

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

Franklin Julián Talero Barrera

**MEDIÇÃO DE FREQUÊNCIA ROTACIONAL EM REGIME
TRANSITÓRIO DE TOMBAMENTO EM COMPRESSORES
HERMÉTICOS PARA REFRIGERAÇÃO**

Dissertação submetida ao Programa de
Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
da Universidade Federal de Santa Catarina
para a obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Carlos Alberto Flesch,
Dr. Eng.

Coorientador: Cesar Alberto Penz,
Dr. Eng.

Florianópolis
2015

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

Talero Barrera, Franklin Julián

Medição de frequência rotacional em regime transitório de tombamento em compressores herméticos para refrigeração / Franklin Julián Talero Barrera; orientador, Carlos Alberto Flesch; coorientador, Cesar Alberto Penz. - Florianópolis, SC, 2015.

175p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Revisão bibliográfica. 3. Ferramentas matemáticas para medição de frequência rotacional em regime transitório de tombamento. 4. Propostas de medição de frequência rotacional em regime transitório de tombamento. 5. Avaliação das propostas. I. Flesch, Carlos Alberto. II. Penz, Carlos Alberto. III. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

Franklin Julián Talero Barrera

**MEDIÇÃO DE FREQUÊNCIA ROTACIONAL EM REGIME
TRANSITÓRIO DE TOMBAMENTO EM COMPRESSORES
HERMÉTICOS PARA REFRIGERAÇÃO**

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

Florianópolis, 06 de Agosto de 2015

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Júnior, Dr. Eng.
Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Prof. Carlos Alberto Flesch, Dr. Eng. (Orientador)
Universidade Federal de Santa Catarina

Cesar Alberto Penz, Dr. Eng. (Coorientador)
Universidade Federal de Santa Catarina

Banca Examinadora:

Prof. Carlos Alberto Flesch, Dr. Eng. (Presidente)
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Arcanjo Lenzi, Ph.D.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Marco Antônio Martins Cavaco, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Marco Aurélio de Oliveira, Dr. Eng.
Centro Universitário Tupy - UNISOCIESC

Ofereço este trabalho a Deus, a meus pais: Blanca Nelly e Marco Aurélio, a minha irmã Mônica, e a minha linda esposa Eliana Marcela.

AGRADECIMENTOS

Ao professor Carlos Alberto Flesch pela oportunidade de trabalhar no seu equipe de trabalho, orientação e confiança.

Ao Cesar Penz pela disposição e sugestões durante a realização do trabalho, mas principalmente, pela colaboração e apoio que recebi dele ao longo do mestrado.

Aos colegas, parceiros e equipe do LABMETRO/LIAE.

À UFSC, POSMEC, e LIAE pelo suporte ao desenvolvimento deste trabalho.

À Embraco pela parceria como o trabalho.

À minha Família: Blanca Nelly, Marco Aurélio, Mónica, Mauricio, Fábio Talero e Sra. Ruth; os que sempre estiveram presentes durante a consecução do mestrado.

À minha linda e amada esposa Eliana Marcela, quem é minha felicidade e motivação para seguir atingindo meus objetivos.

Ao senhor Pedro Figueroa, pela confiança, formação e emprego em Ingemol S.A.

E Principalmente a Deus, quem me deu força para seguir adiante cada vez que o caminho tornava-se difícil.

"Success is not final, failure is not fatal: it is the courage to continue that counts".

Winston Churchill (1874-1965).

RESUMO

O compressor é um dos principais componentes do sistema de refrigeração e no caso da refrigeração doméstica os mesmos são tipicamente herméticos. As atividades de controle da qualidade e de P&D são auxiliadas por grande diversidade de ensaios. Muitos desses ensaios preveem o monitoramento da frequência rotacional do motor elétrico inerente ao compressor. A característica hermética impossibilita o uso de transdutores específicos – como encoders e tacogeradores. Assim, a medição através de grandezas externamente disponíveis torna-se mandatória para ensaios em larga escala. Trabalhos sobre medição indireta de frequência rotacional foram desenvolvidos no laboratório ao qual o presente trabalho está relacionado. Nesses, análises de sinais de pressão de descarga, vibração da carcaça e corrente de alimentação foram realizadas; ferramentas de processamento de sinais no domínio da frequência e tempo-frequência foram avaliadas para condições de regime permanente e transitório. Oportunidade de análise específica se mostrou para o ensaio de tombamento, no qual é avaliada a adequação de compressores para determinadas aplicações. Nesse tipo de ensaio os compressores são submetidos a demandas de cargas que fazem com que a frequência rotacional varie rapidamente com o tempo, o que caracteriza um comportamento transitório dessa grandeza. Assim, a medição deve ser adequada para identificar o instante no qual a frequência rotacional ultrapassa um limite predefinido. O presente trabalho apresenta propostas de formas de medição da frequência rotacional para o ensaio de tombamento. Diferentes ferramentas matemáticas de análise de sinais – Transformada interpolada de Fourier, Transformada *Chirp-Z* e Transformadas *Wavelet* – são empregadas para obtenção da frequência rotacional a partir da pressão de descarga, vibração da carcaça e corrente de alimentação. Atividades experimentais são descritas e resultados são analisados com foco no comportamento da frequência rotacional na situação de interesse e na identificação do instante de tombamento. Análises de repetibilidade são realizadas em um compressor instrumentado para obtenção de medições de referência. As propostas de alternativas de medição mais adequadas para determinadas situações são indicadas. Obtiveram-se diferenças inferiores a 1% para as alternativas de medição mais adequadas em relação às medições de referência.

Palavras-chave: Compressores herméticos de refrigeração. Ensaio de tombamento. Medição de frequência rotacional.

ABSTRACT

The compressor is one of the main components related to refrigeration systems and, regarding to household refrigeration systems, is typically of the hermetic type. Activities on quality control and R&D of refrigeration compressors are supported by a wide diversity of tests. During many of these tests is regarded the monitoring of rotational frequency of compressor's electric motor. The hermetic feature makes unattainable the use of specific transducers, such as encoders and tachogenerators. Thus, the measurement through externally measurable quantities becomes mandatory for large-scale tests. Studies on indirect measurement of rotational frequency were developed in the laboratory related to this dissertation. In these, signal analysis of discharge pressure, compressor shell vibration and supply current were performed; signal processing techniques in frequency and time-frequency domains were applied to steady and unsteady state conditions. An opportunity for a specific analysis was shown regarding the compressor stalling test, which evaluates the suitability of compressors for specific applications. In this type of test the compressor is subjected to load requirements, which cause the rotational frequency to vary quickly over time, what assign a transient behavior to this quantity. Thus, the rotational frequency measurement must be suitable to identify the instant which it surpasses a predefined threshold. This dissertation presents measurement approaches to the rotational frequency during stall tests of refrigeration compressors. Different mathematical tools for signal analysis, such as Interpolated Fourier Transform (FFTint), Chirp-Z Transform and Wavelet Transforms, are used for obtaining the rotational frequency from the discharge pressure, shell vibration and supply current signals. Additionally, experimental activities are described and the results are analyzed focusing on the behavior of rotational frequency and on the identification of stalling instant. Repeatability analyses are realized using an instrumented compressor in order to obtain reference measurements. The best approaches for specific test situations are indicated, which presented results with differences of less than 1% related to the reference measurements.

Keywords: Hermetic refrigeration compressors. Stalling test. Rotational frequency measurement.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Partes básicas de um sistema de refrigeração.	31
Figura 2 – Componentes de um compressor hermético.	32
Figura 3 – Circuito da bancada de partida BPT	37
Figura 4 – Bancada de partida e tombamento	38
Figura 5 – Exemplo de um motor monofásico.	40
Figura 6 – Vista do enrolamento de um motor monofásico	41
Figura 7 – Mudança de posição dos polos num ciclo senoidal de alimentação.....	42
Figura 8 – Representação esquemática (a) e característica torque-velocidade para um motor RSIR (b).....	44
Figura 9 – Representação esquemática (a) e característica torque-velocidade para um motor de partida por capacitor (b).....	45
Figura 10 – Representação esquemática (a) característica torque-velocidade para um motor de partida por capacitor e funcionamento por capacitor (b).....	46
Figura 11 – Representação esquemática (a) característica torque-velocidade para um motor com capacitor de divisão permanente (b) ..	47
Figura 12 – Característica torque-frequência rotacional dos quatro maiores tipos de motores monofásicos de indução.	48
Figura 13 – Característica torque-velocidade de um motor de indução monofásico com regiões de operação.....	49
Figura 14 – Excentricidade gerada pela não circularidade do rotor (a); incorreto posicionamento do rotor (b).....	51
Figura 15 – Comportamento do rotor com excentricidade estática.....	51
Figura 16 – Comportamento do rotor com excentricidade dinâmica... ..	52
Figura 17 – Sinal típico de corrente de alimentação de um compressor hermético de refrigeração durante um ensaio de tombamento.....	54
Figura 18 – Espectro de frequências do sinal de corrente de alimentação da figura 17.....	54
Figura 19 – Ciclo mecânico do compressor hermético	55
Figura 20 – Sinal típico da pressão de descarga de um compressor hermético para refrigeração durante um ensaio de tombamento.....	56
Figura 21 – Espectro de frequência do sinal da figura 20.	56
Figura 22 – Sinal típico de vibração da carcaça de um compressor hermético para refrigeração durante um ensaio de tombamento.....	57
Figura 23 – Espectro de frequência do sinal da figura 22.	57
Figura 24 – Função janela em frequência.....	60
Figura 25 – Janelas no domínio do tempo.....	61

Figura 26 – Janelas no domínio da frequência normalizada em dB.....	62
Figura 27 – Ajuste da função espectro da janela empregando o método de interpolação de três pontos.....	64
Figura 28 – Representação gráfica da CZT.....	66
Figura 29 – <i>Wavelet mother</i> Morlet.....	68
Figura 30 – <i>Wavelet</i> Daubechies.....	68
Figura 31 – Diagrama frequência-tempo.....	69
Figura 32 – Análise da DWT para três níveis de decomposição empregando banco de filtros de análise (a); e sínteses (b).....	71
Figura 33 – Divisão da largura de banda na análise da DWT.....	72
Figura 34 – Representação da transformada <i>wavelet packet</i> para três níveis de decomposição.....	73
Figura 35 – Divisão da largura de banda na análise da transformada <i>wavelet packet</i>	74
Figura 36 – Exemplo de decomposição de um sinal com transitório utilizando a transformada <i>wavelet packet</i>	74
Figura 37 – Escalograma típico de um sinal de pulsação de pressão de descarga.....	76
Figura 38 – Procedimento de janelamento temporal utilizado.....	78
Figura 39 – Fluxograma da proposta 1.....	79
Figura 40 – Resultado para janela de 2500 amostras em regime permanente de tombamento.....	81
Figura 41 – Resultado para janela de 2500 amostras em regime transitório de tombamento.....	81
Figura 42 – Respostas de medição frequência rotacional utilizando janelas de tamanho 5000 amostras.....	82
Figura 43 – Respostas de medição frequência rotacional utilizando janelas de tamanho 5000 amostras.....	82
Figura 44 – Respostas de medição frequência rotacional utilizando janelas de tamanho 7500 amostras.....	83
Figura 45 – Respostas de medição frequência rotacional utilizando janelas de tamanho 7500 amostras.....	83
Figura 46 – Deslocamento da janela temporal.....	85
Figura 47 – Espectograma típico do sinal de corrente de alimentação do compressor hermético de refrigeração.....	86
Figura 48 – Espectograma típicos do sinal de pressão de descarga em um compressor hermético de refrigeração.....	87
Figura 49 – Espectograma típicos do sinal de vibração da carcaça em um compressor hermético de refrigeração.....	87
Figura 50 – Frequência rotacional no ensaio de tombamento pelo sinal de corrente de alimentação.....	88

Figura 51 – Frequência rotacional no ensaio de tombamento pelo sinal de pressão de descarga.....	89
Figura 52 – Frequência rotacional no ensaio de tombamento pelo sinal de vibração da carcaça.....	89
Figura 53 – Fluxograma da proposta 2.....	91
Figura 54 – Alocação dos pontos no plano complexo pela transformada Chirp Z.....	93
Figura 55 – Frequência rotacional no ensaio de tombamento pelo sinal de corrente de alimentação.....	94
Figura 56 – Frequência rotacional no ensaio de tombamento pelo sinal de pressão de descarga.....	95
Figura 57 – Frequência rotacional no ensaio de tombamento pelo sinal de vibração da carcaça.....	95
Figura 58 – Fluxograma da proposta 3.....	97
Figura 59 – Espectro de frequência de um sinal típico de corrente de alimentação.....	98
Figura 60 – Influencia do componente de frequência da tensão de alimentação do compressor sobre o componente de excentricidade.	99
Figura 61 – Árvore de decomposição da transformada <i>wavelet packet</i> para selecionar o componente de excentricidade da região de 120 Hz.	100
Figura 62 – Espectro do componente de excentricidade isolada.....	100
Figura 63 – Escalogramas depois do cálculo da AWT no componente de excentricidade do sinal de corrente de alimentação.....	101
Figura 64 – Escalogramas depois do cálculo da AWT no sinal de pressão de descarga.....	102
Figura 65 – Escalogramas depois do cálculo da AWT no sinal de vibração da carcaça.....	102
Figura 66 – Curva de <i>ridge</i> do sinal de corrente de alimentação.....	103
Figura 67 – Curva de <i>ridge</i> do sinal de pressão de descarga.....	103
Figura 68 – Curva de <i>ridge</i> do sinal de vibração da carcaça.....	104
Figura 69 – Medição de frequência rotacional em regime transitório de tombamento pelo sinal de corrente de alimentação.....	105
Figura 70 – Medição de frequência rotacional em regime transitório de tombamento pelo sinal de pressão de descarga.....	105
Figura 71 – Medição de frequência rotacional em regime transitório de tombamento pelo sinal de vibração da carcaça.....	106
Figura 72 – Transdutor de referência LVIT acoplado diretamente ao pistão do compressor instrumentado.....	109
Figura 73 – Sinal do transdutor LVIT durante um ensaio típico de tombamento.....	110

Figura 74 – Análise de picos e vales para um período do sinal do LVIT.	111
Figura 75 – Fluxograma da proposta de medição de frequência rotacional em regime transitório de tombamento pelo sinal do LVIT.	112
Figura 76 – Medições de frequência rotacional: 2 bar.	113
Figura 77 – Detalhe na região de análise de 48 Hz da figura 76.	114
Figura 78 – Medições de frequência rotacional: 4 bar.	114
Figura 79 – Detalhe na região de análise de 48 Hz da figura 78.	115
Figura 80 – Medições de frequência rotacional: 6 bar.	115
Figura 81 – Detalhe na região de análise de 48 Hz da figura 80.	116
Figura 82 – Disposição típica dos pontos de medição superior e inferior nos resultados da proposta de medição pelo sinal do LVIT.	116
Figura 83 – Resultados da análise de repetibilidade da tabela 2.	118
Figura 84 – Resultados da análise de repetibilidade da tabela 3.	119
Figura 85 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de corrente de alimentação.	120
Figura 86 – Detalhe na região de análise de 48 Hz da figura 85.	121
Figura 87 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de pressão de descarga.	122
Figura 88 – Detalhe na região de análise de 48 Hz da figura 87.	123
Figura 89 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de vibração da carcaça.	124
Figura 90 – Detalhe na região de análise de 48 Hz da figura 89.	125
Figura 91 – Diferença em hertz das medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento obtidas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.	128
Figura 92 – Diferença em porcentagem das medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento obtidas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.	129
Figura 93 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de corrente de alimentação.	132
Figura 94 – Detalhe na região de análise de 48 Hz da figura 93.	133
Figura 95 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de pressão de descarga.	134
Figura 96 – Detalhe na região de análise de 48 Hz da figura 95.	135
Figura 97 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de vibração da carcaça.	135
Figura 98 – Detalhe na região de análise de 48 Hz da figura 97.	136
Figura 99 – Diferença em hertz das medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento obtidas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.	140

Figura 100 – Diferença em porcentagem das medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento obtidas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.	141
Figura 101 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de corrente de alimentação.	144
Figura 102 – Detalhe na região de análise de 48 Hz da figura 101.	145
Figura 103 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de pressão de descarga.	146
Figura 104 – Detalhe na região de análise de 48 Hz da figura 103.	147
Figura 105 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de vibração da carcaça.	147
Figura 106 – Detalhe na região de análise de 48 Hz da figura 105.	148
Figura 107 – Diferença em hertz das medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento obtidas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.	152
Figura 108 – Diferença em porcentagem das medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento obtidas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.	153
Figura 109 – Resultados da análise de repetibilidade das medição de frequência rotacional da tabela 26.	159
Figura 110 – Resultados da análise de repetibilidade das medição da temperatura de condensação da tabela 26.	159
Figura 111 – Visualização gráfica dos resultados da tabela 27.	163
Figura 112 – Visualização gráfica dos resultados da análise de repetibilidade da tabela 28.	164
Figura 113 – Resolução de frequência da propostas 1 em relação à referência.	165

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Características das funções janelas temporais de maior aplicação.....	62
Tabela 2 – Resultados das medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento nos pontos inferiores a 48 Hz.....	117
Tabela 3 – Resultado das medições de temperatura de condensação..	118
Tabela 4 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de corrente de alimentação.....	121
Tabela 5 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de pressão de descarga.....	123
Tabela 6 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de vibração da carcaça.....	124
Tabela 7 – Diferenças em hertz das medições realizadas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.....	126
Tabela 8 – Diferenças em porcentagem das medições realizadas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.....	127
Tabela 9 – Valor médio e desvio padrão das diferenças em hertz das medições realizadas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.....	130
Tabela 10 – Valor médio e desvio padrão das diferenças em porcentagem das medições realizadas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.....	130
Tabela 11 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de corrente de alimentação.....	132
Tabela 12 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de pressão de descarga.....	134
Tabela 13 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de vibração da carcaça.....	136
Tabela 14 – Diferenças em hertz das medições realizadas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.....	138
Tabela 15 – Diferenças em porcentagem das medições realizadas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.....	139
Tabela 16 – Valor médio e desvio padrão das diferenças em hertz das medições realizadas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.....	142
Tabela 17 – Valor médio e desvio padrão das diferenças em porcentagem das medições realizadas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.....	142
Tabela 18 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de corrente de alimentação.....	144

Tabela 19 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de pressão de descarga	146
Tabela 20 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de vibração da carcaça	148
Tabela 21 – Diferenças em hertz das medições realizadas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.	150
Tabela 22 – Diferenças em porcentagem das medições realizadas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.	151
Tabela 23 – Valor médio e desvio padrão das diferenças em hertz das medições realizadas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.....	154
Tabela 24 – Valor médio e desvio padrão das diferenças em porcentagem das medições realizadas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.....	154
Tabela 25 – Seleção da melhor proposta de medição para análise de repetibilidade do ensaio de tombamento nas condições de operação avaliadas.....	157
Tabela 26 – Medições de temperaturas de descarga do compressor instrumentado através das alternativas de medição da tabela 25.....	158
Tabela 27 – Medições de frequência rotacional pelas alternativas de medição da tabela 26 e a referência.	161
Tabela 28 – Diferenças em porcentagem das medições realizadas pelas alternativas de medição da tabela 25 e referência em relação ao valor de frequência de 48 Hz.	162

LISTA DE ABREVIATURAS

ISO – *International organization for standardization*

ANSI – *American National Standards Institute*

ASHRAE – *International Technical Society Organized to Advance the Arts and Sciences of Heating*

LABMETRO – Laboratório de Metrologia e Automação, departamento de Engenharia Mecânica da UFSC

LIAE – Laboratório de Instrumentação e Automação de Ensaios, divisão LABMETRO

SICC – Sistema de injeção de corrente contínua

RSIR – *Resistance start/Induction run*

CSIR – *Capacitor start/Induction run*

CSCR – *Capacitor start/Capacitor run*

PSC – *Permanent-split motor*

FFTint – Transformada interpolada de Fourier

CZT – *Chirp-Z transform*

DWT – *Discrete wavelet transform*

AWT – *Analytic wavelet transform*

LVIT – *Linear Variable Inductance Transducer*

FFT – *Fast Fourier Transform*

BPT – Bancada de partida e tombamento

NI – National Instruments

UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	27
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO.....	27
1.2	OBJETIVOS DO TRABALHO.....	29
1.2.1	Objetivo geral.....	29
1.2.2	Objetivos específicos.....	29
1.3	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	29
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	31
2.1	COMPRESSOR HERMÉTICO PARA REFRIGERAÇÃO.....	31
2.1.1	Ensaio em compressores herméticos para refrigeração.....	33
2.1.2	Motor de indução monofásico.....	39
2.1.2.1	Princípio de funcionamento do motor de indução monofásico....	40
2.1.2.2	Tipos de motores de indução monofásicos.....	43
2.1.3	Análise da curva torque-velocidade do motor de indução monofásico.....	48
2.2	PROPOSTAS PARA MEDIÇÃO DE FREQUÊNCIA ROTACIONAL EM COMPRESSORES HERMÉTICOS.....	50
2.2.1	Medição de frequência rotacional pelo sinal da corrente de alimentação do motor do compressor.....	50
2.2.2	Medição de frequência rotacional pelo sinal de pressão de descarga.....	55
2.2.3	Medição da frequência rotacional pelo método do sinal de vibração da carcaça.....	56
3	FERRAMENTAS MATEMÁTICAS PARA MEDIÇÃO DE FREQUÊNCIA ROTACIONAL EM REGIME TRANSITÓRIO DE TOMBAMENTO	59
3.1	TRANSFORMADA DE FOURIER.....	59
3.2	TÉCNICA DE JANELAMENTO DE SINAIS.....	60
3.3	TRANSFORMADA INTERPOLADA DE FOURIER (FFT _{int}).....	63
3.4	TRANSFORMADA CHIRP Z (CZT).....	65
3.5	TRANSFORMADA <i>WAVELET</i>	67
3.5.1	Transformada <i>wavelet</i> contínua (CWT).....	70
3.5.2	Transformada <i>wavelet</i> discreta (DWT).....	70
3.5.3	Transformada <i>wavelet packet</i>	72
3.5.4	Transformada <i>wavelet</i> analítica (AWT).....	75
4	PROPOSTAS DE MEDIÇÃO DE FREQUÊNCIA ROTACIONAL EM REGIME TRANSITÓRIO DE TOMBAMENTO	77
4.1	PROPOSTA 1: TRANSFORMADA INTERPOLADA DE FOURIER COM JANELAMENTO TEMPORAL.....	77
4.1.1	Etapas da proposta.....	78

4.1.2	Resultados da proposta	88
4.2	PROPOSTA 2: TRANSFORMADA CHIRP-Z COM JANELAMENTO TEMPORAL	90
4.2.1	Etapas da proposta	92
4.2.2	Resultados da proposta	94
4.3	PROPOSTA 3: TRANSFORMADA WAVELET ANALÍTICA E <i>WAVELET PACKET</i>	96
4.3.1	Etapas da proposta	98
4.3.2	Resultados da proposta	105
5.	AVALIAÇÃO DAS PROPOSTAS	107
5.1	CARACTERIZAÇÃO DA REFERÊNCIA PARA MEDIÇÃO DE FREQUÊNCIA ROTACIONAL	108
5.2	AVALIAÇÃO DOS MÉTODOS DE MEDIÇÃO PROPOSTOS	119
5.3	ANÁLISE DE REPETIBILIDADE DO ENSAIO DE TOMBAMENTO 156	
6.	CONCLUSÕES E SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS	167
6.1	CONCLUSÕES	167
6.1.1	Quanto ao objetivo principal	167
6.1.2	Quanto aos objetivos específicos	167
6.2	SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS	168
	REFERÊNCIAS	169

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

Sistemas de refrigeração são largamente utilizados em aplicações industriais e domésticas – conservação de alimentos, climatização de ambientes, estocagem de medicamentos, resfriamento de dispositivos eletrônicos que dissipam grande quantidade de potência elétrica, entre outras (STOECKER; SAINZ JABARDO, 2002; ÇENGEL; BOLES, 2006).

O compressor é um dos principais componentes do sistema de refrigeração; sua função é aumentar a pressão do fluido refrigerante e promover a circulação do mesmo no sistema (STOECKER, 1982).

Os compressores alternativos são os mais utilizados para refrigeração doméstica e, tipicamente, são de concepção hermética, na qual, tanto a unidade de compressão quanto o motor de acionamento são alojados no interior de uma carcaça que apresenta acessos às conexões da sucção, descarga e processo, além dos terminais elétricos para alimentação do motor.

As atividades de controle da qualidade e de pesquisa e desenvolvimento de compressores herméticos são auxiliadas por grande diversidade de ensaios. Dentre esses há o ensaio de tombamento, o qual tem como objetivo principal a avaliação de condições extremas de operação do compressor, com vistas a avaliar a adequação do mesmo a uma dada aplicação.

O ensaio de tombamento prevê a identificação da maior carga mecânica (torque máximo) que o motor pode suprir em termos de pressão na descarga do compressor para uma dada condição de pressão na sucção. O ensaio inicia com o estabelecimento de uma condição estável de pressão de sucção. A pressão de descarga é então aumentada, com o ajuda de um circuito auxiliar. Durante todo o processo deve ser monitorada a frequência rotacional do motor, que reduz com o aumento da pressão de descarga. O instante em que a frequência rotacional atinge valor abaixo de um determinado limite – função da frequência rotacional nominal de operação – é chamado de instante de tombamento. A pressão de descarga em tal instante está relacionada com a maior carga mecânica que o compressor (motor) é capaz suprir.

Devido à impossibilidade de acoplar um transdutor ao eixo do motor para medição de frequência rotacional em compressores herméticos, há necessidade de desenvolvimento de métodos de medição indiretos e não-invasivos. Assim, trabalhos vêm sendo desenvolvidos no Laboratório de Instrumentação e Automação de Ensaios (LIAE), divisão do LABMETRO – Laboratório de Metrologia e Automatização, da Universidade Federal de Santa Catarina.

Técnicas de medição indireta de frequência rotacional em regime permanente já foram desenvolvidas e avaliadas por Demay (2008): através da análise dos sinais de pressão de descarga e vibração da carcaça do compressor hermético. Por outro lado, apesar da eficácia das técnicas de medição em regime permanente, existem situações, em que é preciso caracterizar o comportamento da medição de frequência rotacional em condições dinâmicas – caso relacionado ao ensaio de tombamento.

Nessa linha, Demay (2015) avaliou estratégias de medição de frequência rotacional em regimes transitórios de operação de compressores herméticos através de grandezas externamente mensuráveis. Demay (2015) analisou ferramentas como Transformada de Fourier Interpolada, Transformada *Chirp-Z*, *Short-Time Fourier Transform*, Transformadas *Wavelet*, Transformada de Hilbert e de Hilbert-Huang; avaliou também o uso de sinais de pressão, vibração e corrente de alimentação com vistas a extrair informações relacionadas à frequência rotacional em regimes transitórios. A abordagem realizada foi abrangente quanto ao entendimento do comportamento da frequência rotacional em tais condições. Oportunidade de desenvolvimento se apresentou quanto ao ensaio de tombamento, principalmente no que tange a análise na região de cruzamento com o limite que caracteriza o tombamento do compressor.

Assim, o presente trabalho foca na visualização do comportamento da frequência rotacional; comparação com método de referência baseando em transdutor específico – método invasivo e não aplicável em larga escala; proposição e comparação de alternativas para medição frequência rotacional no tombamento; análise do impacto da repetibilidade dos ensaios nas propostas.

1.2 OBJETIVOS DO TRABALHO

1.2.1 Objetivo geral

O objetivo deste trabalho é desenvolver e avaliar propostas de formas de medição¹ de frequência rotacional em ensaios de tombamento de compressores herméticos para refrigeração.

1.2.2 Objetivos específicos

- Gerar propostas de medição de frequência rotacional em condições dinâmicas da frequência rotacional no ensaio de tombamento através da corrente de alimentação, pressão de descarga e vibração na carcaça do compressor hermético.
- Comparar as propostas de medição de frequência rotacional com uma referência de medição que não seja influenciada pelas incertezas próprias das ferramentas matemáticas nem pelas condições de ensaio.
- Avaliar a repetibilidade de ensaios de tombamento numa condição típica e sua influência no desempenho das propostas analisadas neste trabalho.

1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Esta dissertação está estruturada em seis capítulos. No capítulo 2, é apresentada uma descrição básica do compressor hermético para refrigeração e sua importância nos sistemas de refrigeração, assim como uma breve descrição dos ensaios de desempenho em compressores para refrigeração em especial os ensaios de tombamento; teoria básica do motor de indução monofásico associado a compressores herméticos de refrigeração, onde destacam-se aspectos como a análise de curvas torque-velocidade; alternativas para medição de frequência rotacional analisando os sinais da corrente de alimentação, pressão de descarga e vibração na carcaça do compressor hermético para refrigeração.

¹ Entende-se no âmbito deste trabalho que cada proposta de forma de medição é composta pela seleção da ferramenta matemática e da grandeza empregada para medição indireta e pelo procedimento de medição utilizado.

No capítulo 3, é apresentada uma descrição das ferramentas matemáticas de análise em tempo e frequência utilizadas para o desenvolvimento das propostas.

No capítulo 4, são apresentadas as propostas de medição de frequência rotacional em regime transitório de tombamento através dos os sinais de corrente, pressão de descarga e vibração na carcaça do compressor hermético para refrigeração.

No capítulo 5, é apresentado o desenvolvimento do algoritmo de referência, o qual analisa o sinal de um transdutor de deslocamento para obtenção da frequência rotacional. Além disso, é apresentada uma avaliação das propostas para um conjunto de sete ensaios de tombamento sob condições de operação típicas.

No capítulo 6, são apresentadas as conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

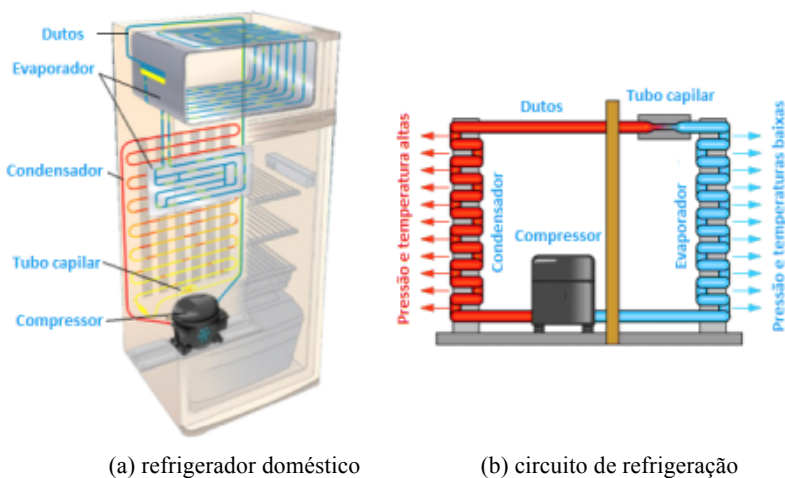
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O intuito deste capítulo é apresentar a teoria básica de compressores herméticos para refrigeração e sua importância nos sistemas de refrigeração, além de uma breve descrição de ensaios de desempenho e partida e tombamento. Além disso, é apresentada a teoria básica do motor de indução monofásico com análise das curvas torque-velocidade. Por último, são abordadas propostas de medição de frequência rotacional.

2.1 COMPRESSOR HERMÉTICO PARA REFRIGERAÇÃO

Atualmente, grande parte dos sistemas de refrigeração domésticos são baseados na compressão mecânica de vapor, e seu objetivo é realizar transferência de calor entre dois ambientes – de um ambiente de baixa temperatura para um ambiente de temperatura superior. Os elementos básicos de sistemas de refrigeração por compressão de vapor, apresentados na figura 1, são: compressor, condensador, tubo capilar, evaporador e dutos, além do fluido refrigerante encarregado da troca de calor entre os dois ambientes (STOEKER, 1982).

Figura 1 – Partes básicas de um sistema de refrigeração.



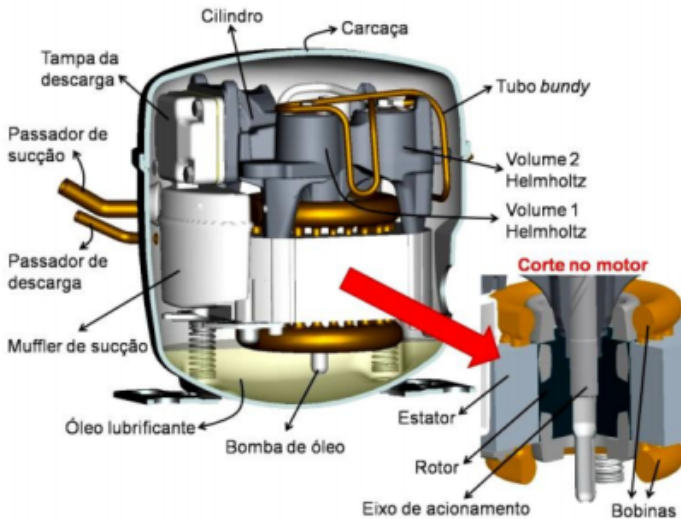
Fonte: Adaptado de Giesel (2007).

A função principal do compressor no circuito de refrigeração é comprimir e fazer circular o fluido refrigerante (em estado de vapor) pelo circuito em direção ao condensador (em alta temperatura e pressão). Após o condensador, já em estado líquido, o fluido passa pelo tubo capilar – como função básica de redução da pressão do líquido. No evaporador, a mudança de estado de líquido para vapor ocorre como a retirada de calor do ambiente em baixa temperatura (STOEKER, 2002).

No mercado é possível encontrar vários tipos de compressores, mas são os alternativos os que têm maior aplicação em refrigeração doméstica e comercial. Os compressores alternativos acionados por motor elétrico rotativo são dispositivos baseados em sistemas capazes de converter o movimento rotativo do eixo do motor em movimento translacional do pistão – responsável pela compressão do fluido refrigerante (GIESEL, 2007).

Os compressores alternativos são construídos em concepções distintas. Os herméticos são muito empregados em refrigeração doméstica e comercial, e são assim denominados por ter todos seus componentes eletromecânicos no interior de uma carcaça hermeticamente selada (DISCONZI, 2011). A figura 2 ilustra um compressor hermético de refrigeração.

Figura 2 – Componentes de um compressor hermético.



Fonte: Adaptado de Giesel (2007).

2.1.1 Ensaios em compressores herméticos para refrigeração

O consumo de energia é uma questão debatida no mundo. De acordo com Ellis (2009), da Agência Internacional de Energia, entre 5% e 29% do uso final da eletricidade é empregada para o funcionamento em refrigeradores – dependendo a área geográfica. Uma das estratégias recomendadas para a redução do consumo energético é a melhoria e otimização dos refrigeradores domésticos e, particularmente, dos compressores herméticos (RADERMACHER; KIM, 1996).

