

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**Desenvolvimento de um Gerador Síncrono a
Ímãs Permanentes de Alta Rotação Acionado
por uma Microturbina**

Thales Alexandre Carvalho Maia

Brasil

Agosto de 2016

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Thales Alexandre Carvalho Maia

**Desenvolvimento de um Gerador Síncrono a Ímãs
Permanentes de Alta Rotação Acionado por uma
Microturbina**

Tese apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais como requisito parcial à obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Eduardo Mautone Barros
Coorientador: Prof. Dr. Braz de Jesus Cardoso Filho

Escola de Engenharia

Agosto de 2016

*"Porque toda casa é edificada por alguém,
mas o que edificou todas as coisas é Deus."*

Paulo (Hebreus 3:4)

Dedico este trabalho à minha família...

Agradecimentos

Agradeço eternamente

a Deus acima de tudo;

à minha esposa Simone, pela cumplicidade incondicional;

à família, pelo carinho;

ao Professor Mautone, pela motivação, pelo auxílio e amizade durante todos esses anos de trabalho;

ao Professor Braz, pelo amparo, pela paciência, pela amizade, pela convivência e por todas as horas de conversa sobre temas profundos, os quais penetraram em meu âmagô;

ao Osvane, amigo de sempre, pois este trabalho não teria se iniciado sem a sua motivação;

aos Professores Marco Túlio, Anderson Rocha, Renato Lyra, Ramon e Matheus Porto, pela ajuda e orientação dedicada, para garantir a evolução e a qualidade deste trabalho;

aos amigos e colegas de laboratório, pelo incentivo constante: André, Oscar, Mateus, Brian, Giovanni, Fernando, dentre vários outros, que, de alguma forma, contribuíram com este trabalho;

ao IFMG, ao CNPq, à CAPES, ao CTM, e às empresas Weg, Aperam e Fahren pelo apoio financeiro à realização deste trabalho;

que Deus ilumine a todos.

Resumo

A necessidade e oportunidade de aplicação de sistemas de geração microtérmicos são constantes, principalmente quando existe o acesso gratuito a um combustível, ou mesmo quando seu custo de aquisição é muito baixo. A carência de informações disponíveis a respeito de microturbinas a gás, principalmente pela dificuldade de se operar uma máquina elétrica em alta rotação, faz com que a tecnologia existente esteja protegida por patentes e segredo industrial. Este trabalho apresenta o projeto, a prototipagem e a validação, através de ensaios laboratoriais, de um gerador elétrico de alta rotação diretamente acoplado a uma microturbina. Visando um sistema simples, barato e com elevada densidade de potência, um turbocompressor automotivo foi utilizado em conjunto com uma máquina síncrona a ímãs permanentes. O dimensionamento eletromagnético foi realizado, utilizando elementos finitos, visando reduzir o fluxo de dispersão e otimizar a densidade de potência para uma dada geometria de estator e rotor. Em frequências elevadas, o núcleo de estator apresenta perdas muito altas, descaracterizando sua curva de magnetização, a qual foi refeita em todo o espectro de frequências de operação. Um protótipo foi construído visando esclarecer e reconhecer as possíveis variáveis responsáveis por gerar vibração no sistema, o que proporcionou um amplo conhecimento e conduziu a uma operação segura até 100.000 *rpm* em vazio. Ensaios laboratoriais foram conduzidos com o protótipo final, utilizando ar comprimido como fonte primária de energia suprindo corrente a uma carga puramente resistiva através de um retificador trifásico a diodos. A eficiência global desse sistema foi estimada com base na energia fluidodinâmica, com uma geração de até 3,5 *kW*, em rotações variando até 70.000 *rpm*. Os resultados apresentados indicam que algumas simples modificações nesse sistema permitiriam alcançar potências de cerca de 7,2 *kW*, sem promover um aumento nas perdas ou aumento de temperatura, além daquelas já identificadas. Uma análise geral do trabalho demonstra que a grande barreira encontrada para promover o aumento da velocidade e da potência em máquinas elétricas está relacionada aos conceitos básicos de projeto de máquinas elétricas, no qual é, muitas vezes, empregada a metodologia de dimensionamento de máquinas de baixa rotação, mesmo visando aplicação em sistemas de alta rotação.

Palavras-chaves: gerador, alta rotação, energia, microturbina

Abstract

A cheap and reliable electrical micro-thermal generator has become a continuing need across power conversion mainly when fuel is available and affordable. The lack of informations regarding micro-turbine systems, mainly due high speeds generator makes the power conversion subject restrict to patented industrial technology. This work presents the electro-mechanical design and test results of a high speed generator directly driven by a micro-turbine. Aiming a high power density, low cost and straightforward design, a commercial automotive turbocharger was used coupled to a permanent magnet synchronous machine. The generator design was performed using finite element method calculation for flux linkage and power density optimization. The stator core presets higher losses at higher frequencies, therefore a need for experimental ferromagnetic characterization was identified. Prototyping procedure was conducted in order to enlighten common vibration sources, which conducted a safely run up to 100,000 rpm under no load. Lab tests where performed with the turbo-machine driven by compressed air and with a three-phase resistive load connected to the generator terminals. The overall system efficiency was estimated based on the fluid energy with a maximum of 3.5 kW of electric power at 70,000 rpm. Simple fabrication procedures can promote an increase in power generation up to 7.2 kW. An overall analysis demonstrates that increasing power and ward off speed limitations is mainly related to concepts regarding higher speeds electrical machines, which are typically designed using the same principles of lower speeds machines.

Key-words: generator, high speed, energy, micro-turbine

Lista de ilustrações

| | |
|--|----|
| Figura 1.1 – Cenário energético brasileiro (HOLLANDA; ERBER, 2010). | 30 |
| Figura 1.2 – Relação entre as perdas na matriz elétrica e o PIB de diversos países (OUTLOOK, 2010). | 31 |
| Figura 1.3 – Detalhamento de uma conta de energia de um consumidor residencial da CEMIG. | 32 |
| Figura 1.4 – Organograma simplificado para o dimensionamento de um gerador elétrico operando em alta rotação. | 36 |
| Figura 1.5 – Organograma simplificado de algumas opções para dimensionamento de um estator elétrico. | 38 |
| Figura 1.6 – Organograma simplificado de alternativas elencadas para dimensionamento de um rotor para uma máquina elétrica. | 38 |
| Figura 2.1 – Definição das velocidades de rotação definidas pelo autor para máquinas elétricas operando em alta rotação. | 46 |
| Figura 2.2 – Figuras ilustrativas das possíveis aplicações de máquinas elétricas operando em alta rotação (a) Respiradores; (b) Sopradores e aspiradores; (c) Geração de energia; (d) Equipamentos médicos e dentais; (e) Células de combustível; (f) Condicionamento de ar. | 47 |
| Figura 2.3 – Modelos de eixos que operam na a 120.000 <i>rpm</i> e com potências superiores a 10 <i>kW</i> (a) (HONG et al., 2012), (b) (Capstone Turbine Corporation, 2016). | 52 |
| Figura 2.4 – Ilustração da evolução dos trabalhos publicados envolvendo máquinas elétricas de alta rotação. | 54 |
| Figura 3.1 – Componentes de uma micro-turbina: 1 – Gerador; 3 – Compressor; 5 – Queimador; 6 – Turbina Radial; 7 – Recuperador; 9 – Trocador de Calor dos Gases de Exaustão. Estão indicados também: 2 – Admissão de Ar; 4 – Ar para o Recuperador; 8 – Gases de Exaustão; 10 – Escapamento de Gases de Exaustão; 11 – Saída de Água Aquecida; 12 – Entrada de Água. | 58 |
| Figura 3.2 – Visão em corte do modelo comercial da Capstone (C30). | 61 |
| Figura 3.3 – Principais fabricantes de microturbinas no mundo. Em ordem decrescente de participação no mercado: Capstone, Turbec, Cosic, FlexEnergy. | 62 |
| Figura 3.4 – Desenho simplificado de elementos de um turbocompressor. | 65 |
| Figura 3.5 – Mapa de desempenho da turbina do conjunto MP804 (POWER, 2013). | 66 |
| Figura 3.6 – Figura de um mancal de turbocompressor do tipo anel flutuante. | 69 |
| Figura 3.7 – Mancal axial e colar de um turbocompressor. | 72 |
| Figura 3.8 – Ilustração de um compressor centrífugo. | 73 |

| | |
|---|-----|
| Figura 3.9 – Mapa do compressor conjunto MP804 (POWER, 2013). | 73 |
| Figura 4.1 – Curva de magnetização para o Fe-3%Si a 27°C. | 82 |
| Figura 4.2 – Curva de histerese para o Fe-3%Si. | 82 |
| Figura 4.3 – Curva de magnetização em três direções distintas de um monocristal de ferro. | 83 |
| Figura 4.4 – Curva de magnetização do aço silício utilizado em máquinas elétricas (ACESITA, 2014). | 88 |
| Figura 4.5 – Curva de magnetização do aço silício APERAM TESLA | 89 |
| Figura 4.6 – Curva de magnetização do <i>Somaloy</i> Höganäs (HöGANäs, 2014). | 91 |
| Figura 4.7 – Núcleos de aço que serão ensaiados: (a) Aço silício; (b) Aperam e (c) SMC. | 92 |
| Figura 4.8 – Imagens de uma mesma amostra de aço após diferentes processos de corte: (a) Guilhotina; (b) Punção; (c) Laser; (d) Fotocorrosão (EMURA et al., 2003). | 93 |
| Figura 4.9 – Modelo de montagem do ensaio de perdas magnéticas no estator elétrico. | 94 |
| Figura 4.10–Núcleo <i>APERAM</i> cortado e montado para ensaio, em bancada, das propriedades magnéticas. | 95 |
| Figura 4.11–Módulo de potência utilizado para ensaio de perdas em núcleos de aço elétrico: (a) Diagrama e (b) Módulo utilizado. | 96 |
| Figura 4.12–Curva de perdas totais ensaiada a 1200 Hz. | 97 |
| Figura 4.13–Termografia do núcleo: (a) Aço <i>Aperam</i> , (b) região mais interna da geometria, (c) região mais próxima do condutor e (d) região mais externa da geometria. | 98 |
| Figura 4.14–Curva de perdas por histerese magnética ensaiada a 1200 Hz. | 99 |
| Figura 4.15–Curva de densidade de fluxo magnético HB ensaiada a 1200 Hz. | 99 |
| Figura 4.16–Variação da densidade de fluxo no núcleo Aperam, em função da frequência de operação. | 100 |
| Figura 5.1 – Classificação de topologias de microturbinas referenciadas com relação aos mancais: (a) Gerador interno; (b) Gerador e turbina internos; (c) Gerador externo e (d) Mancais externos. | 105 |
| Figura 5.2 – Análise de tensões pelo critério de <i>Von Mises</i> utilizando ímãs retangulares em um eixo com 20 mm de diâmetro e velocidade de 100.000 <i>rpm</i> | 110 |
| Figura 5.3 – Onda de densidade de fluxo magnético de um rotor a ímãs permanentes com geometria circular D20/d8mm, entreferro de 1 mm e magnetizado na direção y | 111 |
| Figura 5.4 – Desenho ilustrativo de um ímã permanente seguindo a topologia de anel e magnetizado na direção transversal. | 112 |
| Figura 5.5 – Resultado da simulação de densidade e linhas de fluxo para o rotor competo do gerador. | 113 |

| | |
|--|-----|
| Figura 5.6 – Metodologia de desenvolvimento adotada para o dimensionamento do gerador elétrico de alta rotação. | 120 |
| Figura 5.7 – Identificação das regiões de saturação magnética para definir a maior área de ranhura disponível. | 122 |
| Figura 5.8 – Análise magnética do estator ranhurado na presença e ausência de sapatas. | 122 |
| Figura 5.9 – Desenho ilustrativo do processo de otimização da ranhura. | 123 |
| Figura 5.10–Modelo final da densidade de fluxo magnético no gerador elétrico. | 124 |
| Figura 5.11–Onda de densidade de fluxo magnético no entreferro. | 124 |
| Figura 5.12–Tensão induzida em uma espira por fase do gerador elétrico operando a 70.000 rpm. | 125 |
| Figura 5.13–Diagrama polar de bobinamento do gerador elétrico. | 126 |
| Figura 5.14–Torque pulsante que aparece em função dos dentes e ranhuras do gerador elétrico, <i>Cogging torque</i> | 127 |
| Figura 5.15–Torque equivalente em geração plena. | 128 |
| Figura 5.16–Densidade de fluxo no entreferro com e sem reação de armadura. | 128 |
| Figura 5.17–Protótipo do estator fabricado segundo o dimensionamento apresentado. | 129 |
| Figura 5.18–Posicionamento das bobinas exploradoras de fluxo. | 129 |
| Figura 5.19–Resultados de ensaio para determinação de resistência série por fase do estator fabricado. | 130 |
| Figura 6.1 – Protótipo 01 - Versão mono-apoiado: (a) Modelo 3D ilustrativo; (b) Eixo fabricado. | 135 |
| Figura 6.2 – Conexão projetada do primeiro protótipo: (a) Desenho ilustrativo; (b) Conexão fabricada. | 136 |
| Figura 6.3 – Protótipo 02 - Versão bi-apoiado: (a) Modelo 3D ilustrativo; (b) Aco- plamento fabricado. | 138 |
| Figura 6.4 – Desenho ilustrativo dos ímãs fabricados sem a precisão de centro necessária. | 139 |
| Figura 6.5 – Protótipo construído da versão mono- e bi-apoiada. | 140 |
| Figura 6.6 – Protótipo 03 - Versão gerador interno: (a) Modelo 3D ilustrativo; (b) Microturbina fabricada (usinada e fundida). | 141 |
| Figura 6.7 – Desenho ilustrativo dos eixo escalonado com seus elementos. | 142 |
| Figura 6.8 – Modos de vibração do conjunto. | 142 |
| Figura 6.9 – Versão desmontada da microturbina com o gerador interno. | 144 |
| Figura 6.10–Caso A – Resultado de balanceamento em alta rotação. | 145 |
| Figura 6.11–Caso B – Resultado de balanceamento em alta rotação. | 146 |
| Figura 6.12–Caso C – Resultado de balanceamento em alta rotação. | 147 |
| Figura 6.13–Caso D – Resultado de balanceamento em alta rotação. | 147 |
| Figura 6.14–Caso E – Resultado de balanceamento em alta rotação. | 148 |
| Figura 6.15–Mancal axial e seus respectivos encostos mostrando a deposição de óleo em função da pré-carga axial. | 148 |

| | |
|---|-----|
| Figura 6.16–Caso F – Resultado de balanceamento em alta rotação. | 149 |
| Figura 6.17–Análise da dispersão de fluxo magnético na região do mancal axial . . . | 150 |
| Figura 7.1 – Desenhos esquemáticos da bancada de fluxo para ensaio da microturbina. | 156 |
| Figura 7.2 – Foto da bancada de fluxo com a turbina montada para o ensaio. | 156 |
| Figura 7.3 – Desenho esquemático da bancada de geração de energia. | 158 |
| Figura 7.4 – Circuito condicionador de tensão por fase do gerador. | 159 |
| Figura 7.5 – Diagrama de cascata da microturbina construída com um bom resultado de montagem. | 161 |
| Figura 7.6 – Diagrama de cascata da microturbina construída com um resultado insatisfatório de montagem. | 162 |
| Figura 7.7 – Aceleração síncrona do eixo da microturbina em função da sua rotação para diferentes cargas elétricas: (a) Sem carga; (b) 1, 2 kW ; (c) 2, 2 kW e (d) 2, 9 kW de carga elétrica na rotação de $60 \times 10^3 \text{ rpm}$ | 163 |
| Figura 7.8 – Resultado comparativo entre a tensão medida e a tensão simulada para as bobinas exploradoras no gerador elétrico, indicadas na Figura 5.18. . | 165 |
| Figura 7.9 – Resultado da tensão induzida em função da rotação em dois ensaios realizados com 6 meses de diferença. | 166 |
| Figura 7.10–Resultado comparativo entre a tensão induzida e a tensão simulada a uma rotação de 70.000 rpm. | 167 |
| Figura 7.11–Resultado do ensaio de geração de energia operando a uma velocidade de 64.000 rpm – 3 kW. | 168 |
| Figura 7.12–Resultado do ensaio de geração de energia operando a uma velocidade de 64.000 rpm com resfriamento habilitado – 3,4 kW. | 169 |
| Figura 7.13–Desenhos esquemático da bancada de fluxo para ensaio da microturbina. | 170 |
| Figura 7.14–Resultado comparativo entre o valor de indutância obtido através de ensaio experimentais e o simulado. | 171 |
| Figura 7.15–Potência elétrica e mecânica da microturbina em função do tempo. . . | 173 |
| Figura 7.16–Potência elétrica e mecânica da microturbina em função da pressão de entrada na turbina. | 174 |
| Figura 7.17–Potência elétrica e mecânica em função da pressão de entrada na turbina para uma rotação fixa (62.000 rpm). | 175 |
| Figura 7.18–Eficiência de conversão global e da turbina em função do tempo. | 176 |
| Figura 7.19–Eficiência de conversão global e da turbina em função da rotação. . . . | 177 |
| Figura 7.20–Eficiência de conversão global e da turbina em função da carga elétrica. | 177 |
| Figura 7.21–Eficiência de conversão global e da turbina em função da pressão de entrada para uma rotação constante (62.000 rpm). | 178 |

Lista de tabelas

| | |
|---|-----|
| Tabela 2.1 – High speed electrical machines publications with experimental evidence. | 55 |
| Tabela 3.1 – Fabricantes / Modelos de Microturbinas disponíveis no mercado. | 60 |
| Tabela 3.2 – Características do Inconel 718A. | 66 |
| Tabela 3.3 – Características do aço ABNT 4340. | 66 |
| Tabela 3.4 – Características do bronze SAE620. | 70 |
| Tabela 3.5 – Características do alumínio ASTM B324. | 74 |
| Tabela 3.6 – Características do conjunto turbocompressor MP084. | 75 |
| Tabela 4.1 – Perdas nos núcleos ferromagnéticos elencados em baixa frequência (50 Hz@1 T) segundo os <i>datasheets</i> | 91 |
| Tabela 4.2 – Perdas magnéticas contabilizadas após os processos de corte em W/kg a 1,5 T/60 Hz (EMURA et al., 2003). | 93 |
| Tabela 4.3 – Características do modulador de potência de 3 níveis projetado. | 95 |
| Tabela 4.4 – Perdas totais dos núcleos de estator ensaiados. | 96 |
| Tabela 5.1 – Características do ímã permanente de NdFeB Classe N48H. | 109 |
| Tabela 5.2 – Características do aço inox AISI310. | 113 |
| Tabela 5.3 – Principais parâmetros do gerador elétrico operando a 70.000 rpm. | 126 |
| Tabela 5.4 – Tabela comparativa entre os valores medidos e calculados da resistência por fase no estator. | 130 |
| Tabela 7.1 – Características do módulo de aquisição NI SCXI-1112. | 157 |
| Tabela 7.2 – Características do sensor de pressão MPX. | 157 |
| Tabela 7.3 – Especificação dos sensores de pressão e sua posição de medição. | 157 |
| Tabela 7.4 – Características dos sensores ambiente. | 158 |
| Tabela 7.5 – Características dos condicionadores de tensão e corrente. | 159 |
| Tabela 7.6 – Características do acelerômetro ICP–UAD1000T. | 160 |
| Tabela 7.7 – Parâmetros elétricos do gerador operando a 70.000 rpm após redução do fluxo magnético para 1,08 T. | 165 |
| Tabela 7.8 – Resultados de tensão e corrente para geração de energia – 3 kW. | 168 |
| Tabela 7.9 – Resultados de tensão e corrente para geração de energia – 3,4 kW. | 169 |

Lista de símbolos

| | |
|-------------------|--|
| β_{pl} | Razão entre a área da garganta da placa de orifício (estagnação) e o maior diâmetro da tubulação (estática) $\beta_{pl} = D_t/D_e$ |
| ΔP_{or} | Queda de pressão na placa de orifício em Pa |
| \dot{m}_{ar} | Vazão mássica de ar em kg/s |
| ϵ | Coefficiente de laminações anisotrópicas |
| η_d | Coefficiente de distorção de densidade de fluxo, que contabiliza o efeito dos harmônicos de distribuição espacial |
| $\eta_{Elétrico}$ | Eficiência Elétrica |
| η_{Global} | Eficiência Global |
| $\eta_{Turbina}$ | Eficiência da turbina |
| γ' | Ângulo de fase entre as correntes das duas camadas de condutores |
| μ_{Oil} | Viscosidade dinâmica do óleo em Ns/m^2 |
| μ_{rrec} | Permeabilidade magnética relativa do ímã permanente |
| ω_{rotor} | Velocidade de rotação do rotor em rad/s |
| ϕ_1 | Fluxo magnético do entreferro em Wb |
| π_c | Razão de compressão do compressor |
| π_t | Razão de expansão da turbina |
| ρ_{ar} | Densidade da mistura de ar em kg/m^3 |
| ρ_{Cu} | Densidade de massa específica do cobre em kg/m^3 |
| ρ_{PM} | Peso específico do ímã permanentes em kg/m^3 |
| σ_{2Fe} | Condutividade elétrica do núcleo do rotor em S/m |
| σ_{Cu} | Condutividade elétrica do cobre a $80^\circ C$ em S/m |
| σ_{PM} | Condutividade elétrica dos ímãs em S/m |
| A_{1z} | Vetor potencial magnético na direção z da primeira bobina |

| | |
|---------------------|--|
| A_{2z} | Vetor potencial magnético na direção z da segunda bobina |
| $A_{efn\u00facleo}$ | Área de caminho magnético efetivo do núcleo em m^2 |
| A_{est} | Área de estagnação (maior diâmetro) em m^2 |
| a_p | Número de bobinas em paralelo por fase |
| A_t | Área da garganta da placa de orifício (estática) em m^2 |
| a_w | Número de condutores em paralelo |
| b_{11} | Largura da ranhura |
| b_{14} | Abertura da ranhura do estator em m |
| b_{1con} | Largura de todos os condutores na ranhura |
| B_{mOh} | Valor de pico da densidade de fluxo magnético de ordem harmônica h (1,3,5...) e direção cartesiana $O(x,y,z)$ em T |
| B_r | Densidade de fluxo residual |
| B_{sl} | Componente de densidade de fluxo magnético em função da abertura das ranhuras de estator em T |
| C_{dc} | Coefficiente de descarga combinado da placa de orifício |
| C_d | Coefficiente de descarga da placa de orifício |
| D_{mancal} | Diâmetro do mancal em m |
| dF_{rPM} | Força inercial centrífuga em um elemento do ímã permanente em N |
| e_c | Eficiência politr\u00f3pica do compressor |
| e_c | Eficiência politr\u00f3pica do compressor |
| e_t | Eficiência politr\u00f3pica da turbina |
| e_t | Eficiência politr\u00f3pica da turbina |
| f_0 | Frequ\u00eancia nominal de opera\u00e7\u00e3o da m\u00e1quina el\u00e9trica em Hz |
| FSS | Fundo de escala - <i>Full Scale Span</i> |
| g' | Entreferro efetivo em m |
| h_c | Altura do condutor na ranhura |
| h_{mancal} | Espessura do filme fluido em m |

| | |
|---------------------|---|
| I_{ah} | Corrente que circula no condutor de ordem harmônica em h em A |
| I_a | Corrente fundamental que circula no condutor em A |
| k_{1R} | Fator de Correção de resistência contabilizando o efeito <i>Skin</i> |
| k_C | Coefficiente de Carter onde $k_C = g'/g$ |
| k_{w1} | Fator de enrolamento na frequência fundamental |
| L_{cond} | Comprimento efetivo das bobinas por fase em m |
| $l_{efn\u00facleo}$ | Comprimento do caminho magnético efetivo do núcleo em m |
| $L_{estator}$ | Comprimento efetivo do estator em m |
| L_{mancal} | Comprimento do mancal em m |
| m_{ar} | Massa molar da mistura de ar |
| m_{Cu} | Massa efetiva dos condutores de cobre em kg |
| m_{Fe} | Massa do material ferromagnético em kg |
| m_{molH} | Massa molar de hidrogênio ($1 \times 10^{-3} kg$) |
| m_{molN} | Massa molar de nitrogênio ($14 \times 10^{-3} kg$) |
| m_{molO} | Massa molar de oxigênio ($16 \times 10^{-3} kg$) |
| m_{sl} | Número de condutores por ranhura arranjados um acima do outro em duas camadas (Número deve ser ímpar) |
| N | Número de espiras em série por fase da máquina elétrica |
| N_{esp_n} | Número de espiras do núcleo de ensaio |
| N_{esp} | Número de espiras por bobina |
| P_{1we} | Perdas nos condutores de cobre pelas correntes parasitas em W |
| P_{1w} | Potência dissipada nos condutores de cobre em W |
| P_{2Fe} | Perdas no núcleo de estator |
| P_{adm} | Pressão de admissão em Pa |
| $P_{An\u00f4m}$ | Perdas Anômalas |
| $P_{E,C}$ | Pressão na entrada do compressor |

P_{est} Pressão estática na placa de orifício
 $P_{FeTotais}$ Perdas totais no estator
 P_{Hist} Perdas Histeréticas
 P_{ISA} Pressão padrão ISA
 P_{mancal} Potência dissipada nos mancais
 P_{Paras} Perdas Parasíticas
 P_{PM} Perdas no ímã permanente em função da variação de fluxo
 P_{sat} Pressão de saturação em Pa
 P_t Pressão de estagnação na placa de orifício
 R_K Constante universal dos gases perfeitos para o ar em kg
 R_{mol} Constante universal dos gases perfeitos
 R_{scc} Resistência elétrica em corrente contínua de uma máquina elétrica em Ω
 S_{2Fe} Área superficial do rotor em m^2
 s_a Seção circular do condutor elétrico em m^2
 S_{Bob_1} Área da primeira ranhura preenchida pela bobina em m^2
 S_{Bob_2} Área da segunda ranhura preenchida pela bobina em m^2
 S_{PM} Área superficial do ímã em m
 t_1 Passo da ranhura de estator em m
 T_{adm} Temperatura de admissão em K
 T_{ISA} Temperatura padrão ISA em K
 Ur Umidade relativa do ambiente em $\%$
 $W_{Isentropica}$ Potência adiabática em W
 $W_{Isentropica}$ Potência isentrópica em W
 Y_{Ar} Concentração molar de oxigênio e nitrogênio no ar em $\%v/v$
 Y_{H_2O} Concentração molar de H_2O no ar em $\%v/v$
 $W_{Gerador}$ Potência do Gerador Elétrico

$W_{Turbina}$ Potência gerada na Turbina

$P_{E,T} / P_{S,T}$ Razão de expansão da Turbina

$P_{S,C} / P_{E,C}$ Razão de compressão do compressor

Sumário

| | | |
|----------|---|-----------|
| 1 | INTRODUÇÃO | 29 |
| 1.1 | Relevância | 30 |
| 1.2 | Motivação | 31 |
| 1.2.1 | Microturbinas a gás | 33 |
| 1.3 | Objetivo | 35 |
| 1.4 | Metodologia | 35 |
| 1.5 | Contribuições | 38 |
| 1.6 | Organização do Texto | 40 |
| 2 | MÁQUINAS ELÉTRICAS DE ALTA ROTAÇÃO | 43 |
| 2.1 | Introdução | 44 |
| 2.2 | Definição de Alta Rotação | 45 |
| 2.3 | Aplicações para Sistemas de Alta Rotação | 46 |
| 2.4 | Um Esboço da Evolução: Estado da Arte | 48 |
| 2.5 | Conclusão | 55 |
| 3 | MICROTURBINA | 57 |
| 3.1 | Introdução | 58 |
| 3.2 | Sistemas Comerciais | 59 |
| 3.3 | Princípio de funcionamento | 61 |
| 3.4 | Turbocompressores | 63 |
| 3.5 | Componentes do Turbocompressor | 64 |
| 3.5.1 | Turbinas Radiais | 64 |
| 3.5.2 | Eixo | 65 |
| 3.5.3 | Mancais | 67 |
| 3.5.4 | Compressores centrífugos | 72 |
| 3.5.5 | Setor | 74 |
| 3.6 | Definição do conjunto Turbocompressor | 74 |
| 3.7 | Balanceamento | 76 |
| 3.8 | Conclusão | 78 |
| 4 | ESTATOR: NÚCLEO FERROMAGNÉTICO | 79 |
| 4.1 | Introdução | 80 |
| 4.2 | Magnetização | 80 |
| 4.3 | Histerese magnética | 81 |
| 4.4 | Perdas | 83 |

| | | |
|------------|--|------------|
| 4.4.1 | Ruído Barkhausen | 85 |
| 4.4.2 | Discussões | 85 |
| 4.5 | Materiais Ferromagnéticos | 86 |
| 4.5.1 | Aço Silício 0,5 mm | 86 |
| 4.5.2 | Aço Silício APERAM | 89 |
| 4.5.3 | <i>Soft Magnetic Composite (SMC)</i> | 89 |
| 4.6 | Bancada de ensaios | 92 |
| 4.6.1 | Metodologia | 93 |
| 4.6.2 | Resultados | 96 |
| 4.7 | Conclusão | 101 |
| | | |
| 5 | GERADOR ELÉTRICO | 103 |
| 5.1 | Introdução | 104 |
| 5.2 | Topologia da Microturbina | 104 |
| 5.3 | Topologia do Gerador | 106 |
| 5.4 | Ímã permanente | 107 |
| 5.4.1 | Neodímio-Ferro-Boro | 107 |
| 5.4.2 | Energia de Máxima Distorção | 110 |
| 5.4.3 | Enrolamento amortecedor | 112 |
| 5.5 | Modelos do gerador elétrico | 114 |
| 5.5.1 | Discussões complementares | 118 |
| 5.6 | Solução Numérica | 120 |
| 5.7 | Projeto Eletromagnético | 121 |
| 5.7.1 | Densidade de fluxo | 121 |
| 5.7.2 | Bobinas de estator | 125 |
| 5.7.3 | Conjugado nominal | 127 |
| 5.7.4 | Reação de armadura | 127 |
| 5.8 | Estator fabricado | 128 |
| 5.9 | Conclusão | 130 |
| | | |
| 6 | FABRICAÇÃO E TESTE OPERACIONAIS | 133 |
| 6.1 | Introdução | 134 |
| 6.2 | Protótipos | 134 |
| 6.2.1 | Mono-apoiado | 134 |
| 6.2.2 | Bi-apoiado | 137 |
| 6.2.3 | Gerador interno | 140 |
| 6.3 | Frequência Natural do Conjunto | 141 |
| 6.4 | Balanceamento | 143 |
| 6.4.1 | Caso A | 145 |
| 6.4.2 | Caso B | 145 |

| | | |
|-------------|--|------------|
| 6.4.3 | Caso C | 146 |
| 6.4.4 | Caso D | 146 |
| 6.4.5 | Caso E | 148 |
| 6.4.6 | Caso F | 149 |
| 6.5 | Dispersão Magnética Axial | 149 |
| 6.6 | Conclusão | 150 |
| 7 | RESULTADOS | 153 |
| 7.1 | Introdução | 154 |
| 7.2 | Bancada de Ensaio | 154 |
| 7.2.1 | Medição de Temperatura | 156 |
| 7.2.2 | Medição de Pressão | 157 |
| 7.2.3 | Medição das condições ambientes | 157 |
| 7.2.4 | Medição de tensão e corrente | 158 |
| 7.2.5 | Medição de vibração | 159 |
| 7.3 | Procedimentos de Ensaio | 160 |
| 7.4 | Ensaio de Vibração | 160 |
| 7.4.1 | Primeiro Ensaio de Aceleração | 161 |
| 7.4.2 | Segundo Ensaio de Aceleração | 162 |
| 7.4.3 | Resposta de Vibração Síncrona | 163 |
| 7.5 | Ensaio de Densidade de Fluxo | 163 |
| 7.6 | Ensaio de Tensão Induzida | 166 |
| 7.7 | Ensaio de Geração de Energia | 166 |
| 7.8 | Ensaio da Reatância | 170 |
| 7.9 | Ensaio da Microturbina | 172 |
| 7.9.1 | Análise Termodinâmica do Sistema | 172 |
| 7.9.2 | Resultados | 172 |
| 7.10 | Discussões Gerais | 175 |
| 7.11 | Conclusão | 179 |
| 8 | CONCLUSÃO E PROPOSTAS DE CONTINUIDADE | 181 |
| 8.1 | Conclusões | 182 |
| 8.2 | Propostas de Continuidade | 183 |
| | REFERÊNCIAS | 185 |

APÊNDICES **203**

APÊNDICE A – EQUACIONAMENTO DOS MAPAS EXPERIMENTAIS DE TURBOCOMPRESSORES 205

| | | |
|------------|---|------------|
| A.1 | Definição das constantes | 205 |
| A.2 | Cálculo da densidade de ar de admissão | 205 |
| A.3 | Vazão mássica pela placa de orifício | 206 |
| A.4 | Temperatura e pressão de estagnação | 207 |
| A.5 | Correção de Vazão e Rotação padrão ISA | 208 |
| A.6 | Eficiência Politrópica | 208 |
| A.7 | Eficiência Isentrópica | 208 |

1 Introdução

Este capítulo apresenta a relevância do tema, a motivação e o objetivo do projeto de pesquisa, destacando as principais contribuições alcançadas. Por fim, o enfoque dos demais capítulos deste texto é mencionado, com a finalidade de demonstrar ao leitor cada etapa da execução deste trabalho.

Sumário

| | | |
|------------|---------------------------------------|-----------|
| 1.1 | Relevância | 30 |
| 1.2 | Motivação | 31 |
| 1.3 | Objetivo | 35 |
| 1.4 | Metodologia | 35 |
| 1.5 | Contribuições | 38 |
| 1.6 | Organização do Texto | 40 |

1.1 Relevância

Ao longo das últimas décadas, as atividades socioeconômicas se tornaram cada vez mais dependentes da energia elétrica. Da saúde ao desenvolvimento social, da indústria ao bem-estar e lazer de cada indivíduo - em todas as culturas e continentes, o crescimento da demanda é patente. Em contraste com essa demanda, o sistema nacional de energia elétrica expandiu-se com base em uma estrutura pouco eficiente.

A presença de uma matriz energética pouco eficiente pode ser atribuída a uma evolução histórica. No século passado, muita energia estava disponível, o que implicou em preços reduzidos e pouca preocupação com seu desperdício. Com o passar dos anos, a energia, que antes era excessiva, passa a ser limitada. A melhoria da matriz não foi fomentada, e os custos dessa ineficiência acabaram sendo repassados ao consumidor. Um desenho ilustrativo apresentado na Figura 1.1 demonstra o visível desperdício ainda aplicável à matriz energética nacional.

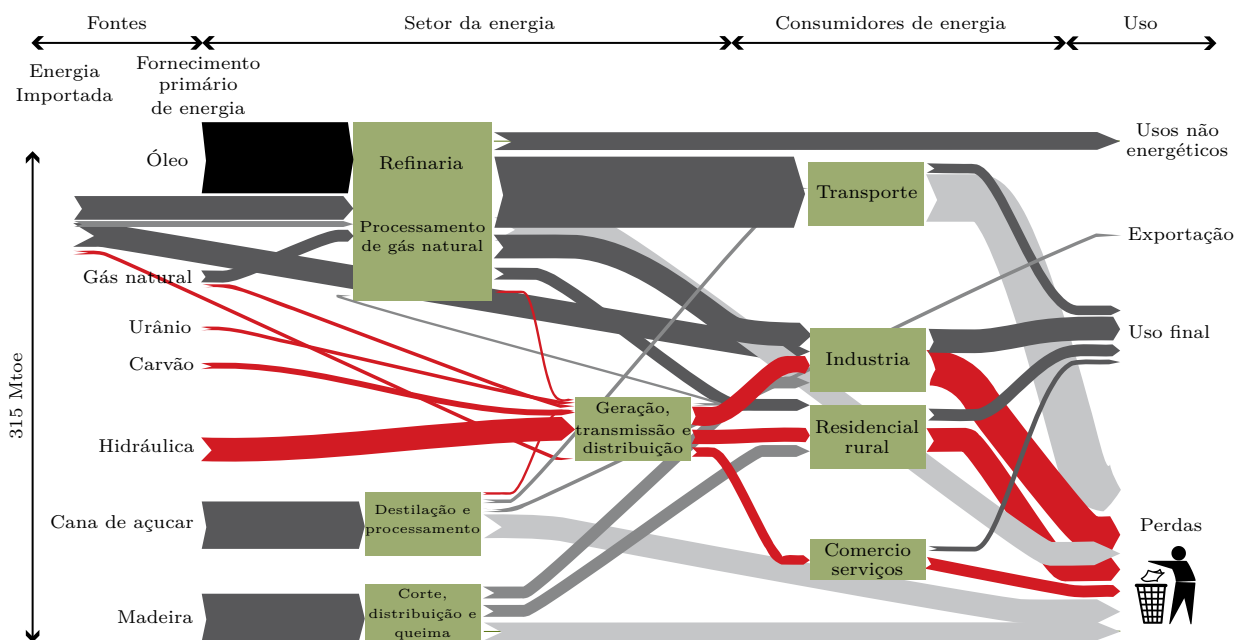


Figura 1.1 – Cenário energético brasileiro (HOLLANDA; ERBER, 2010).

Caso fosse possível incorporar um aumento de eficiência de 10% nos setores da transmissão e distribuição de eletricidade, a energia economizada seria equivalente à introdução de uma nova central geradora do porte da Usina hidroelétrica do Rio Madeira. O aumento da eficiência é viável e pode ser, como ilustrado na Figura 1.2, observado na prática em países como o Canadá cuja extensão territorial e geração de base hídrica assemelham-se às do Brasil.

A predominância, em ambos os países, de uma geração hidráulica é meritória no aspecto de utilização de fontes renováveis (BP, 2013). Entretanto a geração hidráulica é refém da sazonalidade e das variações climáticas. A utilização de termoelétricas é uma

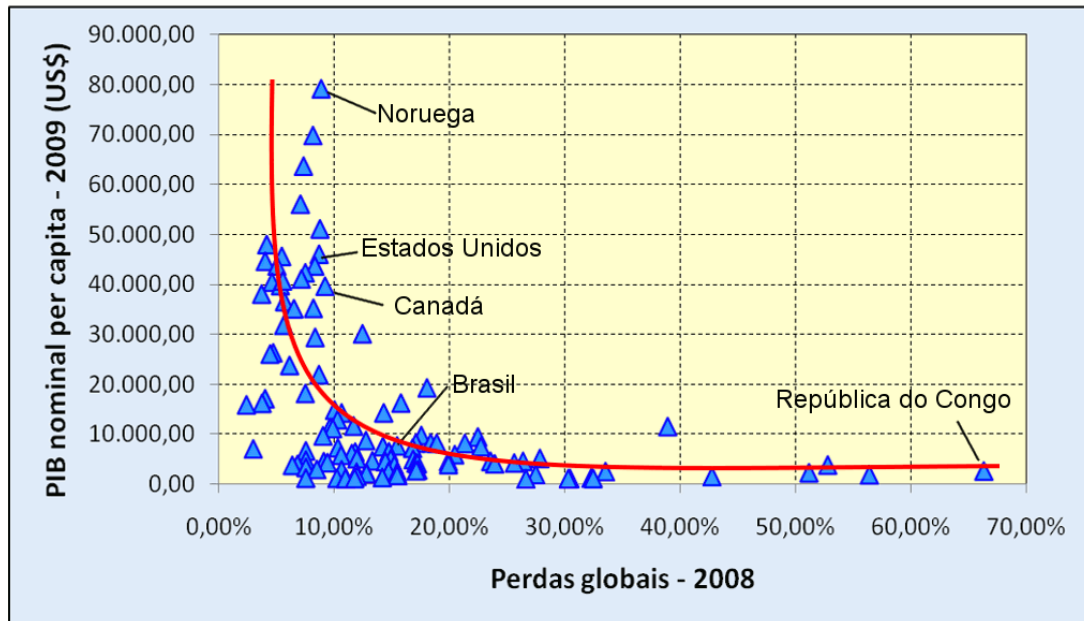


Figura 1.2 – Relação entre as perdas na matriz elétrica e o PIB de diversos países (OUTLOOK, 2010).

das possíveis soluções a curto prazo para permitir uma operação do sistema desvinculada de sazonalidades. Essa diversificação da matriz promove, também, a descentralização da geração, contribuindo para aumentar a qualidade, a suportabilidade e a eficiência do sistema elétrico. Sendo assim, o desenvolvimento de um sistema de microgeração se torna uma necessidade dentro do cenário apresentado.

1.2 Motivação

A descentralização da energia utilizando microgeradores está difundida através de pequenos sistemas eólicos e fotovoltaicos. Pautados na Resolução 482 pela ANEEL (Agência Nacional de Energia Elétrica), microprodutores de energia já operam fornecendo energia à rede através desses sistemas.

O consumidor é o principal financiador do sistema elétrico, sendo que o mesmo patrocina desde o custo da geração de energia elétrica, a distribuição e a transmissão da energia. Em termos quantitativos, a geração representa apenas 20% do valor total pago à concessionária, como pode ser observado na Figura 1.3. Logo, em um cenário onde cada centro consumidor consuma a própria produção, o retorno ao investimento acontece 5 vezes mais rápido, justificando o fomento aos microprodutores nos últimos anos.

A geração distribuída está, muitas vezes, associada à proximidade do centro consumidor ao centro gerador, dispensando a linha de transmissão para o acesso à energia. Essa solução foi adotada no século passado por Thomas Edison, devido às limitações impostas a uma rede de corrente contínua. Através da utilização de correntes alternadas,

| Informações de Faturamento | | | | | |
|----------------------------|------------|-------|----------------|------------|--------|
| PARCELAS | VALOR(R\$) | % | PARCELAS | VALOR(R\$) | % |
| Energia | 26,37 | 21.21 | Enc. setoriais | 7,33 | 5.90 |
| Distribuição | 43,65 | 35.10 | Tributos | 43,43 | 34.93 |
| Transmissão | 3,56 | 2.86 | Total | 124,34 | 100.00 |

Figura 1.3 – Detalhamento de uma conta de energia de um consumidor residencial da CEMIG.

proposta por Nikola Tesla, a transmissão de energia em longas distâncias se tornou atraente. Esse sistema se expandiu e, recentemente, as perdas elétricas na transmissão e na distribuição podem chegar a contabilizar cerca de 20% da energia total produzida no país (MOREIRA, 2012).

A geração distribuída propõe um novo olhar sobre o modelo atual e apresenta várias vantagens em relação ao modo de geração convencional:

- Viabiliza a eficiência energética regional;
- Melhora os custos da energia nas atividades economicamente críticas;
- Viabiliza o emprego das fontes renováveis disponíveis;
- Viabiliza unidades geradoras de pequeno porte;
- Fornece energia adequada ao tipo de consumo;
- Produz amplos efeitos econômicos locais e regionais;
- Reduz perdas na matriz elétrica;
- Aumenta a confiabilidade do sistema, reduzindo as possibilidades de *blackouts*;
- Possibilita o atendimento a comunidades isoladas;
- Apresenta novas opções de negócios;
- Evita novas áreas alagadas;
- Diversifica a matriz energética e, assim, o sistema não fica sujeito às variações climáticas ou à oferta de combustíveis;
- Fortalece o conceito de microrredes.

Apesar das vantagens apresentadas de eficiência e do aspecto financeiro, para que essa proposta seja efetivamente consolidada, uma série de barreiras ainda devem ser vencidas (DIAS; BORTONI; HADDAD, 2006):

- Politicamente, falta legislação que proteja os pequenos produtores de energia, impossibilitando que locais com elevada oferta de energia usufruam de toda a sua capacidade energética;
- Os sistemas de geração em baixa potência disponíveis no mercado têm um custo elevado ou, em alguns casos, eficiência reduzida;
- O custo do investimento em sistemas descentralizados de geração de energia só apresenta retorno em longo prazo, o que desestimula o crescimento do setor.

Além das dificuldades apresentadas, o mercado de microgeração está totalmente focado em fontes renováveis do tipo solar e eólica, geralmente ignorando outras fontes de energia como combustíveis líquidos ou gasosos, renováveis ou fósseis. Alguns tipos de combustíveis apresentam grande disponibilidade e custo reduzido, contudo isso não é devidamente aproveitado devido à carência de um sistema de geração térmica compatível. A melhor ilustração para essa afirmativa é a região Amazônica: a abundância energética na forma de biomassa é ignorada e na região é utilizado o óleo Diesel desde o transporte até à geração de eletricidade.

Alguns sistemas motogeradores foram modificados buscando uma flexibilidade operacional de combustível, por exemplo para permitir o uso do gás natural. Todavia, o custo de operação desse equipamento ainda é muito elevado, principalmente o custo associado à manutenção (PAPAGIANNAKIS; HOUNTALAS, 2004).

1.2.1 Microturbinas a gás

As microturbinas são uma alternativa viável por serem sistemas compactos com elevada densidade de potência, capazes de operar ilhadas ou conectadas diretamente à rede. São considerados sistemas de microgeração por possuírem uma potência inferior a 100 *kW*. Esse sistema é identificado por um único eixo rotativo e possui faixas de velocidades de operação que variam entre 60.000 e 250.000 *rpm*.

Dentre as principais vantagens desse sistema, é possível citar:

1. Flexibilidade na utilização de combustíveis: pode operar com basicamente todos os tipos de combustíveis líquidos e gasosos (gasolina, etanol, Diesel, óleo, gás natural, GLP, etc). Através de uma modificação da câmara de combustão, pode operar com gases pobres (gases de processo, biogás, etc);

2. Baixo custo de manutenção: por consistir de somente uma parte móvel, a máquina tem sua manutenção simplificada e reduzida;
3. Elevada densidade de potência: devido à alta rotação da máquina, as microturbinas comerciais podem ocupar cerca de um quarto do volume e possuir uma massa cerca de um oitavo da massa dos motores Diesel comerciais de potência equivalente. Isso significa uma menor demanda de infraestrutura para instalação;
4. Possibilidade de associação de turbinas: para atender a aplicações especiais que necessitem de maior potência, é possível associar várias turbinas a um único queimador, o que reduz o custo final de geração.

Por outro lado, foram identificadas também algumas desvantagens, baseadas na análise dos sistemas comercialmente disponíveis:

1. Custo inicial: equipamentos importados e com elevado valor agregado inviabilizam sua utilização;
2. Eficiência de conversão: a eficiência da microturbina é cerca de 3% inferior à do motor Diesel.

A eficiência reduzida pode ser contornada pela associação de uma microturbina a um ciclo combinado de aquecimento ou resfriamento. A eficiência dessa operação conjunta pode alcançar valores superiores a 70%. Além disso, se a microturbina for associada a ciclos de cogeração, eficiências superiores a 77% são tangíveis (PIERCE, 2007; LANDINI; SANT'ANA, 2013; PAULA, 2004; HO; CHUA; CHOU, 2004; HWANG, 2004). Todavia, o elevado custo de aquisição da microturbina muitas vezes inviabiliza sua utilização. Essa situação reclama por alternativas que sejam mais baratas e simples.

A exclusividade comercial desse equipamento é justificada por sua complexidade tecnológica, principalmente pelo fato de operar em velocidades de rotação muito elevadas.

Em uma turbomáquina, quanto mais alta for a sua velocidade de rotação, maior será a sua densidade de potência (PEIRS; REYNAERTS; VERPLAETSEN, 2004). Considerando que, para microgeração, a potência em foco é de apenas alguns quilowatts. Para um sistema rotativo, quanto maior a sua velocidade de rotação, maior será a sua potência e menor será o seu volume.

Analisando esse conceito, percebe-se que a quantidade de massa não é apresentada na equação, bem como não são modeladas as possíveis influências decorrente da operação de uma turbomáquina acoplada a uma máquina elétrica. Nessa situação, por exemplo, diversas variáveis são introduzidas e o nível de dificuldade aumenta ainda mais.

A carência de informações a respeito de uma microturbina a gás na literatura, associada à necessidade de sistemas de microgeração mais baratos, aponta a necessidade de pesquisa sobre o tema. Essas discussões serão abordadas neste trabalho.

1.3 Objetivo

A busca literária por sistemas semelhantes a uma microturbina, no intuito de compreender seu funcionamento através de casos reais, também não retornou resultados satisfatórios. Diversos são os sistemas rotativos que operam em altas velocidades, porém, os sistemas eletricamente acionados são tratados em poucas publicações.

Esse fato pode ser associado à dificuldade do desenvolvimento de máquinas elétricas operando em alta rotação¹. As restrições, muitas vezes, relacionam a vibração em operação, os métodos de fabricação, as escolhas dos mancais e, até mesmo, a elevação de temperatura devido à alta frequência de operação. Os trabalhos, que reuniram essas informações e que conseguiram efetivamente apresentar uma máquina elétrica operando em alta rotação sem carga, se depararam com uma série de outras dificuldades quando tentaram realizar trabalho, seja convertendo energia mecânica em elétrica ou elétrica em mecânica.

Este trabalho de pesquisa visa o desenvolvimento de um sistema eletromecânico operando em alta rotação. Será apresentada nesta tese uma pesquisa voltada ao desenvolvimento, construção e validação de um gerador elétrico acionado por uma microturbina a gás, utilizando ar comprimido.

O estudo tem também como restrição uma implementação de baixo custo utilizando peças e equipamentos disponíveis no mercado e focando, principalmente, no gerador elétrico e na operação deste.

1.4 Metodologia

A revisão bibliográfica envolvendo máquinas elétricas de alta rotação indicou que, na maioria dos casos, a máquina é dimensionada considerando os mesmos conceitos adotados para o dimensionamento de uma máquina operando em baixa rotação. Essas informações são úteis, muito embora não promovam nenhuma inovação ao tema. Ao mesmo tempo, não demonstram um caso de sucesso, no qual esse trabalho pudesse se basear. Sendo assim, foi adotada uma metodologia de projeto semelhante ao dimensionamento de turbomáquinas, e essa foi aplicada ao projeto de máquinas elétricas.

¹ *Alta rotação*: Não existe uma padronização literária que defina de forma clara e que possa ser utilizada para se definir faixas de valores para baixa, média e alta rotação. Dessa forma, o autor propõe o termo alta rotação seja utilizado para máquinas elétricas que operem acima de 60.000 rpm.

Os parâmetros base, dimensões e potência, foram inspiradas em um modelo comercial de turbocompressor automotivo, buscando herdar todos os pontos positivos desse sistema. Uma vez que o estudo de máquinas de fluxo já é consolidado na literatura, existiu uma menor preocupação com os componentes da microturbina, como o compressor e a turbina. Essa medida contribuiu para que o esforço do trabalho estivesse focado em máquinas elétricas de alta rotação, permitindo, inclusive, que os resultados deste trabalho sejam utilizados em outras máquinas elétricas.

Na Figura 1.4 é possível identificar algumas das principais aplicações de uma máquina elétrica operando em alta rotação, além das diferentes topologias que podem ser adotadas. Optou-se por utilizar a topologia de máquinas síncronas a ímãs permanentes, por permitir uma maior densidade de potência e uma maior liberdade geométrica (ZWYSSIG et al., 2005).

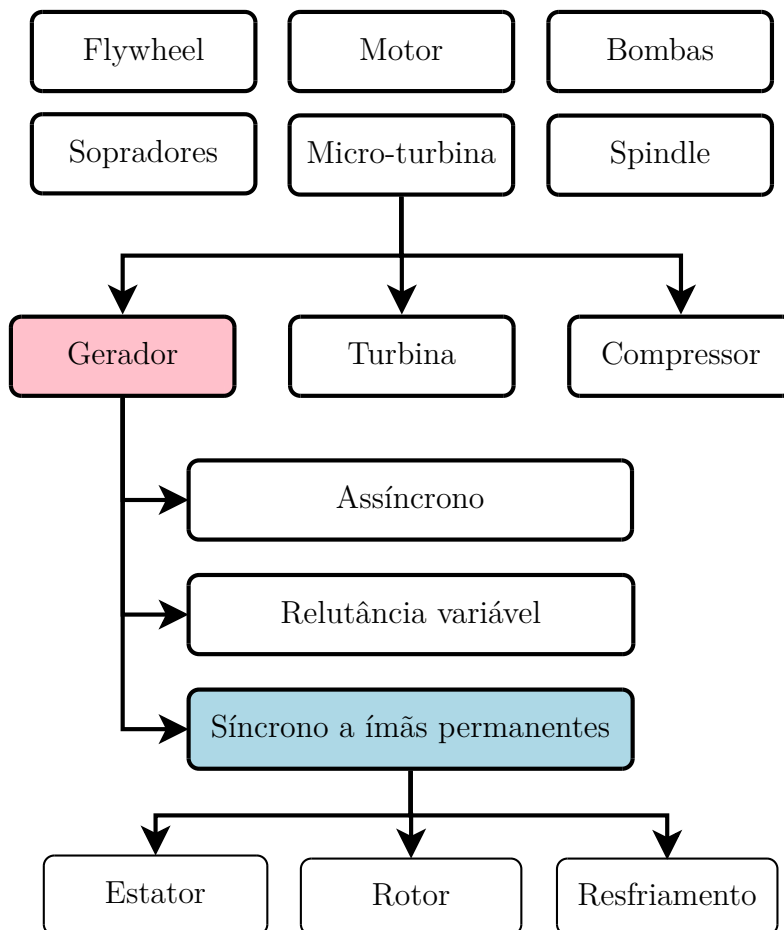


Figura 1.4 – Organograma simplificado para o dimensionamento de um gerador elétrico operando em alta rotação.

Em uma máquina síncrona a ímãs permanentes, o esforço de projeto eletromagnético está no núcleo de estator e no material dos ímãs permanentes. Para o núcleo do estator, os modelos analíticos foram parcialmente desconsiderados, devido à alta frequência de operação e à carência de informações sobre aços elétricos operando em alta frequência.

Por esse motivo, optou-se por realizar ensaios em bancada, para caracterizar cada material e, assim, identificar qual seria a melhor opção.

Uma outra solução para garantir a operação segura dessas máquinas, sem comprometer o seu funcionamento, seria alterar o material dos condutores para ligas de cobre especiais. Conquanto, tal medida foge à proposta de um sistema barato e, por esse motivo, foi adotado um condutor esmaltado *Classe F* (NEMA, 2008). Todas as opções consideradas são apresentadas na Figura 1.5, porém não serão discutidas no trabalho.

Os ímãs de alta energia (Neodímio-Ferro-Boro) possuem uma desvantagem por estarem limitados a baixas temperaturas de operação, pois podem se desmagnetizar em altas temperaturas. Porém, constituem-se em uma boa opção quando se visa um sistema com elevada densidade de potência. Por essa razão, será adotado também um sistema de lubrificação para os mancais, capaz de remover calor do eixo, garantindo, assim, a baixa temperatura para operação do ímã.

Visando também reduzir as perdas por atrito no ímã permanente, um eixo mais fino foi utilizado permitindo a adoção de um ímã permanente com diâmetro reduzido. Ímãs com diâmetros menores reduzem a velocidade tangencial de operação e descartam a necessidade de luva de retenção. Operando em altas rotações, a velocidade tangencial se torna crítica e, dessa forma, faz-se obrigatória a utilização de uma luva externa capaz de suportar as cargas de ruptura. Essa medida também reduz as perdas por atrito com o ar, evitando-se, assim, perdas e aquecimento no sistema. Além disso, um diâmetro reduzido de eixo permite que um maior volume de ímã permanente seja utilizado e assim uma maior densidade de potência.

Os eixos com diâmetros menores também garantem uma perda menor nos mancais. Para esse sistema, ao invés de empregar algumas das soluções propostas na literatura, envolvendo mancais a ar, magnéticos ou de rolamento, serão adotados os mancais de anel flutuante utilizados no sistema turbocompressor, cujas vantagens principais são o custo e simplicidade. Essa opção não é adotada em máquinas elétricas, pois geralmente operam com mancal de rolamento. Dentre as alternativas discutidas para o rotor, algumas das linhas avaliadas são apresentadas na Figura 1.6.

Outro ponto importante é o entreferro de uma máquina elétrica operando em alta rotação. A literatura sugere o aumento do entreferro, o que reduz a densidade de fluxo e, conseqüentemente, o desacoplamento eletromecânico entre a turbina e o gerador. Essa prática não foi adotada neste trabalho, pois a máxima potência só será obtida com o menor entreferro possível, e não existem justificativas favoráveis ao aumento do entreferro, caso o sistema esteja com os níveis seguros de vibração durante a operação.

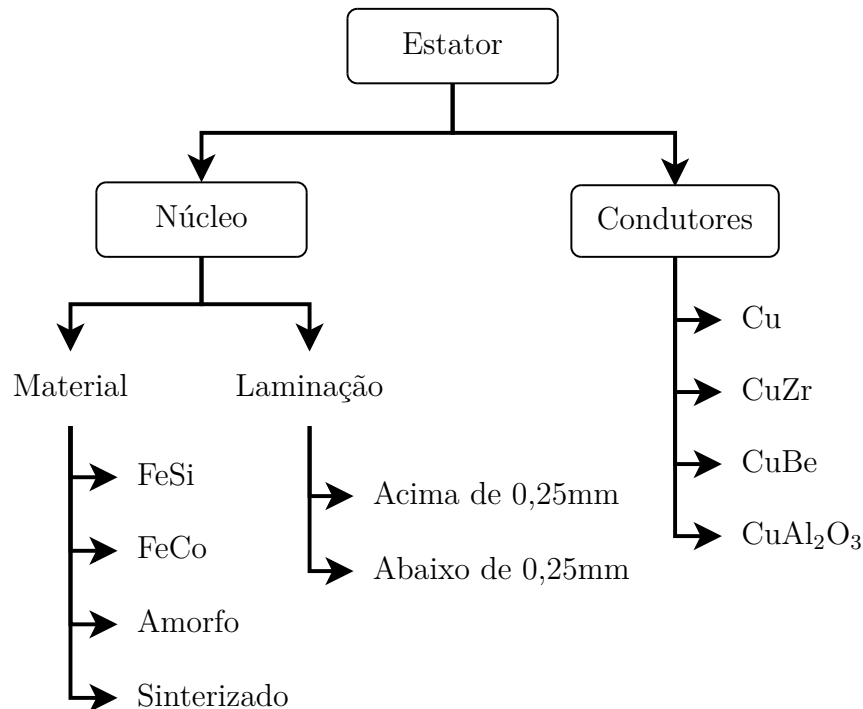


Figura 1.5 – Organograma simplificado de algumas opções para dimensionamento de um estator elétrico.

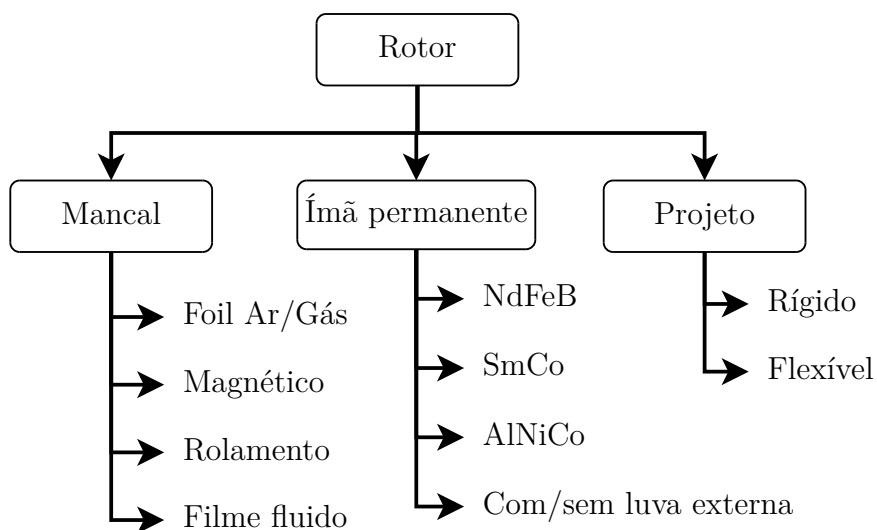


Figura 1.6 – Organograma simplificado de alternativas elencadas para dimensionamento de um rotor para uma máquina elétrica.

1.5 Contribuições

A principal contribuição desse trabalho é a validação do projeto de um gerador elétrico operando em alta rotação acionado por uma microturbina a gás. A carência de publicações para esse sistema e que contenham resultados experimentais agregam a esse resultado a maior contribuição e a imagem completa desse trabalho. Agregado a esse conceito, é possível listar algumas contribuições individuais:

- Adoção de eixos flexíveis em máquinas elétricas de alta rotação e com operação acima da segunda frequência natural do eixo.
- Utilização de ímãs de Neodímio-Ferro-Boro, comumente condenado pela literatura por serem menos resistentes à elevação de temperatura.
- Operação em alta rotação sem a necessidade de luvas de retenção, amplamente discutidas na literatura como necessárias para os ímãs permanentes. Nesse trabalho foi adotada apenas para operar como enrolamento amortecedor.
- Emprego de mancais de anel flutuante, com reduzido custo de aquisição e ótimas propriedades operacionais em alta rotação.
- Utilização de geometrias de rotores convencionais de turbocompressores automotivos para redução de custos.
- Identificação dos efeitos, através de uma pré-carga no mancal axial, causados por uma dispersão magnética na máquina elétrica, impedindo seu correto funcionamento.
- Validação dos efeitos de skin magnético no núcleo de estator e a redução da permeabilidade magnética.
- Validação da simulação eletromagnética do gerador elétrico operando em alta rotação.
- Necessidade de uma eletrônica de potência por um retificador controlado para eliminação de harmônicos e elevação de potência elétrica.

Quando analisados os procedimentos, ou o processo percorrido para atingir os objetivos apresentados, encontra-se também algumas figuras de mérito que podem ser listadas:

- O desenvolvimento de uma metodologia simplificada para caracterização de materiais ferromagnéticos, visando nortear parâmetros não vislumbrados nos dados fornecidos pelo fabricante, como efeitos de corte das chapas, empilhamento, e operações em frequências mais elevadas ($\sim 1,2 \text{ kHz}$).
- A crucialidade da compensação do efeito da excentricidade de massa em um gerador operando em alta rotação, através do processo de balanceamento em alta rotação.
- Análise dos efeitos de usinagem de um ímã permanente de terra rara e seus efeitos frente ao processo de oxidação do material.
- Discussão das vantagens e desvantagens entre diferentes tipos de posicionamento entre os rotores da microturbina e o gerador elétrico, devidamente validados por ensaios experimentais.

Em resumo, os procedimentos propostos divergem da literatura consultada e introduzem novos conceitos ao projeto, uma vez que a metodologia tradicional de desenvolvimento de máquinas elétricas foi deixada de lado e alguns aspectos do projeto de turbomáquinas foram incorporados a esse sistema.

Essa metodologia é devidamente validada através de ensaios experimentais. Essa validação derruba as atuais barreiras identificadas no desenvolvimento de máquinas elétricas operando em alta rotação e promovem um novo olhar, um novo direcionamento à pesquisa no tema.

1.6 Organização do Texto

Este trabalho está organizado em oito capítulos, subdivididos seguindo as etapas de projeto para uma máquina elétrica de alta rotação.

O capítulo 1 apresenta um breve resumo da relevância do trabalho apresentado e quais foram as claras contribuições para o conhecimento na área de máquinas elétricas operando em alta rotação.

O esclarecimento das dificuldades não deve iniciar, sem antes ser feita uma ampla revisão no tema. No capítulo 2, as publicações mais recentes envolvendo máquinas elétricas são apresentadas, buscando nortear as definições e a metodologia de projeto que seria adotada. Reunindo diversas publicações, uma comparação é feita, demonstrando o que há de mais tangível na literatura técnica.

Tendo sido identificadas as principais dificuldades, no capítulo 3, o sistema foi brevemente explicado, focando os esforços no esclarecimento acerca do conjunto compressor, gerador e turbina. Partindo de um sistema comercial automotivo de turbocompressor, seus componentes, passando pela definição das geometrias, materiais, até os mancais e selos.

Definida a maioria dos componentes mecânicos, no capítulo 4 é dada atenção especial aos materiais ferromagnéticos, conduzindo o leitor a compreender as dificuldades relacionadas à utilização de um material incompatível com a velocidade de operação do sistema. Ainda nesse capítulo, é proposto um ensaio simplificado, para caracterizar os materiais em regiões de operação não listadas pelo fabricante; e, finalmente, define-se o melhor material ferromagnético.

No capítulo 5, é mostrado um estudo detalhado sobre os componentes do gerador elétrico, incluindo modelos analíticos para ilustrar as dificuldades de dimensionamento. Os resultados de dimensionamento são previamente apresentados, juntamente com o estator fabricado.

A melhor compreensão da fabricação e de suas dificuldades são discutidas no

capítulo 6. A evolução do conhecimento a partir da construção de diversos protótipos, conduziram a diversas melhorias no sistema e a finalização de uma máquina operando em altas rotações.

Todo o estudo é, então, validado no capítulo 7. Nesse mesmo capítulo, são identificadas as futuras melhorias no sistema, que são apresentadas no capítulo 8 como propostas de continuidade junto com a conclusão final do trabalho.

2 Máquinas Elétricas de Alta Rotação

Contextualizando o desenvolvimento atual de máquinas elétricas operando em alta rotação, este capítulo aborda o estado da arte em patentes, desenvolvimentos teóricos e experimentais. As informações reunidas são confrontadas e discutidas.

Sumário

| | | |
|-----|--|----|
| 2.1 | Introdução | 44 |
| 2.2 | Definição de Alta Rotação | 45 |
| 2.3 | Aplicações para Sistemas de Alta Rotação | 46 |
| 2.4 | Um Esboço da Evolução: Estado da Arte | 48 |
| 2.5 | Conclusão | 55 |

2.1 Introdução

A invenção da máquina elétrica de corrente alternada é atribuída ao cientista e inventor Nikola Tesla (1856-1946), no ano de 1883, em Estrasburgo (França) (SEIFER, 1998). Essa invenção promoveu grandes avanços relacionados à conversão e à transmissão da energia elétrica. Porém, passados mais de um século, encontram-se ainda máquinas elétricas comerciais com nítidas semelhanças às suas predecessoras do século *XIX*. Quando ainda comparado ao desenvolvimento promovido em outros meios científicos, como o da eletrônica e o das telecomunicações, podemos considerar que quase não houveram significativas evoluções no projeto de uma máquina elétrica.

Atualmente, se compararmos aos avanços na área da computação, existem poucos grupos de pesquisa trabalhando com máquinas elétricas e poucos trabalhos publicados nesse tema pela comunidade acadêmica, principalmente devido à carência de investimentos e o tempo demandado para produzir esse tipo de pesquisa. Entre projetar, construir e validar experimentalmente uma máquina rotativa, muito investimento é aplicado para se obter, a longo prazo, resultados.

Com os avanços da pesquisa de materiais, como o processo de sinterização e a redução de custo dos ímãs de terras-raras, diversas novas topologias de máquinas elétricas surgiram. A compreensão de transformar um conceito antigo, i.e. máquinas com características semelhantes às do século *XIX*, em algo inovador, é conflitante.

Algo inovador nesse campo de pesquisa seria, por exemplo, colocar em operação uma máquina síncrona a ímãs permanentes de fluxo radial em alta rotação. Limitações para esse sistema surgem imediatamente, seja no projeto mecânico, no projeto elétrico ou na interação de ambos.

Recentemente, alguns estudos buscaram aplicar uma miniaturização em turbinas, visando a portabilidade de sistemas de conversão da energia (EPSTEIN, 2003). Considerando, comparativamente, a densidade de energia equivalente das baterias de Li-Íon de $0,72 \text{ MJ/kg}$ e de combustíveis, como a gasolina, de $46,9 \text{ MJ/kg}$, em sistemas portáteis, esses desenvolvimentos são de extrema relevância. Porém, apesar de todo o avanço nas pequenas turbo-máquinas, não existem máquinas elétricas capazes de converter essa energia em elevadas rotações.

Dessa forma, este trabalho busca expandir os conceitos amplamente divulgados de máquinas elétricas e aplicá-los com uma ótica diferenciada, demonstrando as singularidades e as dificuldades de se aumentar a velocidade desses sistemas.

2.2 Definição de Alta Rotação

É importante definir um ponto referencial para alta rotação, que sirva de base de comparação para discutir os trabalhos literários consultados. A necessidade dessa definição surge, principalmente, pela divergência recorrente entre diversos autores, que intitulam seus trabalhos como sendo de "Alta Rotação". Na literatura, encontram-se trabalhos teóricos com velocidades de operação inferiores a 60.000 *rpm* (LI et al., 2012; HOSHINO; MORIMOTO; MATSUI, 2005; MORIMOTO et al., 2006; CRESCIMBINI; LIDOZZI; SOLERO, 2012; ANTIPOV; KRUCHININA; GROZOV, 2013) e trabalhos ensaiados laboratorialmente com velocidades inferiores a 35.000 *rpm* (SIVASUBRAMANIAM et al., 2009), todos eles identificados como alta rotação.

Nas publicações relacionadas a veículos automotores, também são encontrados trabalhos que envolvem o dimensionamento de motores elétricos em alta rotação. Essas máquinas podem alcançar rotações de até 20.000 *rpm* (SAHIN, 2001), mas restritas a esse valor.

Buscando ainda em aplicações de potência em torno de 500 *W*, onde as grandezas dimensionais são dezenas de vezes inferiores, já se podem encontrar publicações que mencionam velocidades de operação entre 200.000 e 400.000 *rpm* (HONG et al., 2014; HOSHINO; MORIMOTO; MATSUI, 2005; HONG et al., 2013). Essa faixa representa um salto nos índices de rotação em relação aos trabalhos supracitados e já utilizam conceitos diferentes, variando desde os mancais utilizados, geometrias e massas diferentes. Dessa forma, essas rotações podem ser categorizadas como "Super Alta Rotação".

Indo um pouco mais além, alguns trabalhos que não apresentam resultados experimentais demonstram uma nova faixa de velocidade, sendo essas acima de milhões de rotações por minuto, podendo ser definida como "Extra Alta Rotação" (EPSTEIN, 2003). Contudo, esses sistemas são nano-turbinas com dimensões de rotor inferiores a 20 *mm* e sem nenhuma aplicação real de conversão de energia pela carência do gerador elétrico. Sendo assim, o autor propõe que para esse trabalho, a "Alta Rotação" como a faixa de velocidade compreendida entre 60.000 e 200.000 *rpm*. As definições são apresentadas através da Figura 2.1.

A definição é importante para que não haja conflito com outros conceitos. Em turbo máquinas, por exemplo, "Alta Rotação" está relacionada a operar acima da primeira frequência natural. Em contrapartida, na indústria de máquinas elétricas, três novos conceitos são discutidos:

- Velocidade tangencial – Máquinas elétricas que operem com velocidade tangencial de rotor superior a 100 *m/s* ou 140 *m/s*;
- Velocidade de rotação – Sem uma definição clara de faixas de velocidade;

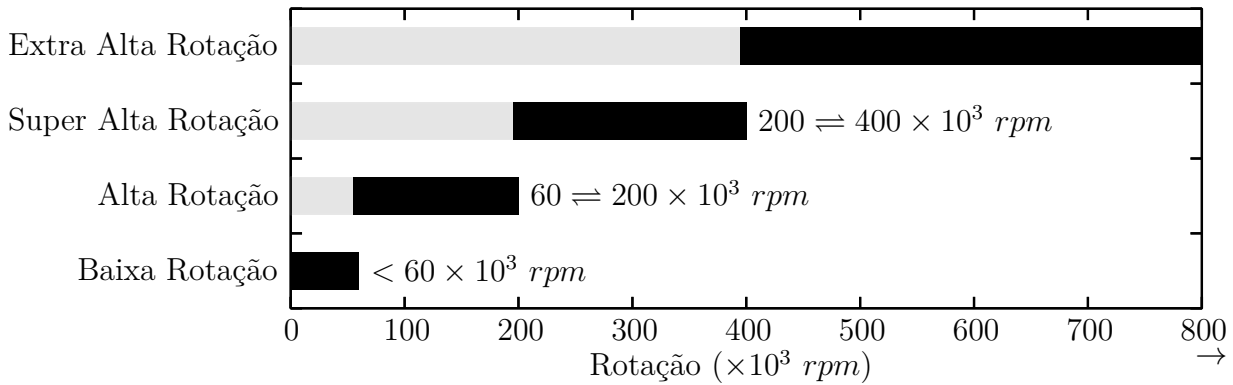


Figura 2.1 – Definição das velocidades de rotação definidas pelo autor para máquinas elétricas operando em alta rotação.

- Modificação de projeto – Consideram ainda, máquina elétrica de alta rotação é aquela onde a velocidade de operação implicou em decisões específicas de projeto.

Cada um dos conceitos apresentados será adotado de acordo com a conveniência de cada autor, valendo dos recursos e das dificuldades para se atingir o objetivo esperado.

2.3 Aplicações para Sistemas de Alta Rotação

A miniaturização de sistemas de conversão de energia, como máquinas elétricas, permite uma vasta aplicabilidade, como pode ser citado:

1. Respiradores (Figura 2.2a) → A redução de volume e peso podem auxiliar não somente na portabilidade para atendimentos em resgate, mas também permitir a mobilidade de pacientes.
2. Sopradores e aspiradores (Figura 2.2b) → A possibilidade de se permitir um maior fluxo de ar pode ser empregada tanto em sopradores, quanto em aspiradores industriais.
3. Turbinas a gás e CAES (Figura 2.2c) → Utilização para geração de energia através de turbinas que operam com elevada velocidade rotacional.
4. Equipamentos médicos e dentais (Figura 2.2d) → A substituição de equipamentos pneumáticos por sistemas acionados eletricamente que permitem controle de torque.
5. Células de combustível (Figura 2.2e) → Manutenção de pressão para células de combustível demanda sistemas compactos e compatíveis ao tamanho da mesma.
6. Ar condicionado e bombas de calor (Figura 2.2f) → Aumento da capacidade térmica por volume, através da utilização de compressores com reduzido volume efetivo.

7. Aplicações como micro-usinagem, aplicações laboratoriais, hibridização ou eletrificação veicular, dentre outras.



Figura 2.2 – Figuras ilustrativas das possíveis aplicações de máquinas elétricas operando em alta rotação (a) Respiradores; (b) Sopradores e aspiradores; (c) Geração de energia; (d) Equipamentos médicos e dentais; (e) Células de combustível; (f) Condicionamento de ar.

Nas últimas décadas, os esforços para redução do tamanho das máquinas elétricas conduziram algumas pesquisas que visavam a sua aplicação em sistemas portáteis, desde computadores até celulares (PEIRS et al., 2007). Em escalas um pouco maiores, eles já têm sido utilizados como sistemas de potência auxiliar e unidades de potência auxiliar para aviões por diversos anos (ALMASI, 2012). Todavia, a tecnologia de ponta faz com que o sistema ainda possua um custo de aquisição elevado e requeira mão-de-obra especializada para a manutenção do mesmo.

Dessa forma, é muito importante o fomento da pesquisa envolvendo motores ou geradores elétricos operando em alta rotação, principalmente devido às diversas áreas de

aplicação em que eles podem ser utilizados. Não é possível ignorar que cada sistema possui sua especificidade e que uma máquina projetada para aplicações odontológicas não terá as mesmas características de uma máquina de potência auxiliar. Todavia, espera-se que o conceito global seja idêntico, auxiliando o projetista a consolidar a máquina.

2.4 Um Esboço da Evolução: Estado da Arte

O reconhecimento do potencial de se operar máquinas elétricas em alta rotação já havia sido identificado por Boglietti (BOGLIETTI et al., 1992), que iniciou um estudo sobre as barreiras tecnológicas para a produção de *spindles* operando em velocidades mais elevadas em uma época com recursos bem mais escassos que os atuais. Essas barreiras foram lentamente ultrapassadas e são discutidas ao longo deste texto.

Focando, inicialmente, apenas na velocidade operacional, identifica-se uma série de publicações, mas que ainda estão distantes da proposta do trabalho.

- Sivasubramaniam et al. (SIVASUBRAMANIAM et al., 2009) abordam uma máquina com elevada potência gerando energia a 10.000 *rpm*, para aplicações comerciais e militares, e discutem as vantagens da densidade de potência em alta rotação.
- Crescimbinini et al. (CRESCIMBININI; LIDOZZI; SOLERO, 2012) relacionam a hibridização veicular com a necessidade de máquinas elétricas operando em altas rotações sem caixas de transmissão, contudo chega ao máximo de 18.000 *rpm*. Mirzaei et al. (MIRZAEI; BINDER, 2008) também apresentam um trabalho teórico na mesma faixa de rotação, buscam otimizar a densidade de fluxo de ímãs permanentes para redução de massa, do ruído audível e evitar uma possível ruptura do ímã permanente operando nesse tipo de máquina elétrica.
- Sahin (SAHIN, 2001) apresenta um projeto completo de uma máquina axial de alta rotação, contudo se limita aos ensaios a 20.000 *rpm*.
- Já Morimoto et al. (MORIMOTO et al., 2006) discutem as dificuldades de controle em uma máquina elétrica da alta rotação e propõem uma metodologia de controle com estimação de posição, com sucesso, até 30.000 *rpm*.
- WeiLi et al. (LI et al., 2012) apresentam alguns aspectos térmicos, usando, como base de teste, um protótipo projetado para operar a 60.000 *rpm* e 117 *kW*. Contudo, conseguiram validação apenas a 48.000 *rpm*, sem carga, e a 2.250 *rpm*, com carga. Da mesma forma, Antipov et al. (ANTIPOV; KRUCHININA; GROZOV, 2013) explora o projeto térmico, mas ficam restritos a uma faixa de operação de até 12.000 *rpm*.

- Binder et al. (BINDER; SCHNEIDER; KLOHR, 2006) se preocupam-se com a ruptura de ímãs permanentes posicionados no rotor, conduzindo ensaios a velocidades de até 40.000 *rpm*.
- Fei et al. (FEI; LUK, 2008) apresentam diversos aspectos teóricos relacionados a uma máquina de fluxo axial operando até 50.000 *rpm*, entretanto não mostram resultados experimentais.

Uma dificuldade natural surge em todos os trabalhos consultados no momento em que se busca aumentar a potência da máquina elétrica. O aumento de carga traz dificuldades à operação do sistema. Alguns trabalhos buscam extrapolar esses limites, mas encontram barreiras principalmente experimentais, ao se aplicar cargas elétricas ou mecânicas. Essa barreira muitas vezes não é devidamente justificada nos trabalhos devido à carência de uma caracterização mecânica do sistema.

A conversão de energia elétrica para mecânica, ou vice-versa, apresenta diversas variáveis de análise. Contudo, para produzir trabalho efetivo, em um acionamento real, entram em cena acoplamentos mecânicos, fluidodinâmicos ou eletromagnéticos. Esses podem produzir instabilidades e conduzir à falha do sistema.

Entre os trabalhos com faixa de velocidades um pouco mais altas, foram encontrados:

- Hong et al. (HONG et al., 2014) testaram, com sucesso, uma máquina e validaram seu projeto eletromagnético a 100.000 *rpm*, contudo, não conseguiram retirar potência do mesmo. Discute as dificuldades relacionadas aos acoplamentos mecânicos na rotação apresentada. Buscando investigar uma melhoria nas perdas elétricas por parte do estator elétrico, validaram uma pequena turbina conectada a um gerador operando à mesma velocidade, entretanto não drenou potência superior a 500 *W* (HONG et al., 2013).
- Ede et al. (EDE; ZHU; HOWE, 2002) demonstram um dos efeitos de não se dimensionar corretamente o eixo de um motor *Brushless DC* operando a aproximadamente 100.000 *rpm*. O motor falhou ao operar na primeira frequência natural.
- Zhao et al. (ZHAO et al., 2007) desenvolveram, na NASA, um protótipo visando eficiência, capacidade de 200.000 *rpm* e uma potência de 2 *kW*. No entanto, sua validação também esteve restrita a uma operação sem carga.
- Também na NASA, Nagorny et al. (NAGORNY; JANSEN; KANKAM, 2007) conseguiu construir um sistema de armazenamento de energia através de um volante de inércia e de um motor de indução operando a 60.000 *rpm* e a 3 *kW*.
- Pfister et al. (PFISTER; PERRIARD, 2010) conseguiram testar um motor elétrico operando à rotação de 200.000 *rpm* e uma potência mecânica de 2 *kW*, testada

utilizando um freio magnético. Contudo, não mostraram quais seriam as dificuldades para se utilizar esse motor em um acionamento.

- Imeberdorf et al. (IMBERDORF; NUSSBAUMER; KOLAR, 2010), focam seu trabalho na validação de um mancal magnético axial e radial, para um gerador operando a 500.000 *rpm*, com potência esperada de 1 *kW*. Esse mesmo trabalho está relacionado com alguns outros trabalhos coordenados por Zwyszig e Kolar, publicados de acordo com a evolução do sistema, entre 2005 e 2008 (ZWYSSIG et al., 2005; ZWYSSIG et al., 2007; ZWYSSIG; ROUND; KOLAR, 2008).

Além disso, existem trabalhos didáticos, que buscam ultrapassar as barreiras operacionais de velocidade com 1.000.000 *rpm* (ZWYSSIG; KOLAR; ROUND, 2009) e até 10 milhões de rotações (WILDMANN; NUSSBAUMER; KOLAR, 2010).

Zwyszig e Kolar também conduziram diversos outros trabalhos aplicados à miniaturização e à elevação de rotação de máquinas elétricas (TUYSUZ; ZWYSSIG; KOLAR, 2014). Além disso, promoveram a análise de mancais para algumas dessas máquinas (LOOSER; KOLAR, 2011; LOOSER; KOLAR, 2014; BAUMGARTNER; BURKART; KOLAR, 2012), principalmente mancais magnéticos (LOOSER, 2013; STEINERT; NUSSBAUMER; KOLAR, 2014). Dentre outros temas explorados, estão o sistema de controle e a eletrônica de potência (KRÄHENBÜHL et al., 2009).

Novák et al. (NOVÁK; NOVÁK; ČEŘOVSKY, 2011) apresentam resultados experimentais de um controle vetorial para uma máquina operando a 42.000 *rpm*. Takahashi (TAKAHASHI et al., 1994) estudaram também o comportamento de um inversor operando com uma máquina a ímãs permanentes, com velocidades de até 60.000 *rpm* com carga. A utilização de eletrônica de potência nesse sistema é mandatória visando o sentido do fluxo de potência, da máquina elétrica para a rede elétrica. Nessa situação, a utilização de um circuito de sincronia com a rede, *PLL* é amplamente discutida na literatura por diversos autores (SOARES, 2012; LUIZ, 2007; AMEI et al., 2002; WEIZHENG et al., 2009; HIGUCHI et al., 2000; HAQUE; NEGNEVITSKY; MUTTAQI, 2008; YAMAMURA; ISHIDA; HORI, 1999; TEREZA, 2011; ROLAN et al., 2009; YIN et al., 2007; JADRIC; BOROJEVIC; JADRIC, 2000; SUUL et al., 2008; SUUL; LJOKELSOY; UNDELAND, 2009; RODRIGUEZ et al., 2005; SILVA, 2006), apresentando ainda trabalhos que discutem desde a implementação do microcontrolador na eletrônica de potência (CHENG; YUAN, 2011), ao controle de uma máquina a ímãs permanentes (BROWN, 2002; YEDAMALE, 2003; HANSELMAN, 1994).

Boisson et al. (BOISSON et al., 2014) preocupam-se em produzir um estudo acerca das frequências naturais do estator, diferentemente dos demais autores, que focam exclusivamente no eixo rotor.

Venegas et al. (VENEGAS et al., 2007) também possuem um trabalho peculiar,

que apresenta detalhes relacionados ao cálculo de parâmetros para máquinas operando em alta frequência utilizando o cálculo de campo por elementos finitos.

Gerada et al. (GERADA et al., 2011) estudam as barreiras de se operar um motor de indução a uma velocidade de 75.000 *rpm* e uma potência de 10 *kW*, relacionando a máxima energia de distorção no material do rotor e nas possíveis barras desse sistema.

Vasculhando formas de se otimizar a eficiência de uma máquina elétrica para se operar com um turbocompressor, Cho et al. (CHO; JANG; CHOI, 2006) avaliam alternativas para a redução de perdas no rotor operando em alta velocidade.

Park et al. (PARK; CHOI; HAM, 2011) foram os primeiros autores a relacionarem os resultados de se operar um pequeno gerador de 400.000 *rpm* à potência nominal de 500 *W*. Discutem as reais barreiras relacionadas ao balanceamento desse sistema, e concluem que a dificuldade de se conseguir balancear não permitiu uma operação acima de 280.000 *rpm*.

No intuito de superar essa barreira de elevação de potência, Hoshino et al. (HOSHINO; MORIMOTO; MATSUI, 2005) demonstram que, trabalhando com um entreferro extremamente alto, é possível se operar a 65.000 *rpm* gerando 80 *kW* de potência. Contudo, o aumento excessivo do entreferro faz com que o volume do ímã seja maior, reduzindo a densidade de potência e inviabilizando a proposição do trabalho.

Pelas análises apresentadas, o autor identifica que alcançar uma potência acima de 3 *kW* operando a uma rotação acima de 60.000 *rpm* configura uma barreira tecnológica e um *gap* de informações. Sendo assim, as causas dessa barreira devem ser investigadas. Além disso, dentre os trabalhos relacionados, poucos apresentam resultados práticos, i.e. a utilização de uma máquina como *spindle* ou até uma conversão da energia. A dificuldade em alcançar estes patamares faz com que a maioria dos trabalhos discutidos tenham um caráter primordial de simulação.

Para ilustrar, o mesmo grupo que lidera as publicações em máquinas de alta rotação operando a 500.000 *rpm* e 1 *kW*, apresenta uma considerável redução de velocidade para 250.000 *rpm* e 580 *W* teóricos quando acopladas a pás de um compressor radial (ZHAO et al., 2012). Um trabalho semelhante trata também de rotores de turbina para a geração de energia, sem conseguir ultrapassar os mesmos valores de 250.000 *rpm* e 500 *W*. (KRÄHENBÜHL, 2010).

Diversos outros trabalhos apresentam valores de rotação e de potência compatíveis, geralmente discutem resultados de simulação e não reconhecem as barreiras de se obter, na prática, os dados calculados (BAE et al., 2003; SHAHAT; KEYHANI; SHEWY, 2010; RIEMER; LEßMANN; HAMEYER, 2010; FENGXIANG et al., 2002). Sem dúvida, essas publicações possuem um grau de contribuição, mas devem ser criteriosamente avaliadas, devido à ausência de uma validação experimental.

Van der Geest et al. (GEEEST et al., 2013) analisam, através de simulações, as perdas, em alta rotação, de condutores próximos ao rotor; eles propõem algumas alternativas para se melhorar a eficiência da máquina.

Dentro do cenário proposto, Hong et al. (HONG et al., 2012) apresentam um sistema capaz de operar a 120.000 *rpm* e 15 *kW*. Apesar de discutirem que o dinamômetro utilizado não permite operação em alta rotação, Hong defende resultados contraditórios. Nesse sistema, foram utilizados mancais *air foil*, que possuem elevado custo de aquisição (AGRAWAL, 1997) e necessitam de projetos exclusivos, não sendo de fácil dimensionamento e fabricação. Além disso, como pode ser observada na Figura 2.3 (a), a solução adotada por Hong foi enrijecer o eixo para distanciar as frequências naturais da velocidade de operação. Essa é a mesma solução adotada pela *Capstone Turbine Corporation*, também apresentada na Figura 2.3 (b), o que implica em um excesso de massa desnecessária e produzindo maiores perdas nos mancais.

Quando se trabalha com dimensões maiores no eixo, o ímã permanente também cresce. Isso demanda o projeto de uma luva de retenção, que seria desnecessária caso o ímã possuísse dimensões inferiores.

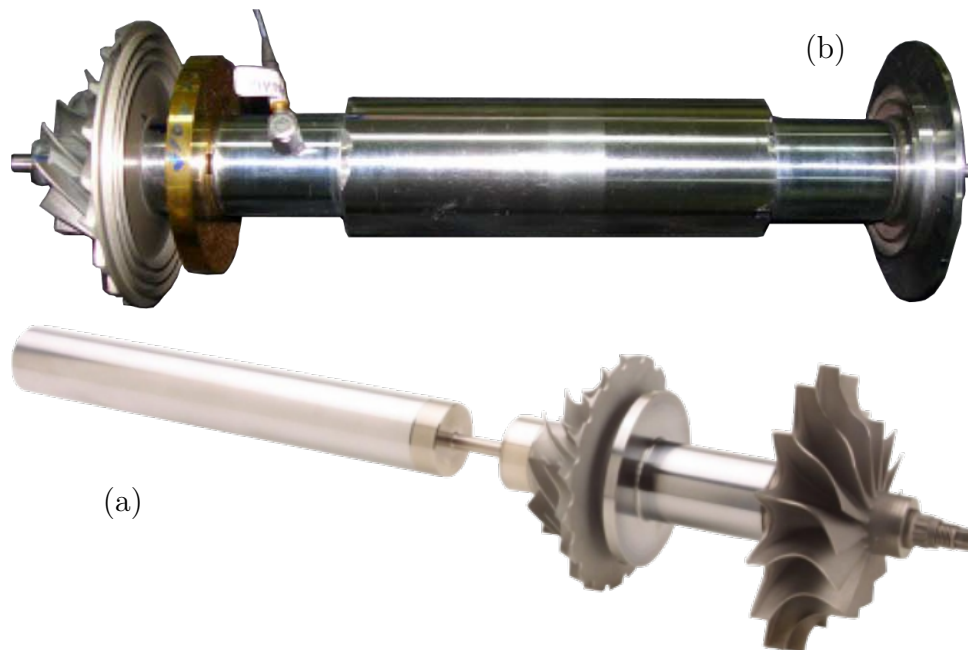


Figura 2.3 – Modelos de eixos que operam na a 120.000 *rpm* e com potências superiores a 10 *kW* (a) (HONG et al., 2012), (b) (Capstone Turbine Corporation, 2016).

De todos os trabalhos consultados, apenas Noguchi apresentou um sistema com maior semelhança à proposta desse trabalho. Focando principalmente na aplicação para a indústria automotiva, demonstrou resultados com medições elétricas operando em 120.000 *rpm*, com uma potência de 2,2 *kW* (NOGUCHI et al., 2005; NOGUCHI; KANO, 2007). O grande entreferro utilizado facilita sua operação, contudo promove uma redução

na densidade de potência da máquina, o que confronta a proposta desse trabalho de ter uma máquina com elevada densidade de potência.

Rahman et al. (RAHMAN; CHIBA; FUKAO, 2004) apresenta o primeiro estudo relacionando a dificuldade de se aumentar tanto a velocidade de rotação quanto a potência disponível no eixo, mostrando uma correlação direta entre a potência e a rotação para máquinas elétricas. Dentre as dificuldades relatadas, é possível enumerar: as elevadas perdas no estator e no rotor por correntes parasitas, o que demanda materiais eficientes e um sistema de resfriamento eficiente. Além disso, o rotor deve ser robusto, para suportar as possíveis tensões de ruptura e variações de carga; os mancais devem ser estáveis, eliminando a possibilidade de se utilizar mancais de filme fluido, devido às instabilidades sub-síncronas; e é discutida a necessidade de se enrijecer o eixo evitando as frequências naturais. Contudo, as considerações apresentadas pelo autor são limitadas a partir do momento em que não é permitido ao sistema operar acima de sua frequência natural com eixos flexíveis e mancais a óleo.

Kolondzovski et al. (KOLONDZOVSKI et al., 2011) vão mais além e caracterizam, dentre os trabalhos disponíveis, quais são os teóricos, industriais e laboratoriais. Dentro de uma análise, montam um comparativo entre alguns compressores relacionando perdas e velocidades críticas para cada potência esperada. O resultado desse levantamento bibliográfico é comparado também aos sistemas comerciais disponíveis no mercado. No entanto, dos trabalhos levantados, os projetos ainda conservam eixos rígidos e massas elevadas.

Recentemente, Gerada et al. (GERADA et al., 2014) reuniram novamente diversos trabalhos publicados; não só listaram os relacionados a máquinas elétricas operando em alta rotação, mas também discutiram sua aplicação e necessidade. Apresentam uma revisão completa sobre a necessidade de se escolher o melhor material para o estator, com espessura mais fina e com tensão de escoamento superior. Relata, também, a alternativa da utilização de ligas especiais de cobre para os condutores, que permita uma operação em temperaturas muito mais elevadas e uma maior densidade superficial de corrente. Compara as opções de ímãs permanentes, contudo considera que, em função das elevadas temperaturas de operação, a única solução seria utilizar ímãs de Samário-Cobalto (SmCo) - recentemente, porém, já é possível se encontrar ímãs de AlNiCo - ligas de ferro a base de Alumínio, Níquel e Cobalto, com densidade de fluxo remanente de $1 T$, que suportam temperaturas de até $1080\text{ }^{\circ}\text{C}$. Por outro lado, considera que essas elevações de temperatura estão associadas a ímãs com grande volume devido ao diâmetro do eixo. Como solução, utilizar um eixo mais fino e um ímã com diâmetro menor reduz as perdas do mesmo, devido à redução de sua velocidade tangencial e das perdas por atrito. Esse mesmo trabalho apresenta, também, uma curva comparativa entre publicações encontradas na literatura, e elabora uma curva relacionando potência e rotação, que são apresentadas na Figura 2.4.

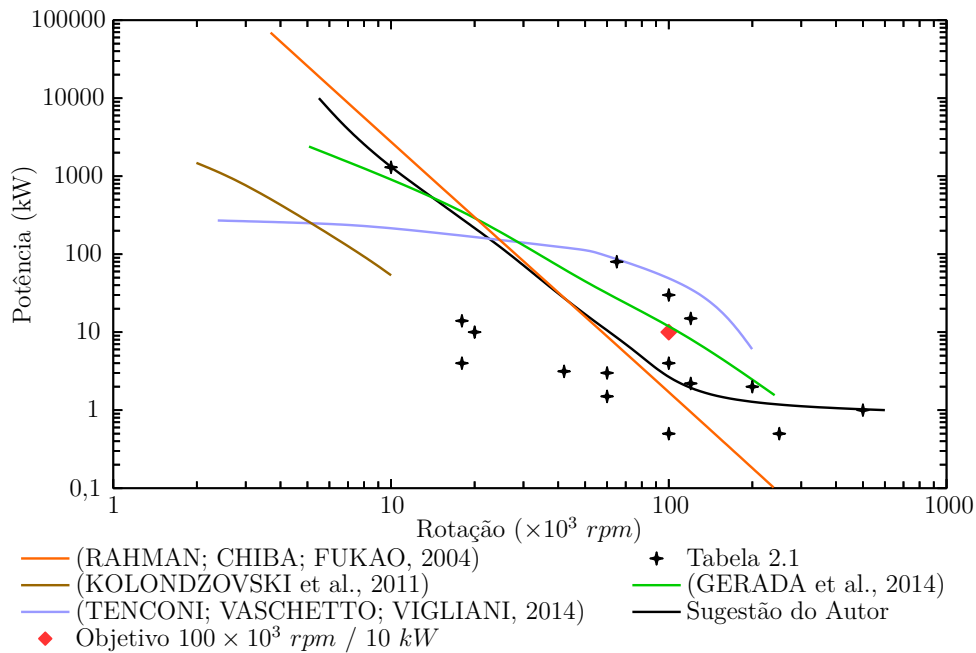


Figura 2.4 – Ilustração da evolução dos trabalhos publicados envolvendo máquinas elétricas de alta rotação.

Tenconi et al. (TENCONI; VASCHETTO; VIGLIANI, 2014) seguiram uma linha semelhante, focando principalmente nos aspectos mecânicos. Apresentaram um comparativo não somente de máquinas de alta rotação operando com ímãs permanentes, mas também máquinas de relutância variável e de indução. Discutem também que o acionamento utilizando eletrônica de potência pode conduzir a perdas muito elevadas pela frequência de chaveamento para modulação da fundamental em alta velocidade. Discutem também a norma de balanceamento, contudo declaram que a mesma só é válida para rotores solidamente enrijecidos. Sendo assim, a frequência de operação escolhida está sempre abaixo da primeira frequência natural. Apresentam alguns procedimentos adotados para resfriamento de máquinas operando em alta rotação. Por fim, Tenconi et al. destacam que tanto os mancais quanto a sua lubrificação são de extrema importância e devem oferecer bom desempenho, baixas perdas, baixo ruído, precisão e rigidez. Em contrapartida, uma operação de um mancal com alta rigidez dificulta qualquer operação que possa ocorrer acima das frequências naturais, pois a utilização de amortecimento é proposital e necessária, quando analisada em turbomáquinas operando em frequências muito elevadas, para passar das frequências naturais.

Para estes dois últimos trabalhos apresentados por Gerada et. al. e Tenconi et. al. uma análise em suas referências demonstra também que nem todas as publicações citadas possuem comprovação experimental, podendo ser considerados trabalhos exclusivamente teóricos. Dessa forma, as considerações apresentadas estão divergindo de resultados efetivamente experimentais, mascarando assim o que é realmente tangível no cenário de máquinas elétricas de alta rotação.

Tabela 2.1 – High speed electrical machines publications with experimental evidence.

| Referência | Potência (<i>kW</i>) | Velocidade ($\times 10^3$ rpm) |
|---|---------------------------|------------------------------------|
| Takahashi et al., 1994 (TAKAHASHI et al., 1994) | 1,5 | 60 |
| Sahin, 2001 (SAHIN, 2001) | 10 | 20 |
| Hoshino et. al., 2005 (HOSHINO; MORIMOTO; MATSUI, 2005) | 80 | 65 |
| Noguchi et al., 2005 / 2007 (NOGUCHI et al., 2005; NOGUCHI; KANO, 2007) | 2,2 | 120 |
| Nagorny et al., 2007 (NAGORNY; JANSEN; KANKAM, 2007) | 3 | 60 |
| Mirzaei et al., 2008 (MIRZAEI; BINDER, 2008) | 14 | 18 |
| Sivasubramaniam et al., 2009 (SIVASUBRAMANIAM et al., 2009) | 1.300 | 10 |
| Pfister et al., 2010 (PFISTER; PERRIARD, 2010) | 2 | 200 |
| Imoberdorf et al., 2010 (IMOBERDORF; NUSSBAUMER; KOLAR, 2010) | 1 | 500 |
| Krähenbühl, 2010 (KRÄHENBÜHL, 2010) | 0,5 | 250 |
| Novák et al., 2011 (NOVÁK; NOVÁK; ČEŘOVSKY, 2011) | 3,14 | 42 |
| Crescimbinì et al., 2012 (CRESCIMBINI; LIDOZZI; SOLERO, 2012) | 4 | 18 |
| Hong et al., 2012 (HONG et al., 2012) | 15 | 120 |
| Hong et al., 2014 (HONG et al., 2014) | 0,5 | 100 |
| Capstone, 2016 (Capstone Turbine Corporation, 2016) | 30 | 100 |

2.5 Conclusão

Buscando relacionar todos os trabalhos apresentados, com alguma comprovação experimental não criteriosa, uma nova curva é proposta pelo autor e apresentada na Figura 2.4, relacionando trabalhos que envolvem tanto sistemas industriais, quanto protótipos laboratoriais de máquinas elétricas operando em alta rotação. Caso estes mesmos trabalhos fossem cuidadosamente avaliados, muitos não poderiam ser classificados como experimentais pela carência de resultados e de discussões envolvendo estes mesmos resultados.

A identificação da barreira entre o aumento da velocidade e da potência, apesar de não ser exata, é necessária, não somente para identificar os desafios e contribuições deste trabalho, mas também para definir a relevância deste trabalho de pesquisa frente às publicações no tema. Dessa forma, o desenvolvimento de um gerador elétrico operando acima de 60.000 rpm, com potência superior a 3 kW, é visivelmente identificada como uma contribuição e se torna o objetivo deste trabalho, justificando sua pesquisa.

3 Microturbina a Gás

Neste capítulo são descritos alguns aspectos gerais de uma microturbina a gás, incluindo alguns componentes e seus princípios de funcionamento. O emprego de um turbocompressor automotivo substitui a necessidade do projetar por completo a microturbina, justificando, assim, sua aplicação em conjunto com o gerador elétrico.

Sumário

| | | |
|------------|--|-----------|
| 3.1 | Introdução | 58 |
| 3.2 | Sistemas Comerciais | 59 |
| 3.3 | Princípio de funcionamento | 61 |
| 3.4 | Turbocompressores | 63 |
| 3.5 | Componentes do Turbocompressor | 64 |
| 3.6 | Definição do conjunto Turbocompressor | 74 |
| 3.7 | Balanceamento | 76 |
| 3.8 | Conclusão | 78 |

3.1 Introdução

Uma microturbina a gás pode ser definida como um sistema de conversão de energia térmica de baixa potência e elevada densidade de potência. Para um observador desatento, a complexidade tecnológica da microturbina pode passar despercebida. A microturbina não é simplesmente a réplica de uma turbina convencional em uma escala menor. Na verdade, as microturbinas guardam muito pouca semelhança às grandes turbinas (PEIRS et al., 2007) e são consideravelmente mais complexas, principalmente pela necessidade de se operar em velocidades mais elevadas (ALMASI, 2012).

À exceção da parte de eletrônica de potência, é apresentado, na Figura 3.1, o sistema simplificado da microturbina. As setas nessa figura sugerem o sentido do fluido em operação. Neste trabalho, apenas serão discutidos o compressor, o gerador elétrico e a turbina radial, que são, respectivamente, os componentes indicados pelos números 3, 1 e 6 na figura.

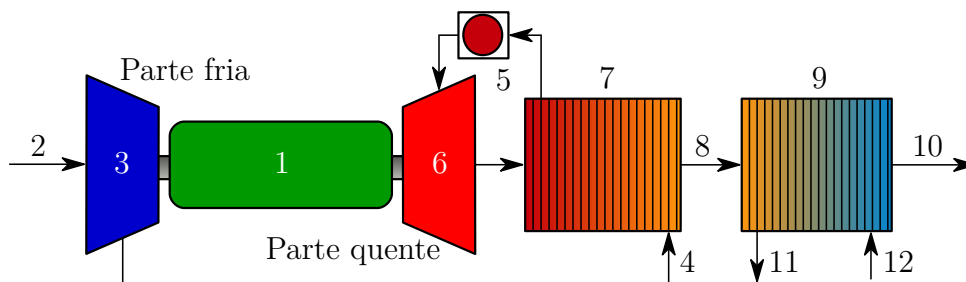


Figura 3.1 – Componentes de uma micro-turbina: 1 – Gerador; 3 – Compressor; 5 – Queimador; 6 – Turbina Radial; 7 – Recuperador; 9 – Trocador de Calor dos Gases de Exaustão. Estão indicados também: 2 – Admissão de Ar; 4 – Ar para o Recuperador; 8 – Gases de Exaustão; 10 – Escapamento de Gases de Exaustão; 11 – Saída de Água Aquecida; 12 – Entrada de Água.

Apesar dos diversos elementos constituintes da microturbina, ela opera como um sistema único, o que é explicado, principalmente, pelo fato de todos os componentes estarem solidariamente conectados através do mesmo eixo. Por isso, uma falha global pode ocorrer, caso a definição dos mancais, os procedimentos de balanceamento, a montagem ou a forma de acionamento não funcione corretamente para um dos elementos.

A velocidade de operação de uma microturbina, que está compreendida entre 50.000 *rpm* e 220.000 *rpm*, permite atingir elevados índices de densidade de potência, entretanto constitui um dos maiores desafios tecnológicos desse sistema. Para se garantir uma operação segura da microturbina em tais velocidades, além de um criterioso processo de fabricação, são requeridos bons projetos termodinâmico, estrutural e eletromagnético de seus componentes.

Um exemplo disso é o gerador elétrico presente na microturbina. Quanto mais elevada for a velocidade demandada para a operação desse componente, tanto mais

desafiador será seu projeto. Além disso, a construção e a validação de um gerador síncrono a ímãs permanentes também são complexas, quando se opera em tão altas rotações.

3.2 Sistemas Comerciais

A geração de energia por meio de microturbinas tem atraído a atenção de diversos mercados, principalmente devido à possibilidade de sua utilização na geração distribuída (BONA; FILHO, 2003).

Além disso, a utilização de uma microturbina a gás com cogeração ou ciclo combinado é muito atraente, pois aumenta consideravelmente a eficiência do sistema e, em alguns casos, pode vir a ser considerada como uma das formas mais baratas de geração de energia.

A indústria das microturbinas é constituída por apenas alguns poucos fabricantes e sua tecnologia é protegida por diversas patentes. Em geral, os fabricantes não fornecem informações suficientes para caracterizar sua operação, nem informam quais são as dificuldades encontradas para colocar a microturbina operando em alta rotação.

A maior detentora de patentes desse tipo de sistema e a líder desse mercado é a empresa norte americana Capstone Turbine Corporation (Capstone Turbine Corporation, 2016) (EDELMAN; GILBRETH; WACKNOV, 2001; GEIS; PETICOLAS; WACKNOV, 2000a; EDELMAN, 2000; GEIS; PETICOLAS; WACKNOV, 2000c; LUBELL; WEISSERT, 2006; DICKEY et al., 2000; STAHL; VESSA, 2002). Dentre suas patentes é possível citar:

- (DICKEY et al., 2000) Um sistema com eixo solidário ao gerador, à turbina e ao compressor, capaz de gerar energia em baixa potência, através de uma máquina síncrona a ímãs permanentes, com faixa de potência entre 24 a 50 *kW*.
- (EDELMAN, 2000) A utilização do gerador elétrico operando como motor, para sanar a dificuldade relacionada ao processo de ignição inicial da câmara de combustão.
- (EDELMAN; GILBRETH; WACKNOV, 2001) Relaciona um sistema de controle de energia gerada por demanda.
- (GEIS; PETICOLAS; WACKNOV, 2000a; GEIS; PETICOLAS; WACKNOV, 2000c) Apresenta a conexão de bobinas paralelas do gerador elétrico a um controlador de potência com duas pontes retificadoras individuais e manutenção de um neutro virtual para eliminação de harmônicos.
- (GEIS; PETICOLAS; WACKNOV, 2000b; PETICOLAS, 2000) Discute os procedimentos para contenção de rápidas variações de cargas elétricas operando desconectadas da rede elétrica.

- (STAHL; VESSA, 2002) Mostra um forma de resfriamento forçado para o gerador elétrico utilizando a admissão de ar do compressor.

Essa mesma turbina é ofertada no mercado nacional por um preço elevado, cerca de R\$ 300.000,00 em 2016 por uma unidade de geração de 30 kW (Capstone C30 / Figura 3.2). Outros fabricantes apresentam sistemas semelhantes, que estão mostrados na Figura 3.3.

A Tabela 3.1 apresenta um resumo dos principais fabricantes e as especificações técnicas de suas microturbinas. Os modelos disponíveis são de 30, 60 e 100 kW, e utilizam gás natural como combustível. A massa equivalente do sistema varia desde 890 kg até 2 toneladas, dependendo do fabricante e da potência disponível.

Tabela 3.1 – Fabricantes / Modelos de Microturbinas disponíveis no mercado.

| | Unid. | Capstone C30 | Elliott Mi- cro | Turbec | UTC Power | Cummins |
|-----------------------------|-------------------|-----------------|--------------------|-------------|--------------|-------------|
| Características Físicas | | | | | | |
| Altura | mm | 1.943 | 2.110 | 1.900 | 2.390 | 1.900 |
| Largura | mm | 762 | 840 | 870 | 762 | 772 |
| Profundidade | mm | 1.516 | 1.860 | 2.920 | 1.956 | 2.106 |
| Peso do Con- junto | kg | 891 | 2.041 | 2.000 | 1.000 | 1.280 |
| Parâmetros Operacionais | | | | | | |
| Potência | kW | 30 | 100 | 100 | 60 | 60 |
| Eficiência Térmica | % | 26 | 29 | 30 | 28 | 28 |
| Temperatura de Exaustão | °C | 275 | 275 | 285 | - | 305 |
| Vazão do Gás de Exaustão | kg/s | 0,31 | - | 0,80 | - | 0,44 |
| Combustível | | Gás Natural | Gás Natural | Gás Natural | Gás Natural | Gás Natural |
| Consumo de Combustível | m ³ /h | 11,68 | 31,59 | 32,21 | 25,58 | 21,86 |
| Nível Sonoro a 10 metros | dB | 65 | 65 | 70 | 70 | 73 |

Na indústria de geração de energia por meio de microturbinas, apenas uma minoria das empresas tem, efetivamente, uma tecnologia consolidada em produção e disponível para fornecimento. Na maior parte dos casos, o produto é identificado apenas como uma tecnologia em desenvolvimento e não está disponível para venda. Algumas empresas inclusive já abandonaram esse mercado, a Honeywell é um exemplo disso. Outros fabri-

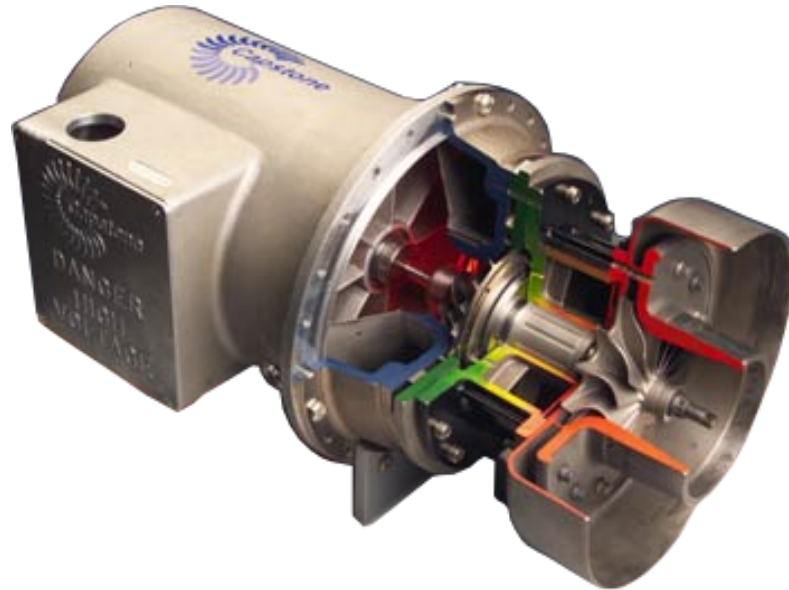


Figura 3.2 – Visão em corte do modelo comercial da Capstone (C30).

cantes, como a Flenders, têm interesse em apenas alguns dos elementos constituintes da microturbina e não produzem o sistema completo.

3.3 Princípio de funcionamento

O microgerador apresentado pode ser definido por três etapas de operação: a admissão, a combustão e a exaustão. Na admissão, o ar ambiente entra no compressor, que converte a quantidade de movimento presente nas pás do rotor para o ar. Após passar pelo compressor, o ar chega à câmara de combustão, onde é misturado a um combustível específico. Essa mistura é, posteriormente, queimada e ganha entalpia. O resultado da combustão é então direcionado para a turbina, onde a energia do fluido é convertida em torque para o gerador e o compressor.

Infelizmente, a turbina não consegue aproveitar toda a energia disponível no fluido de exaustão e a energia térmica/cinética remanescente é dissipada por uma chaminé. Uma possível solução é reaproveitar o calor dos gases de exaustão, através de um recuperador. Nessas condições, o ar comprimido pelo compressor passa por um trocador de calor com os gases de exaustão recebendo a energia não aproveitada pela turbina. Essa estratégia aumenta a eficiência de combustão, já que reduz a quantidade de energia necessária para atingir a temperatura de operação. Todo esse processo pode ser observado na Figura 3.1.

Mesmo com a utilização de um recuperador, o gás ainda detém uma grande quantidade de energia que pode ser reaproveitada. A adoção de outro trocador de calor pós-recuperador permite a utilização de sua energia térmica em outros processos, que podem ser definidos entre um *Ciclo Combinado* ou uma *Co-geração*.



Figura 3.3 – Principais fabricantes de microturbinas no mundo. Em ordem decrescente de participação no mercado: Capstone, Turbec, Cosic, FlexEnergy.

Quase todas as microturbinas operam com esses sistemas, uma vez que estes promovem um aumento da eficiência de conversão térmica para valores superiores a 70%.

Se o sistema for utilizado em um *Ciclo Combinado*, a energia pode ser aproveitada em estações de calefação, no aquecimento de qualquer processo industrial, na refrigeração e em diversos outros processos. Já na *Co-geração*, os gases de escape podem ser utilizados em caldeiras de turbinas a vapor e em usinas de geração solar por fluido, ou seja, qualquer sistema de geração que necessite de um fluido aquecido.

Esse sistema, no entanto, apresenta uma importante singularidade, que é reconhecida na operação do compressor e do queimador. Em linhas gerais, a combustão só acontecerá se o ar estiver comprimido, contudo, o compressor só funcionará se a turbina for acionada. Dessa forma, uma fonte externa de energia deve ser introduzida para promover o início do ciclo, e depois mantida até sua estabilização. Esse acionamento inicial pode ser realizado pelo gerador elétrico, funcionando como motor, para fornecer o torque ao compressor até que a câmara de combustão atinja o regime permanente de operação. Esse

sistema também não suporta grandes variações de carga ou de combustível, necessitando de um bom controle de injeção de combustível para garantir que o queimador não apague e que o início de ciclo não precise ser repetido.

3.4 Turbocompressores

O turbocompressor é um conjunto de turbina e compressor geralmente empregado em motores de combustão interna, para melhorar a eficiência volumétrica e o consumo de combustível. Atualmente, é possível encontrar esse sistema em automóveis, em caminhões, em veículos de competição e, até mesmo, em pequenos barcos. Essa variedade de aplicações para os turbocompressores proporciona uma grande oferta e uma considerável redução de preços.

Como alternativa à aquisição de um dos muitos conjuntos de turbina e compressor disponíveis na indústria automotiva, pode-se empregar um rotor de turbina de um conjunto e um rotor de compressor de outro, casando diferentes mapas de operação para se obter resultados específicos.

No entanto, o casamento de peças de turbocompressores diferentes não é simples, uma vez que o conjunto é desmontado, ele perde naturalmente o seu balanceamento se não for identicamente remontado ou rebalanceado. Além disso, cuidados especiais devem ser tomados tanto na montagem quanto na desmontagem do turbocompressor, para que microfraturas no eixo, no mancal e na sede possam ser evitadas. Os processos de fabricação precisam ser conduzidos com precisão, a qualidade dos materiais fundidos deve ser assegurada e deve existir um rígido controle de qualidade. Isso significa que juntar algumas peças não é garantia de operação devida nem de repetibilidade de resultados.

Em 2005, foi iniciado um grupo de pesquisa para investigar as possibilidades desse sistema, principalmente a de gerar energia através de turbocompressores. Em 2007, foi consolidada uma bancada de ensaios e testes de turbocompressores automotivos (VENSON, 2007), para levantamento de mapas e caracterização de conjuntos. Essa bancada se encontra em operação no Centro de Tecnologia da Mobilidade – CTM na Escola de Engenharia da UFMG.

O principal objetivo deste trabalho é produzir uma microturbina que seja simples, robusta e principalmente barata. Dada a semelhança entre uma microturbina e um turbocompressor automotivo, e a grande disponibilidade de turbos no mercado, uma opção muito atraente é adotar, no sistema do projeto, componentes dos turbocompressores automotivos. Dessa forma, o projeto de rotores dos compressores e da turbina, incluindo mancais e materiais, deixam de ser o principal enfoque do trabalho, dando lugar, assim, a uma exploração de estudo mais detalhado que envolva o gerador elétrico e seu acionamento fluidodinâmico.

O principal componente de um turbocompressor automotivo é a turbina radial, responsável por converter a energia cinética do fluido em torque para o compressor. Para garantir seu funcionamento com o gerador elétrico e permitir que o turbocompressor opere como uma microturbina, existem duas topologias básicas de operação.

A primeira alternativa considera acoplar solidamente o turbocompressor ao gerador elétrico, seja compartilhando o mesmo eixo ou através de algum acoplamento direto entre eixos. Essas soluções são as mais confiáveis e mais eficientes, por possuírem apenas uma peça rotativa.

Quando o eixo não opera solidário aos três equipamentos, pode-se promover um acoplamento fluidodinâmico entre o turbocompressor e o gerador. Essa solução é utilizada para que ocorra uma redução de velocidade permitindo a conexão de geradores elétricos comerciais ao sistema. Essa topologia é conhecida como *Split-Shaft* (FARIA, 2009), é mais onerosa e necessita de frequente manutenção, o que reduz sua confiabilidade e eficiência, se comparada ao acoplamento direto.

O acoplamento fluidodinâmico pode ser promovido de duas formas distintas: através de uma caixa de transmissão fluida ou utilizando dois conjuntos turbocompressores. Na primeira situação, o turbocompressor é acoplado no lado de alta rotação, e o gerador elétrico no lado de baixa rotação. Para o segundo caso, é montado um sistema com duas turbinas em série ou paralelo, onde uma turbina aciona um compressor e outra turbina aciona o gerador.

3.5 Componentes do Turbocompressor

Apesar de serem sistemas diferentes, com pontos de temperatura e pressão diferentes, um turbocompressor carrega muitas semelhanças a uma microturbina a gás. O desempenho de uma microturbina utilizando turbocompressores pode ser adaptado para atingir resultados satisfatórios em temperaturas mais elevadas e pontos mais baixos de pressão.

Para identificar melhor cada uma dessas condições, os componentes de um turbocompressor são devidamente definidos.

3.5.1 Turbinas Radiais

Uma turbina radial consiste em uma carcaça (voluta), orifícios de admissão (normalmente omitidos em pequenas turbinas), e o rotor (impelidor), identificados na Figura 3.4. Os orifícios são responsáveis por acelerar o escoamento do fluido, com pequena perda na pressão de estagnação. A energia absorvida pela turbina é proveniente do trabalho realizado pela expansão dos gases conforme o *Ciclo Brayton*.

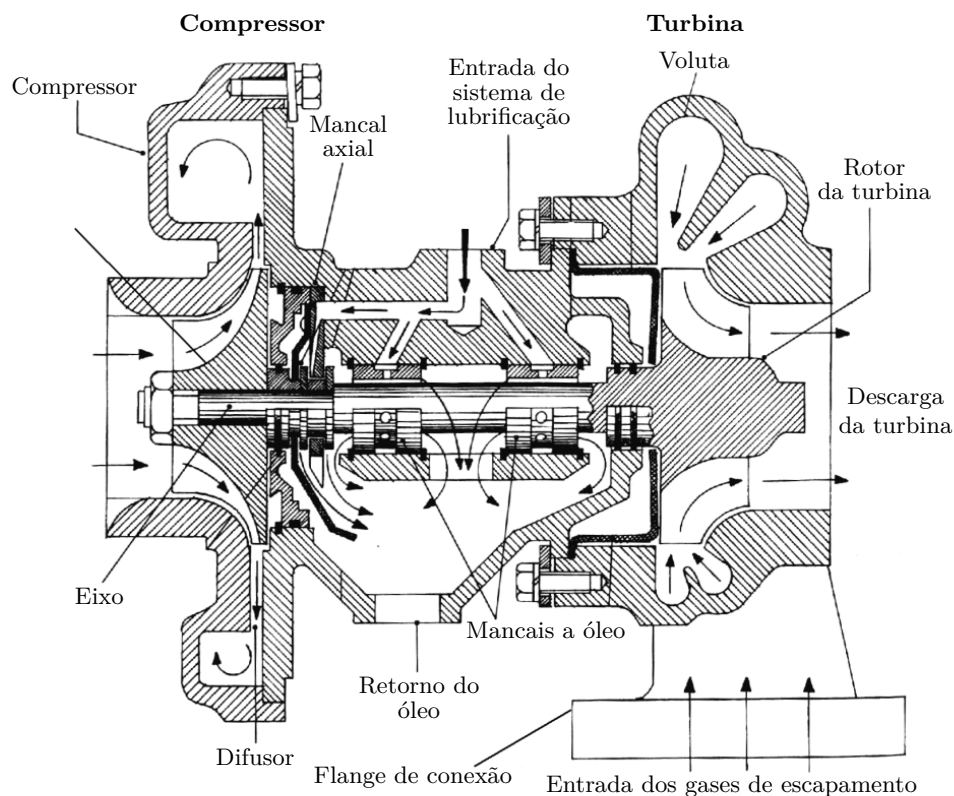


Figura 3.4 – Desenho simplificado de elementos de um turbocompressor.

Mapa de Desempenho da Turbina

Os limites operacionais da turbina estão restritos a seu entupimento e à máxima velocidade de operação dos mancais, que, em geral, se encontra acima do limite máximo de entupimento. Para determinar a resposta da turbina em operação, devem ser levantados mapas de operação (HILL; PETERSON, 1992; PEČINKA; POLEDNO, 2011; FREEMAN, 2011). A Figura 3.5 apresenta um mapa para exemplificar o comportamento de uma turbina radial.

Em um motor a combustão, a turbina é posicionada na saída dos gases de exaustão, que passam por ela a uma temperatura aproximada de 800 °C. Assim, o rotor da turbina é fundido em Inconel 718A, apresentado na Tabela 3.2, de modo a suportar não somente a elevada temperatura, mas também as variações de cargas geradas por ela mesma, ou vibrações provenientes do motor a combustão.

3.5.2 Eixo

Posteriormente, o rotor de Inconel é soldado, por fricção, em um eixo de aço ABNT4340, Tabela 3.3, por ser um material fácil de ser trabalhado e de ser adquirido no mercado.

O aço ABNT4340 também possui boas características magnéticas, excelentes para

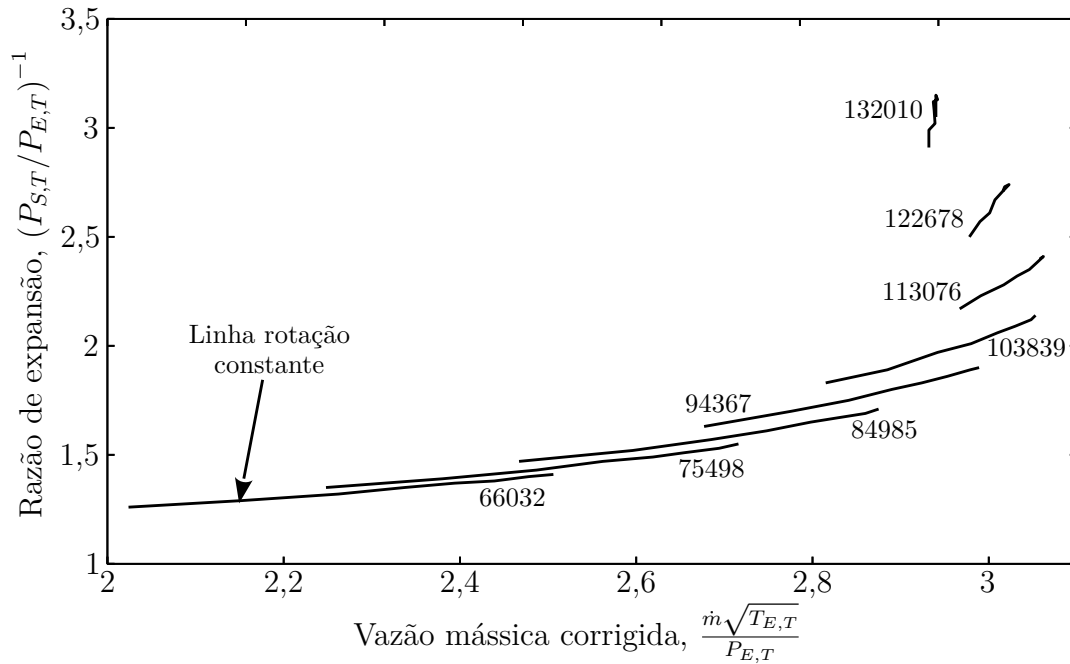


Figura 3.5 – Mapa de desempenho da turbina do conjunto MP804 (POWER, 2013).

Tabela 3.2 – Características do Inconel 718A.

| Característica | Valor |
|--------------------------------------|--------------------------------|
| Densidade | 8190 kg/m^3 |
| Tensão de Escoamento | 1100 MPa |
| Resistividade Elétrica | $12,5 \times 10^{-7} \Omega m$ |
| Condutividade Térmica | 11,4 W/mK |
| Permeabilidade Magnética (μ_r) | 1,0011 |

compor o circuito magnético do gerador; além disso, apresenta elevada resistência mecânica (AJUS et al., 2009; BERTI NETO et al., 2005). Esse material é empregado largamente no suporte de chapas de aço-silício em grandes geradores hidroelétricos, o que demonstra que utilizá-lo nos componentes da microturbina é favorável ao projeto da máquina elétrica.

Tabela 3.3 – Características do aço ABNT 4340.

| Característica | Valor |
|--------------------------------------|--------------------------------|
| Densidade | 7850 kg/m^3 |
| Tensão de Escoamento | 862 MPa |
| Resistividade Elétrica | $2,48 \times 10^{-7} \Omega m$ |
| Condutividade Térmica | 44,5 W/mK |
| Permeabilidade Magnética (μ_r) | 477,46 |

3.5.3 Mancais

No que diz respeito ao dimensionamento de mancais em uma máquina elétrica, uma das definições mais importantes é o tipo de eixo, incluindo dimensões e materiais, e as cargas de operação.

Dentre os trabalhos consultados, os que discutem aspectos mecânicos de operação de um gerador elétrico operando em alta rotação, adotam eixos rígidos e com massa elevada como solução. Isso provoca o deslocamento da primeira frequência natural para acima da velocidade de operação nominal do gerador.

Para o caso de turbocompressores, opta-se pelo contrário, pois a adoção de um eixo mais fino e flexível permite a redução das perdas nos mancais e do seu momento de inércia pela redução da massa. Dessa forma, o sistema opera acima da primeira frequência natural e, em alguns casos, acima da segunda.

Adotar um eixo mais fino implica em um diâmetro externo mais reduzido do ímã permanente, o que permite uma operação sem luva de retenção e um menor entreferro magnético para a máquina elétrica. Ao mesmo tempo, as perdas por atrito com o ar no rotor são também reduzidas, uma vez que a velocidade tangencial efetiva é menor.

Para que seja possível a adoção de um eixo mais fino, além de o conjunto necessitar de balanceamento em alta rotação, os mancais devem ser capazes de suportar o aquecimento provocado pelas perdas e promover um amortecimento ao eixo. A estabilidade de uma máquina rotativa está diretamente relacionada ao tipo de mancal utilizado. O emprego correto do mancal pode contribuir na redução do nível da vibração síncrona e na estabilidade de máquinas rotativas de alta velocidade.

Existem diversos projetos de mancais. Em trabalhos que relacionam mancais aplicados a alta rotação em máquinas elétricas, é recorrente a adoção de três tipos de mancais (FEI; LUK, 2008; TENCONI; VASCHETTO; VIGLIANI, 2014; GERADA et al., 2014; TAKAHASHI et al., 1994; BOGLIETTI et al., 1992; ZWYSSIG; KOLAR; ROUND, 2009; KOLONDOVSKI et al., 2011):

1. Mancal a ar (*air foil*) – Mancais a ar utilizam uma camada fluida de ar para permitir um movimento livre de atrito. São aplicados em turbomáquinas leves de alta velocidade. Cargas maiores podem ser promovidas com menor esforço nos mancais a ar que em mancais de rolamentos convencionais. Em sua grande maioria, os mancais a ar utilizados em microturbinas são patenteados e apresentam como principal vantagem a ausência de manutenção e de óleo para lubrificação (LUBELL; WEISSERT, 2006; AGRAWAL, 1997). Todavia, seu valor de aquisição é elevado devido aos procedimentos de fabricação envolvidos; além disso, necessitam de projetos específicos para cada tipo de equipamento. Em turbinas bem menores, é possível

também encontrar a aplicação de mancais hidrostáticos a gás, com uma razão de aspecto do mancal pequeno ($L/D < 0,1$) (LIU et al., 2005).

2. Mancal de rolamento cerâmico – Esse tipo de mancal é o mais simples, uma vez que é catalogado, com cargas e velocidades de operação bem definidas. Os materiais cerâmicos adotados permitem sua operação em elevadas temperaturas. Por outro lado, a operação desse mancal é ruidosa e demanda autolubrificação e em algumas rotações até mesmo seu resfriamento. A elevada rigidez desses mancais faz com que seu emprego não seja uma solução viável já que o eixo necessita de amortecimento.
3. Mancal magnético – O mancal magnético apresenta vantagens relacionadas a perdas e aos parâmetros de rigidez e amortecimento. Um sistema de controle magnético ativo pode induzir estabilidade em toda a região de operação da máquina. Por outro lado, a necessidade de uma eletrônica de potência e a complexidade de seu controle fazem com que esse mancal se torne mais exclusivo que o mancal a ar e, por isso, consideravelmente mais caro.

Apesar das justificativas apresentadas e da manutenção reduzida que proporcionam, esses mancais solucionam problemas específicos, mas introduzem diversos outros. A dificuldade para se adquirir qualquer uma das três opções listadas é considerável. Mesmo o mancal de rolamento para operações em alta rotação possui um custo de aquisição significativamente elevado.

Mancais radiais

Existem ainda, os denominados mancais de filme fluido ou os mancais radiais (*Journal Bearings*). Esses mancais, em geral, apresentam considerável simplicidade construtiva e baixo custo de aquisição, porém não foram encontradas referências sobre a utilização desse tipo de mancal em máquinas elétricas.

Um dos tipos mais comuns de mancais utilizados em turbomáquinas e em máquinas rotativas industriais são os mancais hidrodinâmicos a óleo. Esse fato se deve ao baixo custo desse tipo de mancal, além de sua alta capacidade de carga, longevidade e, principalmente, adequada capacidade de amortecimento (MACHADO, 2006). Em certas condições de operação, todavia, esse tipo de mancal apresenta algumas limitações, enumeradas a seguir.

A primeira limitação está relacionada à velocidade mínima necessária para gerar o filme fluido de espessura suficiente para uma completa separação das partes deslizantes. Quando o mancal opera abaixo dessa velocidade, ocorre apenas a lubrificação mista ou limítrofe, provocando o contato direto entre as partes. Mesmo que o mancal seja bem projetado e opere a altas velocidades, pode estar sujeito ao atrito excessivo em baixas velocidades, durante a partida e na parada da máquina.

A segunda limitação importante dos mancais hidrodinâmicos se relaciona aos baixos valores de coeficientes de rigidez ao deslocamento radial do eixo, principalmente sob baixos carregamentos e em velocidades altas, quando a excentricidade é baixa. Além disso, os mancais hidrodinâmicos possuem uma susceptibilidade natural em operações de carga autoexcitada, pelo efeito da precessão e chicoteamento do óleo, que normalmente resulta em altas amplitudes de vibração orbital síncrona. Os mancais devem ser capazes de suportar o peso do rotor e de prover meios para a operação estável da máquina.

Mancais muito flexíveis farão com que o eixo apresente oscilações de grande amplitude, podendo levar ao contato sólido entre as superfícies do mancal e do eixo. Um dos papéis vitais do amortecimento é atenuar a resposta vibratória do eixo quando sua velocidade passa pelas frequências naturais, sendo que a simples modificação da geometria pode ser suficiente para fornecer rigidez e o amortecimento necessário.