Avaliações experimentais de compressores de refrigeração são parte tanto do desenvolvimento de sistemas de refrigeração mais eficientes quanto do controle da qualidade (HENKLEIN, 2006).

Ensaios como partida e tombamento, desgaste e desempenho, procuram avaliar as características dos compressores de refrigeração. As normas que regem alguns destes ensaios são a “ISO 917 - *Testing of refrigerant compressors*” (ISO, 1989) e a “ANSI/ASHRAE 23: *Methods of Testing for Rating Positive Displacement Refrigerant compressors and Condensing Units*” (ANSI/ASHARE, 1993) as quais são aceitas internacionalmente pela indústria.

Dentro dos procedimentos estabelecidos na norma ISO 917 (ISO, 1989), gerais para todas as condições de operação, existem medições que precisam ser realizadas para completa caracterização dos parâmetros do compressor de refrigeração, tais como:

- temperatura de descarga do compressor;
- potência elétrica ativa consumida pelo compressor;
- corrente elétrica que circula pelo compressor;
- potência dissipada nos resistores localizados no evaporador;
- temperatura da carcaça do compressor;
- temperatura interna do compressor, tipicamente realizada indiretamente através da medição da resistência elétrica do enrolamento do motor;
- frequência rotacional do motor.

No caso específico da frequência rotacional, a norma ISO 917 determina que a mesma não deve apresentar desvios superiores a $\pm 1\%$ durante a medição das grandezas que comporão o resultado final dos ensaios em regime permanente. Dessa forma, a avaliação do compressor depende da confiabilidade do monitoramento de sua frequência rotacional (DEMAY, 2008).

Os componentes de sistemas de refrigeração devem ser projetados para que garantam seu funcionamento em diversas situações de operação. Portanto, no caso específico dos compressores de refrigeração, deve-se garantir que os mesmos atendam as demandas do sistema de refrigeração ao qual pertencem. Tais demandas podem ser traduzidas, no ponto de vista do compressor, pelo aumento da sollicitação de torque no eixo do motor.

Dois ensaios típicos para a avaliação da adequabilidade do compressor, sob ponto de vista do motor, a sistemas de refrigeração são os ensaios de partida e tombamento.

Os ensaios de partida e tombamento têm como objetivo caracterizar a capacidade dos compressores de refrigeração para funcionar sob condições adversas ou extremas (THOMAZINI, 2013).

As características e designação de um motor para um compressor de refrigeração² estão relacionadas a seus resultados de desempenho avaliados ao operar com uma carga correspondente à metade do seu torque máximo³ (DANFOSS, 2012).

Ao realizar o ensaio de um compressor na prática, o torque máximo do motor deve ser suficientemente elevado para suportar as condições de trabalho extremas do compressor.

Para os ensaios de partida e tombamento não existem normas a serem adotadas para padronização dos mesmos. Portanto, nesse tipo de ensaio, os parâmetros e procedimentos são definidos pela empresa fabricante dos compressores (THOMAZINI, 2013).

Nos ensaios de partida é avaliada a mínima tensão de alimentação necessária para que o motor do compressor entre em funcionamento e se mantenha na região estável após sua partida. Esse partida pode ser em situações de pressões equalizadas ou diferenciais na entrada e saída do compressor (THOMAZINI, 2013).

As condições de pressões equalizadas ou diferenciais são apresentadas, por exemplo, num refrigerador residencial quando o mesmo passa por um corte do fornecimento de energia elétrica; dependendo do tempo sem alimentação elétrica, a partida será equalizada ou diferencial (THOMAZINI, 2013).

² A seleção também depende também do torque de partida, torque a plena carga, fator de serviço e eficiência.

³ O termo torque máximo exprime a carga máxima que o motor é capaz de suportar sem que possa ocasionar sua parada.

Os ensaios de tombamento avaliam as condições máximas de carga nas quais o compressor consegue se manter na região estável de operação. Portanto, o resultado do ensaio de tombamento é fundamental na seleção do compressor hermético para determinada aplicação de refrigeração (THOMAZINI, 2013).

O ensaio de tombamento é realizado através do estabelecimento de uma condição fixa de pressão de sucção – de valor relacionado à temperatura de evaporação do sistema de refrigeração – e aumento gradativo da pressão de descarga – relacionada à temperatura de condensação do sistema de refrigeração – até que o torque da carga no motor ultrapasse o limite de operação da condição estável (TOLIYAT; KLIMAN, 2004; FITZGERALD; KINGSLEY; UMANS, 2003; PADUANO; GREITZER; EPSTEIN, 2001). Assim, a pressão de descarga nessa condição limite é associada à temperatura de condensação máxima de trabalho para uma dada temperatura de evaporação. Como se trata de um ensaio dinâmico, o instante de ocorrência da condição limite é chamado de instante de tombamento (SCHLICKMANN, 2012).

Um parâmetro fundamental nos ensaios de tombamento é a medição de frequência rotacional do compressor, onde é possível estimar o instante do tombamento do compressor através do monitoramento da mesma. A frequência rotacional do compressor pode diminuir aproximadamente 20% da frequência nominal do motor instante prévio de atingir seu torque máximo ou instante de tombamento do compressor (WALKER, WILLIAMSON, 1992).

Avanços significativos foram alcançados na medição indireta de frequência rotacional em compressores herméticos para refrigeração em regime permanente. Demay (2008) desenvolveu técnicas de medição de frequência rotacional pela análise dos sinais das pressões de sucção e descarga e da vibração da carcaça do compressor hermético⁴. Mesmo assim, foi possível constatar a necessidade de desenvolver algumas alternativas de medição de frequência rotacional em condições dinâmicas para caracterizar o comportamento da frequência rotacional no instante próximo ao tombamento do compressor.

⁴ Ambas as técnicas estão implementadas na bancada de partida e tombamento (chamada de BPT) automatizada por Thomazini (2013) no LIAE: Laboratório de Instrumentação e Automação de Ensaio, divisão do LABMETRO — Laboratório de Metrologia e Automação — Departamento de Engenharia Mecânica, UFSC.

a) Bancada de partida e tombamento

O desenvolvimento de uma bancada de ensaios de partida e tombamento BPT automatizada, iniciou com Costa (2010), que realizou pesquisa sobre a automação de ensaios de compressores de refrigeração operando sob condições extremas. O trabalho teve como foco melhorar e aperfeiçoar uma bancada onde os ensaios manuais demandavam longos períodos de tempo e sofriam forte influência do operador.

Schlickmann (2012) continuou o trabalho de Costa (2010) mediante a implementação de um método de medição da temperatura do enrolamento de motor do compressor sem necessidade de instrumentação externa com auxílio de um sistema de injeção de corrente contínua, desenvolvido por Silveira (2010). Assim, foi possível diminuir o tempo dos ensaios com o aumento acelerado e controlado da temperatura no enrolamento do motor, e acompanhar sua evolução através da medição da resistência ôhmica. Thomazini (2013) validou os resultados obtidos na bancada automatizada em relação aos obtidos inicialmente com a bancada manual.

Com a bancada de ensaios de partida e tombamento BPT desenvolvida no LABMETRO/LIAE, é possível analisar compressores em condições reais de operação em regime permanente e transitório. Portanto, a configuração da bancada possibilita realizar ensaios de tombamento e partidas equalizada e diferencial (THOMAZINI, 2013).

A figura 3 apresenta o circuito de configuração da BPT.

A bancada BPT desenvolvida no LABMETRO/LIAE, pode ser vista na figura 4.

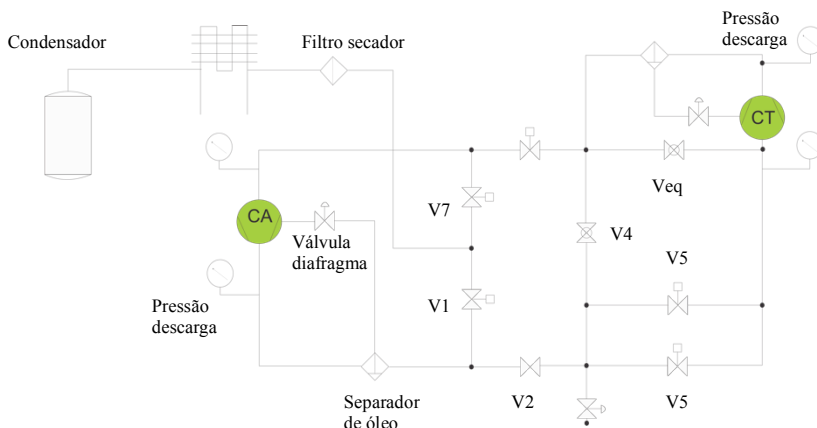
Os principais componentes da bancada BPT são:

- *transmissores de pressão*: para as medições de pressões de sucção e descarga do compressor em teste;
- *válvulas do tipo agulha*: para controle de vazão e pressão, assim como um dos conjuntos combinados de válvulas solenoides e esferas com atuadores pneumáticos que permitem o fechamento do circuito;
- *motores de corrente contínua*: para o acionamento das válvulas agulha, as quais realizam o controle da posição e velocidade de abertura e fechamento da válvula, através de interfaces de comunicação CAN;
- *resistências elétricas para aquecimento*: no reservatório do fluido refrigerante, nos dois separadores de óleo, e na sucção do compressor auxiliar para garantir o estado de superaquecimento do

vapor na entrada no compressor. O controle de temperatura de aquecimento é feito pelos controladores EURO THERM;

- *fonte de alimentação do compressor em teste*: EXTECH ELECTRONICS com comunicação via interface GPIB ao PC, que permite a variação de tensão e frequência de alimentação do compressor em teste;
- *sistema de injeção de corrente contínua SICC*: que permite o aquecimento acelerado dos compressores através da inserção de corrente contínua. Desenvolvido por Silveira (2010);
- *placas de aquisição de sinais (DAQ)*: da National Instruments, encarregadas da comunicação, leitura e acionamento dos componentes elétricos e eletrônicos da bancada.

Figura 3 – Circuito da bancada de partida BPT

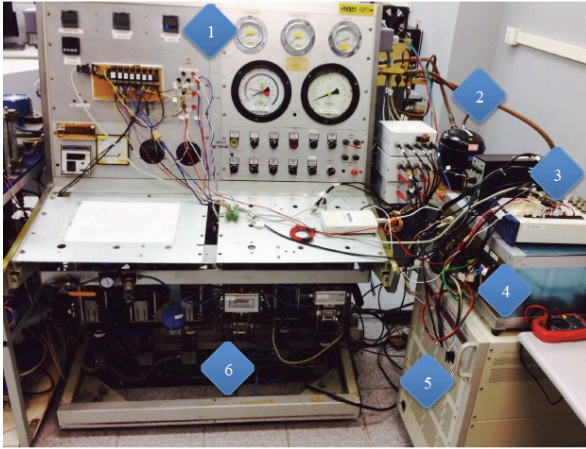


Legenda:

V1 e V5	válvulas de agulha de coeficiente baixo de vazão;
V7 e V6	válvulas de agulha de coeficiente alto de vazão;
V2	válvula solenoide;
V4 e Veq	válvulas de esfera com acionamento pneumático;
CA	compressor auxiliar;
CT	compressor em teste.

Fonte: Adaptado de (SCHLICKMANN, 2012).

Figura 4 – Bancada de partida e tombamento



Legenda:

- 1 controladores de temperatura dos resistores de aquecimento;
- 2 compressor em teste;
- 3 placas de aquisição DAQ;
- 4 sistema de injeção de corrente contínua SICC;
- 5 fonte de alimentação do compressor em teste;
- 6 arranjo de válvulas de controle e passo do gás refrigerante.

Fonte: Autor.

b) Procedimento simplificado do ensaio de tombamento

O ensaio de tombamento inicia como o ajuste da condição de avaliação do compressor em teste: temperatura de evaporação (dependendo da aplicação específica a qual se destina o compressor) e temperatura do enrolamento do motor do compressor de avaliação para a faixa de $(80 \pm 4)^\circ\text{C}$.

As válvulas automatizadas, indicadas na figura 3, trabalham em conjunto com o compressor auxiliar para estabelecer e controlar a pressão de sucção do compressor em teste para condição de avaliação.

Com a condição atingida, as válvulas na descarga do compressor em teste são fechadas; o circuito da linha de descarga do compressor auxiliar é ligado à descarga do compressor em teste causando a elevação

da pressão nesse ponto do circuito – essa ligação é realizada através de válvulas proporcionais para que a elevação seja controlada. A contínua elevação da pressão de descarga faz com que o compressor em teste atinja seu ponto de tombamento. Destaca-se, então, que o compressor auxiliar conduz o compressor em teste até seu tombamento. Nesse sentido, a condição de operação do compressor auxiliar é fator influente na dinâmica do ensaio de tombamento; a condição de pressão na sucção do compressor auxiliar impacta na quantidade de massa deslocada pelo mesmo, a qual é entregue ao compressor em teste; quanto maior a massa de fluido refrigerante, maior será a taxa de elevação da pressão de descarga do compressor em teste (THOMAZINI, 2013).

Destaca-se que Thomazini (2013) avaliou, preliminarmente, o impacto de diferentes condições de pressão de sucção do compressor auxiliar no ensaio de tombamento. Tal avaliação considerou métodos de medição de frequência rotacional disponíveis, mas que focavam na medição em condições de regime permanente. O presente trabalho, que tem foco em medições de frequência rotacional no regime transitório de tombamento, avalia a influencia de tais condições na identificação do instante de tombamento.

É típico que os motores de indução não conseguem restabelecer sua frequência rotacional em situações onde seu escorregamento é superior a 20 % (FITZGERALD; KINGLEY; UMANS, 2003). Assim, adota-se como parâmetro de tombamento o valor de 80% da frequência nominal de operação do compressor como limite máximo de operação. Abaixo desse valor considera-se o compressor “tombado” (THOMAZINI, 2013).

2.1.2 Motor de indução monofásico

A participação dos motores monofásicos no mercado de compressores herméticos para refrigeração é bastante significativa (PACHECO, 2007), comumente com potência variando entre 30 W e 700 W (GIESEL, 2007).

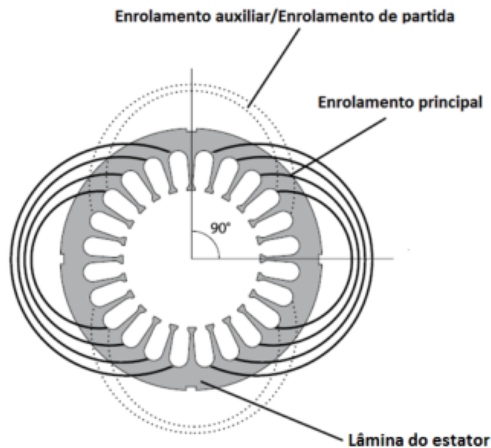
Nessa seção será apresentada introdução do motor de indução monofásico, onde se procura estudar o princípio de funcionamento, tipos de motores monofásicos e a análise da resposta torque-velocidade.

2.1.2.1 Princípio de funcionamento do motor de indução monofásico

O motor de indução monofásico é um tipo de motor que possui apenas um conjunto de enrolamentos e sua alimentação é feita por uma única fase de corrente alternada. Dessa forma, esse tipo de motor absorve energia elétrica de uma rede monofásica e a transforma em energia mecânica. Além disso, são empregados para cargas que necessitam baixa potência como, por exemplo, motores para ventiladores, refrigeradores e furadeiras portáteis. O motor de indução monofásico trabalha baseado nos mesmos princípios do motor de indução trifásico, mas possui um baixo torque de partida e precisa de outro enrolamento para sua partida (GRUNDFOS, 2004).

O estator do motor monofásico padrão possui dois enrolamentos localizados perpendicularmente um do outro. Um desses enrolamentos é conhecido como enrolamento principal, enquanto o outro é chamado de enrolamento auxiliar ou enrolamento de partida (figura 5). Dependendo do número de polos, cada enrolamento pode ser distribuído através de vários enrolamentos secundários.

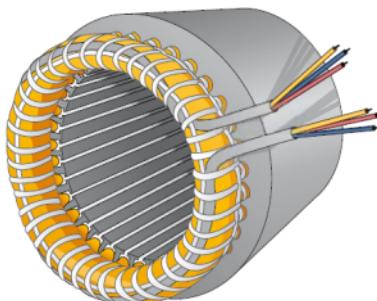
Figura 5 – Exemplo de um motor monofásico.



Fonte: Adaptado de Grundfos (2004).

Na figura 6 é ilustrado o enrolamento de um motor monofásico usado na maioria dos compressores herméticos de refrigeração, foco deste trabalho. Nas figuras 5 e 6 destacam-se as ranhuras para alocação dos enrolamentos, essa estrutura em forma de dentes garante o correto posicionamento dos fios e viabiliza um melhoramento no fluxo magnético no entreferro entre estator e o rotor.

Figura 6 – Vista do enrolamento de um motor monofásico



Fonte: Adaptado de Caviativa (2013).

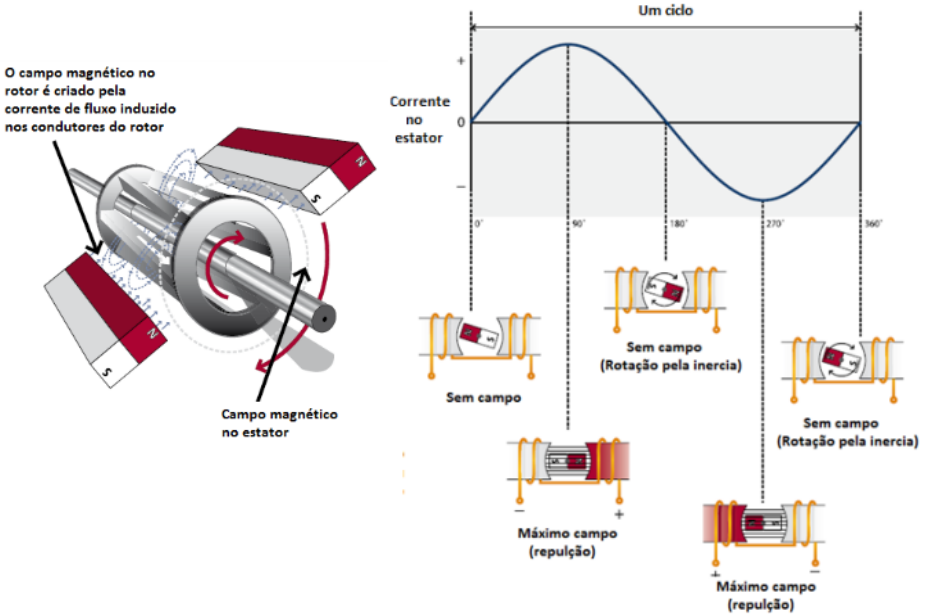
Os projetos de motores monofásicos dependem da sua aplicação e do tipo de tarefa a ser realizada. Isto significa que todos os motores são projetados de acordo, por exemplo, com sua eficiência, torque e ciclo de trabalho.

A teoria do campo giratório duplo é usada para conhecer o princípio de operação das máquinas de indução monofásica, também conhecidas como motores monofásicos assíncronos.

De acordo com essa teoria, um campo magnético que varia com o tempo, mas não no espaço, pode ser decomposto em dois campos magnéticos giratórios iguais em magnitude e com rotação em sentidos opostos. Os dois campos giratórios que são constantes e tem igual magnitude, giram sincronizadamente em sentidos opostos induzindo uma força eletromotriz no circuito do rotor devido a cada campo rotativo (RUTHES, 2008).

Nos motores de indução monofásicos, o campo do estator é alinhado permanentemente em uma direção, e os polos mudam sua posição uma vez a cada ciclo da frequência de alimentação (figura 7). Isso significa que o motor de indução monofásico poderá funcionar sem necessidade de ter ligado seu enrolamento secundário depois da partida (GRUNDFOS, 2004).

Figura 7 – Mudança de posição dos polos num ciclo senoidal de alimentação.



Fonte: Adaptado de Grundfos (2004).

Para que um motor monofásico possa partir são necessários pelo menos dois enrolamentos de fase localizados em quadratura e excitados por uma fonte de alimentação de corrente alternada (GURU; HIZROGLU, 2003).

Teoricamente, um motor monofásico poderia partir girando mecanicamente o rotor do motor e aplicando alimentação elétrica imediatamente. Na prática, no entanto, todos os motores usam algum tipo de sistema de partida automática. Na secção 2.1.2.2 serão apresentados os tipos de motores de indução tipicamente utilizados em compressores de refrigeração.

2.1.2.2 Tipos de motores de indução monofásicos

Os motores de indução monofásicos são conhecidos pelos nomes dos métodos de partida que utilizam. Os tipos de motores mais utilizados para refrigeração são: motor de indução com resistência de partida (*Resistance start/ Induction run* – RSIR); motor de indução com capacitor de partida (*Capacitor start/Induction run* – CSIR); motor com capacitor de partida e capacitor de funcionamento (*Capacitor start/Capacitor run* – CSCR); e o motor com capacitor de divisão permanente (*Permanent-Split Capacitor motor* – PSC).

a) Motor de indução com resistência de partida (RSIR)

O motor de fase dividida é um dos motores de indução mais utilizados em aplicações mecânicas que precisam de baixa potência. O motor utiliza dois enrolamentos separados, os quais estão localizados em quadratura e ligados a uma fonte monofásica. O enrolamento principal tem baixa resistência e alta indutância (FITZGERALD; KINGSLEY; UMANS, 2003). O enrolamento auxiliar têm uma alta resistência e baixa indutância.

O enrolamento auxiliar é desligado quando o rotor atinge 75% da sua velocidade síncrona. A desconexão do enrolamento auxiliar é necessária para evitar a perda de potência excessiva a plena carga (FITZGERALD; KINGSLEY; UMANS, 2003).

No momento da partida os dois enrolamentos são alimentados. A corrente do enrolamento principal está em atraso em relação à tensão aplicada em quase 90°, devido à sua alta indutância e baixa resistência. A corrente no enrolamento auxiliar está essencialmente em fase com a tensão aplicada, devido à sua elevada resistência e baixa indutância.

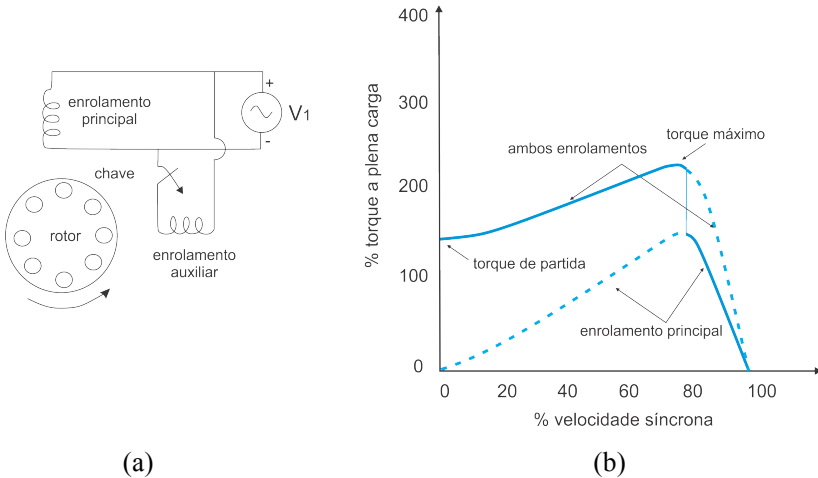
Os dois enrolamentos estão dispostos em quadratura e são percorridos por correntes desfasadas, assim se estabelece um campo giratório não equilibrado, o que permitem a partida do motor (GURU; HIZROGLU, 2003).

O torque de partida desenvolvido por um motor de fase dividida é geralmente de (150 a 200)% do torque a plena carga. A corrente de partida é de aproximadamente seis a oito vezes a corrente a plena carga (FITZGERALD; KINGSLEY; UMANS, 2003).

Na figura 8 é apresentado o esquemático de um motor de fase dividida e a sua característica geral de torque-velocidade.

É possível notar a perda de torque no momento em que o enrolamento auxiliar é desligado da alimentação do motor.

Figura 8 – Representação esquemática (a) e característica torque-velocidade para um motor RSIR (b).



Fonte: Adaptado de Guru, Hisroglu (2001) e Grundfos (2004).

b) Motor de indução com capacitor de partida (CSIR)

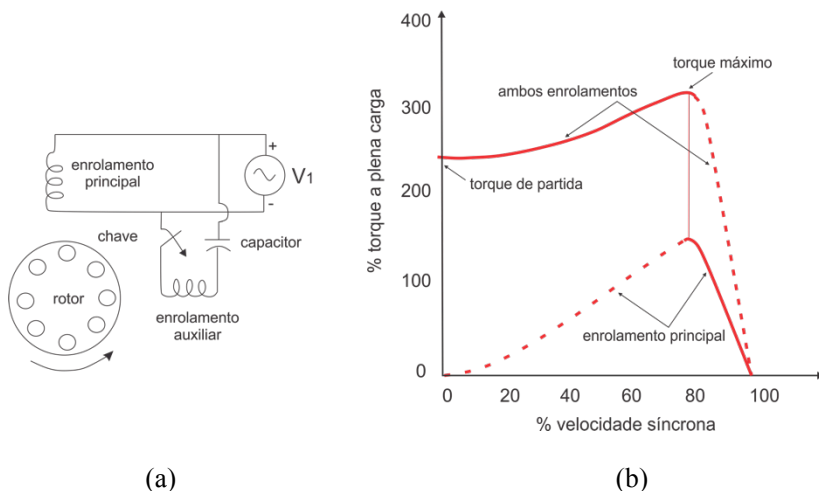
Em um motor de partida por capacitor, é incluído um capacitor em série com o enrolamento auxiliar. Se o valor do capacitor é devidamente escolhido, é possível projetar um motor no qual, a corrente no enrolamento principal esteja em atraso em relação a corrente no enrolamento auxiliar em, exatamente, 90° . Por conseguinte, o torque desenvolvido pelo motor com capacitor de partida pode ser tão elevado, quanto o torque de um motor polifásico equivalente (GURU; HIZROGLU, 2003).

Mais uma vez, o enrolamento auxiliar e o capacitor, são desligados em, aproximadamente, 75% da velocidade síncrona. Conseqüentemente, na velocidade especificada, o motor só funciona com o enrolamento principal, semelhante a um motor de indução de fase dividida (FITZGERALD; KINGSLEY; UMANS, 2003).

O motor de partida por capacitor é usado quando os requisitos de torque de partida é de quatro a cinco vezes o torque especificado.

Na figura 9, é apresentada uma representação esquemática do motor de partida por capacitor e sua característica velocidade-torque.

Figura 9 – Representação esquemática (a) e característica torque-velocidade para um motor de partida por capacitor (b).



Fonte: Adaptado de Guru, Hisroglu (2001) e Grundfos (2004).

c) Motor com capacitor de partida e capacitor de funcionamento (CSCR)

Embora os motores de fase dividida e de partida por capacitor sejam projetados para atender os requisitos da carga especificada, ambos apresentam fator de potência baixo na frequência rotacional nominal. Quanto mais baixo é o fator de potência, maior será a potência elétrica consumida para a mesma potência mecânica de saída. Em um motor monofásico sua eficiência é menor que a eficiência de um motor de indução polifásico do mesmo tamanho (GURU; HIZROGLU, 2003).

Por exemplo, a eficiência de um motor monofásico de partida por capacitor ou de fase dividida, geralmente é de (50 a 60)%, e para a mesma aplicação, um motor de indução trifásico, pode ter uma eficiência de (70 a 80)%.

A eficiência de um motor de indução monofásico pode ser melhorada com a utilização de outro capacitor quando o motor funciona a uma velocidade especificada.

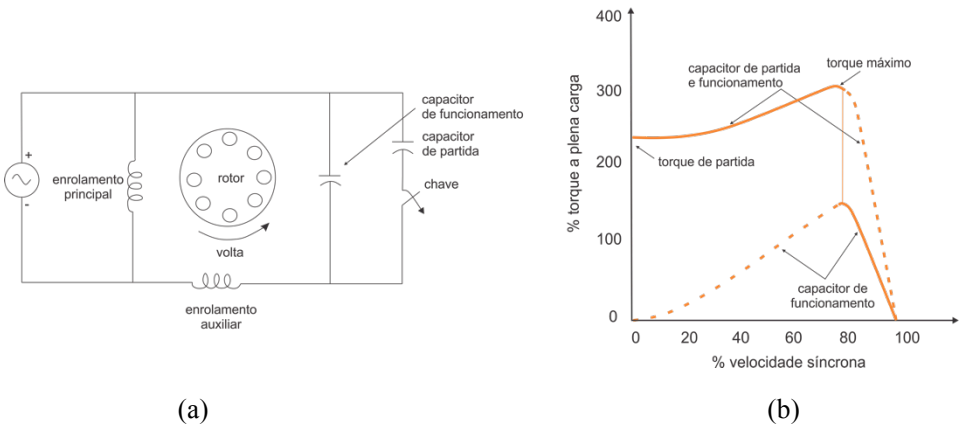
Isto leva ao desenvolvimento do motor com capacitor de partida e capacitor de funcionamento (CSCR).

Um capacitor é selecionado com base nos requisitos de torque de partida (capacitor de partida), enquanto o outro é escolhido para o desempenho em operação normal (capacitor de funcionamento).

O enrolamento auxiliar permanece sempre no circuito, mas algum tipo de interruptor desconecta o capacitor de partida do circuito, quando a velocidade é, aproximadamente, 75% da velocidade síncrona (FITZGERALD; KINGSLEY; UMANS, 2003).

Na figura 10, é apresentada a representação esquemática do motor de CSCR e suas características torque-velocidade.

Figura 10 – Representação esquemática (a) característica torque-velocidade para um motor de partida por capacitor e funcionamento por capacitor (b).



Fonte: Adaptado de Guru, Hisroglu (2001) e Grundfos (2004).

d) Motor com capacitor de divisão permanente (PSC)

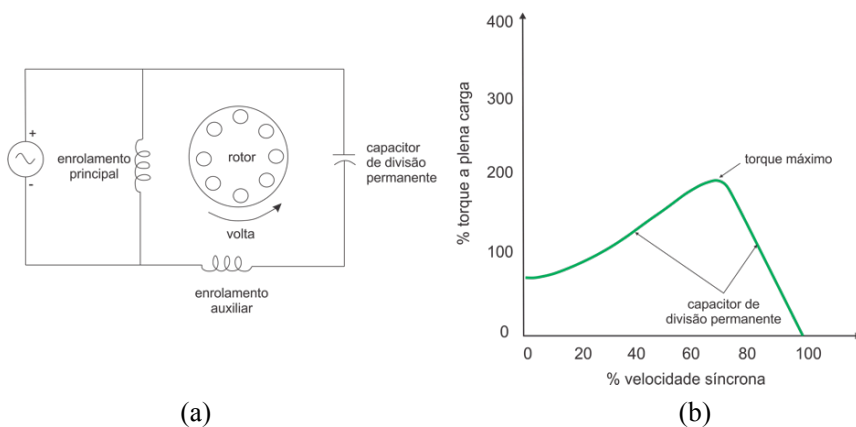
Como sugere o nome, os motores com capacitor de divisão permanente (PSC) tem um capacitor de funcionamento que está em série com o enrolamento de partida durante toda sua operação. Isto quer dizer que eles não têm um interruptor de partida ou um capacitor dedicado para partida. Assim, o enrolamento de partida torna-se um enrolamento auxiliar até quando o motor atinge sua velocidade de funcionamento ou operação (GRUNDFOS, 2004).

Os motores PSC não podem fornecer o mesmo torque de partida como os motores com capacitores separados. Seus torques de partida são bastante baixos, entre (30 a 90)% de carga nominal (GRUNDFOS, 2004).

Motores PSC oferecem alguns benefícios, como: desempenho e velocidade, além de ser adaptados para atender a necessidades específicas. Esses motores podem ser projetados para aplicações de máxima eficiência e alto fator de potência com carga nominal.

Na figura 11, é apresentada a representação esquemática do motor de PSC e suas características torque-velocidade.

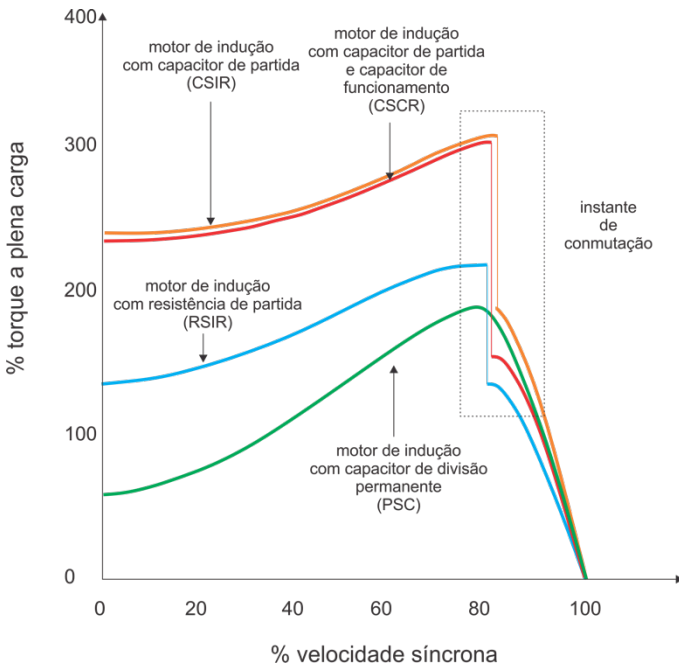
Figura 11 – Representação esquemática (a) característica torque-velocidade para um motor com capacitor de divisão permanente (b).



Fonte: Adaptado de Guru, Hisroglu (2001) e Grundfos (2004).

Na figura 12 são apresentadas as curvas típicas de torque-velocidade para os quatro tipos básicos de motores de indução monofásicos.

Figura 12 – Característica torque-frequência rotacional dos quatro maiores tipos de motores monofásicos de indução.

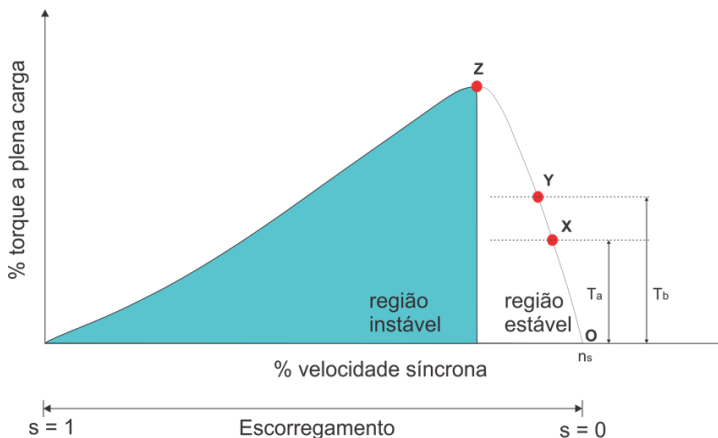


Fonte: Adaptado de Grundfos (2004).

2.1.3 Análise da curva torque-velocidade do motor de indução monofásico

A característica da curva típica torque-velocidade de um motor de indução monofásico, apresentada na figura 13, representa a relação entre o torque gerado pelo motor e a porcentagem da sua velocidade síncrona, após a partida e chaveamento do enrolamento auxiliar (CAVIATIVA, 2013).

Figura 13 – Característica torque-velocidade de um motor de indução monofásico com regiões de operação.



Legenda:

- n_s velocidade síncrona;
- O ponto de operação sem torque de carga;
- X ponto de operação para torque de carga T_a ;
- Y ponto de operação para torque de carga T_b ;
- Z ponto de operação de torque máximo do motor;
- s escorregamento do motor.

Fonte: Adaptado de Caviativa (2013).

Na curva da figura 13 se percebe que existe uma região de funcionamento estável (O-Z) e uma região instável (Z-0). Portanto:

- se o motor se encontrar no ponto de operação X, situado na região estável, e o torque de carga aumentar de T_a para T_b , o motor irá desacelerar, fazendo com que seu torque aumente de X para Y (SCHLICKMANN, 2012);
- se o torque de carga continuar crescendo de Y até Z, o motor apresentará uma característica de sobrecarga, elevada corrente e, conseqüente, sobreaquecimento. No ponto Z o motor atinge seu torque máximo, passa da região estável à região instável, a frequência rotacional cai rapidamente até se tornar nula. O instante no qual o motor do compressor hermético de refrigeração deixa de operar é denominado de ponto tombamento (SCHLICKMANN, 2012).

- o torque do motor é zero à velocidade síncrona;
- a relação torque-velocidade é, aproximadamente, linear entre a operação a vazio e plena carga;
- existe um torque máximo possível que não pode ser excedido. Este torque é chamado torque máximo, que é, tipicamente de dois ou três vezes o torque nominal a plena carga do motor.

2.2 PROPOSTAS PARA MEDIÇÃO DE FREQUÊNCIA ROTACIONAL EM COMPRESSORES HERMÉTICOS

A medição de frequência rotacional em compressores herméticos é uma tarefa de considerável complexidade, já que o emprego de transdutores tradicionais como tacômetros e *encoder* não é viável devido ao caráter hermético (DEMARY, 2008).

Em trabalhos anteriores foram explorados os métodos de medição de frequência rotacional em regime permanente a partir da análise dos sinais da corrente de alimentação do motor, vibração da carcaça e pressão de descarga do compressor (DEMARY; FLESCHE; ROSA, 2011; DEMARY, 2008).

Na sequência, são apresentadas tais métodos de medição de frequência rotacional e as características dos sinais empregados.

2.2.1 Medição de frequência rotacional pelo sinal da corrente de alimentação do motor do compressor

Excentricidades em máquinas eléctricas são geradas pelo não alinhamento do centro do rotor em relação ao estator. Elas são classificadas em excentricidades estáticas e dinâmicas, e podem ser geradas por erros na fabricação dos componentes, não circularidade do rotor e montagem inadequada do motor (FERNANDEZ; GARCIA; ALONSO; CANO; SOLARES, 2000).

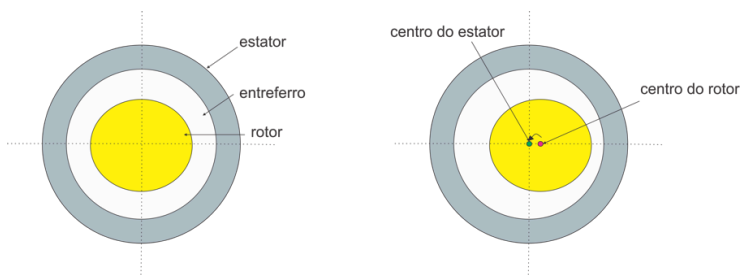
A excentricidade estática consiste em uma distorção do tamanho do entreferro, onde a distância mínima entre o estator e rotor permanece fixa no espaço (FERNANDEZ; GARCIA; ALONSO; CANO; SOLARES, 2000).

A excentricidade dinâmica é gerada quando o ponto mínimo (distância mínima entre rotor e estator) cambia de posição e acompanha o giro do rotor (FERNANDEZ; GARCIA; ALONSO; CANO; SOLARES, 2000).

Na figura 14 são apresentadas as possíveis causas da excentricidade estática e dinâmica.

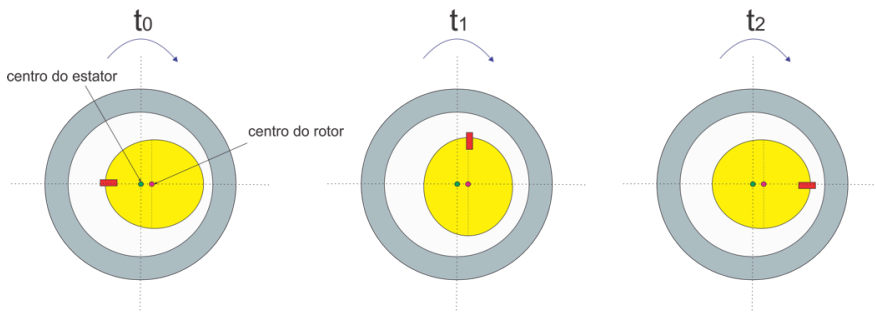
Na figura 15 é apresentado o comportamento no tempo do rotor no estator quando existe uma excentricidade estática. Note-se, que o rotor está deslocado à direita em relação ao centro do estator. Portanto, o ponto de comprimento menor do entreferro permanece constante no espaço (NANDI; AHMED; TOLIYAT, 2004).

Figura 14 – Excentricidade gerada pela não circularidade do rotor (a); incorreto posicionamento do rotor (b).



Fonte: Adaptado de (PANADERO, 2008).

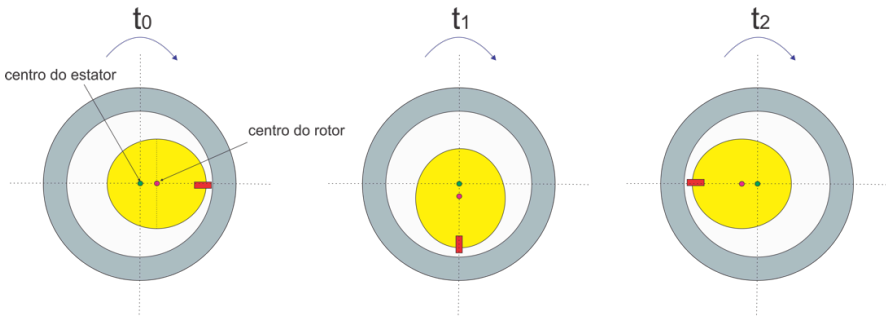
Figura 15 – Comportamento do rotor com excentricidade estática.



Fonte: Adaptado de (PANADERO, 2008).

Na figura 16 é apresentado o comportamento do rotor quando existe excentricidade dinâmica. Note-se, que o ponto de comprimento menor do entreferro se desloca em espaço-tempo em função do giro do rotor.

Figura 16 – Comportamento do rotor com excentricidade dinâmica.



Fonte: Adaptado de (PANADERO, 2008).

Alguns dos efeitos das excentricidades estáticas e dinâmicas são: ocorrência de harmônicos de alta e baixa frequência no espectro da corrente de alimentação e aumento geral da vibração no motor (FERNANDEZ; GARCIA; ALONSO; CANO; SOLARES, 2000).

A excentricidade no motor de indução produz uma modificação na forma do entreferro gerando frequências de pulsação proporcionais à velocidade de rotação do motor. Portanto, existem frequências de vibração associadas à excentricidade no entreferro (NANDI; AHMED; TOLIYAT, 2004).

Algumas técnicas empregadas para detecção da excentricidade utilizam, principalmente, as análises de frequencial do sinal de corrente de alimentação e vibração do motor (NANDI; AHMED; TOLIYAT, 2004; COLLACOTT, 1979).

Destaca-se também que as ranhuras causam um efeito de variação do entreferro, como mostrado anteriormente – figuras 15 e 16. Assim, há geração de componentes de frequência que relacionam a quantidade de ranhuras e frequência rotacional do rotor. Outros parâmetros construtivos e de funcionamento também influenciam nas componentes de frequência do sinal de corrente: escorregamento e par de polos (FERNANDEZ; GARCIA; ALONSO; CANO; SOLARES, 2000). Na equação 1 é apresentada a relação da frequência de ranhura e os parâmetros citado acima.

$$f_e = \left[\frac{(nR \pm n')(1-s)}{p} \pm n_i \right] f_l \quad (1)$$

Onde:

- f_e frequência associada às ranhuras do rotor;
- f_l frequência de alimentação do motor;
- n número inteiro positivo qualquer;
- n' ordem do componente associado à excentricidade, 0 para excentricidade estática e 1 para dinâmica;
- p número de pares de polos da máquina;
- s escorregamento;
- R número de ranhuras do rotor;
- n_i ordem do componente associado à força magnetomotriz no entreferro

Por outro lado, a combinação da excentricidade estática e dinâmica gera frequências adicionais no espectro do sinal de corrente, denominadas bandas laterais associadas à velocidade de rotação do motor, as quais estão alocadas simetricamente ao lado do componente da frequência de alimentação do motor (DORRELL, 1995), como apresentado na equação 2 (FERNANDEZ; GARCIA; ALONSO; CANO; SOLARES, 2000).

$$f_b = |f_l \pm k f_r| \quad (2)$$

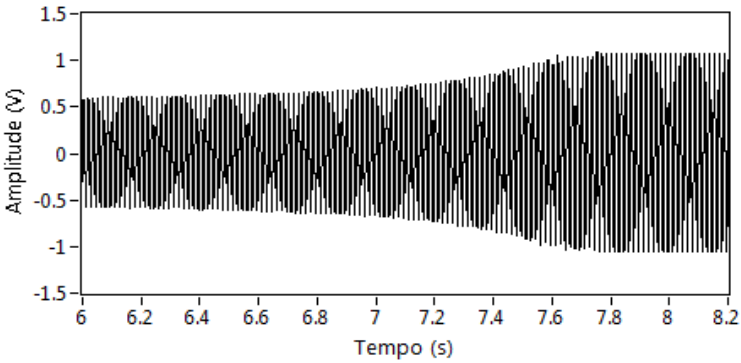
Onde:

- f_b frequência de bandas laterais;
- f_l frequência de alimentação do motor;
- k número inteiro positivo qualquer;
- f_r frequência de rotação mecânica

No caso do compressor hermético com frequência nominal de operação de 60 Hz e dois polos, o primeiro componente de excentricidade estará alocada na região próxima a 120 Hz (dependendo do valor de escorregamento).

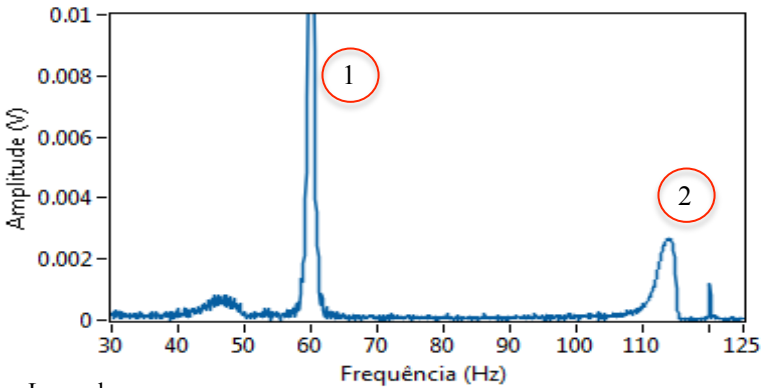
Na sequência nas figuras 17 e 18 são apresentados o sinal de corrente de alimentação de um compressor hermético para refrigeração, durante um ensaio típico de tombamento, e seu espectro de frequência, ressaltando o componente de escorregamento alocado na região de 120 Hz.

Figura 17 – Sinal típico de corrente de alimentação de um compressor hermético de refrigeração durante um ensaio de tombamento.



Fonte: Autor.

Figura 18 – Espectro de frequências do sinal de corrente de alimentação da figura 17.



Legenda:

- 1 componente da frequência de alimentação do motor;
- 2 componente de excentricidade.

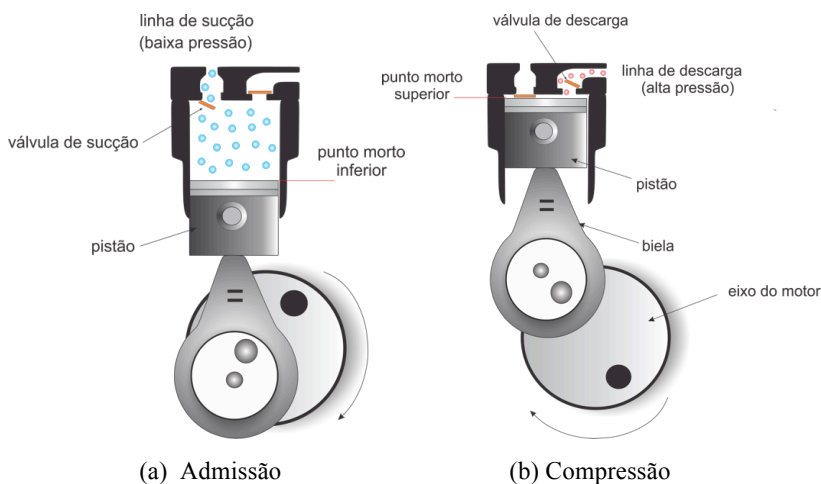
Fonte: Autor.

2.2.2 Medição de frequência rotacional pelo sinal de pressão de descarga

Devido às etapas de admissão e descarga no compressor hermético, a pressão no interior do cilindro adquire um comportamento cíclico ou pulsado pela sequência dos movimentos do pistão (COSTA, 2010).

O movimento do pistão provoca aumento e posterior diminuição da pressão de descarga segundo seu avanço e recuo, gerando abertura e fechamento da válvula de descarga. Portanto, este comportamento origina a pulsação de pressão relacionada à frequência de oscilação do pistão e, portanto, à frequência rotacional do compressor (DEMAY, 2008). Na figura 19 é apresentado o ciclo mecânico do compressor hermético para refrigeração.

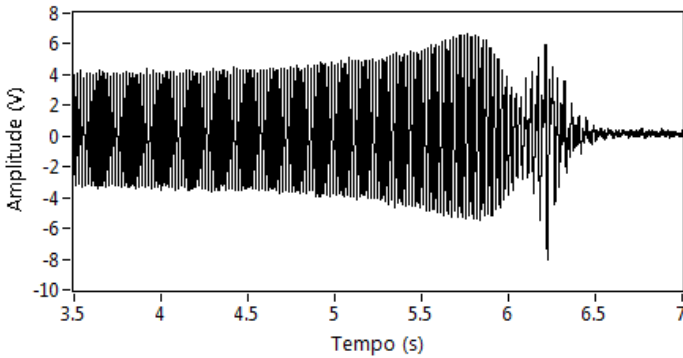
Figura 19 – Ciclo mecânico do compressor hermético



Fonte: Autor.

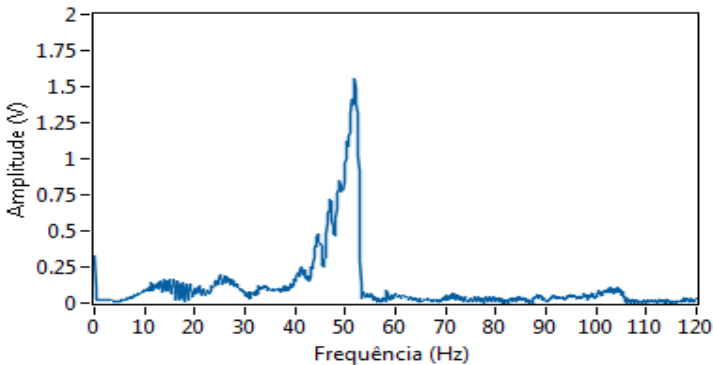
Na figura 20 é apresentado o sinal de pressão de descarga do compressor durante um ensaio típico de tombamento, onde os picos e os vales correspondem à periodicidade da abertura e fechamento da válvula de descarga. Além disso, a figura 21 mostra o espectro de frequência do sinal de pressão de descarga onde é identificada o componente relativa à frequência rotacional do compressor.

Figura 20 – Sinal típico da pressão de descarga de um compressor hermético para refrigeração durante um ensaio de tombamento.



Fonte: Autor.

Figura 21 – Espectro de frequência do sinal da figura 20.



Fonte: Autor.

2.2.3 Medição da frequência rotacional pelo método do sinal de vibração da carcaça

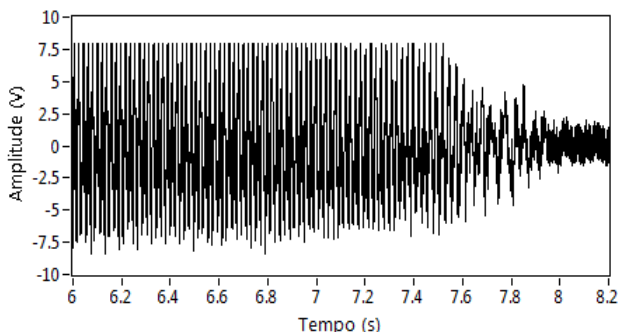
Os mecanismos de geração de ruído e vibração em compressores herméticos se localizam, principalmente, no bloco, o qual, para cada ciclo de compressão, é excitado pelas variações de pressão no cilindro e pelo fluxo de gás no sistema de descarga (RODRIGUES, 2003).

A variação da pressão do gás no cilindro gera vibrações, na forma de aceleração, no instante da abertura da válvula de descarga. Para cada

ciclo de compressão, a sequência: (1) sucção do vapor no cilindro; (2) compressão; (3) descarga do vapor pressurizado, apresenta um comportamento periódico, onde o espectro do ruído e da vibração⁵ está composto principalmente de harmônicos da frequência rotacional (DEMAY, 2008).

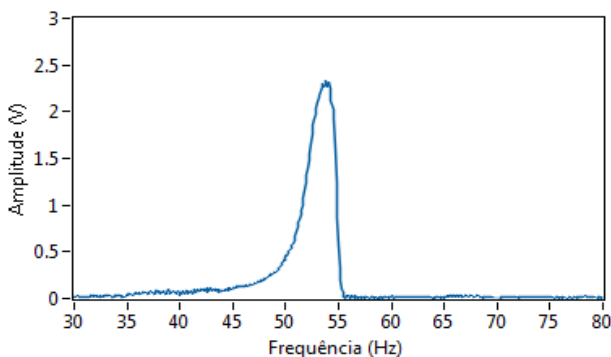
Nas figuras 22 e 23 são apresentados o sinal de vibração da carcaça de um compressor hermético durante um ensaio típico de tombamento, e o espectro de frequência do mesmo sinal, onde é identificada o componente relativa à frequência rotacional do compressor.

Figura 22 – Sinal típico de vibração da carcaça de um compressor hermético para refrigeração durante um ensaio de tombamento.



Fonte: Autor.

Figura 23 – Espectro de frequência do sinal da figura 22.



Fonte: Autor.

⁵ Sinal gerado por um acelerômetro instalado na carcaça do compressor.

3. FERRAMENTAS MATEMÁTICAS PARA MEDIÇÃO DE FREQUÊNCIA ROTACIONAL EM REGIME TRANSITÓRIO DE TOMBAMENTO

Neste capítulo serão apresentadas ferramentas matemáticas que serão utilizadas para a análise de sinais em regime transitório: transformada interpolada de Fourier (FFTint), Chirp-Z e as transformadas *wavelet*. As propostas que viabilizam a medição de frequência rotacional em regime transitório de tombamento, segundo o tipo de ferramenta matemática utilizada e grandeza analisada, serão apresentadas no capítulo 4.

3.1 TRANSFORMADA DE FOURIER

A transformada de Fourier representa uma função $x(t)$ como a soma de exponenciais complexas, com frequência ω e amplitude $X(\omega)$. A equação 3 permite calcular a amplitude do sinal $x(t)$ no domínio da frequência usando a sua resposta no domínio do tempo (PROAKIS; MANOLAKIS, 2007)

$$X(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot e^{-j \cdot \omega \cdot t} \cdot dt \quad (3)$$

Onde:

$X(\omega)$	sinal no domínio da frequência;
$x(t)$	sinal no domínio do tempo;
j	representação de número imaginário;
ω	frequência angular;
t	tempo.

No caso de sinais estacionários – que podem ser associados ao comportamento das grandezas de interesse quando em operação em regime permanente – a análise de Fourier se apresenta, tipicamente, como alternativa adequada para a obtenção da frequência rotacional. Em situações de operação em regime transitório – característica inerente às grandezas observadas no âmbito deste trabalho – os sinais são, tipicamente, não estacionários. Assim, a análise de Fourier pode apresentar deficiências relacionadas à dispersão espectral.

Alternativas se apresentam em ferramentas de análise em tempo-frequência, como as transformadas *wavelet* descritas na seção 3.5. A diminuição das janelas de observação dos sinais e aplicação de técnicas de janelamento (seção 3.2), aplicação da transformada interpolada de

Fourier FFTint (seção 3.3) e da transformada Chirp-Z (seção 3.4) podem contribuir significativamente para a obtenção de resultados mais confiáveis, pois atuam na melhoria da resolução em frequência.

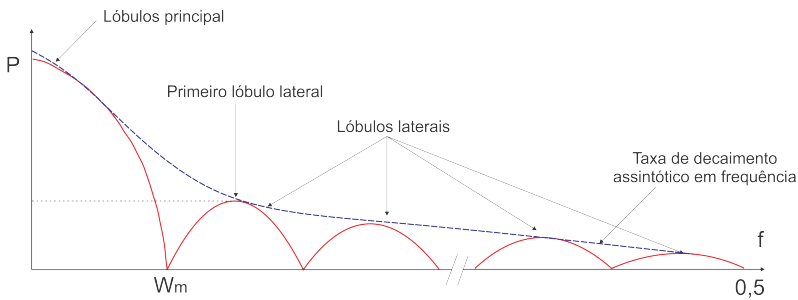
3.2 TÉCNICA DE JANELAMENTO DE SINAIS

Ao analisar uma sequência de dados finitos através da transformada de Fourier, o janelamento minimiza as quebras de transição, reduzindo a dispersão espectral (IFEACHOR; JERVIS, 1993).

Aplicar uma janela a um sinal no domínio do tempo é equivalente a multiplicar o sinal pela função que representa a janela. No domínio da frequência, o espectro de um sinal janelado é convolução do espectro do sinal de análise com o espectro da função janela. Portanto, com o janelamento, é possível conseguir uma limitação de banda do sinal adquirido, conseguindo uma redução dos erros de dispersão espectral no seu espectro (LATHI, 2007).

Na figura 24 é apresentada uma função janela no domínio da frequência, composta de um lóbulo principal e lóbulos laterais, que apresentam uma taxa de decaimento assintótico em frequência, cujo valor depende do tipo de janela.

Figura 24 – Função janela em frequência



Legenda:

- W_m largura do lóbulo principal;
- P valor de pico em amplitude do lóbulo principal ;
- f frequência.

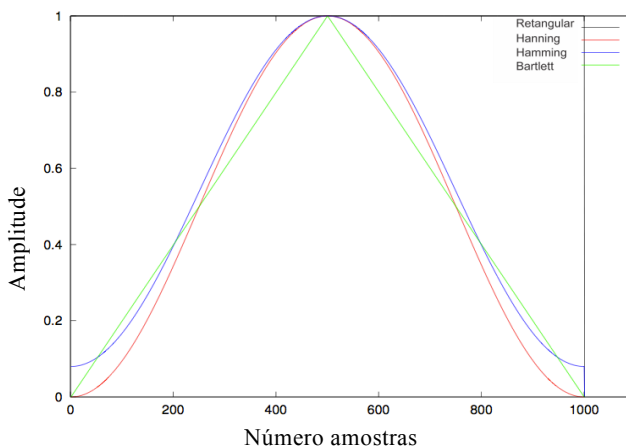
Fonte: Adaptado de Ashok; Ambardar (2002).

Existe uma relação entre a largura do lóbulo principal da função janela e a capacidade de identificação de componentes de frequência. Por exemplo, a função janela retangular – inerente à aquisição – fornece uma melhor identificação de componentes de frequência devido a sua largura de lóbulo principal menor, mas devido ao maior valor de pico no seu primeiro lóbulo lateral e taxa de decaimento menor, em relação as outras janelas, gera uma dispersão significativa no espectro e mascaramento de componentes vizinhas de mínima amplitude (ASHOK; AMBARDAR, 2002).

Para reduzir o efeito dos lóbulos laterais, são utilizadas janelas diferentes da retangular, caracterizadas por não apresentarem mudanças abruptas no tempo. Seu emprego reduz a amplitude dos lóbulos laterais no domínio da frequência (PROAKIS; MANOLAKIS, 1996).

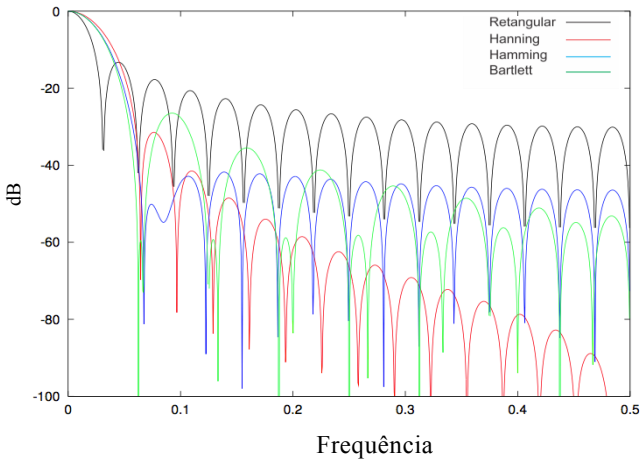
Nas figura 25 e 26 são apresentadas as janelas retangular, Hanning, Hamming e Bartlett, tipicamente utilizadas em análise de sinais no domínio de tempo e frequência.

Figura 25 – Janelas no domínio do tempo



Fonte: Adaptado de Moya (2011).

Figura 26 – Janelas no domínio da frequência normalizada em dB.



Fonte: Adaptado de Moya (2011).

As características das janelas retangular, Hamming, Hanning e Bartlett são apresentadas na tabela 1.

Tabela 1 – Características das funções janelas temporais de maior aplicação.

Função janela	Largura do lóbulo principal	Pico lóbulo secundário (dB)	Taxa de decaimento assintótica (dB/oitava)
Retangular	$4\pi/M$	-13	6
Bartlett (triangular)	$8\pi/M$	-27	12
Hamming	$8\pi/M$	-43	6
Hanning	$8\pi/M$	-32	18

Onde,

M largura da janela em número de pontos;
 $n = 0,1,2, \dots, M - 1$

Fonte: Adaptado de PROAKIS; MANOLAKIS (1996).

A seleção da janela a utilizar depende das características do sinal adquirido no tempo e dos erros de dispersão que se deseja atenuar. Além disso, a avaliação da janela, após a análise de frequência do sinal adquirido, torna-se um processo de experimental e iterativo.

Para melhorar a identificação de componentes de frequência vizinhas são utilizadas janelas com largura de lóbulo principal menor e taxa de decaimento assintótica maior (ASHOK; AMBARDAR, 2002).

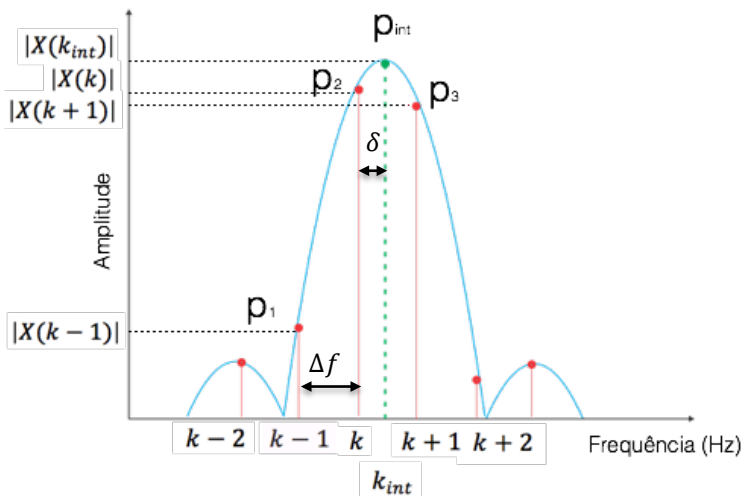
3.3 TRANSFORMADA INTERPOLADA DE FOURIER (FFTint)

Após a aplicação da transformada discreta de Fourier a um dado sinal, os pontos gerados podem ser interpolados, de forma tal que seja possível prever o comportamento do espectro entre os mesmos. A transformada interpolada de Fourier se apresenta como um método efetivo de redução de erros de dispersão e avaliação de componentes de frequência com maior exatidão (D'ANTONA; FERRERO, 2007).

A FFTint emprega pontos adjacentes à região do componente de interesse e realiza um ajuste de acordo com a função espectro da janela empregada (AGREZ, 2002).

O método de interpolação que será empregado no trabalho analisa três pontos de máxima amplitude. É possível ajustar a curva, de acordo com a função janela empregada, diminuir o erro de dispersão e estimar como maior exatidão o ponto de maior amplitude, na frequência como apresentado na figura 27.

Figura 27 – Ajuste da função espectro da janela empregando o método de interpolação de três pontos.



Legenda:

- k índice do componente em frequência;
- X amplitude do componente;
- Δf resolução em frequência;
- δ erro em frequência;
- p_n pontos utilizados para interpolação;
- k_{int} componente interpolada.

Fonte: Adaptado de Shi, Unsworth e Gao (2006).

Em trabalhos anteriores, foi utilizada a transformada interpolada de Fourier para a medição de frequência rotacional em regime permanente a partir da análise dos sinais de corrente de alimentação e de pressão de descarga de compressores herméticos para refrigeração (DEMAY, 2008; DEMAY; FLESCHE; ROSA, 2011; DEMAY *et al*, 2012). Os resultados obtidos confirmaram os estudos comparativos apresentados por Ramos e Serra (2009) e Slepicka *et al* (2010) em relação ao algoritmo de transformada interpolada de Fourier, onde foi possível obter um nível de incerteza baixo empregando um menor tempo de aquisição. Portanto, a transformada interpolada de Fourier apresenta vantagens para análise de sinais em regime transitório, já que pode ser implementada com menor tempo de aquisição.

3.4 TRANSFORMADA CHIRP Z (CZT)

A CZT é uma ferramenta matemática baseada na transformada Z, a qual apresenta vantagens quando utilizada na detecção de componentes espectrais numa faixa de frequência limitada (AIELLO, 2005).

A transformada Z pode é definida segundo a equação 4 (RABINER; SCHAFER; RADER, 1969).

$$X_{(z_k)} = \sum_{n=0}^{N-1} x_n z_k^{-n} \quad (4)$$

$$k = 0, 1, 2, \dots, M-1$$

Onde,

$X_{(z_k)}$	sinal no domínio da frequência;
x_n	sinal no domínio do tempo;
z_k	variável complexa;
k	ponto no plano complexo;
n	tempo (discreto);
N	número de amostras;
M	número de pontos no plano complexo.

A partir da equação 4, é possível calcular a CZT, considerando a variável complexa $z_k = AW^{-k}$ e os números complexos A e W definidos pelas equações 5 e 6.

$$A = A_0 e^{j2\pi\theta_0} \quad (5)$$

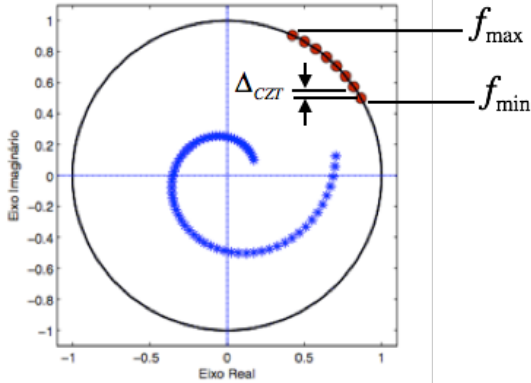
$$W = W_0 e^{j2\pi\theta_0} \quad (6)$$

Onde,

A_0	módulo do ponto inicial da curva;
W_0	razão da variação dos módulos dos pontos;
θ_0	frequência do ponto inicial;
j	representação imaginária.

Na figura 28, a curva em espiral⁶, representada pelos asteriscos, apresenta a forma mais genérica da CZT e a curva representada pelos pontos⁷ é uma forma particular da CZT.

Figura 28 – Representação gráfica da CZT



Fonte: Autor.

A resolução em frequência da CZT depende da região de análise em frequência e do número de pontos adquiridos para seu cálculo, como apresentado na equação 7 (RABINER; SCHAFER; RADER, 1968). Nota-se que os pontos da figura 28 estão espaçados em Δ_{CZT} .

$$\Delta_{CZT} = \frac{f_{max} - f_{min}}{N} \quad (7)$$

Onde,

Δ_{CZT}	resolução em frequência da CZT;
f_{max}	frequência máxima da região de análise;
f_{min}	frequência mínima da região de análise;
N	número de amostras.

⁶ A curva em espiral depende do valor das variáveis k , W_0 e θ_0 , onde o ponto inicial $k = 0$ representa módulo A_0 e fase θ_0 (RABINER; SCHAFER; RADER, 1969).

⁷ Na curva representada pelos pontos alocados sobre o círculo de raio unitário $A_0 = 1$ e $W_0 = 1$. Além disso, para cada instante de tempo são alocados pontos entre duas frequências conhecidas, conseguindo limitar a análise de frequências a uma região específica do espectro (RABINER; SCHAFER; RADER, 1969).

3.5 TRANSFORMADA *WAVELET*

Em sinais em regime permanente, onde o conteúdo de frequência não muda ao longo do tempo, o cálculo da transformada de Fourier só fornece informação do sinal em frequência. No entanto, quando o sinal varia no tempo é preciso utilizar ferramentas matemáticas que sejam adequadas para identificação do comportamento do sinal nos domínios frequência-tempo (ASHOK; AMBARDAR, 2002).

Em aplicações onde são empregados sinais não estacionários, obter informação do comportamento do sinal em frequência-tempo com boa resolução é fundamental. Assim, a transformada *wavelet* se apresenta como uma excelente ferramenta de análise de sinais que apresentam comportamento dinâmico no tempo, já que permite analisar os sinal com diferentes resoluções em frequência-tempo o que permite a identificação de componentes de alta e de baixa frequência simultaneamente.