No Japão, alguns pesquisadores investigam a utilização de mancais lubrificados a água em microturbinas. A capacidade de refrigeração desse sistema é muito maior que qualquer outro, porém requer tratamento dos materiais para se evitar a oxidação. Além do fato desse sistema ainda estar restrito a ensaios laboratoriais, a velocidade de operação relatada não ultrapassou 51.000 rpm (NAKANO et al., 2009).

Mancal de Anel Flutuante

Considerando a proposta de valer-se das características dos turbocompressores automotivos, seria natural que os mancais desses também fossem utilizados. Turbocompressores comerciais são geralmente encontrados com três tipos de mancais, a saber: os mancais de anel flutuante (Figura 3.6), os mancais radiais de filme fluido parcialmente sustentados com efeito cunha e, recentemente em alguns modelos, o mancal de rolamento com mancal externo de filme fluido.



Figura 3.6 – Figura de um mancal de turbocompressor do tipo anel flutuante.

Os mancais de rolamento enrijecem o sistema e elevam a sua frequência natural a valores duas vezes maiores que nos sistemas que utilizam mancais de filme fluido, fazendo com que o sistema, muitas vezes, opere abaixo da primeira velocidade (KELLY, 2010).

Apesar de ser desprezível a rigidez cruzada desse mancal, e este praticamente eliminar a fonte primária de vibração subsíncrona, o seu amortecimento é baixo e a

transmissibilidade de carga é maior, necessitando de uma operação mista com mancal radial de efeito cunha para amortecer e garantir a vida útil do mancal de rolamento.

Em sistemas com potência mais elevadas, como em turbocompressores operando em locomotivas, mancais radiais não circulares com três lobulos e efeito cunha apresentam bons resultados operacionais. Contudo, dadas as suas grandes dimensões e os altos custos de fabricação, esses não representam uma solução atrativa para baixas potências.

Por outro lado, os mancais de anel flutuante são consideravelmente mais baratos (ALSAEED, 2005). Esse tipo de mancal se tornou um padrão para turbocompressores, por apresentar boas características de amortecimento e capacidade de refrigeração, devido ao elevado fluxo de óleo lubrificante (HOLT et al., 2005; MOKHTAR, 1981; SHAW; JR, 1947; NG; ORCUTT, 1967; SJOBERG, 2013). Esse mancal também foi amplamente utilizado em motores aeronáuticos alternativos.

O mancal de anel flutuante, que gira livremente em uma sede externa radial, consiste de uma bucha flutuante de bronze - podendo ser também encontrada em diferentes ligas. Neste trabalho os mancais de anéis são fabricados de SAE620, que tem as características reunidas na Tabela 3.4.

Essa sede contém ranhuras de injeção de óleo, que concede ao anel a liberdade de rotacionar. O óleo injetado, por sua vez, consegue penetrar a camada mais interna chegando ao eixo através de ranhuras presentes no anel. Normalmente, a folga do filme interno é menor que a folga do filme externo, o que permite que o anel gire a cerca da metade da velocidade do eixo.

Tabela 3.4 – Características do bronze SAE620.

| Característica | Valor |
|--------------------------------------|--------------------------------|
| Densidade | 6550 kg/m^3 |
| Tensão de Escoamento | 125 MPa |
| Resistividade Elétrica | $36,0 \times 10^{-7} \Omega m$ |
| Condutividade Térmica | 208 W/mK |
| Permeabilidade Magnética (μ_r) | 1,34 |

As folgas dos mancais são de apenas alguns centésimos de milímetro ($\approx 0,02 \text{ mm}$) para o raio interno e de alguns décimos de milímetro ($\approx 0,1 \text{ mm}$) para o raio externo. Essas folgas necessitam de tolerâncias apertadas, da ordem de milésimos de milímetro ($\pm 0,005 \text{ mm}$). A espessura do óleo lubrificante para as folgas é selecionada segundo a sua capacidade de carga e seu amortecimento. Enquanto as folgas externas são projetadas em relação ao seu amortecimento, as folgas internas estão relacionadas à capacidade de carga. Com uma folga maior dos mancais, o amortecimento torna-se mais suave e a capacidade

de suporte é reduzida.

Esses mancais também apresentam considerável estabilidade em operação em alta velocidade e custo de fabricação extremamente reduzido. Contudo, nesses mancais, ainda é forte a presença de vibrações subsíncronas. Essas vibrações autoexcitadas são características da região subsíncrona e são identificadas pelo efeito de "chicoteamento" *whipping* e de "precessão" *whirling*. O fenômeno de vibração subsíncrona autoexcitada pelo *oil whirl*, acontece em função da ação hidrodinâmica do filme fluido do mancal cilíndrico radial, promovendo picos de vibração na faixa de 0,42 a 0,48 vezes a velocidade da operação síncrona. A instabilidade do *oil whip* aparece no mancal de filme fluido quando o eixo atinge uma velocidade de instabilidade denominada "*threshold speed of instability*".

Existem diversas abordagens para melhoria na estabilidade subsíncrona do sistema relacionado ao mancal, seja alterando seu tipo, formato, topologia e até mesmo as cargas do sistema; todavia, essas características dificilmente são eliminadas e o sistema naturalmente convive com elas. Em geral, para o correto projeto do mancal, consideram-se a partida, a parada e a operação em alta rotação (BHATTACHARYA; BARBARIE, 2009).

Apesar de algumas vezes ser caracterizado como instável, o mancal de anel flutuante, em operações reais, apresenta ótimo amortecimento à forças desestabilizadoras.

Perdas no mancal

Uma das formas de se caracterizar as perdas nos mancais de filme fluido é aproximada através da equação de *Petroff* (SJOBERG, 2013):

$$P_{mancal} = \frac{\pi \mu_{Oil} \omega_{rotor}^2 L_{mancal} D_{mancal}^3}{4 h_{mancal}} \quad (3.1)$$

Onde:

- μ_{Oil} : Viscosidade dinâmica do óleo em Ns/m^2
- ω_{rotor} : Velocidade de rotação do rotor em rad/s
- L_{mancal} : Comprimento do mancal em m
- D_{mancal} : Diâmetro do mancal em m
- h_{mancal} : Espessura do filme fluido em m

Analisando a Eq. 3.1, vemos que a modelagem apresenta que a energia dissipada pelo mancal é dependente do seu diâmetro, da sua velocidade de rotação, da viscosidade do óleo utilizado e da espessura do filme formado no mancal. A partir dessa equação infere-se novamente que um eixo com dimensões reduzidas é mais vantajoso, um diâmetro menor reduz cubicamente as perdas nos mancais, compensando sua operação em alta rotação.

Mancal axial

Uma das singularidades obrigatórias em máquinas que operam com fluidos, como os turbocompressores e as microturbinas, é a presença do mancal axial, representado pela Figura 3.7, e dos selos.

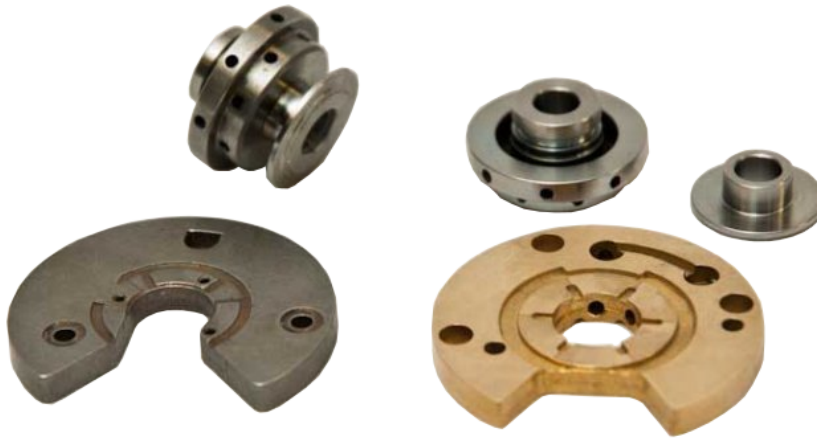


Figura 3.7 – Mancal axial e colar de um turbocompressor.

Os mancais radiais não apresentam restrição a carga na direção axial, necessitando de um mancal axial para essa função. O fato das pressões que atuam sobre os rotores da turbina e do compressor serem de intensidades distintas faz com que o eixo se desloque na direção axial, dependendo do regime de operação. Em um instante, a carga aparece do compressor para a turbina, e em outro instante, da turbina para o compressor.

O mancal axial é composto por uma superfície deslizante com ranhuras cônicas responsável por absorver essas cargas. Dois discos pequenos fixados ao eixo atuam como superfícies de contato e o mancal axial é fixado na carcaça central.

Selos

Os selos executam um trabalho misto: evitam que o óleo dos mancais vaze e que os gases do compressor e da turbina misturem ao óleo lubrificante.

Ao lado do compressor, a vedação é realizada através do trabalho conjunto do colar (Figura 3.7) e do mancal axial, podendo conter ainda algum outro tipo de selo, como o labirinto. No lado da turbina, são utilizados anéis de pistão.

3.5.4 Compressores centrífugos

O compressor centrífugo é constituído por um órgão rotativo (impelidor), o qual é responsável por transferir energia ao gás na forma cinética e de entalpia. O difusor (também conhecido como estator), é um órgão fixo, que tem a função de transformar a energia cinética do escoamento em entalpia, com conseqüente ganho de pressão. A Figura

3.8 contém uma ilustração de um compressor centrífugo; a seta azul indica a admissão de ar em temperatura ambiente e a seta vermelha indica a saída de ar já com elevação de temperatura promovida pelo aumento da entropia.

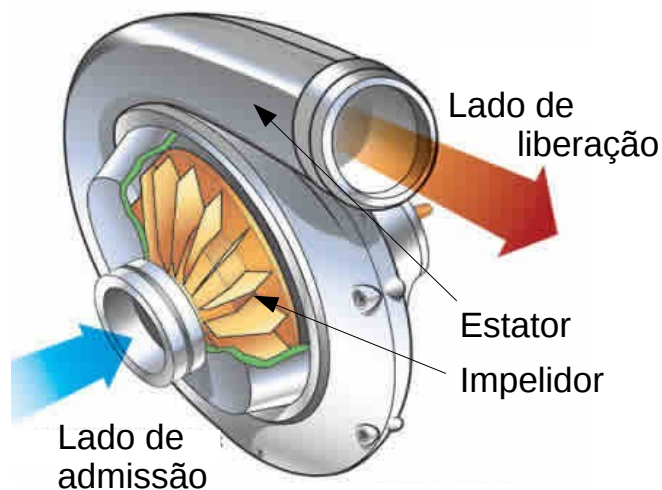


Figura 3.8 – Ilustração de um compressor centrífugo.

Mapa de Desempenho do Compressor

De modo análogo a uma turbina, para se definir a resposta de operação para um compressor centrífugo, são utilizados mapas de desempenho. Esses mapas são o resultado de um levantamento experimental de sua razão de compressão em função de sua vazão mássica e da sua eficiência termodinâmica, como apresentado na Figura 3.9.

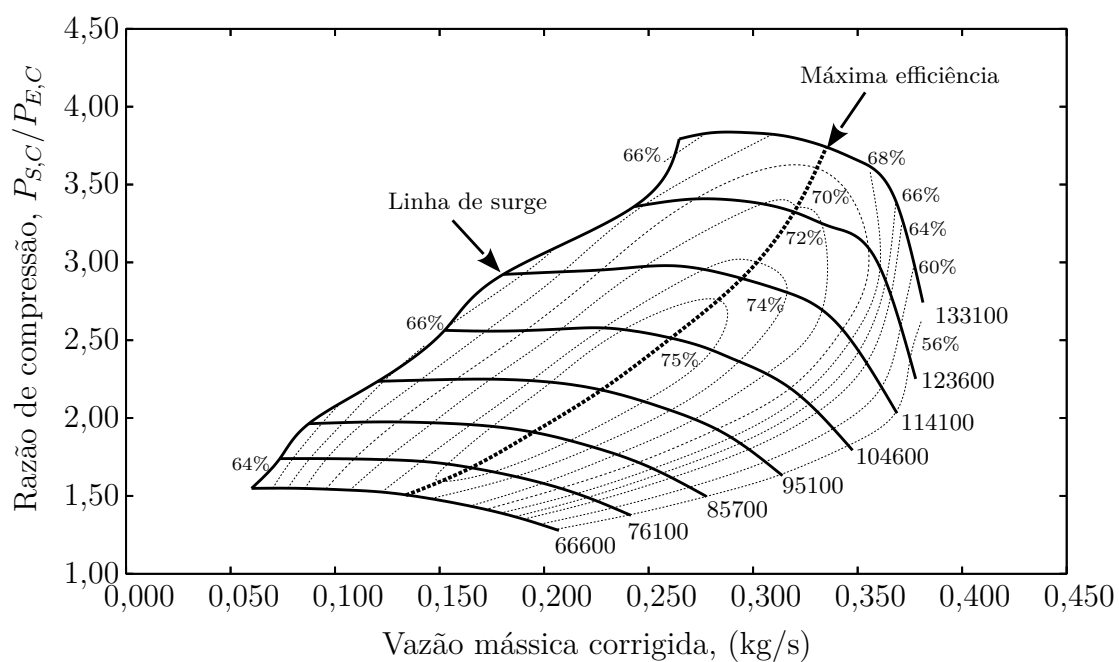


Figura 3.9 – Mapa do compressor conjunto MP804 (POWER, 2013).

A faixa de operação estável do compressor é definida na região central do mapa, e é limitada à esquerda pela linha de *surge* e à direita pela linha de entupimento, que é também conhecida como limite de *Stonewall* (*Choking*).

O *surge*, ou purga, é um efeito caracterizado por uma redução na vazão de ar para uma dada razão de compressão. Em certos casos, o purga pode provocar um fluxo reverso no compressor. Caso a vazão aumente novamente, o ar passa a escoar novamente no sentido preferencial. Esse efeito de inversão cria um gradiente adverso de pressão, provocando novamente a inversão do sentido de escoamento. Assim, o processo recomeça, constituindo-se um ciclo vicioso.

O entupimento, que define o limite do lado direito, ocorre quando o escoamento se torna sônico à medida em que a vazão cresce. Nesse instante, não ocorrem significativos aumentos da vazão mássica de ar, independente da rotação do compressor.

Dependendo da potência do compressor, é possível atingir temperaturas de operação entre 100 e 200 °C. Para operação em temperatura reduzida, é utilizado o alumínio ASTM B324, mostrado na Tabela 3.5.

Tabela 3.5 – Características do alumínio ASTM B324.

| Característica | Valor |
|--------------------------------------|--------------------------------|
| Densidade | 2710 kg/m^3 |
| Tensão de Escoamento | 150 MPa |
| Resistividade Elétrica | $27,9 \times 10^{-7} \Omega m$ |
| Condutividade Térmica | 229 W/mK |
| Permeabilidade Magnética (μ_r) | 1,0001 |

3.5.5 Setor

O setor é uma peça, fundida em ferro nodular GGG70, na qual são usinadas as sedes dos mancais em retífica, os canais de injeção de óleo e a conexão com as volutas da turbina e do compressor.

Quando ocorre a falha nos mancais, a sede deve ser retrabalhada para garantir as tolerâncias para operação segura do sistema.

3.6 Definição do conjunto Turbocompressor

O ponto de partida para determinar qual turbocompressor deve ser adotado está relacionado às geometrias e a suas aplicações no mercado automotivo. Avaliando a frota de caminhões nacionais, o motor da *Mercedes Benz*, modelo *OM-366*, é facilmente encontrado

operando com conjuntos turbocompressores da fabricante *Master Power*, modelo *Turbo MP084*, e pode ser adquirido no mercado por pouco menos de R\$ 900,00.

Os dados desse conjunto estão reunidos na Tabela 3.6. Os modelos aspirados desse motor desenvolvem potências de 136 *CV* (Modelo de Caminhões L1214, 1614, 1714) e os motores turbo alimentados podem chegar a 210 *CV* (Modelo de Caminhões L1621, 1721). Considerando que o ganho de potência máxima desse motor pode chegar a 295 *CV*, é possível determinar uma vazão mássica máxima do turbo de 0,33 *kg/s* (HONEYWELL, 2014) e uma potência esperada de 50 *kW*.

As características estudadas do turbocompressor são favoráveis, elencando esse conjunto como candidato a ser utilizado na microturbina. Os detalhes geométricos medidos do conjunto são mostrados na Tabela 3.6.

Tabela 3.6 – Características do conjunto turbocompressor MP084.

| Dimensão | Compressor | Turbina |
|------------------------------------|-------------------|----------------|
| Nº de Pás | 12 | 11 |
| Diâmetro Maior do Rotor [mm] | 70,0 | 72,5 |
| Diâmetro Menor do Rotor [mm] | 45,8 | 57,7 |
| Diâmetro do Eixo [mm] | 18,8 | 21,7 |
| Diâmetro de Entrada da Voluta [mm] | 46,4 | 58,9 |
| Diâmetro de Saída da Voluta [mm] | 34,8 | 60 |
| Altura do Rotor [mm] | 24,3 | 31,2 |

Como o foco deste trabalho não é construir um sistema ótimo e otimizado, será estudado apenas a resposta de vibração e instabilidades (FLEETER, 1998) desse conjunto.

Através do mapa da turbina, apresentado na Figura 3.5, pode ser observado que esta começa a apresentar resultados de desempenho desde 66.000 rpm, até o máximo indicado pelo fabricante, 132.000 rpm. Analisando, também, o mapa de desempenho do compressor, mostrado na Figura 3.9, percebe-se a mesma faixa de operação, no entanto, a região de máxima eficiência está limitada a até 110.000 rpm. Visto que essa é a melhor indicação para a região de operação do sistema, define-se que o sistema microturbina deverá operar em uma faixa de rotação entre 66.000 e 100.000 rpm.

Esse sistema será avaliado em conjunto, buscando otimizar as curvas de diferentes tipos de compressores e turbinas. No conjunto turbocompressor original, o compressor e a turbina são projetados de modo tal que o compressor consuma toda a energia de eixo disponibilizada pela "turbina". Nas microturbinas, a função do compressor é um pouco diferente, tendo apenas a função de aumentar a pressão de entrada na câmara de combustão. Nesses sistemas, a potência gerada na turbina deve ser suficiente para acionar

o compressor e o eixo do gerador da microturbina, de modo que quanto menor a potência consumida pelo compressor, maior será a potência disponível para o gerador. Dessa forma, os ensaios irão desconsiderar a utilização do compressor, permanecendo com o mesmo acoplado ao sistema, mas com a linha de ar aberta evitando que o mesmo consuma energia. Dessa forma, uma análise direta entre as eficiências é possível.

3.7 Balanceamento

Para garantir que o conjunto turbocompressor opere de forma eficiente, segura e silenciosa por um longo tempo, é necessário garantir que os componentes sejam devidamente balanceados. Portanto, é indispensável compreender o que significa, para esse sistema, a palavra "balancear".

Em linhas gerais, o desbalanceamento é expressado através de uma relação entre massa e raio externo. Se um miligrama de massa é posicionado a um milímetro de um eixo balanceado, significa que ele está desbalanceado em um miligrama-milímetro. Alguns turbocompressores, tais como o Garret T-3 e T-4, geralmente possuem uma tolerância de balanceamento da ordem de $0,25 \text{ gmm}$.

O balanceamento de um sistema turbocompressor possui uma singular diferença entre balanceamento de componentes e balanceamento da montagem. Diversos componentes fazem parte de um conjunto turbocompressor, porém apenas os rotores da turbina e do compressor são previamente balanceados. O colar do mancal axial, os selos, os mancais de filme fluido e até mesmo a porca utilizada não são balanceados. Dessa forma, são aplicadas tolerâncias bem apertadas de fabricação, visando evitar a necessidade de balanceamento. Quando todas essas peças são colocadas em conjunto, mesmo com todas os processos anteriores, uma carga desbalanceada aparece naturalmente no sistema.

O desbalanceamento na montagem de turbos maiores não representa um grande problema. Nesses sistemas, a massa está principalmente localizada nos rotores; havendo o balanceamento destes, a contribuição dos componentes menores é desprezível. Para os sistemas menores, que operam em velocidades mais elevadas e que possuem uma massa extremamente reduzida, o balanceamento da montagem se torna imperativo. Em outras palavras, balancear cada uma das peças o máximo possível não é suficiente, se as peças não forem analisadas em conjunto. Tipicamente, vazamento de óleo, chiados e vibrações visíveis são observadas, nesses sistemas, como inevitáveis consequências resultantes do desbalanceamento. Para solucionar esse problema, pode-se aplicar o processo de balanceamento com o turbo já montado no setor (*CHRA - Center housing rotating assembly*).

Em alguns casos, montagens bem criteriosas podem ser promovidas sem o balanceamento do CHRA. O responsável pela montagem deve ser extremamente crítico na inspeção dos componentes, contrabalaneando as porções de massa desbalanceada de cada um dos

componentes. Alguns montadores de turbos customizados não fazem o balanceamento, mas se resguardam através de um excelente processo de fabricação nos componentes, incluindo a qualidade dos materiais, e o casamento de massas desbalanceadas entre si.

Existem basicamente dois tipos de balanceamento de CHRA: em alta rotação e em baixa rotação.

O balanceamento em alta rotação é feito por meio de máquinas especializadas capazes de medir a aceleração do conjunto, enquanto ar comprimido aciona o turbo e o óleo é injetado nos mancais. A medição de vibração acontece em todo o conjunto, não discriminando a turbina e o compressor. Devido à operação em alta rotação, é mais fácil identificar a posição de massa desbalanceada. Nesse sistema, a correção acontece removendo massa na porca do compressor ou na ponta do eixo onde se localiza essa porca.

No balanceamento de CHRA em baixa velocidade, o sistema é pré-lubrificado, já que o método não possui um sistema de injeção de óleo; o conjunto é, então, acionado por uma correia ou por ar comprimido. As medições de vibração são avaliadas tanto do lado do compressor quanto da turbina, nas quais também são aplicadas as correções individuais de desbalanceamento.

A vantagem de se balancear em baixa rotação é garantir um balanceamento em dois planos. Por outro lado, no balanceamento em alta rotação é possível identificar a vibração na velocidade nominal de operação, permitindo ao operador identificar ruídos, além de possuir um sistema de lubrificação dos mancais em operação. Em cada um dos casos, é possível obter resultados satisfatórios; portanto, a escolha do balanceamento deve ser avaliada individualmente para cada sistema (STERLING, 2009).

É errado assumir que balancear em altas rotações garante níveis de balanceamento superiores. Se um rotor desbalanceado for avaliado, a força que atuará nessa peça crescerá exponencialmente com a rotação, mas a contribuição individual de cada componente pode compensar uma a outra, sem produzir um crescimento exponencial da força do conjunto com a rotação. Além disso, um dado componente pode ter seu modo de operação natural ultrapassado, fazendo com que sua fase de desbalanceamento se modifique, alterando, talvez, o modo de outro componente.

Em resumo, a chave para se produzir um sistema confiável envolve uma seleção criteriosa, um balanceamento individual e uma montagem criteriosa dos componentes. A massa extremamente reduzida aliada à alta rotação demanda o balanceamento do conjunto completo.

Em todos os turbocompressores automotivos existem vibrações de elevada amplitude em regiões subsíncronas, já em turbomáquinas em geral, o desbalanceamento é um dos principais problemas. Todas as fontes de vibração são indesejáveis, e, dependendo de suas amplitudes, causam o contato sólido com sólido. As vibrações subsíncronas são resultado

de cargas autoexcitadas e somente aparecem durante a operação do sistema.

A norma (ISO, 2003) para eixos rígidos sugere níveis de balanceamento para tipos de turbomáquinas em certas rotações, entretanto, para um eixo flexível como o do turbocompressor, esses níveis não se aplicam. Na prática, os valores adotados industrialmente estão acima dos sugeridos pela norma e são medidos em aceleração.

3.8 Conclusão

Adotar um sistema turbocompressor existente, ao invés de projetar por completo a microturbina a gás, apresenta vantagens como a redução de custo, a simplicidade e a facilidade de fabricação. A geometria dos rotores e as respostas dos mapas de desempenho já são suficientes para permitir que o foco seja exclusivo ao gerador elétrico em operação acionado pela turbina.

As microturbinas convencionais utilizam eixos mais rígidos e momentos de inércia maiores. Por outro lado, para os turbocompressores, geralmente se opta pela utilização de um eixo flexível. Todavia, a flexibilidade desse eixo faz com que o sistema opere acima da frequência natural necessitando de amortecimento nos mancais para ultrapassar essa frequência.

4 Estator: Núcleo Ferromagnético

A principal dificuldade no projeto de uma máquina elétrica que opere em alta velocidade está relacionada a suas perdas e ao calor produzido no núcleo de estator. Este capítulo apresenta uma teoria simplificada dos materiais ferromagnéticos relacionada às origens das perdas nesses materiais. A necessidade do ensaio de três opções de núcleos ferromagnéticos é discutida e justificada e seus principais resultados obtidos são apresentados.

Sumário

| | | |
|-----|-------------------------------------|-----|
| 4.1 | Introdução | 80 |
| 4.2 | Magnetização | 80 |
| 4.3 | Histerese magnética | 81 |
| 4.4 | Perdas | 83 |
| 4.5 | Materiais Ferromagnéticos | 86 |
| 4.6 | Bancada de ensaios | 92 |
| 4.7 | Conclusão | 101 |

4.1 Introdução

Diversos componentes da microturbina foram definidos tendo como base um turbocompressor automotivo. Desde a velocidade de operação aos materiais dos rotores e mancais, além de algumas características herdadas do turbocompressor. Essa definição permitiu que grande esforço do trabalho estivesse na consolidação de um turbogerador¹.

Dentre os componentes constituintes de um gerador elétrico, o núcleo do estator é o mais importante, principalmente devido às perdas que se dão nesse elemento, quando em operações em frequências elevadas.

Em 1989, o Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (PROCEL) realizou um projeto de avaliação do desempenho dos motores elétricos trifásicos. Concluiu-se que os motores apresentam elevadas perdas em vazio. Além disso, foi mostrado que cerca de 25% da energia elétrica gasta no Brasil é gasta em motores elétricos industriais. As perdas em vazio nos motores nacionais correspondem, em média, a 35% das perdas totais no motor; a participação dessas perdas em motores fabricados nos Estados Unidos está entre 15 e 20%. Apesar do esforço da eletrobrás através do PROCEL, em 2014 o cenário permanece praticamente idêntico com uma economia de energia total de apenas 2,2% (PROCEL, 2015).

As origens das perdas encontradas em motores nacionais, comparados ao mercado americano decorrem de: uso de chapas não qualificadas metalurgicamente; processos utilizados para o corte e ou para a montagem das chapas em uma máquina elétrica; dimensionamento elétrico inadequado do motor.

Buscando agregar esses três indicadores, foi proposta uma alternativa ao ensaio de Epstein utilizando um anel de Rowland, para quantificar as perdas globais no núcleo do estator, relacionando o projeto, o procedimento de corte e a característica do material.

4.2 Magnetização

A magnetização de um material pode ocorrer quando átomos são ordenados no interior de um sólido cristalino cujos momentos atômicos podem apresentar uma orientação preferencial. A partir desse conceito, é possível caracterizar os materiais como magnéticos duro (ímãs), ferromagnéticos, diamagnéticos ou paramagnéticos.

No cristal de ferro, por exemplo, os átomos não somente carregam um momento magnético, como também o metal é dividido em pequenas regiões conhecidas como domínios magnéticos. Em cada domínio, todos os momentos atômicos são acoplados juntos em uma determinada direção cristalográfica.

¹ *Turbogerador*: Combinação entre uma turbina e um gerador elétrico diretamente acoplados para geração de energia.

O comportamento de um ferromagneto em um campo magnético é considerado o fator principal na evolução prática do material. Dessa maneira, as curvas de magnetização são indispensáveis na elucidação dos processos de magnetização sob diferentes condições.

A curva de magnetização de um material pode ser entendida como uma representação gráfica da alteração da estrutura de domínios magnéticos no interior do material, resultado da interação de um campo magnético externo. Estas microestruturas dos domínios possuirão características singulares que variam desde a distribuição de tamanho até a orientação espacial dos cristais.

Na Figura 4.1 observa-se uma curva de magnetização (**H-B**) do Fe-3%Si, policristalino em forma de chapa, recozido e comercialmente puro (>99,5%). Na figura, podemos identificar três regiões de operação.

- **(I)** - Denominada região de magnetização reversível, é a região em que o material retorna à condição inicial com fluxo residual nulo caso o campo magnético externo seja removido.
- **(II)** - A segunda parte da curva é a região de maior derivada, que apresenta uma variação muito rápida da densidade de fluxo em relação à intensidade de campo. Esta região se mantém até logo abaixo do joelho da curva. Ainda nessa região é possível identificar que a orientação dos cristais ocorre de forma discreta (caminho $a \rightarrow b \rightarrow c \rightarrow d$).
- **(III)** - A última região se localiza acima do joelho da curva e contém a parte onde o material inicia a saturação.

As duas últimas regiões apresentam irreversibilidade magnética. Essas características de orientação demandam energia para serem alteradas, podendo acarretar, em campos variáveis, perdas por histerese magnética.

4.3 Histerese magnética

Se o campo aplicado em uma amostra for aumentado até a saturação e em seguida for reduzido, a densidade de fluxo B diminui tão rapidamente quanto aumentou ao longo da curva de magnetização inicial. Porém, quando a intensidade de campo H chega a zero, o material preserva uma memória magnética e uma densidade de fluxo residual, B_r .

Para promover o fluxo residual a zero, é necessário aplicar um campo negativo $-H_c$, identificado como força coercitiva. Quando H é ainda mais reduzido, a amostra ganha sentido de polarização reversa até a nova saturação. A redução do campo novamente a zero promove uma magnetização residual $-B_r$, que demanda a aplicação de uma força coercitiva positiva para eliminá-la.

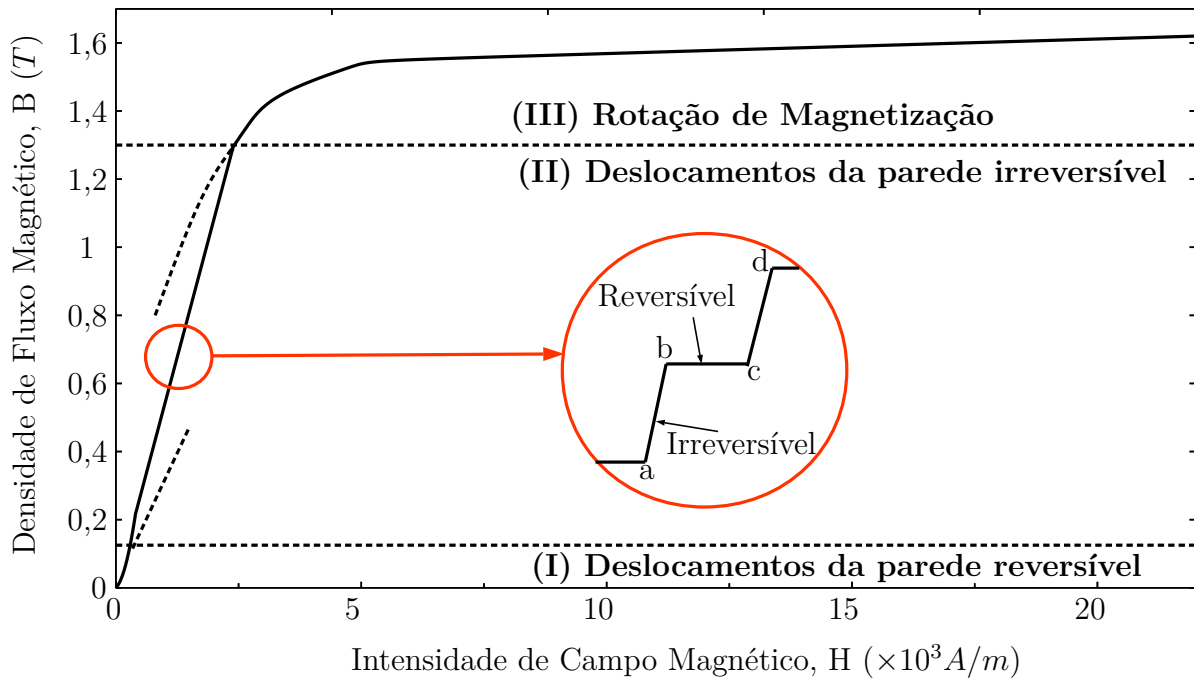


Figura 4.1 – Curva de magnetização para o Fe-3%Si a 27°C.

Se o processo for repetido, a amostra fica novamente saturada com a polaridade original. A figura produzida durante o processo cíclico de magnetização, é conhecida como laço de histerese ou ciclo de histerese, como apresentado na Figura 4.2.

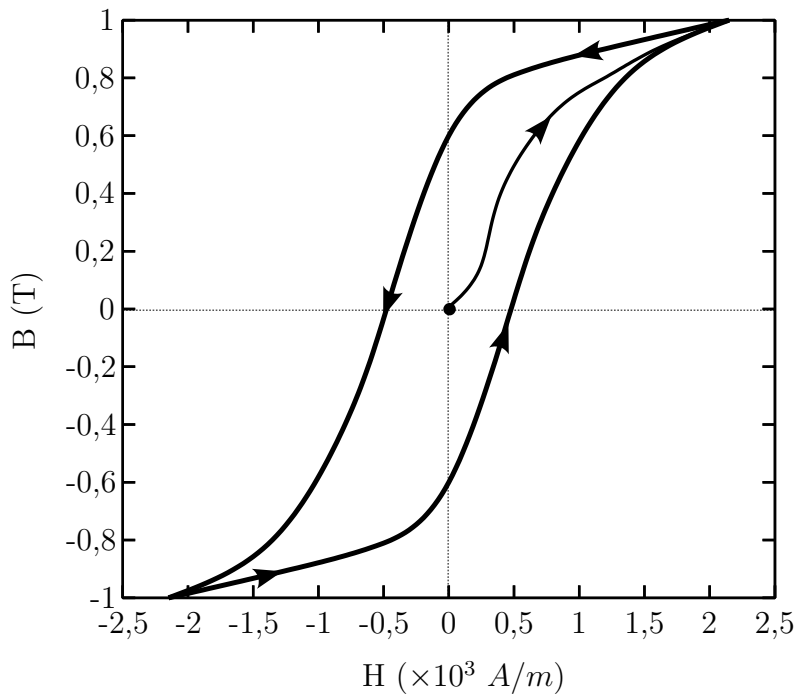


Figura 4.2 – Curva de histerese para o Fe-3%Si.

Na Figura 4.2, é apresentado o laço de histerese do Fe-3%Si em sua direção favorável

de magnetização. Contudo, não se pode desconsiderar que a direção de magnetização é um fator de suma importância para a definição do comportamento eletromagnético da máquina.

Outra consideração importante no que tange a curva de magnetização está relacionada à direção de magnetização. Dependendo do aspecto obtido durante sua fabricação, os cristais possuem uma maior facilidade de orientação em uma dada direção em relação às demais. Na Figura 4.3 (REZENDE, 2003), são comparadas diferentes curvas de magnetização quando um cristal é submetido a diferentes sentidos de magnetização.

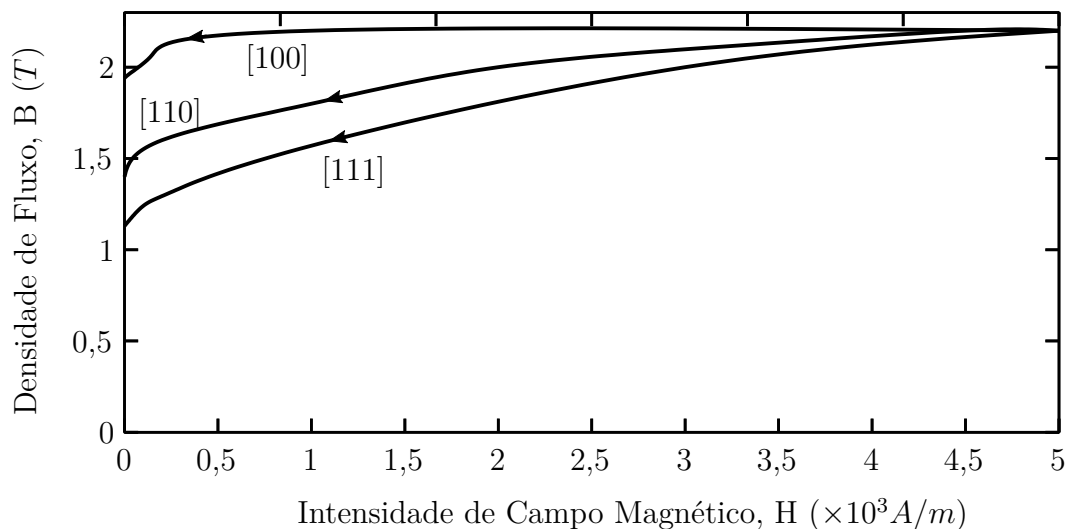


Figura 4.3 – Curva de magnetização em três direções distintas de um monocristal de ferro.

Durante o processo de fabricação, o tamanho do cristal, também denominado grão magnético, representa uma importante característica da resposta do material. Quanto maior for o tamanho do grão, menor será a sua parcela histerética. Entretanto, crescem as chamadas perdas anômalas. Dessa forma, é possível definir um tamanho ótimo de cristal entre 100 e 150 μm (CARDOSO; BRANDÃO; CUNHA, 2005).

4.4 Perdas

A investigação das perdas produzidas em um núcleo de aço elétrico é um tema bastante aprofundado, tendo sido já apresentadas diversas modelagens analíticas bem caracterizadas. Inicialmente, cada parcela de perda é identificada em três distintas contribuições definidas entre:

1. Perdas Histeréticas (P_{Hist})
2. Perdas Parasíticas (P_{Paras})
3. Perdas Anômalas ($P_{Anôm}$)

Através da separação das perdas, modelos podem ser aplicados e as perdas totais ($P_{FeTotais}$) podem ser calculadas como a soma apresentada na Eq. 4.1.

$$P_{FeTotais} = P_{Hist} + P_{Paras} + P_{Anôm} \quad (4.1)$$

A componente das perdas histeréticas é geralmente medida pela área do laço de histerese, a qual é obtida em baixas frequências, *Quasi-static*, podendo também ser estimada pela Eq. 4.2 (MAIA, 2011).

$$P_{Hist} = \epsilon \frac{f}{100} m_{Fe} (B_{mx1}^2 + B_{my1}^2) \eta_d^2 \quad (4.2)$$

$$\eta_d = \sqrt{1 + \frac{(3B_{mx3})^2 + (3B_{my3})^2}{B_{mx1}^2 + B_{my1}^2} + \frac{(5B_{mx5})^2 + (5B_{my5})^2}{B_{mx1}^2 + B_{my1}^2} + \dots} \quad (4.3)$$

Onde:

- ϵ : Coeficiente de laminações anisotrópicas
- m_{Fe} : Massa do material ferromagnético em *kg*
- B_{mOh} : Valor de pico da densidade de fluxo magnético de ordem harmônica *h* (1,3,5...) e direção cartesiana $O(x,y,z)$ em *T*
- η_d : Coeficiente de distorção de densidade de fluxo, que contabiliza o efeito dos harmônicos de distribuição espacial definido pela Eq. 4.3

A parcela de perdas parasíticas é a clássica componente de perdas devido à dissipação de energia que ocorre dentro do material em função da circulação de corrente em seu interior, e seu cálculo é apresentado na Eq. 4.4 (MAIA, 2011).

$$P_{Paras} = \frac{\pi^2}{6} \frac{\sigma_{Fe}}{\rho_{Fe}} f^2 d_{Fe}^2 m_{Fe} (B_{mx1}^2 + B_{my1}^2) \eta_d^2 \quad (4.4)$$

Onde σ_{Fe} , ρ_{Fe} e d_{Fe} relacionam a condutividade, a densidade e a espessura de laminação do núcleo de estator.

Por fim, as perdas anômalas são definidas como uma parcela de perdas imensuráveis de forma direta e que são decorrentes das forças de atrito internas durante a movimentação das paredes dos domínios magnéticos durante o processo de magnetização. Essas perdas são proporcionais à frequência de magnetização e são obtidas de posse do resultado do ensaio de perdas totais, do qual são subtraídos os valores das perdas por histerese e por circulação de correntes parasitas.

As perdas anômalas não devem ser confundidas com o fenômeno da magnetostricção. A magnetostricção é a propriedade dos materiais ferromagnéticos de se deformarem pela presença de um campo magnético. Essa deformação pode causar o choque entre chapas empilhadas e até mesmo ruídos audíveis. As perdas anômalas estão diretamente relacionadas à propriedade do material e a magnetostricção ao processo de montagem.

Alguns autores desconsideram as perdas anômalas e acrescentam um fator de correção às perdas totais (GIERAS; WANG; KAMPER, 2008).

Apesar de serem modelos consolidados, sua maioria considera operações em frequências de 50 ou 60 Hz , distantes da faixa de frequências de operação da microturbina, com valores acima de 1 kHz .

Huynh (HUYNH; ZHENG; ACHARYA, 2009) apresenta uma nova abordagem das perdas para geradores operando com microturbinas, mas seu modelo é restrito a operações até 40.000 rpm .

4.4.1 Ruído Barkhausen

O denominado Ruído Barkhausen é um fenômeno no material ferromagnético que também contribui como mais uma parcela de perdas no núcleo. Esse efeito foi detectado ao se identificar uma série de pulsos de tensão aleatórios provocados quando um campo variável é aplicado a uma amostra ferromagnética.

O ruído é induzido por variações abruptas na magnetização do material, chamados de saltos Barkhausen, geradas principalmente pelo aprisionamento e subsequente desaprisionamento das paredes de domínios magnéticos, durante seu movimento, devido aos defeitos, impurezas ou tensões localizadas no material (BOHN et al., 2004). O estudo do ruído Barkhausen produz informações úteis sobre a dinâmica da magnetização e sua correlação com os parâmetros macroscópicos medidos na curva de histerese do material, porém não apresenta contribuição considerável às perdas totais do material. Em particular, é possível acompanhar a evolução da estrutura de domínios do material e até mesmo a nucleação e aniquilação de novas famílias de domínios. Devido à complexidade intrínseca ao sistema de paredes de domínios magnéticos e às características estocásticas que tornam a análise do fenômeno complexa, este trabalho não tratará esse tópico.

4.4.2 Discussões

Os modelos analíticos discutidos apresentam bons resultados. Todavia, alguns parâmetros ainda são empíricos e necessitam de uma avaliação experimental. Além disso, não foram encontradas, na literatura, validações experimentais para frequências superiores a 700 Hz .

Os dados do material, fornecidos pelo fabricante, contabilizam as características exclusivas do material. As perdas oriundas do procedimento de corte da chapa e pelo empilhamento são exclusivas do projetista da máquina.

Dessa forma, o desenvolvimento de um sistema para caracterização de materiais ferromagnéticos após o corte e a montagem representa uma solução tangível, principalmente

por permitir atingir níveis de frequência superiores, compatíveis com a operação nominal do gerador.

4.5 Materiais Ferromagnéticos

A melhora da eficiência em máquinas elétricas e transformadores é uma busca constante, tanto no sentido do aprimoramento de materiais, quanto em seu processo de fabricação. Os materiais ferromagnéticos apresentam importante contribuição nesse sentido, já que grande parte das perdas são produzidas nesses materiais, necessitando assim uma criteriosa investigação do melhor material magnético dentre os disponíveis no mercado.

4.5.1 Aço Silício 0,5 mm

O principal material utilizado é o aço ao silício (Fe-3%Si), também conhecido como aço-silício ou aço-elétrico. Esse material apresenta excelentes propriedades magnéticas na direção de laminação e, por esse motivo, tem sido utilizado, por muitos anos, em núcleos de transformadores, geradores de potência e outros equipamentos elétricos.

Em 1919, o grupo de pesquisa liderado por Robert Abbott Hadfield, estudando as propriedades eletromagnéticas de ligas de Fe-3%Si, verificaram que a resistividade do ferro aumentava bastante com a presença do silício, o que contribuía para a redução das perdas causadas pelas correntes parasitas (HADFIELD, 1919). A partir desse estudo, teve início todo o processo de evolução e desenvolvimento da tecnologia de fabricação e da utilização do aço-silício.

Devido ao baixo teor de carbono nesse material, o nome metalúrgico mais adequado para seria liga "ferro-silício". Contudo, o termo "aço-silício" foi universalmente aceito como designação para os materiais planos, nos quais o silício é o principal elemento de liga. Suas características elétricas e magnéticas o tornam bem aceito para uso em núcleos laminados, nos quais o fluxo reverte a direção ou pulsa muitas vezes a cada segundo. Existem várias classes de aços ao silício adaptadas para aplicações em tipos específicos de aparelhos elétricos (SANTOS, 1999).

O aumento do teor de silício no aço melhora gradativamente suas características eletromagnéticas, mas cria dificuldades em seu processamento - isso se deve ao aumento da dureza, ao aumento dos limites de resistência e de escoamento, e ao aumento da resistência ao cisalhamento.

Essas melhorias contudo, dificultam seu processamento, não só por parte da usina produtora, mas também dos fabricantes de equipamentos elétricos. A adição do silício modifica a fase do aço, de tal forma que o sistema se aproxima da curva austenítica.

Logo, existe um grande desafio em se obter um material elétrico com ótimas propriedades magnéticas, mas que seja de fácil processamento e produção.

Para uniformidade de especificação, produção e compra, os aços silício são inicialmente classificados em termos de perdas no núcleo, já que o nível de perdas máximas permissível em um núcleo magnético é um dos fatores mais importantes no projeto de equipamentos de alta potência e para alguns equipamentos eletrônicos.

Além de aumentar a resistividade do material, a adição de silício afeta a estrutura do grão, conferindo aos aços não-orientados uma redução da componente de perdas por histerese.

Em algumas ligas de aço-silício também é possível encontrar outros elementos, como alumínio e manganês. Cada um é adicionado em quantidades entre 0,1% e 0,5%, afetam favoravelmente a estrutura do aço e, assim, contribuem para diminuir a componente de perdas por histerese.

Existem ainda algumas outras ligas, como o Fe-Co, que são utilizadas quando é necessária uma densidade de fluxo elevada, alcançando elevadas densidades de potência. No entanto, esse material apresenta dificuldades para laminação e, comercialmente, não é empregado em máquinas elétricas (SILVA et al., 2008). Dessa forma, essas e outras ligas não serão avaliadas nesse trabalho por fugirem da proposta inicial da pesquisa.

Aço Silício de Grão Orientado (**GO**)

Nos aços silícios de grão orientado, os grãos possuem uma direção cristalina definida, o que facilita a passagem de fluxo magnético nessa orientação, material perfeitamente indicado para fluxos bem comportados como em transformadores. Infelizmente, o fluxo girante de uma máquina elétrica não permite uma direção preferencial de fluxo.

O *GO* foi desenvolvido no intuito de reduzir as perdas por correntes parasitas e histerese, conservando uma elevada permeabilidade magnética. Dessa forma, apresenta excelentes propriedades magnéticas na direção de laminação, proporcionando diversas vantagens, tais como:

1. Aumento da eficiência elétrica no setor de distribuição e transmissão;
2. Aumento da densidade de potência em transformadores;
3. Regime de saturação magnético com valores mais elevados;

Comparativamente, chapas com grão não orientado (**GNO**) de 0,18 mm e 2,7% de silício, apresentam valores de perdas de 7,5 W/kg, enquanto chapas com grão orientado (**GO**) de 0,1 mm e 2,7% de silício apresentam perdas de 2 W/kg a 400 Hz e 1,3 T (ROLIM, 2002).

Aço Silício de Grão Não Orientado (**GNO**)

No aço ao silício de grão não orientado, o grão não possui direção preferencial, permitindo uma passagem do fluxo magnético em qualquer direção. Esse tipo de aço possui excelente valor de permeabilidade magnética, baixo valor médio de perdas magnéticas, boa puncionalidade, excelente planicidade e alto fator de empacotamento. Além disso, é a matéria-prima utilizada na fabricação de núcleos de geradores e motores elétricos, reatores para sistemas de iluminação, medidores de energia, além de outros equipamentos elétricos.

Os **GNO** também fornecem o desempenho ideal em aplicações onde o fluxo magnético pode fluir em qualquer direção em relação à direção de laminação, ideal para máquinas elétricas.

As perdas magnéticas no **GNO** são respectivamente de 70% relativas à condutividade elétrica (correntes parasitas) e 30% relativas à permeabilidade (histerese) (MEURER et al., 2005).

Infelizmente, os dados do aço em frequências mais elevadas são escassos, e geralmente discutidos até uma frequência de 400 *Hz*.

O material mais simples e acessível de mercado para fabricação do gerador elétrico é o aço silício **GNO** com 0,5 *mm* de espessura de laminação. Dessa forma, esse foi elencado como uma possível solução para redução de custos no gerador apresentado neste trabalho. Por outro lado, sua espessura é elevada, o que pode produzir perdas mais elevadas em frequências mais altas. A curva de magnetização desse material, com dados do fabricante, é apresentada na Figura 4.4.

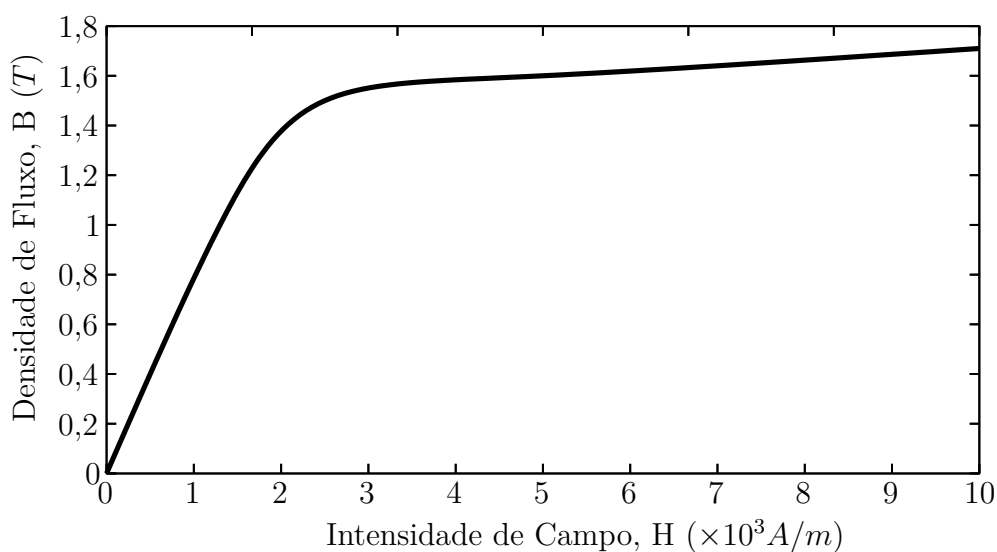


Figura 4.4 – Curva de magnetização do aço silício utilizado em máquinas elétricas (ACE-SITA, 2014).

4.5.2 Aço Silício APERAM

Uma vez que a contínua pesquisa sobre os materiais ferromagnéticos resulta em materiais mais vantajosos ao longo do tempo, a indústria também precisa se esforçar para ser capaz de atender ao mercado, que deseja sempre a melhor qualidade. Em alguns países, a legislação exige equipamentos mais eficientes, o que impossibilita o uso de materiais com qualidades reduzidas. Além disso, a qualidade do material impacta em fatores como economia e eficiência de energia, que são sempre muito valorizados pelo mercado.

A indústria nacional mantém alguns grupos de pesquisa estudando a composição química, o tamanho de grão, a textura e inclusões. Assim, regularmente são introduzidos novos produtos ao mercado. A necessidade de novos aços elétricos com maior permeabilidade magnética já existe e reclama por soluções. A maximização da permeabilidade e a redução de perdas são desafios para o processo de fabricação de aços elétricos GNO.

Nesse intuito, uma amostra de um material especial produzido pela siderúrgica APERAM foi adquirido por apresentar perdas reduzidas e será ensaiado em frequências mais elevadas. A curva de magnetização é apresentada na Figura 4.5, na qual é perceptível a diferença desse material em relação ao aço comum anteriormente apresentado.

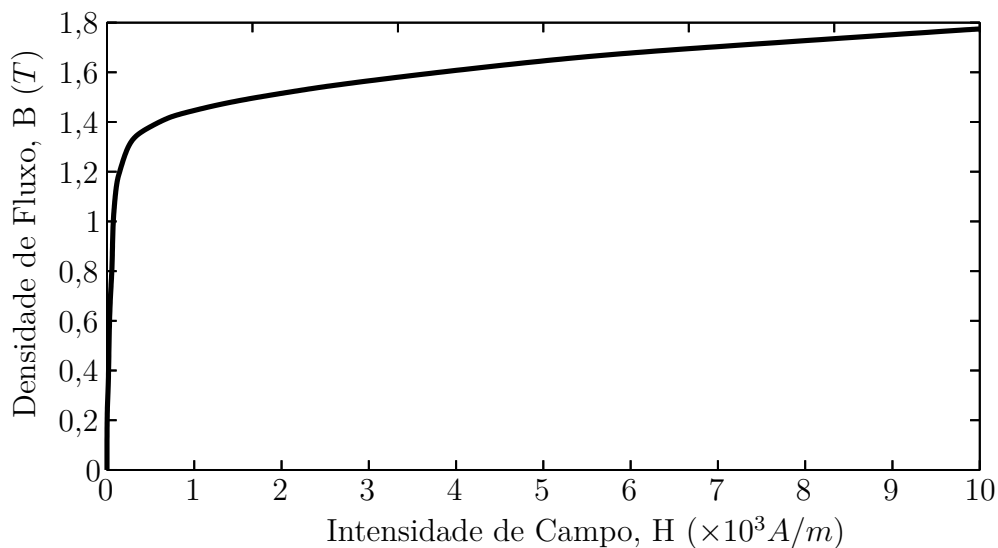


Figura 4.5 – Curva de magnetização do aço silício APERAM **TESLA**.

4.5.3 *Soft Magnetic Composite (SMC)*

Nos últimos anos, foi lançada no mercado internacional uma nova família de materiais para fins eletromagnéticos; trata-se de um compósito de pó de ferro revestido com polímero, chamado de (SMC), ou pó de ferro micro-encapsulado produzido através da metalurgia do pó. Esse tipo de material já vem sendo aplicado em dispositivos eletromagnéticos, como motores, reatores, relés e outros.

A metalurgia do pó é um processo de transformação mecânica, através do qual se obtêm peças metálicas e cerâmicas, a partir da compactação ou injeção de pós constituintes. Essa combinação é encaminhada a fornos para um processo de sinterização, no qual adquirem consistência e resistência mecânica. A liberdade de combinações entre materiais é considerada promissora e permite criar núcleos magnéticos melhores e com perdas muito reduzidas. Os núcleos magnéticos desenvolvidos a partir dessa metodologia apresentam algumas vantagens comparados ao aço silício convencional, entre as quais é possível citar (FERREIRA, 2012):

- Agilidade no processo de confecção dos núcleos;
- Redução no gasto energético e de matéria prima para a produção;
- Melhores propriedades elétricas e magnéticas em alta frequência;
- Materiais mais leves.

Esse método se distingue dos processos convencionais pela ausência de fase líquida ou presença apenas parcial de fase líquida durante o processamento. Trata-se de uma técnica de fabricação que viabiliza a produção de peças com formas definitivas ou praticamente definitivas, dentro de tolerâncias bastante apertadas. Além disso, permite a produção de componentes com características estruturais e físicas que são impossíveis de serem obtidas através de qualquer outro processo metalúrgico.

Esse tipo de aço suporta altas frequências com reduzidos níveis de perdas, que é uma característica atraente para dispositivos eletrônicos que possuem elevada parcela harmônica devido ao chaveamento.

As propriedades magnéticas e elétricas dos materiais obtidos pelo processo da metalurgia do pó são influenciadas por vários fatores. A resistividade de um elemento metálico aumenta quando são adicionadas impurezas, provocando distorções no reticulado cristalino. Quanto maior as imperfeições da rede cristalina, maior a resistividade do material. Por esta razão, as maiores resistividades são obtidas em ligas compostas de dois ou mais metais como o silício (Si), fósforo (P) ou níquel (Ni), em proporções próximas. Nesses casos há uma interpenetração das redes cristalina dos materiais presentes na liga, resultando no aumento de sua resistividade.

A maioria dos materiais metálicos ferrosos sinterizados possui resistividade elétrica maior do que a de materiais maciços de mesma composição química, devido principalmente à porosidade e à oxidação superficial das partículas. Portanto, pode-se aumentar ainda mais a resistência elétrica total de peças metálicas sinterizadas, se estas forem compactadas com uma pressão menor, o que aumentaria a porosidade do material e diminuiria a densidade.

A resistividade elétrica, para a maioria das ligas metálicas, é também função do tamanho do grão. Quanto menor o tamanho do grão, maior a quantidade de contornos de grãos. Além disso, uma quantidade maior de contornos de grãos provoca mais distúrbios na rede cristalina, aumentando a resistividade. Entretanto, a diminuição do tamanho do grão causa uma redução da permeabilidade magnética e um aumento da coercitividade (LANDGRAF; PLAUT, 1989).

Dadas as inúmeras vantagens desse material, é proposta também a sua utilização no trabalho, para determinação de suas qualidades frente aos aços elétricos convencionais. A curva de magnetização desse material é apresentada na Figura 4.6.

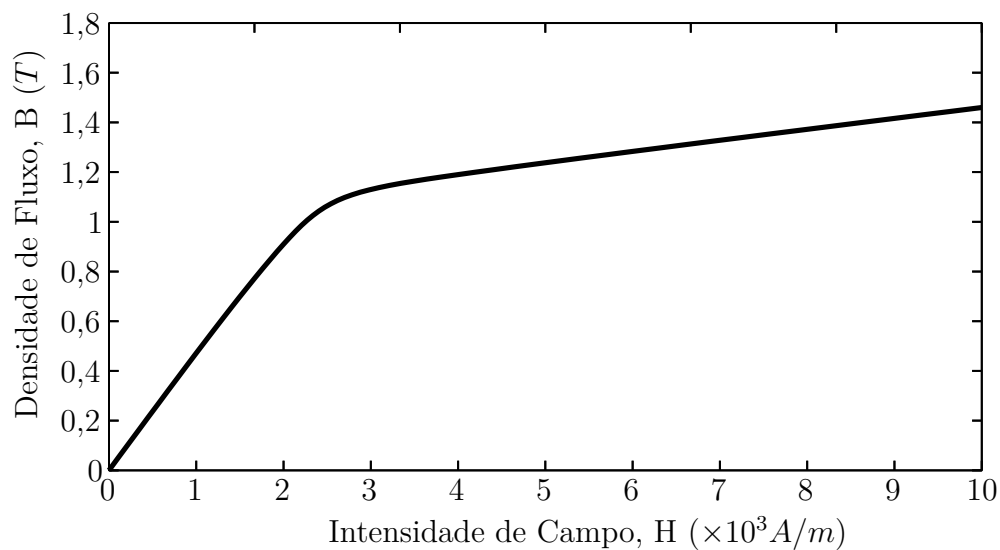


Figura 4.6 – Curva de magnetização do *Somaloy* Höganäs (HÖGANÄS, 2014).

Comparando-se a curva magnética do aço-silício (4.4) com a curva do *Somaloy* Höganäs (4.6), percebe-se, primeiramente, que o joelho de saturação deste ocorre cerca de 0,3 T abaixo do daquele.

A permeabilidade magnética deste também apresenta valores quase 3 vezes inferiores ao aço na região linear. Ao mesmo tempo, as perdas em 50 Hz no aço silício possuem valores inferiores, sendo cerca de 5 vezes menor, como pode ser observado pela Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Perdas nos núcleos ferromagnéticos elencados em baixa frequência (50 Hz@1 T) segundo os *datasheets*.

| Material | Valor (W/kg) |
|------------|--------------|
| GNO E145 | 1,57 |
| GNO Aperam | 0,935 |
| Somaloy | 5 |

Apesar de apresentar um comportamento pior que os demais em baixas frequências, esse material promete grandes vantagens em aplicações com frequências acima de 1 kHz .

Tendo sido definidos e adquiridos os materiais a serem analisados, esses foram cortados e empilhados segundo uma geometria básica para o gerador elétrico, e estão mostrados na Figura 4.7. Além disso, em todos os materiais foi utilizado o corte por eletroerosão, mantendo assim a semelhança de perdas por corte no material. Adotar o método de corte por eletroerosão se deve, principalmente, à facilidade de se cortar o material, à liberdade geométrica para prototipagem além da precisão de corte, evitando a necessidade de se retificar o interno do estator posteriormente.

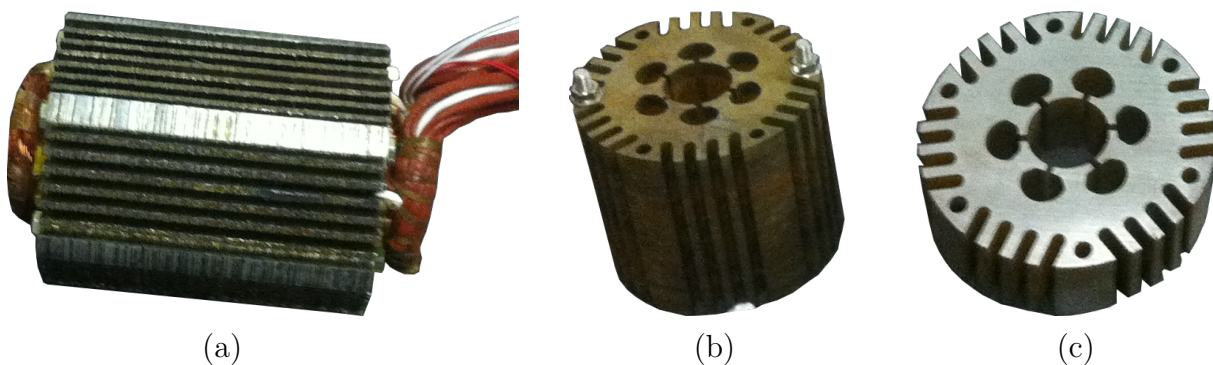


Figura 4.7 – Núcleos de aço que serão ensaiados: (a) Aço silício; (b) Aperam e (c) SMC.

4.6 Bancada de ensaios

Um dos principais motivos de falha em máquinas elétricas está relacionado a seu aquecimento (MAIA, 2011). Para que esse fenômeno possa ser analisado, faz-se necessário, para cada um dos materiais elencados, caracterizar as perdas e a elevação de temperatura.

A proposição normatizada de *Epstein* propõe que os materiais sejam ensaiados em um quadro cujas amostras sigam geometrias previamente definidas (ASTM Standard, 2014; IEC Standard, 1996). Entretanto, essa proposição não permite a contabilização de perdas que possam surgir através do processo de corte das chapas, de sua geometria ou de sua montagem.

A Figura 4.8 apresenta um comparativo entre diferentes tipos de cortes aplicados a uma mesma amostra de aço. Esses materiais foram devidamente ensaiados buscando contabilizar suas perdas. Foi possível identificar um aumento de 7% nas perdas pelo processo de corte a laser em relação ao processo de foto-corrosão, como apresentado na Tabela 4.2. Os efeitos do corte por eletroerosão não foram incluídos na análise apresentadas, necessitando assim de uma investigação.

Outra limitação do teste *Epstein* é que este prevê apenas uma orientação cristalográfica de magnetização (TÔRRES, 2004; TORRES; FILHO, 2002), não contabilizando o

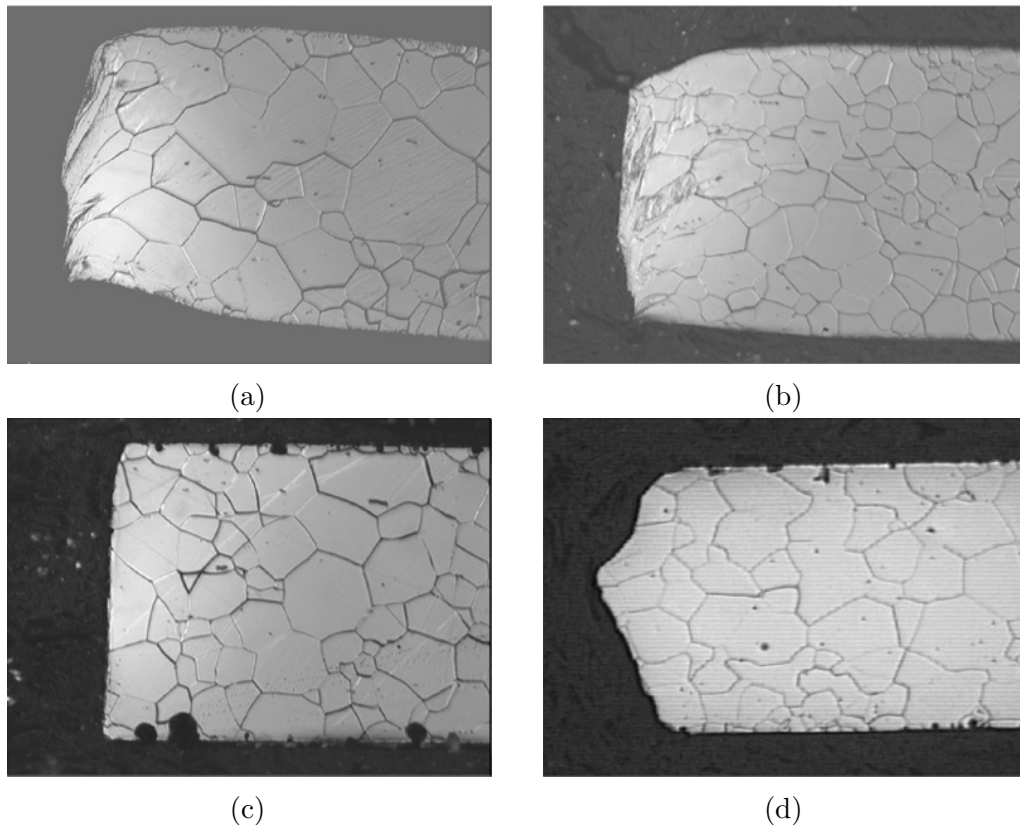


Figura 4.8 – Imagens de uma mesma amostra de aço após diferentes processos de corte: (a) Guillhotina; (b) Punção; (c) Laser; (d) Fotocorrosão (EMURA et al., 2003).

Tabela 4.2 – Perdas magnéticas contabilizadas após os processos de corte em W/kg a 1,5 T/60 Hz (EMURA et al., 2003).

| Corte | Perdas Totais (W/kg) |
|--------------|-----------------------------|
| Guilhotina | 4,28 |
| Punção | 4,08 |
| <i>Laser</i> | 4,31 |
| Fotocorrosão | 4,01 |

efeito da rotação de orientação do cristal, nem suas perdas. Uma nova alternativa a esse ensaio é proposta com o intuito de incluir na estimativa de perdas as características do material, o procedimento de corte, o empilhamento e a geometria original do núcleo de estator.

4.6.1 Metodologia

Para se contabilizar as perdas magnéticas totais é utilizada a geometria de estator. Para isso, excita-se o material com fluxo na direção tangencial e contabiliza-se suas perdas totais através da potência ativa consumida no sistema (SOONG, 2008), como apresentado

na Figura 4.9. Esse modelo é muito semelhante ao Anel de Rowland, preservando-se porém, a geometria original do estator.

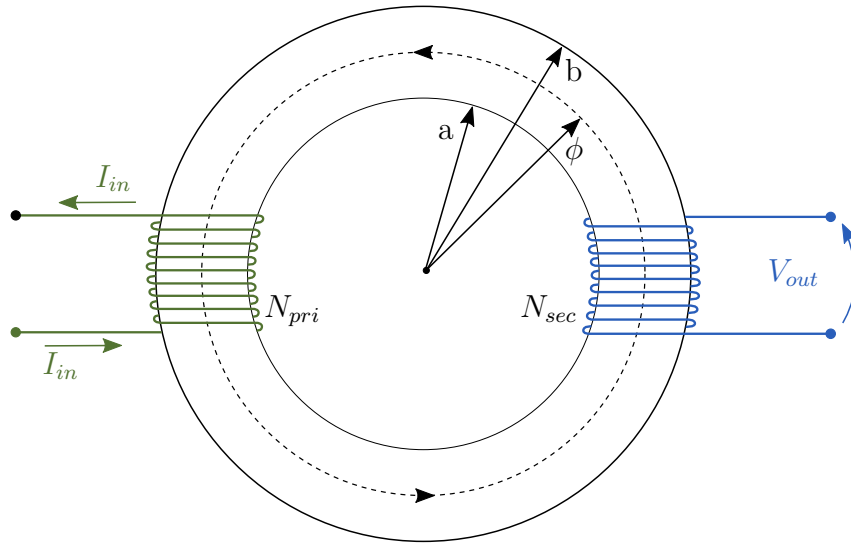


Figura 4.9 – Modelo de montagem do ensaio de perdas magnéticas no estator elétrico.

A curva de magnetização do material pode ser traçada através da Eq. 4.5 e da Eq. 4.6 (SOONG, 2008; ASTM Standard, 2014) .

$$B(t) = -\frac{1}{N_{esp2} A_{efnúcleo}} \int V(t) dt \quad (4.5)$$

$$H(t) = \frac{N_{esp1} I(t)}{l_{efnúcleo}} \quad (4.6)$$

Onde:

- N_{esp_n} : Número de espiras do núcleo de ensaio
- $A_{efnúcleo}$: Área de caminho magnético efetivo do núcleo em m^2
- $l_{efnúcleo}$: Comprimento do caminho magnético efetivo do núcleo em m

Através da Eq. 4.5, percebe-se que quanto menor for a área do caminho magnético, maior será a densidade de fluxo do sistema. Isto é, para que uma quantidade menor de energia seja despendida no teste, apenas um pequeno pedaço do estator é utilizado, como apresentado na Figura 4.10. É importante salientar, também, que a variação de fluxo foi provocada exclusivamente na coroa do material, não sendo avaliada a influência nos dentes do corpo de prova.

Outro aspecto relevante sobre o quadro de *Epstein*, é que este opera com uma excitação puramente senoidal. Em uma situação real, é muito pouco provável que o gerador possa trabalhar sem alguma eletrônica de potência e apresentar ausência de alguns harmônicos. Dessa forma, a possibilidade de provocar distorções harmônicas durante o processo é também um objetivo, para que seja contabilizada a sua contribuição para as perdas no sistema (TSAI, 2007a; Pereira JUNIOR et al., 2010).



Figura 4.10 – Núcleo *APERAM* cortado e montado para ensaio, em bancada, das propriedades magnéticas.

Um pequeno conversor de frequência foi projetado, permitindo a variação do índice de modulação, da frequência de chaveamento e da frequência nominal (TSAI, 2007b). O sistema utiliza um módulo de *Ponte H* para motores de corrente contínua (Pololu 18V15). Os MOSFETs do módulo permitem uma operação em até 30 V e uma corrente de até 15 A sem dissipadores de calor. O controlador utilizado é da arquitetura RISC de 8-bits (Atmega328p), que permite uma frequência de chaveamento de até 19,5 kHz. Algumas das características desse equipamento são apresentadas na Tabela 4.3. Para realizar as medições de tensão e corrente, foi utilizado um osciloscópio da Tektronix modelo TDS2004C em conjunto com uma ponta de corrente modelo Tektronix A622. O esquemático e o módulo utilizado são apresentados na Figura 4.11, onde a carga RL representa o núcleo a ser ensaiado.

Tabela 4.3 – Características do modulador de potência de 3 níveis projetado.

| | |
|---------------------------|----------------|
| Driver de potência | Polulu 18V15 |
| Controlador | Atmega328p |
| Característica | Valores |
| Tensão de modulação | 0 a 30 V |
| Corrente Máxima | 21 A |
| Frequência de Modulação | 0 a 2 kHz |
| Frequência de Chaveamento | 0,3 a 19,5 kHz |

Através desse sistema, é possível modular ondas de quaisquer frequências da faixa de interesse, com uma amplitude de pico variável de 0 a 30 V. Buscando desvendar as propriedades do material em frequências mais elevadas, são apresentados os resultados de ensaio para frequência de 1200 Hz.

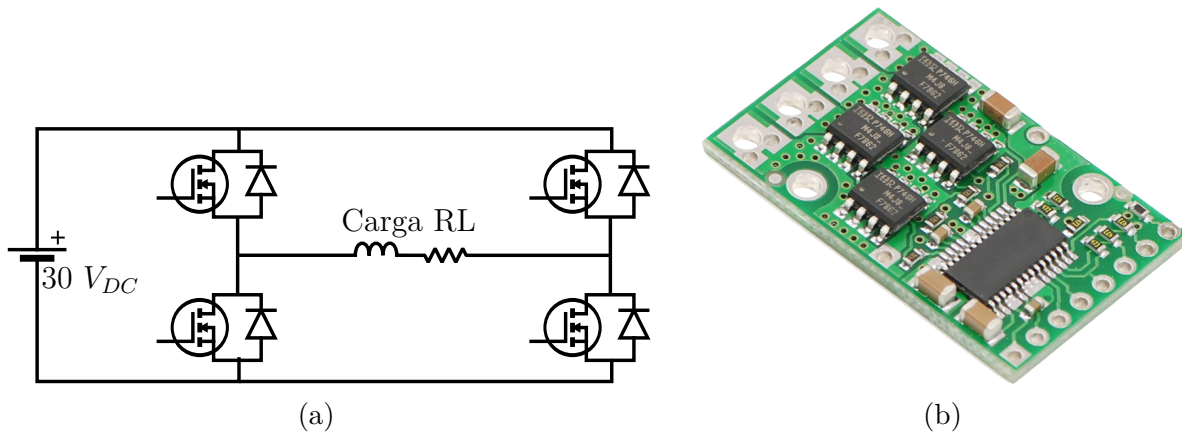


Figura 4.11 – Módulo de potência utilizado para ensaio de perdas em núcleos de aço elétrico: (a) Diagrama e (b) Módulo utilizado.

4.6.2 Resultados

No intuito de validar o modelo apresentado, foram realizados ensaios a uma frequência de 60 Hz e os resultados foram comparados aos dados fornecidos pelo fabricante. Em todos os três casos ocorreram concordância com uma margem de erro aceitável de até 20%. A discrepância de valores pode ser justificada pela variação de peso específico entre as amostras, pela indutância de dispersão e, principalmente, pela injeção de harmônicos no material.

Com o foco apenas na operação em frequência elevada, o primeiro ensaio relaciona as curvas de perdas totais de cada um dos núcleos discutidos, à frequência de 1200 Hz. As curvas de perdas relacionando os três materiais são apresentadas na Figura 4.12.

Através da curva, é nítida a diferença entre os valores do aço *Aperam* e do aço comercial de Silício. A espessura reduzida de chapa, agregada a uma tecnologia metalúrgica garantem ao material *Aperam* o melhor desempenho. Porém, em termos absolutos, o aço *Aperam* ainda apresenta valores muito elevados de perdas, que podem facilmente conduzir o sistema a uma falha precoce. Os valores quantitativos são apresentados na Tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Perdas totais dos núcleos de estator ensaiados.

| Material | Perdas Totais | |
|----------------|---------------|------------|
| | 0.8 T | 1 T |
| Högannäs | 447,2 W/kg | 650,0 W/kg |
| Fe-3%Si 0,5 mm | 172,6 W/kg | 250,2 W/kg |
| Aperam 0,35 mm | 59,4 W/kg | 90,8 W/kg |

No ensaio, foi realizada, também, uma medição de temperatura por termografia. As medições pretendem elucidar ao leitor a respeito da quantidade da energia convertida em efeito Joule, que resulta no aquecimento do pequeno bloco de ensaios. Os valores

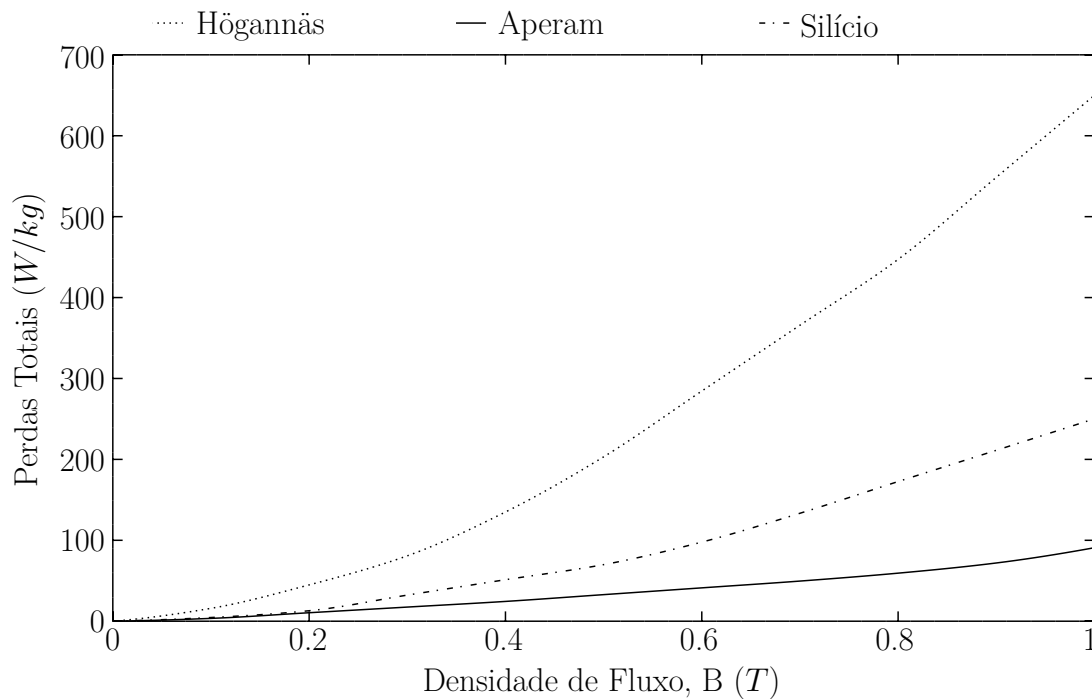


Figura 4.12 – Curva de perdas totais ensaiada a 1200 Hz.

medidos não podem ser assumidos como sendo equivalentes quando a máquina está em operação, já que as condições de contorno do estator mudam e outras fontes de perdas são inseridas ao sistema.

Além disso, a temperatura de operação do núcleo norteia a escolha do número de polos do gerador elétrico, dado que, quanto menor for a temperatura, mais segurança o sistema tem para operar. Considerando a frequência de operação de $1,2\text{ kHz}$ foi medida a elevação de temperatura em estado estacionário para o núcleo *Aperam* e o resultado é apresentado na Figura 4.13. Para esse ensaio foi utilizada uma câmera termográfica FLIR Modelo i60. Nesse ensaio o material foi pintado de preto, permitindo utilizar uma emissividade de 0,9.

Na situação indicada o melhor material ferromagnético, com menores perdas, apresentou considerável elevação de temperatura, ou seja, o aumento da frequência irá produzir temperaturas cada vez mais elevadas e por esse motivo, o número de polos deverá ser o menor possível.

Para o aço silício, não foi possível atingir a temperatura de regime permanente, devido à elevação de temperatura, que resultou em uma temperatura do núcleo de 120 °C , apesar de ter sido utilizado resfriamento forçado.

Para ilustrar melhor as características do material *Somaloy*, as curvas das perdas por histerese são apresentadas na Figura 4.14. Esse gráfico mostra que a contribuição das perdas por histerese, para esse material, é consideravelmente maior ao dos outros materiais.

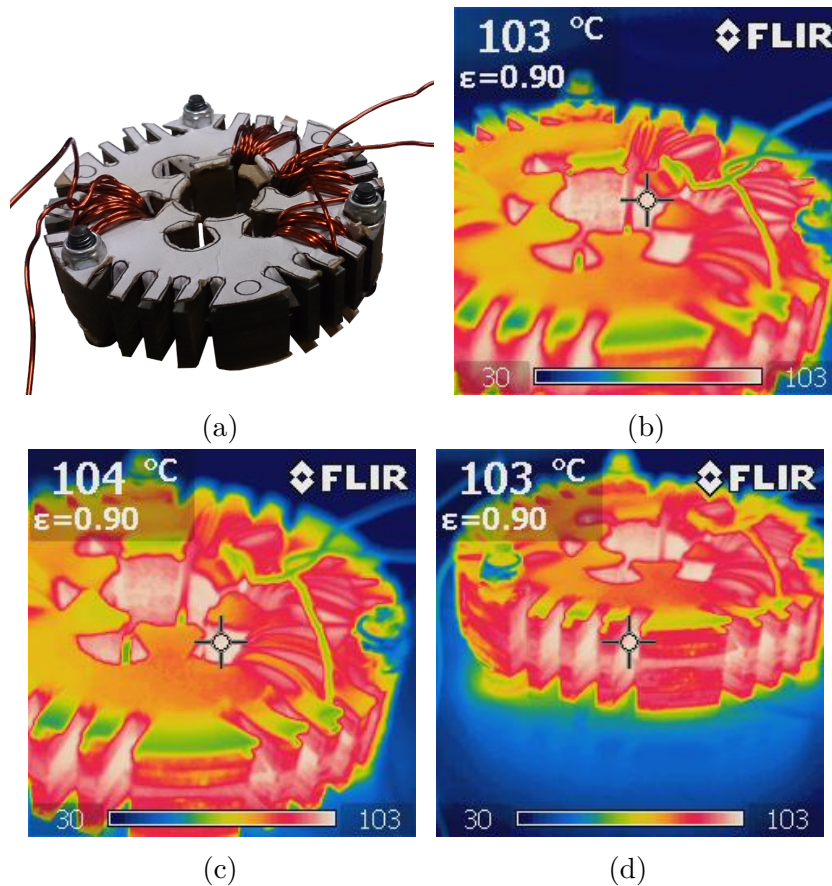


Figura 4.13 – Termografia do núcleo: (a) Aço *Aperam*, (b) região mais interna da geometria, (c) região mais próxima do condutor e (d) região mais externa da geometria.

Apesar de possuir uma resistividade elevada, o que contribui para a redução de perdas por correntes parasitas, esse material não será adotado em função da baixa permeabilidade magnética e das elevadas perdas por histerese.

Por fim, a curva de HB de cada um dos materiais é apresentada na Figura 4.15. Nessa frequência começam a surgir efeitos da circulação de correntes no núcleo, saturação magnética e redução da densidade de fluxo. Esse efeito é denominado "Efeito Skin Magnético" dada a sua semelhança ao "Efeito Skin" de condutores elétricos operando em frequências mais elevadas (ZHANG, 2000).

Considerando novamente o núcleo *Aperam* como a melhor opção dentre as três elencadas, é apresentada, na Figura 4.16, a densidade de fluxo em função da frequência de operação, ilustrando o efeito do skin magnético no material.

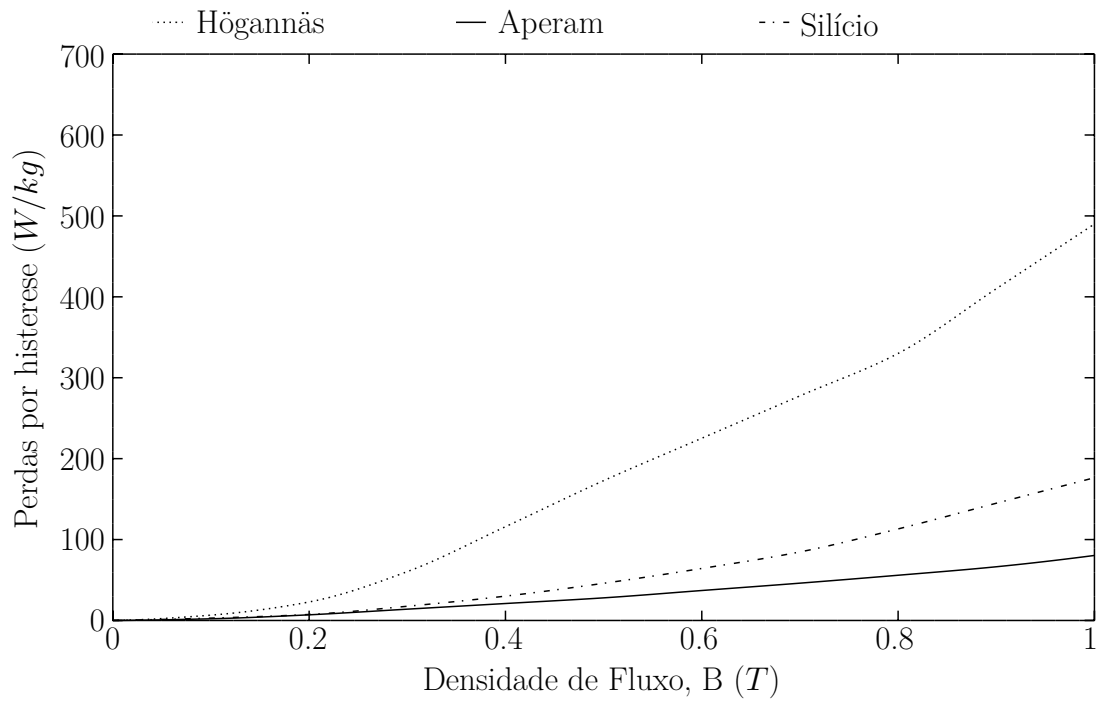


Figura 4.14 – Curva de perdas por histerese magnética ensaiada a 1200 Hz.

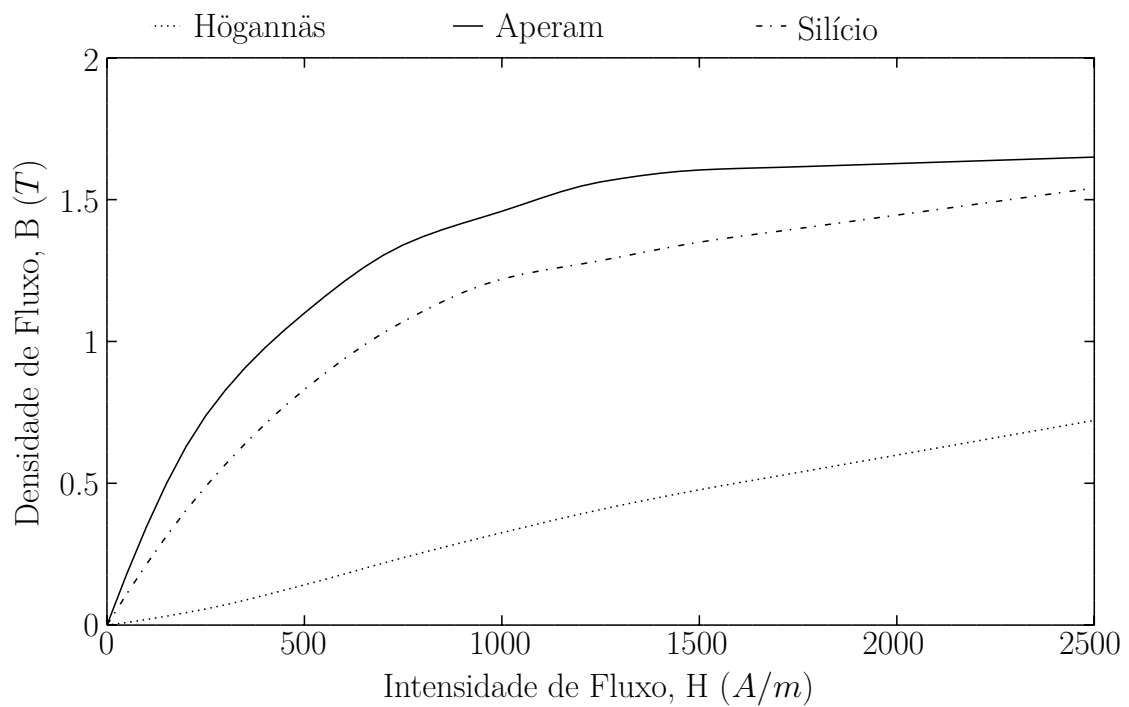


Figura 4.15 – Curva de densidade de fluxo magnético HB ensaiada a 1200 Hz.

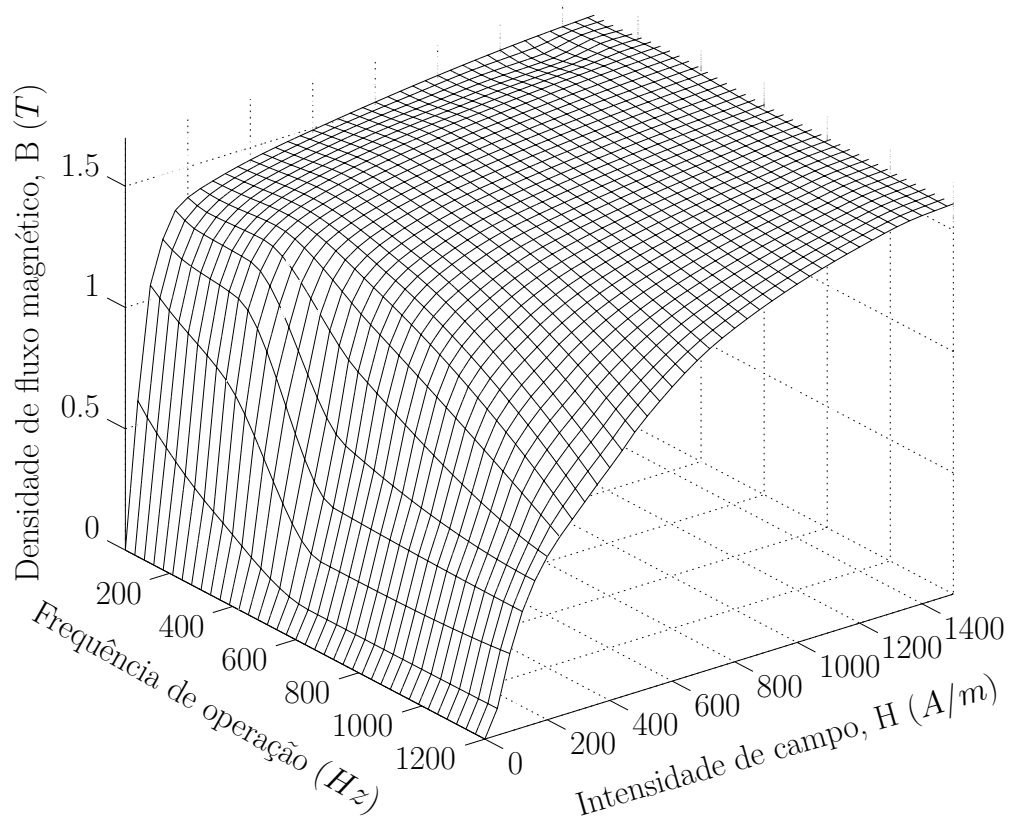


Figura 4.16 – Variação da densidade de fluxo no núcleo Aperam, em função da frequência de operação.

4.7 Conclusão

O estator da máquina elétrica é o elemento estacionário. O seu núcleo consiste em chapas de um material ferromagnético cortadas e empilhadas. A correta seleção do material ferromagnético para fabricação do núcleo de estator que apresente as melhores características (incluindo menores perdas), depende do conhecimento dos fenômenos que se dão nesse material. A partir do conhecimento das propriedades dos materiais, da identificação da origem de cada parcela das perdas no material, os fenômenos podem ser modelados e as perdas decorrentes deles contabilizadas.

As principais parcelas de perdas - i.e., perdas por correntes parasitas e perdas histeréticas - são amplamente documentadas na literatura. A parcela das perdas intrínsecas ao sistema, como a magnetostricção, as perdas anômalas, o ruído de Barkhausen, a circulação de correntes entre chapas por defeitos na montagem, ou a redução de desempenho pelo procedimento de corte empregado, não são modeladas. Essa parcela de perdas é desconsiderada para operações em baixas rotações. Todavia, uma vez que elevar a frequência do sistema implica no crescimento de todas as perdas, é necessária a contabilização dessas perdas, que é feita de maneira direta através de ensaios laboratoriais.

Operações em frequências elevadas agregam diversas dificuldades ao desenvolvimento da máquina elétrica. O melhor núcleo disponível comercialmente, apresentado nesse trabalho, ainda está distante de ser uma solução definitiva.

A frequência de operação de 1.200 Hz implica em uma velocidade de rotação de 72.000 rpm para um gerador utilizando o mínimo de 1 par de polos. Acelerar ainda mais esse conjunto impossibilitaria o seu funcionamento, se não for tomado o devido cuidado na remoção de calor. Dessa forma, o número de polos deve ser mantido o mais baixo possível, para permitir a menor frequência de oscilação do fluxo no núcleo e o menor índice de perdas possíveis.

As curvas obtidas através dos ensaios discutidos serão utilizadas no projeto da máquina elétrica.

5 Gerador Elétrico

Neste capítulo são discutidas, inicialmente, as formas de se promover o acoplamento entre o gerador e o turbocompressor. Em seguida, as topologias de máquinas elétricas são sucintamente apresentadas e a escolha de um gerador síncrono a ímãs permanentes utilizando Neodímio-Ferro-Boro é justificada. A adoção de uma luva externa ao ímã permanente também é discutida, e suas vantagens e desvantagens são relacionadas. Alguns modelos analíticos de dimensionamento do gerador são apresentados. Contudo, a solução numérica por elementos finitos é mostrada como sendo a melhor solução para o dimensionamento, devido à simultaneidade necessária no desenvolvimento entre as áreas elétrica e mecânica. Além disso, a assertividade do cálculo quando da utilização desse método é comprovada. Por fim, os resultados do dimensionamento são apresentados e discutidos.

Sumário

| | | |
|------------|--|------------|
| 5.1 | Introdução | 104 |
| 5.2 | Topologia da Microturbina | 104 |
| 5.3 | Topologia do Gerador | 106 |
| 5.4 | Ímã permanente | 107 |
| 5.5 | Modelos do gerador elétrico | 114 |
| 5.6 | Solução Numérica | 120 |
| 5.7 | Projeto Eletromagnético | 121 |
| 5.8 | Estator fabricado | 128 |
| 5.9 | Conclusão | 130 |

5.1 Introdução

Uma vez que o turbocompressor a ser empregado foi definido no Capítulo 3, deve-se avaliar devidamente o acoplamento deste com o gerador elétrico. O acoplamento entre esses elementos permitirá o funcionamento do conjunto como uma microturbina. Dois tipos de acoplamento foram mencionados também naquele capítulo: o acoplamento sólido e o acoplamento fluidodinâmico.

Uma opção de acoplamento fluidodinâmico é a topologia *Split-Shaft*, com dois sistemas turbocompressores operando em velocidades diferentes. A turbina de menor velocidade é utilizada para acionar o gerador, e a outra, para acionar o compressor que alimenta o queimador. Essa topologia agrega mais componentes ao sistema, reduz a sua confiabilidade, sua densidade de potência e sua eficiência global. Além disso, o custo de manutenção se eleva por agregar mais componentes passíveis de falhas. Todos esses fatores indicam que adotar um acoplamento direto, ao invés do acoplamento *Split-Shaft*, é a melhor solução. O acoplamento direto apresenta algumas dificuldades, dentre as quais é possível citar:

1. As dimensões geométricas da microturbina são reduzidas, tornando necessária a utilização da usinagem de precisão;
2. Necessidade de um balanceamento do conjunto, o que implica em equipamentos especializados e de difícil acesso.

5.2 Topologia da Microturbina

A conexão direta entre o turbocompressor e o gerador pode acontecer de diversas formas. Inicialmente é necessária a definição do posicionamento entre esses dois componentes. A Figura 5.1 mostra algumas dentre as diversas formas possíveis de agrupamento. Essas classificações são definidas de acordo com o posicionamento dos componentes da microturbina em relação aos mancais.

Cada um dos tipos de montagem possui vantagens e desvantagens, mas as topologias (a) e (c) apresentam aspectos mais interessantes. Nessas duas montagens, o posicionamento do compressor e da turbina em relação ao mancal são preservados em sua configuração original do turbocompressor, mantendo os mancais internos e os rotores em balanço. As configurações (a) e (c) também devem preservar suas características vibracionais, pois preservam a distribuição de massa e os modos dos eixos. Esse fato permite a utilização do turbocompressor original sem modificações no projeto dos eixos e dos mancais.

No caso (c), o gerador é posicionado externo ao conjunto e na admissão do compressor. O ar admitido pelo compressor é forçado a passar dentro do gerador, garantindo que

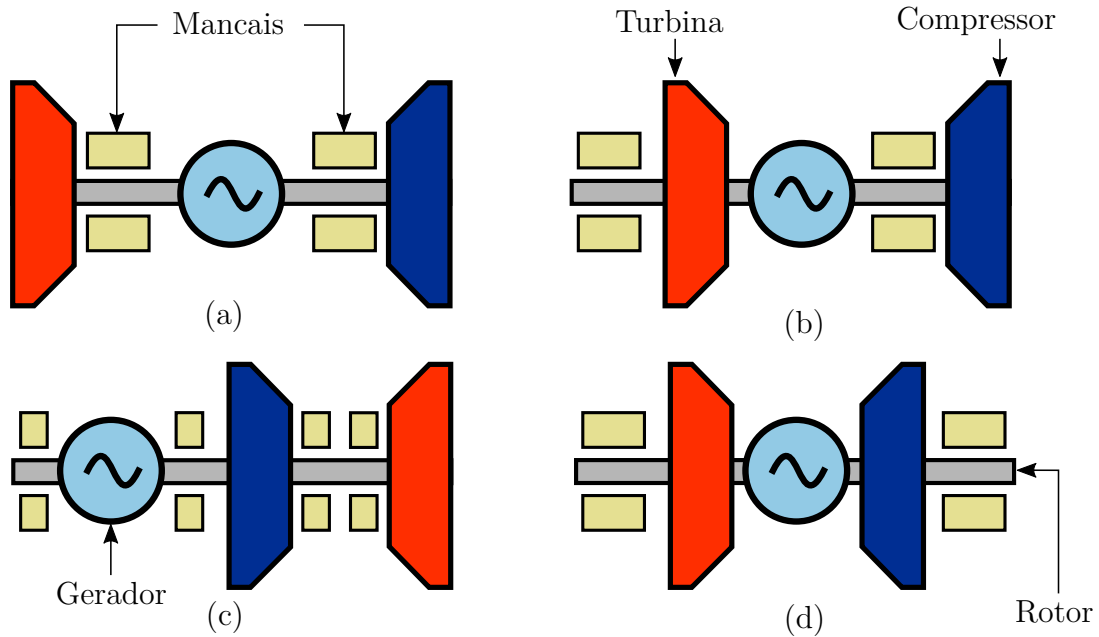


Figura 5.1 – Classificação de topologias de microturbinas referenciadas com relação aos mancais: (a) Gerador interno; (b) Gerador e turbina internos; (c) Gerador externo e (d) Mancais externos.

esse esteja sempre resfriado. Em um caso ideal, essa topologia também permitiria preservar o conjunto turbocompressor original, cabendo o projeto apenas de seu acoplamento. Por outro lado, acoplamentos em alta rotação são difíceis de serem feitos com sucesso por questões de alinhamento, contudo, esses serão discutidos mais à frente, durante o processo de fabricação.

Para a topologia (a), a temperatura representa um grande problema pela proximidade do gerador em relação à turbina. A possibilidade de o calor fluir da turbina para o eixo, e depois para o gerador, agrega mais dificuldades à operação do sistema. O uso dos mancais de anel flutuante é um exemplo prático de solução para esse problema - em um turbocompressor, uma grande parcela do calor é removida pelo óleo forçado no mancal, isolando a parte quente da parte fria no eixo, ou a turbina do compressor. Essa forma de conexão direta apresenta vantagens como a preservação das cargas originais do sistema devido à adoção de um gerador interno aos elementos do turbocompressor, pois garante uma distribuição simétrica de massa e assim, espera-se que apresente maior estabilidade durante a operação. Essa topologia só é possível se o setor e o eixo do turbocompressor forem refeitos para que permita a inserção do gerador elétrico.

As vantagens e desvantagens apresentadas por cada topologia só poderão ser identificadas ou comprovadas após o processo de fabricação e testes subsequentes. Todavia, alguns pontos são comuns às duas topologias, como as dimensões do gerador. Em todas as topologias, o diâmetro externo do estator do gerador deverá ser o mesmo para garantir a compatibilidade geométrica da montagem, e essa geometria provém do diâmetro externo

do turbocompressor.

Analogamente, o tamanho diametral do eixo do gerador também deverá ser compatível com as dimensões inicialmente observadas em um conjunto turbocompressor automotivo.

5.3 Topologia do Gerador

Para se definir a configuração de uma máquina elétrica, alguns aspectos críticos devem ser observados. Um exemplo disso é o contato mecânico através de escovas, considerado um grande problema na operação em altas rotações, que é o caso da microturbina.

O atrito associado a essa solução produziria perdas muito altas, além da necessidade de manutenção constante devido ao desgaste de contatos. Ademais, as possíveis centelhas decorrentes da vibração do contato das escovas poderiam comprometer a segurança da operação, uma vez que o sistema utiliza combustíveis.

Dentre as topologias que envolvem uma construção sem contato mecânico, podemos citar as máquinas síncronas e as assíncronas (MAIA, 2011; KRAUSE et al., 2013; FITZGERALD; KINGSLEY; UMANS, 1990).

O gerador assíncrono possui um volume efetivo superior se comparado a um gerador síncrono. Isso se deve ao fato de o fluxo magnético girante nessa máquina ser produzido nos enrolamentos do estator, enquanto na máquina síncrona essa responsabilidade fica a cargo do rotor. Dessa forma, o núcleo de estator deve ser projetado para que não sature, e os enrolamentos de cobre também devem ser dimensionados para essa operação, o que implica num maior volume desses.

Nas máquinas assíncronas, o princípio de funcionamento é regido pelo escorregamento. Por esse motivo, no caso do gerador, o rotor roda um pouco mais acelerado que o campo girante produzido pelo estator. Essa diferença das frequências promove a circulação de uma corrente no rotor e uma conseqüente produção do torque. Essa corrente circulando no rotor, associada ainda à elevada frequência da operação em alta rotação promove perdas muito elevadas no núcleo de rotor.

Visado uma maior densidade de potência, a utilização de um gerador trifásico síncrono a ímãs permanentes é a melhor solução. Além de um menor volume quando comparado com um gerador assíncrono, os geradores a ímãs permanentes possuem uma maior simplicidade construtiva e também a liberdade geométrica para a fabricação dos rotores (ZWYSSIG et al., 2005).

5.4 Ímã permanente

Os primeiros relatos envolvendo a utilização de ímãs permanentes para orientação geográfica remontam ao norte da Grécia, em aproximadamente 2000 a.C., através do ímã natural Magnetita (Fe_3O_4) (SOARES, 2005). Desde essa época, os ímãs permanentes foram amplamente utilizados nas diversas tecnologias. Atualmente, estão presentes em nossas vidas desde em autôfalantes até em discos rígidos.

Dentre os tipos mais comuns de ímãs, os mais utilizados são o de Ferrite, Alnico, e os ímãs de terras raras de Samário-Cobalto e Neodímio-Ferro-Boro.

A primeira geração dos ímãs de terras raras, descoberta nos anos 60, era baseada na composição SmCo_5 (Samário-Cobalto) e tornou-se disponível comercialmente no início dos anos 70.

A princípio, seu elevado custo restringiu sua aplicabilidade a equipamentos com demandas específicas, como motores que necessitavam de alto torque por unidade de volume e baixo momento de inércia.

A segunda geração surgiu em 1983, durante a 29ª Conferência Anual de magnetismo e materiais magnéticos, realizada em Pittsburgh, PA, através do *NdFeB - Neodímio-Ferro-Boro*. Esses ímãs são amplamente utilizados em aplicações de elevada potência, como grandes geradores eólicos e também em pequenos motores "Brushless DC" de baixa potência (JOO; WOO; KIM, 2012a; HANSELMAN, 1994).

Pelo fato do mercado chinês deter algumas das maiores reservas de Neodímio no mundo (MAIA, 2011), seu custo também é reduzido, garantindo ampla utilização no mercado de motores e geradores elétricos. Esse fato, porém, provoca nos projetistas um receio pela oferta estar sujeita às variações da economia oriental. Entretanto, pode-se considerar essa situação análoga à utilização do petróleo, sujeita à oscilação do preço, de acordo com a economia norte-americana; e, por isso, não deve ser encarada como um empecilho à utilização do ímã de Neodímio.

5.4.1 Neodímio-Ferro-Boro

Os ímãs de Neodímio são fabricados através da metalurgia do pó e, dependendo do processo de fabricação, podem ser classificados como ímãs sinterizados ou ímãs plásticos.

Os ímãs montados em matrizes de plástico possuem características magnéticas inferiores às dos ímãs sinterizados, porém apresentam boas características de usinagem, corte e resistência a choques. Entretanto, a adição de compostos orgânicos ao pó da liga reduz sua capacidade de conduzir calor, limitando sua aplicação.

Os dipolos magnéticos podem ser orientados pelo processo de compressão e injeção, principalmente devido à facilidade de fabricação. Essa orientação pode ser favorável às

montagens do tipo *Halbach* (ZHU et al., 2000). Em contrapartida, os ímãs sinterizados apresentam melhores propriedades magnéticas e densidade de fluxo remanente superior.

Os procedimentos de fabricação já atingiram elevado grau de desenvolvimento, permitindo que sejam fabricados excelentes produtos com 1 mm de diâmetro, e espessuras tão pequenas como 0,1 mm, cujas tolerâncias dimensionais podem atingir até 5 μm (ANGELO, 2005).

A força coerciva dos ímãs sinterizados é altamente influenciada por seu tratamento térmico e é sensivelmente afetada pela extensão da oxidação do pó da liga, exigindo cuidados durante a moagem do pó, a conformação e o processo de sinterização. Depois de preparado o material, este recebe um revestimento externo, para evitar a oxidação do composto.

O ímã de Neodímio apresenta a maior densidade de fluxo remanente dentre os ímãs disponíveis no mercado, contudo é sensível a elevações de temperatura podendo desmagnetizar permanentemente (HAAVISTO; PAJU, 2008). A evolução tecnológica desse material já permite operações em temperaturas de até 200°C (MAGNET, 2016).

A literatura aponta elevações teóricas de temperatura do ímã na faixa de 255°C (GERADA; MEBARKI; GERADA, 2009) e, por isso, descarta a utilização de Neodímio (GERADA et al., 2014) e aponta os ímãs de Samário-Cobalto como a única opção. Para convergir a esses valores de temperatura, os trabalhos consideram diâmetros de ímãs permanente superiores a 30 mm, promovendo uma velocidade tangencial elevada e uma quantidade de perdas muito superior caso fossem utilizados elementos com diâmetros reduzidos.

No mesmo trabalho em que foram encontradas temperaturas de até 255°C, as máquinas modeladas utilizaram uma profundidade excessiva de ranhura, promovendo harmônicos espaciais de elevada amplitude, bem como perdas pela variação de fluxo no ímã permanente.

A condutividade elétrica de um ímã de NdFeB é da ordem de 0,6 a $0,85 \times 10^6$ S/m, sendo esta 4 a 9 vezes menor que o cobre, o que ainda pode significar circulação de correntes e aquecimento. Para combater essa possibilidade, o ímã permanente pode ser segmentado, semelhantemente ao processo de laminação empregado no núcleo do estator.

Mesmo em situações em que a temperatura de operação é elevada, existem alternativas além do SmCo, como os ímãs de AlNiCo. Algumas ligas fundidas desse material alcançam temperaturas de 860°C e densidade de fluxo remanente igual a 1,08 T.

Dentre os trabalhos consultados, são adotados mancais secos, os quais não promovem a remoção do calor do eixo, o que implica no aumento da temperatura final do rotor e do ímã permanente. Se o mesmo modelo considerasse a utilização de anéis flutuantes, por exemplo, a temperatura estimada seria, naturalmente, menor.

Além das dimensões menores no diâmetro do rotor, o calor gerado no estator também pode fluir para o rotor por radiação e convecção. Para reduzir esse efeito, a utilização de um número mínimo de polos promove uma frequência mais baixa de operação e consequentemente uma redução das perdas no núcleo de estator.

Pelo fato da literatura desconsiderar a utilização de eixos mais finos, o raio final do ímã permanente é maior, assim como suas perdas, inviabilizando a sua utilização. Considerando ainda que, esse trabalho propõe a utilização de um mancal lubrificado a óleo e um eixo de rotor mais fino, essas duas contribuições permitem a utilização segura dos ímãs de Neodímio. Com um rotor mais fino, as perdas no ímã se reduzem, ao mesmo tempo que, a alimentação de óleo no mancal permite que uma grande quantidade de calor seja removida do eixo.

Como desvantagem, a alta energia desses materiais requer atenção durante a montagem. Como o eixo e os mancais da microturbina são retificados, mesmo um leve impacto na montagem pode danificar o sistema e demandar um retrabalho nas peças (CHANG; EASTHAM; DAWSON, 1991).

Além disso, a longevidade do ímã permanente é questionável. Diversos fatores interferem no processo de desmagnetização do ímã permanente, apesar da desmagnetização acontecer naturalmente de forma lenta. Após alguns anos em operação, o sistema demanda, ou sua substituição ou, até mesmo, sua remagnetização (WALLACE et al., 1998; MCDONALD, 1986; STUPAK, 2000).

O critério de definição do ímã permanentes depende da especificidade de cada projeto. Para o projeto descrito neste texto, o tipo do ímã foi definido focando-se em custo / benefício e em uma máxima densidade de fluxo remanente. Assim optou-se pelo *NdFeB* - Classe N48H. Os dados desse material são apresentados na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Características do ímã permanente de NdFeB Classe N48H.

| Característica | Valor |
|--------------------------------------|-------------------------------|
| Densidade | 7400 kg/m^3 |
| Tensão de Escoamento | 75 MPa |
| Resistividade Elétrica | $1,4 \times 10^{-6} \Omega m$ |
| Condutividade Térmica | 7 W/mK |
| Permeabilidade Magnética (μ_r) | ≈ 1 |
| Fluxo Remanente | 1,37 – 1,43 T |
| Temperatura Máxima | 120°C |

5.4.2 Energia de Máxima Distorção

Uma das prováveis falhas de uma máquina elétrica operando em alta rotação é seu escoamento devido às cargas de carregamento inerciais centrífugos. Quando essas cargas apresentam risco ao sistema, as luvas externas de contenção são adotadas. Dentre os materiais mais utilizados nesse procedimento, encontram-se o titânio, o inconel e até mesmo a fibra de carbono, porém nenhum desses materiais possui propriedades magnéticas. Essa solução promove, assim, o aumento do entreferro efetivo na máquina e a redução na potência final do equipamento.

Na maioria das vezes, o aumento da rigidez está associado a um aumento de massa e, também, ao crescimento do diâmetro do eixo. O aumento das dimensões do eixo causam o aumento da velocidade tangencial podendo levar a fratura do ímã permanente. Pode-se, então, inferir que, a luva de contenção é uma necessidade quando são utilizados eixos rígidos, o que não acontece quando eixos flexíveis e mais finos são adotados.

A geometria do ímã tem grande impacto no critério da falha da energia de distorção máxima. Geometrias que possuem quinas e cantos, apresentam maior concentração de carga, promovendo seu escoamento, como ilustrado na Figura 5.2. Para a obtenção dos valores das tensões foi utilizada a análise por elementos finitos (FEA), por meio do software comercial Solidworks (SOLIDWORKS, 2012), utilizando o critério de falha de *Von Mises* (CARVALHO, 2014).

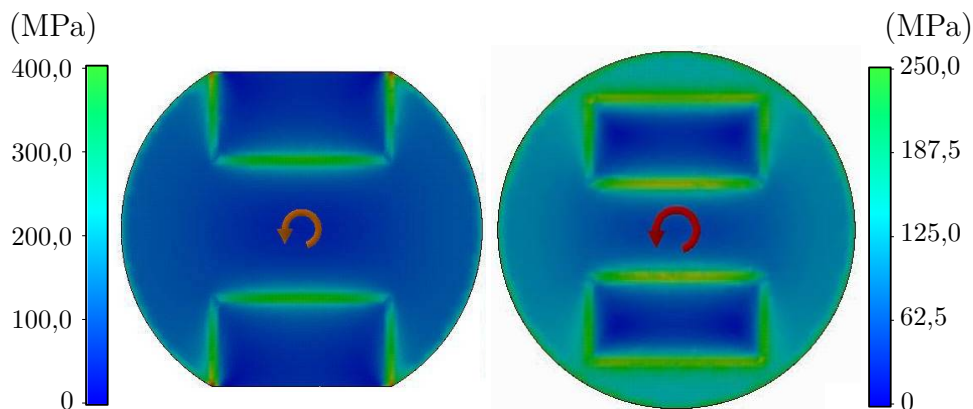


Figura 5.2 – Análise de tensões pelo critério de *Von Mises* utilizando ímãs retangulares em um eixo com 20 mm de diâmetro e velocidade de 100.000 rpm.

Na imagem, foram utilizados ímãs retangulares com o objetivo de produzir ondas quadradas de densidade de fluxo, facilitando o controle e operação. Contudo, nas condições apresentadas o material do eixo falhou, seguindo os dados do fabricante apresentados na Tabela 5.1. Esse resultado demonstra a inviabilidade de se utilizar de topologias *Brushless* DC (HANSELMAN, 1994).

Uma solução é utilizar ímãs de geometria circular. Além de simplificar a fabricação e a montagem dos ímãs, por ser circular, a variação na espessura do ímã implica na

produção de uma onda de densidade de fluxo puramente senoidal no entreferro, como apresentado na Figura 5.3.

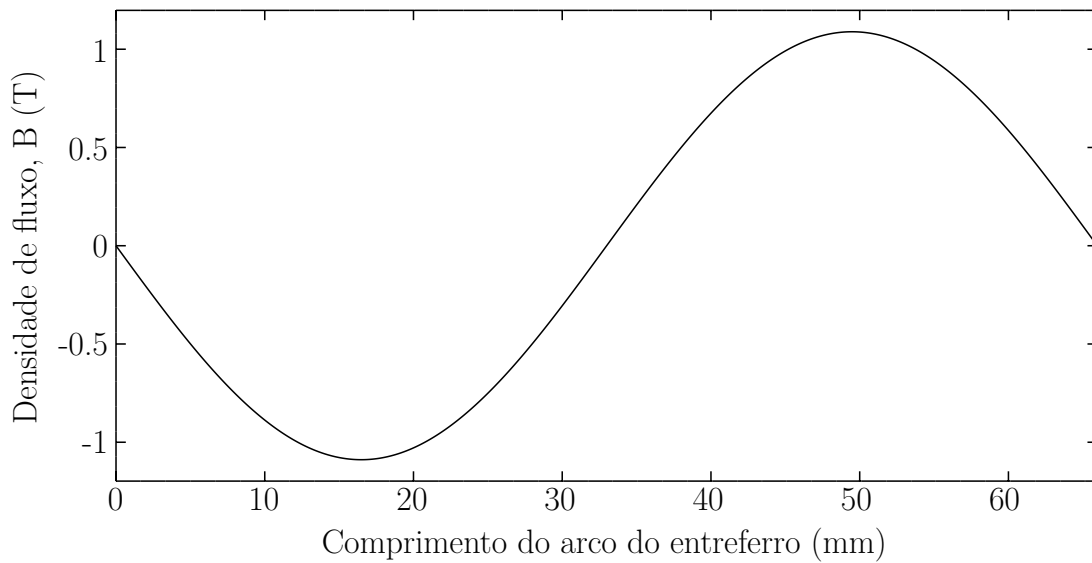


Figura 5.3 – Onda de densidade de fluxo magnético de um rotor a ímãs permanentes com geometria circular D20/d8mm, entreferro de 1 mm e magnetizado na direção y .

Simplificando-se a forma de calcular, desconsiderando a deformação do material e as tensões tangenciais (atrito e torque eletromagnético), pode-se definir a força atuante em um elemento do ímã como (ORTIGOSA, 2012; BOWER, 2009; TIMOSHENKO; GOODIER, 1951):

$$dF_{r_{PM}} = b\rho_{PM}r^2\omega^2 d\alpha dr \quad (5.1)$$

Onde:

$dF_{r_{PM}}$: Força inercial centrífuga em um elemento do ímã permanente

ρ_{PM} : Peso específico do ímã permanentes em kg/m^3

r : Raio do elemento

dr : Raio diferencial do elemento de ímã

ω : Velocidade angular do elemento de ímã

b : Comprimento do ímã

$d\alpha$: Ângulo diferencial do elemento de ímã

Pela Eq. 5.1, percebe-se que, quanto menor for o raio do ímã permanente, menor será sua carga. Logo, adotar um eixo mais fino agrega muitas vantagens ao sistema, permitindo inclusive uma operação sem que seja necessária uma luva de retenção. Neste trabalho não se investigou qual seria a máxima dimensão admissível de crescimento, mas identificou-se que com 20 mm de raio externo de ímã permanente o sistema opera em segurança. Sendo assim, esse valor será adotado como o diâmetro externo do ímã.

A tensão de escoamento também só poderá ser garantida pelo fabricante caso o material seja inteiriço (MAGNET, 2016). Assim, será especificado um anel de ímã, magnetizado na direção y montado em um eixo escalonado do mesmo material utilizado nos turbocompressores (ABNT4340). Será adotada uma luva interna no ímã para garantir o alinhamento com o eixo. A fixação do ímã no eixo será feita por atrito através de uma porca retificada.

O modelo final esperado para o rotor é apresentado na Figura 5.4.

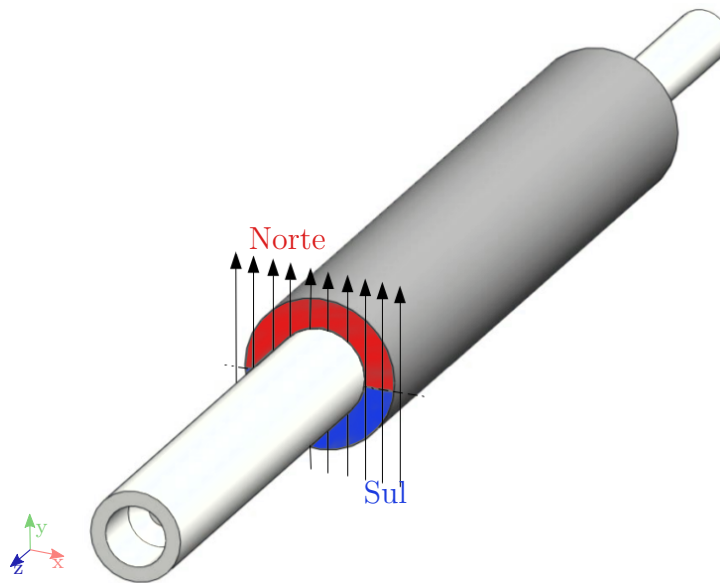


Figura 5.4 – Desenho ilustrativo de um ímã permanente seguindo a topologia de anel e magnetizado na direção transversal.

5.4.3 Enrolamento amortecedor

Uma prática comum para amortecer variações de torque, como o *cogging toque* em função das aberturas das ranhuras, é utilizar enrolamentos amortecedores. Esses enrolamentos são posicionados na região mais externa do rotor de uma máquina elétrica, atuando como um filtro passa-baixas para o campo girante de frequência mais alta.

A utilização de uma luva metálica condutora já é suficiente para produzir esse efeito no sistema, podendo ser também utilizada como luva de retenção aos ímãs permanentes contra transitórios de carga, como possíveis impactos ou travamentos.

Para esse fim, foi adotado o aço inoxidável AISI310, cujas características são apresentadas na Tabela 5.2. Com o inox é possível alcançar espessuras de até $0,58\text{ mm}$ na luva. Além disso, quando esse material passa pelo processo abrasivo da retífica, ele perde algumas de suas características austeníticas e se torna magnético. Esse efeito é favorável, uma vez que garante um caminho magnético do ímã ao estator sem implicar no aumento do entreferro efetivo pela utilização da luva. Ao mesmo tempo, as linhas de fluxo

de dispersão na região tangencial saturam o material, reduzindo a dispersão efetiva nessa orientação. Em outras palavras, na direção do eixo direto, de produção de torque, o fluxo magnético é intensificado. Na direção de quadratura ele é enfraquecido, analogamente a uma máquina de polos salientes, como pode ser observado através na Figura 5.5.

Saturação magnética na luva amortecedora

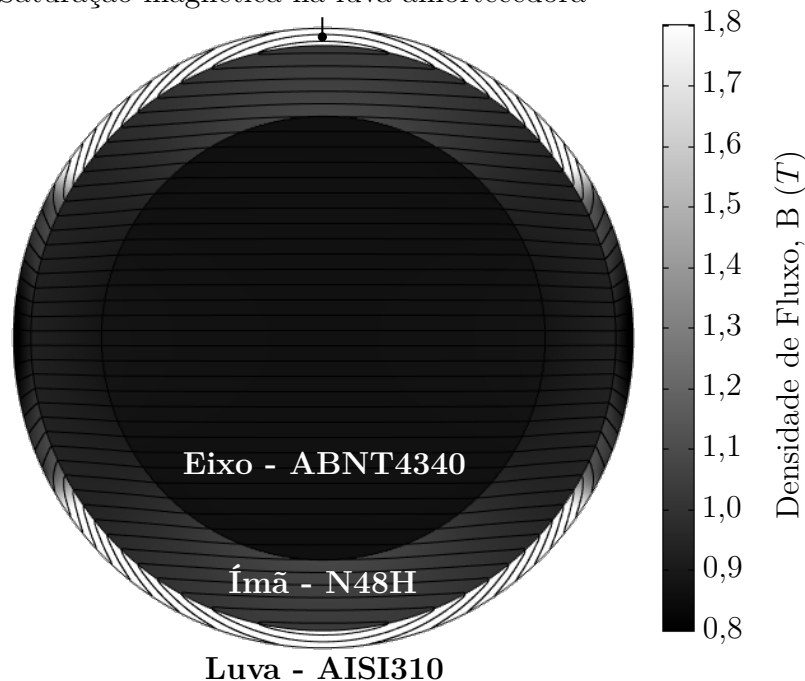


Figura 5.5 – Resultado da simulação de densidade e linhas de fluxo para o rotor completo do gerador.

Tabela 5.2 – Características do aço inox AISI310.

| Característica | Valor |
|--|-------------------------------|
| Densidade | 8000 kg/m^3 |
| Tensão de Escoamento | 620 MPa |
| Resistividade Elétrica | $7,8 \times 10^{-7} \Omega m$ |
| Condutividade Térmica | 14,2 W/mK |
| Permeabilidade Magnética Inicial (μ_r) | 1,0081 |
| Permeabilidade Magnética Usinado (μ_r) | ≈ 300 |

Por outro lado, o aparecimento de propriedades ferromagnéticas na luva de Inox promove uma redução do entreferro efetivo e um aumento da distorção pela reação de armadura.

Será adotada neste trabalho uma luva externa de Inox, por apresentar mais vantagens mecânicas. Além de funcionar como enrolamento amortecedor, essa luva também exerce funções mecânicas. A espessura da luva é de 0,58 mm e o diâmetro final de rotor, com o ímã permanente e a luva externa, foi definido como 20,94 mm .

Para maximizar a potência disponível, foi utilizado um entreferro de $0,5 \text{ mm}$, implicando num diâmetro interno do estator de 22 mm . As variações geométricas que possam surgir na fabricação serão realimentadas no sistema para o cálculo do desempenho.

O conjunto de definições de projeto, principalmente na definição dos materiais de estator e rotor, já fornecem informações suficientes para a finalização do dimensionamento do gerador elétrico. O diâmetro externo do estator fica restrito a 80 mm para garantir uma compatibilidade geométrica com o turbocompressor, como discutido no capítulo 3.

5.5 Modelos do gerador elétrico

A equação analítica que rege qualquer projeto de máquina elétrica sempre parte da clássica definição da tensão induzida definida pela Eq. 5.2 (FITZGERALD; KINGSLEY; UMANS, 1990; GIERAS; WANG; KAMPER, 2008; HRABOVCOVA; JOKINEN; PYRHONEN, 2008).

$$E_1 = 4,44f_0N\phi_1k_{w1} \quad (5.2)$$

Onde:

- f_0 : Frequência nominal de operação da máquina elétrica em Hz
- N : Número de espiras em série por fase da máquina elétrica
- ϕ_1 : Fluxo magnético do entreferro em Wb
- k_{w1} : Fator de enrolamento na frequência fundamental

A equação de tensão induzida nos enrolamentos da máquina só apresenta a ordem fundamental da força eletromotriz. Para contabilizar os harmônicos, a formulação é modificada, como mostra a Eq. 5.3 (GIERAS; WANG; KAMPER, 2008).

$$E_h = 4,44f_hN\phi_hk_{wh} = 4,44f_oNH_h\phi_1k_{wh} \quad (5.3)$$

onde H_h é definido como a razão entre a densidade de fluxo magnético de ordem h dividido pela densidade de fluxo fundamental ($H_h = B_{mh}/B_{m1}$). Dessa forma, é possível calcular a distorção harmônica considerando a presença dos harmônicos espaciais segundo a Eq. 5.4 (WAKILEH, 2003).

$$THD_V = \sqrt{\left(\frac{E}{E_1}\right)^2} = \sqrt{-1 + \sum_{h=1}^{\infty} \left(H_k \frac{k_{wh}}{k_{w1}}\right)} \quad (5.4)$$

A distorção espacial da densidade de fluxo pode ser promovida pela geometria tanto do rotor quanto do estator. Além dos aspectos construtivos, efeitos como reação de armadura podem implicar na presença dos harmônicos.

Como a permeabilidade magnética do ímã é muito próxima à do ar, o entreferro efetivo é grande e a reação de armadura é praticamente desprezível. Contudo, a variação de fluxo pela presença dos dentes e das ranhuras é considerável e deve ser avaliado. Seu

modelo de perdas é apresentado pela Eq. 5.5, onde a densidade de fluxo pode ser definida pelas Eq. 5.6, 5.7 e 5.8 (GIERAS; WANG; KAMPER, 2008).

$$P_{PM} = \frac{1}{2} a_{R\nu} k_z \frac{|\alpha|^2}{\beta_\nu^2} \left(\frac{B_{sl}}{\mu_o \mu_{rrec}} \right)^2 \frac{k_\nu}{\sigma_{PM}} S_{PM} \quad (5.5)$$

Onde:

σ_{PM} : Condutividade elétrica dos ímãs em S/m

S_{PM} : Área superficial do ímã em m^2

B_{sl} : Componente de densidade de fluxo magnético em função da abertura das ranhuras

μ_{rrec} : Permeabilidade magnética relativa do ímã permanente

$$B_{sl} = a_{sl} \beta_{sl} k_C B_{avg} \quad (5.6)$$

$$a_{sl} = \frac{4}{\pi} \left(0,5 + \frac{\Gamma^2}{0,78 - 2\Gamma^2} \right) \sin(1,6\pi\Gamma) \quad (5.7)$$

$$\beta_{sl} = 0,5 \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1 + \kappa^2}} \right) \quad (5.8)$$

$$\Gamma = \frac{b_{14}}{t_1} \quad \kappa = \frac{b_{14}}{g'} \quad (5.9)$$

Onde:

b_{14} : Abertura da ranhura do estator em m

g' : Entreferro efetivo em m

t_1 : Passo da ranhura de estator em m

k_C : Coeficiente de Carter onde $k_C = g'/g$

As variáveis $a_{R\nu}$, k_ν e ω_ν são definidas pelas Eq. 5.10, 5.11 e 5.12, sendo que f_ν é definida como a frequência da variação de fluxo na ranhura, $\beta_\nu = \pi/t_1$, $\alpha = (1 + j)k_\nu$, e k_z é a componente de corrente induzida no ímã permanente definido pela Eq. 5.13, e h_{PM} é definido como o comprimento do ímã.

$$a_{R\nu} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\sqrt{4 + \left(\frac{\beta_\nu}{k_\nu}\right)^4} + \left(\frac{\beta_\nu}{k_\nu}\right)^2} \quad (5.10)$$

$$k_\nu = \sqrt{\frac{\omega_\nu \mu_o \mu_{rrec}}{2}} \quad (5.11)$$

$$\omega_\nu = 2\pi f_\nu \quad (5.12)$$

$$k_z = 1 + t_1/h_{PM} \quad (5.13)$$

As perdas no núcleo de rotor, assim como nos ímãs, também são geradas devido à variação de fluxo. Essas perdas podem ser obtidas pela Eq. 5.14. A variável a_{R2Fe} é definida pela Eq. 5.15, onde $a_R = 1,4$ a $1,5$, e $a_x = 0,8$ a $0,9$ (GIERAS; WANG; KAMPER, 2008).

$$P_{2Fe} = \frac{1}{2} a_{R2Fe} k_z \frac{|\alpha|^2}{\beta^2} \left(\frac{B_{sl}}{\mu_o \mu_r} \right)^2 \frac{k}{\sigma_{2Fe}} S_{Fe} \quad (5.14)$$

Onde:

- σ_{2Fe} : Condutividade elétrica do núcleo do rotor em S/m
 S_{2Fe} : Área superficial do rotor em m^2

$$a_{R2Fe} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[\sqrt{4a_R^2 a_x^2 + \left(a_R^2 - a_x^2 + \frac{\beta^2}{k^2} \right)^2} - a_R^2 + a_x^2 - \frac{\beta^2}{k^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5.15)$$

Além das fontes de perdas discutidas até o momento, os condutores elétricos são a principal fonte de calor. Em um projeto em frequências baixas, o valor de resistência elétrica é aproximado por um valor de resistência em corrente contínua, como pode ser observado pela Eq. 5.16 (MAIA, 2011; GIERAS; WANG; KAMPER, 2008).

$$R_{scc} = \frac{L_{cond}}{m_1 \sigma_{Cu} (a_p a_w)^2 s_a} \quad (5.16)$$

Onde:

- R_{scc} : Resistência elétrica em corrente contínua de uma máquina elétrica em Ω
 L_{cond} : Comprimento efetivo das bobinas por fase em m
 σ_{Cu} : Condutividade elétrica do cobre a $80^\circ C$ em S/m
 a_p : Número de bobinas em paralelo por fase
 a_w : Número de condutores em paralelo
 s_a : Seção circular do condutor elétrico em m^2

A perda nos enrolamentos pode ser calculada de acordo com a Eq. 5.17, aplicando um fator de correção k_{1R} que leva em consideração a presença do Efeito Pelicular ou *Skin*. O valor de k_{1R} é obtido através da Eq. 5.18.

$$P_{1w} = m_1 I_a^2 R_{scc} k_{1R} \quad (5.17)$$

Onde:

- P_{1w} : Potência dissipada nos condutores de cobre em W
 I_a : Corrente fundamental que circula no condutor em A

$$k_{1R} = \phi_1(\xi_1) + \left[\frac{m_{sl}^2 - 1}{3} - \left(\frac{m_{sl}}{2} \sin \frac{\gamma'}{2} \right)^2 \right] \Psi_1(\xi_1) \quad (5.18)$$

Onde:

$$\phi_1(\xi_1) = \xi_1 \frac{\sinh 2\xi_1 + \sin 2\xi_1}{\cosh 2\xi_1 - \cos \xi_1} \quad (5.19)$$

$$\Psi_1(\xi_1) = 2\xi_1 \frac{\sinh \xi_1 - \sin \xi_1}{\cosh \xi_1 + \cos \xi_1} \quad (5.20)$$

$$\xi_1 = h_c \sqrt{\pi f \mu_0 \sigma_{Cu} \frac{b_{1con}}{b_{11}}} \quad (5.21)$$

Nas Eq. 5.19, 5.20 e 5.21, definimos m_{sl} como o número de condutores por ranhura arranjados um acima do outro em duas camadas (Número deve ser ímpar), γ' é o ângulo de fase entre as correntes das duas camadas de condutores, f é a frequência de entrada, b_{1con} é a largura de todos os condutores na ranhura, b_{11} é a largura da ranhura e h_c é a altura do condutor na ranhura.