A *wavelet* é uma pequena onda, cuja energia é concentrada no domínio do tempo. Sua principal característica é seu comportamento oscilante e de atenuação rápida que permite obter uma boa resolução em tempo e frequência. Na equação 8 é apresentada a função *wavelet* definida pelos parâmetros de deslocamento, correspondente à translação da *mother wavelet* ao longo do eixo do tempo (GAO, R.X; YAN, R, 2011), e escala corresponde à contração ou dilatação da função *mother wavelet* no tempo (RIOUL; VETTERLI, 1991).

$$\psi_{\tau,s}(t) = \frac{1}{\sqrt{s}}\psi\left(\frac{t-\tau}{s}\right) \quad (8)$$

Onde,

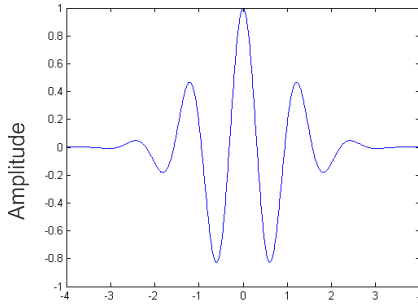
$\psi_{\tau,s}(t)$	função <i>wavelet</i> ;
ψ	<i>mother wavelet</i> ;
τ	parâmetro de deslocamento;
s	parâmetro de escala;
t	tempo.

A função ψ é chamada de *mother wavelet* já que serve como base para geração de novas funções escaladas e deslocadas (MALLAT, 2009). Alguns tipos de *mother wavelet* tipicamente utilizados são *Morlet* e *Daubechies*.

A *mother wavelet* Morlet é definida como o produto de uma onda exponencial complexa e de um envelope gaussiano. Por outro lado, a

mother wavelet Daubechies, apresenta-se como uma *wavelet* que pode ser implementada mediante técnicas simples de filtragem digital (GAO, R.X; YAN, R, 2011). Na figura 29 é apresentada uma *wavelet* Morlet.

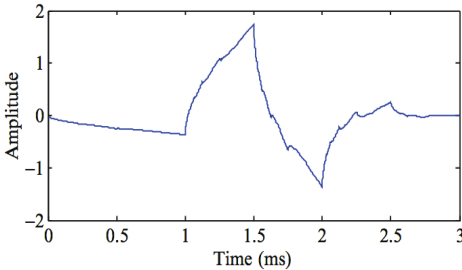
Figura 29 – *Wavelet mother* Morlet.



Fonte: Adaptado de GAO, R,X e YAN, R., (2011).

Na figura 30 é apresentada uma *wavelet* Daubechies.

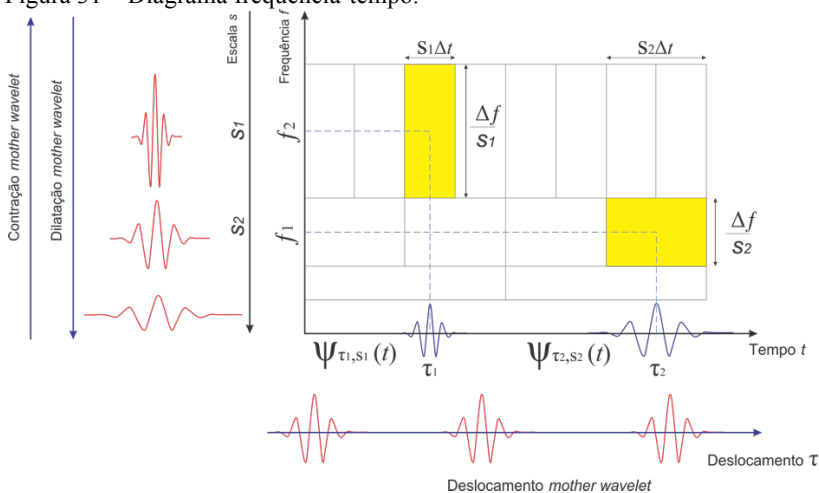
Figura 30 – *Wavelet* Daubechies.



Fonte: Adaptado de GAO, R,X e YAN, R., (2011).

Na figura 31 é apresentado o diagrama frequência-tempo, no qual é possível analisar sinais com diferentes resoluções em frequência-tempo ajustando os parâmetros de escala e deslocamento (s, τ) na função *mother wavelet*.

Figura 31 – Diagrama frequência-tempo.



Legenda:

- $\Psi_{\tau,s}(t)$ função *wavelet*;
- τ parâmetro de deslocamento;
- s parâmetro de escala;
- t tempo;
- Δt resolução em tempo;
- Δf resolução em frequência.

Fonte: Adaptado de GAO, R.X e YAN, R., (2011).

Na figura 31 são observadas as variações da resolução em frequência-tempo da *mother wavelet* para duas alocações no plano frequência-tempo (τ_1, f_1) e (τ_2, f_2) . Nota-se que a mudança de s , da posição (τ_1, f_2) para (τ_2, f_1) , onde $s_2 = 2s_1$, implica redução da resolução no tempo à metade, devido à largura da janela de tempo ter sido aumentada duas vezes. Portanto, a possibilidade de alterar os parâmetros de escala e tempo (s, τ) da função *wavelet*, permite analisar componentes de altas e baixas frequências do sinal de interesse com melhor representação em frequência-tempo (GAO, R.X; YAN, R, 2011).

Existem diferentes tipos transformadas *wavelet*: contínua (CWT), discreta (DWT), *packet* e analítica (AWT), as quais apresentam vantagens na análise de sinais não estacionários. A diferença entre as transformadas reside, principalmente, na forma como os parâmetros de escala e deslocamento são calculados.

3.5.1 Transformada *wavelet* contínua (CWT)

Utilizando a equação da função *wavelet* é possível definir a transformada *wavelet* contínua para um sinal $x(t)$, escalada e deslocada no tempo, como apresentado na equação 9 (MALLAT, 2009).

$$W(s, \tau) = \langle x, \psi_{s,\tau} \rangle = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \frac{1}{\sqrt{s}} \psi^* \left(\frac{t-\tau}{s} \right) dt \quad (9)$$

Onde,

W	transformada <i>wavelet</i> contínua;
$\psi^*(.)$	complexo conjugado da <i>wavelet mother</i> ;
τ	parâmetro de deslocamento;
s	parâmetro de escala;
t	tempo;
$x(t)$	sinal de análise.

A equação 9 corresponde ao cálculo dos coeficientes da *mother wavelet* escalada e deslocada pelos parâmetros (s, τ) ao longo do tempo. Portanto, a transformada *wavelet* é considerada uma importante ferramenta para a análise de fenômenos transitórios, não estacionários ou variantes no tempo (MALLAT, 1999).

3.5.2 Transformada *wavelet* discreta (DWT)

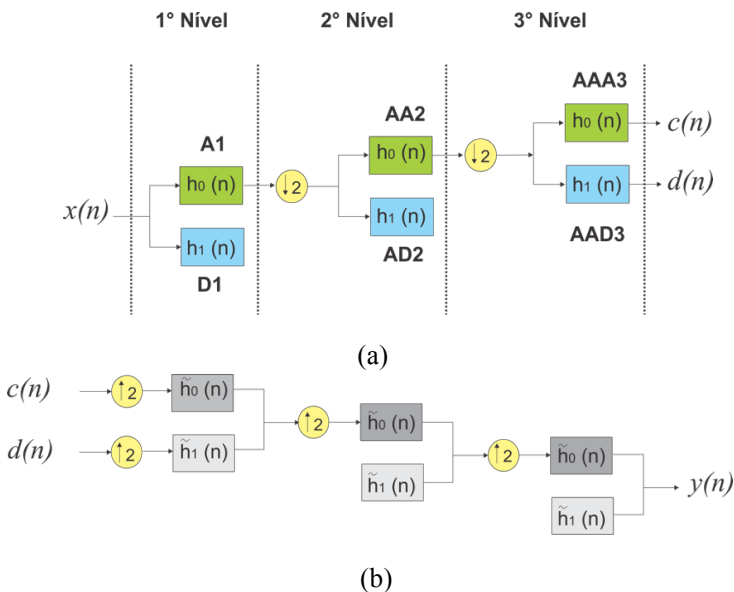
Para aplicar a *wavelet* discreta (DWT) é possível utilizar parâmetros de escala e deslocamento discretos (GAO, R.X; YAN, R, 2011). Para o cálculo dos coeficientes *wavelet* existem algoritmos baseados em análise multirresolução focados na diminuição do tempo de processamento da DWT. A análise multirresolução associa as *wavelets* com bancos de filtros passa-altas e passa-baixas, com frequências de corte distintas, que permitem analisar o sinal em diferentes escalas por meio de operações de interpolação e sub-amostragem (MALLAT, 2009).

As operações de sub-amostragem são utilizadas após a utilização dos filtros de frequência, onde é possível a obtenção do dobro de amostras iniciais depois de cada etapa de análise. Assim, é realizada uma decimação por 2, onde a análise da etapa seguinte é realizada com a metade das amostras da etapa anterior. Operações de interpolação, são utilizadas no processo de reconstrução do sinal de análise.

A figura 32a apresenta o processo de análise de um sinal $x(n)$ utilizando um banco de filtros, o qual descompõe o sinal de entrada em componentes de alta e baixa frequência ($c(n), d(n)$). Na análise, são utilizados filtros passa-baixas $h_0(n)$ e filtros passa-altas $h_1(n)$, onde a saída de cada filtro é realizado um processo de sub-amostragem.

No processo de reconstrução do sinal, figura 32b, é realizado o processo de interpolação dobrando o número de amostras iniciais em cada etapa de reconstrução do sinal. Finalmente, é possível concluir a reconstrução do sinal é completa se $y(n) = x(n)$.

Figura 32 – Análise da DWT para três níveis de decomposição empregando banco de filtros de análise (a); e sínteses (b).



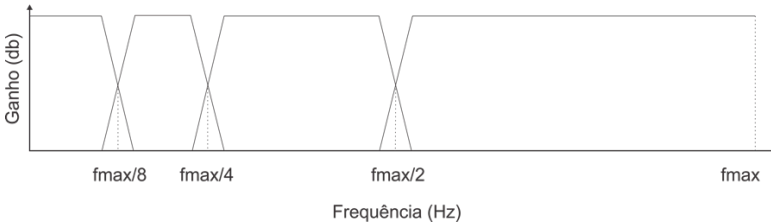
Legenda:

- $c(n)$ coeficientes de aproximação;
- $d(n)$ coeficientes detalhe;
- A componentes de aproximação;
- D componentes de detalhe;
- $\tilde{h}_0(n)$ filtros passa-baixas;
- $\tilde{h}_1(n)$ filtros passa-altas;
- $x(n)$ sinal de entrada;
- $y(n)$ sinal reconstruída.

Fonte: Adaptado de Torres (2010).

A figura 33 apresenta como a largura de banda do sinal é particionada a medida que o processo de decomposição da figura 32a avança.

Figura 33 – Divisão da largura de banda na análise da DWT.



Fonte: Adaptado de Luna, Silva, Aponte (2013).

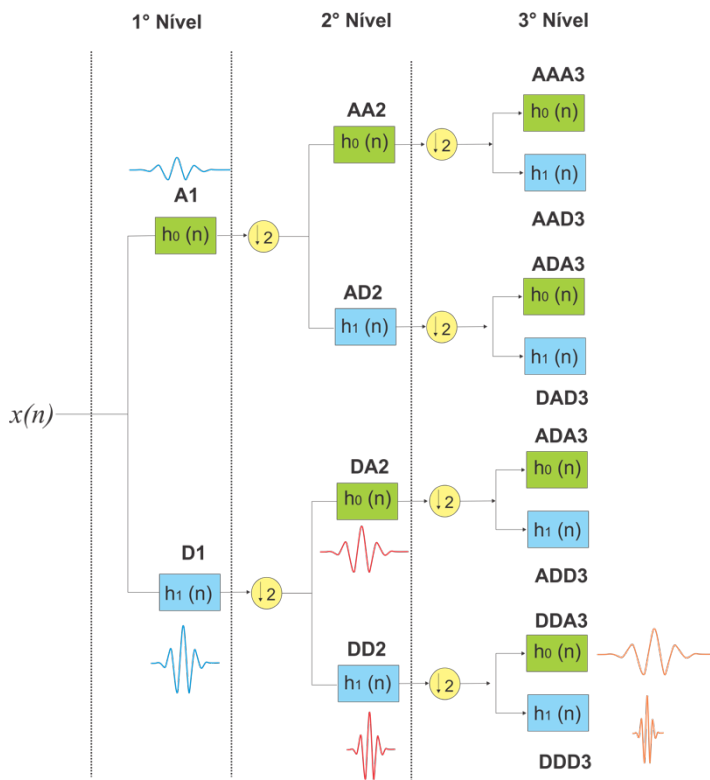
A distribuição não uniforme da largura de banda utilizando DWT com multirresolução gera muita informação concentrada nos primeiros componentes de frequência. Assim, dependendo a localização do componente de frequência de interesse, poderia haver dificuldade na sua detecção (LUNA; SILVA; APONTE, 2013).

3.5.3 Transformada *wavelet packet*

Existe ainda outro método de decomposição, que atua não somente sobre as componentes de aproximação, mas também sobre as componentes de detalhe (MALLAT, 1999). Esse método, uma generalização da DWT, é conhecido como transformada *wavelet packet*.

Como observado na figura 34, em cada nível de decomposição, cada subsérie se divide em duas novas subséries, sendo uma sempre de aproximação e outra de detalhe. Dessa maneira, para cada divisão, são originados novos coeficientes de aproximação e detalhe.

Figura 34 – Representação da transformada *wavelet packet* para três níveis de decomposição.



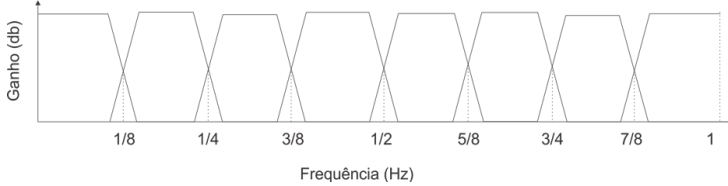
Legenda:

- $x(n)$ sinal de entrada;
- $h_0(n)$ filtro passa-baixas;
- $h_1(n)$ filtro passa-altas;
- A componente de aproximação;
- D componente de detalhe.

Fonte: Adaptado de Luna, Silva, Aponte (2013).

A figura 35 apresenta a distribuição da largura de banda da decomposição da figura 34 utilizando a transformada *wavelet packet*.

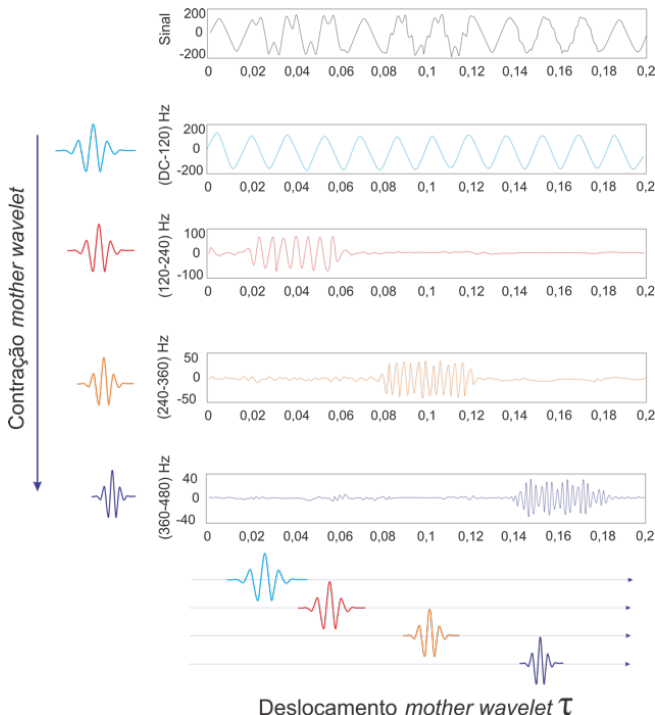
Figura 35 – Divisão da largura de banda na análise da transformada *wavelet packet*.



Fonte: Adaptado de Luna, Silva, Aponte (2013).

Na figura 36 é apresentado um exemplo de um processo de decomposição utilizando a transformada *wavelet packet* para um sinal de tensão com presença de harmônicos de 3^a, 5^a e 7^a ordem.

Figura 36 – Exemplo de decomposição de um sinal com transitório utilizando a transformada *wavelet packet*.



Fonte: Adaptado de Luna, Silva, Aponte (2013).

No capítulo 4 a transformada *wavelet packet* será utilizada para descompor o sinal de corrente de alimentação e identificar o componente de excentricidade de interesse, previamente à utilização da transformada *wavelet* analítica. Nos sinais de pressão de descarga e vibração na carcaça, não será utilizada a transformada *wavelet packet*, já que suas componentes de frequência rotacional não apresentam influência de outras componentes no seus espectros.

3.5.4 Transformada *wavelet* analítica (AWT)

A transformada *wavelet* analítica (AWT) é um tipo de *wavelet* contínua de transformação complexa que utiliza a *wavelet Morlet* para sua análise (MALLAT, 1999). Portanto, os coeficientes resultantes da AWT são números complexos que oferecem informação tanto em magnitude como em fase.

A informação de magnitude descreve os envelopes dos sinais e a informação de fase fornece as características relacionadas com o tempo, por exemplo, a localização de um pico em amplitude. Assim, a informação de magnitude é empregada para a análise tempo-frequência e a informação da fase para aplicações de estimativa de frequência instantânea (MALLAT, 1999).

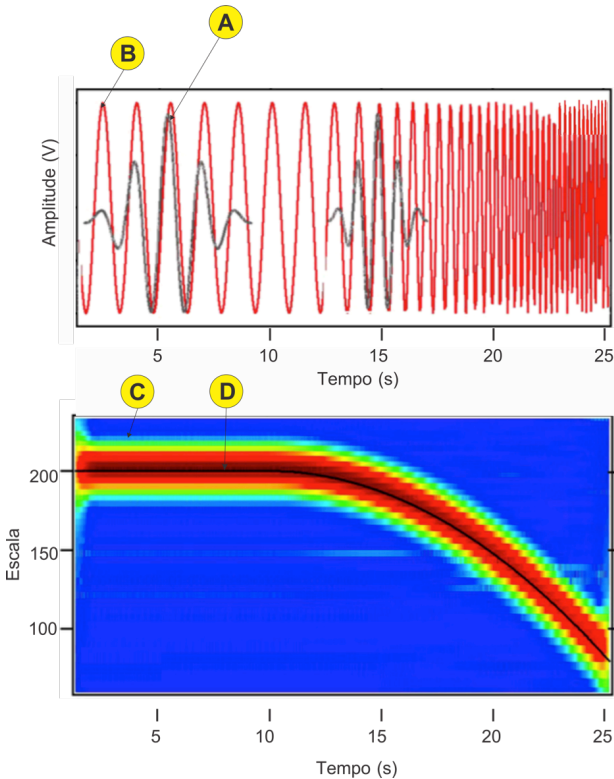
Existem diagramas de representação frequência-tempo e escala-tempo utilizados para ilustrar a distribuição de energia de um sinal em diferentes resoluções (MALLAT, 2009), após utilização da transformada *wavelet* analítica.

Os diagramas de escala-tempo são chamados de escalogramas. Esses diagramas proporcionam informações sobre a distribuição local da energia do sinal no plano de decomposição escala-tempo ou frequência-tempo (OLIVEIRA, 2007).

A curva de *ridge* é gerada a partir do escalograma e representa curvas entre pontos de fase estacionária, a partir dos quais se identifica a frequência instantânea do sinal (RAJAGOPALAN, 2007; MALLAT, 1999). A curva de *ridge* apresenta os pontos de máxima amplitude do escalograma.

Na figura 37 é apresentado o escalograma e a curva de *ridge* após análise da transformada *wavelet* para um sinal com comportamento dinâmico no tempo. Além disso, duas funções *wavelet*, com diferentes escalas e deslocamentos, são exibidas para apresentar a relação das *wavelet* com o comportamento dinâmico do sinal de análise.

Figura 37 – Escalograma típico de um sinal de pulsação de pressão de descarga.



Legenda:

- A função wavelet;
- B sinal de análise no tempo;
- C escalograma do sinal;
- D curva de ridge.

Fonte: Adaptado de MALEGORI, G e FERRINI, G., (2010).

Devido as vantagens em resolução frequência-tempo que apresenta a AWT na análise de sinais transitórias, a transformada AWT será aproveitada para analisar o comportamento do componente de excentricidade do sinal de corrente de alimentação e dos componentes de frequência rotacional nos sinais de pressão de descarga e vibração na carcaça, no capítulo 4.

4. PROPOSTAS DE MEDIÇÃO DE FREQUÊNCIA ROTACIONAL EM REGIME TRANSITÓRIO DE TOMBAMENTO

Neste capítulo são apresentadas propostas de medição de frequência rotacional para aplicação no ensaio de tombamento utilizando as transformadas FFTInt, CZT e *wavelet* analítica. Essas ferramentas são utilizadas para análise dos sinais de corrente de alimentação, pressão de descarga e vibração da carcaça em compressores herméticos para refrigeração.

4.1 PROPOSTA 1: TRANSFORMADA INTERPOLADA DE FOURIER COM JANELAMENTO TEMPORAL

Essa proposta consiste em analisar o sinal $x(t)$ em pequenos segmentos de tempo utilizando a técnica de janelamento temporal. Em seguida, obter o espectro em frequência de cada segmento de janela e interpolar os picos de maior amplitude na região onde se encontra o componente de análise de frequência rotacional.

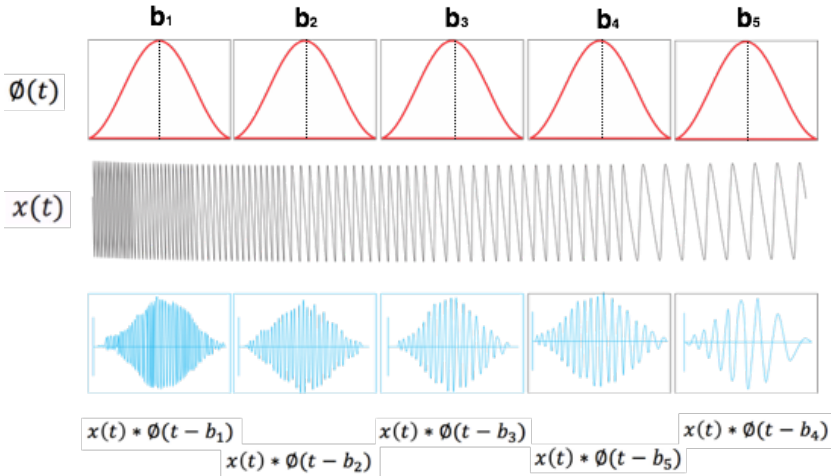
Para obter o espectro em frequências de um sinal $x(t)$ em um instante desejado $t = b$, é utilizada uma janela temporal $\phi(t)$ de largura igual ao comprimento do segmento, que ao ser multiplicada pelo sinal original gera uma função $f_b(t) = x(t) \cdot \phi(t - b)$.

A função $f_b(t)$ permite alocar a função janela em diferentes instantes de tempo ao longo do sinal. Para cada deslocamento, a transformada de Fourier interpolada (FFTint) é calculada obtendo uma boa informação do comportamento do componente de frequência no tempo.

Nessa proposta a seleção do tipo e largura da janela é importante para obtenção de resoluções adequadas em frequência e em tempo. Nota-se que, ao utilizar janelas de largura menores, é possível analisar pequenas variações no sinal com boa resolução temporal em detrimento da resolução em frequência.

Na figura 38 é apresentado o procedimento de deslocamento da janela temporal utilizado na proposta 1. A função janela vermelha exibe a janela localizada em $t = b_1$, a função azul em $t = b_2$ e a função verde em $t = b_3$. As janelas acima correspondem a deslocamentos temporais ao longo do sinal onde é realizado o cálculo da FFTint.

Figura 38 – Procedimento de janelamento temporal utilizado.



Legenda:

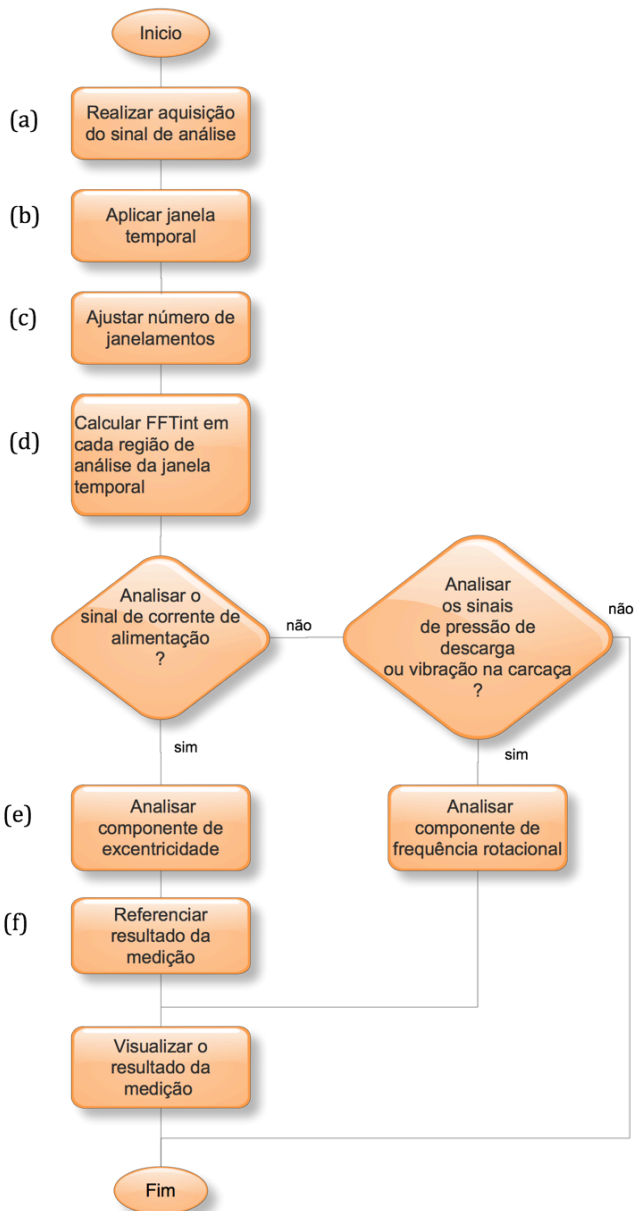
$x(t)$ sinal de análise;
 $\phi(t - b_n)$ função da janela temporal deslocada no tempo.

Fonte: Autor.

4.1.1 Etapas da proposta

Na figura 39 é apresentado fluxograma para proposta 1, a qual pode ser aplicada para sinais de corrente de alimentação, pressão de descarga e vibração da carcaça.

Figura 39 – Fluxograma da proposta 1.



Fonte: Autor.

No sinal de corrente de alimentação é analisada o componente de excentricidade de maior amplitude na região de 120 Hz. Para os sinais de pressão de descarga e vibração da carcaça, as componentes de frequência rotacional dos sinais encontram-se próximas a 60 Hz.

a) *Aquisição do sinal de análise*

A frequência de aquisição dos sinais é definida em 25 kHz. Este valor de frequência satisfaz o critério de Nyquist, evita o erro de *aliasing* e assegura adequada resolução na reconstrução do sinal no tempo.

b) *Aplicar janela temporal*

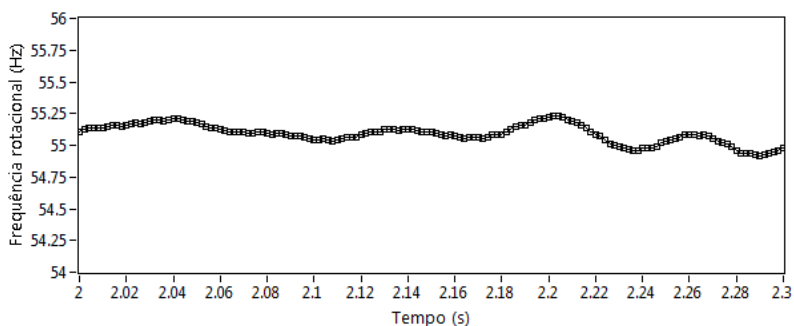
Segundo a análise das janelas temporais no capítulo 3, a janela Hanning foi selecionada, pois apresenta um lóbulo principal que permite melhorar a resolução em frequência e lóbulos laterais que reduzem as perdas espectrais. Em relação a outros tipos de janelas — retangular, Hamming e Bartlett — a Hanning apresenta: largura de lóbulo principal de $8\pi/M$ e um menor lóbulo secundário de -32 dB (essencial na análise de componentes de mínima amplitude como no caso do componente de excentricidade); maior decaimento dos lóbulos secundários ($\approx 18\text{dB}/\text{oitava}$) que reduzem a dispersão espectral em relação às outras janelas.

A largura da janela é outro parâmetro importante para obtenção de boa resolução em frequência. Assim, a medida que a largura da janelas aumenta, a amplitude do lóbulo principal diminui (PROAKIS; MANOLAKIS, 1996), piorando a resolução em frequência e, conseqüentemente, a identificação dos picos.

Foram analisadas diversas larguras da janela Hanning para definição daquela com melhor capacidade de representação do fenômeno. As figuras 40 a 45 apresentam os resultados para janelas de (2500, 5000 e 7500) amostras. São apresentados resultados considerando duas situações distintas para efeito de comparação: regime permanente e regime transitório de tombamento.

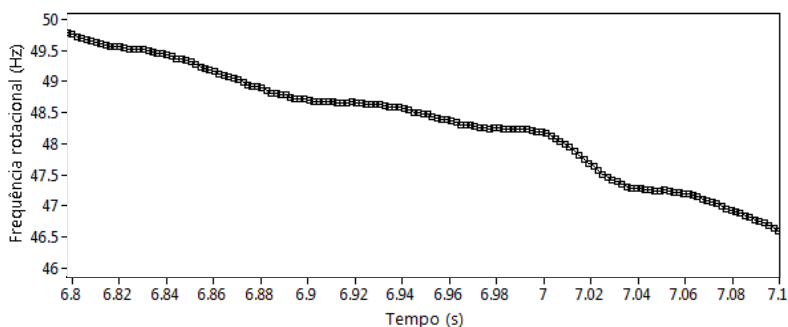
Na sequência, nas figuras 40 e 41, é apresentado o resultado para janela de 2500 amostras em regime permanente e transitório de tombamento.

Figura 40 – Resultado para janela de 2500 amostras em regime permanente de tombamento.



Fonte: Autor.

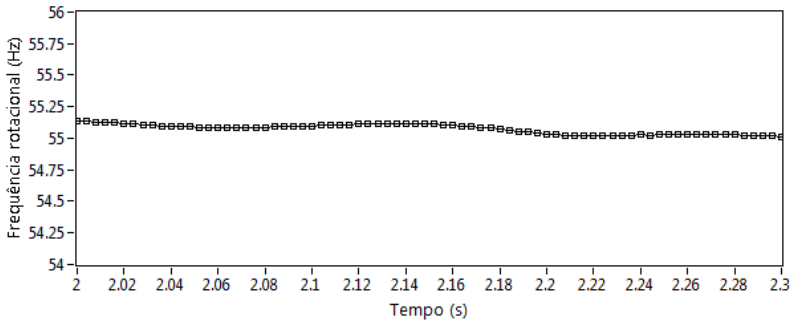
Figura 41 – Resultado para janela de 2500 amostras em regime transitório de tombamento.



Fonte: Autor.

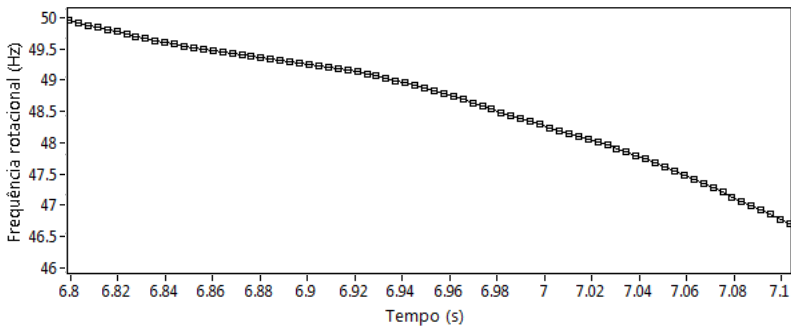
Nas figuras 40 e 41 é possível observar que segundo a diminuição do tamanho da janela é preciso realizar um maior número de janelamentos para analisar todo o intervalo do sinal. Portanto, um maior número de janelamentos permite obter uma maior resolução no tempo. No entanto, a resolução em frequência diminui, adquirindo um comportamento oscilatório. Nas figuras 42 e 43 é apresentado o resultado para janela de 5000 amostras em regime permanente e transitório de tombamento.

Figura 42 – Respostas de medição frequência rotacional utilizando janelas de tamanho 5000 amostras.



Fonte: Autor.

Figura 43 – Respostas de medição frequência rotacional utilizando janelas de tamanho 5000 amostras.

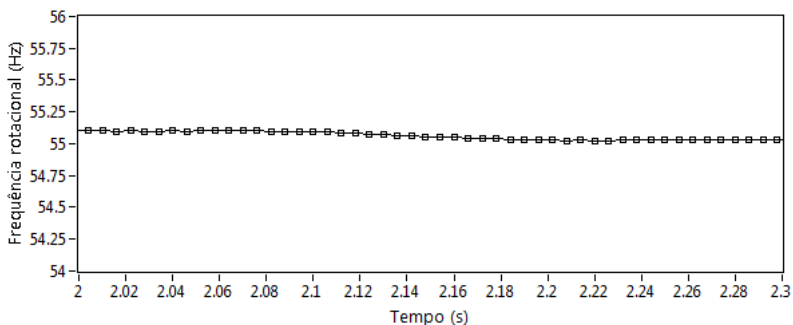


Fonte: Autor.

Nas figuras 42 e 43 é possível observar que para a janela de tamanho 5000 amostras, conseguiu-se obter um aumento da resolução em frequência, em relação à janela de 2500 amostras.

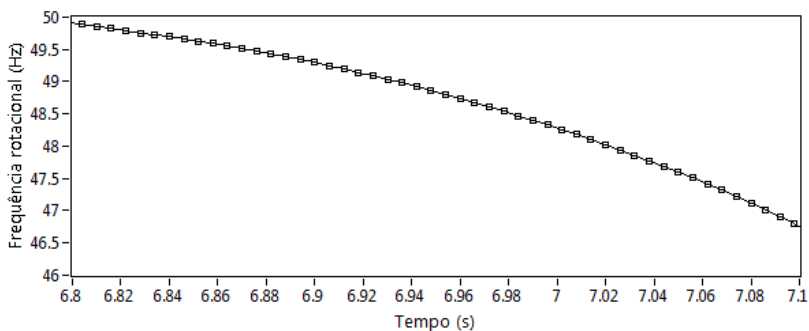
Nas figuras 44 e 45 é apresentado o resultado para janela de 7500 amostras em regime permanente e transitório de tombamento.