Na presença, ainda, de harmônicos na corrente, tem-se contribuições individuais, como mostra a Eq. 5.22.

$$P_{1w} = \sum_h^\infty P_{1wh} \approx m_1 R_{scc} k_{1R} \sum_h^\infty I_{ah}^2 \quad (5.22)$$

Onde I_{ah} é definida como a corrente que circula no condutor de ordem harmônica h .

Por fim, a última parcela de perdas que é possível modelar, está relacionada à circulação de correntes parasitas também nos condutores.

A parcela de perdas devida às correntes parasitas (*Eddy Current*) nos condutores também pode ser determinada, de acordo com a Eq. 5.23 (GIERAS; WANG; KAMPER, 2008).

$$P_{1we} = \frac{\pi^2}{4} \frac{\sigma_{Cu}}{\rho_{Cu}} f^2 d^2 m_{Cu} [B_{mx1}^2 + B_{mz1}^2] \eta_d^2 \quad (5.23)$$

Onde:

- P_{1we} : Perdas nos condutores de cobre pelas correntes parasitas em W
- ρ_{Cu} : Densidade de massa específica do cobre em kg/m^3
- m_{Cu} : Massa efetiva dos condutores de cobre em kg

Definida a parcela real da impedância síncrona, a reatância pode ser calculada pela corrente que circula no sistema e o enlace de fluxo resultante, segundo a Eq. 5.24 (OUYANG et al., 2010; CHEN; ZHU; HOWE, 2005; DEMENKO; NOWAK; PIETROWSKI, 2001; MEESEN et al., 2008; HUA; MING, 2006).

$$L = \frac{\lambda}{i} \quad (5.24)$$

onde λ é definido como enlace de fluxo produzido pela corrente i .

A melhor aproximação do sistema é dada por elementos finitos, pois caracteriza o fluxo de dispersão. Para se obter o fluxo magnético que corta os condutores, integra-se o fluxo, de acordo com a Eq. 5.25 e 5.26 (DOLINAR et al., 1997; CHANG, 1996; JOO; WOO; KIM, 2012b; SCHMIDT; SUSIC, 2011).

$$\varphi = L_{estator} \left[2 \times \left(\frac{1}{S_{Bob_1}} \int A_{1z} \vec{dS} + \frac{1}{S_{Bob_2}} \int A_{2z} \vec{dS} \right) \right] \quad (5.25)$$

$$\lambda = N_{esp} \varphi \quad (5.26)$$

Onde:

- $L_{estator}$: Comprimento efetivo do estator em m
- S_{Bob_1} : Área da primeira ranhura preenchida pela bobina em m^2
- S_{Bob_2} : Área da segunda ranhura preenchida pela bobina em m^2
- A_{1z} : Vetor potencial magnético na direção z da primeira bobina
- A_{2z} : Vetor potencial magnético na direção z da segunda bobina
- N_{esp} : Número de espiras por bobina

De forma análoga, a indutância pode ser calculada pela energia magnética, apresentada na Eq. 5.27 e 5.28 (HRABOVCOVA; JOKINEN; PYRHONEN, 2008).

$$W_{mag} = L_{estator} \int_{Área\ Total} \vec{A}_z \vec{J}_z dS \quad (5.27)$$

$$W_{mag} = \frac{1}{2} Li^2 \quad (5.28)$$

Devido à elevada frequência de operação, reconhece-se que a indutância será necessariamente menor.

5.5.1 Discussões complementares

Todas as formulações apresentadas permitem o correto dimensionamento do gerador. Todavia, esses modelos foram baseados em máquinas operando entre 1.800 a 10.000 *rpm*.

A teoria desses modelos considera a variação de fluxo como sendo lenta ou *Quase-estáticas*. Não existe uma regra geral acerca da faixa de frequência em que o sistema possui variação lenta, ou rápida a ponto de se criar um condicional. Em alguns casos, a solução

Quase-estática pode ser aproximada em frequências de até 10 kHz (600.000 rpm) (BARGALLO, 2006), porém alguns relatos indicam frequências de apenas 3 kHz (180.000 rpm) (HRABOVCOVA; JOKINEN; PYRHONEN, 2008) já discordando dos modelos.

Um exemplo de situação em que o equacionamento deixa de ser confiável é quando ocorrem efeitos transitórios em uma máquina elétrica (ARKKIO et al., 1987), que teve seu modelo validado em regime permanente (60 Hz) (WILBERTH et al., 2011). O modelo em baixas frequências da máquina não prevê de maneira satisfatória o comportamento da máquina na faixa de frequência dos transitórios.

Para o gerador elétrico desse trabalho, a frequência fundamental de operação será de 1 kHz , podendo chegar a 1,6 kHz . Para validar os modelos, o gerador projetado deverá ser confrontado com os resultados experimentais.

Além dos aspectos eletromagnéticos, as dificuldades construtivas e de montagem de um sistema operando em alta-rotação forçaram uma série de mudanças no sistema, comprometendo inclusive o seu desempenho.

O foco inicial do projeto era alcançar uma potência gerada de 30 kW em uma velocidade de 100.000 rpm . Só é factível atingir essa faixa de potência, preservando as dimensões reduzidas no diâmetro de rotor e estator, se o comprimento efetivo do gerador for aumentado.

A metodologia para o dimensionamento foi propriamente desenvolvida e convergiu para um comprimento efetivo de 100 mm de ímã permanente. Após múltiplas tentativas de fabricação do rotor da máquina com esse comprimento, não foi possível garantir as mesmas tolerâncias de fabricação obtidas para um turbocompressor. O diâmetro reduzido de eixo, associado ao seu comprimento, não promove rigidez suficiente na ponta do eixo para ser usinado, provocando um arco ao forçar a ponta da ferramenta no material e um batimento na peça finalizada. Para contornar essa barreira, o diâmetro do eixo passou de 8 mm para 15 mm , considerando o fator de segurança.

Como o estator já estava devidamente fabricado, o diâmetro externo do ímã permanente não poderia ser modificado. Sendo assim, o aumento provocado no eixo promoveu uma alteração na espessura do ímã de 6 mm pra 2,5 mm e um novo ímã foi fabricado.

Além das alterações no ímã permanente, algumas modificações tiveram que ser executadas no projeto eletromagnético, para atender às restrições mecânicas e de montagem, mas essas só serão discutidas adiante. O foco inicial de se construir um sistema muito eficiente e de potência elevada foi descartado. O trabalho foi reestruturado, voltando-se, desta vez, o foco para a sua viabilidade.

Tendo em vista o que foi abordado até este ponto, conclui-se que o dimensionamento de uma máquina elétrica demanda uma simultaneidade do projeto eletromagnético com

todos os aspectos mecânicos, envolvendo materiais, processos de fabricação, geometria e montagem. Essa sincronia deve ocorrer desde o princípio, i.e. desde a concepção do sistema.

5.6 Solução Numérica

Para facilitar o dimensionamento elétrico e mecânico, todos os cálculos e dimensionamentos foram realizados utilizando a geometria real da máquina. Soluções numéricas pelo método de elementos finitos foram utilizadas, partindo de um modelo analítico previamente dimensionado. Essa metodologia permitiu que a geometria fosse avaliada desde a fina camada de 0,58 mm da luva até o efeito da geometria de corte no aço elétrico.

Os desenhos para a fabricação foram diretamente extraídos dos programas de cálculo de campo. Após a fabricação, o gerador foi remodelado em CAD utilizando as dimensões reais resultantes do processo de fabricação. O modelo em CAD do gerador foi então utilizado para realizar novamente a análise de cálculo de campo da máquina com as dimensões reais.

A Figura 5.6 apresenta um fluxograma simplificado dos sucessivos passos percorridos durante o dimensionamento eletro-mecânico do sistema.

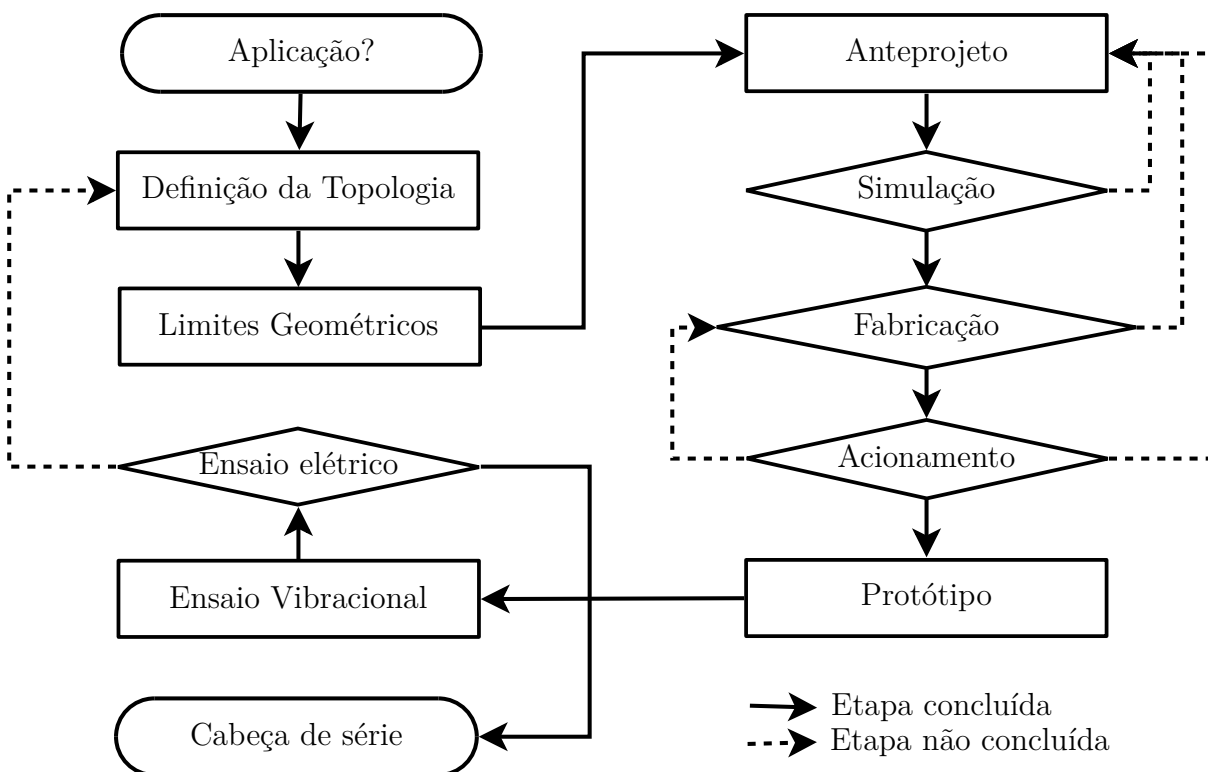


Figura 5.6 – Metodologia de desenvolvimento adotada para o dimensionamento do gerador elétrico de alta rotação.

Neste trabalho foi utilizado o cálculo por elementos finitos utilizando os *softwares*

comerciais *COMSOL Multiphysics*® e *FEMM - Finite Element Method Magnetics*. Através desse método, a discretização dos elementos que constituem a geometria final é calculada pela aproximação *Quase-estática* das equações de Maxwell (COMSOL, 2016; STEBNER; HARTWIG, 2011; GIACOMETTI; LINES; TEXCHANGE, 2014; HU et al., 2014).

5.7 Projeto Eletromagnético

As definições do diâmetro externo de 20 mm para o ímã e de um entreferro médio de 0,5 mm permitem ao estator um espaço muito pequeno para o alojamento dos condutores. O número máximo de seis ranhuras é ditado pela dificuldade do corte das lâminas do estator, assim como o processo de empacotamento e bobinamento. Para maximizar o enlace de fluxo foram adotados enrolamentos de passo pleno. Os dois lados da bobina são afastados de 180° elétricos.

5.7.1 Densidade de fluxo

Para um bom projeto eletromagnético é necessário definir corretamente os caminhos de fluxo magnético. Por menores que sejam as dispersões de fluxo, elas serão perceptíveis, principalmente devido à alta frequência de operação.

A otimização do fluxo só poderá ser analisada em relação ao estator, pois a geometria do ímã foi definida mecanicamente. Assim, foram executadas três etapas de desenvolvimento:

1. Cálculo da área efetiva disponível para alocação de condutores elétricos;
2. Cálculo do desempenho com a presença de sapatas nos dentes do estator;
3. Otimização da geometria final da ranhura maximizando a potência;

Área efetiva da ranhura

A maximização da potência é possível inserindo-se a maior quantidade de cobre possível na ranhura do estator ao mesmo tempo que se mantém a operação sem saturação. Nesse intuito, um algoritmo foi desenvolvido para definir a área da ranhura, através da contabilização da tensão induzida no gerador, em função da variação da geometria da ranhura. Um aumento na altura radial da ranhura e no comprimento tangencial foram promovidos como ilustrado na Figura 5.7.

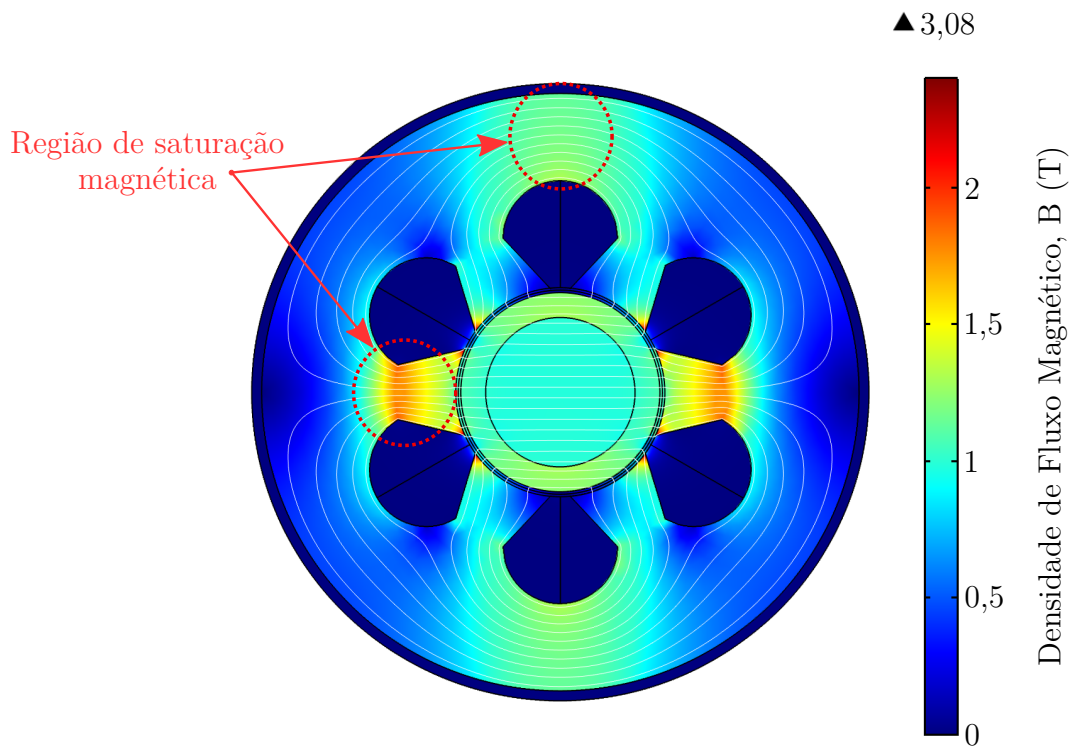


Figura 5.7 – Identificação das regiões de saturação magnética para definir a maior área de ranhura disponível.

Sapata nos dentes

Após definida a área máxima disponível na ranhura, foi realizada uma investigação do uso de sapatas nos dentes, seu resultado está apresentado na Figura 5.8. Para o gerador estudado, a dispersão magnética é reduzida pela utilização de sapatas.

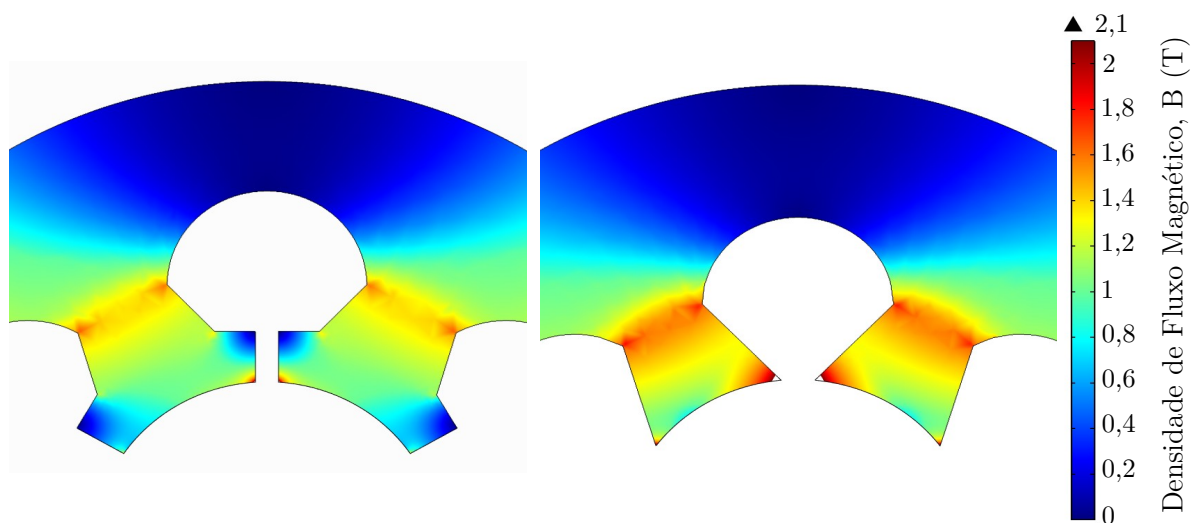


Figura 5.8 – Análise magnética do estator ranhurado na presença e ausência de sapatas.

Otimização da Densidade de Fluxo

As dimensões limítrofes dos diâmetros externo e interno do estator e do rotor foram definidas pelo dimensionamento mecânico. Dessa forma, essas dimensões não interferem nas dimensões que regem o perfil da ranhura, podendo este ser modificado para melhorar a potência elétrica da máquina.

Considerando a elevada frequência de operação, é possível observar, pela Eq. 5.3, que as menores variações na densidade de fluxo já promovem grande impacto no desempenho, devido à elevada frequência. Dessa forma, dentro da área efetiva definida para a ranhura, é necessário identificar o melhor formato geométrico, garantindo sempre a menor dispersão magnética (WANG; HOWE, 2005; DIRYAK et al., 2012; MOGHADDAM; MAGNUSSEN; SADARANGANI, 2012; FIRETEANU; TUDORACHE; TURCANU, 2007; WILLIAMSON; MCCLAY, 1996; O'CONNELL; KREIN, 2007).

Diversos autores apresentam a importância e o ganho em desempenho que está atrelado a esse procedimento de otimização da densidade de fluxo no interior da máquina elétrica (TAHI; IBTIOUEN; BOUNEKHLA, 2011; SULAIMAN; KOSAKA; MATSUI, 2010; PARASILITI et al., 2012; SKALKKA et al., 2012; ZHAN et al., 2010; BESNERAIS et al., 2008; BESNERAIS et al., 2009; MATSUO; LIPO, 1994; CHONG; RAHMAN, 2008).

A área da ranhura foi dividida em duas sub-regiões e definidas em função de apenas uma variável "x", como apresentado na Figura 5.9. A soma da área do semicírculo e do trapézio devem ser sempre equivalentes ao valor da área máxima obtida anteriormente, como apresentado na Eq. 5.29.

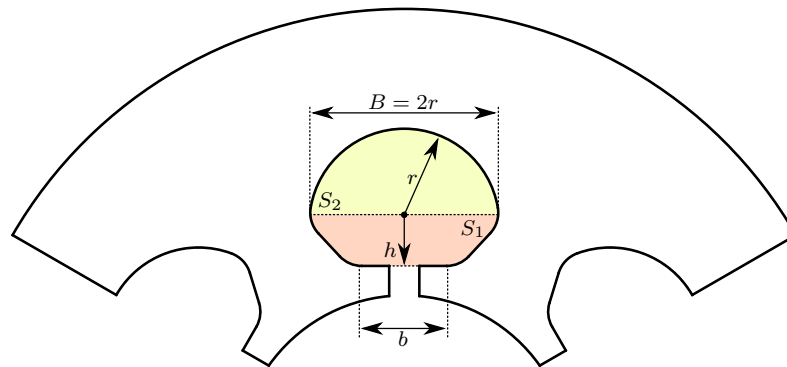


Figura 5.9 – Desenho ilustrativo do processo de otimização da ranhura.

$$S_1 + S_2 = S_{M\acute{a}xima} \quad (5.29)$$

Nesse modelo, a variável a ser perturbada é "r"; "h" é calculado de forma que a área equivalente seja sempre a mesma, e "b" é definida como 2 mm para ser a menor distância no perímetro que permita posicionar as bobinas nas ranhuras, evitando também danificar o material ferromagnético durante a montagem.

Para cada perturbação causada à variável "r", foi calculada a tensão eficaz que seria induzida em cada bobina. Esse caminho é contrário ao da verificação da densidade de fluxo no entreferro médio. Analisando apenas o fluxo no entreferro, não é possível contabilizar a quantidade de linhas que efetivamente cortam o condutor. A geometria final da máquina elétrica é apresentada na Figura 5.10 e a onda de densidade de fluxo no entreferro pode ser observada na Figura 5.11.

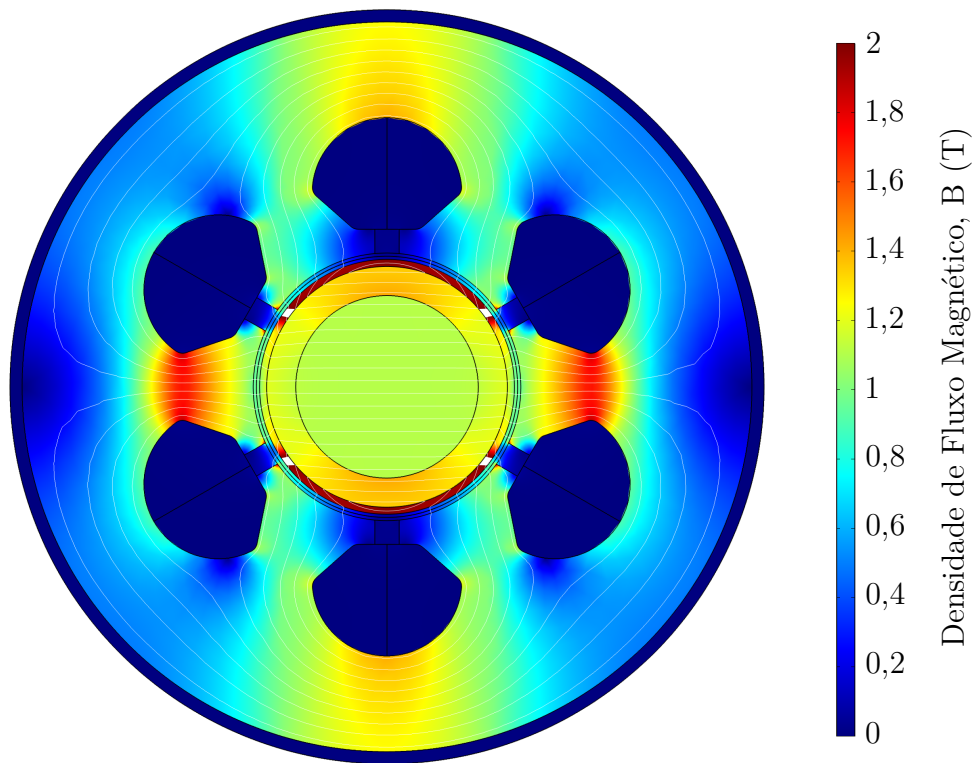


Figura 5.10 – Modelo final da densidade de fluxo magnético no gerador elétrico.

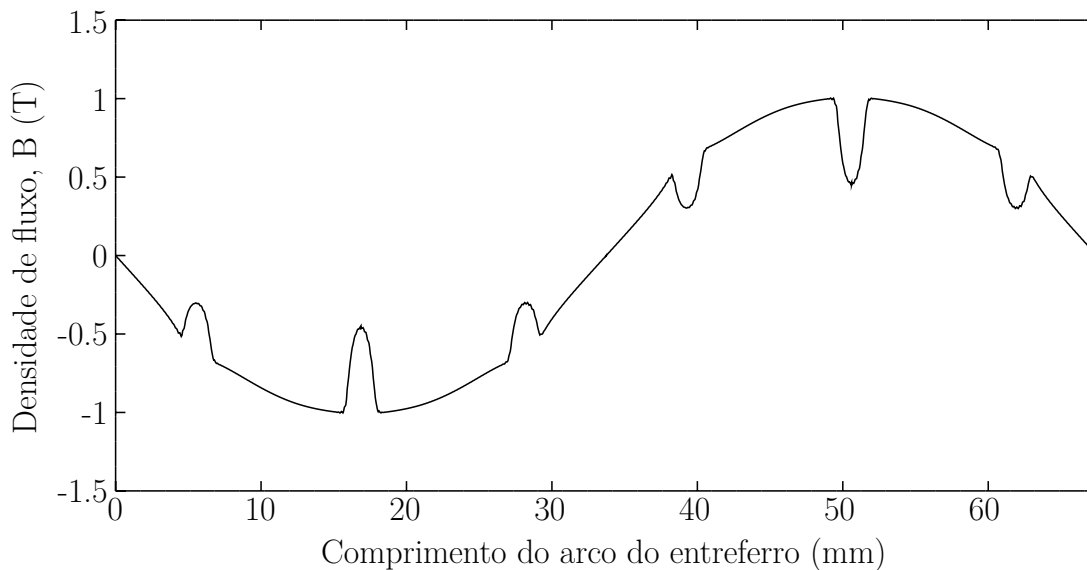


Figura 5.11 – Onda de densidade de fluxo magnético no entreferro.

5.7.2 Bobinas de estator

O número de espiras de cada bobina pode ser definido pela tensão de projeto, dividida pela tensão induzida em cada espira. Para uma montagem em passo pleno, uma rotação nominal de 70.000 *rpm* e um preenchimento máximo de cobre, o valor calculado para a tensão induzida é apresentado na Figura 5.12.

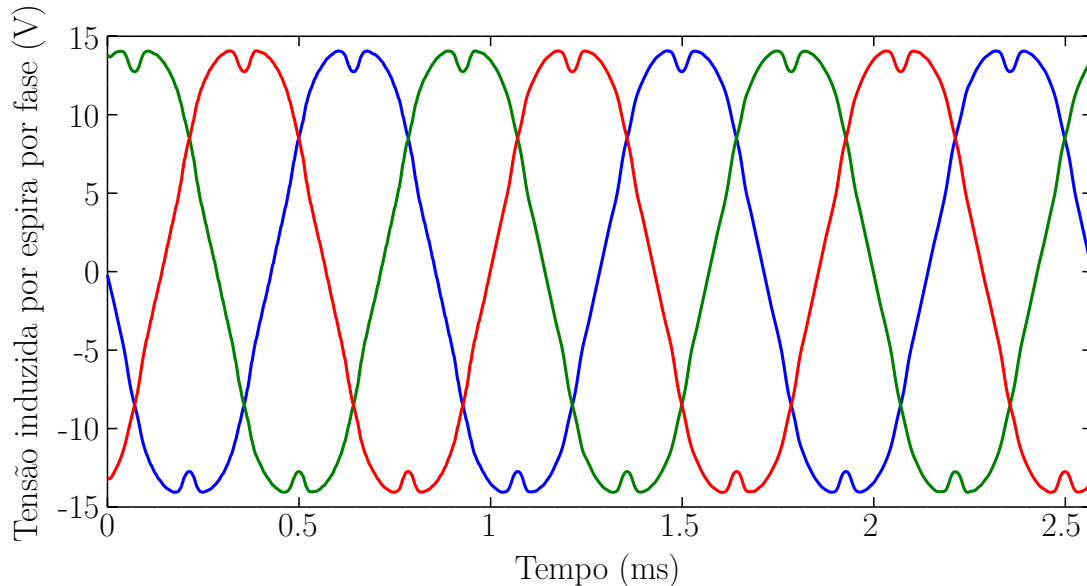


Figura 5.12 – Tensão induzida em uma espira por fase do gerador elétrico operando a 70.000 *rpm*.

Visando a baixa tensão, optou-se por utilizar dezesseis espiras por bobinas, que resultam em uma tensão gerada de 302,9 V_{RMS} de linha.

Para maximizar o preenchimento de cobre na ranhura e reduzir as perdas, optou-se por utilizar condutores mais finos e em paralelo. Essa medida é comum para redução do efeito *skin*. Além disso, a variação de fluxo proporciona o aparecimento de correntes parasitas dentro do condutor, semelhante as correntes de *Foucault* dos núcleos de estator. Logo, quanto menores forem as bitolas dos condutores, menores serão suas perdas por *eddy current*.

A definição do fator de preenchimento do cobre na ranhura será responsável por definir a quantidade de corrente permissível no gerador. Adotando um fio 28 *AWG*, dada a área disponível da ranhura e dada uma densidade superficial de corrente de $6,55 \times 10^6 \text{ A/m}^2$ (MAIA, 2011) para um condutor de cobre esmaltado *Classe F* (NEMA, 2008), estima-se um fator de preenchimento de 39,16% com 26 bobinas em paralelo (52,36% se considerando o esmalte do condutor e papéis isolantes).

Essa proposição permite uma circulação de 13,8 A no conjunto de bobinas em paralelo. Dessa forma, a potência total esperada para o primeiro protótipo é de 7,23 *kW*. Caso o sistema seja acelerado até 100.000 *rpm*, a potência pode chegar aos 10,32 *kW*

previstos. Os principais dados da máquina projetada estão apresentados na Tabela 5.3.

Tabela 5.3 – Principais parâmetros do gerador elétrico operando a 70.000 rpm.

| Parâmetros | Valor |
|-----------------------------------|-----------------------------------|
| Tensão de Linha | 302,9 V |
| Corrente | 13,8 A |
| Potência Aparente | 7,23 kVA |
| Fator de Preenchimento | 52,36% (39,16% _{Cu}) |
| Densidade Superficial de Corrente | $6,534 \times 10^6 \text{ A/m}^2$ |
| Diâmetro Interno do Ímã | 15 mm |
| Diâmetro Externo do Ímã (+ luva) | 21 mm |
| Entreferro | 0,5 mm |
| Comprimento | 100 mm |
| Diâmetro Externo de Estator | 60 mm |

Analisando o diagrama polar de bobinamento apresentado na Figura 5.13, é possível perceber que haverá uma fase por ranhura da máquina, garantindo o fator de enrolamento igual a 1 e o maior conjugado possível.

Em geral, a distribuição de bobinas por ranhura garante uma distribuição espacial de densidade de fluxo senoidal. Porém, considerando a geometria do ímã permanente adotada sendo circular e produzindo uma densidade de fluxo puramente senoidal, essa medida tornou-se desnecessária.

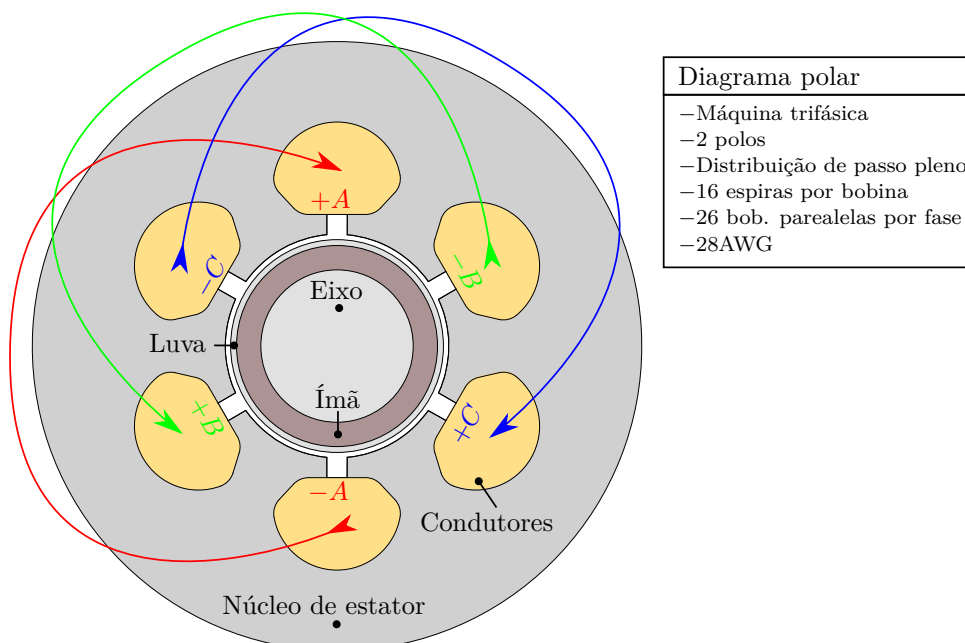


Figura 5.13 – Diagrama polar de bobinamento do gerador elétrico.

5.7.3 Conjugado nominal

Definidos os parâmetros elétricos admissíveis para o gerador, o conjugado nominal também foi calculado com base no projeto inicialmente obtido. Esse torque foi utilizado para dimensionar as cargas de torção do eixo e avaliar o perfil e amplitude do torque pulsante no sistema sem que a luva atue no sistema.

Para determinar o torque pulsante, também chamado de *cogging torque*, o sistema foi simulado sem corrente circulando nos condutores. Dessa forma, o torque resultante se deu apenas através da interação magnética do ímã permanente com os dentes e ranhuras do gerador, como apresentado na Figura 5.14. O gráfico mostra uma amplitude de $0,06 Nm_{pk-pk}$ no pior caso, cerca de 6,25% do torque nominal. Apesar de ser uma carga muito baixa, essa variação operando em alta rotação pode causar instabilidades no sistema, demonstrando as vantagens da utilização da bobina amortecedora.

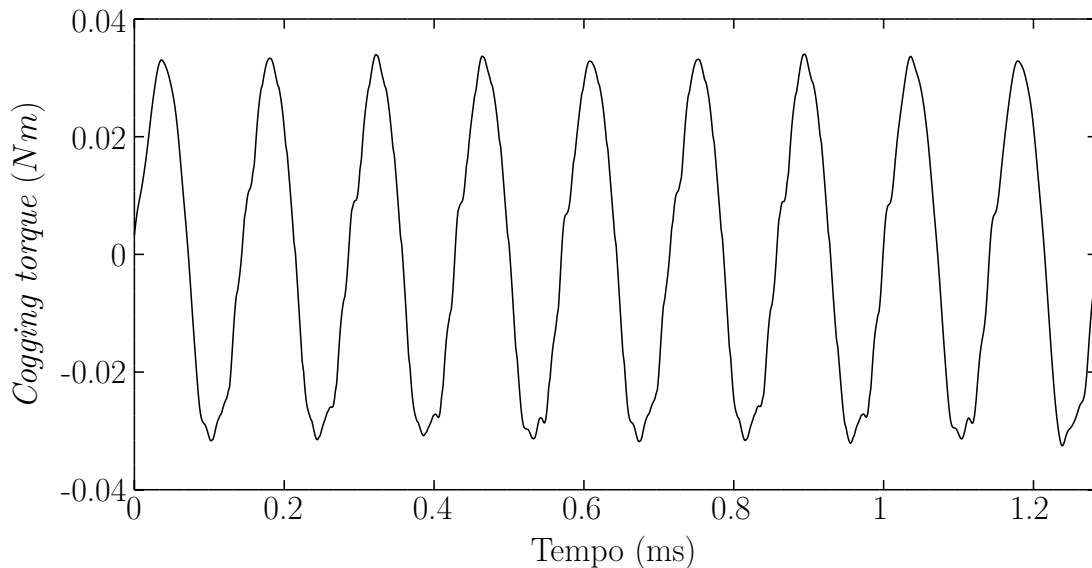


Figura 5.14 – Torque pulsante que aparece em função dos dentes e ranhuras do gerador elétrico, *Cogging torque*.

Para o segundo caso, considera-se que a máquina opera com corrente nominal trifásica puramente senoidal. Nessas condições o torque final calculado foi de $0,96 Nm$, e está mostrado na Figura 5.15.

O torque eletromagnético calculado apresenta o mesmo perfil pulsante em função do *cogging torque* e da circulação de correntes trifásicas na máquina.

5.7.4 Reação de armadura

Uma das grandes preocupações acerca de um motor elétrico está relacionada ao seu enfraquecimento do campo magnético devido à reação de armadura. Por se tratar de um gerador síncrono a ímãs permanentes, seu entreferro efetivo é grande e a reação de

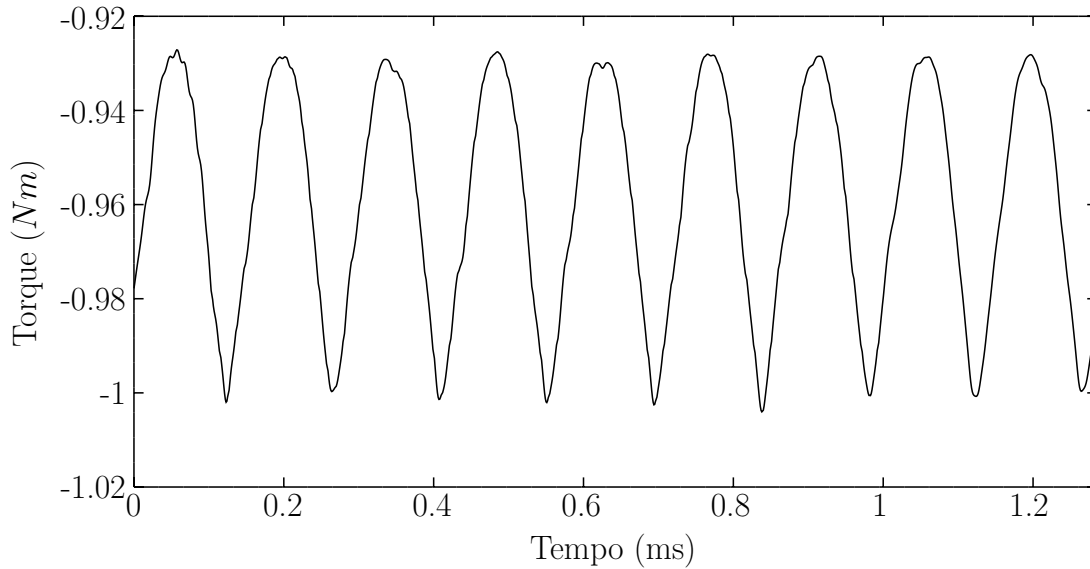


Figura 5.15 – Torque equivalente em geração plena.

armadura é muito baixa. Para ilustrar essa afirmativa, a densidade de fluxo foi calculada com e sem circulação de corrente nos condutores, como apresenta a Figura 5.16.

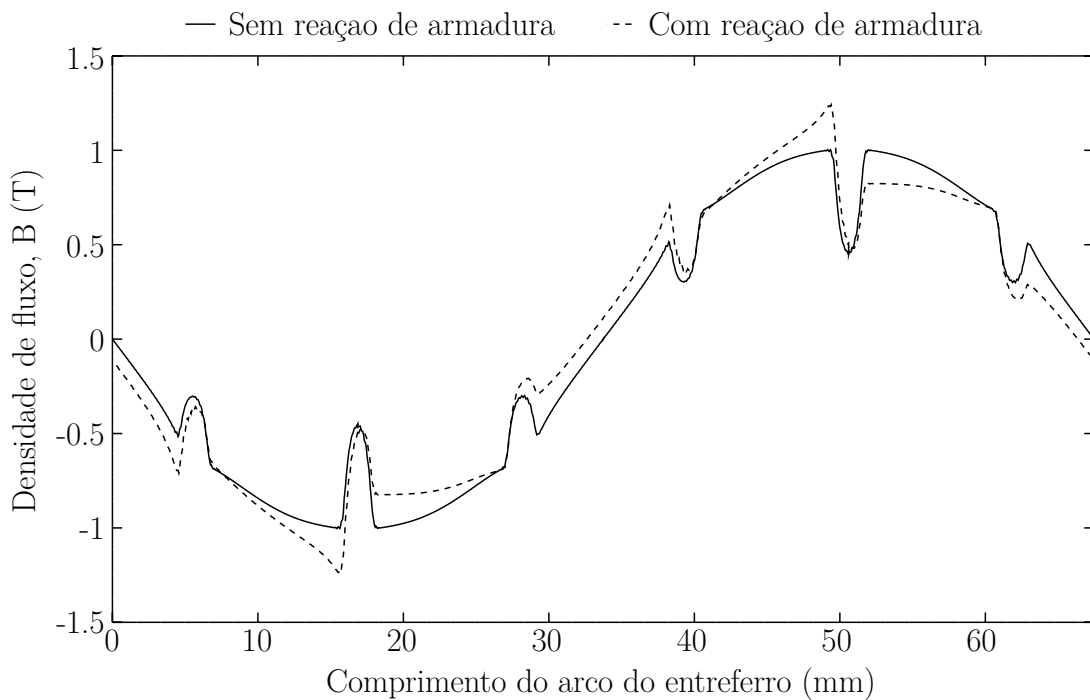


Figura 5.16 – Densidade de fluxo no entreferro com e sem reação de armadura.

5.8 Estator fabricado

A partir dos dados analisados, empregando o aço ferromagnético da empresa *Aperam*, o estator foi fabricado, utilizando o corte por eletroerosão. Posteriormente as

bobinas foram confeccionadas externamente e cuidadosamente posicionadas nas ranhuras. O resultado da montagem está apresentado na Figura 5.17.



Figura 5.17 – Protótipo do estator fabricado segundo o dimensionamento apresentado.

Pelo fato das dimensões do estator serem muito reduzidas, dificulta o bobinamento do estator, o fator de preenchimento foi alcançado com muita dificuldade. Por isso, recomenda-se considerar um fator menor para os futuros projetos.

Para melhorar o desempenho térmico da peça, foram utilizadas aletas em todo o raio externo do material. Dois sensores de temperatura do tipo NTC foram posicionados na cabeça de bobina próxima ao compressor, para monitorar a elevação de temperatura do sistema. No mesmo núcleo de estator foram alocadas três bobinas exploradoras para comparar os valores de densidade de fluxo reais com os valores calculados. Foram posicionadas bobinas para medição de fluxo em passo pleno, no dente e na região tangencial superior à ranhura, conforme mostrado na Figura 5.18.

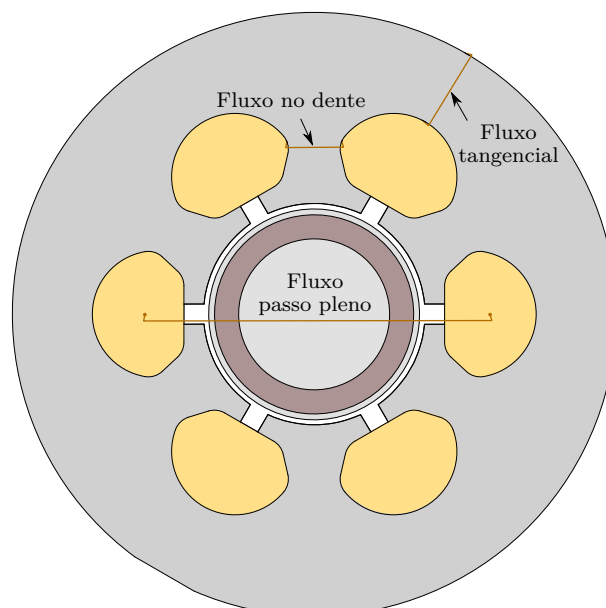


Figura 5.18 – Posicionamento das bobinas exploradoras de fluxo.

A resistência da bobina foi obtida levantando-se a curva V/I . O valor teórico foi calculado usando uma condutividade de $59 \times 10^6 S/m$. Os resultados comparativos são apresentados na Figura 5.19 e na Tabela 5.4.

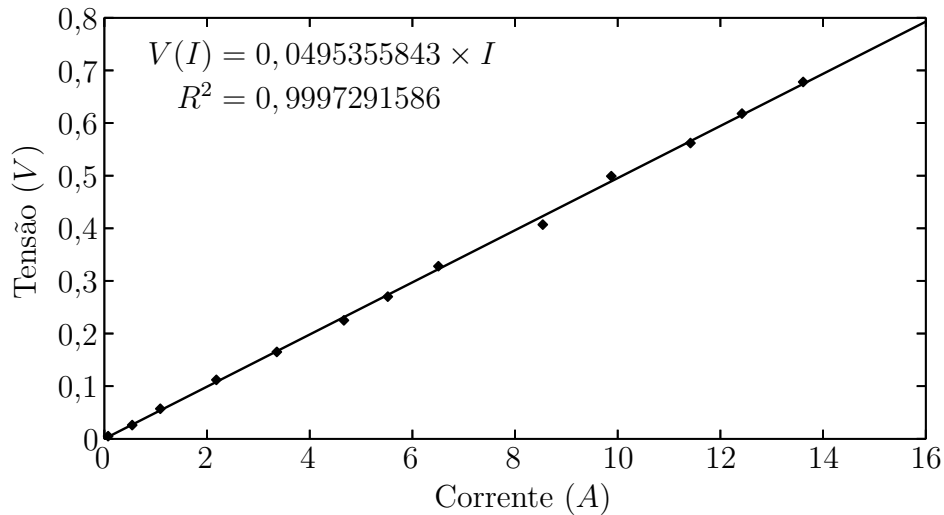


Figura 5.19 – Resultados de ensaio para determinação de resistência série por fase do estator fabricado.

Tabela 5.4 – Tabela comparativa entre os valores medidos e calculados da resistência por fase no estator.

| Valor Medido | Valor Calculado |
|-----------------|-----------------|
| 49,53 $m\Omega$ | 50,64 $m\Omega$ |

Como era esperado, o valor calculado e o valor medido apresentam uma concordância muito satisfatória para o valor da resistência síncrona do sistema.

5.9 Conclusão

As limitações referentes ao projeto de uma máquina elétrica muitas vezes estão relacionadas às restrições mecânicas de fabricação, montagem e operação. A elevada velocidade de rotação define a geometria do ímã e suas dimensões.

As perdas no núcleo de estator associadas a essa velocidade de operação, também restringem a quantidade de polos para que as perdas possam ser minimizadas.

A adoção de uma luva de contenção externa é necessária apenas quando os diâmetros do eixo e do ímã são elevados, o que pode provocar um aumento no entreferro efetivo e reduzir a densidade de potência final da máquina.

Os modelos analíticos apresentam grande respaldo na literatura, mas a otimização da densidade de fluxo nas dimensões trabalhadas demanda uma análise numérica utilizando elementos finitos.

6 Fabricação e Testes Operacionais

Os procedimentos de fabricação, incluindo os protótipos iniciais, intermediários e finais são discutidos nesse capítulo. É apresentada uma análise com uma abordagem experimental, focando nas singularidades de uma turbomáquina operando em alta rotação, incluindo os detalhes de fabricação, as dificuldades no acoplamento e no balanceamento do sistema. O protótipo final é validado e seus níveis de vibração são verificados em toda a faixa de operação.

Sumário

| | | |
|------------|---|------------|
| 6.1 | Introdução | 134 |
| 6.2 | Protótipos | 134 |
| 6.3 | Frequência Natural do Conjunto | 141 |
| 6.4 | Balanceamento | 143 |
| 6.5 | Dispersão Magnética Axial | 149 |
| 6.6 | Conclusão | 150 |

6.1 Introdução

O projeto eletromagnético do gerador, discutido no capítulo anterior, deve ser compreendido como o resultado de sucessivos reprojeto após diversos ensaios de operação. Apesar de apresentar um bom desempenho teórico, os ensaios evidenciaram limitações mecânicas que demandaram o reprojeto do gerador em uma potência menor. Uma máquina com o triplo da potência apresentada teria sido produzida, caso fosse possível eliminar as limitações mecânicas da fabricação do eixo.

O desempenho da máquina é também consequência da seleção do ímã permanente, uma vez que é ele o responsável pelo fluxo magnético. A definição do ímã a ser empregado na máquina pode promover um aumento ou uma redução de sua potência. Ao mesmo tempo, uma seleção inadequada do ímã permanente, seja através de seu material ou de sua geometria, pode provocar instabilidades no sistema.

Para se verificar as dificuldades de fabricação desse sistema, diversos protótipos foram produzidos e testados, desde os conceitos mais simples de fabricação aos mais elaborados. Esse processo resultou na identificação dos parâmetros para uma operação segura.

É válido ressaltar que, apesar de ser antiga a tecnologia na qual a microturbina se baseia (BAINES, 2010), a carência de referências que relacionem parâmetros de mancais e eixos de máquinas elétricas, utilizando ainda mancais de filme fluido, dificulta a previsão do sistema e torna necessária uma abordagem mais experimental para o reconhecimento dessas variáveis.

6.2 Protótipos

Diversos protótipos foram fabricados, com o objetivo de se verificar as diversas influências que um sistema operando em alta rotação sofre. Partindo de uma topologia simplificada, foram identificados cada um dos problemas que limitam a operação em alta velocidade. Em seguida, modificações foram propostas e aplicadas, promovendo a evolução de velocidade de 35.000 *rpm* até 100.000 *rpm*.

6.2.1 Mono-apoiado

O primeiro protótipo foi concebido com o objetivo de ser o sistema mais simples de se produzir. O turbocompressor é mantido original e o rotor do gerador é solidamente acoplado ao rotor do turbocompressor, como ilustrado na Figura 6.1a. O eixo final fabricado é apresentado na Figura 6.1b.

Realizar a conexão entre os eixos tem o objetivo de fazer com que o gerador elétrico compartilhe o mancal do compressor e, assim, seja necessário apenas um segundo mancal

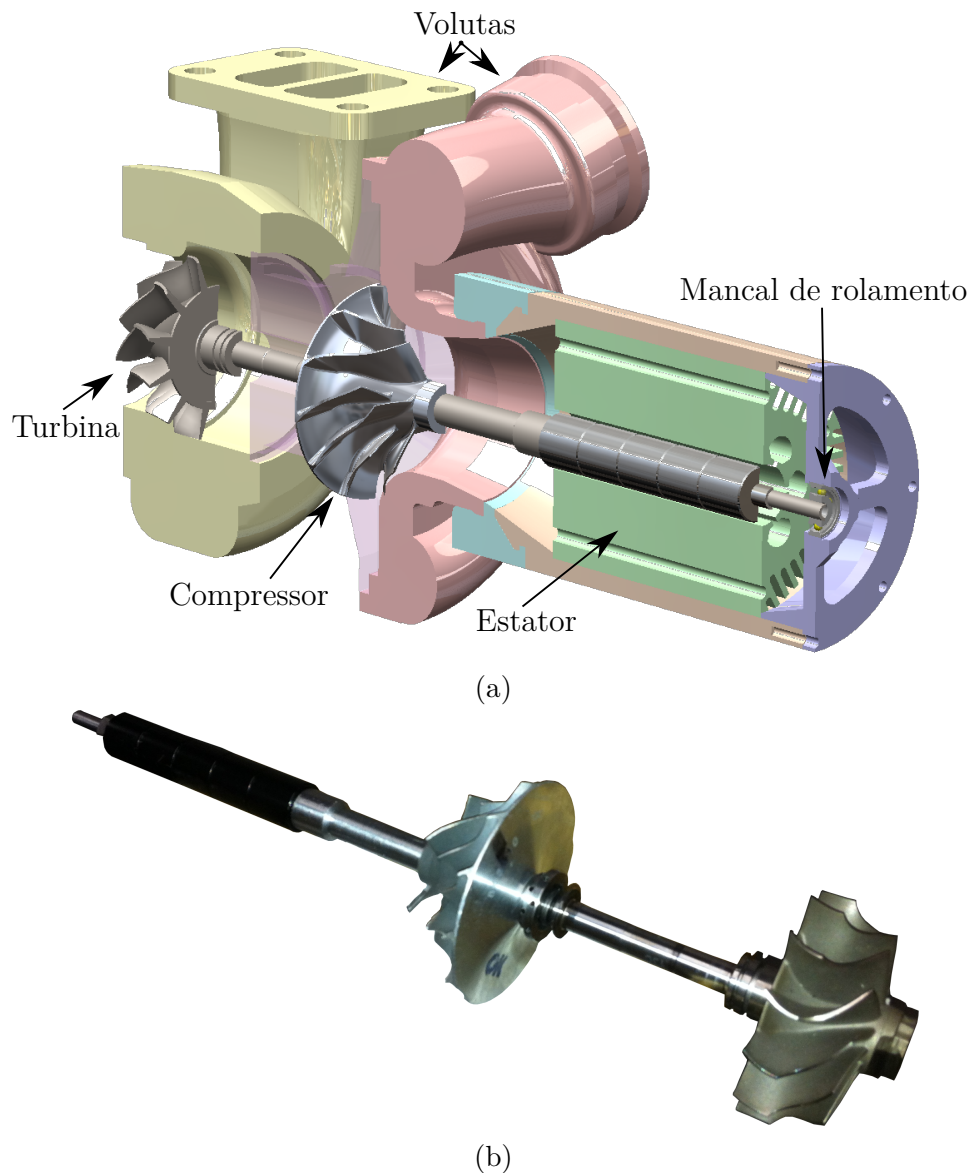


Figura 6.1 – Protótipo 01 - Versão mono-apoiado: (a) Modelo 3D ilustrativo; (b) Eixo fabricado.

na extremidade oposta - conforme pode ser visto na Figura 6.1a. Visando a simplicidade, foi adotada uma solução mista usando mancal de rolamento. Nessa mesma posição, um acelerômetro foi posicionado para que as diferenças de vibração entre os mancais do turbocompressor possam ser identificadas.

O acoplamento foi concebido da seguinte forma: foi retirada a porca que prende o rotor do compressor; em seu lugar foi encaixado o eixo do gerador refixando-se o rotor do compressor em seu local original. Dessa forma, o eixo do turbocompressor ganha um prolongamento, sendo esse prolongamento utilizado no gerador. A Figura 6.2a ilustra o conceito da conexão. A Figura 6.2b apresenta o eixo fabricado.

Após fabricado, o sistema foi ensaiado em laboratório. No ensaio, o sistema foi lentamente acelerado e sua amplitude de vibração foi medida periodicamente. O limite

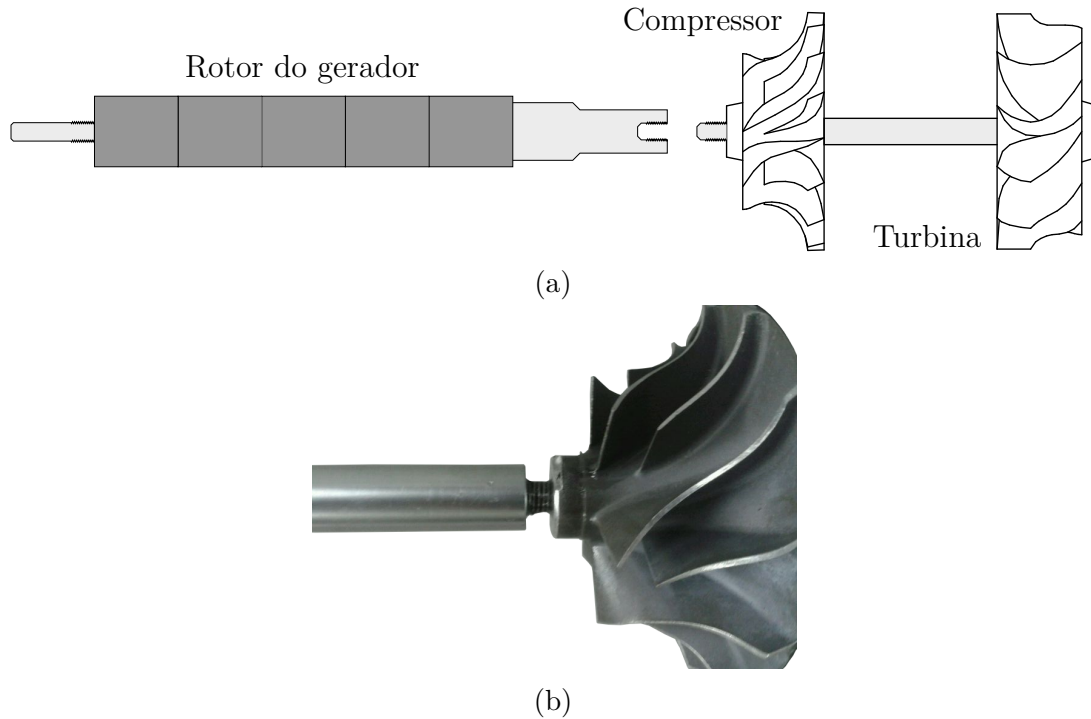


Figura 6.2 – Conexão projetada do primeiro protótipo: (a) Desenho ilustrativo; (b) Conexão fabricada.

máximo da rotação admissível para esse sistema foi de 35.000 *rpm*, velocidade sob a qual a operação foi interrompida para prevenir danos ao sistema.

A amplitude de vibração aumentou linearmente com o aumento da rotação. Esse fato demonstra uma carga de desbalanceamento síncrona à velocidade de rotação, que implica, em princípio, na necessidade de um sistema balanceado.

Partindo dessa premissa, o eixo do gerador foi desmontado e um procedimento de balanceamento foi promovido. No entanto, devido à alta coercividade do ímã permanente, o balanceamento não foi possível. A força magnética exercida pelo eixo, provoca uma força de atração magnética entre o ímã e a balanceadora. Essa força produz uma carga desbalanceada sempre na mesma direção, pois o fluxo no ímã está orientado sempre no mesmo sentido.

Três possíveis soluções foram avaliadas, a saber: desmagnetizar o ímã, balancear e remagnetizar; fabricar uma balanceadora sem elementos ferromagnéticos e, finalmente, garantir tolerâncias menores na fabricação do eixo.

A desmagnetização do ímã de Neodímio é facilmente produzida através da elevação de temperatura. Por outro lado, para se realizar a sua remagnetização, é necessária uma máquina que produza uma densidade de fluxo de aproximadamente 5 *T* (CHANG; EASTHAM; DAWSON, 1991). Após desmagnetizada e balanceada, cada uma das peças de ímã permanente deve ter suas fases marcadas. Os ímãs são, por sua vez, desmontados e magnetizados. A magnetização deve observar a orientação de fase marcada no ímã

durante o balanceamento para que o fluxo remanente fique orientado na direção correta. Posteriormente, essas marcações devem ainda ser casadas com a orientação do eixo, garantindo a preservação do balanceamento no sistema.

Devido à quantidade de processos a serem executados, à cautela necessária durante esses procedimentos, à dificuldade de acesso a uma magnetizadora e à complexa montagem dos ímãs, estando estes magnetizados e preservando a mesma fase, esta primeira proposição foi descartada.

A segunda possível solução proposta foi produzida. Assim, uma balanceadora paramagnética foi construída e o eixo foi balanceado em baixa rotação ($\approx 3.600 \text{ rpm}$). Mesmo reduzindo a excentricidade de massa, o resultado obtido não foi suficiente para operar em alta rotação. Ao acelerar cada vez mais o eixo, o desbalanceamento, que antes era desprezível em baixa rotação, se torna crítico a medida que a velocidade aumenta. Os elevados índices de vibração impossibilitaram que a velocidade ultrapassasse os 35.000 rpm .

Em uma análise criteriosa na conexão entre eixos, pode-se perceber que os eixos não são concêntricos. O fato de a orientação da conexão entre o eixo do gerador e o eixo do turbocompressor estar restrita à rosca do compressor, faz com que não seja garantida o alinhamento dos centros dos dois extremos do eixo.

A fixação entre o turbocompressor e o gerador é promovido por um acoplamento entre a carcaça do gerador e a voluta. Como a voluta é produzida por fundição e as tolerâncias dimensionais não são importantes, tal fixação não é suficiente para promover um alinhamento entre centros dos mancais do gerador e do turbocompressor. Além disso, a elevada transmissibilidade de carga promovida pela alta rigidez associada ao mancal de rolamento acarreta os elevados índices de vibração medidos.

6.2.2 Bi-apoiado

Baseado nas análises apresentadas, um novo protótipo foi concebido buscando desacoplar os dois eixos, para eliminar uma possível influência cruzada que possa existir e que esteja causando um aumento nos valores de amplitude de vibração.

Visando interromper tal interação entre os sistemas, foi projetado um acoplamento flexível do tipo JC (*Jaw Coupling*). Esse acoplamento consiste numa interferência entre dois elementos metálicos na menor superfície de contato possível, que permita operações com desalinhamento enquanto o torque é transmitido. Muitas vezes, esse acoplamento pode ser utilizado com um elemento elástico na interferência, entretanto, devido à alta rotação da aplicação, esse material foi desconsiderado.

O modelo ilustrativo é apresentado na Figura 6.3a e o resultado de fabricação na Figura 6.3b.

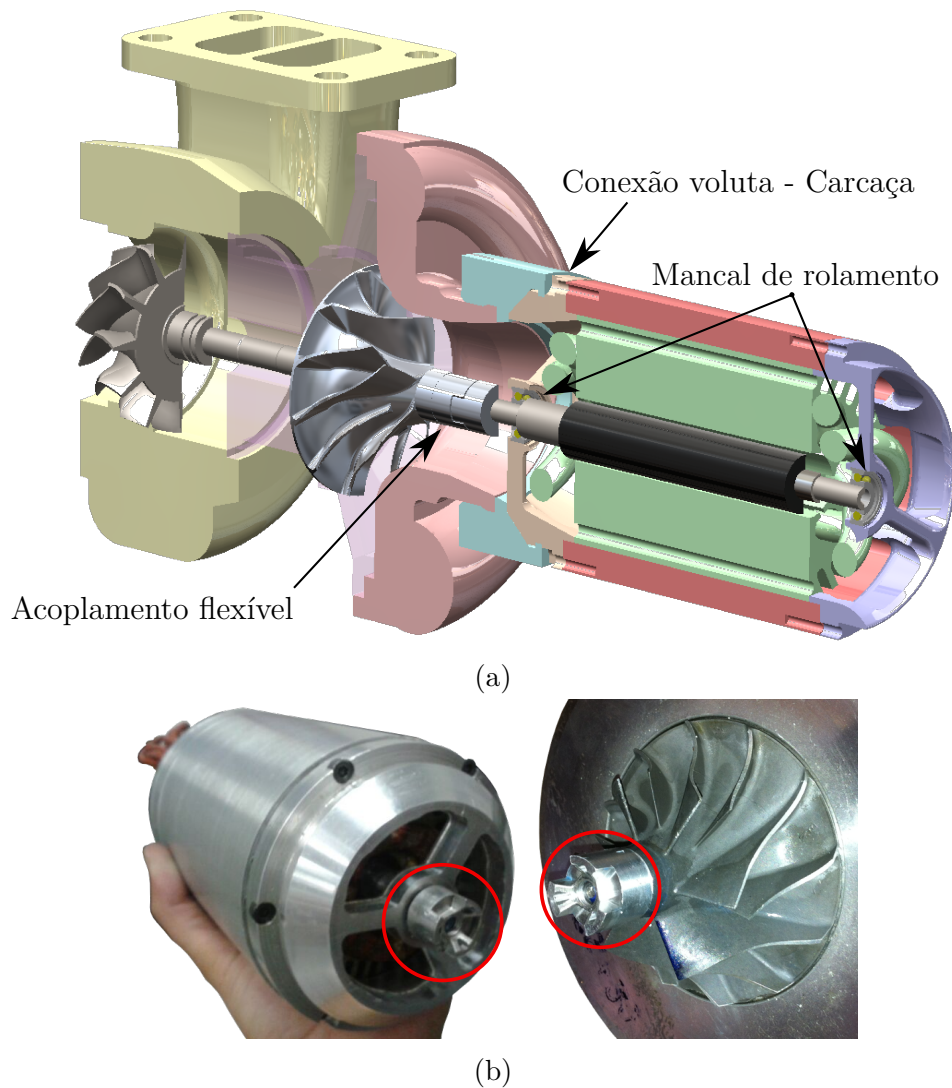


Figura 6.3 – Protótipo 02 - Versão bi-apoiado: (a) Modelo 3D ilustrativo; (b) Acoplamento fabricado.

Nessa nova configuração, houve uma redução na amplitude de vibração em velocidades mais elevadas, permitindo a operação até 40.000 *rpm*. Nessa região de velocidade, os valores de vibração medidos mostraram, ainda, uma grande contribuição síncrona. Esse fato aponta que o balanceamento em baixa rotação não é suficiente para garantir uma operação segura em rotações mais elevadas.

Uma vez que para se realizar o balanceamento do gerador em alta rotação fazia-se necessário que sistemas mais complexos fossem desenvolvidos, optou-se por se adotar uma medida alternativa, que consistia em reavaliar o eixo de rotor e as origens da massa desbalanceada.

Medindo-se criteriosamente cada elemento de ímã permanente, identificou-se que os fabricantes não conseguem realizar tolerâncias de fabricação inferiores a $\pm 0,1$ *mm*, o que promove um desbalanceamento natural no eixo. Para produzir o menor índice de perdas nos ímãs, os mesmos foram segmentados, de forma semelhante à laminação do

núcleo de estator. Essa medida apresenta uma característica positiva do ponto de vista elétrico, mas introduz complicações à montagem. O desenho ilustrativo apresentado na Figura 6.4 demonstra as origens do desbalanceamento ao se montar ímãs segmentados.

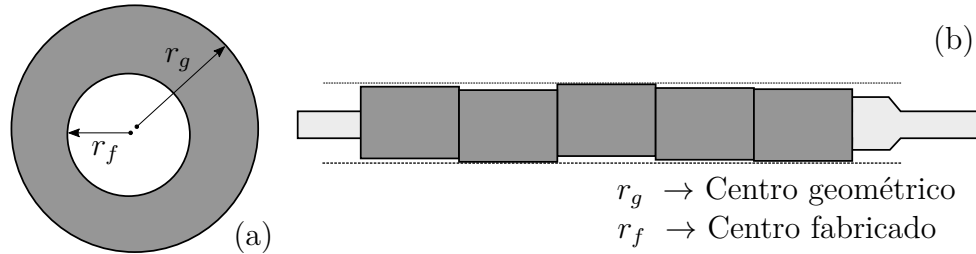


Figura 6.4 – Desenho ilustrativo dos ímãs fabricados sem a precisão de centro necessária.

Conclui-se, portanto, que apesar de reduzir as perdas nos ímãs, segmentar os ímãs não é a melhor solução para o sistema e um ímã inteiriço deve adotado, para se minimizar o efeito da carga desbalanceada.

Infelizmente, o ímã inteiriço ainda apresenta variações dimensionais no diâmetro ao longo de todo o seu comprimento, provocando ainda o aparecimento de uma carga desbalanceada pela excentricidade de massa. Naturalmente, por ser uma peça única, o efeito é menos crítico. Sendo assim, o ímã permanente teve que ser usinado utilizando-se uma retífica em rebolo cerâmico de diâmetro elevado. Esse procedimento foi adotado para se atingir tolerâncias de fabricação compatíveis com as do eixo ($\pm 0,001 \text{ mm}$).

Após a execução da modificação proposta, o sistema alcançou a velocidade de operação de 50.000 rpm , comprovando a teoria de que os diversos ímãs segmentados promovem excentricidade de massa, por não garantirem tolerâncias dimensionais suficientes para rodarem sem um balanceamento.

Os mancais de rolamento adotados no gerador possuem elevada rigidez, promovendo a transmissibilidade das cargas de desbalanceamento e elevadas amplitudes de vibração. Essa situação é diferente para o turbocompressor que, apesar de possuir ainda uma massa residual desbalanceada, consegue suportar e amortecer esses valores, em função do seu mancal, permitindo uma operação de baixas a altas rotações. Existe a expectativa de que o acoplamento permita uma operação com entre-centros de mancal desalinhados. Entretanto, não é possível afirmar que o acoplamento apresentará resultados satisfatórios quando o sistema estiver operando em alta rotação. Para se garantir uma operação segura nessas condições, deve ser assegurado o alinhamento entre todos os mancais, i.e., cada um deles deve possuir o mesmo centro.

Tanto o modelo mono quanto o bi-apoiado utilizaram a mesma carcaça externa com fixação na voluta do compressor. A carcaça fabricada pode ser vista na Figura 6.5.

A identificação dos problemas não significa que os sistemas não funcionem com a orientação proposta, mas sim que o nível de dificuldade para se alcançar uma operação



Figura 6.5 – Protótipo construído da versão mono- e bi-apoiada.

segura é muito maior e demanda a utilização de equipamentos mais sofisticados, tanto para a fabricação, quanto para as medições. É importante ressaltar que apenas o acelerômetro não é suficiente para definir a origem dos problemas.

6.2.3 Gerador interno

O último protótipo foi produzido com o intuito de eliminar a adição de um terceiro mancal, preservando os anéis flutuantes originais do turbocompressor e alocando o gerador elétrico entre os rotores do compressor e da turbina. Essa proposição solucionou os problemas identificados e permitiu uma operação segura em até 100.000 *rpm*. O modelo ilustrativo da turbina é apresentado na Figura 6.6a e dois protótipos fabricados com essa configuração estão apresentados na Figura 6.6b. A princípio uma versão usinada para avaliar as dificuldades de fabricação e, posteriormente, uma versão melhorada e fundida em uma peça única.

Através da Figura 6.7, identificamos o centro de massa está ligeiramente deslocado para a região do rotor da turbina, sendo assim, a distribuição de massa não é simétrica. Esse fato também é observado nos turbocompressores originais e podem promover vibrações por efeito giroscópico, pois operam analogamente a um sistema em balanço (GREEN, 1948).

Nesta topologia, também foi utilizado o equipamento de balanceamento em alta rotação da indústria de turbocompressores, para se realizar o balanceamento do conjunto como um todo. Contudo, alguns detalhes importantes devem ser ressaltados a respeito da faixa de operação alcançada.

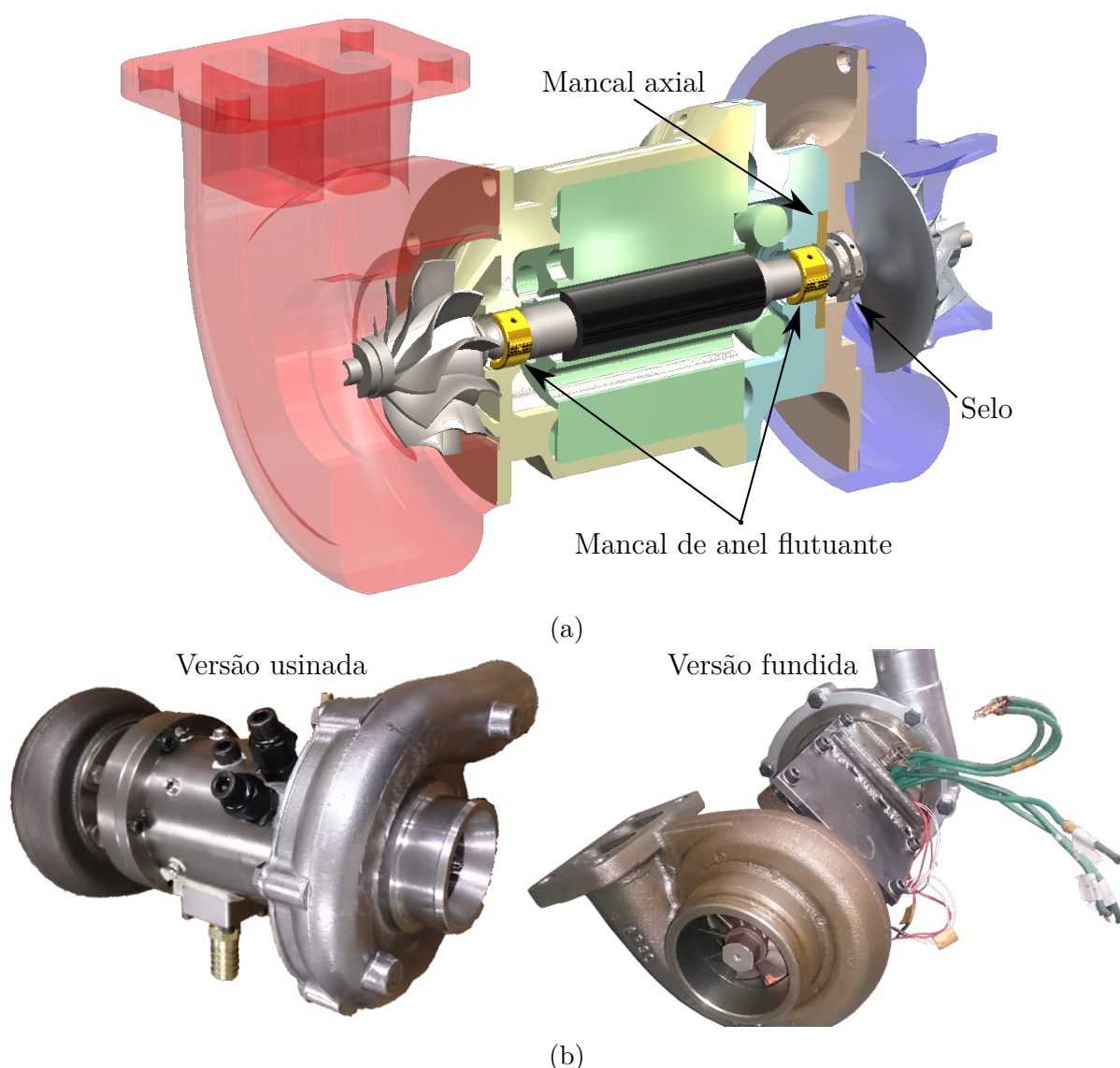


Figura 6.6 – Protótipo 03 - Versão gerador interno: (a) Modelo 3D ilustrativo; (b) Micro-turbina fabricada (usinada e fundida).

6.3 Frequência Natural do Conjunto

Após definida a forma de acoplamento do gerador ao turbocompressor como a topologia gerador interno, um estudo foi realizado visando identificar quais são os parâmetros que influenciam na vibração em alta rotação. A partir da geometria de eixo definido e os materiais utilizados, foi realizada uma análise qualitativa, identificando-se os modos e as frequências naturais; para isso, foi utilizado o software comercial Solidworks. Os resultados estão apresentados na Figura 6.8 (SOLIDWORKS, 2012).

O estudo dos modos utilizou a análise em elementos finitos (FEA), com apenas um grau de liberdade, para se definir a frequência natural (ressonante) da peça segundo a Eq. 6.1 (KUROWSKI, 2014). Em outras palavras, a rigidez do mancal foi considerada infinita e a variação da rigidez do eixo com a velocidade foi desconsiderada.

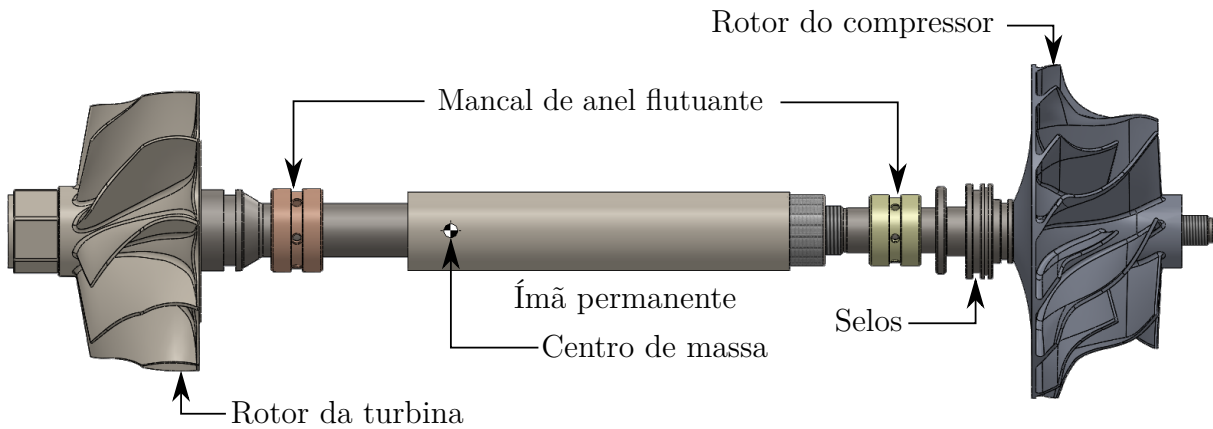


Figura 6.7 – Desenho ilustrativo dos eixo escalonado com seus elementos.

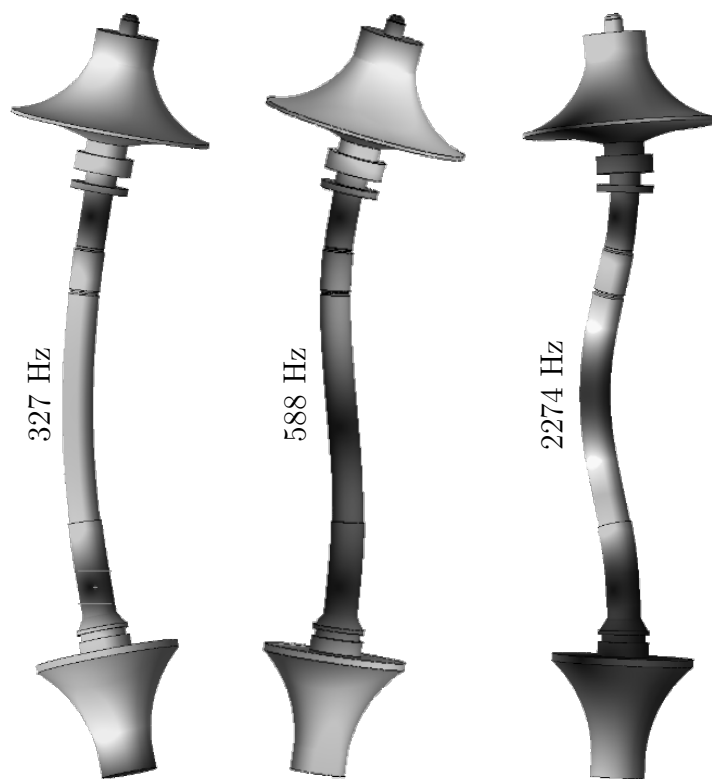


Figura 6.8 – Modos de vibração do conjunto.

$$\omega = \sqrt{\frac{k_{eixo}}{m_{eixo}}} \quad (6.1)$$

Onde ω , k_{eixo} e m_{eixo} correspondem, respectivamente, à frequência natural, à rigidez e à massa do eixo.

Além disso, nessa análise, a massa do ímã foi contabilizada na massa do eixo central e a geometria do ímã foi desconsiderada, pois sua montagem não promove um aumento da rigidez no eixo. Para se realizar uma análise mais completa, os parâmetros de rigidez e de amortecimento cruzados dos mancais precisam ser devidamente conhecidos (ELING; OSTAYEN; RIXEN, 2013).

Dos resultados obtidos na análise por elementos finitos dos modos naturais, podem ser identificados os três primeiros modos, que aparecem, aproximadamente, em 20.000 *rpm*, 35.280 *rpm* e 136.000 *rpm*. A velocidade de operação nominal do sistema está entre o segundo e o terceiro modos. Caso um ou mais modos naturais estivessem à região de operação desejada da máquina, essa frequência poderia ser modificada alterando-se o material, a geometria, o comprimento do eixo ou o mancal (EDE; ZHU; HOWE, 2002).

O mancal de anel flutuante será responsável por proporcionar o amortecimento necessário para que o sistema ultrapasse as regiões de maior intensidade de vibração, i.e. o primeiro e o segundo modo e alcance uma região de operação segura por volta de 100.000 *rpm*, conforme desejado. Por fim, o terceiro modo ocorre em uma faixa acima da velocidade nominal esperada, portanto não representa um problema.

6.4 Balanceamento

Assim como acontecem nos turbocompressores automotivos, mesmo após balancear cada um dos componentes que constituem a microturbina, a desmontagem e, posteriormente, a montagem dos componentes podem produzir o aparecimento de uma nova carga de desbalanceamento.

A microturbina possui mais elementos que o turbo, o que dificulta o processo de balanceamento, mesmo que todos os limites dimensionais admitidos para turbocompressores tenham sido respeitados. A Figura 6.9 mostra a microturbina desmontada, com todos os seus componentes devidamente identificados.

A carência de informações que relacionam a microturbina e sua resposta de vibração implica a necessidade de uma investigação experimental. Com essa finalidade, foi utilizada uma balanceadora de alta rotação capaz de medir os níveis de vibração entre 30% e 110% da velocidade nominal. Para o acionamento do sistema foi utilizado ar comprimido e para a medição da vibração foi empregado um acelerômetro piezoelétrico, posicionado próximo ao mancal do compressor.

As vibrações medidas apresentam para o operador apenas os resultados de vibração síncrona, de modo que as regiões sub- e super-síncrona não são determinadas. Seguindo os mesmos passos do procedimento original, o balanceamento é promovido na porca que fixa o rotor do compressor.

Para prever o comportamento do sistema, os componentes foram discretamente adicionados à microturbina para identificar sua contribuição individual na montagem. Os ensaios foram identificados como casos de análise de "A" a "F", a saber:

- A No primeiro caso a balanceadora é testada apenas com os rotores do compressor e da turbina;

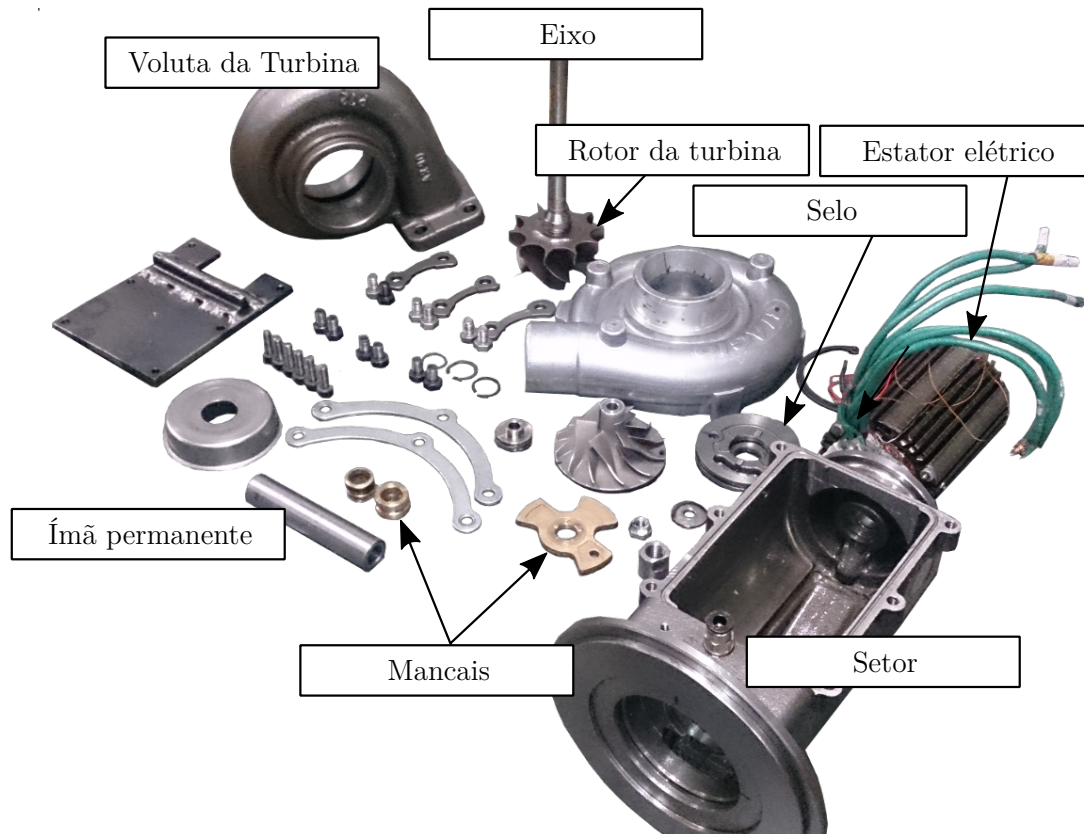


Figura 6.9 – Versão desmontada da microturbina com o gerador interno.

- B Em um segundo momento, é mostrado o resultado de balanceamento inicialmente aplicado ao conjunto compressor e turbina;
- C Em um terceiro momento, são adicionados o estator e uma peça de aço substituindo o ímã permanente;
- D O conjunto com a peça de aço é rebalanceada tentando reduzir ao máximo sua resposta síncrona;
- E A peça metálica é substituída pelo ímã permanentes;
- F O melhor resultado obtido com todo o sistema montado e rodando a uma velocidade de 100.000 *rpm*.

Todos os resultados foram comparados utilizando os mesmos parâmetros da indústria, em que obter uma vibração síncrona abaixo de 1,5 *g* significa que o sistema está bom; com uma vibração síncrona entre 1,5 e 2,5 *g* o conjunto não apresentará defeitos, mas, provavelmente, apresentará ruídos e falhas no sistema de lubrificação; já para medições acima de 2,5 *g* há uma grande probabilidade de que o sistema não conseguirá permanecer em operação por tempo considerável. Os resultados também foram extrapolados para a rotação zero em todos os casos.

6.4.1 Caso A

No primeiro caso foi considerada apenas a montagem dos rotores da turbina e do compressor, previamente balanceados em baixa rotação. O resultado deste caso está apresentado na Figura 6.10.

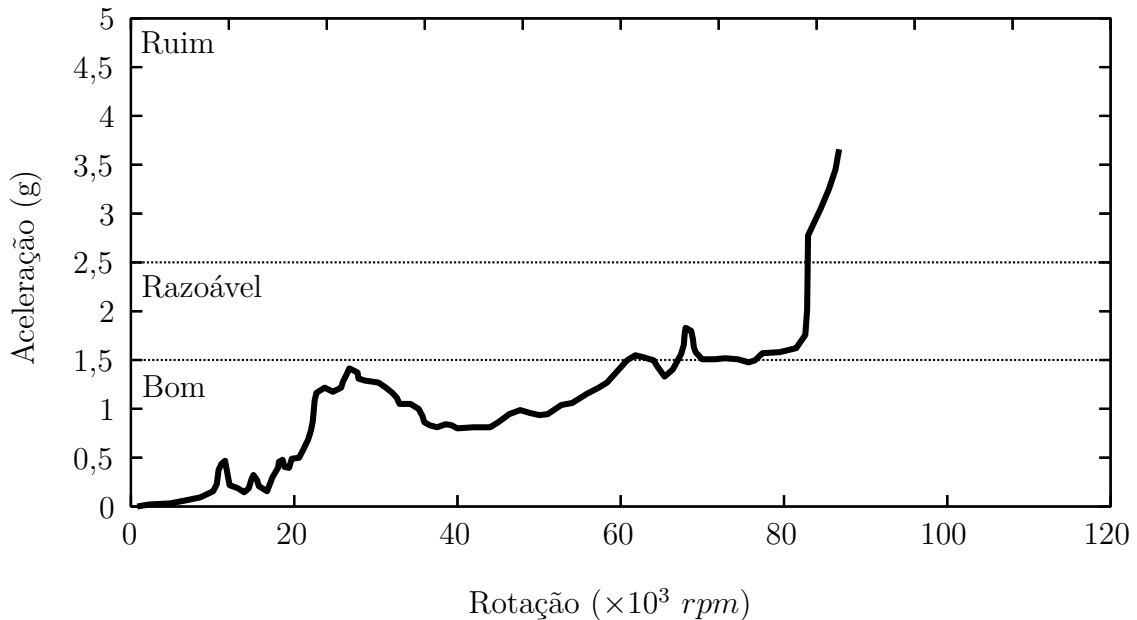


Figura 6.10 – Caso A – Resultado de balanceamento em alta rotação.

Essa situação é a mais comum na indústria de turbocompressores, em que o balanceamento ocorre isoladamente em cada um dos rotores em baixa rotação ($\approx 5.000 \text{ rpm}$). Quando esse sistema é montado e colocado para operar em velocidades mais elevadas, as contribuições de desbalanceamento da montagem aparecem, impedindo que o sistema seja acelerado.

Para solucionar essa situação, o balanceamento é executado removendo massa da porca que se localiza na ponta do rotor do compressor.

6.4.2 Caso B

O caso B apresentado na Figura 6.11 ilustra o resultado do processo de balanceamento adotado. O crescimento da vibração com a rotação é reduzido, permitindo a aceleração do conjunto.

Nota-se ainda que um pico de vibrações se manteve tanto no caso A quanto no caso B. Ao se recorrer à análise das frequências naturais do conjunto, percebeu-se imediatamente a concordância desses picos com o primeiro e segundo modos calculados.

Analisando ainda o caso B, percebemos um vale de vibração entre 60.000 e 70.000 rpm . Observa-se que, ao promover a remoção de massa da porca, foi possí-

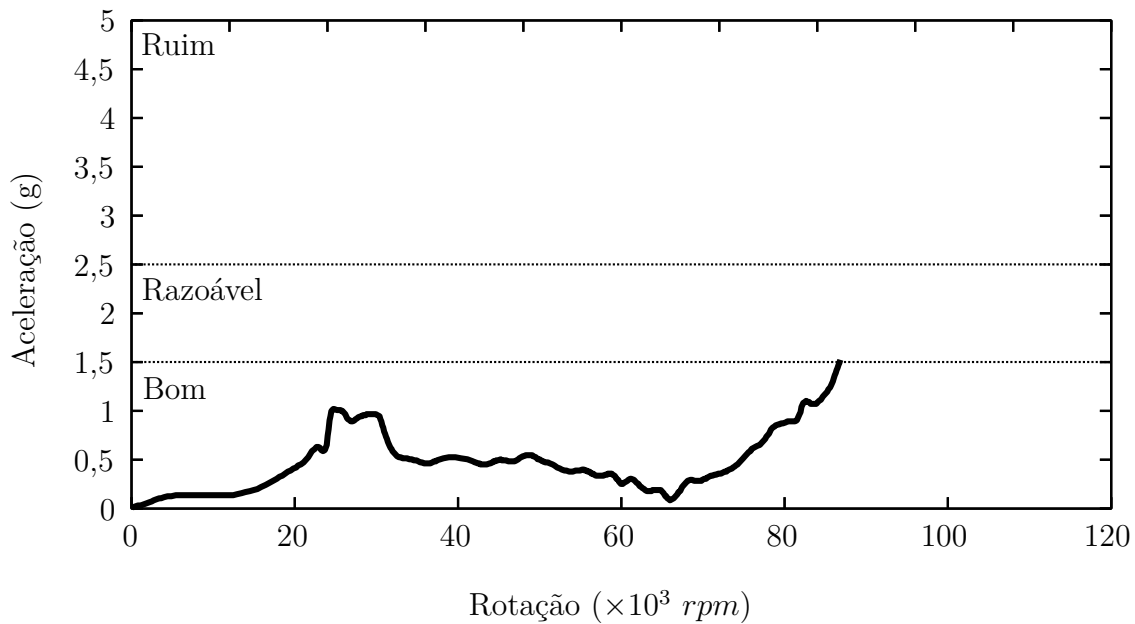


Figura 6.11 – Caso B – Resultado de balanceamento em alta rotação.

vel obter uma região onde todos os componentes, incluindo mancais, selos e rotores, não induzem vibrações no sistema.

6.4.3 Caso C

No terceiro caso, uma peça de aço no formato dos ímãs permanentes e com as mesmas tolerâncias de fabricação foi adicionada. Nesse mesmo conjunto, o estator elétrico também foi adicionado, aumentando a massa total do sistema. Devido ao processo de fabricação, a luva não promoveu aumento na vibração e a resposta do balanceamento pode ser observado na Figura 6.12.

A princípio, as amplitudes identificadas nas frequências naturais aparecem reduzidas. Esse fato pode ser atribuído ao aumento do momento de inércia e possível alteração na rigidez do eixo. A massa desbalanceada ainda existe, mas essa não atua de forma tão significativa para desestabilizar o conjunto. Porém, ao posicionar o estator elétrico a massa total da turbina aumenta, juntamente com sua inércia, e a transmissibilidade ao acelerômetro é reduzida. As amplitudes inicialmente medidas são filtradas pelo aumento de massa no sistema.

6.4.4 Caso D

Partindo da configuração anterior, houve um esforço para balancear ao máximo o conjunto. O resultado deste caso é apresentado na Figura 6.13.

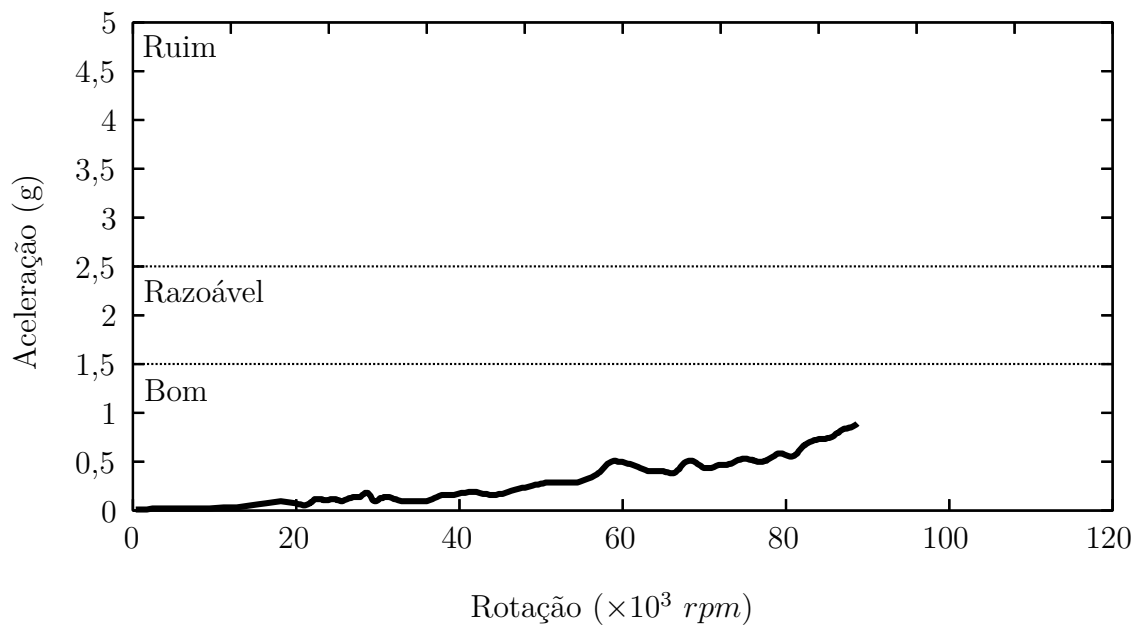


Figura 6.12 – Caso C – Resultado de balanceamento em alta rotação.

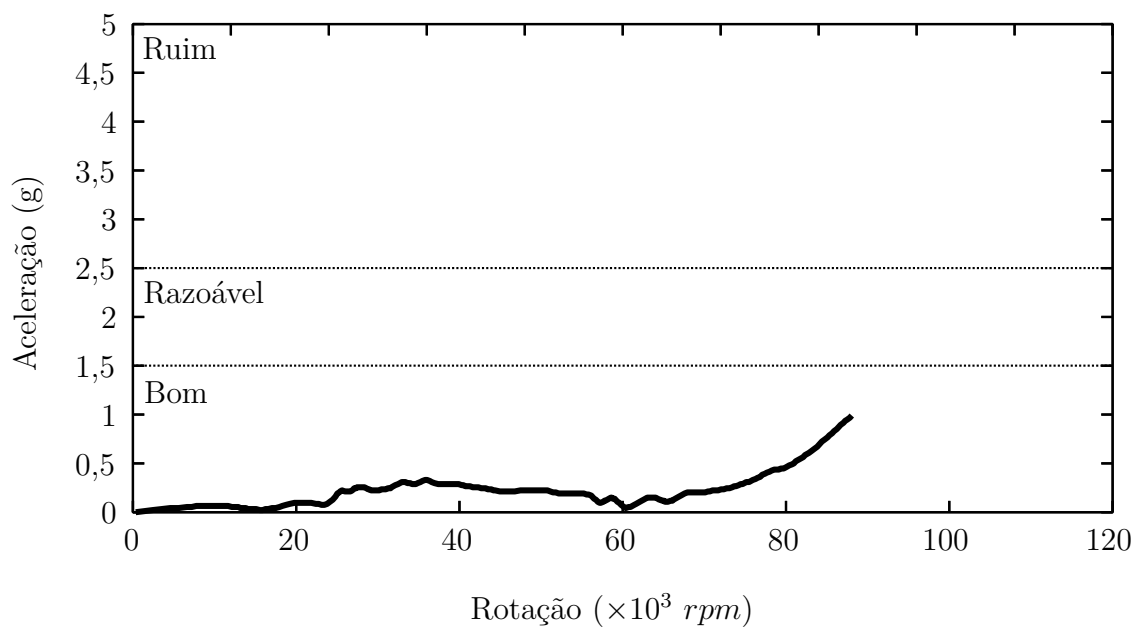


Figura 6.13 – Caso D – Resultado de balanceamento em alta rotação.

O resultado demonstra que alcançar um resultado completamente balanceado para o conjunto é inviável, pois cada um dos componentes ainda terá uma massa residual desbalanceada se tornando predominante, dependendo de onde a massa é removida na porca e da quantidade de massa removida. Além disso, o resultado obtido para um conjunto não é reproduzível em outro conjunto, apenas constituiria indicativos de índice.

6.4.5 Caso E

Para o caso "E" a peça metálica foi substituída pelo ímã permanente e, com isso, surgiu um pico de aceleração no sistema, como identificado na Figura 6.14.

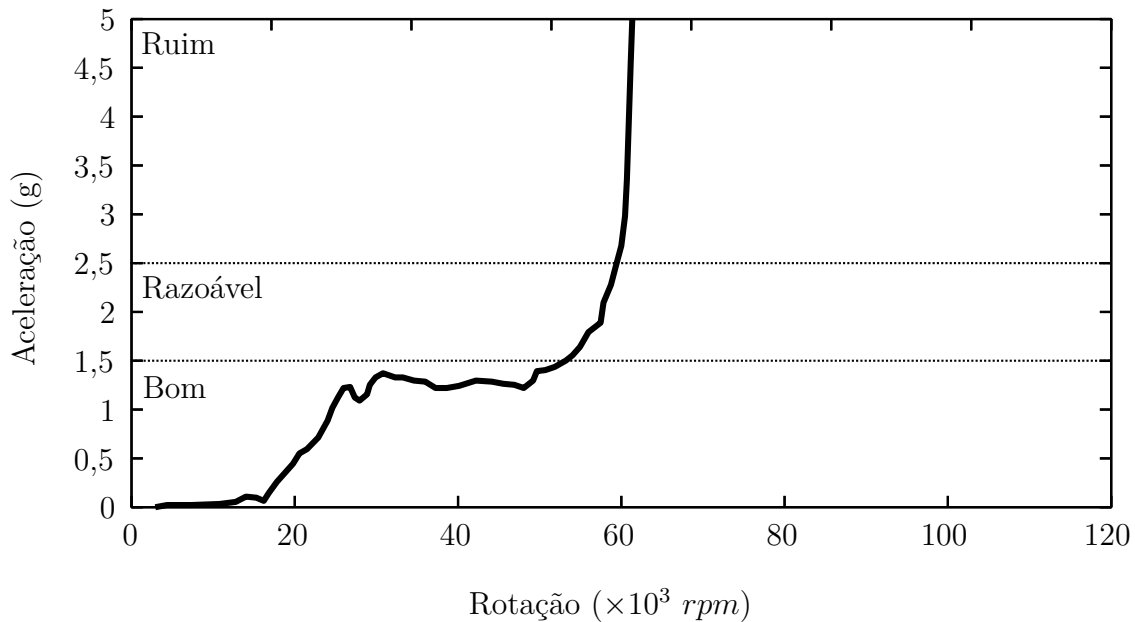


Figura 6.14 – Caso E – Resultado de balanceamento em alta rotação.

A primeira observação conduziu, erroneamente, à identificação de uma massa desbalanceada. O sistema foi desmontado e montado diversas vezes, diversas peças foram refabricadas e, em nenhum dos casos, o pico de vibração foi reduzido. Por fim, todas as peças foram individualmente reavaliadas e foi identificada uma deposição de óleo no colar e no separador do mancal axial, como mostrado na Figura 6.15. Através dessa observação, notou-se que ao montar o ímã permanente, uma pré-carga axial surge no mancal axial, o que provocou o aumento de vibração apresentado.

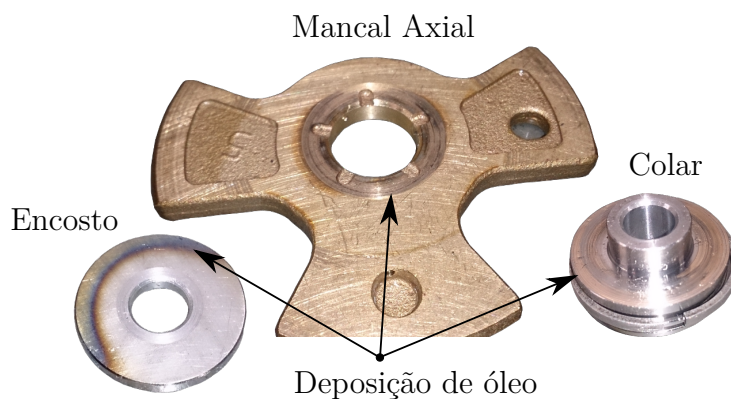


Figura 6.15 – Mancal axial e seus respectivos encostos mostrando a deposição de óleo em função da pré-carga axial.

6.4.6 Caso F

Tentando minimizar o efeito da pré-carga axial, ainda sem estudar a causa, o estator foi cautelosamente reposicionado. Considerando que o ímã permanente é naturalmente atraído pelo estator, ao aproximar o estator do mancal axial uma força magnética axial surge puxando o eixo para a mesma direção. Dependendo do posicionamento do estator, essa força pode aumentar ou diminuir. Após múltiplas tentativas foi possível obter uma carga de mesma intensidade e sentido contrário para anular o primeiro efeito e o resultado alcançado é apresentado na Figura 6.16.

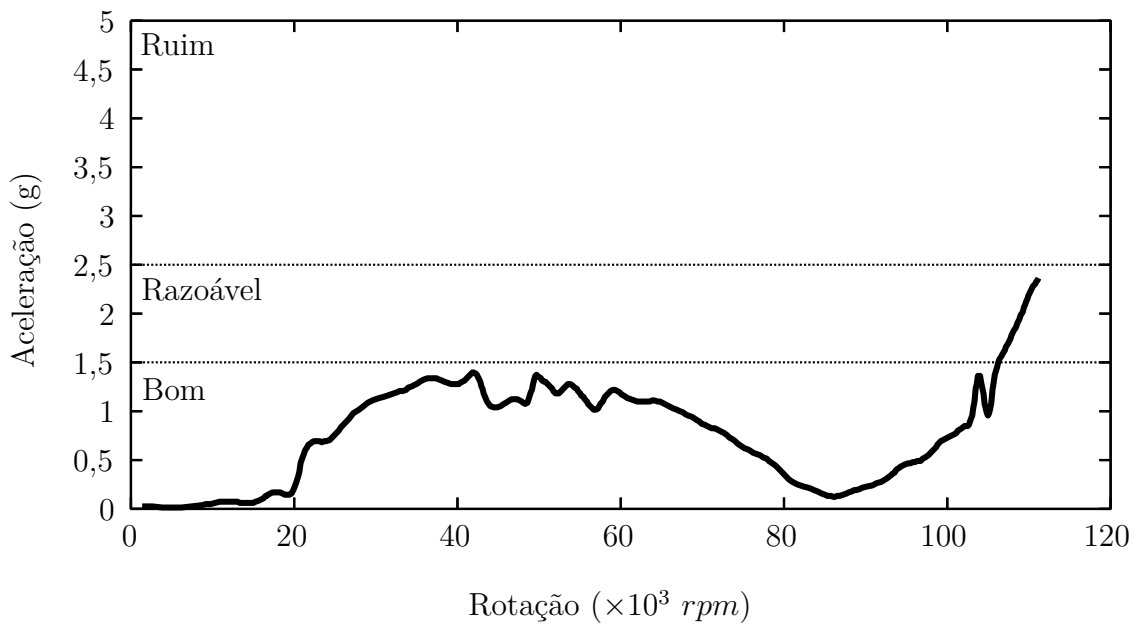


Figura 6.16 – Caso F – Resultado de balanceamento em alta rotação.

Através da última análise, identificou-se a existência de um vale de amplitude de vibração abaixo de 100.000 rpm, essa região é definida, portanto, como a melhor região de operação para a microturbina. Esse vale ainda poderá variar de acordo com a montagem.

6.5 Dispersão Magnética Axial

Para se compreender melhor o efeito da pré-carga no mancal axial, é preciso entender a sua origem. Ao desmontar o ímã permanente, a pré-carga desaparece do sistema.

Considerando que o setor da microturbina é fabricado em ferro fundido, e que o eixo, o selo e também os dois encostos do mancal axial são fabricados em aço, um estudo qualitativo do fluxo de dispersão foi promovido nessa região e está apresentado na Figura ??.

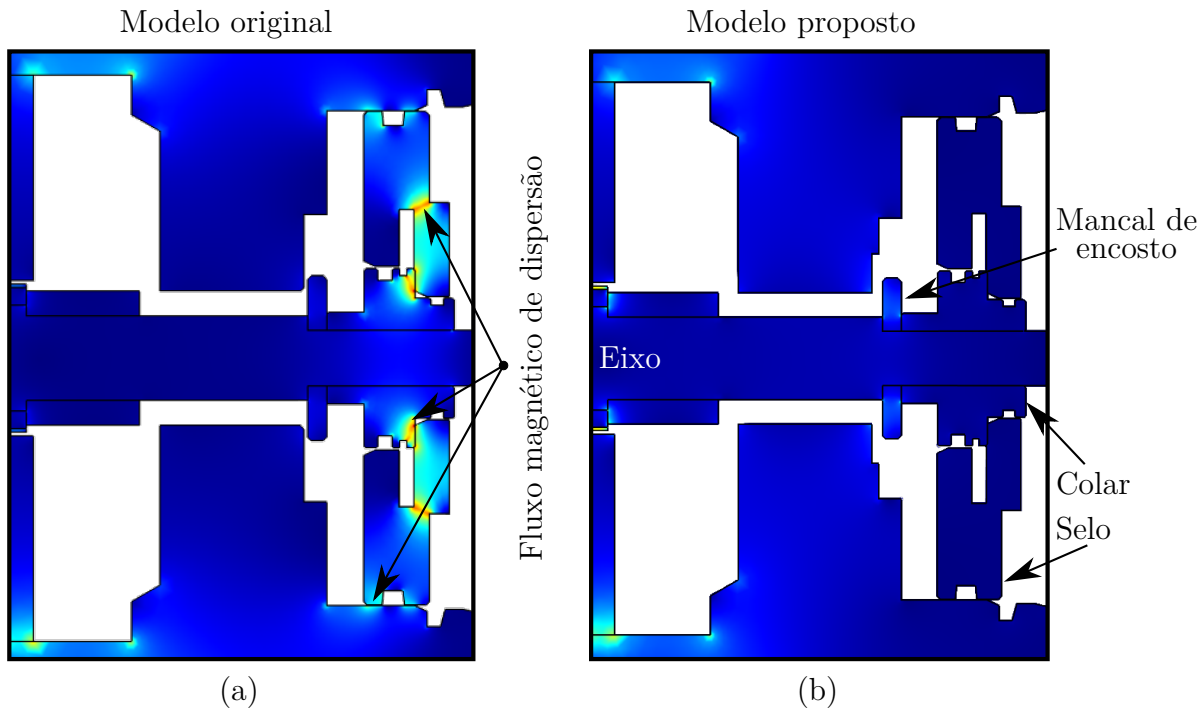


Figura 6.17 – Análise da dispersão de fluxo magnético na região do mancal axial.

Nessa avaliação, é possível perceber um fluxo de dispersão vindo do ímã permanente para o eixo, do eixo para os encostos e dos encostos para o selo e para a carcaça. Essa dispersão produz uma força magnética de atração na mesma direção da pré-carga identificada, e pode ser a origem da instabilidade.

Para solucionar esse problema, o selo será fabricado em alumínio, o colar em Inox e o encosto de Inconel. Além disso, um passo de usinagem será realizado para afastar a carcaça do encosto, para evitar que ocorra a dispersão de fluxo nessa região. Essas modificações serão discutidas em trabalhos futuros e o reposicionamento do estator será adotado como medida paliativa para ensaios de geração de energia.

6.6 Conclusão

Este capítulo reuniu alguns dos passos executados durante o processo de prototipagem da microturbina. Apesar de o desenvolvimento ter sido discutido neste texto de forma contínua, houveram múltiplas realimentações advindas de cada protótipo fabricado.

Para todos os casos, para promover o ganho de velocidade, a montagem está sempre associada a um bom balanceamento. Em segundo lugar, admitir tolerâncias de fabricação menores para as peças contribui para a redução no desbalanceamento e, muitas vezes, elimina a necessidade de se balancear. Assim como no caso do ímã permanente, onde menores tolerâncias na fabricação garantiram melhores resultados operacionais.

O corte por eletroerosão das laminações do estator permite que os centros do

estator e rotor estejam perfeitamente alinhados. E, por fim, garantir a concentricidade dos mancais, evitando prováveis desalinhamentos e instabilidades de operação, também contribui para viabilizar o aumento da faixa da velocidade de operação segura.

O aumento do comprimento do estator dificulta o processo de orientação de entrecentros entre os mancais. Por outro lado, reduzir o comprimento do estator requer um ímã permanente com um diâmetro externo maior.

A dificuldade de se encontrar um fabricante que produza ímãs permanentes com tolerâncias de fabricação compatíveis com as adotadas para o eixo resulta em uma dificuldade para o balanceamento do sistema e operação segura na faixa de rotação de interesse.

7 Resultados

Neste capítulo, são apresentados a bancada de ensaios e os resultados do ensaio utilizando ar comprimido. Além disso, são apresentadas algumas discussões relacionando o modelo teórico e os valores obtidos experimentalmente, e é demonstrada a concordância entre eles.

Sumário

| | | |
|------|--|-----|
| 7.1 | Introdução | 154 |
| 7.2 | Bancada de Ensaios | 154 |
| 7.3 | Procedimentos de Ensaio | 160 |
| 7.4 | Ensaio de Vibração | 160 |
| 7.5 | Ensaio de Densidade de Fluxo | 163 |
| 7.6 | Ensaio de Tensão Induzida | 166 |
| 7.7 | Ensaio de Geração de Energia | 166 |
| 7.8 | Ensaio da Reatância | 170 |
| 7.9 | Ensaio da Microturbina | 172 |
| 7.10 | Discussões Gerais | 175 |
| 7.11 | Conclusão | 179 |

7.1 Introdução

A fabricação da microturbina passou por diversas dificuldades, das quais, diferentes processos de produção foram testados, e alguns segredos da tecnologia industrial e das patentes consultadas foram desvendados. A carência de informações sobre esse sistema, demandou diversas horas de ensaio e investigação. Após cada novo ensaio, o projeto da microturbina foi reformulado, findando por um sistema muito diferente ao primeiro calculado.

O acionamento do sistema também representou um grande desafio, pois a cada modificação promovida, uma nova evolução de velocidade era conquistada. Ao final do processo, a microturbina finalizada utilizava mancais de anel flutuante, de eixos flexíveis, e materiais simples e baratos, confrontando as publicações no tema.

Para promover essa bagagem de conhecimentos, foi utilizado um banco de fluxo para ensaios de turbocompressores automotivos da escola de engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais - Centro de Tecnologia da Mobilidade. O banco foi parcialmente modificado para realização de ensaios. Visando a segurança, e a facilidade operacional, optou-se por utilizar ar comprimido e a energia convertida foi dissipada em uma carga puramente resistiva.

7.2 Bancada de Ensaio

Um banco de fluxo para ensaio de turbocompressores automotivos foi consolidado em 2008 (VENSON; BARROS, 2008). Dentre as utilizações possíveis para esse banco, estão:

- Ensaiar diferentes conjuntos turbocompressor a frio;
- Ensaiar conjuntos turbocompressores em autossustentação com o auxílio de um queimador;
- Controle de combustível para operação autossustentada;
- Medição e controle de vazão mássica na turbina e no compressor;
- Medição e controle da vazão mássica de combustível;
- Medição de pressão e temperatura a montante e a jusante do compressor e da turbina;
- Medição da pressão e da temperatura na câmara de combustão;
- Medição e controle da pressão e da temperatura do óleo de lubrificação do mancal;
- Medição da rotação do conjunto turbocompressor;

- Medição das condições ambientes;

Apesar de ser possível operar com combustíveis, a melhor forma para se caracterizar a microturbina é realizar os ensaios a frio. Por questões de segurança, para não depender de combustíveis e poder interagir com um ambiente não explosivo, será adotado o ar comprimido. A possibilidade de armazenar ar comprimido permite fáceis ensaios dinâmicos, onde apenas uma variação na abertura da válvula é necessária para impor uma variação de pressão na entrada da turbina (BINDER; BENITEZ; CARBONNEAU, 2013; VENSON; BARROS, 2009). O ensaio a frio também faz com que não sejam promovidas elevações de temperatura na turbina além das naturalmente medidas pelas perdas do sistema, permitindo uma melhor orientação de suas origens.

Para fornecer energia suficiente para o ensaio, foram utilizados dois compressores Atlas Copco, modelo GA55VSD-175 AP, os quais, combinados, alcançam uma vazão mássica de até 0,35 kg/s e uma pressão de até 12,5 bar (COPCO, 2012). Essa vazão é suficiente para se realizar o levantamento de mapas a frio para turbinas com potência inferior a 50W.

Para executar o controle de vazão, foram utilizadas válvulas globo Spirax-Sarco comandadas. Além disso, o corpo sede foi fabricado de modo a permitir um controle linear de vazão com a abertura da válvula (ANSI, 2007). Em função dessa característica, a vazão foi calculada pela abertura da válvula e pela diferença de pressão a jusante e a montante. A máxima queda de pressão aceitável na válvula foi de 11 bar, que permite uma operação de até 0,163 *Mach*.

O pleno é responsável por suprir rápidas variações de carga, simulando operação dos turbos. Um pleno da fabricante Ingersoll-Rand, com capacidade de 5 m³ e pressão de trabalho de 11,46 bar, foi posicionado entre os compressores e a válvula controlada.

Para prover a lubrificação dos mancais, foi utilizada uma bomba de óleo de tipo engrenagem, com vazão entre 50 e 900 l/h e com óleo lubrificante Lubrax Tecno 15W-40 a uma pressão média de 3 bar. O modelo da bomba utilizada é o RZR-500-SVA. Esse mesmo sistema possui um radiador para resfriar o óleo lubrificante antes da injeção nos mancais da turbina. A resfriamento do óleo é crítico quando o queimador é utilizado, mas é também ideal para promover o resfriamento da cabeça de bobina do gerador elétrico, permitindo, assim, uma maior densidade de corrente no sistema e uma maior densidade de potência.

A Figura 7.1 apresenta o desenho esquemático do banco de ensaios de fluxo, e a Figura 7.2 ilustra a turbina montada no banco para ensaios.

Nota-se, na figura 7.1, a ausência do queimador no sistema, o que significa que o compressor da microturbina não é utilizado. Isso é vantajoso, pois pode-se considerar que, afora as perdas, toda a energia fornecida para a turbina está sendo encaminhada para

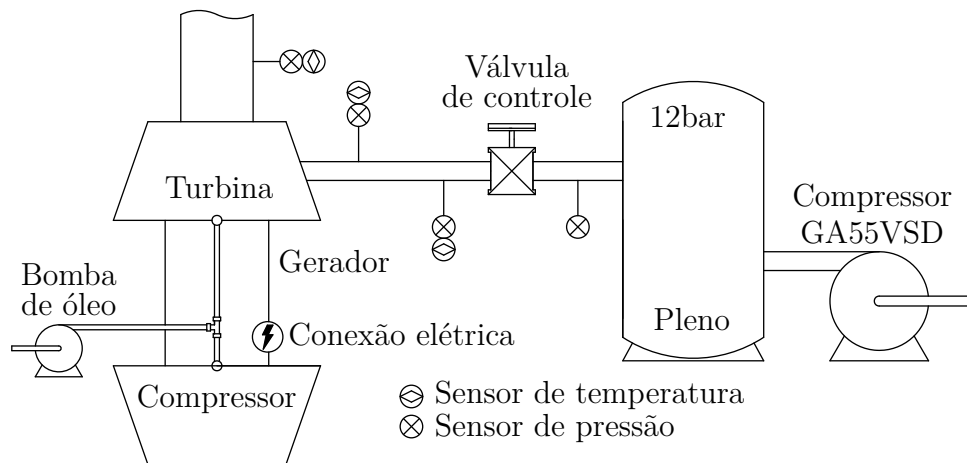


Figura 7.1 – Desenhos esquemáticos da bancada de fluxo para ensaio da microturbina.

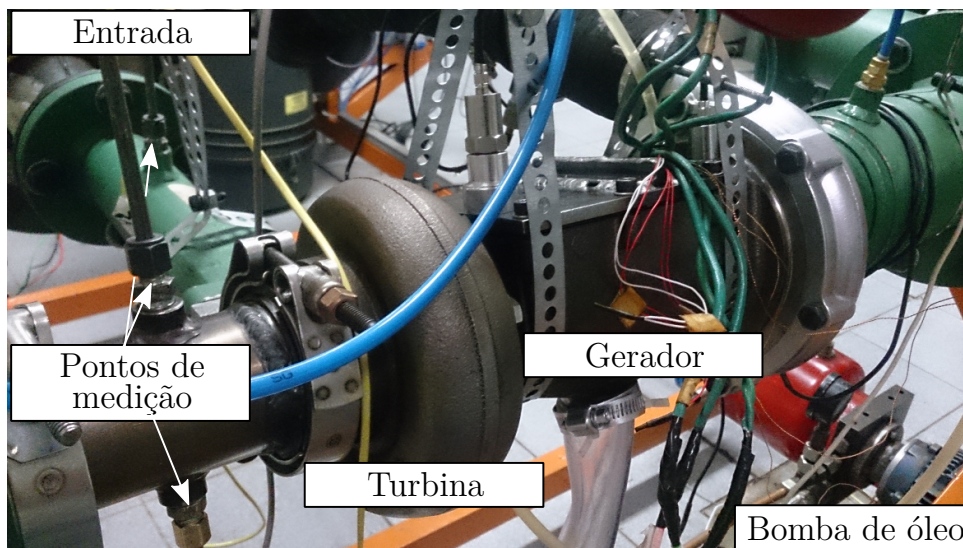


Figura 7.2 – Foto da bancada de fluxo com a turbina montada para o ensaio.

o gerador. Dessa forma, o compressor é mantido aberto para o ambiente, o que reduz ao máximo suas perdas; contudo, a utilização de uma câmara de vácuo seria a medida mais indicada, visto que eliminaria qualquer interação entre as pás do compressor e o ar ambiente.

Sensores de pressão e temperatura foram posicionados na entrada e na saída da turbina e da válvula.

7.2.1 Medição de Temperatura

Para medir as temperaturas, foram utilizados dois sensores de temperatura em redundância, o transdutor *LM-35* da fabricante *National Semiconductors*, que permite uma resolução de $\pm 0,25^\circ\text{C}$, e o Termopar *Tipo K*, que possui uma resolução de $\pm 0,7^\circ\text{C}$; ambos operando com uma faixa de temperatura entre -5 e 25°C .

Apesar de apresentar uma resolução inferior comparada ao *LM-35*, o termopar

apresenta uma resposta mais rápida à variação de temperatura, o que permite uma melhor caracterização transiente dos resultados. Para se garantir a resolução e a rápida resposta do termopar foi utilizado o módulo de aquisição *SCXI-1112* da empresa *National Instruments*, cujas características são apresentadas na Tabela 7.1

Tabela 7.1 – Características do módulo de aquisição NI SCXI-1112.

| Característica | Valor |
|-----------------------------------|--|
| Nº de Canais | 8 |
| Erro de Ganho | 0,1% |
| CMRR | 110 db |
| Incerteza do sensor de junta fria | 1°C |
| Incerteza da medida em °C | -100 a 0 ($\pm 0,9^\circ\text{C}$) 0 a 500 ($\pm 0,7^\circ\text{C}$) |

7.2.2 Medição de Pressão

Para se realizar a medição de pressão após a válvula de controle, foram utilizados os transdutores *MPX* da fabricante *Freescale*. As características desse sensor são apresentadas na Tabela 7.2. A faixa de medição em cada posição é mostrada na Tabela 7.3.

Tabela 7.2 – Características do sensor de pressão MPX.

| Característica | Valor |
|-----------------------|---------------------|
| Tensão de alimentação | 5 V |
| Incerteza | $\pm 2,5\% V_{FSS}$ |
| Tempo de resposta | 1,0 ms |

Tabela 7.3 – Especificação dos sensores de pressão e sua posição de medição.

| Especificação | Faixa de Medição | Posição |
|----------------------|-------------------------|----------------------------|
| MPX5500 | 0 - 50 kPa | Após a turbina |
| MPX5700 | 0 - 500 kPa | Antes da turbina |
| MPX5700 | 0 - 700 kPa | Após a válvula de controle |

7.2.3 Medição das condições ambientes

Foi realizado um mapeamento das condições ambientes. Para a medição da umidade foi utilizado um higrômetro da fabricante *Honeywell*, modelo *HIH-4000-004*. A temperatura

Tabela 7.4 – Características dos sensores ambiente.

| | HIH-4000-004 | LM35 |
|------------------|----------------|----------------------|
| Característica | Valor | |
| Incerteza | $\pm 3,5 \%RH$ | $\pm 0,4 ^\circ C$ |
| Faixa de Medição | 0 – 100 %UR | -55 – 150 $^\circ C$ |

ambiente foi medida por um *LM35* da *Texas Instruments*. E, por fim, um sensor absoluto da *MPX Freescale* foi empregado para medir a pressão ambiente.

Os dados de tensão dos transdutores foram armazenados com o auxílio do equipamento *NI SCXI-1308* a uma frequência de 10 *Hz*, o qual conta com 32 canais de medição para tensão e corrente.

7.2.4 Medição de tensão e corrente

Para se promover a carga conectada ao gerador, foi utilizada uma ponte retificadora trifásica conectada a uma carga constante e puramente resistiva, por meio do barramento c.c. Isso está ilustrado na Figura 7.3. As indicações "A" e "V" se referem, respectivamente, às medições de corrente e de tensão.

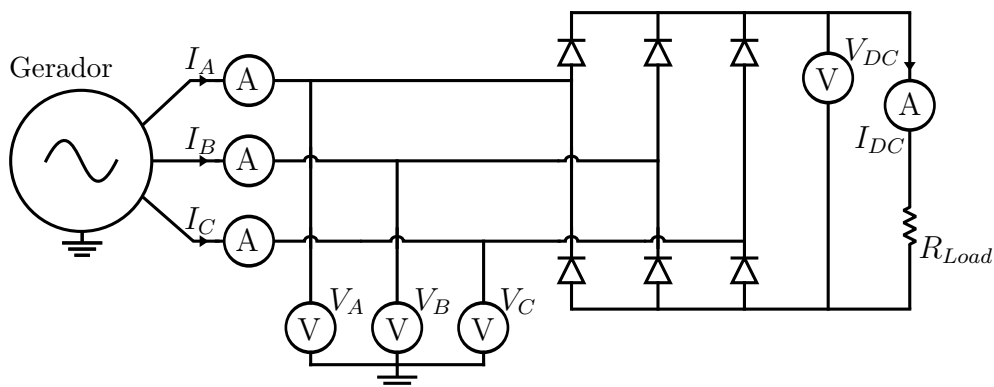


Figura 7.3 – Desenho esquemático da bancada de geração de energia.

A elevada velocidade de rotação demanda um sistema de aquisição que seja rápido o suficiente para salvar os quatro valores de tensão e os quatro valores de corrente. Para isso, foi elencado o módulo *NI myRIO-1900* capaz de obter dados a uma taxa de 500 *kS/s* multiplexados entre todos os canais.

A medição de tensão no gerador foi realizada através de um circuito condicionador de sinais, apresentado na Figura 7.4, sendo que as tensões foram referenciadas ao terra e por esse motivo o gerador foi conectado em "Y" – aterrado. A medição de corrente foi promovida por meio dos transdutores *ACS712-5A* e *ACS712-20A*. As faixas de medição e incerteza são apresentadas na Tabela 7.5.

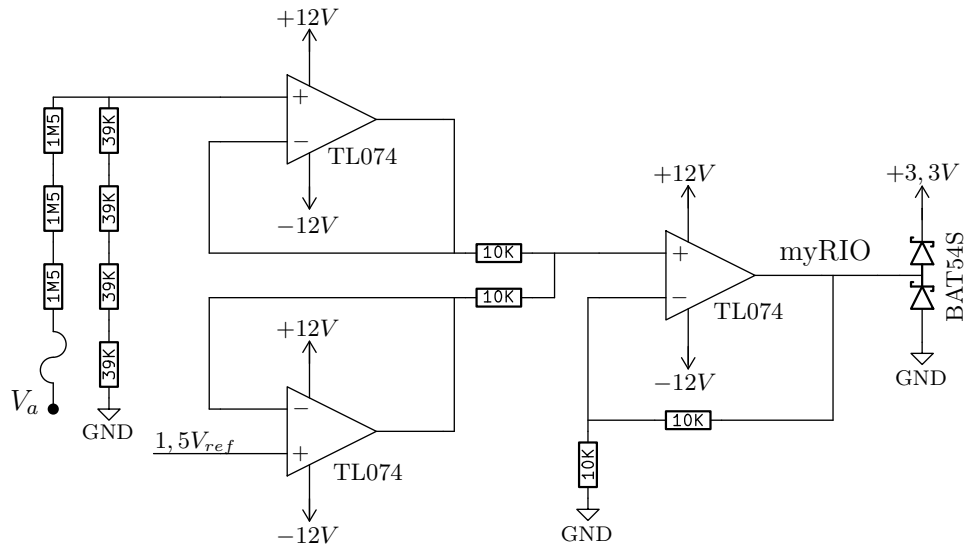


Figura 7.4 – Circuito condicionador de tensão por fase do gerador.

Tabela 7.5 – Características dos condicionadores de tensão e corrente.

| | Tensão | ACS712-5A | ACS712-20A |
|------------------|--------------|-------------|-------------|
| Característica | Valor | | |
| Incerteza | $\pm 1,6 \%$ | $\pm 1,5\%$ | $\pm 1,5\%$ |
| Faixa de Medição | $\pm 185 V$ | $\pm 5 A$ | $\pm 20 A$ |

7.2.5 Medição de vibração

Um dos indicadores de operação segura da microturbina é sua vibração. Caso o nível de vibração da microturbina em operação esteja fora dos limites definidos como seguros, faz-se necessária a investigação dos fatores que estejam causando essa vibração.

Por meio da vibração é possível identificar problemas de montagem, i.e. eixos empenados, desalinhamento, entre outros. Para a microturbina, são esperados índices de vibração exclusivamente síncronos, causados pela excentricidade de massa, e vibração sub-síncrona causada pelas instabilidades dos mancais. Para realizar essa medição, foram utilizados os acelerômetros ICP–UAD1000T da fabricante Hurricane (HURICANE, 2016), que tem seus dados apresentados na Tabela 7.6. Os acelerômetros foram fixados com cianocrilado na carcaça, um logo acima do mancal da turbina e outro no mancal do compressor.

Assim como acontece com a tensão e a corrente, faz-se necessário salvar os dados em uma alta taxa de armazenamento de dados. Para isso, será utilizado o módulo *NI SCXI-1530* específico para medição de vibração com acelerômetros.

Tabela 7.6 – Características do acelerômetro ICP–UAD1000T.

| Característica | Valor |
|---------------------------|------------------|
| Faixa de Medição | $\pm 5 g$ |
| Largura de Banda | $0,2 - 8 kHz$ |
| Sensibilidade | $1000 mV/g$ |
| Corrente de operação | $4 mA/24 V_{DC}$ |
| Frequência de Ressonância | $25 kHz$ |

7.3 Procedimentos de Ensaio

Durante o ensaio, o pleno foi preenchido a uma pressão aproximada de 8 bar. Além disso, a pressão na entrada da turbina foi definida pela abertura da válvula de controle. Para cada posição de abertura, foi calculada a vazão e foram armazenados os valores de pressões e temperaturas. Os dados de tensão, corrente e vibração também foram salvos para serem tratados posteriormente.

Adotando-se esse procedimento, a turbina foi lentamente acelerada até atingir os níveis de vibração considerados aceitáveis para operação, quando, então, se iniciou o processo de fechamento da válvula, que foi promovido até a parada total. Esse processo foi repetido inúmeras vezes, sendo que, para cada ciclo de ensaio, o valor da resistência elétrica conectada ao barramento de tensão contínua foi substituído por um valor ligeiramente maior. Esse procedimento foi promovido ensaio a ensaio até atingir a máxima corrente admissível nos condutores, com o menor valor de resistência permissível.

Esse mesmo procedimento foi realizado com a resistência elétrica desligada para medir o fluxo gerador nas bobinas exploradoras, a tensão induzida. De posse dessas medições, foi possível comparar os valores de projeto com os resultados ensaiados.

7.4 Ensaio de Vibração

Desligando-se a carga elétrica da bancada, acelerando-se a microturbina e armazenando-se os dados medidos no tempo de aceleração, foi possível definir o espectro de vibração do sistema em diferentes velocidades de operação. Era esperado um resultado semelhante ao apresentado no capítulo 6.

Nessa situação, deve-se considerar que a resposta de vibração do sistema se altera a cada momento em que é desmontado e remontado, demandando sempre a substituição de sua porca e a execução de um novo balanceamento. Além disso, a pré-carga do mancal axial implica no posicionamento manual do estator na direção axial.

Para um sistema com folgas de algumas dezenas de micrometros no mancal, um

posicionamento manual é extremamente difícil, principalmente visando índices de vibração inferiores a $1,5 g$. Uma vez que é grande a dificuldade de se remontar o sistema com tão estreita faixa de tolerâncias, o sistema apresenta um novo perfil distinto a cada remontagem, não promovendo repetibilidade de resultados entre as montagens.

Durante esse repetitivo processo, tanto resultados muito bons quanto resultados ruins foram obtidos. Para demonstrar a influência do procedimento de remontagem dos componentes nos níveis de vibração do sistema, dois gráficos em cascata são apresentados em dois instantes de tempo diferentes.

7.4.1 Primeiro Ensaio de Aceleração

No primeiro ensaio realizado, foi possível atingir a rotação de 100.000 rpm . O perfil de aceleração síncrono seguiu o mesmo perfil obtido na balanceadora de alta rotação, como pode ser observado na Figura 7.8.