Figura 44 – Respostas de medição frequência rotacional utilizando janelas de tamanho 7500 amostras.



Fonte: Autor.

Figura 45 – Respostas de medição frequência rotacional utilizando janelas de tamanho 7500 amostras.



Fonte: Autor.

Nas figuras 44 e 45 é possível observar que segundo o aumento do tamanho da janela em número de amostras, o número de janelamentos para analisar todo o intervalo do sinal diminuiu. Portanto, um menor número de janelamentos diminuiu a resolução no tempo. No entanto, a resolução em frequência aumentou removendo o comportamento oscilatório apresentado na janela de 2500 amostras.

Depois de analisar os resultados da seleção de janelas, a janela de tamanho de 5000 amostras foi selecionada, devido apresenta uma resolução em tempo e frequência boa, além de demandar um custo computacional menor, em relação a seu número de janelamentos.

c) *Ajustar número de janelamentos*

As equações 10, 11 e 12 apresentam o critério adotado para o cálculo do número de janelamentos ao longo do sinal, considerando o número total de amostras, limites de cobertura e tamanho da janela de análise.

$$\left[\frac{a}{M} * 50 \right] - 1 = N \quad (10)$$

$$\lim_{inf}_n = \frac{n * M}{50} \quad (11)$$

$$\lim_{sup}_n = L_{inf}_n + M \quad (12)$$

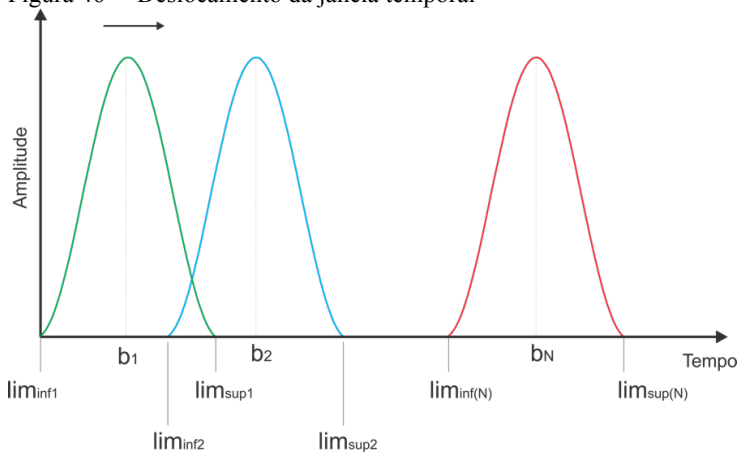
$$n = 0, 1, 2 \dots N - 1$$

Onde:

a	número total de amostras do sinal;
M	tamanho da janela de análise;
N	número de janelamentos;
\lim_{inf}_n	limite inferior de cobertura da janela;
\lim_{sup}_n	limite superior de cobertura da janela;
n	índices de iteração.

Na figura 46 é apresentado o deslocamento da janela temporal segundo as equações 11 e 12.

Figura 46 – Deslocamento da janela temporal



Legenda:

- b_N ponto de deslocamento da janela temporal;
- lim_{inf_n} limite inferior de cobertura da janela temporal;
- lim_{sup_n} limite superior de cobertura da janela temporal;
- N número de janelamentos.

Fonte: Autor.

d) *Calcular FFTint em cada região de análise da janela temporal*

Para o cálculo da transformada de Fourier interpolada é preciso analisar a região de cobertura da janela temporal em cada deslocamento e obter sua resposta em espectro de frequências. No cálculo da FFTint na região da janela temporal, são procurados os picos de frequência de maior amplitude e em seguida é ajustada uma curva, baseada na resposta em frequência da janela Hanning, pelo método de interpolação de três pontos para, finalmente, localizar o pico de maior amplitude como apresentado na secção 3.3.

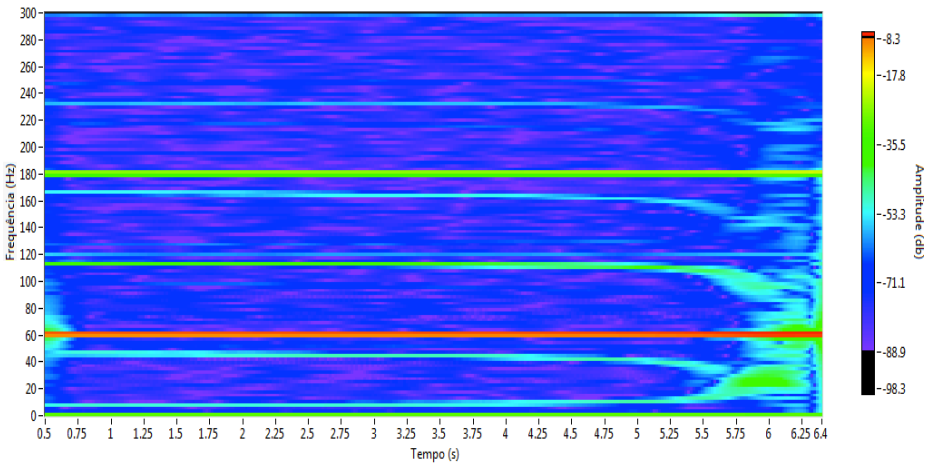
O software de programação gráfico *Labview* da *National Instruments*, apresenta ferramentas de análise de sinais como *Peak Search* e *Power Spectrum* de *Sound and Vibration toolkit*. Essa ferramentas fornecem informações do espectro de frequência e procura de picos de máxima amplitude, facilitando assim o cálculo da FFTint empregando a janela selecionada Hanning.

- e) *Analisar o componente de excentricidade do sinal de corrente e frequência rotacional dos sinais de pressão e vibração*

A figura 47 apresenta um espectograma⁸ do sinal de corrente de alimentação durante um ensaio típico de tombamento em um compressor hermético. No espectograma é possível identificar as componentes de excentricidade próximas a (120, 180 e 240) Hz as quais apresentam um decaimento proporcional com o aumento do torque no motor.

Nota-se que, para a análise do sinal de corrente, é preciso selecionar um componente de excentricidade de maior amplitude e sob influência do componente da tensão de alimentação do compressor (60 Hz). O componente de excentricidade na região próxima a 120 Hz é selecionada para a análise. Pode ser observado na figura 47 que a amplitude da frequência de excentricidade é maior (predominantemente verde).

Figura 47 – Espectograma típico do sinal de corrente de alimentação do compressor hermético de refrigeração.

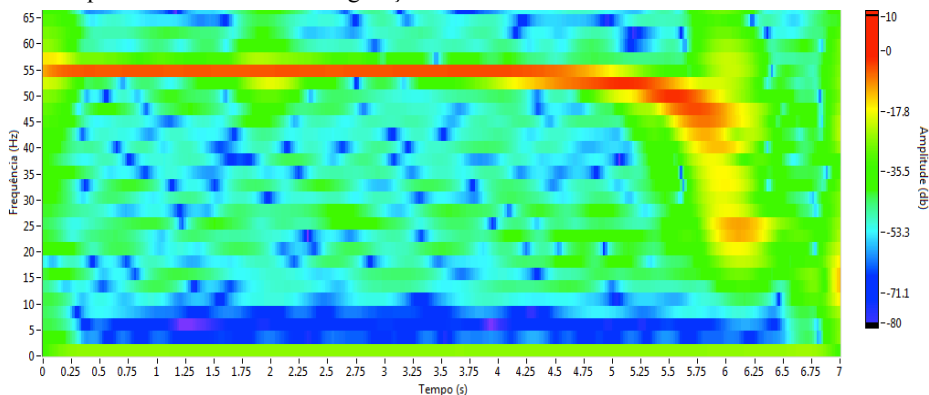


Fonte: Autor.

⁸ O espectograma proporciona informações sobre a distribuição de energia no plano frequência-tempo. A forma usual de representação para o espectograma é planar. Ou seja, usam-se diferentes cores para indicar a intensidade da densidade de energia. Cada cor corresponde a uma curva de nível, variando do violeta ao vermelho do espectro visível (DE OLIVEIRA, 2007).

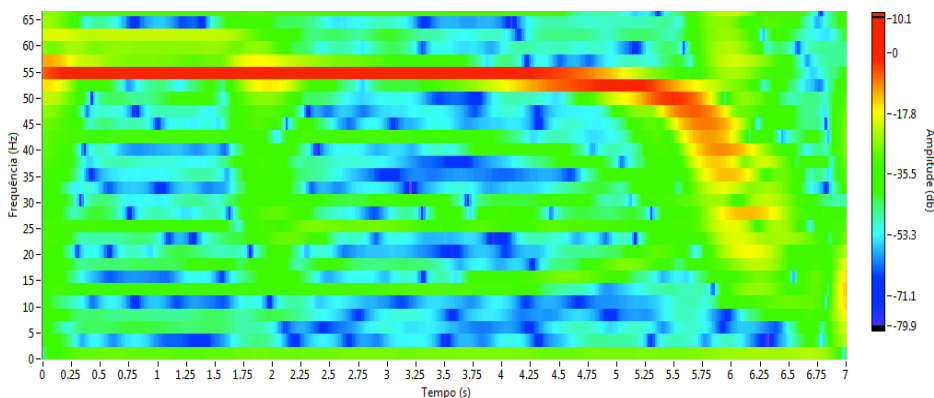
As figura 48 e 49 apresentam os espectrogramas típicos dos sinais de pressão de descarga e vibração da carcaça em um compressor hermético. Note-se que, contrariamente ao sinal de corrente, as componentes de frequência rotacional são as de maior amplitude e estão alocadas na região de 60 Hz.

Figura 48 – Espectrograma típicos do sinal de pressão de descarga em um compressor hermético de refrigeração.



Fonte: Autor.

Figura 49 – Espectrograma típicos do sinal de vibração da carcaça em um compressor hermético de refrigeração.



Fonte: Autor.

f) *Referenciar o resultado da medição a 60 Hz*

A equação 13 apresenta a forma de referenciar o resultado da medição de frequência rotacional pelo sinal de corrente de alimentação a 60 Hz. O componente de análise é o componente de excentricidade presente na região de 120 Hz.

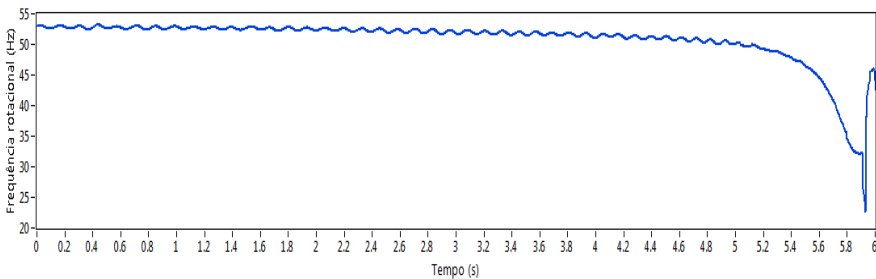
$$\text{Frequência rotacional} = 60\text{Hz} - \left[\begin{array}{l} 120\text{Hz} - \text{Componente de excentricidade} \\ \text{na região de 120 Hz} \end{array} \right] \quad (13)$$

No caso dos sinais de pressão e vibração, não é preciso referenciar suas respostas, já que as componentes analisadas encontram-se na região de 60 Hz.

4.1.2 Resultados da proposta

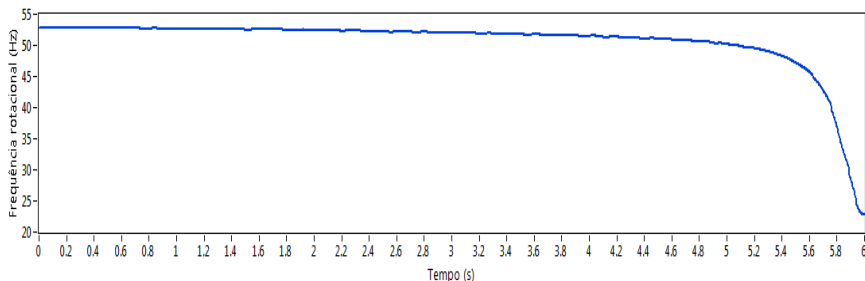
Nas figuras 50 à 52 são apresentados exemplos de medição de frequência rotacional em ensaio de tombamento através da implementação da proposta 1, para os sinais de corrente de alimentação, pressão de descarga e vibração da carcaça em um compressor hermético para refrigeração.

Figura 50 – Frequência rotacional no ensaio de tombamento pelo sinal de corrente de alimentação.



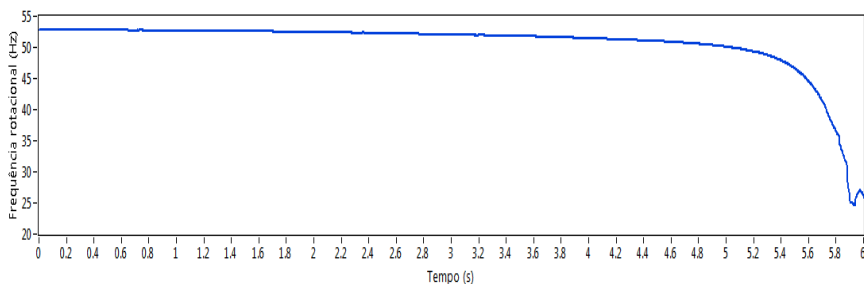
Fonte: Autor.

Figura 51 – Frequência rotacional no ensaio de tombamento pelo sinal de pressão de descarga.



Fonte: Autor.

Figura 52 – Frequência rotacional no ensaio de tombamento pelo sinal de vibração da carcaça.



Fonte: Autor.

Analisando os resultados é possível observar que:

- o comportamento das medições de frequência rotacional no tempo apresentam um decaimento constante até o instante próximo do tombamento do compressor, onde o decaimento da curva aumenta;
- na análise do sinal de corrente de alimentação, o componente de frequência de 60 Hz da tensão de alimentação gerou o comportamento oscilatório na medição de frequência rotacional devido a sua forte amplitude e *leakage*⁹.

⁹ No *leakage* a energia real do sinal é espalhada pelo espectro de frequência e a energia “vaza” de um componente de frequência particular aos componentes adjacentes. Diferentemente do *aliasing* os efeitos do *leakage* não podem ser eliminados (PROAKIS; MANOLAKIS, 1996).

4.2 PROPOSTA 2: TRANSFORMADA CHIRP-Z COM JANELAMENTO TEMPORAL

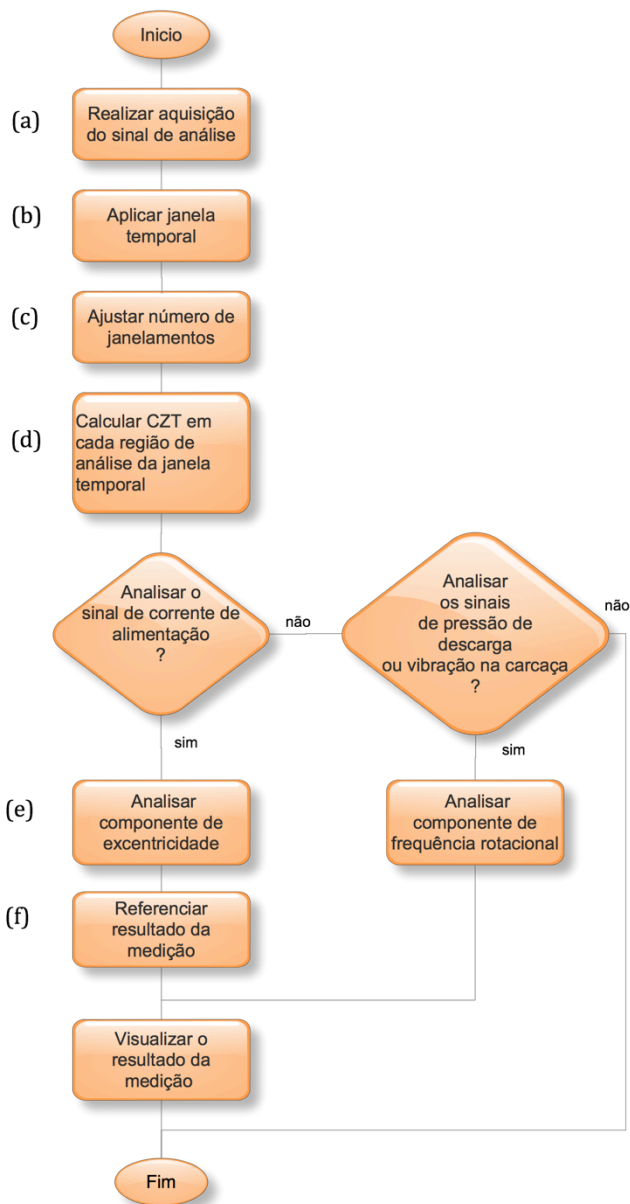
A implementação da proposta usando CZT com janelamento temporal segue o procedimento da proposta 1. No entanto, a diferença está na utilização da transformada Chirp-Z ao invés da FFTint.

A transformada Chirp-Z permite que a análise do espectro de frequência seja realizada numa faixa de frequência específica.

Como realizado na proposta 1, o intervalo de análise depende da localização do componente de frequência rotacional. Portanto, para os sinais de pressão de descarga e vibração da carcaça, a região de análise estará nas frequências próximas a 60 Hz. Do mesmo modo, para o sinal de corrente, a região de análise estará nas frequências próximas a 120 Hz, onde encontra-se o componente de excentricidade de maior amplitude.

Na figura 53 é apresentado o fluxograma das etapas de medição propostas para analisar os sinais de corrente de alimentação, pressão de descarga e vibração da carcaça do compressor para a proposta 2.

Figura 53 – Fluxograma da proposta 2.



Fonte: Autor.

4.2.1 Etapas da proposta

As etapas (a, b, c, d, f) da proposta 2, seguem a seleção dos parâmetros realizada na proposta 1.

a) *Aquisição do sinal*

Idem proposta 1.

b) *Aplicar janela temporal*

Idem proposta 1.

c) *Ajustar número de janelamentos*

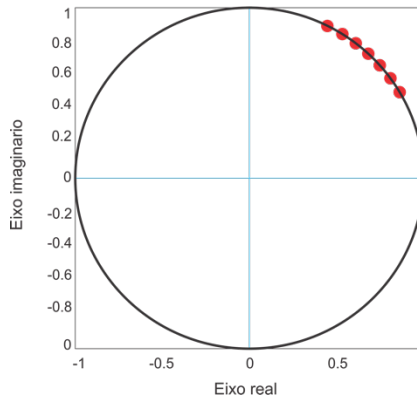
Idem proposta 1.

d) *Calcular a transformada Chirp-Z em cada região de análise da janela temporal*

A transformada Chirp-Z (CZT) é baseada na transformada Z, onde o plano Z pode ser dividido num arco de círculo arbitrário. Essa ferramenta é muito poderosa quando utilizada na detecção de componentes espectrais numa faixa de frequência limitada (AIELLO, 2005).

Para a implementação da CZT, como apresentado na figura 54, foram atribuídos valores de $W_0 = 1$ (vide a equação 6), para que a CZT tenha um formato de arco, e também $A_0 = 1$ (vide a equação 5) para que este arco esteja sobre o círculo de raio unitário.

Figura 54 – Alocação dos pontos no plano complexo pela transformada Chirp Z.



Fonte: Autor.

Para limitar a análise da CZT a uma faixa de frequências é preciso estabelecer uma frequência do ponto inicial a_i e um incremento em frequência a_o . Os parâmetros a_i e a_o são fornecidos pelas equações 14 e 15.

$$a_i = \frac{2\pi (f_f - f_i)}{(f_a * M)} \quad (14)$$

$$a_o = \frac{2\pi (f_i)}{(f_a)} \quad (15)$$

Onde:

M	número de pontos da CZT;
f_i	frequência de análise inicial;
f_f	frequência de análise final;
f_a	frequência de amostragem.

- e) *Analisar o componente de excentricidade do sinal de corrente e frequência rotacional dos sinais de pressão e vibração*

Para o sinal de corrente de alimentação o componente de excentricidade na região de 120 Hz é selecionada, pois apresenta uma menor influência do componente da tensão de alimentação (ver figura 47). Para os sinais de pressão de descarga e vibração da carcaça, as componentes de frequência rotacional serão analisadas na região de 60 Hz (ver figuras 48 e 49). Para referenciar o resultado para a análise do sinal de corrente de alimentação será utilizada a equação 13. No caso dos sinais de pressão e vibração, não é preciso referenciar suas respostas, pois as componentes analisadas encontram-se na região de 60 Hz.

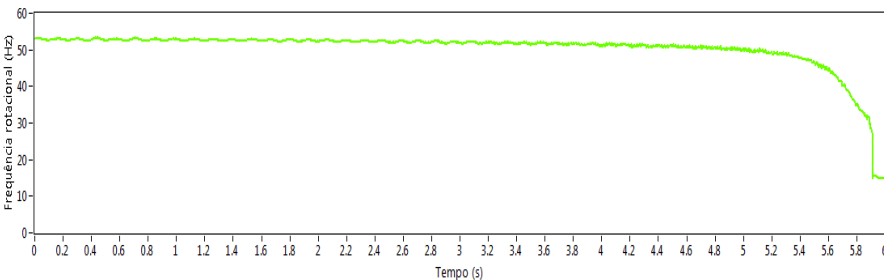
- f) *Referenciar o resultado da medição a 60 Hz*

Idem proposta 1.

4.2.2 Resultados da proposta

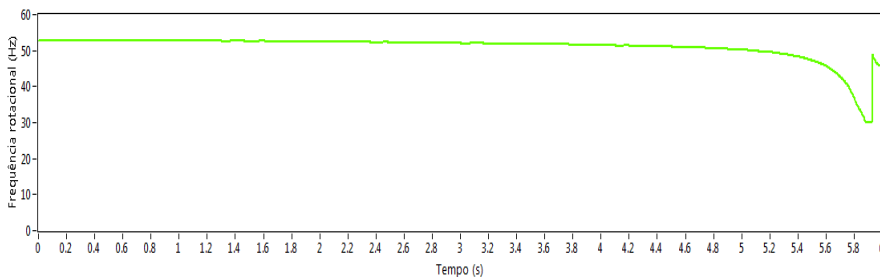
Nas figura 55 à 57 são apresentadas as respostas da propostas de medição dos sinais de corrente de alimentação, pressão de descarga e vibração da carcaça.

Figura 55 – Frequência rotacional no ensaio de tombamento pelo sinal de corrente de alimentação.



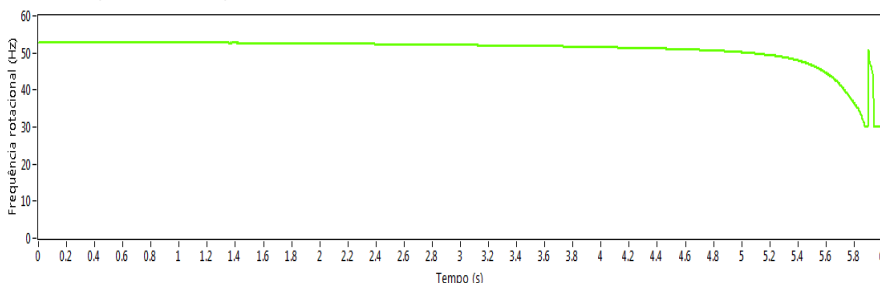
Fonte: Autor.

Figura 56 – Frequência rotacional no ensaio de tombamento pelo sinal de pressão de descarga.



Fonte: Autor.

Figura 57 – Frequência rotacional no ensaio de tombamento pelo sinal de vibração da carcaça.



Fonte: Autor.

Analisando os resultados das medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento da proposta 2, é possível observar que:

- o comportamento das medições de frequência rotacional no tempo apresentam um comportamento similar ao atingido na proposta 1, onde é possível visualizar um decaimento constante até o instante próximo do tombamento do compressor;
- da mesma forma que no resultado da proposta 1, a medição de frequência rotacional pelo sinal de corrente apresentou um comportamento oscilatório, devido à influência do componente de 60 Hz da tensão de alimentação do compressor.

4.3 PROPOSTA 3: TRANSFORMADA WAVELET ANALÍTICA E *WAVELET PACKET*

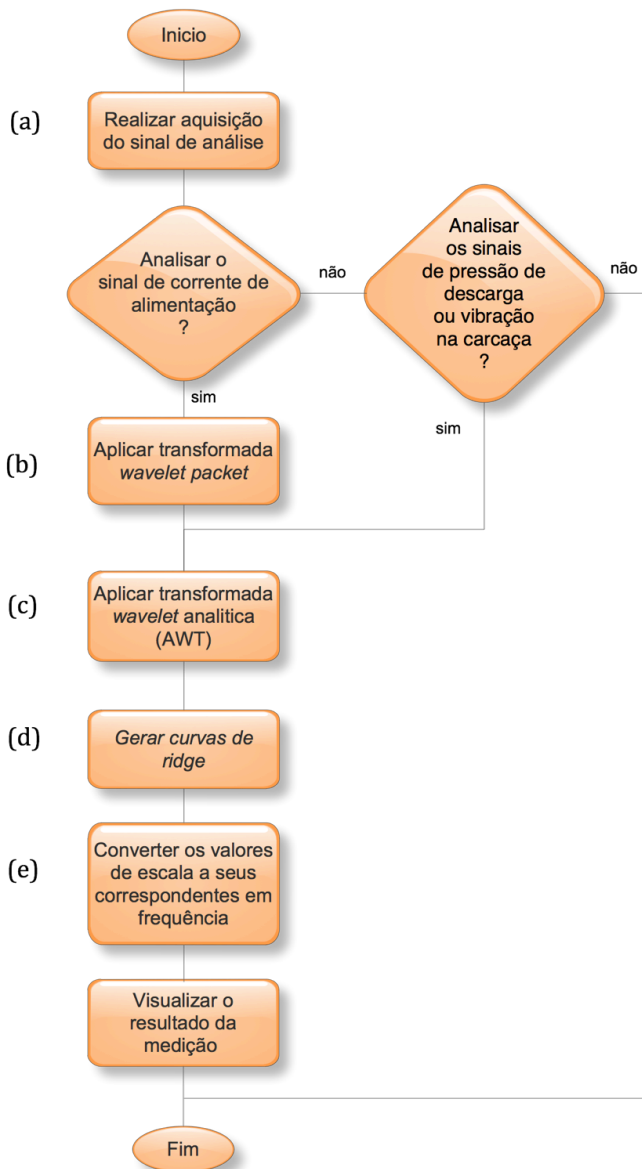
Na sequência será apresentada a proposta de medição de frequência rotacional em regime transitório de tombamento utilizando a transformada *wavelet* analítica e *wavelet packet* no sinal de corrente de alimentação, e a transformada *wavelet* analítica nos sinais de pressão de descarga e vibração da carcaça de um compressor hermético para refrigeração.

Em particular, o alvo da proposta na análise do sinal de corrente de alimentação do compressor de avaliação, será isolar o componente de excentricidade, na região próxima a 120 Hz, da influência do componente de 60 Hz utilizando a transformada *wavelet packet*.

Nos sinais de pressão de descarga e vibração da carcaça, não será utilizada a transformada *wavelet packet*, já que esses tipos de sinais não apresentam influência do componente da tensão de alimentação.

Na figura 58 é apresentado o fluxograma de medição proposto para analisar os sinais de corrente de alimentação, pressão de descarga e vibração da carcaça de um compressor hermético para refrigeração utilizando a transformada analítica *wavelet* e análise multirresolução pela transformada *wavelet packet*.

Figura 58 – Fluxograma da proposta 3.



Fonte: Autor.

4.3.1 Etapas da proposta

Existem etapas comuns de desenvolvimento no Proposta de medição utilizando os sinais de corrente de alimentação, pressão de descarga e vibração da carcaça. Mesmo assim, a não influência do componente de 60 Hz nos sinais de pressão e vibração, causa que a etapa da transformada *wavelet packet* não sejam tidas em conta na análise de esses sinais.

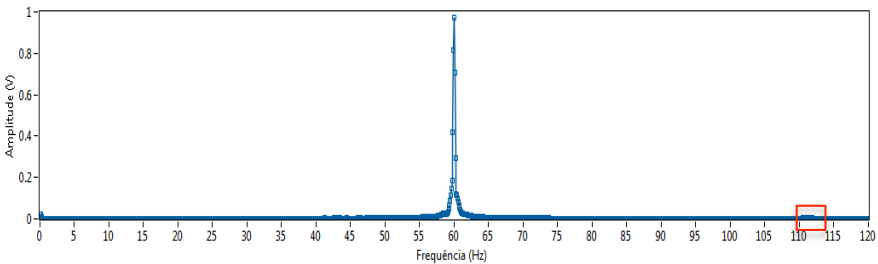
a) *Aquisição do sinal*

Idem proposta 1.

b) *Aplicar a transformada Wavelet packet*

Na figura 59 é apresentado o espectro de frequência do sinal de corrente de alimentação em um compressor hermético para refrigeração, onde o componente de frequência da tensão de alimentação (60 Hz) apresenta uma amplitude maior que o componente de excentricidade presente entre (105 e 115) Hz.

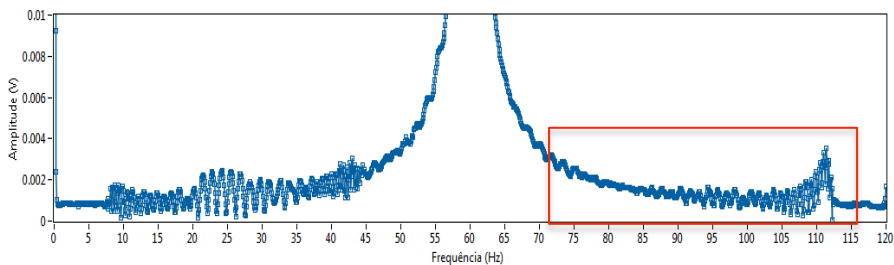
Figura 59 – Espectro de frequência de um sinal típico de corrente de alimentação.



Fonte: Autor.

Na figura 60 é apresentado uma aproximação do espectro da figura 59 onde é possível identificar (em destaque) a influência do componente de frequência de 60 Hz devido a seu *leakage* sobre o componente de excentricidade presente na região próxima a 120 Hz.

Figura 60 – Influência do componente de frequência da tensão de alimentação do compressor sobre o componente de excentricidade.



Fonte: Autor.

Remover a influência do componente de 60 Hz do componente de análise é relevante para gerar resultados confiáveis.

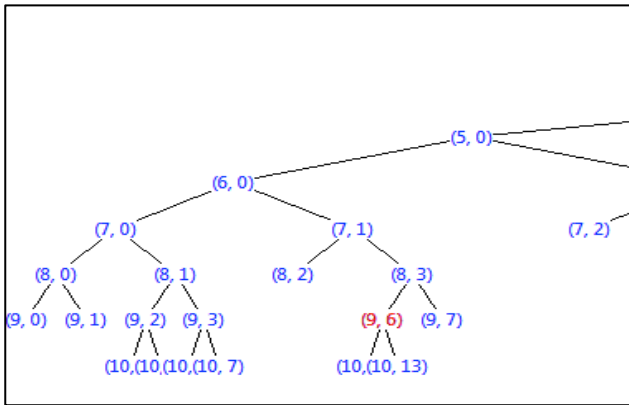
Como apresentado na seção 3.3.4, a transformada *wavelet packet* oferece a possibilidade de realizar uma decomposição do sinal original em frequências fundamentais, e, assim, analisar isoladamente o comportamento do componente de excentricidade. Adicionalmente, apresenta a opção de selecionar o tipo de *mother wavelet* e o nível de decomposição em frequências do sinal segundo a localização do componente de análise no arvore de decomposição.

Para a análise da transformada *wavelet packet*, a *wavelet* de *Daubechies db14*, foi escolhida para realizar a análise multirresolução no sinal de corrente de alimentação.

Na figura 61 é apresentada a árvore de decomposição empregada na transformada *wavelet packet* para selecionar o componente de excentricidade da região de 120 Hz. O número um (1) representa uma filtragem passa-altas, e o zero (0) uma filtragem passa-baixas.

O software de programação gráfico *Labview* da *National Instruments*, apresenta ferramentas de análise da transformada *wavelet packet* como o VI *wavelet packet analysis*.

Figura 61 – Árvore de decomposição da transformada *wavelet packet* para selecionar o componente de excentricidade da região de 120 Hz.



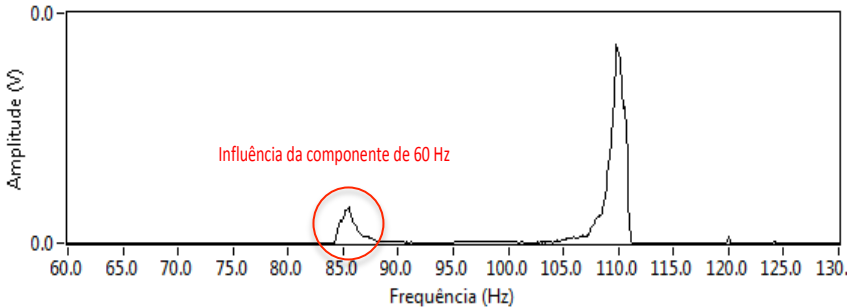
Legenda:

- (i, j) componente da árvore de decomposição;
 i nó de decomposição da árvore;
 j nível de decomposição da árvore.

Fonte: Autor.

Na figura 62 é apresentada o componente de excentricidade na região de 120 Hz depois de realizar uma decomposição de 9 níveis através da transformada *wavelet packet*.

Figura 62 – Espectro do componente de excentricidade isolada.



Fonte: Autor.

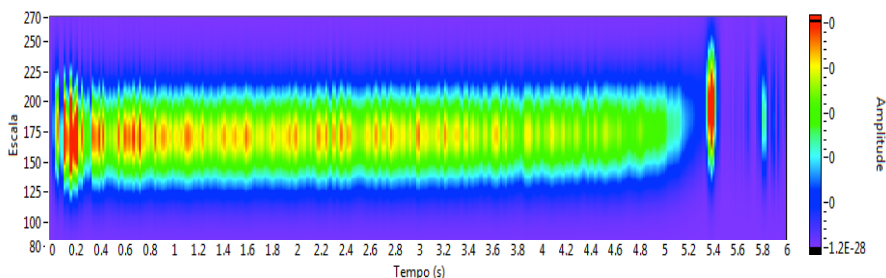
Devido que ao emprego na análise multirresolução de filtros não ideais, não foi possível eliminar totalmente a influência do componente de 60 Hz como apresentado na figura 62.

c) *Cálculo da transformada wavelet analítica AWT*

O cálculo da transformada *wavelet* analítica gera os coeficientes AWT, os quais, são números complexos que refletem o comportamento do componente de frequência rotacional em valores de escala e tempo. A magnitude ao quadrado dos coeficientes AWT formam o escalograma, que é análogo ao espectrograma na análise tempo-frequência.

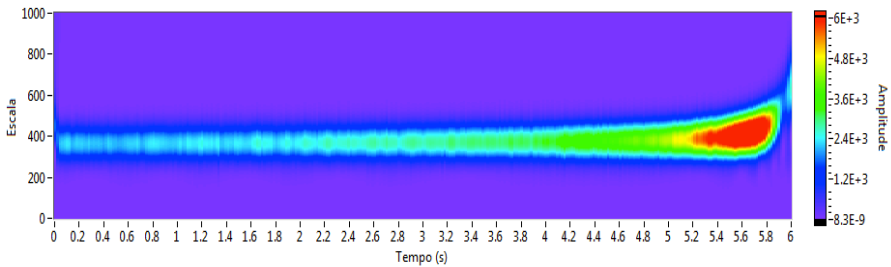
A seguir são apresentados exemplos de escalogramas obtidos depois do cálculo da AWT nos sinais de corrente de alimentação do compressor hermético para refrigeração (figura 63), pressão de descarga (figura 64) e vibração da carcaça (figura 65).

Figura 63 – Escalogramas depois do cálculo da AWT no componente de excentricidade do sinal de corrente de alimentação.



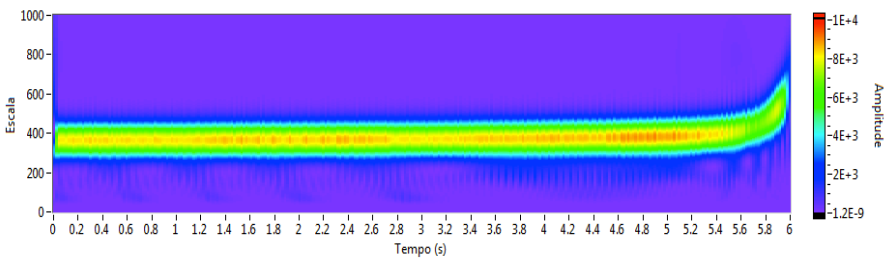
Fonte: Autor.

Figura 64 – Escalogramas depois do cálculo da AWT no sinal de pressão de descarga.



Fonte: Autor.

Figura 65 – Escalogramas depois do cálculo da AWT no sinal de vibração da carcaça.



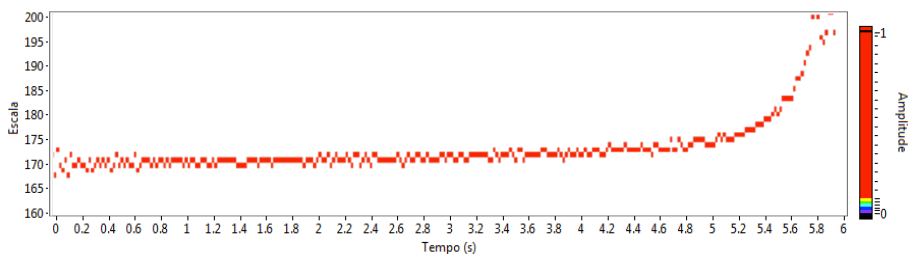
Fonte: Autor.

O software de programação gráfica *Labview* da *National Instruments*, apresenta ferramentas de análise da transformada *wavelet* analítica como o pacote de análise *WA Analytic wavelet transform*.

d) *Gerar curvas de ridge*

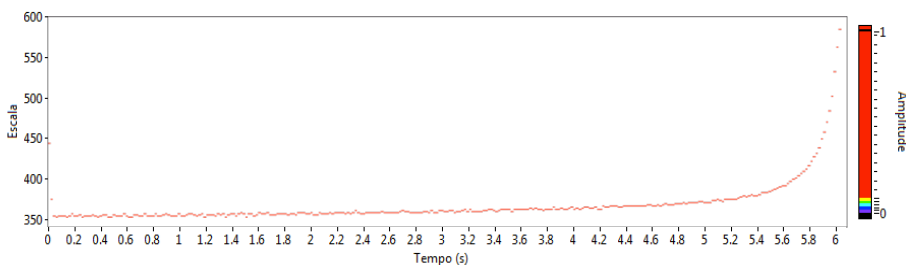
A seguir, nas figuras 66, 67 e 68, são apresentadas as curvas de *ridge* obtidas a partir dos escalogramas gerados pelos sinais de corrente de alimentação, de pressão de descarga e vibração da carcaça de um compressor hermético para refrigeração. Nota-se, que como apresentado na secção 3.5, as curvas de *ridge* apresentam os picos em amplitude dos escalogramas. Além disso, os valores de escala são inversamente proporcional aos valores de frequência.

Figura 66 – Curva de *ridge* do sinal de corrente de alimentação.

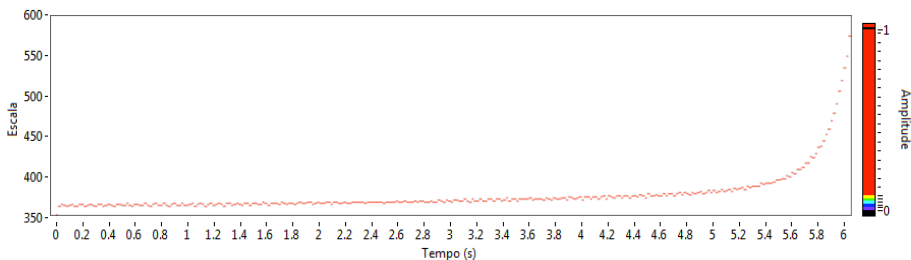


Fonte: Autor.

Figura 67 – Curva de *ridge* do sinal de pressão de descarga.



Fonte: Autor.

Figura 68 – Curva de *ridge* do sinal de vibração da carcaça.

Fonte: Autor.

O software de programação gráfico *Labview* da *National Instruments*, apresenta a VI *multiscale ridge detection* para a geração dos gráficos *ridge*.

e) Converter os valores de escala a seus correspondentes em frequência

Como os valores de escala são inversamente proporcionais aos valores de frequência nos escalogramas e gráficos *ridge*, para sua transformação são empregadas as equações 16 e 17. Para conversão dos valores de escala a frequência nos sinais de pressão de descarga e vibração é utilizada a equação 16, e para o sinal de corrente de alimentação do compressor é utilizada a equação 17. O valor da frequência central da *wavelet Morlet* empregada é $3\pi/2$ radianos.

$$f_r = \frac{f_c}{a \cdot \frac{1}{f_s}} \quad (16)$$

$$f_r = 60 - \left[120 - \left(\frac{f_c}{a \cdot \frac{1}{f_s}} \right) \right] \quad (17)$$

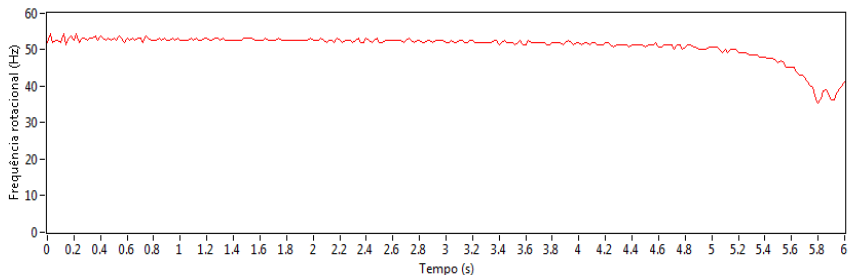
Onde:

f_r frequência correspondente à escala do escalograma;
 f_c frequência central da *wavelet Morlet*;
 f_s frequência de aquisição do sinal;
 a valor da escala no escalograma.

4.3.2 Resultados da proposta

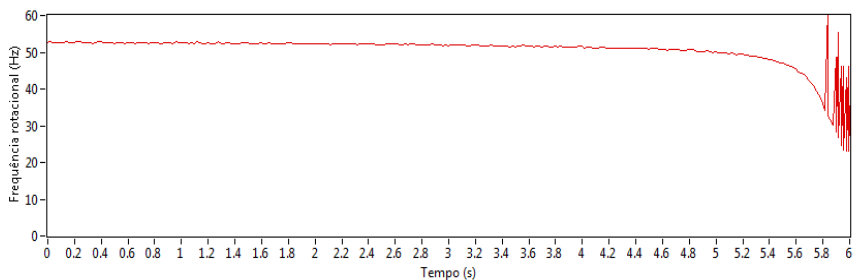
Nas figuras da 69 à 71 são apresentadas as respostas dos Propostas de medição para os sinais de corrente de alimentação, pressão de descarga e vibração da carcaça.

Figura 69 – Medição de frequência rotacional em regime transitório de tombamento pelo sinal de corrente de alimentação.



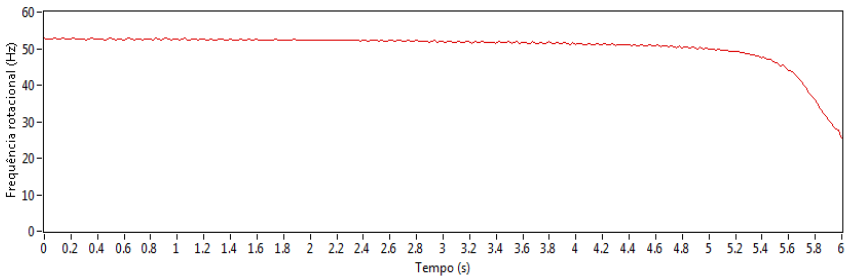
Fonte: Autor.

Figura 70 – Medição de frequência rotacional em regime transitório de tombamento pelo sinal de pressão de descarga.



Fonte: Autor.

Figura 71 – Medição de frequência rotacional em regime transitório de tombamento pelo sinal de vibração da carcaça.



Fonte: Autor.

Ao analisar os resultados obtidos, é possível concluir que:

- nas medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento da proposta 2, foi possível evidenciar um decaimento ao longo do tempo similar as respostas obtidas na proposta 1;
- na análise do sinal de corrente foi possível identificar e isolar o componente de excentricidade na região de 120 Hz, eficazmente;
- como os coeficientes *wavelet* são calculados por meio de operações iterativas de decimação e filtragem com filtros não ideais, passa-baixas e passa-altas, isso gera um *aliasing* significativo no resultado.

5. AVALIAÇÃO DAS PROPOSTAS

O intuito deste capítulo é apresentar os resultados da implementação das propostas de medição de frequência rotacional em regime transitório de tombamento e verificar como é o comportamento dinâmico das medições frente às condições do ensaio.

Para a avaliação dos métodos de medição de frequência rotacional será utilizado um compressor¹⁰ instrumentado com um transdutor de deslocamento do tipo LVIT¹¹ acoplado diretamente ao pistão. O sinal do LVIT é usado como referência para obtenção da frequência rotacional.

A avaliação é realizada a partir de 7 ensaios de tombamento na bancada BPT em três condições distintas. Tais condições consideram pressões de sucção no compressor auxiliar¹² de (2, 4 e 6) bar. Para a sucção¹³ do compressor instrumentado é estabelecida a pressão 7,7 bar. A pressão de 4 bar na sucção do compressor auxiliar representa uma condição típica de operação para o modelo escolhido. As condições de (2 e 6) bar refletem condições de operação extremas para o mesmo.

A avaliação dos métodos de medição considera como critério de tombamento o instante em que a frequência rotacional cruza o limiar de 80% da frequência síncrona do motor do compressor instrumentado, ou seja, 48 Hz¹⁴, já que o compressor é alimentado em tensão com frequência de 60 Hz.

¹⁰ Compressor do tipo LBP (*low back pressure*) hermético de refrigeração de 100 W e frequência nominal de 60 Hz. Capacidade de refrigeração de 179 W na condição de *check point* de 54,4 °C de temperatura de condensação e -23,3 °C de temperatura de evaporação.

¹¹ LVIT é um transdutor de indutância variável, do inglês *Linear Variable Inductance Transducer*.

¹² O nível da pressão de sucção do compressor auxiliar determina a rapidez e exigência do compressor de avaliação para atingir a seu instante de tombamento (THOMAZINI, 2012).

¹³ A pressão de 7,7 bar corresponde à temperatura de evaporação de 30°C na sucção do compressor instrumentado (EMBRACO, 2013; NIST, 2007).

¹⁴ Em ensaios de compressores herméticos para refrigeração, Costa (2010) identificou que os motores de indução associados não conseguem restabelecer sua frequência rotacional em situações onde o escorregamento é superior a 20 %.

Na sequência será apresentada a caracterização da referência para medição de frequência rotacional. Seguidamente, a avaliação das propostas de medição e a análise de repetibilidade do ensaio de tombamento.

5.1 CARACTERIZAÇÃO DA REFERÊNCIA PARA MEDIÇÃO DE FREQUÊNCIA ROTACIONAL

Na sequência será apresentado o transdutor utilizado no compressor instrumentado. Além disso, será apresentado um algoritmo que utiliza o sinal do LVIT para realizar a medição de frequência rotacional em regime transitório de tombamento, evitando empregar ferramentas matemáticas de análise de sinais, como a transformada rápida de Fourier (FFT), e por conseguinte a suas incertezas associadas¹⁵.

Um transdutor de indutância linearmente variável (LVIT) consiste de uma bobina e uma haste¹⁶ de material paramagnético (comumente alumínio), onde a variação de indutância é proporcional ao deslocamento da haste no interior da bobina, permitindo inferir a posição do pistão no interior do cilindro. Além disso, esse transdutor apresenta um bom desempenho sob condições de ruído eletromagnético e operação em ambientes contaminados por óleo, como no caso do pistão do compressor hermético para refrigeração (SUNPOWER, 1990; REDLICH, 1987).

Para caracterizar o comportamento do LVIT em condições reais de operação, Demay (2015), comparou a resposta do LVIT com um transdutor-padrão, *encoder*¹⁷. Concluindo, que para condições de operação reais e bem controladas, a resposta do LVIT apresenta um comportamento semelhante ao obtido pelo *encoder* ao longo do tempo, permitindo assim, ser empregado como transdutor de referência para medições de frequência rotacional em regime permanente e transitório de tombamento.

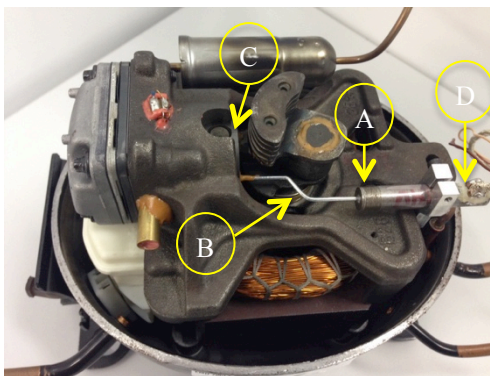
Na figura 72 é apresentado o transdutor de referência LVIT acoplado ao pistão do compressor instrumentado.

¹⁵ Uma das incertezas associadas as ferramentas matemáticas de análise de sinais é a dispersão espectral.

¹⁶ O diâmetro da haste do LVIT utilizado no compressor de instrumentado é de aproximadamente 1,6 mm (DEMAY, 2015).

¹⁷ Encoder modelo PHO5_14 de 13 bits, do fabricante BEI Sensors, (BEI SENSORS, 2015).

Figura 72 – Transdutor de referência LVIT acoplado diretamente ao pistão do compressor instrumentado.



Legenda:

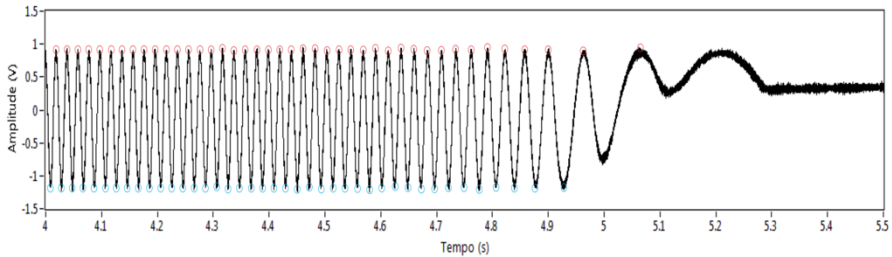
- A LVIT;
- B haste de alumínio acoplado ao pistão;
- C pistão do compressor;
- D ligações de alimentação e medição.

Fonte: Autor.

O sinal do transdutor LVIT permite obter informação do deslocamento do pistão no compressor instrumentado. Portanto, a frequência de oscilação do pistão possibilita inferir a frequência rotacional do compressor.

Na figura 73 é apresentado o sinal do transdutor LVIT durante um ensaio típico de tombamento. Para os primeiros segundos da medição o comportamento do sinal é estável, contrariamente ao comportamento dinâmico apresentado nos últimos segundos da medição, particularmente, na região próxima ao tombamento do compressor.

Figura 73 – Sinal do transdutor LVIT durante um ensaio típico de tombamento.



Legenda:

- pico do sinal;
- vale do sinal.

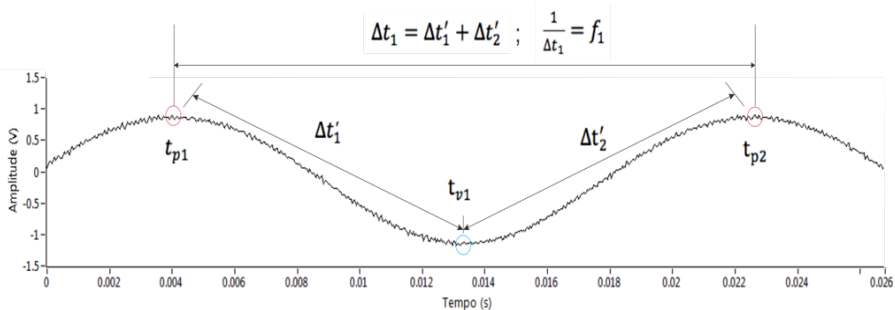
Fonte: Autor.

O algoritmo de medição de frequência rotacional em regime transitório analisa o sinal gerado pelo deslocamento do pistão no compressor ao longo do tempo. Portanto, a resposta do algoritmo de medição pelo sinal do LVIT¹⁸ será a referência de comparação das medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento fornecidas pelas propostas de medição do capítulo 4.

O algoritmo de medição utiliza a análise de picos e vales do sinal do LVIT para o cálculo da frequência rotacional. Na figura 74 é apresentada a análise de picos e vales realizado para um período de tempo Δt_1 do sinal da figura 73.

¹⁸ O sinal do LVIT foi tratado pelo condicionador de sinais SP200A, do fabricante OMEGA (SENTECH, 2015), e adquirido pela placa de aquisição NI FPGA PCI-7831R da *National Instruments*, à frequência de 10 kHz.

Figura 74 – Análise de picos e vales para um período do sinal do LVIT.



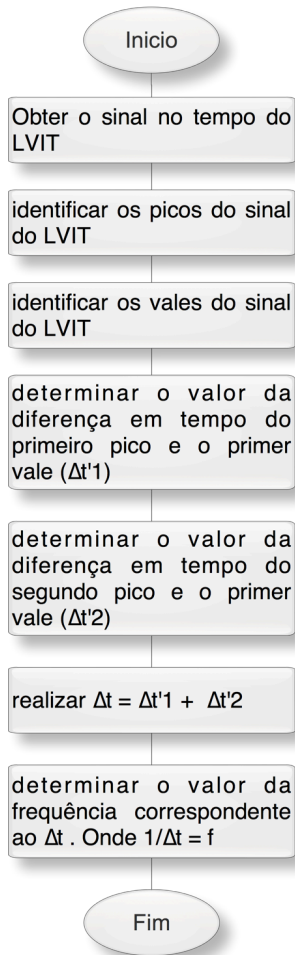
Legenda:

- t_{p1} instante de tempo - pico 1;
- t_{p2} instante de tempo - pico 2;
- t_{v1} instante de tempo - vale 1;
- $\Delta t'_1$ intervalo de tempo entre t_{p1} e t_{v1} ;
- $\Delta t'_2$ intervalo de tempo entre t_{p2} e t_{v1} ;
- f_1 frequência no período de tempo Δt_1 ;
- pico do sinal;
- vale do sinal.

Fonte: Autor.

Na sequência, a figura 75 apresenta o fluxograma da proposta de medição de frequência rotacional em regime transitório de tombamento utilizando o sinal do LVIT.

Figura 75 – Fluxograma da proposta de medição de frequência rotacional em regime transitório de tombamento pelo sinal do LVIT.



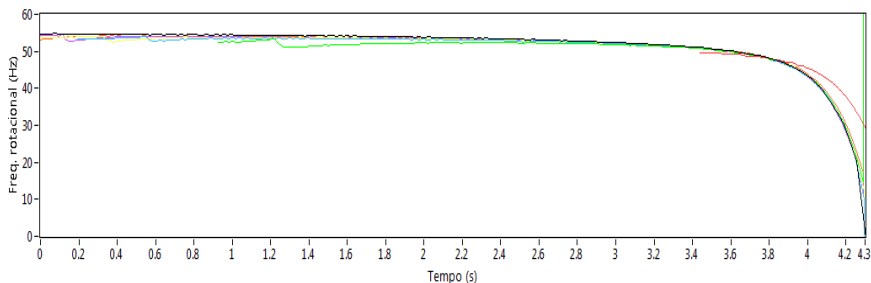
Fonte: Autor.

a) *Resultados da proposta de medição pelo sinal do LVIT*

As figuras na sequência apresentam as medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento, pelo sinal do LVIT, durante 7 ensaios de tombamento realizados na bancada BPT nas três condições de operação estabelecidas. Adicionalmente, serão apresentados detalhes das medições na região de 48 Hz, a fim de avaliar o comportamento das medições em relação à variação das condições de operações nos ensaios de tombamento.

Na figura 76 são apresentadas medições de frequência rotacional nas condições de operação de 2 bar na sucção do compressor auxiliar e 7,7 bar na sucção no compressor instrumentado.

Figura 76 – Medições de frequência rotacional: 2 bar.



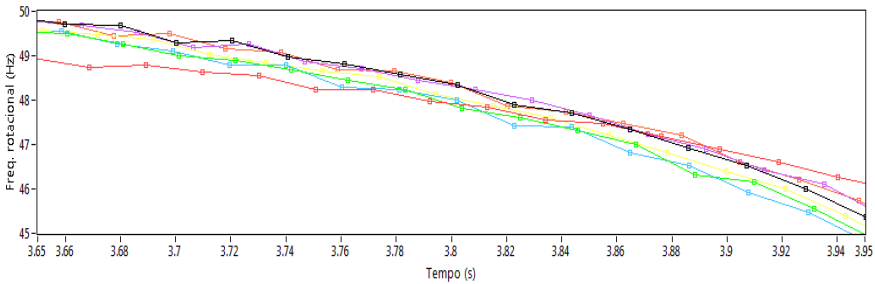
Legenda:

- | | | | | | |
|---|-----------|---|-----------|---|-----------|
| — | ensaio 1; | — | ensaio 2; | — | ensaio 3; |
| — | ensaio 4; | — | ensaio 5; | — | ensaio 6; |
| — | ensaio 7. | | | | |

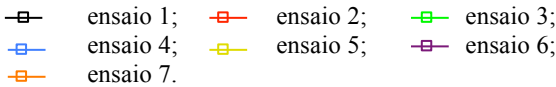
Fonte: Autor.

Na figura 77 é apresentado o detalhe da figura 76 na região de análise de 48 Hz.

Figura 77 – Detalhe na região de análise de 48 Hz da figura 76.



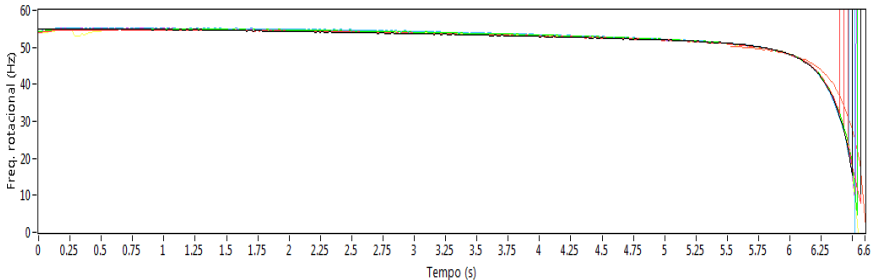
Legenda:



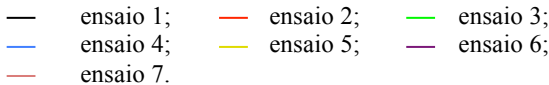
Fonte: Autor.

Na figura 78 são apresentadas medições de frequência rotacional nas condições de operação de 4 bar na sucção do compressor auxiliar e 7,7 bar na sucção no compressor instrumentado.

Figura 78 – Medições de frequência rotacional: 4 bar.



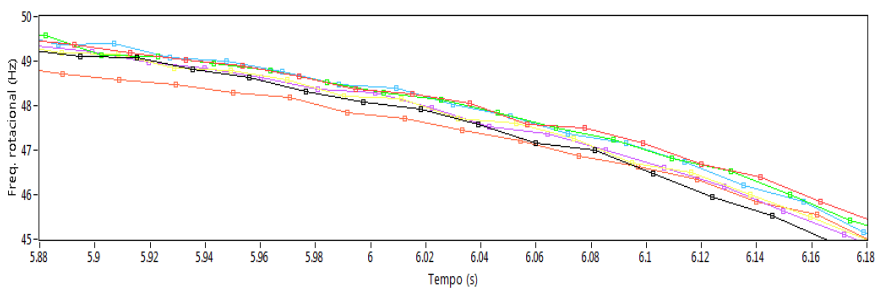
Legenda:



Fonte: Autor.

Na figura 79 é apresentado o detalhe da figura 78 na região de análise de 48 Hz.

Figura 79 – Detalhe na região de análise de 48 Hz da figura 78.



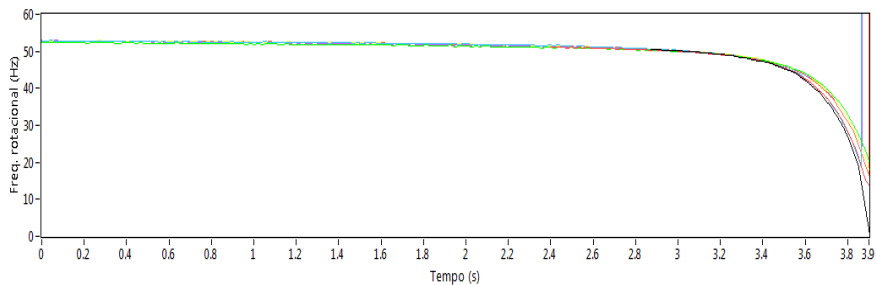
Legenda:

- | | | | | | |
|-----|-----------|-----|-----------|-----|-----------|
| —■— | ensaio 1; | —□— | ensaio 2; | —□— | ensaio 3; |
| —□— | ensaio 4; | —□— | ensaio 5; | —□— | ensaio 6; |
| —□— | ensaio 7. | | | | |

Fonte: Autor.

Na figura 80 são apresentadas medições de frequência rotacional nas condições de operação de 6 bar na sucção do compressor auxiliar e 7,7 bar na sucção no compressor instrumentado.

Figura 80 – Medições de frequência rotacional: 6 bar.



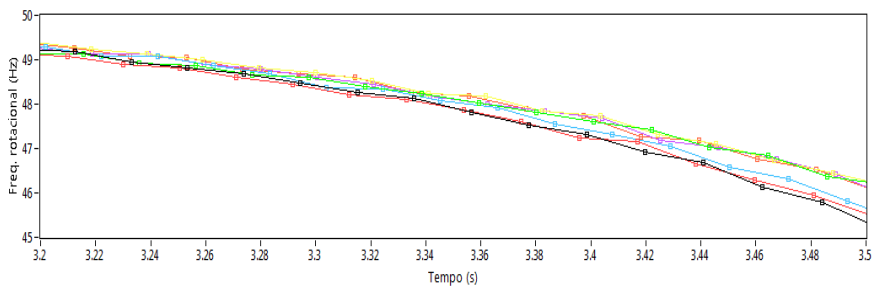
Legenda:

- | | | | | | |
|---|-----------|---|-----------|---|-----------|
| — | ensaio 1; | — | ensaio 2; | — | ensaio 3; |
| — | ensaio 4; | — | ensaio 5; | — | ensaio 6; |
| — | ensaio 7. | | | | |

Fonte: Autor.

Na figura 81 é apresentado o detalhe da figura 80 na região de análise de 48 Hz.

Figura 81 – Detalhe na região de análise de 48 Hz da figura 80.



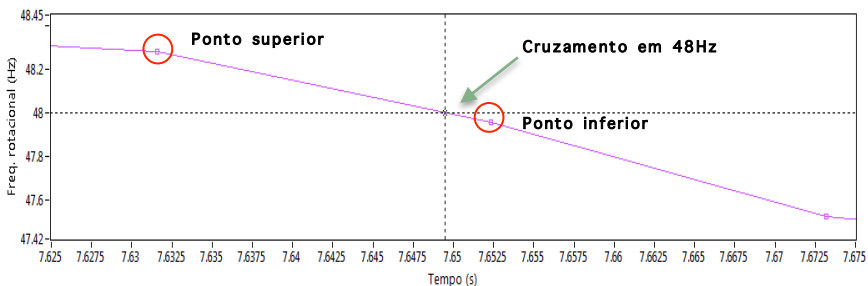
Legenda:

- ensaio 1; —■— ensaio 2; —■— ensaio 3;
- ensaio 4; —■— ensaio 5; —■— ensaio 6;
- ensaio 7.

Fonte: Autor.

Na figuras da 82 é possível observar que devido à resolução de frequência fornecido pelo algoritmo de medição utilizando o sinal do LVIT, existem pontos de medição acima e abaixo de 48 Hz. Portanto, para a análise dos resultados das medições serão analisados os pontos inferiores a 48 Hz onde considera-se que foi atingido o instante de tombamento do compressor.

Figura 82 – Disposição típica dos pontos de medição superior e inferior nos resultados da proposta de medição pelo sinal do LVIT.



Fonte: Autor.

Na tabela 2 são apresentados os valores das medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento nos pontos inferiores (depois do cruzamento em 48 Hz), para 7 ensaios de tombamento realizados sob condições de ensaio de (2, 4 e 6) bar na sucção do compressor auxiliar e 7,7 bar na sucção do compressor de avaliação. Além disso, na tabela 3 são apresentados os resultados dos 7 ensaios de tombamento realizados, avaliando a temperatura de condensação do compressor sob avaliação nas frequências de medição da tabela 2.

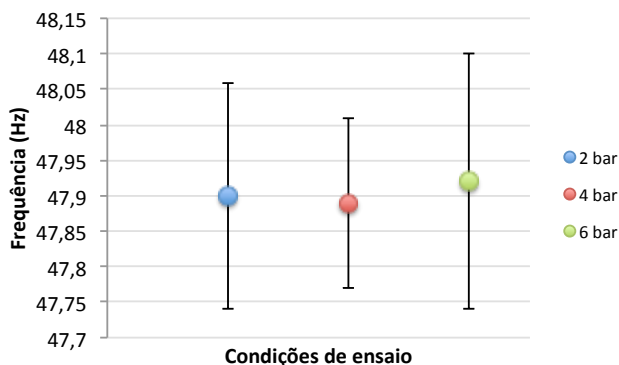
Tabela 2 – Resultados das medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento nos pontos inferiores a 48 Hz.

Número do ensaio	2 bar	4 bar	6 bar	Unidades
1	47,89	47,88	47,78	Hz
2	47,97	47,86	47,89	Hz
3	47,82	47,83	47,97	Hz
4	47,91	47,91	47,98	Hz
5	47,86	47,88	47,96	Hz
6	47,99	47,96	47,93	Hz
7	47,87	47,95	47,96	Hz
\bar{x}	47,90	47,89	47,92	Hz
Re (95,45%)	0,16	0,12	0,18	Hz

Fonte: Autor.

Na figura 83, são apresentados os resultados da análise de repetibilidade das medições da tabela 2 para um nível de confiança de 95,45 %.

Figura 83 – Resultados da análise de repetibilidade da tabela 2.



Fonte: Autor.

Pela análise dos resultados da tabela 2 e a figura 83, é possível concluir que o comportamento dinâmico das medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento pelo sinal do LVIT, é minimamente influenciado pelas variações nas condições de operação avaliadas nos ensaios de tombamento realizados.

Na tabela 3 são apresentados os resultados dos 7 ensaios de tombamentos realizados, avaliando a temperatura de condensação do compressor sob avaliação.

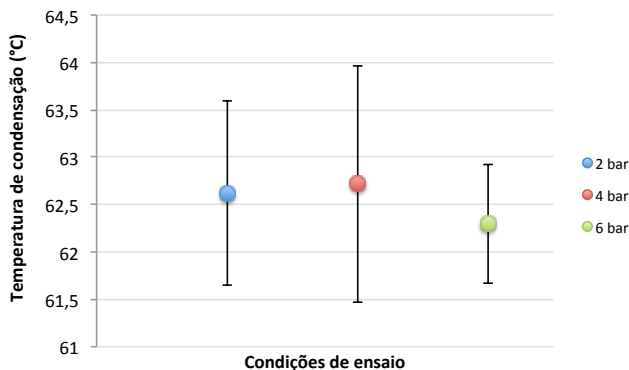
Tabela 3 – Resultado das medições de temperatura de condensação.

Número do ensaio	2 bar	4 bar	6 bar	Unidades
1	61,94	62,86	62,51	°C
2	63,01	62,80	62,09	°C
3	62,97	62,14	62,01	°C
4	62,45	62,07	62,55	°C
5	62,87	62,91	62,30	°C
6	62,40	63,53	62,06	°C
7	62,74	62,77	62,59	°C
\bar{x}	62,62	62,72	62,30	°C
Re (95,45%)	0,97	1,25	0,63	°C

Fonte: Autor.

Na figura 84, são apresentados os resultados da análise de repetibilidade das medições da tabela 3 para um nível de confiança de 95,45 %.

Figura 84 – Resultados da análise de repetibilidade da tabela 3.



Fonte: Autor.

Pela análise dos resultados das medições da tabela 3 e da figura 84, é possível concluir que, embora exista uma pequena variação nas temperaturas de condensação, segundo a condição do ensaio de tombamento, a avaliação das medições de frequência rotacional pelo sinal do LVIT não apresentaram uma variação significativa nos seus resultados, como evidenciado na análise da figura 83. Portanto, o algoritmo de medição pelo sinal do LVIT será adotado como referência de avaliação das propostas de medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento do capítulo 4.

5.2 AVALIAÇÃO DOS MÉTODOS DE MEDIÇÃO PROPOSTOS

As propostas de medição 1, 2 e 3 do capítulo 4 foram aplicadas para analisar os sinais provenientes da corrente de alimentação, pressão de descarga e vibração da carcaça do compressor instrumentado durante 7 ensaios de tombamento nas condições de ensaio de (2, 4 e 6) bar de pressão na sucção do compressor auxiliar e 7,7 bar na sucção no compressor instrumentado.