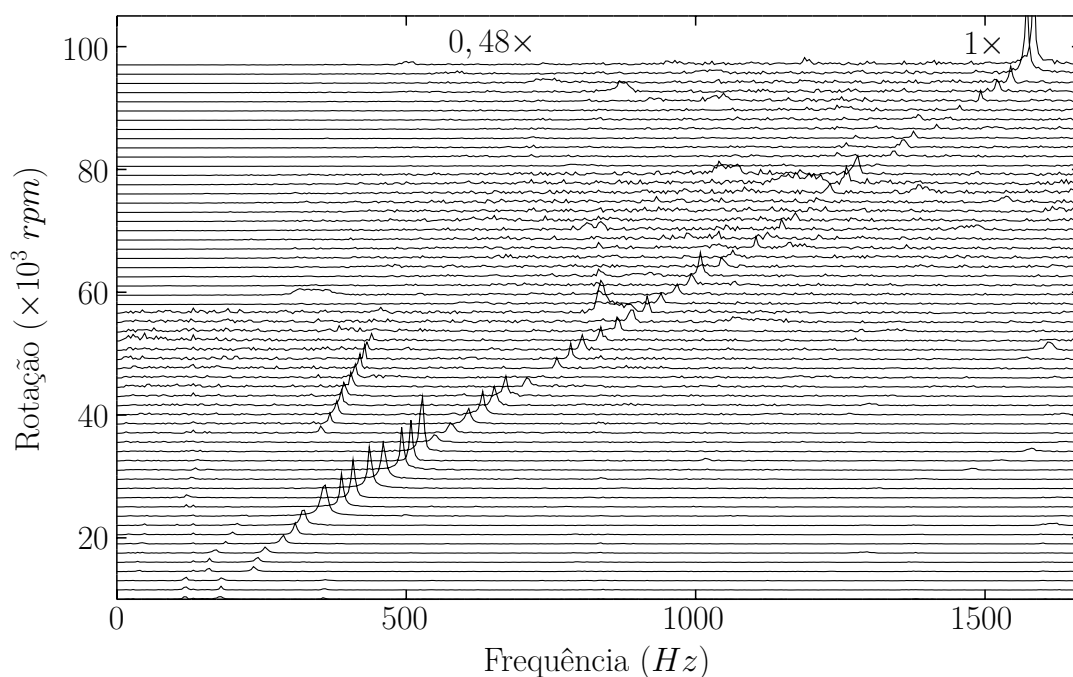


Figura 7.5 – Diagrama de cascata da microturbina construída com um bom resultado de montagem.

Analisando-se ainda os dados levantados neste ensaio, identificou-se uma amplitude maior de vibração em 391 Hz para o primeiro modo e em 569 Hz para o segundo modo. Na região sub-síncrona aparecem os efeitos do mancal de filme fluido.

O segundo harmônico do primeiro e do segundo modo ocorreram a 735 Hz e 1003 Hz respectivamente, como previsto no capítulo anterior.

7.4.2 Segundo Ensaio de Aceleração

O segundo ensaio demonstra o efeito da pré-carga no mancal axial atuando no segundo harmônico síncrono, conforme pode ser observado na Figura 7.6.

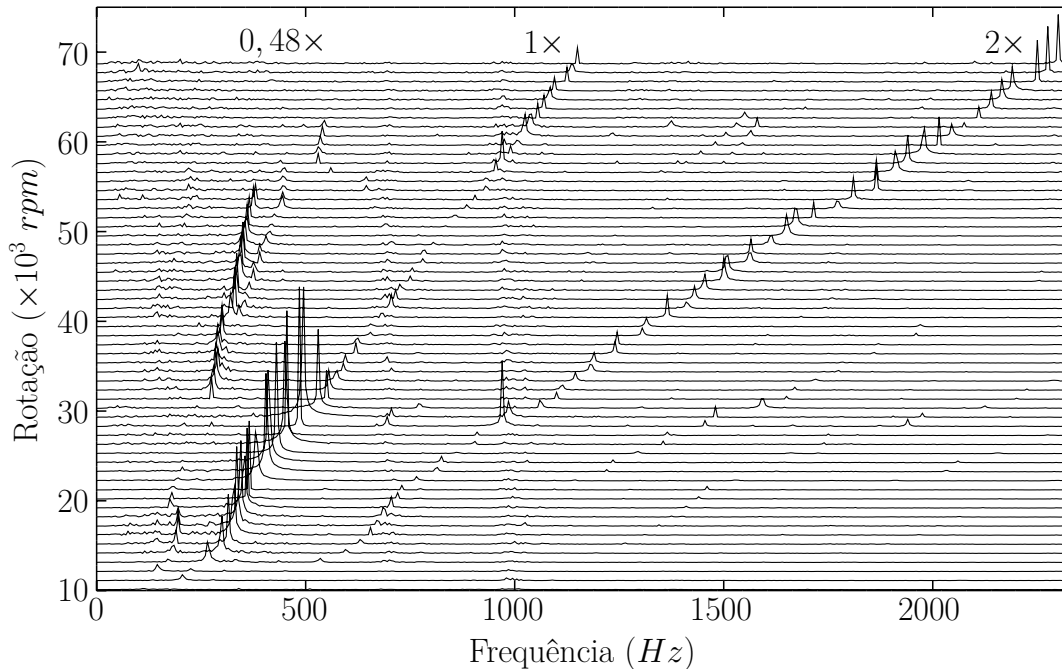


Figura 7.6 – Diagrama de cascata da microturbina construída com um resultado insatisfatório de montagem.

Utilizando a balanceadora, que apresenta apenas a resposta síncrona, não é identificado o efeito supersíncrono. Nesse ensaio, não foi possível ultrapassar a velocidade de 70.000 *rpm*, por questão de segurança, tendo em vista a amplitude máxima de vibração.

Nessa mesma condição ruim, a instabilidade criada pelo mancal é maior, assim como a resposta na frequência natural. Uma possível explicação para esse fato se dá pelo batimento nas respostas radiais, causados pela carga no mancal axial.

Tendo em vista os dados levantados nos dois ensaios e o que foi observado a partir deles, espera-se que a troca dos componentes ferromagnéticos na região do mancal axial, conforme apresentado no Capítulo 6, permita uma maior repetibilidade nos resultados de montagem por eliminar toda a pré-carga axial provocada pelo fluxo de dispersão.

Pela carência de repetibilidade observada nos dois resultados, optou-se por colocar carga elétrica até uma rotação entre 60.000 e 70.000 *rpm*, garantindo que, em ambos os casos de montagem satisfatória ou insatisfatória, o sistema ainda irá operar dentro dos limites de segurança de vibração.

7.4.3 Resposta de Vibração Síncrona

Definido o limite de velocidade, todos os ensaios utilizando carga elétrica foram medidos com os acelerômetros posicionados nos mancais. As amplitudes de vibração do compressor e da turbina foram medidas. Os resultados, para ambos os casos, são apresentados na Figura 7.7, identificando apenas a componente síncrona.

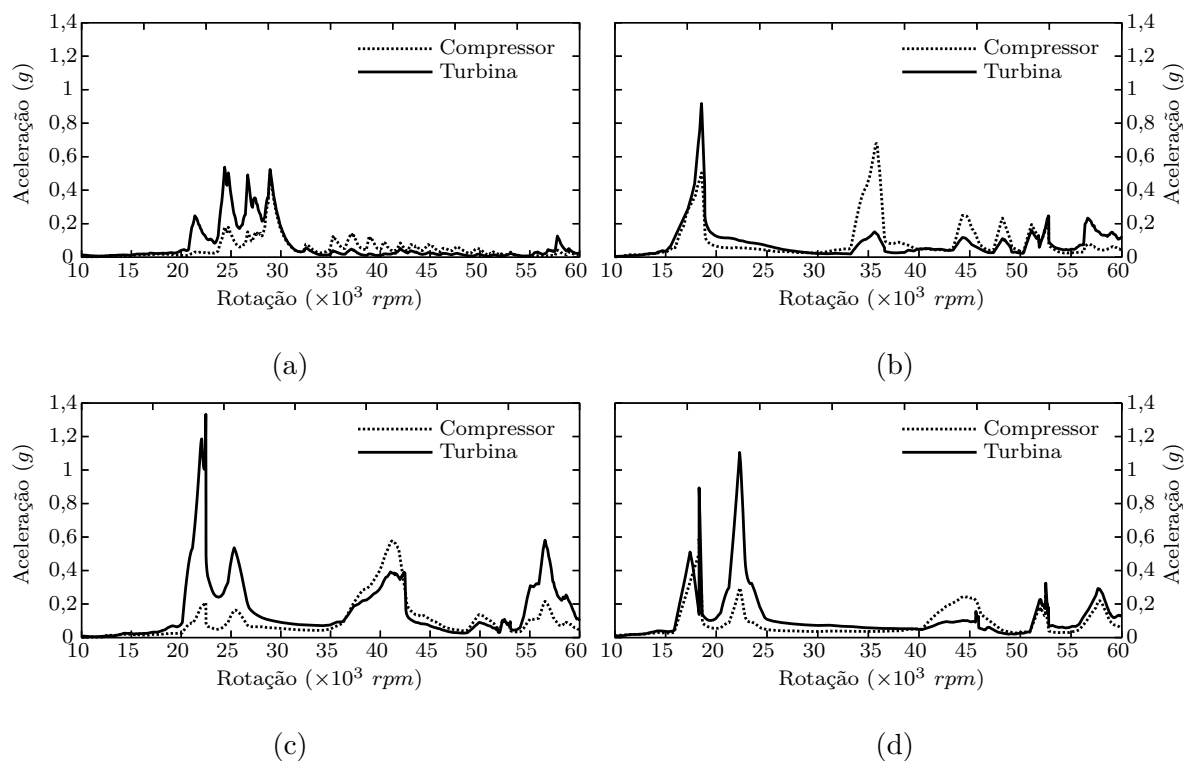


Figura 7.7 – Aceleração síncrona do eixo da microturbina em função da sua rotação para diferentes cargas elétricas: (a) Sem carga; (b) 1,2 kW ; (c) 2,2 kW e (d) 2,9 kW de carga elétrica na rotação de $60 \times 10^3 \text{ rpm}$.

Nessa situação, a presença da carga elétrica altera a resposta do sistema, causando variação nos picos de aceleração previamente medidos, seja alterando sua amplitude ou a velocidade em que ocorre determinado pico.

Essas mudanças podem ser atribuídas ao mancal, o qual, em condições diversas de carga, pode apresentar parâmetros diferentes de rigidez e de amortecimento devido à variação da espessura do filme de óleo formado. Uma análise criteriosa deve ser promovida visando elucidar esse efeito no sistema. Para isso, faz-se necessário um controle ativo de carga e uma eletrônica de potência, que serão estudados em trabalhos futuros.

7.5 Ensaio de Densidade de Fluxo

O ensaio de densidade de fluxo visa caracterizar o ímã permanente e sua densidade de fluxo, para verificar se este está de acordo com a especificação do fabricante. O

ímã definido, Classe N48H, possui uma densidade de fluxo remanente que pode estar compreendida entre 1,37 e 1,47 T. Para uma melhor caracterização desse fluxo magnético foram usados dois procedimentos de caracterização: medição direta e medição indireta utilizando bobinas exploradoras.

Para a medição direta, foi utilizado o Gaussímetro $3^{1/2}$ dígitos, da fabricante *Phywe*, capaz de aferir uma densidade de fluxo contínuo de até 2 T em circuito magnético aberto.

No método da medição indireta, o gerador foi acionado até atingir cerca de 70.000 rpm e as ondas de tensão geradas pelas bobinas exploradoras foram armazenadas. Para cada uma das bobinas, a densidade de fluxo pode ser estimada pela tensão gerada no enlace de fluxo apresentado na Eq. 5.2.

É importante frisar que um dos processos de fabricação adotados envolveu retificar o ímã permanente para se obterem as mesmas tolerâncias geométricas do eixo, esse procedimento visou reduzir os problemas de balanceamento pelo ímã permanente. Por outro lado, é natural concluir que o fluxo remanente do ímã tenha reduzido através dessa retificação. Essa conclusão se deve, primeiramente, à grande sensibilidade do ímã permanente às elevações de temperatura causadas pelo processo abrasivo; mesmo em um ambiente em que a temperatura era controlada e o ímã permanente era resfriado. Em segundo lugar, a oxidação que se dá na superfície do ímã permanente pela remoção de seu revestimento superficial.

Tendo sido obtida uma montagem considerada satisfatória do ponto de vista mecânico, foram realizados os dois métodos de medição do fluxo magnético do ímã permanente. Tanto no método direto quanto no método indireto, foi medida uma densidade de fluxo remanente de 1,27 T à temperatura ambiente. Esse valor significa uma redução de 10% da densidade de fluxo, em relação ao valor especificado pelo fabricante. Essa redução impacta diretamente na potência do gerador, uma vez que, na realidade, será gerada uma potência menor que a calculada.

Ao longo de 12 meses, diversos testes foram conduzidos visando compreender melhor a influência oriunda da pré-carga axial. Durante esse período, foi observada uma redução considerável no valor da tensão induzida. Em todas as situações de medição de tensão, o gerador operou sem carga e não atingiu temperaturas elevadas o suficiente para poder provocar uma desmagnetização do ímã permanente. Partindo dessa observação, logo que foi identificada essa variação entre os valores medidos, o ímã foi novamente desmontado, todo o processo de medição direto e indireto foi refeito e, desta vez, uma densidade de fluxo de 1,08 T foi obtida.

O resultado da tensão gerada pelas bobinas exploradoras é apresentado na Figura 5.18. A grande concordância entre o valor medido e o valor calculado demonstra a

densidade de fluxo remanente em concordância com o valor apresentado. A significativa semelhança do valor medido com o valor calculado demonstra que a densidade de fluxo remanente de 1,08 T está em concordância com o valor medido.

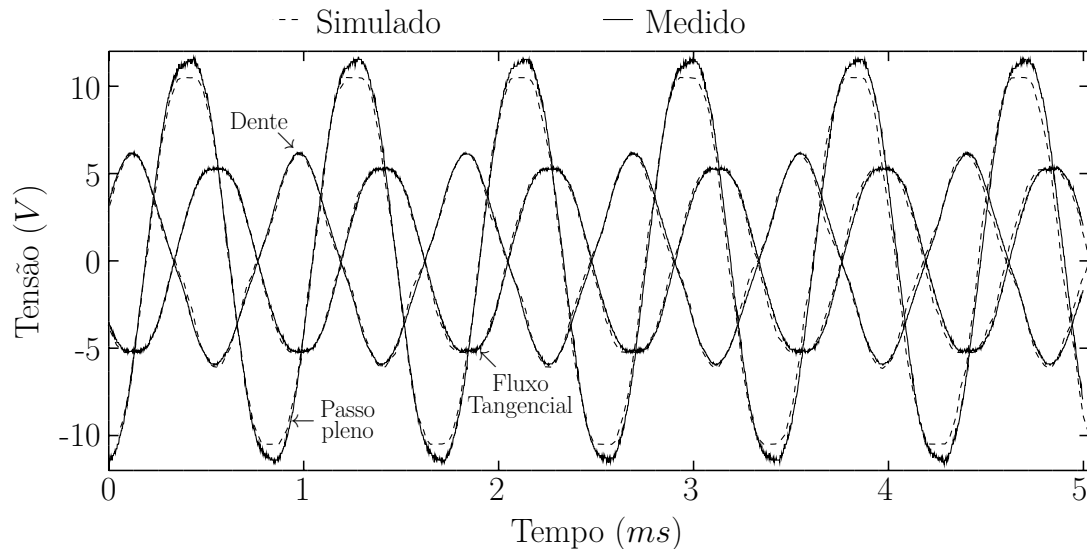


Figura 7.8 – Resultado comparativo entre a tensão medida e a tensão simulada para as bobinas exploradoras no gerador elétrico, indicadas na Figura 5.18.

Essa redução da densidade de fluxo em relação ao valor obtido originalmente, provavelmente por efeito do tempo decorrido, tem ligação direta com o processo de oxidação do material. Uma explicação possível para essa redução é que o ímã, ao ser usinado, teve o seu revestimento removido e isso fez com que o processo de oxidação fosse iniciado, e essa oxidação não cessou mesmo após a aplicação de um novo revestimento. Outra possibilidade seria uma aplicação incorreta ou falha do revestimento.

Com uma indução remanente no ímã próxima a 1,08 T, a redução de potência chegou a 24%. Logo, todo o procedimento de cálculo apresentado no capítulo anterior foi refeito. A tensão induzida inicialmente calculada como 302,9 V reduziu para 240,0 V. A potência final estimada passou de 7,23 kW para 5,73 kW e os novos resultados são apresentados na Tabela 7.7.

Tabela 7.7 – Parâmetros elétricos do gerador operando a 70.000 rpm após redução do fluxo magnético para 1,08 T.

| Parâmetros | Valor |
|-----------------|---------|
| Tensão de Linha | 240,0 V |
| Corrente | 13,8 A |
| Potência Ativa | 5,73 kW |

Para demonstrar o efeito da redução da densidade de fluxo remanente do ímã, foram

reproduzidos dois ensaios de tensão induzida em função da velocidade de operação. Os dois ensaios foram realizados com seis meses de diferença e linearizados por uma interpolação. Os resultados apresentados na Figura 7.9 demonstram que, em altas rotações, é visível a redução do potencial elétrico de um ensaio para o outro. Ainda através dos dados experimentais sem interpolação, percebem-se o efeito do skin magnético e a alteração da tensão induzida pelo comportamento do aço elétrico.

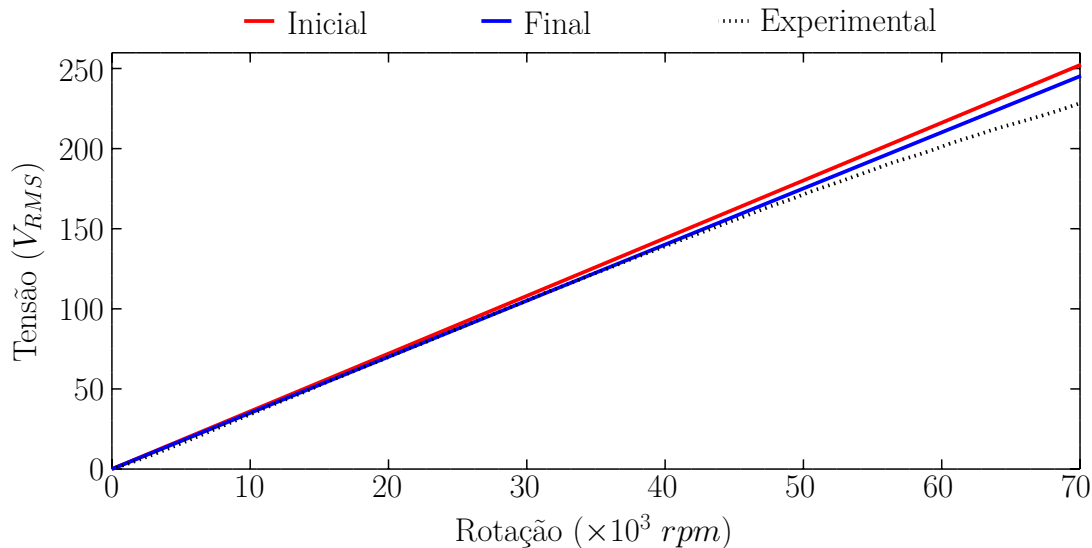


Figura 7.9 – Resultado da tensão induzida em função da rotação em dois ensaios realizados com 6 meses de diferença.

Em trabalhos futuros, um novo esforço deve ser feito para reduzir a excentricidade de massa no ímã permanente, sem que seja necessária a sua usinagem, para não reduzir a densidade de fluxo, promovendo-se, assim, o aumento da potência.

7.6 Ensaio de Tensão Induzida

Uma forma alternativa para se validar a densidade de fluxo medida é por meio da comparação do valor real da tensão induzida com o valor calculado. Na Figura 7.10, é apresentado o resultado para esse ensaio, considerando-se a mesma velocidade de operação, igual a 70.000 rpm.

7.7 Ensaio de Geração de Energia

A semelhança entre os valores medidos e calculados de tensão induzida servem como validação para todos os procedimentos para o dimensionamento do gerador elétrico, apresentados até aqui - desde o processo da caracterização das perdas do núcleo ferromagnético, passando pelo procedimento da otimização da densidade de fluxo no núcleo do estator,

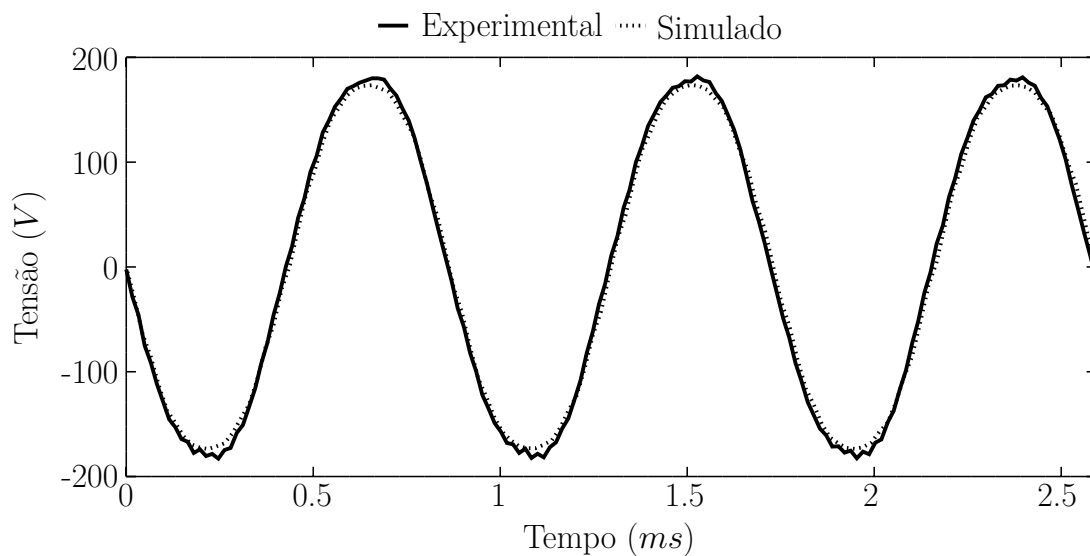


Figura 7.10 – Resultado comparativo entre a tensão induzida e a tensão simulada a uma rotação de 70.000 *rpm*.

até a estimativa do remanente de fluxo no ímã permanente. O aumento desse potencial elétrico pode ser facilmente promovido retomando o esforço de fabricação, preservando o ímã permanente sem promover nenhum processo de usinagem.

Considerando a concordância da tensão induzida, a geração de energia fica, então, sujeita à capacidade do sistema de conduzir a corrente de projeto estimada em 13,8 A, conforme apresentado no capítulo 5.

A corrente que se estabelece no sistema está sujeita à tensão do barramento CC e ao valor da carga. A carga utilizada não é um resistor elétrico variável, mas sim uma associação em paralelo de diversas cargas puramente resistivas. Cada combinação possui um valor de resistência distinto.

Diversos ensaios, com variações de carga entre 0,1 a 4 kW, foram promovidos. Foi observado que, à medida em que a carga elétrica e a velocidade de operação aumentavam, e conseqüentemente a frequência, a reatância síncrona crescia, juntamente com seus efeitos. A conexão do gerador com a ponte retificadora promove o aparecimento de harmônicos na tensão terminal, os quais podem ser observados na Figura 7.11.

Para o ensaio de geração, a opção por operar a microturbina a uma velocidade de 64.000 *rpm* busca promover uma tensão RMS compatível com a aplicação em baixa tensão, i.e. 110,0 V_{RMS} ou 155,6 V_p . Devido à distorção provocada, e um pico de tensão de medido de 161,5 V_p , a tensão efetiva ficou menor que a esperada, sendo igual a 103,0 V_{RMS} . O resultado completo é apresentado na Tabela 7.8.

Caso a onda de tensão induzida fosse puramente senoidal, a potência obtida seria de 3,5 kW, demonstrando a necessidade de um retificador controlado para operar em conjunto

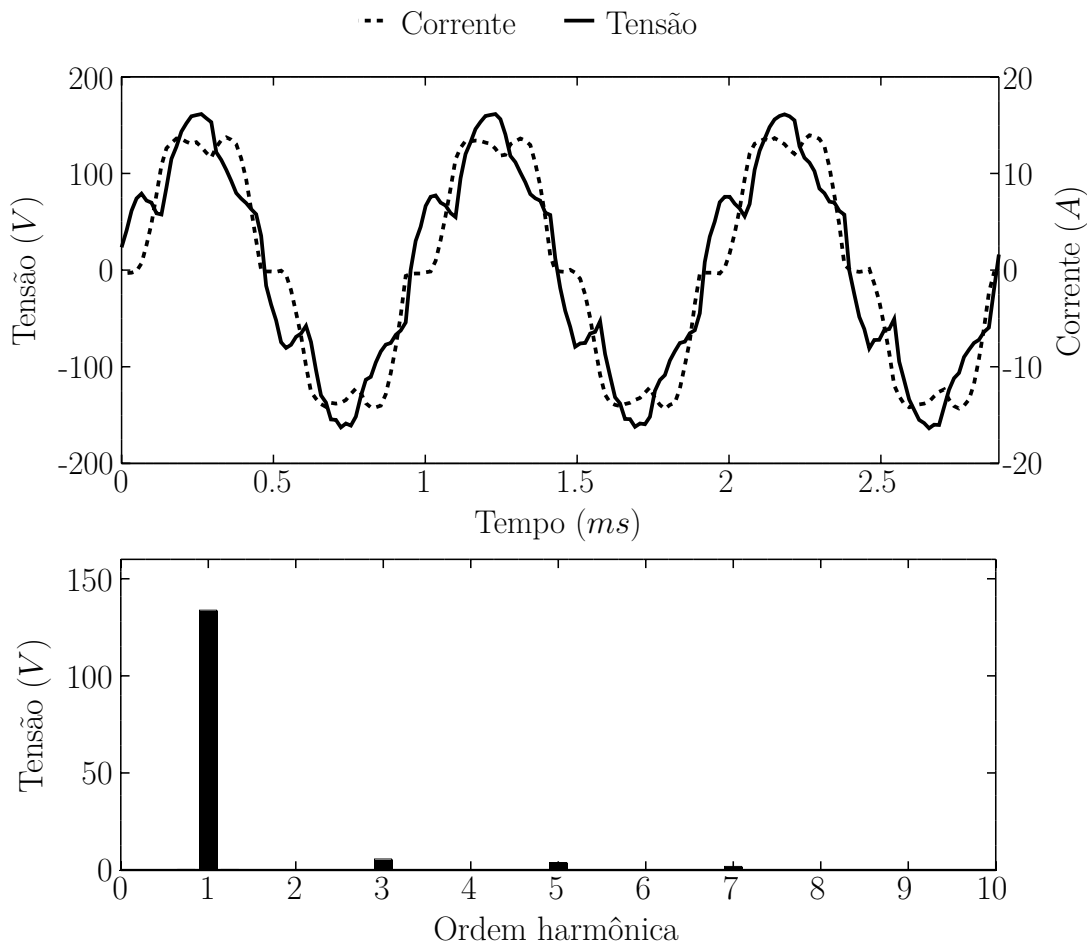


Figura 7.11 – Resultado do ensaio de geração de energia operando a uma velocidade de 64.000 *rpm* – 3 kW.

Tabela 7.8 – Resultados de tensão e corrente para geração de energia – 3 kW.

| Parâmetros | Valor |
|-----------------------------------|---------------------------------|
| Tensão de Fase | 103,0 V_{RMS} /161,5 V_{pk} |
| V_{pico}/V_{RMS} | 0,638 |
| Corrente | 10,4 A_{RMS} /13,9 A_{pk} |
| Densidade superficial de corrente | $4,94 \times 10^6 A/m^2$ |
| Potência ativa | 3 kW |

com o gerador. Ainda nesse ensaio, foi medida, na cabeça de bobina, uma temperatura de operação de 98°C, para uma densidade superficial de corrente de apenas $4,94 \times 10^6 A/m^2$ para um condutor esmaltado *Classe F* (NEMA, 2008). A baixa densidade de corrente pode ser justificada em função das elevadas perdas produzidas no núcleo de estator, que reduzem a capacidade de condução de carga dos condutores. No intuito de contornar a elevação de temperatura, o sistema de resfriamento foi colocado em operação. Parte do

óleo de injeção foi diretamente direcionado para a cabeça da bobina do gerador visando seu resfriamento.

Essas modificações promoveram o aumento da densidade de corrente para $5,74 \times 10^6 \text{ A/m}^2$ e uma nova temperatura de operação para 102°C . Os resultados desse ensaio são apresentados na Figura 7.12 e na Tabela 7.9.

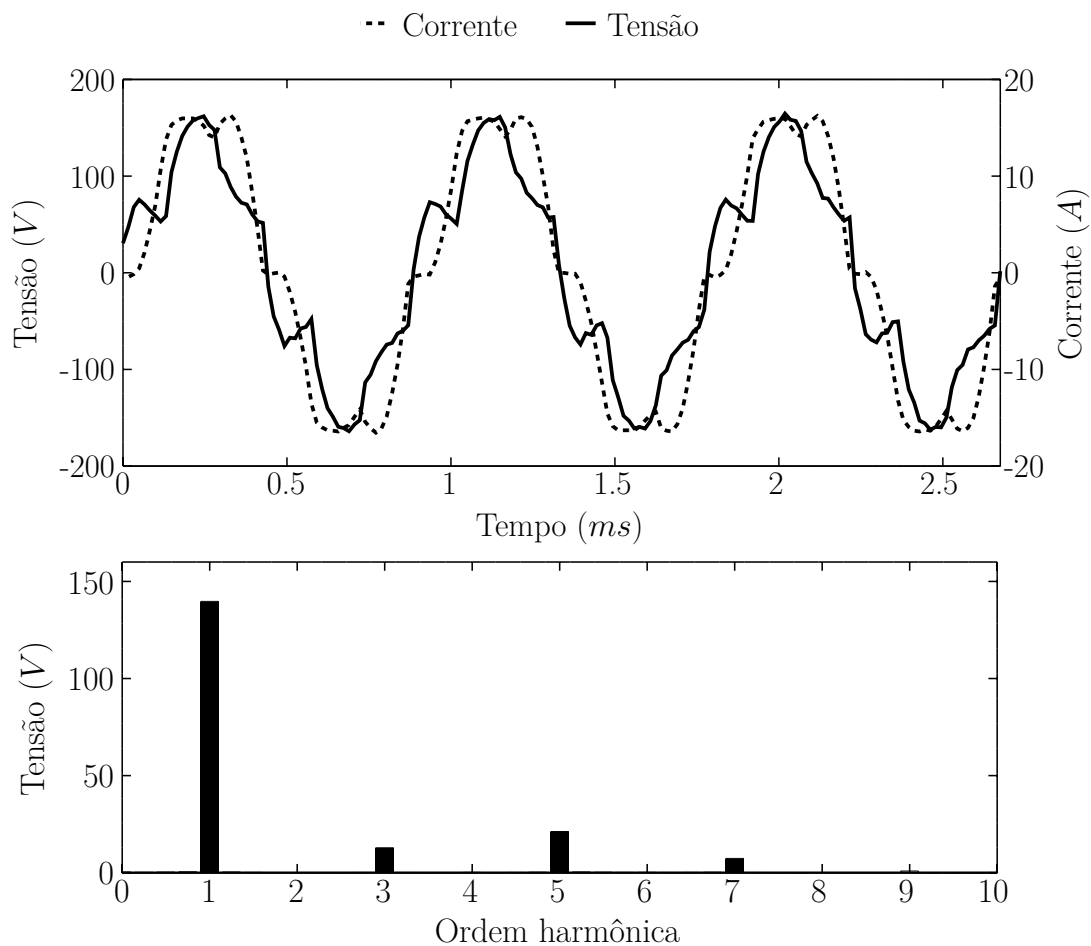


Figura 7.12 – Resultado do ensaio de geração de energia operando a uma velocidade de 64.000 rpm com resfriamento habilitado – 3,4 kW.

Tabela 7.9 – Resultados de tensão e corrente para geração de energia – 3,4 kW.

| Parâmetros | Valor |
|-----------------------------------|----------------------------------|
| Tensão de Fase | 101,0 V_{RMS} /164,7 V_{pk} |
| V_{pico}/V_{RMS} | 0,613 |
| Corrente | 12,1 A_{RMS} /16,3 A_{pk} |
| Densidade Superficial de Corrente | $5,74 \times 10^6 \text{ A/m}^2$ |
| Potência Ativa | 3,4 kW |

Assim como para o caso anterior, a distorção aumentou com o aumento da corrente, reduzindo o potencial elétrico e a potência de saída. Considerando novamente uma tensão puramente senoidal, a potência tangível seria de 4,2 kW mesmo com os problemas de densidade de fluxo no ímã permanente. Essa potência também aumenta com o aumento da rotação e da tensão induzida, esse ensaio, porém, somente será realizado em trabalhos futuros.

Para aumentar a densidade de corrente, pode ser promovida uma análise mais criteriosa a respeito das formas de remoção de calor do sistema, assim como a busca por outros materiais para o núcleo de estator, que permitam uma operação com menores perdas.

7.8 Ensaio da Reatância

A impedância do sistema pode ser calculada utilizando o circuito equivalente da máquina síncrona e os resultados de tensão e corrente armazenados durante o ensaio de geração de energia. Dispondo da curva de tensão induzida em vazio e conhecendo o diagrama fasorial, é possível definir a reatância síncrona da máquina, conforme apresentado na Figura 7.13.

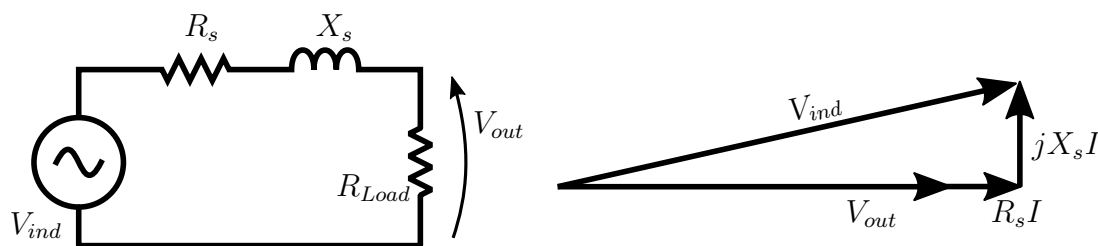


Figura 7.13 – Desenhos esquemático da bancada de fluxo para ensaio da microturbina.

Para a metodologia de cálculo apresentada, não é possível considerar velocidades superiores a 60.000 *rpm* nem correntes maiores que 8 *A*. Isso se deve ao fato de que, em frequências mais altas, a distorção da tensão se torna mais crítica e a presença de harmônicos no núcleo magnético pode provocar significativas alterações nos resultados medidos.

Analisando os resultados apresentados na Figura 7.14, identifica-se uma diferença nos valores medidos e calculados pela Eq. 5.28.

A primeira variação na indutância surge com a mudança no valor de velocidade de rotação. Nessa situação, quanto maior for a frequência de operação, maior será o efeito de skin magnético, discutido anteriormente, provocando uma maior dificuldade de produção de fluxo em função da circulação de corrente.

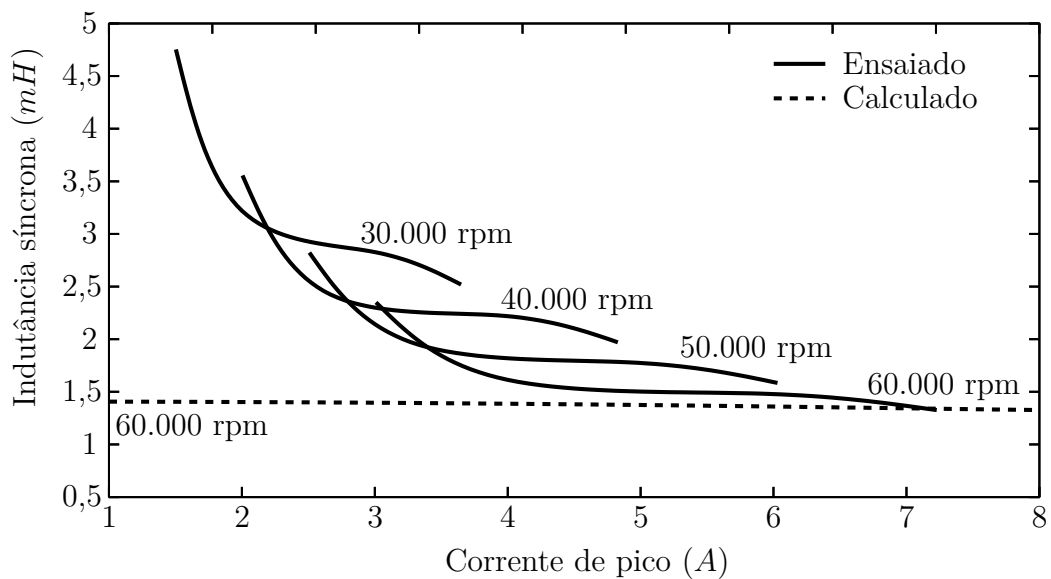


Figura 7.14 – Resultado comparativo entre o valor de indutância obtido através de ensaios experimentais e o simulado.

Além da variação de fluxo provocada pelo skin magnético no estator, ao adotar uma bobina de amortecimento (luva), com espessuras muito pequenas, faz com que a densidade de fluxo no entreferro tenha uma característica não linear pela facilidade com que a saturação magnética surge nesse material.

Em regiões de correntes mais baixas também, uma nova característica não linear pode ser identificada. Isso pode ser justificado pelo fato de que o material ferromagnético, em correntes mais baixas, pode estar operando no joelho da curva HB, onde sua relação de fluxo em função da corrente ($\lambda = f(i)$) não é linear e, assim, o valor da indutância medida não será linear.

Na figura observa-se também que, em valores elevados de velocidade e corrente, o valor da indutância tende a ser constante, o que demonstra a relação direta entre o fluxo gerado e a corrente no sistema. Na parte final das curvas, uma ligeira queda na indutância é identificada, devido à saturação do material ferromagnético.

De todas as ponderações, a luva de Inox, atuando como bobina amortecedora, afeta predominantemente os resultados de indutância. A luva possui uma curva HB intrínseca, que opera em conjunto com a curva HB do núcleo de estator. Sua modelagem é difícil, uma vez que suas características sempre variam com o método de fabricação, dificultando seu modelo e simulação.

Para realizar o cálculo da indutância, foi utilizado a simulação por elementos finitos, onde o ímã permanente foi eliminado do sistema e apenas foi contabilizado o fluxo criado pela corrente que circula no condutor. Essa metodologia de cálculo apresenta uma ligeira queda no valor da indutância com o aumento da corrente imperceptível na figura. Na

ilustração, o valor de indutância calculado pode ser considerada praticamente constante com o aumento da corrente. Essa fato reforça a dificuldade para modelar a curva HB do Inox usinado; contudo, na região onde a indutância se estabiliza, identifica-se uma concordância dos valores medidos e calculados.

7.9 Ensaio da Microturbina

Uma vez que o sistema foi caracterizado, através dos ensaios apresentados até aqui, quanto a seus aspectos mecânico e elétrico, uma análise exclusiva do desempenho da microturbina foi promovida, na qual se buscou mostrar a eficiência global do sistema.

7.9.1 Análise Termodinâmica do Sistema

Para a análise termodinâmica da microturbina, foram utilizadas as definições de eficiência elétrica, eficiência da turbina e eficiência global, dadas, respectivamente, pelas equações 7.1, 7.2 e 7.3.

Para se definir essas eficiências, faz-se necessária definição da potência isentrópica $W_{Isentrópica}$, que pode ser entendida como o caso ideal, sem perdas para o ambiente durante o ciclo térmico. Nessa situação, a entropia do processo permanece constante.

Outra definição necessária é a da potência adiabática, que está relacionada com a potência efetiva no sistema com perdas, e é identificada como $W_{Adiabática}$.

$$\eta_{Elétrico} = \frac{W_{Gerador}}{W_{Turbina}} \quad (7.1)$$

Onde, $W_{Gerador}$ é a potência do gerador elétrico e $W_{Turbina}$ é a potência gerada na turbina.

$$\eta_{Turbina} = \frac{W_{Turbina}}{W_{Isentrópica}} \quad (7.2)$$

$$\eta_{Global} = \frac{W_{Gerador}}{W_{Isentrópica}} \quad (7.3)$$

O modelo completo, prevendo a energia de estagnação, e uma correção para as condições ambientes são apresentados no Apêndice A deste trabalho (SHEPHERD, 1956; VENSON, 2007).

7.9.2 Resultados

Os diversos ensaios promovidos determinam o desempenho elétrico e mecânico do gerador. No entanto, é necessário caracterizar o sistema da microturbina, em operação,

em termos de desempenho e eficiência.

Na Figura 7.15 é apresentado, na íntegra, o resultado de um ensaio promovido de geração de energia, com valores calculados para as potências térmica e elétrica, com base nos valores medidos de pressão, temperatura, tensão e corrente.

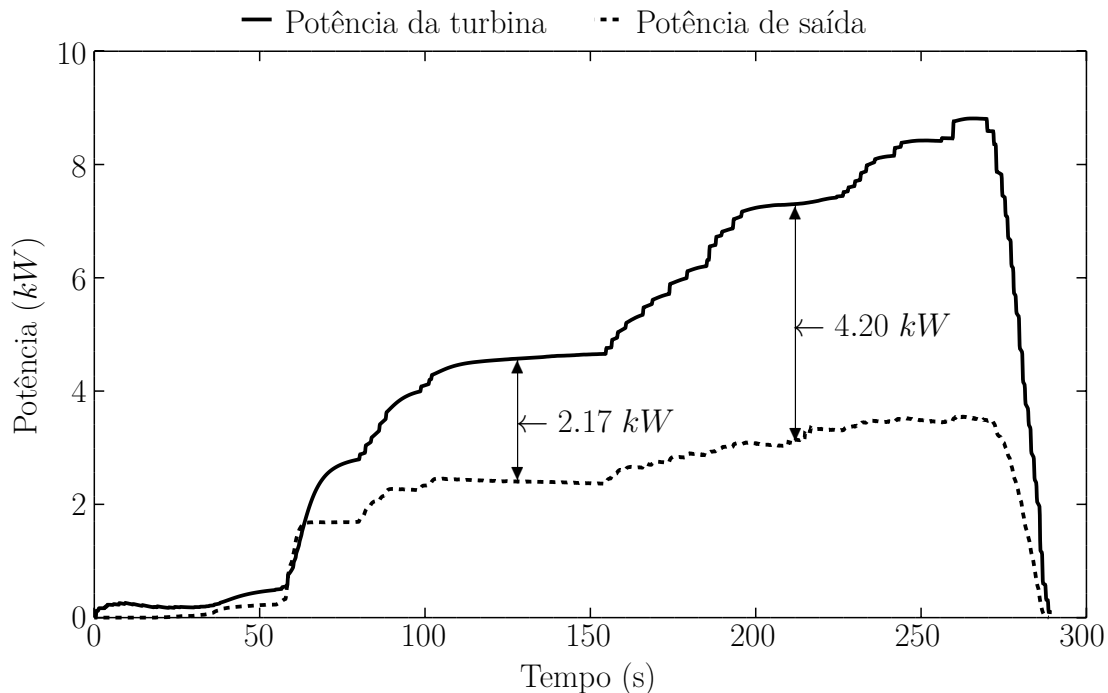


Figura 7.15 – Potência elétrica e mecânica da microturbina em função do tempo.

Analisando-se, na figura, a região compreendida entre 100 e 150 segundos, identifica-se o momento no qual o sistema é colocado em regime constante pela estabilização da temperatura.

Nessa mesma região, o gerador elétrico promoveu uma conversão de energia de 2,40 kW, enquanto um total de 4,57 kW térmicos eram fornecidos à turbina. Logo depois, próximo a 200 s, o gerador atinge 3,11 kW, mas a conversão da energia não se mantém constante, já que a turbina passa a fornecer 7,30 kW de energia. Essa mudança na eficiência está associada ao aumento das perdas nos mancais e gerador, provenientes do aumento da rotação. Ao mesmo tempo, acelerar o conjunto, modificando-se também a pressão de admissão, altera a região de operação da turbina e também a sua eficiência de conversão como mostrado na Figura 7.16 e na Figura 7.17.

Ao se manter constante a rotação, as perdas nos mancais e no núcleo de estator praticamente não aumentam. Por outro lado, a elevação da pressão aumenta a potência do sistema. Nessa situação, a diferença de potência (ou a eficiência) permanece praticamente constante com o aumento da pressão. Uma pequena variação, no entanto, é notável no final da curva, uma vez que a região de operação da turbina se altera com a variação da razão de expansão.

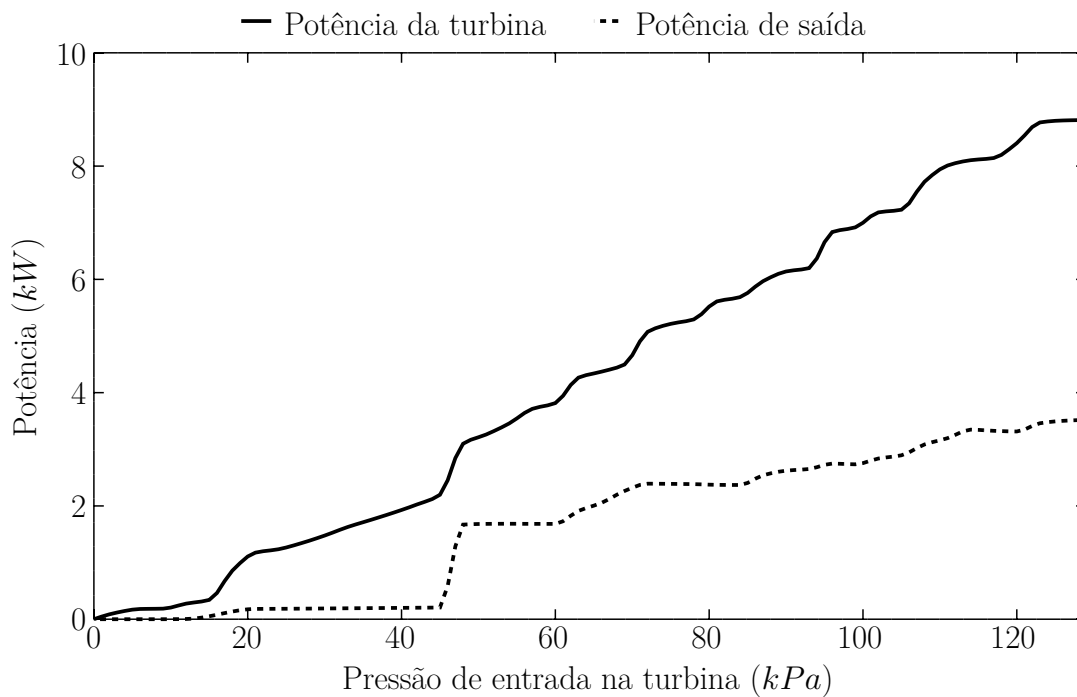


Figura 7.16 – Potência elétrica e mecânica da microturbina em função da pressão de entrada na turbina.

Para uma melhor compreensão do processo, os mesmos resultados são reproduzidos em função da eficiência de conversão global e da turbina, e são apresentados nas Figuras 7.18, 7.19, 7.20 e 7.21.

Apesar de diversos parâmetros, como a rotação e a pressão de entrada, variarem no tempo, o primeiro gráfico (Figura 7.18) demonstra que a eficiência de conversão da turbina se manteve constante durante quase todo o intervalo de tempo. Por outro lado, esse fato não é observado para a eficiência de conversão global.

Buscando auxiliar essa compreensão, o mesmo resultado é apresentado na Figura 7.19 em função da velocidade de operação. Nessa situação, fica nítida a redução na eficiência de conversão com o aumento da rotação, intimamente relacionada às perdas nos mancais e no núcleo de estator. Ainda nesse gráfico, novamente identifica-se que, ao atingir um regime de operação acima de 45.000 *rpm*, a eficiência da turbina se altera muito pouco em termos globais.

Naturalmente, a demanda de carga também implica na redução da eficiência global, que pode ser observada na Figura 7.21. Essa situação ilustra a simultaneidade do aumento da velocidade e da carga elétrica, uma vez que a carga elétrica é diretamente dependente da velocidade. Nessa situação atingiu-se um valor de eficiência global menor, pois além das perdas previstas para a operação a vazio, ao aumentar a corrente elétrica, as perdas nos condutores aumentam, o torque aumenta, e aumenta também a carga no mancal.

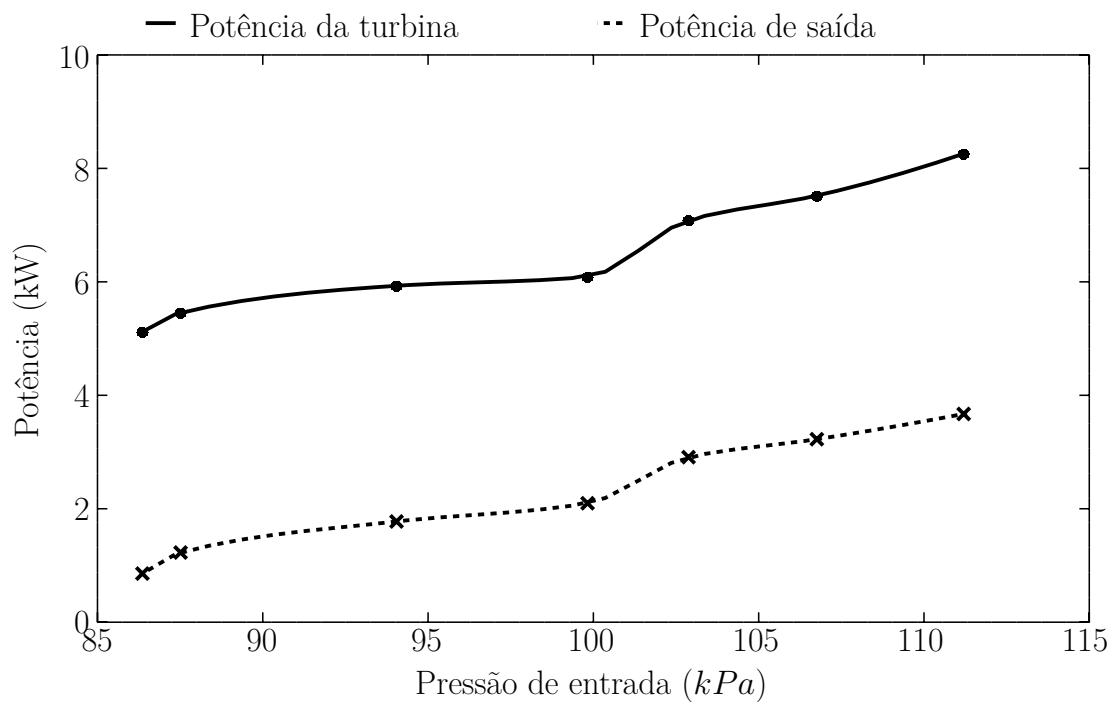


Figura 7.17 – Potência elétrica e mecânica em função da pressão de entrada na turbina para uma rotação fixa (62.000 rpm).

Por fim, analisando a relação da eficiência apenas através da pressão de entrada na Figura 7.21, identificou-se um aumento da eficiência global no sistema com o aumento da pressão. Isso se deve ao fato de a maior parcela de perdas se manter constante com o aumento da rotação, ao mesmo tempo que a potência total aumenta com o aumento da pressão.

Após diversos testes, uma eficiência máxima de 76% foi identificada para a turbina e 45% para o turbo-gerador. Situação essa, que só pôde ser reproduzida em potências elevadas, com a redução das perdas no núcleo de estator e mancais.

7.10 Discussões Gerais

A utilização de ar comprimido para o ensaio da microturbina possui algumas vantagens além das apresentadas até aqui. A operação do gás à temperatura ambiente faz com que a perda de calor para o ambiente seja baixa. Isso faz com que as perdas térmicas no ciclo termodinâmico possam ser desprezadas.

A utilização de ar comprimido para armazenamento de energia representa uma tecnologia promissora (CAES - *Compressed Air Energy Storage*), e a turbina projetada pode ser considerada como uma solução para a reutilização dessa energia.

O armazenamento de energia é uma alternativa para suprir demandas por energia em curto prazo, segundo a disponibilidade de outras fontes como a solar e a eólica

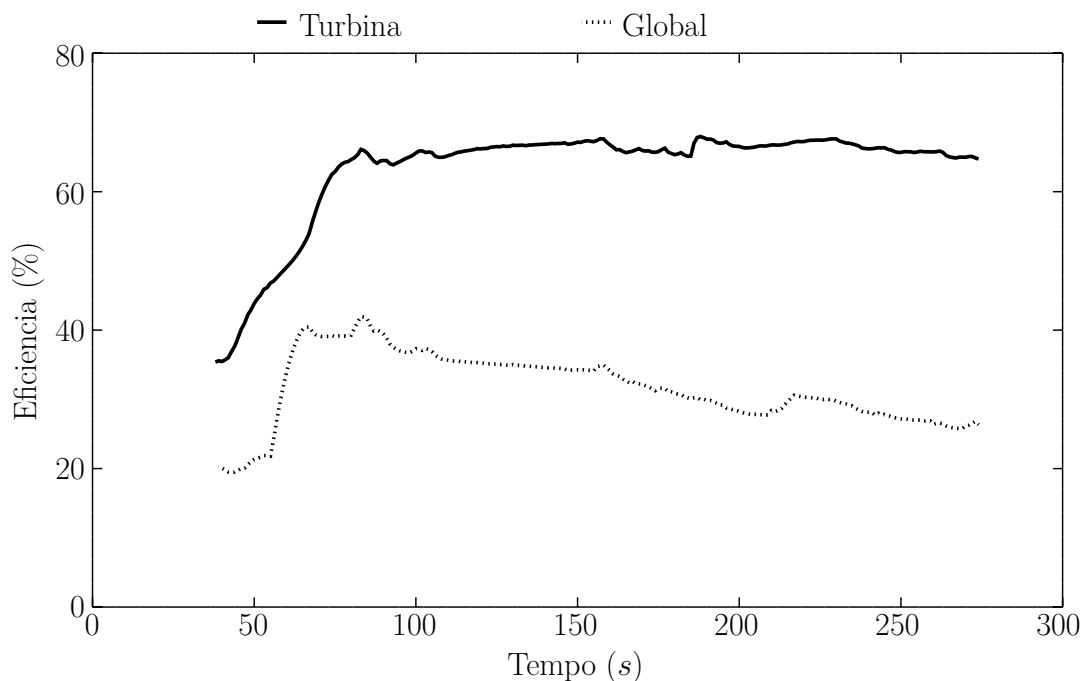


Figura 7.18 – Eficiência de conversão global e da turbina em função do tempo.

(INMAN; PEDRO; COIMBRA, 2013; ROPP et al., 2012). Nessa situação, o sistema opera da seguinte forma:

- O gerador passa a funcionar como motor, utilizando a energia extra disponível na rede para comprimir o ar ambiente.
- O ar comprimido é armazenado em grandes reservatórios ou em cavernas subterrâneas (GIRAMONTI et al., 1978; RAJU; KHAITANB, 2012).
- Quando surge a demanda por energia, o ar é solicitado dos reservatórios.
- O ar comprimido retorna, então, para a turbina onde é expandido e a energia é reinjetada na rede.

Apesar do grande número de publicações existente na literatura (MARCUS et al., 2016; SAADAT; SHIRAZI; LI, 2015; JANNELLI et al., 2014; ALAMI, 2015; de Bosio; VERDA, 2015; BOUMAN; OBERG; HERTWICH, 2016), sua grande maioria discute resultados teóricos. As poucas publicações que reúnem algum trabalho experimental tratam de grandes usinas. A carência de publicações sobre o tema indica que a microturbina também pode ser utilizada como um sistema micro-CAES, fornecendo valiosa contribuição ao tema.

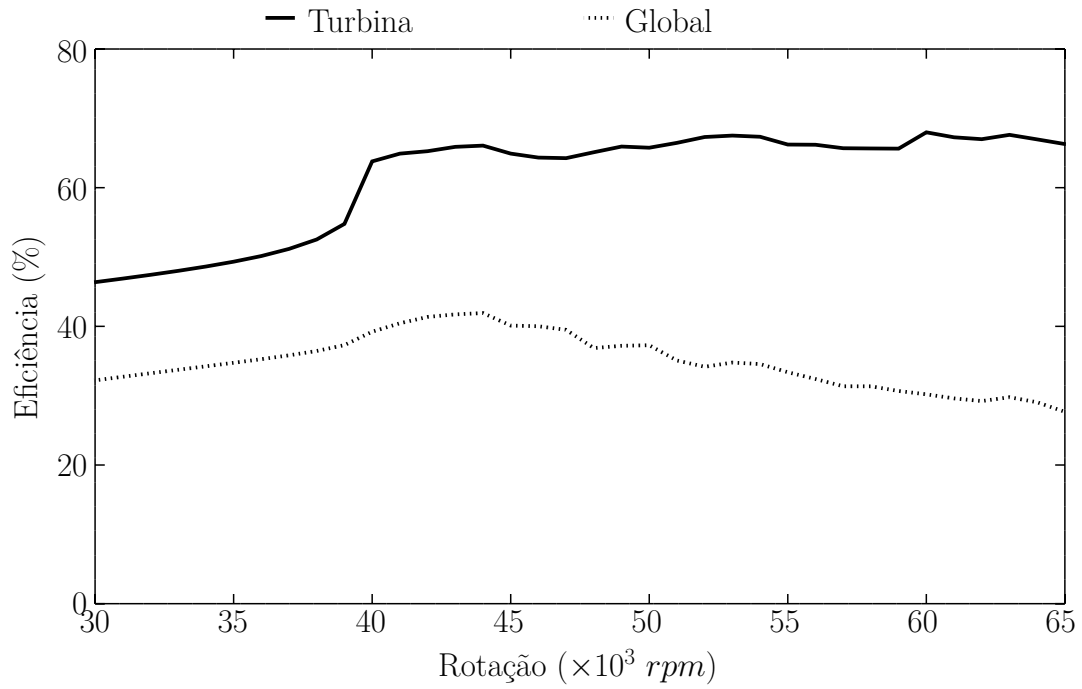


Figura 7.19 – Eficiência de conversão global e da turbina em função da rotação.

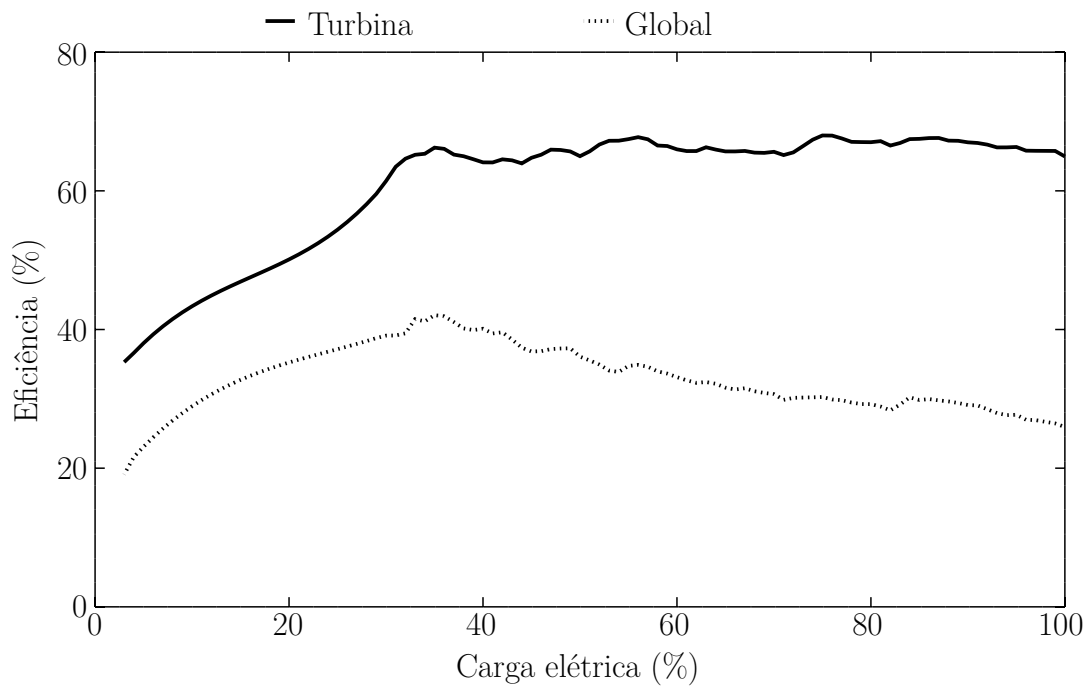


Figura 7.20 – Eficiência de conversão global e da turbina em função da carga elétrica.

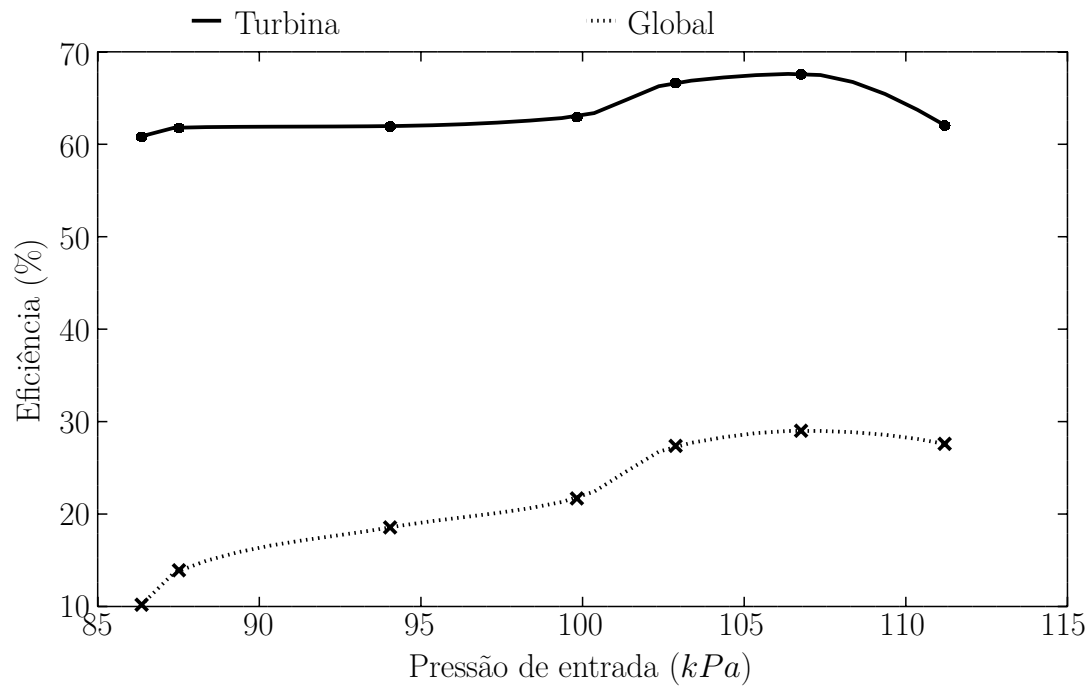


Figura 7.21 – Eficiência de conversão global e da turbina em função da pressão de entrada para uma rotação constante (62.000 rpm).

7.11 Conclusão

Neste capítulo, foi apresentada a bancada e os procedimentos de ensaios para a validação da microturbina. A utilização de ar comprimido ao invés de combustíveis promoveu a segurança, flexibilidade operacional e o controle de carga necessários para o experimento.

A validação dos resultados da balanceadora operando em alta rotação foram confrontados com o diagrama em cascata, confirmando a presença de espectros super-síncronos de vibração devido ao efeito de pré-carga no mancal.

A redução da potência total pela redução da densidade de fluxo do ímã foi identificada por medições e foi, posteriormente, confirmada através do ensaio de tensão induzida. Uma carga elétrica puramente resistiva foi conectada ao gerador e os resultados de geração de energia foram também apresentados.

A alta frequência de rotação produziu elevada distorção harmônica e uma consequente redução do potencial elétrico e da potência elétrica. Associada a elevação de temperatura nos condutores devida às perdas de rotor, a potência final obtida foi reduzida a 3,8 kW, em operação com resfriamento forçado.

Os dados da reatância síncrona apontam, visivelmente, a mudança de comportamento do aço elétrico operando em frequências mais elevadas. Esses valores foram confrontados com o valor calculado através da energia magnética, utilizando o método de elementos finitos.

O núcleo de estator é tão crucial no desempenho dessa máquina, que causou uma queda de quase 20% na sua eficiência operando em até 70.000 *rpm*. Isso é evidenciado nos gráficos de eficiência apresentados.

8 Conclusão e propostas de continuidade

Na pesquisa, cada resultado incita novas dúvidas e cada resposta conduz a novas perguntas. Este capítulo concatena os resultados das barreiras rompidas de velocidade e potência para um turbogerador de alta rotação. Os resultados deste trabalho promovem um olhar amadurecido sobre a microturbina, permitindo a elaboração de trabalhos futuros focando em problemas mais específicos para o aumento da potência de saída.

Sumário

| | | |
|------------|--|------------|
| 8.1 | Conclusões | 182 |
| 8.2 | Propostas de Continuidade | 183 |

8.1 Conclusões

Nas diversas etapas descritas neste trabalho, reuniu-se uma série de resultados contundentes acerca da prova do conceito da microturbina. As barreiras para a geração de energia em alta rotação são consequência de um erro conceitual: projetar máquinas de alta rotação utilizando conceitos de máquinas de baixa rotação.

A utilização de eixos mais leves e flexíveis só se torna um problema quando se utilizam mancais puramente rígidos. A utilização de entreferros maiores como solução para operações em alta rotação é simples, contudo causa uma redução natural da densidade de fluxo e promove um aumento do volume do ímã permanente.

Este trabalho apresentou um novo horizonte possível para pesquisa, que abrange desde a utilização de máquinas elétricas em alta rotação até a aplicação direta discutida com microturbinas baseadas em turbocompressores automotivos. Além disso, ao utilizar componentes da indústria automotiva obteve-se um sistema financeiramente atrativo, com custos médios de R\$5,50/W contra R\$10,00/W dos produtos importados.