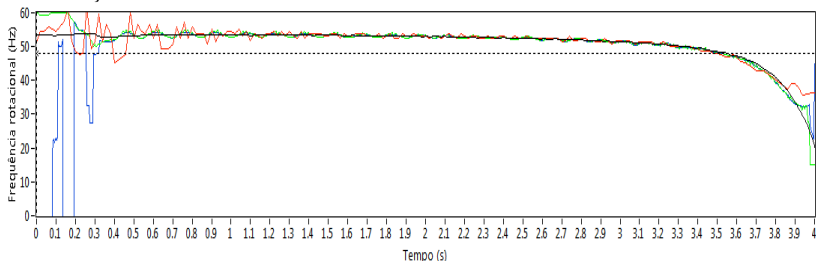
Para cada condição de ensaio, as medições de frequência rotacional obtidas para cada proposta de medição serão comparadas com a medição da referência.

a) *Resultados das medições na condição de 2 bar na sucção do compressor auxiliar*

As figuras 85 à 90 apresentam os resultados das medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento das propostas de medição 1, 2 e 3, em relação à medição gerada pelo algoritmo de referência utilizando o sinal do LVIT, analisando os sinais de corrente de alimentação, pressão de descarga e vibração da carcaça do compressor instrumentado.

Na sequência, na figura 85, são expostas as medições de frequência rotacional analisando o sinal de corrente de alimentação.

Figura 85 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de corrente de alimentação.



Legenda:

- | | | | |
|---|-------------|---|-------------|
| — | proposta 1; | — | proposta 2; |
| — | proposta 3; | — | referência. |

Fonte: Autor.

Na tabela 4 são apresentados os resultados das medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento geradas pelas propostas de medição 1, 2 e 3, em relação à referência analisando o sinal de corrente de alimentação do compressor instrumentado.

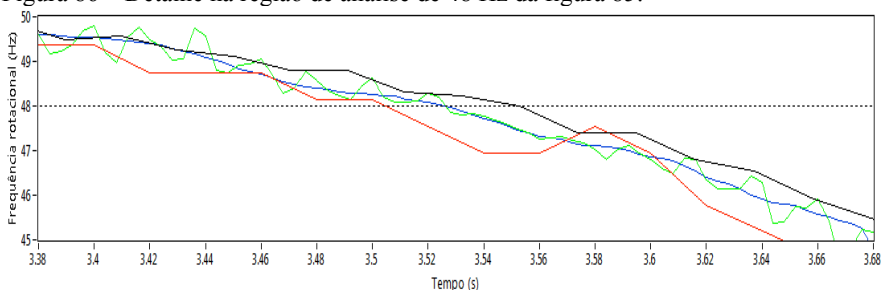
Tabela 4 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de corrente de alimentação.

Número do ensaio	Proposta 1	Proposta 2	Proposta 3	Referência	Unidades
1	48,19	47,98	48,15	47,89	Hz
2	48,05	48,32	47,00	47,97	Hz
3	47,96	47,97	48,11	47,82	Hz
4	47,80	47,73	47,54	47,91	Hz
5	48,06	47,80	46,94	47,86	Hz
6	47,86	48,02	47,54	47,99	Hz
7	48,09	48,52	47,54	47,87	Hz

Fonte: Autor.

Na figura 86 é apresentado o detalhe da figura 85 na região de análise de 48 Hz.

Figura 86 – Detalhe na região de análise de 48 Hz da figura 85.



Legenda:

- proposta 1;
- proposta 2;
- proposta 3;
- referência.

Fonte: Autor.

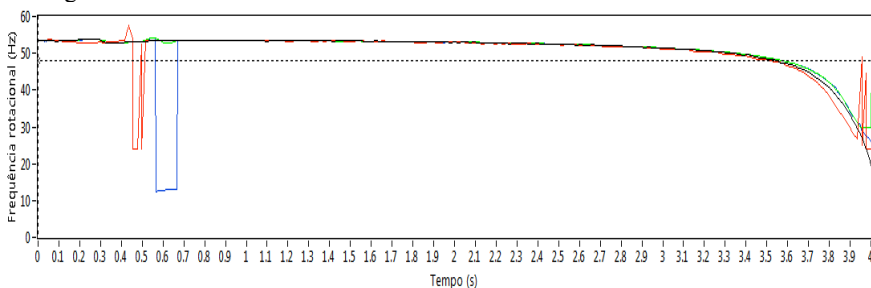
Nas figuras 85 e 86, podem-se perceber que as repostas das propostas analisadas seguem a tendência de queda da curva da resposta do algoritmo de referência até determinado instante, a partir do qual as curvas se separam.

Para cada resposta analisada, é possível observar uma instabilidade nas medições nos primeiros instantes de tempo. Isso se deve à forte influência do componente de 60 Hz da tensão de alimentação do compressor de avaliação sobre o componente de excentricidade analisada na região próxima a 120 Hz. No entanto, é preciso destacar que todas as medições geradas pelas propostas analisadas, tendem a se estabilizar ao longo da medição.

Note-se que, na medição de frequência rotacional através da proposta 3, o tempo de estabilização da medição nos primeiros instantes de tempo é maior em relação às outras propostas. Isso se deve ao fato que com a transformada *wavelet packet* não foi possível eliminar totalmente a influência do componente de 60 Hz no componente de excentricidade analisada.

Nas figura 87 e 88 são expostas as medições de frequência rotacional analisando o sinal de pressão de descarga.

Figura 87 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de pressão de descarga.



Legenda:

- | | | | |
|---|-------------|---|-------------|
| — | proposta 1; | — | proposta 2; |
| — | proposta 3; | — | referência. |

Fonte: Autor.

Na tabela 5 são apresentados os resultados das medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento geradas pelas propostas de medição 1, 2 e 3, em relação à referência analisando o sinal de pressão de descarga do compressor instrumentado.

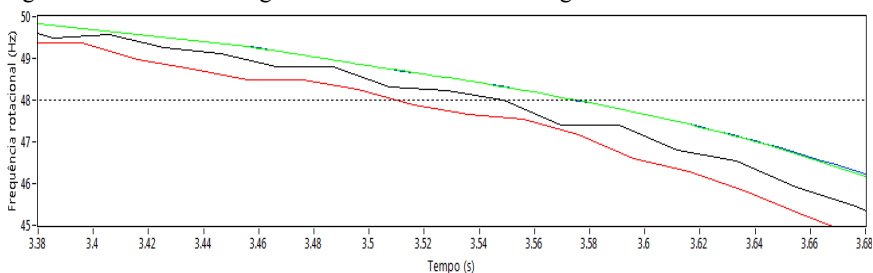
Tabela 5 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de pressão de descarga.

Número do ensaio	Proposta 1	Proposta 2	Proposta 3	Referência	Unidades
1	48,52	48,60	48,61	47,89	Hz
2	48,34	48,33	47,41	47,97	Hz
3	48,55	48,54	48,61	47,82	Hz
4	48,42	48,42	47,41	47,91	Hz
5	48,57	48,57	48,73	47,86	Hz
6	48,43	48,45	48,61	47,99	Hz
7	47,58	48,58	48,73	47,87	Hz

Fonte: Autor.

Na figura 88 é apresentado o detalhe da figura 87 na região de análise de 48 Hz.

Figura 88 – Detalhe na região de análise de 48 Hz da figura 87.



Legenda:

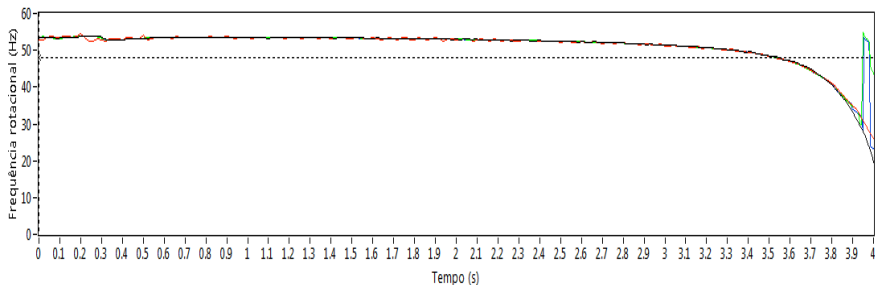
- proposta 1;
- proposta 2;
- proposta 3;
- referência.

Fonte: Autor.

Na figuras 87 e 88 foi possível observar um maior afastamento das curvas de medição no instante de avaliação de 48 Hz em relação à referência. Portanto, é possível inferir que a baixa pulsação de pressão na descarga do compressor de avaliação causa variações na medição da frequência rotacional em regime transitório de tombamento, em relação às medições através dos sinais de corrente de alimentação e vibração da carcaça.

Como no caso da análise pelo sinal de corrente de alimentação, pode-se perceber que as respostas das propostas analisadas seguem a tendência de queda da curva da referência. Mesmo assim, a separação das curvas de medição a partir do instante de avaliação em 48 Hz é menor. Nas figuras 89 e 90 são expostas as medições de frequência rotacional analisando o sinal da vibração da carcaça.

Figura 89 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de vibração da carcaça.



Legenda:

- proposta 1;
- proposta 2;
- proposta 3;
- referência.

Fonte: Autor.

Na tabela 6 são apresentados os resultados das medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento geradas pelas propostas de medição 1, 2 e 3, em relação à referência analisando o sinal de vibração da carcaça do compressor instrumentado.

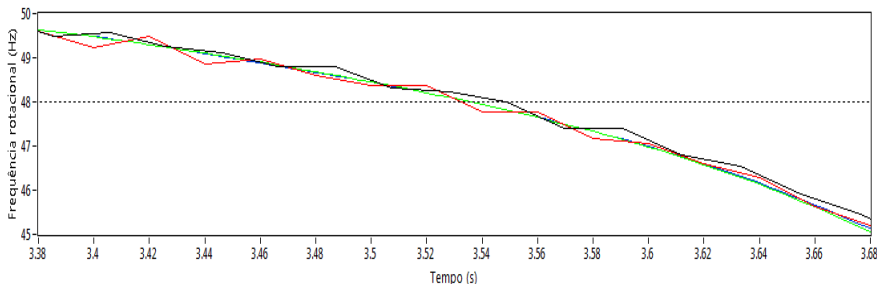
Tabela 6 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de vibração da carcaça.

Número do ensaio	Proposta 1	Proposta 2	Proposta 3	Referência	Unidades
1	47,84	48,02	48,01	47,89	Hz
2	48,06	48,02	47,57	47,97	Hz
3	48,03	48,01	47,52	47,82	Hz
4	47,69	47,90	47,78	47,91	Hz
5	47,93	48,06	47,79	47,86	Hz
6	47,95	47,96	48,13	47,99	Hz
7	48,27	48,09	48,14	47,87	Hz

Fonte: Autor.

Na figura 90 é apresentado o detalhe da figura 89 na região de análise de 48 Hz.

Figura 90 – Detalhe na região de análise de 48 Hz da figura 89.



Legenda:

- | | |
|---|--|
| — proposta 1; | — proposta 2; |
| — proposta 3; | — referência. |

Fonte: Autor.

Pelas análises das figura 85 à 90, e pelos resultados das medições das três propostas comparadas com a referência, a medição de frequência rotacional pelo sinal de vibração da carcaça, apresenta-se como a melhor alternativa de medição em regime transitório de tombamento na condição de ensaio de 2 bar.

- *Análise de diferenças em relação à referência*

Para avaliar a efetividade dos resultados das propostas de medição em relação à referência, foram analisados os resultados das medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento nos 7 ensaios realizados nas condições de 2 bar na sucção do compressor auxiliar e 7,7 bar na sucção do compressor instrumentado.

Nas tabela 7 e 8 são apresentadas as diferenças em hertz e em porcentagem das medições fornecidas pelas três propostas de medição em relação à referência, analisando os sinais de corrente de alimentação, pressão de descarga e vibração da carcaça do compressor instrumentado.

Tabela 7 – Diferenças em hertz das medições realizadas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.

Número de ensaios	PROPOSTA 1			PROPOSTA 2			PROPOSTA 3			Unidades
	Corrente	Pressão	Vibração	Corrente	Pressão	Vibração	Corrente	Pressão	Vibração	
1	0,31	0,63	0,05	0,09	0,71	0,13	0,26	0,72	0,12	Hz
2	0,07	0,36	0,09	0,35	0,35	0,05	0,97	0,56	0,41	Hz
3	0,14	0,73	0,21	0,15	0,72	0,19	0,29	0,79	0,30	Hz
4	0,11	0,51	0,22	0,18	0,51	0,01	0,37	0,49	0,13	Hz
5	0,24	0,70	0,06	0,06	0,71	0,20	0,92	0,87	0,08	Hz
6	0,13	0,44	0,04	0,03	0,46	0,03	0,45	0,62	0,14	Hz
7	0,22	0,71	0,40	0,65	0,71	0,22	0,33	0,87	0,27	Hz

Fonte: Autor.

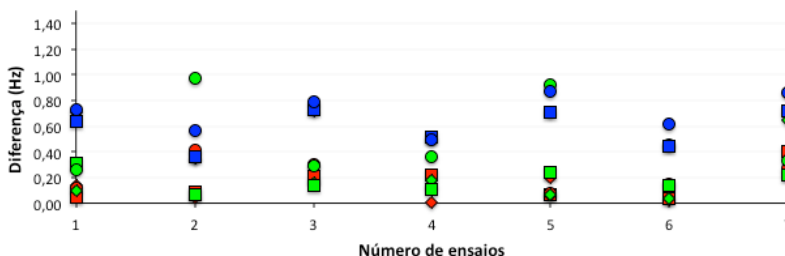
Tabela 8 – Diferenças em porcentagem das medições realizadas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.

Número do ensaio	PROPOSTA 1			PROPOSTA 2			PROPOSTA 3			Unidades
	Corrente	Pressão	Vibração	Corrente	Pressão	Vibração	Corrente	Pressão	Vibração	
1	0,64	1,32	0,10	0,20	1,48	0,28	0,54	1,51	0,25	%
2	0,15	0,75	0,18	0,73	0,73	0,10	2,03	1,17	0,85	%
3	0,29	1,52	0,44	0,32	1,51	0,41	0,60	1,66	0,62	%
4	0,23	1,07	0,45	0,38	1,06	0,02	0,77	1,03	0,28	%
5	0,50	1,47	0,13	0,13	1,48	0,42	1,92	1,82	0,16	%
6	0,28	0,92	0,09	0,07	0,95	0,06	0,93	1,29	0,30	%
7	0,46	1,49	0,84	1,36	1,48	0,46	0,68	1,81	0,57	%

Fonte: Autor.

Os valores das tabelas da 7 e 8 são apresentados graficamente nas figuras 91 e 92. As cores verde, azul e vermelho representam os resultados das medições de frequência rotacional pelos sinais de corrente de alimentação, pressão de descarga e vibração da carcaça do compressor instrumentado, e as figuras geométricas representam as propostas de medição 1, 2 e 3.

Figura 91 – Diferença em hertz das medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento obtidas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.

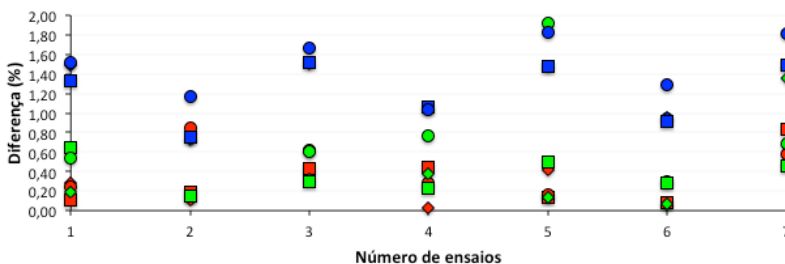


Legenda:

- proposta 1 – sinal corrente; ■ proposta 1 – sinal pressão;
- proposta 1 – sinal vibração; ◆ proposta 2 – sinal pressão;
- ◆ proposta 2 – sinal corrente; ● proposta 3 – sinal pressão;
- ◆ proposta 2 – sinal corrente; ● proposta 3 – sinal vibração.

Fonte: Autor.

Figura 92 – Diferença em porcentagem das medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento obtidas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.



Legenda:

- proposta 1 – sinal corrente; ■ proposta 1 – sinal pressão;
- proposta 1 – sinal vibração; ◆ proposta 2 – sinal pressão;
- ◆ proposta 2 – sinal corrente; ◆ proposta 2 – sinal pressão;
- ◆ proposta 2 – sinal corrente; ● proposta 3 – sinal pressão;
- proposta 3 – sinal corrente; ● proposta 3 – sinal vibração.

Fonte: Autor.

Nas tabelas 9 e 10 são apresentados os valores médio (\bar{x}) e de desvio padrão (s) das diferenças em hertz e porcentagem das medições realizadas pelas três propostas de medição em relação à referência.

Tabela 9 – Valor médio e desvio padrão das diferenças em hertz das medições realizadas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.

	PROPOSTA 1		PROPOSTA 2		PROPOSTA 3		Unidades
	\bar{x}	s	\bar{x}	s	\bar{x}	s	
Sinal de corrente de alimentação	0,17	0,08	0,22	0,22	0,51	0,30	Hz
Sinal de pressão de descarga	0,58	0,15	0,59	0,15	0,70	0,15	Hz
Sinal de vibração da carcaça	0,15	0,13	0,12	0,09	0,21	0,12	Hz

Fonte: Autor.

Tabela 10 – Valor médio e desvio padrão das diferenças em porcentagem das medições realizadas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.

	PROPOSTA 1		PROPOSTA 2		PROPOSTA 3		Unidades
	\bar{x}	s	\bar{x}	s	\bar{x}	s	
Sinal de corrente de alimentação	0,36	0,17	0,46	0,45	1,07	0,63	%
Sinal de pressão de descarga	1,22	0,31	1,24	0,32	1,47	0,31	%
Sinal de vibração da carcaça	0,32	0,27	0,25	0,19	0,43	0,25	%

Fonte: Autor.

Pela análise realizada das medições das propostas 1, 2 e 3 em relação à referência na condição de operação de 2 bar na sucção do compressor auxiliar e 7,7 bar na sucção do compressor instrumentado nas tabelas da 9 e 10, é possível concluir que:

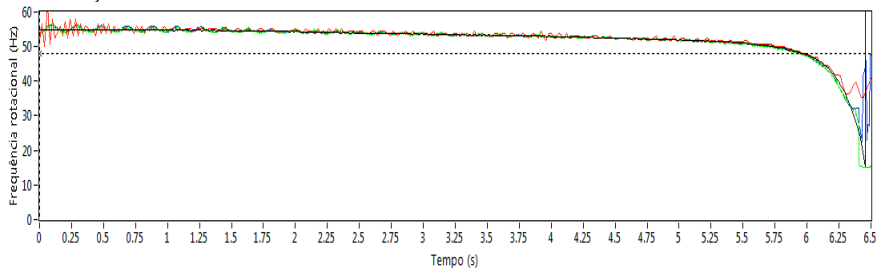
- a alternativa de medição de frequência rotacional que apresentou melhores resultados nas condições de ensaio de 2 bar na sucção do compressor auxiliar e 7,7 bar na sucção do compressor de avaliação, foi utilizar a proposta de medição 1 analisando o sinal de vibração da carcaça.
- as três propostas de medição, quando aplicadas ao sinal de pressão na descarga do compressor de avaliação, apresentaram a maior diferença em porcentagem em relação aos outros sinais analisados.

b) Resultados das medições na condição de 4 bar na sucção do compressor auxiliar

As figuras 93 à 98 apresentam os resultados das medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento das propostas 1, 2 e 3, em relação à referência. Os sinais de análise serão: corrente de alimentação, pressão de descarga e vibração da carcaça do compressor instrumentado, e as condições de ensaio de 4 bar na sucção do compressor auxiliar e 7,7 bar na sucção no compressor instrumentado.

Na figura 93 são expostas as medições de frequência rotacional nas condições de operação referenciadas analisando o sinal de corrente de alimentação.

Figura 93 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de corrente de alimentação.



Legenda:

- proposta 1;
- proposta 2;
- proposta 3;
- referência.

Fonte: Autor.

Na tabela 11 são apresentados os resultados das medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento geradas pelas propostas de medição 1, 2 e 3, em relação à referência, analisando o sinal de corrente de alimentação do compressor instrumentado.

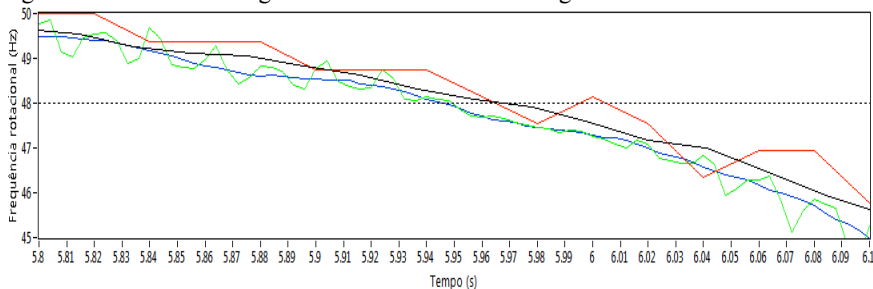
Tabela 11 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de corrente de alimentação.

Número do ensaio	Proposta 1	Proposta 2	Proposta 3	Referência	Unidades
1	47,47	47,85	47,85	47,88	Hz
2	47,66	47,69	46,96	47,86	Hz
3	47,57	47,77	47,92	47,83	Hz
4	47,87	47,97	48,04	47,91	Hz
5	47,73	47,60	47,24	47,88	Hz
6	47,69	47,63	48,00	47,96	Hz
7	48,92	47,75	47,09	47,95	Hz

Fonte: Autor.

Na figura 94 é apresentado o detalhe da figura 93 na região de análise de 48 Hz.

Figura 94 – Detalhe na região de análise de 48 Hz da figura 93.



Legenda:

- | | | | |
|-------------------------------------|-------------|--------------------------------------|-------------|
| — | proposta 1; | — | proposta 2; |
| — | proposta 3; | — | referência. |

Fonte: Autor.

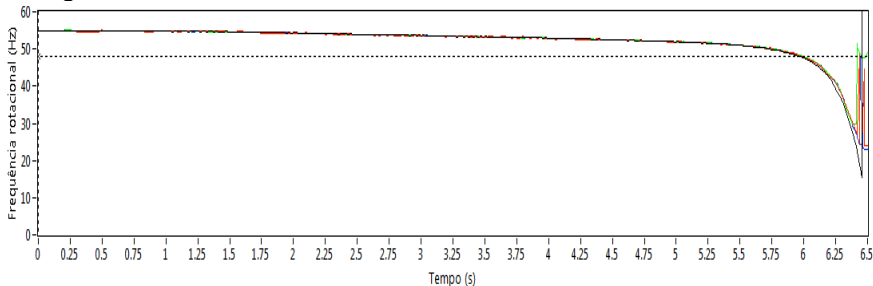
Nas figuras 93 e 94 pode-se perceber que a instabilidade nas medições de frequência rotacional nos primeiros instantes de tempo diminuiu em relação às figuras 85 e 86 devido ao aumento da amplitude do componente de excentricidade na região próxima a 120 Hz. Portanto, considera-se que o aumento na sollicitação no eixo do motor, devido ao aumento da pressão da descarga no compressor de avaliação, produz que o componente de excentricidade aumente e a influência do componente de 60 Hz diminua.

Mais uma vez, note-se que as medições de frequência rotacional fornecidas pelas três propostas tendem a se estabilizar ao longo da medição fornecendo informações confiáveis sobre o valor da frequência rotacional no instante de avaliação de 48 Hz.

A proposta de medição 3 apresentou maior instabilidade na medição de frequência rotacional nos primeiros instantes de tempo em relação às outras propostas, devido à influência do componente de 60 Hz no componente de excentricidade, já que a transformada *wavelet packet* utiliza filtros não ideais, passa-baixas e passa-altas para sua análise.

Na figura 95 são expostas as medições de frequência rotacional analisando o sinal de pressão de descarga do compressor instrumentado.

Figura 95 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de pressão de descarga.



Legenda:

- proposta 1;
- proposta 2;
- proposta 3;
- referência.

Fonte: Autor.

Na tabela 12 são apresentados os resultados das medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento geradas pelas propostas de medição 1, 2 e 3, em relação às medições fornecidas pela referência analisando o sinal de pressão de descarga do compressor instrumentado.

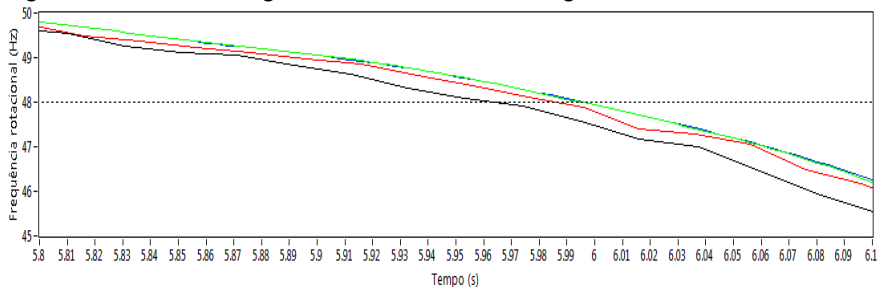
Tabela 12 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de pressão de descarga.

Número do ensaio	Proposta 1	Proposta 2	Proposta 3	Referência	Unidades
1	47,72	47,72	47,97	47,88	Hz
2	47,67	47,70	47,95	47,86	Hz
3	47,64	47,64	47,69	47,83	Hz
4	47,79	47,77	48,23	47,91	Hz
5	47,75	47,75	47,96	47,88	Hz
6	47,78	47,83	48,12	47,96	Hz
7	47,83	47,83	48,38	47,95	Hz

Fonte: Autor.

Na figura 96 é apresentado o detalhe da figura 95 na região de análise de 48 Hz.

Figura 96 – Detalhe na região de análise de 48 Hz da figura 95.



Legenda:

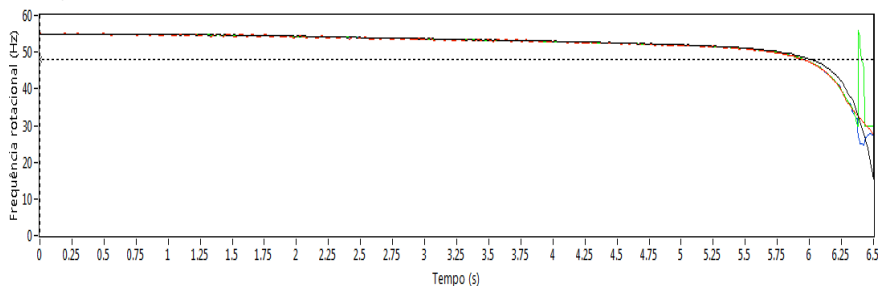
- | | |
|---|--|
| — proposta 1; | — proposta 2; |
| — proposta 3; | — referência. |

Fonte: Autor.

Contrariamente aos resultados da figuras 87 e 88 para 2 bar, A medição pelo sinal de pressão de descarga, apresenta-se como a melhor proposta de medição de frequência rotacional em regime transitório de tombamento na condição de ensaio de 4 bar na sucção do compressor auxiliar, já que o aumento em amplitude do componente de pulsação de pressão melhorou significativamente os resultados da medição obtidos em relação à condição de ensaio de 2 bar.

Na figura 97 são expostas as medições de frequência rotacional analisando o sinal de vibração da carcaça.

Figura 97 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de vibração da carcaça.



Legenda:

- | | |
|---|--|
| — proposta 1; | — proposta 2; |
| — proposta 3; | — referência. |

Fonte: Autor.

Na tabela 13 são apresentados os resultados das medições de frequência rotacional analisando o sinal de vibração da carcaça do compressor instrumentado.

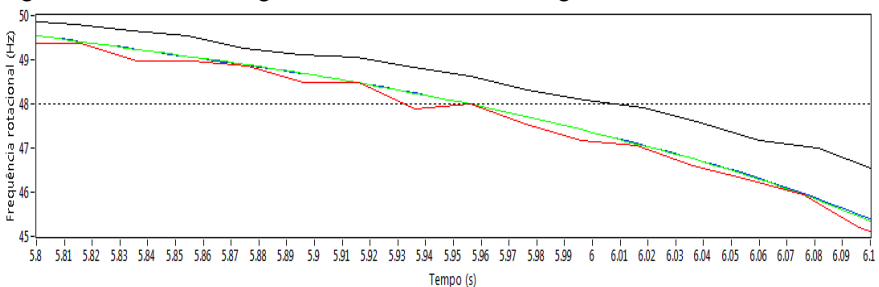
Tabela 13 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de vibração da carcaça.

Número do ensaio	Proposta 1	Proposta 2	Proposta 3	Referência	Unidades
1	47,17	47,19	47,10	47,88	Hz
2	47,09	47,07	47,09	47,86	Hz
3	47,02	47,01	47,33	47,83	Hz
4	47,23	47,21	47,56	47,91	Hz
5	47,13	47,12	47,65	47,88	Hz
6	47,18	47,20	47,66	47,96	Hz
7	47,53	47,93	47,26	47,95	Hz

Fonte: Autor.

Na figura 98 é apresentado o detalhe da figura 97 na região de análise de 48 Hz.

Figura 98 – Detalhe na região de análise de 48 Hz da figura 97.



Legenda:

- proposta 1;
- proposta 2;
- proposta 3;
- referência.

Fonte: Autor.

Nota-se que, com o aumento da pressão na sucção do compressor auxiliar, o componente de excentricidade do motor aumenta, gerando vibrações no motor que influenciam à medição da vibração da carcaça. Portanto, as frequências de vibração adicionais, comumente acima dos 100 Hz, geram pequenas variações na medição do componente de frequência da carcaça do compressor instrumentado.

- *Análise de diferenças em relação à referência*

Para avaliar a efetividade dos resultados das propostas em relação à referência nas condições de 4 bar na sucção do compressor auxiliar e 7,7 bar na sucção do compressor instrumentado, as análises seguem o realizado na condição de 2 bar.

Nas tabelas 14 e 15 são apresentadas as diferenças em hertz e porcentagem das medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento, fornecidas pelas três propostas de medição em relação à referência, analisando os sinais de corrente de alimentação, pressão de descarga e vibração da carcaça do compressor instrumentado, nas condições de operação referenciadas.

Tabela 14 – Diferenças em hertz das medições realizadas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.

Número de ensaios	PROPOSTA 1			PROPOSTA 2			PROPOSTA 3			Unidades
	Corrente	Pressão	Vibração	Corrente	Pressão	Vibração	Corrente	Pressão	Vibração	
1	0,40	0,15	0,71	0,02	0,15	0,69	0,03	0,10	0,77	Hz
2	0,19	0,19	0,77	0,16	0,16	0,79	0,09	0,09	0,76	Hz
3	0,26	0,19	0,81	0,06	0,19	0,82	0,09	0,14	0,50	Hz
4	0,03	0,12	0,68	0,06	0,13	0,69	0,14	0,32	0,35	Hz
5	0,15	0,13	0,76	0,28	0,13	0,76	0,65	0,07	0,24	Hz
6	0,27	0,18	0,78	0,33	0,13	0,76	0,04	0,17	0,30	Hz
7	0,03	0,12	0,43	0,20	0,12	0,02	0,87	0,43	0,70	Hz

Fonte: Autor.

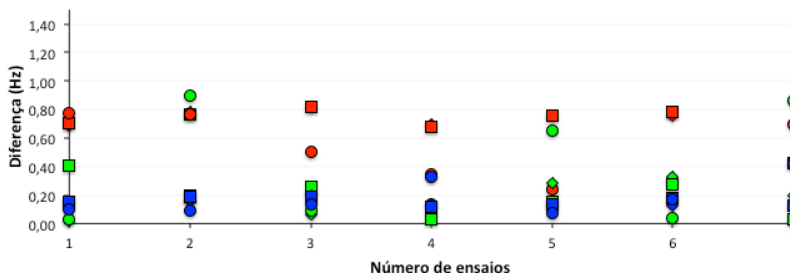
Tabela 15 – Diferenças em porcentagem das medições realizadas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.

Número de ensaios	PROPOSTA 1			PROPOSTA 2			PROPOSTA 3			Unidades
	Corrente	Pressão	Vibração	Corrente	Pressão	Vibração	Corrente	Pressão	Vibração	
1	0,84	0,32	1,48	0,04	0,32	1,44	0,06	0,20	1,61	%
2	0,41	0,39	1,61	0,34	0,33	1,64	1,87	0,20	1,60	%
3	0,54	0,40	1,70	0,13	0,40	1,71	0,18	0,29	1,05	%
4	0,07	0,25	1,42	0,13	0,28	1,45	0,28	0,68	0,72	%
5	0,31	0,28	1,58	0,59	0,27	1,58	1,35	0,15	0,49	%
6	0,57	0,37	1,63	0,68	0,27	1,57	0,09	0,35	0,62	%
7	0,07	0,26	0,89	0,41	0,25	0,04	1,80	0,89	1,45	%

Fonte: Autor.

Os valores das tabelas 14 e 15 são apresentados graficamente nas figura 99 e 100. As cores verde, azul e vermelho representam os resultados das medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento utilizando os sinais de corrente de alimentação, pressão de descarga e vibração da carcaça do compressor instrumentado. As figuras geométricas representam as propostas de medição 1, 2 e 3.

Figura 99 – Diferença em hertz das medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento obtidas pelos propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.

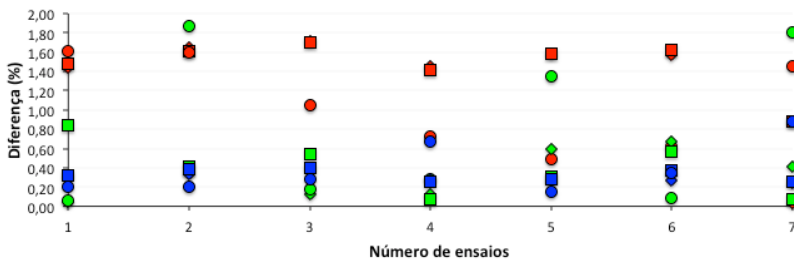


Legenda:

- proposta 1 – sinal corrente;
- proposta 1 – sinal pressão;
- proposta 1 – sinal vibração;
- ◆ proposta 2 – sinal corrente;
- ◆ proposta 2 – sinal pressão;
- ◆ proposta 2 – sinal corrente;
- proposta 3 – sinal corrente;
- proposta 3 – sinal pressão;
- proposta 3 – sinal vibração.

Fonte: Autor.

Figura 100 – Diferença em porcentagem das medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento obtidas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.