A adoção de um turbocompressor como ponto de partida para o projeto de uma microturbina demonstrou grandes diferenças entre os sistemas de alta rotação discutidos na literatura. Mancais de filme fluido apresentaram melhores características operacionais, como o amortecimento e a capacidade de resfriamento. Eixos mais finos promovem uma redução nas perdas dos mancais, além de reduzirem o momento de inércia do sistema.

Adotar um eixo mais fino, permite ao ímã permanente dimensões reduzidas, o que descarta a necessidade de operação utilizando uma luva de contenção. O diâmetro reduzido do ímã promove uma redução do atrito com o ar, pois reduz a velocidade tangencial, em relação a eixos com diâmetros maiores.

A luva ainda pode ser utilizada, no entanto a função de contenção de cargas ganha um caráter secundário. Primeiramente, atua como uma bobina amortecedora contra rápidas variações de carga ou torque pulsante.

A fabricação desse sistema demanda máquinas de precisão para se obter tolerâncias mais apertadas. Apesar de ser um possível complicador para sua produção, esse processo permite que sejam utilizados entreferros bem pequenos.

O ímã permanente adquirido necessitou ser usinado para eliminação de carga desbalanceada, o que promoveu uma considerável redução na sua densidade de fluxo e na potência total gerada. A densidade superficial de corrente foi reduzida em relação ao valor de projeto, devido à elevação de temperatura provocada no núcleo de estator pelo elevado índice de perdas.

O núcleo de estator apresentou uma característica singular ao aumento da frequência de operação. Além das perdas aumentarem consideravelmente com o aumento da frequência,

a saturação magnética foi provocada pela presença de um *Skin Magnético*. Assim, o material passa para outra região da curva HB e o desempenho do gerador acompanha essa variação. Esse fato pode ser identificado tanto no ensaio do núcleo, quanto no valor medido da indutância síncrona.

A tensão induzida, conectada diretamente a uma ponte retificadora trifásica, sofreu grande distorção harmônica devido ao alto valor de reatância síncrona causado pela alta frequência. Esse fenômeno se torna pior à medida que o sistema acelera.

A injeção de harmônicos, a redução da densidade de fluxo do ímã e a elevação de temperatura promoveram a redução da potência final do gerador para 3,5 kW, diferente dos 7,23 kW calculados no capítulo 5. Apesar disso, ainda foi possível atingir valores de densidade de potência elevada em torno de 2,8 kg/kW .

Solucionar cada um desses pontos promoverá um aumento na potência, elevando consideravelmente a densidade de potência e resultando na melhoria da máquina construída.

8.2 Propostas de Continuidade

Foi alcançada a proposta inicial deste trabalho que consistia na validação da microturbina. Contudo, ainda existem, nesse sistema, algumas lacunas que devem ser investigadas e aprimoradas.

O processo de prototipagem deve continuar seguindo a mesma linha de trabalho, visando eliminar a pré-carga do mancal axial proveniente dos materiais ferromagnéticos posicionados nessa região.

A prototipagem também deverá buscar formas de promover a redução da excentricidade de massa do ímã permanente, sem que seja necessária sua usinagem. O balanceamento na peça poderá ser promovido através de uma balanceadora paramagnética, que não sofra interferência em função do campo magnético do ímã permanente.

Operar com um ímã com o fluxo inicialmente projetado irá promover o aumento da potência. Contudo, a distorção harmônica ainda irá promover a redução de potência no sistema. Dessa forma, um retificador controlado deverá ser adotado, evitando a presença de harmônicos no sistema. Um controle eletrônico de carga permitirá uma devida avaliação da vibração do sistema sob uma variação linear de carga.

Para reduzir as perdas e aumentar a eficiência, deve ser realizado um estudo cauteloso do núcleo ferromagnético de estator, buscando definir quais seriam os materiais mais adequados para a operação em uma máquina elétrica de rotações elevadas. As perdas por atrito no ímã permanente necessitam ser analisados. Além disso, as perdas nos mancais devem ser investigadas, para identificar alternativas ao mancal de anel flutuante.

Os aspectos térmicos também demandam uma cautelosa investigação, que compare

valores obtidos por meio de modelos teóricos para as perdas com valores medidos experimentalmente. Um reprojeto focado na refrigeração deve ser promovido, para permitir que se atinjam, em operação, potências mais elevadas. A remoção de calor do sistema permitirá a operação em velocidades mais elevadas; entretanto, necessitará também que seja definido um ponto de operação de máxima eficiência da turbina, do gerador e do compressor casado ao queimador.

A utilização de uma câmara de combustão associada ao acionamento do compressor também demanda testes experimentais, visando validar a operação com combustíveis e o aumento da temperatura do sistema.

A resposta dinâmica do eixo pode ser melhorada avaliando diferentes folgas nos mancais utilizados. O amortecimento deve ser caracterizado, bem como sua rigidez, reunindo-se, assim, informações suficientes para um projeto de mancal específico a esse regime de operação.

A interação fluidodinâmica com as pás dos rotores da turbina e do compressor devem ser propriamente investigadas. A promoção de um fluxo pulsante pode promover instabilidades em alta rotação (TABATABAEI; BOROOMAND; TAEIBI-RAHI, 2012).

A contínua investigação no tema não deve estar restrita a uma prova de conceito, mas esse sistema necessita de constante melhoria e investigação. A viabilização comercial poderá ser um indicador de qualidade inclusive visando identificar a durabilidade desse sistema. Contudo, antes que isso aconteça, devem haver investigações em diversas outras linhas de pesquisa, como de um queimador e de um inversor de frequência para operar com esse sistema.

Referências

- ACESITA. *Dados técnicos, Aços Elétricos*. 2014. Citado 2 vezes nas páginas 14 e 88.
- AGRAWAL, G. L. Foil air/gas bearing technology—an overview. *ASME paper*, n. 97-GT, p. 347, 1997. Citado 2 vezes nas páginas 52 e 67.
- AJUS, C. et al. Magnetic properties and retained austenite quantification in sae 4340 steel. *Matéria (Rio de Janeiro)*, SciELO Brasil, v. 14, n. 3, p. 993–999, 2009. Citado na página 66.
- ALAMI, A. H. Experimental assessment of compressed air energy storage (caes) system and buoyancy work energy storage (bwes) as cellular wind energy storage options. *Journal of Energy Storage 1*, 38-43, 2015. Citado na página 176.
- ALMASI, A. New application of micro-turbine: nuclear emergency cooling. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, SAGE Publications, v. 226, n. 8, p. 1076–1080, 2012. Citado 2 vezes nas páginas 47 e 58.
- ALSAEED, A. A. *Dynamic stability evaluation of an automotive turbocharger rotor-bearing system*. Tese (Doutorado) — University Libraries, Virginia Polytechnic Institute and State University, 2005. Citado na página 70.
- AMEI, K. et al. A maximum power control of wind generator system using a permanent magnet synchronous generator and a boost chopper circuit. In: IEEE. *Power Conversion Conference, 2002. PCC-Osaka 2002. Proceedings of the*. [S.l.], 2002. v. 3, p. 1447–1452. Citado na página 50.
- ANGELO, J. D. *Estudo das propriedades e microestrutura de ímãs permanentes de terras raras e metais de transição preparados pelo processo de decrepitação hidrogênio*. Tese (Doutorado) — Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares, USP, 2005. Citado na página 108.
- ANSI. *ISA-75.01.01-2007, Flow Equations for Sizing Control Valves*. 2007. Citado na página 155.
- ANTIPOV, V.; KRUCHININA, I. Y.; GROZOV, A. Three-dimensional simulation of thermal field for a high-speed turbine generator. *Russian Electrical Engineering*, Springer, v. 84, n. 9, p. 487–491, 2013. Citado 2 vezes nas páginas 45 e 48.
- ARKKIO, A. et al. *Analysis of induction motors based on the numerical solution of the magnetic field and circuit equations*. [S.l.]: Helsinki University of Technology, 1987. Citado na página 119.
- ASTM Standard. A 343 - 14: Standard test method for alternating-current magnetic properties of materials at power frequencies using wattmeter-ammeter-voltmeter method and 25-cm epstein test frame. *Annual book of ASTM standards*, DOI: 10.1520/A0343_A0343M, v. 3, 2014. Citado 2 vezes nas páginas 92 e 94.

- BAE, B.-H. et al. Implementation of sensorless vector control for super-high-speed pmsm of turbo-compressor. *Industry Applications, IEEE Transactions on, IEEE*, v. 39, n. 3, p. 811–818, 2003. Citado na página 51.
- BAINES, N. Turbocharger turbine pulse flow performance and modelling 25 years on. In: *9th Int. Conf. on Turbochargers and Turbocharging, IMechE*. [S.l.: s.n.], 2010. Citado na página 134.
- BARGALLO, R. *Finite elements for electrical engineering*. [S.l.]: Universitat Politècnica de Catalunya, 2006. Citado na página 119.
- BAUMGARTNER, T.; BURKART, R.; KOLAR, J. Analysis and design of an ultra-high-speed slotless self-bearing permanent-magnet motor. In: IEEE. *IECON 2012-38th Annual Conference on IEEE Industrial Electronics Society*. [S.l.], 2012. p. 4477–4483. Citado na página 50.
- BERTI NETO, H. et al. Comportamento magnético do aço abnt 4340 temperado e revenido. *60º Congresso Anual da ABM*, 2005. Citado na página 66.
- BESNERAIS, J. L. et al. Multiobjective optimization of induction machines including mixed variables and noise minimization. *Magnetics, IEEE Transactions on, IEEE*, v. 44, n. 6, p. 1102–1105, 2008. Citado na página 123.
- BESNERAIS, J. L. et al. Optimal slot numbers for magnetic noise reduction in variable-speed induction motors. *Magnetics, IEEE Transactions on, IEEE*, v. 45, n. 8, p. 3131–3136, 2009. Citado na página 123.
- BHATTACHARYA, A.; BARBARIE, T. V. Rotordynamic analysis and improvements of multi-lobe semi-floating journal bearing in turbochargers. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air GT2009*, 2009. Citado na página 71.
- BINDER, A.; SCHNEIDER, T.; KLOHR, M. Fixation of buried and surface-mounted magnets in high-speed permanent-magnet synchronous machines. *IEEE Transactions on Industry Applications*, v. 42, n. 4, p. 1031–1037, July 2006. ISSN 0093-9994. Citado na página 49.
- BINDER, N.; BENITEZ, J. G.; CARBONNEAU, X. Dynamic response in transient operation of a variable geometry turbine stage: Influence of the aerodynamic performance. *International Journal of Rotating Machinery*, Hindawi Publishing Corporation, v. 2013, 2013. Citado na página 155.
- BOGLIETTI, A. et al. About the design of very high frequency induction motors for spindle applications. In: IEEE. *Industry Applications Society Annual Meeting, 1992., Conference Record of the 1992 IEEE*. [S.l.], 1992. p. 25–32. Citado 2 vezes nas páginas 48 e 67.
- BOHN, F. et al. Propriedades magnéticas de aços elétricos de grão não orientado. In: *Anais do XVI Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências dos Materiais*. [S.l.: s.n.], 2004. Citado na página 85.
- BOISSON, J. et al. Analytical approach for mechanical resonance frequencies of high-speed machines. *Industrial Electronics, IEEE Transactions on, IEEE*, v. 61, n. 6, p. 3081–3088, 2014. Citado na página 50.

- BONA, F. S. D.; FILHO, D. E. R. As microturbinas ea geração distribuída. SciELO Brasil, 2003. Citado na página 59.
- BOUMAN, E. A.; OBERG, M. M.; HERTWICH, E. G. Environmental impacts of balancing offshore wind power with compressed air energy storage (caes). *Energy* 95, 91-98., 2016. Citado na página 176.
- BOWER, A. F. *Applied mechanics of solids*. [S.l.]: CRC press, 2009. Citado na página 111.
- BP. *BP Statistical Review of World Energy 2013 Workbook*. [S.l.], 2013. Citado na página 30.
- BROWN, W. Brushless dc motor control made easy. *Microchip Technology Inc*, 2002. Citado na página 50.
- Capstone Turbine Corporation. *21211 Nordhoff Street, Chatsworth, CA 91311*. 2016. Disponível em: <<http://www.capstoneturbine.com/>>. Citado 4 vezes nas páginas 13, 52, 55 e 59.
- CARDOSO, R.; BRANDÃO, L.; CUNHA, M. *Influência do Tamanho de Grão e das Adições de Al e Mn nas Propriedades Magnéticas dos Aços Elétricos de Grão Não Orientado com 3% Si*. Tese (Doutorado) — Dissertação (Mestre em Ciência dos Materiais). Rio de Janeiro, INSTITUTO MILITAR DE ENGENHARIA, 2005. Citado na página 83.
- CARVALHO, P. R. Utilização do software solidworks e da ferramenta simulationxpress na análise de tensão estática linear. *Revista Academus*, v. 1, n. 1, 2014. Citado na página 110.
- CHANG, L. An improved fe inductance calculation for electrical machines. *Magnetics, IEEE Transactions on*, v. 32, n. 4, p. 3237–3245, Jul 1996. ISSN 0018-9464. Citado na página 118.
- CHANG, L.; EASTHAM, T. R.; DAWSON, G. E. In-situ magnetization of ndfeb magnets for permanent magnet machines. *Magnetics, IEEE Transactions on*, IEEE, v. 27, n. 5, p. 4355–4359, 1991. Citado 2 vezes nas páginas 109 e 136.
- CHEN, Y.; ZHU, Z.; HOWE, D. Calculation of d- and q-axis inductances of pm brushless ac machines accounting for skew. *Magnetics, IEEE Transactions on*, v. 41, n. 10, p. 3940–3942, Oct 2005. ISSN 0018-9464. Citado na página 117.
- CHENG, Q.; YUAN, L. Vector control of an induction motor based on a dsp. Chalmers University of Technology, 2011. Citado na página 50.
- CHO, H.-W.; JANG, S.-M.; CHOI, S.-K. A design approach to reduce rotor losses in high-speed permanent magnet machine for turbo-compressor. *Magnetics, IEEE Transactions on*, IEEE, v. 42, n. 10, p. 3521–3523, 2006. Citado na página 51.
- CHONG, L.; RAHMAN, M. Saliency ratio optimization in an ipm machine with fractional-slot concentrated windings. In: IEEE. *Electrical Machines and Systems, 2008. ICEMS 2008. International Conference on*. [S.l.], 2008. p. 2921–2926. Citado na página 123.

COMSOL. Comsol multiphysics, how to model rotating machinery in 3d. *Comsol Blog*, <https://www.comsol.com/blogs/how-to-model-rotating-machinery-in-3d/>, 2016. Citado na página 121.

COPCO, A. Ga55vsd-175 ap - compressor data sheet. *Rotary Compressor: Variable Frequency Drive*, 2012. Citado na página 155.

CRESCIMBINI, F.; LIDOZZI, A.; SOLERO, L. High-speed generator and multilevel converter for energy recovery in automotive systems. *Industrial Electronics, IEEE Transactions on*, IEEE, v. 59, n. 6, p. 2678–2688, 2012. Citado 3 vezes nas páginas 45, 48 e 55.

de Bosio, F.; VERDA, V. Thermo-economic analysis of a compressed air energy storage (caes) system integrated with a wind power plant in the framework of the {IPEX} market. *Appl. Energy* 152, 173-182., 2015. Citado na página 176.

DEMENKO, A.; NOWAK, L.; PIETROWSKI, W. Calculation of end-turn leakage inductances of electrical machines using the edge element method. *COMPEL: The International Journal for Computation and Mathematics in Electrical and Electronic Engineering*, MCB UP Ltd, v. 20, n. 1, p. 132–139, 2001. Citado na página 117.

DIAS, M. V. X.; BORTONI, E. d. C.; HADDAD, J. Geração distribuída no brasil: oportunidades e barreiras. In: SOCIEDADE BRASILEIRA DE PLANEJAMENTO ENERGÉTICO BRASÍLIA. *Congresso Brasileiro de Planejamento Energético*. [S.l.], 2006. v. 5. Citado na página 33.

DICKEY, J. B. et al. *Turbogenerator/motor control system*. [S.l.]: Google Patents, 2000. US Patent 6,023,135. Citado na página 59.

DIRYAK, E. et al. Design optimization of a double stator cup-rotor machine. *World Academy of Science, Engineering and Technology* 71, 2012. Citado na página 123.

DOLINAR, D. et al. Calculation of two-axis induction motor model parameters using finite elements. *Energy Conversion, IEEE Transactions on*, IEEE, v. 12, n. 2, p. 133–142, 1997. Citado na página 118.

EDE, J. D.; ZHU, Z.; HOWE, D. Rotor resonances of high-speed permanent-magnet brushless machines. *Industry Applications, IEEE Transactions on*, IEEE, v. 38, n. 6, p. 1542–1548, 2002. Citado 2 vezes nas páginas 49 e 143.

EDELMAN, E. C. *Gas turbine engine fixed speed light-off method*. [S.l.]: Google Patents, 2000. US Patent 6,062,016. Citado na página 59.

EDELMAN, E. C.; GILBRETH, M. G.; WACKNOV, J. B. *Turbogenerator power control system and method*. [S.l.]: Google Patents, 2001. US Patent 6,281,601. Citado na página 59.

ELING, R.; OSTAYEN, R. van; RIXEN, D. Dynamics of rotors on hydrodynamic bearings. *Proceedings of the 2013 COMSOL Conference in Rotterdam*, 2013. Citado na página 142.

EMURA, M. et al. The influence of cutting technique on the magnetic properties of electrical steels. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, Elsevier, v. 254, p. 358–360, 2003. Citado 3 vezes nas páginas 14, 17 e 93.

EPSTEIN, A. H. Millimeter-scale, mems gas turbine engines. In: AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. *ASME Turbo Expo 2003, collocated with the 2003 International Joint Power Generation Conference*. [S.l.], 2003. p. 669–696. Citado 2 vezes nas páginas 44 e 45.

FARIA, V. P. *Modelagem e controle de microturbina a gás do tipo split-shaft*. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo, 2009. Citado na página 64.

FEI, W.; LUK, P. C. Design of a 1kw high speed axial flux permanent-magnet machine. In: IET. *Power Electronics, Machines and Drives, 2008. PEMD 2008. 4th IET Conference on*. [S.l.], 2008. p. 230–234. Citado 2 vezes nas páginas 49 e 67.

FENGXIANG, W. et al. Design considerations of high-speed pm generators for micro turbines. In: *Power System Technology, 2002. Proceedings. PowerCon 2002. International Conference on*. [S.l.: s.n.], 2002. v. 1, p. 158–162 vol.1. Citado na página 51.

FERREIRA, C. A. Desenvolvimento de núcleos para transformadores monofásicos de baixa potência pela metalurgia do pó. 2012. Citado na página 90.

FIRETEANU, V.; TUDORACHE, T.; TURCANU, O. Optimal design of rotor slot geometry of squirrel-cage type induction motors. In: IEEE. *Electric Machines & Drives Conference, 2007. IEMDC'07. IEEE International*. [S.l.], 2007. v. 1, p. 537–542. Citado na página 123.

FITZGERALD, E.; KINGSLEY, C.; UMANS, S. *Electric machinery*. [S.l.]: New York: McGraw Hill, 1990. Citado 2 vezes nas páginas 106 e 114.

FLEETER, S. *University Research Initiative for Rotorcraft Engine Unsteady Aerodynamics*. [S.l.], 1998. Citado na página 75.

FREEMAN, J. L. Compressor performance map generation and testing per sae j1723. *Senior Project, Faculty of the Aerospace Engineering Department California Polytechnic State University, San Luis Obispo, February, 2011*. Citado na página 65.

GEEST, M. van der et al. Stator winding proximity loss reduction techniques in high speed electrical machines. In: IEEE. *Electric Machines & Drives Conference (IEMDC), 2013 IEEE International*. [S.l.], 2013. p. 340–346. Citado na página 52.

GEIS, E. R.; PETICOLAS, B. W.; WACKNOV, J. B. *Split generator winding inverter*. [S.l.]: Google Patents, 2000. US Patent 6,049,195. Citado na página 59.

GEIS, E. R.; PETICOLAS, B. W.; WACKNOV, J. B. *Turbogenerator/motor controller with ancillary energy storage/discharge*. [S.l.]: Google Patents, 2000. US Patent 6,031,294. Citado na página 59.

GEIS, E. R.; PETICOLAS, B. W.; WACKNOV, J. B. *Turbogenerator/motor pulse width modulated controller*. [S.l.]: Google Patents, 2000. US Patent 6,020,713. Citado na página 59.

GERADA, D. et al. Design aspects of high-speed high-power-density laminated-rotor induction machines. *Industrial Electronics, IEEE Transactions on*, IEEE, v. 58, n. 9, p. 4039–4047, 2011. Citado na página 51.

- GERADA, D. et al. High-speed electrical machines: Technologies, trends, and developments. *Industrial Electronics, IEEE Transactions on*, IEEE, v. 61, n. 6, p. 2946–2959, 2014. Citado 4 vezes nas páginas 53, 54, 67 e 108.
- GERADA, D.; MEBARKI, A.; GERADA, C. Optimal design of a high speed concentrated wound pmsm. In: IEEE. *Electrical Machines and Systems, 2009. ICEMS 2009. International Conference on*. [S.l.], 2009. p. 1–6. Citado na página 108.
- GIACOMETTI, F.; LINES, C.; TEXCHANGE, R. C. Optimisation of the slot dimensions of a large air-gap linear synchronous motor. *Proceedings of the 2014 COMSOL Conference in Cambridge*, 2014. Citado na página 121.
- GIERAS, J. F.; WANG, R.-J.; KAMPER, M. J. *Axial flux permanent magnet brushless machines*. [S.l.]: Springer, 2008. v. 1. Citado 5 vezes nas páginas 85, 114, 115, 116 e 117.
- GIRAMONTI, A. J. et al. Conceptual design of compressed air energy storage electric power systems. *Appl. Energy* 4, 231-249., 1978. Citado na página 176.
- GREEN, R. B. Gyroscopic effects on the critical speeds of flexible rotors. *JOURNAL OF APPLIED MECHANICS-TRANSACTIONS OF THE ASME*, ASME-AMER SOC MECHANICAL ENG 345 E 47TH ST, NEW YORK, NY 10017, v. 15, n. 4, p. 369–376, 1948. Citado na página 140.
- HAAVISTO, M.; PAJU, M. Magnetization losses in sintered ndfeb permanent magnets with time. In: *Proc. of 20th Int. Workshop on Rare-Earth Magnets and their Application, Knossos-Crete, Greece*. [S.l.: s.n.], 2008. v. 370. Citado na página 108.
- HADFIELD, R. *Robert abbot hadfield*. Google Patents, 1919. US Patent 1,310,528. Disponível em: <<http://www.google.com/patents/US1310528>>. Citado na página 86.
- HANSELMAN, D. C. *Brushless permanent-magnet motor design*. [S.l.]: McGraw-Hill New York, 1994. Citado 3 vezes nas páginas 50, 107 e 110.
- HAQUE, M.; NEGNEVITSKY, M.; MUTTAQI, K. A novel control strategy for a variable speed wind turbine with a permanent magnet synchronous generator. In: *Industry Applications Society Annual Meeting, 2008. IAS '08. IEEE*. [S.l.: s.n.], 2008. p. 1–8. ISSN 0197-2618. Citado na página 50.
- HIGUCHI, Y. et al. An improvement of performance for small-scaled wind power generating system with permanent magnet type synchronous generator. In: *Industrial Electronics Society, 2000. IECON 2000. 26th Annual Conference of the IEEE*. [S.l.: s.n.], 2000. v. 2, p. 1037–1043 vol.2. Citado na página 50.
- HILL, P. G.; PETERSON, C. R. Mechanics and thermodynamics of propulsion. *Reading, MA, Addison-Wesley Publishing Co., 1992, 764 p.*, v. 1, 1992. Citado na página 65.
- HO, J.; CHUA, K.; CHOU, S. Performance study of a microturbine system for cogeneration application. *Renewable energy*, Elsevier, v. 29, n. 7, p. 1121–1133, 2004. Citado na página 34.
- HOLLANDA, J. B. de; ERBER, P. Energy efficiency in brazil. *Trade and Environment Review 2009/2010, Brazilian Institute for Energy Efficiency (INEE)*, 2010. Citado 2 vezes nas páginas 13 e 30.

- HOLT, C. et al. Test response and nonlinear analysis of a turbocharger supported on floating ring bearings. *Journal of vibration and acoustics*, American Society of Mechanical Engineers, v. 127, n. 2, p. 107–115, 2005. Citado na página 70.
- HONEYWELL, G. by. *Turbo Tech 103 (Expert)*. 2014. Disponível em: <http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbo_tech_expert>. Citado na página 75.
- HONG, D.-K. et al. Development of a super high speed motor-generator and controller. *Journal of Applied Physics*, AIP Publishing, v. 115, n. 17, p. 17E705, 2014. Citado 3 vezes nas páginas 45, 49 e 55.
- HONG, D.-K. et al. Investigations on a super high speed motor-generator for microturbine applications using amorphous core. *Magnetics, IEEE Transactions on*, IEEE, v. 49, n. 7, p. 4072–4075, 2013. Citado 2 vezes nas páginas 45 e 49.
- HONG, D.-K. et al. Ultra high speed motor supported by air foil bearings for air blower cooling fuel cells. *Magnetics, IEEE Transactions on*, IEEE, v. 48, n. 2, p. 871–874, 2012. Citado 3 vezes nas páginas 13, 52 e 55.
- HOSHINO, A.; MORIMOTO, M.; MATSUI, N. Estimation of output voltage for high-speed, surface permanent magnet generator with large air gap length. *Electrical Engineering in Japan*, Wiley Online Library, v. 153, n. 2, p. 52–60, 2005. Citado 3 vezes nas páginas 45, 51 e 55.
- HRABOVCOVA, V.; JOKINEN, T.; PYRHONEN, J. *Design of rotating electrical machines*. [S.l.]: Wiley, Great Britain, 2008. Citado 3 vezes nas páginas 114, 118 e 119.
- HU, D. et al. 3d modelling of all-superconducting synchronous electric machines by the finite element method. *Proceedings of the 2014 COMSOL Conference in Cambridge*, 2014. Citado na página 121.
- HUA, W.; MING, C. Inductance characteristics of 3-phase flux-switching permanent magnet machine with doubly-salient structure. In: IEEE. *Power Electronics and Motion Control Conference, 2006. IPEMC 2006. CES/IEEE 5th International*. [S.l.], 2006. v. 3, p. 1–5. Citado na página 117.
- HURICANE. Cnirhurricane tech.(shenzhen) co., ltd, icp accelerometer. <http://chinaulttrasound.com/>, 2016. Citado na página 159.
- HUYNH, C.; ZHENG, L.; ACHARYA, D. Losses in high speed permanent magnet machines used in microturbine applications. *Journal of engineering for gas turbines and power*, American Society of Mechanical Engineers, v. 131, n. 2, p. 022301, 2009. Citado na página 85.
- HWANG, Y. Potential energy benefits of integrated refrigeration system with microturbine and absorption chiller. *International Journal of Refrigeration*, Elsevier, v. 27, n. 8, p. 816–829, 2004. Citado na página 34.
- HöGANÄS. *Dados técnicos, Somaloy Höganäs*. 2014. Citado 2 vezes nas páginas 14 e 91.
- IEC Standard. Iec 60404-2 ed3.0 - magnetic materials - part 2: Methods of measurement of the magnetic properties of electrical steel sheet and strip by means of an epstein frame. 68 - *Magnetic alloys and steels, 1996-03-28*, v. 3, 1996. Citado na página 92.

- IMBERDORF, P.; NUSSBAUMER, T.; KOLAR, J. W. Analysis of a combined radial-axial magnetic bearing for a high-speed drive system. In: IET. *Power Electronics, Machines and Drives (PEMD 2010), 5th IET International Conference on*. [S.l.], 2010. p. 1–6. Citado 2 vezes nas páginas 50 e 55.
- INMAN, R. H.; PEDRO, H. T.; COIMBRA, C. F. Solar forecasting methods for renewable energy integration. *Progress in Energy and Combustion Science* 39 (6), 535-576, 2013. Citado na página 176.
- ISO. *ISO 1940-1:2003 Mechanical vibration – Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state – Part 1: Specification and verification of balance tolerances*. 2003. Citado na página 78.
- JADRIC, I.; BOROJEVIC, D.; JADRIC, M. Modeling and control of a synchronous generator with an active dc load. *Power Electronics, IEEE Transactions on*, v. 15, n. 2, p. 303–311, Mar 2000. ISSN 0885-8993. Citado na página 50.
- JANNELLI, E. et al. A small-scale caes (compressed air energy storage) system for stand-alone renewable energy power plant for a radio base station: A sizing-design methodology. *Energy* 78, 313-322., 2014. Citado na página 176.
- JOO, D.; WOO, K.; KIM, D. kyong. Calculation of winding inductances for a single-phase brushless dc machine. *Journal of Magnetism, Vol. 17, No. 3, September 2012*, 2012. Citado na página 107.
- JOO, D.; WOO, K.; KIM, D. kyong. Calculation of winding inductances for a single-phase brushless dc machine. *Journal of Magnetism* 17(3), 196-199, 2012. Citado na página 118.
- KELLY, A. D. Rotordynamic characterization and comparison of turbocharger bearing systems. *BorgWarner Turbo and Emissions Systems, USA*, 2010. Citado na página 69.
- KOLONDZOVSKI, Z. et al. Power limits of high-speed permanent-magnet electrical machines for compressor applications. *Energy Conversion, IEEE Transactions on*, IEEE, v. 26, n. 1, p. 73–82, 2011. Citado 3 vezes nas páginas 53, 54 e 67.
- KRÄHENBÜHL, D. *Bidirectional interfacing of compressed-air and electric power employing ultra-high-speed drives and turbomachinery*. Tese (Doutorado) — Diss., Eidgenössische Technische Hochschule ETH Zürich, Nr. 19097, 2010, 2010. Citado 2 vezes nas páginas 51 e 55.
- KRÄHENBÜHL, D. et al. Evaluation of ultra-compact rectifiers for low power, high-speed, permanent-magnet generators. In: IEEE. *Industrial Electronics, 2009. IECON'09. 35th Annual Conference of IEEE*. [S.l.], 2009. p. 448–455. Citado na página 50.
- KRAUSE, P. C. et al. *Analysis of electric machinery and drive systems*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2013. v. 75. Citado na página 106.
- KUROWSKI, P. M. Vibration analysis with solidworks simulation 2014. *SDC Publications*, 2014. Citado na página 141.
- LANDGRAF, F. J. G.; PLAUT, R. L. Efeito do tamanho de grão na permeabilidade magnética máxima da liga ferro 47,5% níquel. *Meturgia, ABM, Brasil, v.45, n.380, p.677-681*, 1989. Citado na página 91.

- LANDINI, C. L.; SANT'ANA, P. Análise técnico-econômica e avaliação dos risco financeiros para a introdução de microturbinas a gás natural no setor industrial. *Agrener GD 2013, Itajubá, 17 de maio*, 2013. Citado na página 34.
- LI, W. et al. Thermal analysis of high speed permanent magnetic generator. *Science China Technological Sciences*, Springer, v. 55, n. 5, p. 1419–1426, 2012. Citado 2 vezes nas páginas 45 e 48.
- LIU, L. et al. Hydrostatic gas journal bearings for micro-turbomachinery. *Journal of Vibration and Acoustics*, American Society of Mechanical Engineers, v. 127, n. 2, p. 157–164, 2005. Citado na página 68.
- LOOSER, A.; KOLAR, J. A hybrid bearing concept for high-speed applications employing aerodynamic gas-bearings and a self-sensing active magnetic damper. In: IEEE. *IECON 2011-37th Annual Conference on IEEE Industrial Electronics Society*. [S.l.], 2011. p. 1686–1691. Citado na página 50.
- LOOSER, A.; KOLAR, J. W. An active magnetic damper concept for stabilization of gas bearings in high-speed permanent-magnet machines. *Industrial Electronics, IEEE Transactions on*, IEEE, v. 61, n. 6, p. 3089–3098, 2014. Citado na página 50.
- LOOSER, A. E. *Gas bearing with active magnetic damping for ultra-high-speed electrical drive systems*. Tese (Doutorado) — ETH Zürich, 2013. Citado na página 50.
- LUBELL, D.; WEISSERT, D. *Rotor and bearing system for a turbomachine*. [S.l.]: Google Patents, 2006. US Patent 7,112,036. Citado 2 vezes nas páginas 59 e 67.
- LUIZ, A. A. *Tensões e Correntes Senoidais em Conversores para Média Tensão Industrial*. Dissertação (Mestrado) — Pós-graduação em Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Minas Gerais, 2007. Citado na página 50.
- MACHADO, L. H. J. Análise experimental do comportamento dinâmico de mancais radiais hidrodinâmicos de geometria fixa. *Universidade Federal de Minas Gerais, Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica*, 2006. Citado na página 68.
- MAGNET, N. *Professional supplier of magnets and motor Parts*. 2016. Disponível em: <http://neomax.cn/homepage/product_out.php?prod_cat_id=62&biaocat=02>. Citado 2 vezes nas páginas 108 e 112.
- MAIA, T. A. C. *Projeto e Construção de um Gerador a Ímãs Permanentes de Fluxo Axial para Turbina Eólica de Pequena Potência*. Dissertação (Mestrado) — Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal de Minas Gerais, 2011. Citado 6 vezes nas páginas 84, 92, 106, 107, 116 e 125.
- MARCUS, B. et al. A review on compressed air energy storage: Basic principles, past milestones and recent developments. *Appl. Energy* 170, 250-268, 2016. Citado na página 176.
- MATSUO, T.; LIPO, T. A. Rotor design optimization of synchronous reluctance machine. *Energy Conversion, IEEE Transactions on*, IEEE, v. 9, n. 2, p. 359–365, 1994. Citado na página 123.

- MCDONALD, D. Magnetizing and measuring b & h in high energy product rare earth permanent magnets. *Magnetics, IEEE Transactions on*, IEEE, v. 22, n. 5, p. 1075–1077, 1986. Citado na página 109.
- MEESSEN, K. J. et al. Inductance calculations of permanent-magnet synchronous machines including flux change and self-and cross-saturations. *Magnetics, IEEE Transactions on*, IEEE, v. 44, n. 10, p. 2324–2331, 2008. Citado na página 117.
- MEURER, E. J. et al. Estudo das perdas magnéticas interlaminares em máquinas elétricas:[dissertação]. Florianópolis, SC, 2005. Citado na página 88.
- MIRZAEI, M.; BINDER, A. Permanent magnet savings in high speed electrical motors. In: IEEE. *Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion, 2008. SPEEDAM 2008. International Symposium on*. [S.l.], 2008. p. 1276–1281. Citado 2 vezes nas páginas 48 e 55.
- MOGHADDAM, R.-R.; MAGNUSSEN, F.; SADARANGANI, C. Novel rotor design optimization of synchronous reluctance machine for low torque ripple. In: IEEE. *Electrical Machines (ICEM), 2012 XXth International Conference on*. [S.l.], 2012. p. 720–724. Citado na página 123.
- MOKHTAR, M. Floating ring journal bearings: theory, design and optimization. *Tribology International*, Elsevier, v. 14, n. 2, p. 113–119, 1981. Citado na página 70.
- MOREIRA, P. *Setor Elétrico Brasileiro e a Sustentabilidade no Século 21: Oportunidades e Desafios*. [S.l.]: Rios Internacionais, Brasília, DF. 91p. <http://www.internationalrivers.org/node/7525>, 2012. Citado na página 32.
- MORIMOTO, M. et al. Position sensorless starting of super high-speed pm generator for micro gas turbine. *Industrial Electronics, IEEE Transactions on*, IEEE, v. 53, n. 2, p. 415–420, 2006. Citado 2 vezes nas páginas 45 e 48.
- NAGORNY, A. S.; JANSEN, R. H.; KANKAM, M. D. Experimental performance evaluation of a high speed permanent magnet synchronous motor and drive for a flywheel application at different frequencies. 2007. Citado 2 vezes nas páginas 49 e 55.
- NAKANO, S. et al. An advanced microturbine system with water-lubricated bearings. *International Journal of Rotating Machinery*, Hindawi Publishing Corporation, v. 2009, 2009. Citado na página 69.
- NEMA. Motors and generators. *NEMA Standards Publications MG1-2006, Revision 1 2007, (Incorporates 12-2008 Errata)*, Rosslyn., 2008. Citado 3 vezes nas páginas 37, 125 e 168.
- NG, C.; ORCUTT, F. Steady state and dynamic properties of journal bearings in laminar and superlaminar flow regimes. ii- full floating ring bearings(steady state and dynamic properties of journal bearings in laminar and superlaminar flow regimes). 1967. 120 P, 1967. Citado na página 70.
- NOGUCHI, T.; KANO, M. Development of 150000 r/min, 1.5 kw permanent-magnet motor for automotive supercharger. In: IEEE. *Power Electronics and Drive Systems, 2007. PEDS'07. 7th International Conference on*. [S.l.], 2007. p. 183–188. Citado 2 vezes nas páginas 52 e 55.

- NOGUCHI, T. et al. 220,000-r/min, 2-kw permanent magnet motor drive for turbocharger. In: *International Power Electronics Conference (IPEC-Niigata 2005)*. [S.l.: s.n.], 2005. Citado 2 vezes nas páginas 52 e 55.
- NOVÁK, M.; NOVÁK, J.; ČEŘOVSKY, Z. Experimental research of high-speed electrical motor supercharger dynamic properties. In: IEEE. *Merging Fields Of Computational Intelligence And Sensor Technology (CompSens), 2011 IEEE Workshop On*. [S.l.], 2011. p. 7–12. Citado 2 vezes nas páginas 50 e 55.
- O'CONNELL, T.; KREIN, P. The schwarz-christoffel analytical method applied to electric machine slot shape optimization. In: IEEE. *Electric Machines & Drives Conference, 2007. IEMDC'07. IEEE International*. [S.l.], 2007. v. 1, p. 341–346. Citado na página 123.
- ORTIGOSA, A. S. P. *Metodologia para a análise estrutural estática e dinâmica de ventiladores centrífugos: emprego de métodos analíticos e numéricos*. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo, 2012. Citado na página 111.
- OUTLOOK, A. E. Energy information administration. *United States*, 2010. Citado 2 vezes nas páginas 13 e 31.
- OUYANG, B. et al. Analytical calculation of inductances of windings in electrical machines with slot skew. In: *Electrical Machines (ICEM), 2010 XIX International Conference on*. [S.l.: s.n.], 2010. p. 1–6. Citado na página 117.
- PAPAGIANNAKIS, R.; HOUNTALAS, D. Combustion and exhaust emission characteristics of a dual fuel compression ignition engine operated with pilot diesel fuel and natural gas. *Energy conversion and Management*, Elsevier, v. 45, n. 18, p. 2971–2987, 2004. Citado na página 33.
- PARASILITI, F. et al. Finite-element-based multiobjective design optimization procedure of interior permanent magnet synchronous motors for wide constant-power region operation. *Industrial Electronics, IEEE Transactions on*, IEEE, v. 59, n. 6, p. 2503–2514, 2012. Citado na página 123.
- PARK, C.; CHOI, S.; HAM, S. Design and experiment of 400,000 rpm high speed rotor and bearings for 500w class micro gas turbine generator. In: *International Conference on Micro and Nanotechnology for Power Generation and Energy Conversion Applications (PowerMEMS)*. [S.l.: s.n.], 2011. Citado na página 51.
- PAULA, C. D. Geração distribuída e cogeração no setor elétrico: avaliação sistêmica de um plano de inserção incentivada. *Programa Interunidades de Pós-graduação em Energia PIPGE/USP, Universidade de São Paulo, São Paulo*, 2004. Citado na página 34.
- PEČINKA, J.; POLEDNO, M. Gas turbine engine off-design calculations using matlab. *Advances in Military Technology*, v. 6, n. 1, p. 99–105, 2011. Citado na página 65.
- PEIRS, J.; REYNAERTS, D.; VERPLAETSEN, F. A microturbine for electric power generation. *Sensors and Actuators A: Physical*, Elsevier, v. 113, n. 1, p. 86–93, 2004. Citado na página 34.
- PEIRS, J. et al. Micropower generation with microgasturbines: a challenge. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, SAGE Publications, v. 221, n. 4, p. 489–500, 2007. Citado 2 vezes nas páginas 47 e 58.

Pereira JUNIOR, I. A. et al. Análise e medição de propriedades magnéticas dos materiais em diferentes frequências e com correção de harmônicos. *XVIII Congresso Brasileiro de Automática*, 2010. Citado na página 94.

PETICOLAS, B. W. *Turbogenerator/motor control with synchronous condenser*. [S.l.]: Google Patents, 2000. US Patent 6,093,975. Citado na página 59.

PFISTER, P.-D.; PERRIARD, Y. Very-high-speed slotless permanent-magnet motors: Analytical modeling, optimization, design, and torque measurement methods. *Industrial Electronics, IEEE Transactions on*, IEEE, v. 57, n. 1, p. 296–303, 2010. Citado 2 vezes nas páginas 49 e 55.

PIERCE, F. Summary of results from testing a 30-kw-microturbine and combined heat and power (chp) system. *Federal Energy Management Program*, 2007. Citado na página 34.

POWER, M. *Master Power Borghetti Turbos e Sistemas Automotivos Ltda*. 2013. Disponível em: <<http://www.masterpower.com.br/>>. Citado 4 vezes nas páginas 13, 14, 66 e 73.

PROCEL. Resultados procel, ano base 2014. *Eletrobrás*, 2015. Citado na página 80.

RAHMAN, M. A.; CHIBA, A.; FUKAO, T. Super high speed electrical machines-summary. In: *IEEE. Power Engineering Society General Meeting, 2004. IEEE*. [S.l.], 2004. p. 1272–1275. Citado 2 vezes nas páginas 53 e 54.

RAJU, M.; KHAITANB, S. K. Modeling and simulation of compressed air storage in caverns: A case study of the huntorf plant. *Appl. Energy* 89 474-481, 2012. Citado na página 176.

REZENDE, J. E. Evolução da microestrutura e textura com a temperatura de acabamento de um aço gno 1, 3% si. Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Materiais. Rede Temática em Engenharia de Materiais, Pró-Reitoria de Pesquisa e Pós-Graduação, Universidade Federal de Ouro Preto., 2003. Citado na página 83.

RIEMER, B.; LEßMANN, M.; HAMEYER, K. Rotor design of a high-speed permanent magnet synchronous machine rating 100,000 rpm at 10kw. In: *Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE), 2010 IEEE*. [S.l.: s.n.], 2010. p. 3978–3985. Citado na página 51.

RODRIGUEZ, P. et al. Double synchronous reference frame pll for power converters control. In: *Power Electronics Specialists Conference, 2005. PESC '05. IEEE 36th*. [S.l.: s.n.], 2005. p. 1415–1421. Citado na página 50.

ROLAN, A. et al. Modeling of a variable speed wind turbine with a permanent magnet synchronous generator. In: *Industrial Electronics, 2009. ISIE 2009. IEEE International Symposium on*. [S.l.: s.n.], 2009. p. 734–739. Citado na página 50.

ROLIM, J. Materiais elétricos. *apostila, UFSC, Florianópolis*, 2002. Citado na página 87.

ROPP, M. et al. Solar energy grid integration systems: final report of the florida solar energy center team. *Tech. Rep. SAND2012-1395, Sandia National Laboratories*, 2012. Citado na página 176.

SAADAT, M.; SHIRAZI, F. A.; LI, P. Y. Modeling and control of an open accumulator compressed air energy storage (caes) system for wind turbines. *Appl. Energy* 137, 603-616., 2015. Citado na página 176.

SAHIN, F. *Desing and Development of a High-Speed Axial-Flux Permanent-Magnet Machine*. Tese (Doutorado) — Technische Universiteit Eindhoven, 2001. Citado 3 vezes nas páginas 45, 48 e 55.

SANTOS, H. d. O. *Estudo de orientação cristalográficas de aços ao silício utilizando técnicas de difração de Raios X, difração de Elétrons e Método Etch Pit*. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo, 1999. Citado na página 86.

SCHMIDT, E.; SUSIC, M. Inductance and torque calculation of permanent magnet synchronous machines using the frozen permeabilities method with the finite element analyses. *Conference on the Computation of Electromagnetic Fields COMPUMAG, Sydney, Australia*, 2011. Citado na página 118.

SEIFER, M. *Wizard: The life and times of Nikola Tesla*. [S.l.]: Citadel, 1998. Citado na página 44.

SHAHAT, A. E.; KEYHANI, A.; SHEWY, H. E. Sizing a high speed pm generator for green energy applications. *Journal of electrical systems*, v. 6, p. 16, 2010. Citado na página 51.

SHAW, M. C.; JR, T. N. An analysis of the full-floating journal bearing. *NASA Technical Reports*, 1947. Citado na página 70.

SHEPHERD, D. G. *Principles of turbomachinery*. [S.l.]: Macmillan, 1956. Citado na página 172.

SILVA, A. et al. *Ligas magnéticas à base de FeCo processadas via moldagem de pós por injeção*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2008. Citado na página 87.

SILVA, K. F. da. *Controle e integração de centrais eólicas à rede elétrica com geradores de indução duplamente alimentados*. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo, 2006. Citado na página 50.

SIVASUBRAMANIAM, K. et al. Development of a high speed hts generator for airborne applications. *Applied Superconductivity, IEEE Transactions on, IEEE*, v. 19, n. 3, p. 1656–1661, 2009. Citado 3 vezes nas páginas 45, 48 e 55.

SJOBORG, E. Friction characterization of turbocharger bearings. *Master of Science Thesis, KTH Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden*, 2013. Citado 2 vezes nas páginas 70 e 71.

SKALKKA, M. et al. Harmonic reduction in induction machine using slot wedges optimization. In: IEEE. *Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion (SPEEDAM), 2012 International Symposium on*. [S.l.], 2012. p. 1252–1255. Citado na página 123.

SOARES, E. P. *Caracterização Magnética e Microestrutural de ímãs Sinterizados de Pr-Fe-B processados pela técnica de transferência de pó e utilizando decriptação por hidrogênio*. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo, 2005. Citado na página 107.

- SOARES, L. T. F. *Contribuição ao Controle de um Conversor Reversível Aplicado a um Aerogerador Síncrono a Imãs Permanentes*. Dissertação (Mestrado) — Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica - PPGEE Universidade Federal de Minas Gerais - UFMG, 2012. Citado na página 50.
- SOLIDWORKS. Solidworks corporation, simulationxpress. *Concord, MA*, 2012. Citado 2 vezes nas páginas 110 e 141.
- SOONG, W. Bh curve and iron loss measurements for magnetic materials. *Power Engineering Briefing Note Series*, 2008. Citado 2 vezes nas páginas 93 e 94.
- STAHL, D. A.; VESSA, P. B. *Permanent magnet rotor cooling system and method*. [S.l.]: Google Patents, 2002. US Patent 6,437,468. Citado 2 vezes nas páginas 59 e 60.
- STEBNER, G. E.; HARTWIG, C. Expert system for synchronous machines based on comsol multiphysics. *Proceedings of the 2011 COMSOL Conference in Stuttgart*, 2011. Citado na página 121.
- STEINERT, D.; NUSSBAUMER, T.; KOLAR, J. W. Slotless bearingless disk drive for high-speed and high-purity applications. *Industrial Electronics, IEEE Transactions on*, IEEE, v. 61, n. 11, p. 5974–5986, 2014. Citado na página 50.
- STERLING, J. *Influence of Induced Unbalance on Subsynchronous Vibrations of an Automotive Turbocharger*. Tese (Doutorado) — Virginia Polytechnic Institute and State University, 2009. Citado na página 77.
- STUPAK, J. J. Methods of magnetizing permanent magnets. *EMCW Coil Winding Show, 1 October-2 November Cincinnati, Ohio*, 2000. Citado na página 109.
- SULAIMAN, E.; KOSAKA, T.; MATSUI, N. Fea-based design and parameter optimization study of 6-slot 5-pole pmfsm with field excitation for hybrid electric vehicle. In: IEEE. *Power and Energy (PECon), 2010 IEEE International Conference on*. [S.l.], 2010. p. 206–211. Citado na página 123.
- SUUL, J. et al. Tuning of control loops for grid connected voltage source converters. In: *Power and Energy Conference, 2008. PECon 2008. IEEE 2nd International*. [S.l.: s.n.], 2008. p. 797–802. Citado na página 50.
- SUUL, J. A.; LJOKELSOY, K.; UNDELAND, T. Design, tuning and testing of a flexible pll for grid synchronization of three-phase power converters. In: IEEE. *Power Electronics and Applications, 2009. EPE'09. 13th European Conference on*. [S.l.], 2009. p. 1–10. Citado na página 50.
- TABATABAEI, H.; BORROOMAND, M.; TAEIBI-RAHI, M. Pulsating flow analysis in a small turbocharger turbine. *Int. J. Sci. Eng. Invest*, v. 1, p. 85–91, 2012. Citado na página 184.
- TAHI, S.; IBTIOUEN, R.; BOUNEKHLA, M. Design optimization of two synchronous reluctance machine structures with maximized torque and power factor. *Progress In Electromagnetics Research B*, EMW Publishing, v. 35, p. 369–387, 2011. Citado na página 123.

- TAKAHASHI, I. et al. A super high speed pm motor drive system by a quasi-current source inverter. *Industry Applications, IEEE Transactions on*, IEEE, v. 30, n. 3, p. 683–690, 1994. Citado 3 vezes nas páginas 50, 55 e 67.
- TENCONI, A.; VASCETTO, S.; VIGLIANI, A. Electrical machines for high-speed applications: design considerations and tradeoffs. *Industrial Electronics, IEEE Transactions on*, IEEE, v. 61, n. 6, p. 3022–3029, 2014. Citado 2 vezes nas páginas 54 e 67.
- TEREZA, J. V. C. *Caracterização do Sistema de Controle e Desempenho Dinâmico de uma rede de distribuição de energia em corrente contínua com possibilidade de conexões Multiponto*. Dissertação (Mestrado) — Programa de Pós-graduação em Engenharia Elétrica, CEFET-MG / UFSJ, 2011. Citado na página 50.
- TIMOSHENKO, S.; GOODIER, J. Theory of elasticity. *New York*, v. 412, p. 108, 1951. Citado na página 111.
- TORRES, A.; FILHO, B. J. C. A generalized epstein test method for the computation of core losses in induction motors. In: *IECON 02 [Industrial Electronics Society, IEEE 2002 28th Annual Conference of the]*. [S.l.: s.n.], 2002. v. 2, p. 1150–1155 vol.2. Citado na página 92.
- TSAI, W.-C. A study on core losses of non-oriented electrical steel laminations under sinusoidal, non-sinusoidal and pwm voltage supplies. In: *TENCON 2007 - 2007 IEEE Region 10 Conference*. [S.l.: s.n.], 2007. p. 1–5. Citado na página 94.
- TSAI, W.-C. A study on core losses of non-oriented electrical steel laminations under sinusoidal, non-sinusoidal and pwm voltage supplies. In: IEEE. *TENCON 2007-2007 IEEE Region 10 Conference*. [S.l.], 2007. p. 1–5. Citado na página 95.
- TUYSUZ, A.; ZWYSSIG, C.; KOLAR, J. W. A novel motor topology for high-speed micro-machining applications. *Industrial Electronics, IEEE Transactions on*, IEEE, v. 61, n. 6, p. 2960–2968, 2014. Citado na página 50.
- TÔRRES, A. G. *Estudo e Caracterização de Perdas MMagnética em Motores de Indução*. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, 2004. Citado na página 92.
- VENEGAS, V. et al. A finite element approach for the calculation of electrical machine parameters at high frequencies. In: IEEE. *Power Engineering Society General Meeting, 2007. IEEE*. [S.l.], 2007. p. 1–5. Citado na página 50.
- VENSON, G. G. *Desenvolvimento de um Banco de Ensaio e da Metodologia Experimental para o Levantamento das Características Operacionais de Turbocompressores Utilizando Gás Quente*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Minas Gerais, Programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica, 2007. Citado 2 vezes nas páginas 63 e 172.
- VENSON, G. G.; BARROS, J. E. M. Turbocharger performance maps building using a hot gas test stand. In: AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. *ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air*. [S.l.], 2008. p. 777–785. Citado na página 154.

- VENSON, G. G.; BARROS, J. E. M. Turbocharger dynamic analysis using first order system step response. In: AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. *ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air*. [S.l.], 2009. p. 935–940. Citado na página 155.
- WAKILEH, G. J. Harmonic in rotating machines. *Electric Power Systems Research*, 2003. Citado na página 114.
- WALLACE, R. et al. Use of a conductor screen to magnetize ndfeb magnets. *Magnetics, IEEE Transactions on*, IEEE, v. 34, n. 4, p. 2153–2155, 1998. Citado na página 109.
- WANG, J.; HOWE, D. Tubular modular permanent-magnet machines equipped with quasi-halbach magnetized magnets-part ii: armature reaction and design optimization. *Magnetics, IEEE Transactions on*, IEEE, v. 41, n. 9, p. 2479–2489, 2005. Citado na página 123.
- WEIZHENG, Y. et al. Analyze of current control strategy based on vector control for permanent-magnet synchronous generator in wind power system. In: *Power Electronics and Motion Control Conference, 2009. IPEMC '09. IEEE 6th International*. [S.l.: s.n.], 2009. p. 2209–2212. Citado na página 50.
- WILBERTH et al. Analysis of the performance of a step micromotor with four rotors of different morphologies using finite elements. *Electromagnetic devices - Mathematical models ; Electromagnetism - Mathematical models ; Finite element method, ISN: 291139*, 2011. Citado na página 119.
- WILDMANN, C.; NUSSBAUMER, T.; KOLAR, J. 10 mrpm spinning ball motor: Preparing the next generation of ultra-high speed drive systems. In: IEEE. *Power Electronics Conference (IPEC), 2010 International*. [S.l.], 2010. p. 278–283. Citado na página 50.
- WILLIAMSON, S.; MCCLAY, C. I. Optimization of the geometry of closed rotor slots for cage induction motors. *Industry Applications, IEEE Transactions on*, IEEE, v. 32, n. 3, p. 560–568, 1996. Citado na página 123.
- YAMAMURA, N.; ISHIDA, M.; HORI, T. A simple wind power generating system with permanent magnet type synchronous generator. In: *Power Electronics and Drive Systems, 1999. PEDS '99. Proceedings of the IEEE 1999 International Conference on*. [S.l.: s.n.], 1999. v. 2, p. 849–854 vol.2. Citado na página 50.
- YEDAMALE, P. Brushless dc (bl dc) motor fundamentals. *Microchip Technology Inc*, p. 20, 2003. Citado na página 50.
- YIN, M. et al. Modeling of the wind turbine with a permanent magnet synchronous generator for integration. In: *Power Engineering Society General Meeting, 2007. IEEE*. [S.l.: s.n.], 2007. p. 1–6. ISSN 1932-5517. Citado na página 50.
- ZHAN, Y. et al. Investigation on the evolution strategies for slot shape optimization of a permanent magnet synchronous machine. In: *Digests of the 2010 14th Biennial IEEE Conference on Electromagnetic Field Computation*. [S.l.: s.n.], 2010. Citado na página 123.

- ZHANG, D. Magnetic skin effect in silicon-iron core at power frequency. *Journal of magnetism and magnetic materials*, Elsevier, v. 221, n. 3, p. 414–416, 2000. Citado na página 98.
- ZHAO, D. et al. Design and control of an ultra high speed turbo compressor for the air management of fuel cell systems. In: IEEE. *Transportation Electrification Conference and Expo (ITEC), 2012 IEEE*. [S.l.], 2012. p. 1–6. Citado na página 51.
- ZHAO, L. et al. A highly efficient 200 000 rpm permanent magnet motor system. *Magnetics, IEEE Transactions on*, IEEE, v. 43, n. 6, p. 2528–2530, 2007. Citado na página 49.
- ZHU, Z. et al. Powder alignment system for anisotropic bonded ndfeb halbach cylinders. *Magnetics, IEEE Transactions on*, IEEE, v. 36, n. 5, p. 3349–3352, 2000. Citado na página 108.
- ZWYSSIG, C. et al. An ultra-high-speed, 500000 rpm, 1 kw electrical drive system. In: IEEE. *Power Conversion Conference-Nagoya, 2007. PCC'07*. [S.l.], 2007. p. 1577–1583. Citado na página 50.
- ZWYSSIG, C. et al. Design of a 100 w, 500000 rpm permanent-magnet generator for mesoscale gas turbines. In: IEEE. *Industry Applications Conference, 2005. Fourtieth IAS Annual Meeting. Conference Record of the 2005*. [S.l.], 2005. v. 1, p. 253–260. Citado 3 vezes nas páginas 36, 50 e 106.
- ZWYSSIG, C.; KOLAR, J. W.; ROUND, S. D. Megaspeed drive systems: pushing beyond 1 million r/min. *Mechatronics, IEEE/ASME Transactions on*, IEEE, v. 14, n. 5, p. 564–574, 2009. Citado 2 vezes nas páginas 50 e 67.
- ZWYSSIG, C.; ROUND, S. D.; KOLAR, J. W. An ultrahigh-speed, low power electrical drive system. *Industrial Electronics, IEEE Transactions on*, IEEE, v. 55, n. 2, p. 577–585, 2008. Citado na página 50.

Apêndices

APÊNDICE A – Equacionamento dos Mapas Experimentais de Turbocompressores

A.1 Definição das constantes

$$\gamma = 1,4 \quad (\text{A.1})$$

$$R_{mol} = 8,31447 \frac{J}{mol \cdot K} \quad (\text{A.2})$$

$$R_K = 286,86 \frac{J}{kg \cdot K} \quad (\text{A.3})$$

$$T_{ISA} = 288,15 \text{ K} \quad (\text{A.4})$$

$$P_{ISA} = 101.325 \text{ Pa} \quad (\text{A.5})$$

R_{mol} : Constante universal dos gases perfeitos

R_K : Constante universal dos gases perfeitos para o ar em kg

T_{ISA} : Temperatura padrão ISA

P_{ISA} : Pressão padrão ISA

A.2 Cálculo da densidade de ar de admissão

$$P_{sat} = P_{adm} \exp\left(\frac{-5314,5}{T_{adm}} + 14,354\right) \quad (\text{A.6})$$

$$Y_{H_2O} = \frac{U_r}{100} \times \frac{P_{sat}}{P_{adm}} \quad (\text{A.7})$$

$$Y_{Ar} = 1 - Y_{H_2O} \quad (\text{A.8})$$

$$m_{ar} = Y_{Ar} \times \left[0,21 \times 2m_{molO} + 0,79 \times 2m_{molN} + Y_{H_2O} \times (2m_{molH} + m_{molO}) \right] \quad (\text{A.9})$$

$$Y_{Ar} = 1 - Y_{H_2O} \quad (\text{A.10})$$

$$\rho_{Ar} = \frac{P_{adm}}{R_{mol}T_{adm}} \times m_{ar} \quad (\text{A.11})$$

- P_{sat} : Pressão de saturação em Pa
 P_{adm} : Pressão de admissão em Pa
 T_{adm} : Temperatura de admissão em K
 Y_{H_2O} : Concentração de H_2O no ar em $\%v/v$
 Ur : Umidade relativa do ambiente em $\%$
 Y_{Ar} : Concentração molar de oxigênio e nitrogênio no ar em $\%v/v$
 m_{ar} : Massa molar da mistura de ar
 ρ_{ar} : Densidade da mistura de ar
 m_{molO} : Massa molar de oxigênio ($16 \times 10^{-3} \text{ kg/mol}$)
 m_{molN} : Massa molar de nitrogênio ($14 \times 10^{-3} \text{ kg/mol}$)
 m_{molH} : Massa molar de hidrogênio ($1 \times 10^{-3} \text{ kg/mol}$)

A.3 Vazão mássica pela placa de orifício

$$C_{de} = E_{pl} \times C_d \quad (\text{A.12})$$

$$E_{pl} = \frac{1}{\sqrt{1 - \beta_{pl}^4}} \quad (\text{A.13})$$

$$\varepsilon_{pl} = \left[\frac{P_{est}}{P_{est} - P_t} \times \frac{1 - \beta_{pl}^4}{1 - \beta_{pl}^4 \left(\frac{P_t}{P_{est}}\right)^{\frac{2}{\gamma}}} \times \frac{\gamma}{\gamma - 1} \times \left(1 - \left(\frac{P_t}{P_{est}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right) \times \left(\frac{P_t}{P_{est}}\right)^{\frac{2}{\gamma}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{A.14})$$

$$\dot{m}_{ar} = C_{de} \times \varepsilon_{pl} \times A_t \sqrt{2\Delta P_{or} \rho_{Ar}} \quad (\text{A.15})$$

- C_{de} : Coeficiente de descarga combinado da placa de orifício
 C_d : Coeficiente de descarga da placa de orifício
 β_{pl} : Razão entre a área da garganta da placa de orifício (estagnação) e o maior diâmetro da tubulação (estática) $\beta_{pl} = D_t/D_e$
 P_{est} : Pressão estática na placa de orifício
 P_t : Pressão de estagnação na placa de orifício
 \dot{m}_{ar} : Vazão mássica de ar em kg/s
 A_t : Área da garganta da placa de orifício (estática) em m^2
 ΔP_{or} : Queda de pressão na placa de orifício em Pa

A.4 Temperatura e pressão de estagnação

$$V_{som_{ec}} = \sqrt{\gamma \cdot R_K \cdot T_{ec}} \quad (\text{A.16})$$

$$V_{som_{sc}} = \sqrt{\gamma \cdot R_K \cdot T_{sc}} \quad (\text{A.17})$$

$$V_{som_{et}} = \sqrt{\gamma \cdot R_K \cdot T_{et}} \quad (\text{A.18})$$

$$V_{som_{st}} = \sqrt{\gamma \cdot R_K \cdot T_{st}} \quad (\text{A.19})$$

$$Ma_{et} = \frac{\dot{m}_{ar}}{\rho_{Ar} \cdot A_{est} \cdot V_{som_{et}}} \quad (\text{A.20})$$

$$Ma_{st} = \frac{\dot{m}_{ar}}{\rho_{Ar} \cdot A_{est} \cdot V_{som_{st}}} \quad (\text{A.21})$$

$$Ma_{ec} = \frac{\dot{m}_{ar}}{\rho_{Ar} \cdot A_{est} \cdot V_{som_{ec}}} \quad (\text{A.22})$$

$$Ma_{sc} = \frac{\dot{m}_{ar}}{\rho_{Ar} \cdot A_{est} \cdot V_{som_{sc}}} \quad (\text{A.23})$$

$$T_{ec_{est}} = T_{ec} \times \left(1 + Ma_{ec}^2 \frac{\gamma - 1}{2}\right) \quad (\text{A.24})$$

$$T_{sc_{est}} = T_{sc} \times \left(1 + Ma_{sc}^2 \frac{\gamma - 1}{2}\right) \quad (\text{A.25})$$

$$T_{et_{est}} = T_{et} \times \left(1 + Ma_{et}^2 \frac{\gamma - 1}{2}\right) \quad (\text{A.26})$$

$$T_{st_{est}} = T_{st} \times \left(1 + Ma_{st}^2 \frac{\gamma - 1}{2}\right) \quad (\text{A.27})$$

$$P_{ec_{est}} = P_{ec} \times \left(1 + Ma_{ec}^2 \frac{\gamma - 1}{2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{A.28})$$

$$P_{sc_{est}} = P_{sc} \times \left(1 + Ma_{sc}^2 \frac{\gamma - 1}{2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{A.29})$$

$$P_{et_{est}} = P_{et} \times \left(1 + Ma_{et}^2 \frac{\gamma - 1}{2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{A.30})$$

$$P_{st_{est}} = P_{st} \times \left(1 + Ma_{st}^2 \frac{\gamma - 1}{2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{A.31})$$

$$\pi_c = \frac{P_{sc_{est}}}{P_{ec_{est}}} \quad (\text{A.32})$$

$$\pi_e = \frac{P_{st_{est}}}{P_{et_{est}}} \quad (\text{A.33})$$

- A_{est} : Área de estagnação (maior diâmetro) em m^2
 I : Região "I", entrada ou saída da turbina ou compressor
 Ma_I : Mach na região "I"
 V_{somI} : Velocidade do som na região "I" em m/s
 T_I : Temperatura na região "I" em K
 P_I : Pressão na região "I" em Pa
 π_c : Razão de compressão do compressor
 π_t : Razão de expansão da turbina

A.5 Correção de Vazão e Rotação padrão ISA

$$\eta_{cor} = \eta \times \sqrt{\frac{T_{ec}}{T_{ISA}}} \quad (A.34)$$

$$\dot{m}_{ar_{cor}} = \dot{m}_{ar} \times \sqrt{\frac{T_{ISA}}{T_{ec}}} \times \frac{P_{ec}}{P_{ISA}} \quad (A.35)$$

A.6 Eficiência Politrópica

$$\frac{T_{sc}}{T_{ec}} = \left(\frac{P_{sc}}{P_{ec}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma e_c}} \quad (A.36)$$

$$\frac{T_{st}}{T_{et}} = \left(\frac{P_{st}}{P_{et}} \right)^{e_t \frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (A.37)$$

e_c : Eficiência politrópica do compressor

e_t : Eficiência politrópica da turbina

A.7 Eficiência Isentrópica

$$\eta_c = \frac{\frac{P_{sc}}{P_{ec}}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_{sc}}{T_{ec}} - 1} \quad (A.38)$$

$$\eta_c = \frac{\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma e_c}} - 1} \quad (A.39)$$

$$\eta_t = \frac{1 - \frac{T_{st}}{T_{et}}}{1 - \frac{P_{st}}{P_{et}}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (A.40)$$

$$\eta_c = \frac{1 - \pi_t^{\frac{e_t \gamma - 1}{\gamma}}}{1 - \pi_t^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}}} \quad (\text{A.41})$$

η_c : Eficiência isentrópica do compressor

η_t : Eficiência isentrópica da turbina