Legenda:

- | | |
|--------------------------------|--------------------------------|
| ■ proposta 1 – sinal corrente; | ■ proposta 1 – sinal pressão; |
| ■ proposta 1 – sinal vibração; | ◆ proposta 2 – sinal pressão; |
| ◆ proposta 2 – sinal corrente; | ◆ proposta 2 – sinal vibração; |
| ● proposta 3 – sinal corrente; | ● proposta 3 – sinal pressão; |
| ● proposta 3 – sinal vibração. | |

Fonte: Autor.

Nas tabelas 16 e 17 são apresentados os valores médio (\bar{x}) e de desvio padrão (s) das diferenças em hertz e em porcentagem das medições de frequência rotacional realizadas em relação à referência.

Tabela 16 – Valor médio e desvio padrão das diferenças em hertz das medições realizadas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.

	PROPOSTA 1		PROPOSTA 2		PROPOSTA 3		Unidades
	\bar{x}	s	\bar{x}	s	\bar{x}	s	
Sinal de corrente de alimentação	0,19	0,13	0,16	0,12	0,39	0,40	Hz
Sinal de pressão de descarga	0,15	0,03	0,14	0,03	0,19	0,13	Hz
Sinal de vibração da carcaça	0,70	0,13	0,65	0,28	0,52	0,23	Hz

Fonte: Autor.

Tabela 17 – Valor médio e desvio padrão das diferenças em porcentagem das medições realizadas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.

	PROPOSTA 1		PROPOSTA 2		PROPOSTA 3		Unidades
	\bar{x}	s	\bar{x}	s	\bar{x}	s	
Sinal de corrente de alimentação	0,40	0,28	0,33	0,25	0,81	0,83	%
Sinal de pressão de descarga	0,32	0,06	0,30	0,05	0,39	0,28	%
Sinal de vibração da carcaça	1,47	0,27	1,35	0,59	1,08	0,48	%

Fonte: Autor.

Pela análise realizado nas tabelas da 16 e 17, é possível concluir que:

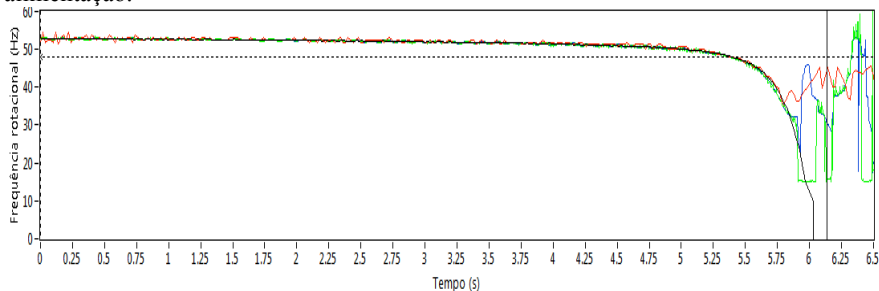
- a alternativa de medição de frequência rotacional que apresentou melhores resultados nas condições de ensaio de 4 bar na sucção do compressor auxiliar e 7,7 bar na sucção do compressor de avaliação, foi utilizar a proposta de medição 2 analisando o sinal de pressão de descarga. Portanto, o aumento em amplitude do componente de frequência da pressão de descarga do compressor instrumentado, fornece melhores resultados na medição de frequência rotacional em regime transitório de tombamento nessas condições de ensaio;
- o comportamento oscilante das medições de frequência rotacional, nas três propostas de medição analisando o sinal de corrente de alimentação, registraram uma diminuição com o aumento da pressão de sucção do compressor auxiliar de (2 a 4) bar. Portanto, o aumento da pressão de descarga leva ao aumento do trabalho de compressão do compressor (aumento da solitação no eixo), gerando assim, um aumento na amplitude do componente de excentricidade do motor e uma diminuição na influência do componente de 60 Hz na medição;
- o aumento da pressão na sucção do compressor auxiliar (aumento do componente de frequência da pressão de descarga do compressor instrumentado) melhora a medição de frequência rotacional pela análise do sinal de pressão na descarga. No entanto, diminui a efetividade do método de medição pelo sinal de vibração devido à influência de vibrações no compressor externas à medição.

c) Resultados das medições na condição de 6 bar na sucção do compressor auxiliar

As figuras 101 à 106 apresentam os resultados das medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento das propostas 1, 2 e 3, em relação à medição gerada pela referência. Analisando os sinais de corrente de alimentação, pressão de descarga e vibração da carcaça do compressor instrumentado nas condições de operação de 6 bar na sucção do compressor auxiliar e 7,7 bar na sucção no compressor instrumentado.

Na figura 101 são expostas as medições de frequência rotacional analisando o sinal de corrente de alimentação.

Figura 101 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de corrente de alimentação.



Legenda:

- proposta 1;
- proposta 2;
- proposta 3;
- referência.

Fonte: Autor.

Na tabela 18 são apresentados os resultados das medições de frequência rotacional analisando o sinal de corrente de alimentação do compressor instrumentado.

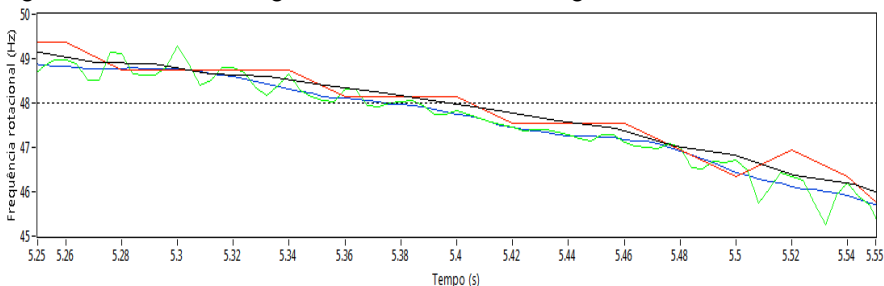
Tabela 18 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de corrente de alimentação.

Número do ensaio	Proposta 1	Proposta 2	Proposta 3	Referência	Unidades
1	47,59	47,58	46,89	47,78	Hz
2	47,62	47,56	47,11	47,89	Hz
3	47,89	47,92	48,12	47,97	Hz
4	47,80	47,73	48,17	47,98	Hz
5	47,73	47,69	48,05	47,96	Hz
6	47,87	47,92	47,56	47,93	Hz
7	48,76	47,71	47,54	47,96	Hz

Fonte: Autor.

Na figura 102 é apresentado o detalhe da figura 101 na região de análise de 48 Hz.

Figura 102 – Detalhe na região de análise de 48 Hz da figura 101.



Legenda:

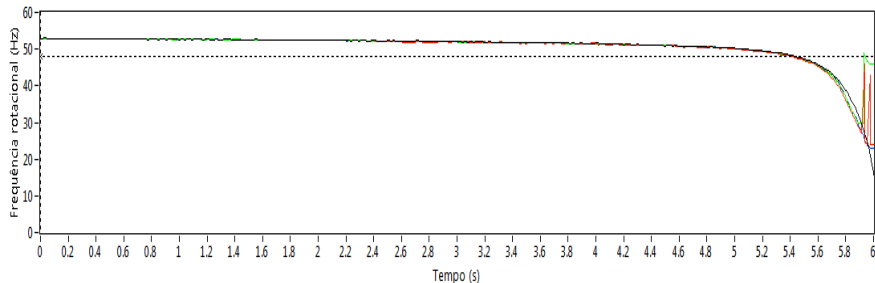
- | | | | |
|-------------------------------------|-------------|--------------------------------------|-------------|
| — | proposta 1; | — | proposta 2; |
| — | proposta 3; | — | referência. |

Fonte: Autor.

As conclusões tiradas da análise das figuras 93 e 94 são aplicáveis também às figuras 101 e 102. Porém, pode-se perceber que a instabilidade nas medições de frequência rotacional nos primeiros instantes das medições diminuíram em relação ao aumento da pressão de sucção do compressor auxiliar.

Nas figuras 103 e 104 são expostas as medições de frequência rotacional analisando o sinal de pressão de descarga do compressor instrumentado.

Figura 103 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de pressão de descarga.



Legenda:

- proposta 1;
- proposta 2;
- proposta 3;
- referência.

Fonte: Autor.

Na tabela 19 são apresentados os resultados das medições de frequência rotacional analisando o sinal de pressão de descarga do compressor instrumentado.

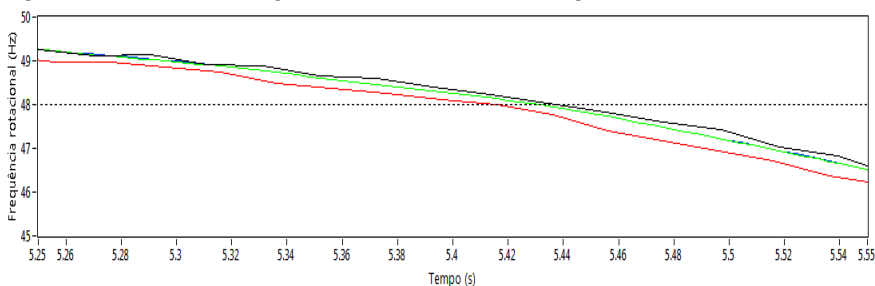
Tabela 19 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de pressão de descarga.

Número do ensaio	Proposta 1	Proposta 2	Proposta 3	Referência	Unidades
1	47,55	47,55	48,02	47,78	Hz
2	47,76	47,77	46,62	47,89	Hz
3	47,91	47,91	47,84	47,97	Hz
4	47,78	47,88	47,15	47,98	Hz
5	47,80	47,74	47,73	47,96	Hz
6	47,84	47,84	47,79	47,93	Hz
7	48,85	47,82	47,91	47,96	Hz

Fonte: Autor.

Na figura 104 é apresentado o detalhe da figura 103 na região de análise de 48 Hz.

Figura 104 – Detalhe na região de análise de 48 Hz da figura 103.



Legenda:

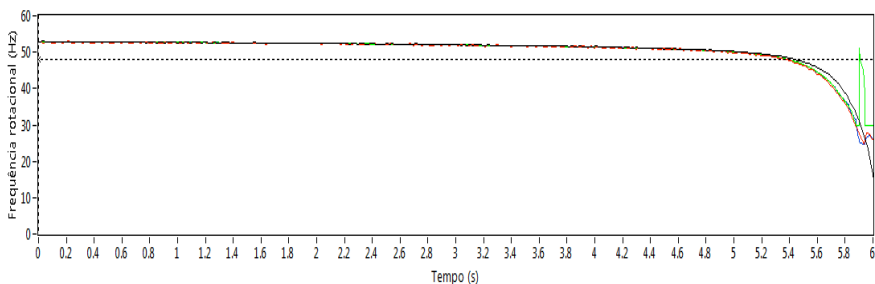
- | | | | |
|-------------------------------------|-------------|--------------------------------------|-------------|
| — | proposta 1; | — | proposta 2; |
| — | proposta 3; | — | referência. |

Fonte: Autor.

As conclusões tiradas da análise das figuras 95 e 96 são aplicáveis também às figuras 103 e 104. Cabe ressaltar, mais uma vez, a medição pelo sinal de pressão de descarga, apresenta-se como a melhor alternativa de medição na condição de ensaio de 6 bar na sucção do compressor auxiliar.

Nas figuras 105 e 106 são expostas as medições de frequência rotacional analisando o sinal de vibração da carcaça.

Figura 105 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de vibração da carcaça.



Legenda:

- | | | | |
|-------------------------------------|-------------|--------------------------------------|-------------|
| — | proposta 1; | — | proposta 2; |
| — | proposta 3; | — | referência. |

Fonte: Autor.

Na tabela 20 são apresentados os resultados das medições de frequência rotacional analisando o sinal de vibração da carcaça do compressor instrumentado.

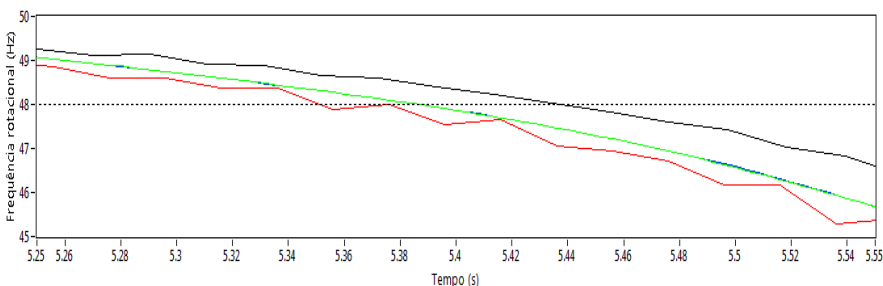
Tabela 20 – Medições de frequência rotacional pelo sinal de vibração da carcaça.

Número do ensaio	Proposta 1	Proposta 2	Proposta 3	Proposta referência	Unidades
1	47,10	47,08	47,01	47,78	Hz
2	47,26	47,27	47,11	47,89	Hz
3	47,42	47,43	47,49	47,97	Hz
4	47,40	47,35	47,27	47,98	Hz
5	47,37	47,32	47,05	47,96	Hz
6	47,37	47,37	47,10	47,93	Hz
7	48,34	47,39	47,53	47,96	Hz

Fonte: Autor.

Na figura 106 é apresentado o detalhe da figura 105 na região de análise de 48 Hz.

Figura 106 – Detalhe na região de análise de 48 Hz da figura 105.



Legenda:

- proposta 1;
- proposta 3;
- proposta 2;
- referência.

Fonte: Autor.

O comportamento das medições de frequência rotacional nas condições de avaliação de (4 e 6) bar na sucção do compressor auxiliar são muito similares. Portanto, as conclusões tiradas da análise das figuras 97 e 98 são aplicáveis também às figuras 105 e 106.

- *Análise de diferenças em relação à referência*

Para avaliar a efetividade dos resultados das três propostas de medição em relação à referência nas condições de 6 bar na sucção do compressor auxiliar e 7,7 bar na sucção do compressor instrumentado, a análise de diferenças segue o realizado nas condições de 2 e 4 bar.

Nas tabelas 21 e 22 são apresentadas as diferenças em hertz e porcentagem das medições fornecidas pelas propostas de medição 1, 2 e 3 em relação à referência, analisando os sinais de corrente de alimentação, pressão de descarga e vibração da carcaça do compressor instrumentado.

Tabela 21 – Diferenças em hertz das medições realizadas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.

Número de ensaios	PROPOSTA 1			PROPOSTA 2			PROPOSTA 3			Unidades
	Corrente	Pressão	Vibração	Corrente	Pressão	Vibração	Corrente	Pressão	Vibração	
1	0,18	0,23	0,68	0,20	0,23	0,69	0,88	0,24	0,76	Hz
2	0,27	0,12	0,63	0,32	0,12	0,62	0,77	0,27	0,78	Hz
3	0,09	0,06	0,56	0,05	0,06	0,55	0,15	0,13	0,48	Hz
4	0,18	0,20	0,58	0,25	0,11	0,63	0,19	0,83	0,72	Hz
5	0,23	0,16	0,59	0,28	0,23	0,64	0,09	0,24	0,92	Hz
6	0,05	0,09	0,55	0,01	0,08	0,55	0,37	0,13	0,83	Hz
7	0,20	0,11	0,62	0,25	0,14	0,57	0,42	0,05	0,43	Hz

Fonte: Autor.

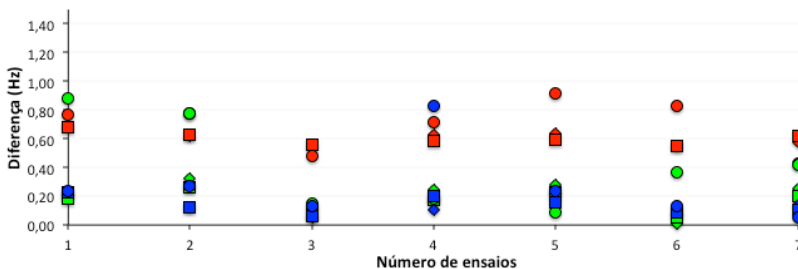
Tabela 22 – Diferenças em porcentagem das medições realizadas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.

Número de ensaios	PROPOSTA 1			PROPOSTA 2			PROPOSTA 3			Unidades
	Corrente	Pressão	Vibração	Corrente	Pressão	Vibração	Corrente	Pressão	Vibração	
1	0,38	0,48	1,42	0,41	0,48	1,45	1,84	0,50	1,60	%
2	0,56	0,26	1,31	0,67	0,25	1,29	1,62	0,56	1,62	%
3	0,18	0,13	1,16	0,11	0,12	1,14	0,31	0,27	1,00	%
4	0,37	0,42	1,21	0,52	0,22	1,31	0,39	1,74	1,49	%
5	0,48	0,34	1,23	0,58	0,47	1,33	0,19	0,49	1,91	%
6	0,11	0,18	1,15	0,02	0,18	1,15	0,77	0,28	1,73	%
7	0,42	0,23	1,29	0,52	0,29	1,19	0,87	0,11	0,89	%

Fonte: Autor.

Os valores das tabelas da 21 e 22 são apresentados graficamente nas figura 107 e 108. Portanto, as cores verde, azul e vermelho representam os resultados das medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento utilizando os sinais de corrente de alimentação, pressão de descarga e vibração da carcaça do compressor instrumentado. Do mesmo modo, as figuras geométricas representam as três propostas de medição.

Figura 107 – Diferença em hertz das medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento obtidas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.

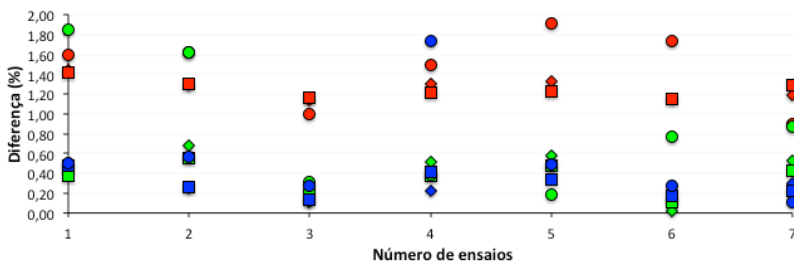


Legenda:

- proposta 1 – sinal corrente;
- proposta 1 – sinal vibração;
- ◆ proposta 2 – sinal corrente;
- ◆ proposta 2 – sinal corrente;
- proposta 3 – sinal corrente;
- proposta 3 – sinal vibração;
- proposta 1 – sinal pressão;
- ◆ proposta 2 – sinal pressão;
- proposta 3 – sinal pressão;

Fonte: Autor.

Figura 108 – Diferença em porcentagem das medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento obtidas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.



Legenda:

- | | |
|--------------------------------|--------------------------------|
| ■ proposta 1 – sinal corrente; | ■ proposta 1 – sinal pressão; |
| ■ proposta 1 – sinal vibração; | ◆ proposta 2 – sinal pressão; |
| ◆ proposta 2 – sinal corrente; | ◆ proposta 2 – sinal vibração; |
| ◆ proposta 2 – sinal corrente; | ● proposta 3 – sinal pressão; |
| ● proposta 3 – sinal corrente; | ● proposta 3 – sinal vibração. |

Fonte: Autor.

Nas tabelas 23 e 24 são apresentados os valores médio (\bar{x}) e de desvio padrão (s) das diferenças em hertz e porcentagem das medições realizadas pelas três propostas de medição em relação à referência.

Tabela 23 – Valor médio e desvio padrão das diferenças em hertz das medições realizadas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.

	PROPOSTA 1		PROPOSTA 2		PROPOSTA 3		Unidades
	\bar{x}	s	\bar{x}	s	\bar{x}	s	
Sinal de corrente de alimentação	0,17	0,08	0,19	0,12	0,41	0,31	Hz
Sinal de pressão de descarga	0,14	0,06	0,14	0,07	0,27	0,26	Hz
Sinal de vibração da carcaça	0,60	0,04	0,61	0,05	0,70	0,18	Hz

Fonte: Autor.

Tabela 24 – Valor médio e desvio padrão das diferenças em porcentagem das medições realizadas pelas propostas 1, 2 e 3 em relação à referência.

	PROPOSTA 1		PROPOSTA 2		PROPOSTA 3		Unidades
	\bar{x}	s	\bar{x}	s	\bar{x}	s	
Sinal de corrente de alimentação	0,36	0,16	0,40	0,25	0,86	0,65	%
Sinal de pressão de descarga	0,29	0,13	0,29	0,14	0,56	0,54	%
Sinal de vibração da carcaça	1,25	0,09	1,27	0,11	1,46	0,38	%

Fonte: Autor.

Pela análise realizada nas tabelas 23 e 24, para a condição de operação de 6 bar na sucção do compressor auxiliar e 7,7 bar na sucção do compressor instrumentado, é possível concluir que:

- a alternativa de medição de frequência rotacional que apresentou melhores resultados foi utilizar a proposta de medição 1 analisando o sinal de pressão de descarga. Do mesmo modo que na condição de 4 bar, o aumento do componente de frequência da pulsação de pressão melhora a medição de frequência rotacional em regime transitório de tombamento.
- o comportamento oscilante das medições de frequência rotacional nas três propostas utilizando o sinal de corrente de alimentação, diminuíram com o aumento da pressão de sucção do compressor auxiliar. Portanto, o aumento do componente de excentricidade diminui as oscilações geradas pela influência do componente de 60 Hz, mas aumenta as vibrações no motor do compressor.

d) *Conclusões*

Conforme apresentado nesta seção, os sinais de corrente de alimentação, vibração da carcaça e pressão de descarga portam informação nas suas componentes de frequência úteis para medição de frequência rotacional em regime transitório de tombamento.

O comportamento oscilante das medições de frequência rotacional nas três propostas utilizando o sinal de corrente de alimentação diminuiu com o aumento da pressão de sucção do compressor auxiliar.

As propostas de medição 1 e 2 analisando os sinais de corrente de alimentação, pressão de descarga e vibração da carcaça do compressor de avaliação, apresentaram resultados mais próximos aos resultados da referência em relação à proposta 3, já que, após a utilização da transformada *wavelet packet*, a eliminação total da influência do componente de 60 Hz não foi possível, devido a que a função *wavelet* definida pelos coeficientes de detalhe e aproximação, utiliza filtros passa-altas e passa-baixas não ideais.

A alternativa de medição de frequência rotacional que apresentou melhores resultados nas condições de ensaio de 2 bar na sucção do compressor auxiliar e 7,7 bar na sucção do compressor de avaliação, segundo a análise das tabelas da 9 e 10, foi utilizar a proposta 1 analisando o sinal de vibração da carcaça.

A alternativa de medição de frequência rotacional que apresentou melhores resultados nas condições de ensaio de 4 bar na sucção do compressor auxiliar e 7,7 bar na sucção do compressor de avaliação, segundo a análise das tabelas da 16 e 17, foi utilizar a proposta 2 analisando o sinal de pressão de descarga.

A alternativa de medição de frequência rotacional que apresentou melhores resultados nas condições de ensaio de 6 bar na sucção do compressor auxiliar e 7,7 bar na sucção do compressor de avaliação, segundo a análise das tabelas da 23 e 24, foi utilizar a proposta 1 analisando o sinal de pressão de descarga.

5.3 ANÁLISE DE REPETIBILIDADE DO ENSAIO DE TOMBAMENTO

A análise de repetibilidade do ensaio de tombamento consiste em avaliar o comportamento da temperatura de condensação, que corresponde à pressão de descarga do compressor instrumentado, no instante onde é identificado o tombamento do compressor (THOMAZINI, 201).

Para medição de frequência rotacional em regime transitório de tombamento no instante de 48 Hz, são selecionadas as alternativas de medição que apresentaram menores diferenças percentuais em relação à referência para cada condição de operação avaliada na seção 5.2.

Portanto, depois de realizar a medição de frequência rotacional em regime transitório de tombamento pela melhor proposta de medição, é avaliado o valor da temperatura de condensação do compressor instrumentado no ponto de medição inferior a 48 Hz.

Na tabela 25 é apresentado a seleção das propostas de medição de frequência rotacional em regime transitório de tombamento que apresentaram melhores resultados, em diferenças percentuais em relação à referência, segundo a análise da seção 5.2.

Tabela 25 – Seleção da melhor proposta de medição para análise de repetibilidade do ensaio de tombamento nas condições de operação avaliadas.

Condição avaliada	Alternativa de medição	\bar{x}	s	Unidades
2 bar	Proposta 1 + sinal de vibração da carcaça	0,32	0,27	%
4 bar	Proposta 2 + sinal de pressão de descarga	0,30	0,05	%
6 bar	Proposta 1 + sinal de pressão de descarga	0,29	0,13	%

Fonte: Autor.

Na sequência, na tabela 26 são apresentados os resultados das medições da temperatura de descarga no instante de tombamento do compressor instrumentado para 7 ensaios de tombamento nas condições de operação de (2, 4 e 6) bar de sucção no compressor auxiliar e 7,7 bar de sucção do compressor de avaliação. Nota-se que, devido à resolução de frequência das propostas de medição, existem pontos de medição acima e abaixo a 48 Hz. Portanto, como apresentada na análise do algoritmo de referência (figura 82), as medições de temperatura de condensação nos 7 ensaios de tombamento serão realizadas nos pontos de medição inferiores a 48 Hz, onde considera-se que foi atingido o instante de tombamento do compressor.

Na figura 109 é apresentada a análise de repetibilidade de tombamento, realizado a partir das medições da tabela 26, para um nível de confiança de 95,45 %.

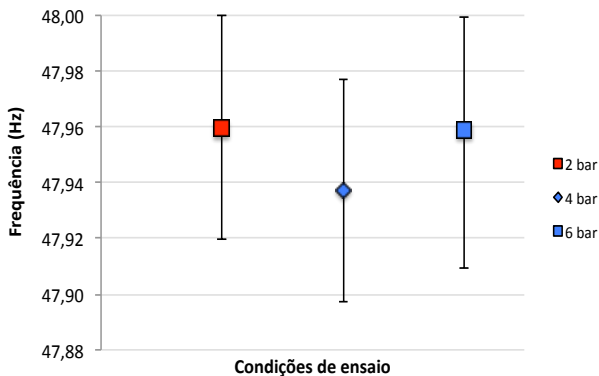
Na figura 110 é apresentada a análise de repetibilidade das medições de frequência rotacional, nos pontos inferiores a 48 Hz, apresentadas na tabela 26, para um nível de confiança de 95,45 %.

Tabela 26 – Medições de temperaturas de descarga do compressor instrumentado através das alternativas de medição da tabela 25.

Nº ensaios	2 bar Proposta 1 + sinal de vibração da carcaça				4 bar Proposta 2 + sinal de pressão de descarga				6 bar Proposta 1 + sinal de pressão de descarga			
	Temperatura de condensação		Frequência rotacional		Temperatura de condensação		Frequência rotacional		Temperatura de condensação		Frequência rotacional	
1	62,49	°C	47,97	Hz	63,01	°C	47,93	Hz	62,24	°C	47,98	Hz
2	61,90	°C	47,98	Hz	62,38	°C	47,95	Hz	62,42	°C	47,93	Hz
3	62,54	°C	47,96	Hz	62,42	°C	47,95	Hz	61,99	°C	47,95	Hz
4	62,55	°C	47,94	Hz	62,39	°C	47,91	Hz	61,90	°C	47,99	Hz
5	63,06	°C	47,94	Hz	61,99	°C	47,95	Hz	62,43	°C	47,94	Hz
6	62,54	°C	47,95	Hz	62,35	°C	47,93	Hz	62,37	°C	47,97	Hz
7	62,87	°C	47,98	Hz	62,53	°C	47,95	Hz	62,50	°C	47,95	Hz
\bar{x}	62,56	°C	47,96	Hz	62,44	°C	47,94	Hz	62,26	°C	47,96	Hz
Re (95, 45%)	0,91	°C	0,04	Hz	0,76	°C	0,04	Hz	0,59	°C	0,05	Hz

Fonte: Autor.

Figura 109 – Resultados da análise de repetibilidade das medição de frequência rotacional da tabela 26.

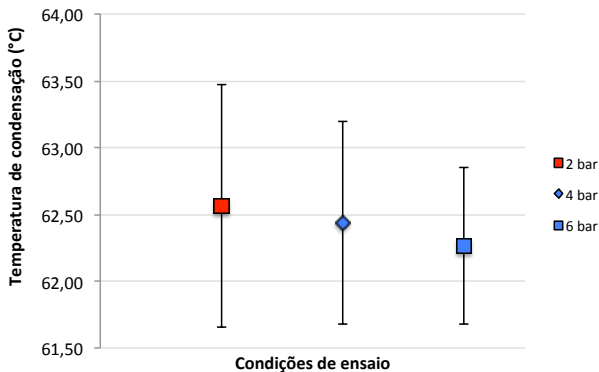


Legenda:

- 2 bar: proposta 1 + sinal vibração;
- ◆ 4 bar: proposta 2 + sinal pressão de descarga;
- 6 bar: proposta 1 + sinal pressão de descarga.

Fonte: Autor.

Figura 110 – Resultados da análise de repetibilidade das medição da temperatura de condensação da tabela 26.



Legenda:

- 2 bar: proposta 1 + sinal vibração;
- ◆ 4 bar: proposta 2 + sinal pressão de descarga;
- 6 bar: proposta 1 + sinal pressão de descarga.

Fonte: Autor.

Pelos resultados da análise de repetibilidade apresentados na figura 110, pode-se concluir que o aumento na pressão de sucção do compressor auxiliar gera uma pequena variação na temperatura de condensação do compressor instrumentado. Esse comportamento está relacionado com o aumento da temperatura de condensação do compressor instrumentado, o que demanda maior trabalho de compressão e torque no compressor devido ao aumento da vazão mássica.

Além disso, pelos resultados apresentados nas figuras 109 e 110, é possível concluir que a repetibilidade do ensaio de tombamento influencia minimamente os resultados das medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento, como aconteceu na análise da referência (vide secção 5.1).

Nota-se que, os resultados das medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento utilizando as alternativas de medição indicadas na tabela 25, forneceram resultados mais próximos ao valor de 48 Hz, além de apresentar uma melhor repetibilidade nos seus resultados em relação à referência.

Nas tabelas 27 e 28 são apresentados os resultados da análise de repetibilidade realizada para as medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento fornecidas pela referência (vide tabela 2) e pelas alternativas de medição (vide tabela 25) nas condições de operação avaliadas.

Tabela 27 – Medições de frequência rotacional pelas alternativas de medição da tabela 26 e a referência.

Número de ensaios	2 bar		4 bar		6 bar		Unidades
	P1+V	R	P2+P	R	P1+P	R	
1	47,97	47,89	47,93	47,88	47,98	47,78	Hz
2	47,98	47,97	47,95	47,86	47,93	47,89	Hz
3	47,96	47,82	47,95	47,83	47,95	47,97	Hz
4	47,94	47,91	47,91	47,91	47,99	47,98	Hz
5	47,94	47,86	47,95	47,88	47,94	47,96	Hz
6	47,95	47,99	47,93	47,96	47,97	47,93	Hz
7	47,98	47,87	47,95	47,95	47,95	47,96	Hz
\bar{x}	47,96	47,90	47,94	47,89	47,96	47,92	Hz
Re (95, 45%)	0,04	0,16	0,04	0,12	0,05	0,18	Hz

Legenda:

- P1+V proposta 1 + sinal vibração;
P2+P proposta 2 + sinal pressão de descarga;
P1+P proposta 1 + sinal pressão de descarga;
R referência.

Fonte: Autor.

Tabela 28 – Diferenças em porcentagem das medições realizadas pelas alternativas de medição da tabela 25 e referência em relação ao valor de frequência de 48 Hz.

Número de ensaios	2 bar		4 bar		6 bar		Unidades
	P1+V	R	P2+P	R	P1+P	R	
1	0,06	0,06	0,14	0,25	0,04	0,46	%
2	0,05	0,05	0,10	0,29	0,14	0,23	%
3	0,09	0,09	0,11	0,35	0,10	0,06	%
4	0,12	0,12	0,20	0,19	0,03	0,04	%
5	0,12	0,12	0,11	0,25	0,13	0,08	%
6	0,11	0,11	0,15	0,08	0,07	0,15	%
7	0,05	0,05	0,10	0,10	0,10	0,08	%
\bar{x}	0,08	0,21	0,12	0,22	0,09	0,16	%
Re (95, 45%)	0,08	0,32	0,09	0,25	0,11	0,37	%

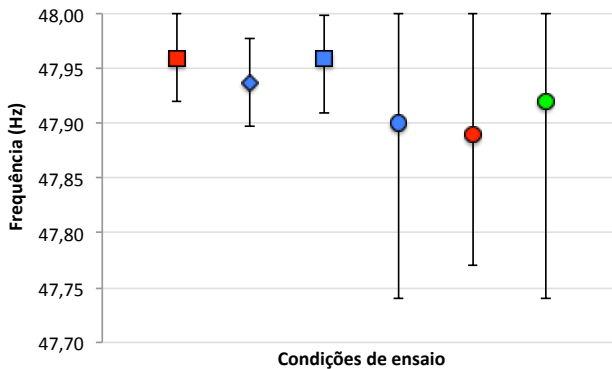
Legenda:

- P1+V proposta 1 + sinal vibração;
- P2+P proposta 2 + sinal pressão de descarga;
- P1+P proposta 1 + sinal pressão de descarga;
- R referência.

Fonte: Autor.

Na figura 111, são apresentados os resultados das análises de repetibilidade da medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento da tabela 27.

Figura 111 – Visualização gráfica dos resultados da tabela 27.



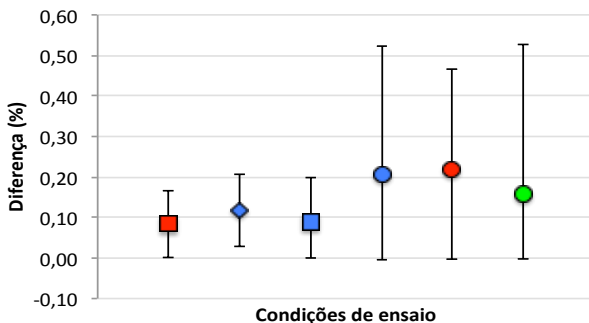
Legenda:

- 2 bar: proposta 1 + sinal vibração;
- ◆ 4 bar: proposta 2 + sinal pressão de descarga;
- 6 bar: proposta 1 + sinal pressão de descarga.
- 2 bar: referência;
- 4 bar: referência;
- 6 bar: referência.

Fonte: Autor.

Na figura 112, são apresentados os resultados das análises de repetibilidade da medições de frequência rotacional em regime transitório de tombamento da tabela 28.

Figura 112 – Visualização gráfica dos resultados da análise de repetibilidade da tabela 28.



Legenda:

- 2 bar: proposta 1 + sinal vibração;
- ◆ 4 bar: proposta 2 + sinal pressão de descarga;
- 6 bar: proposta 1 + sinal pressão de descarga.
- 2 bar: referência;
- 4 bar: referência;
- 6 bar: referência.

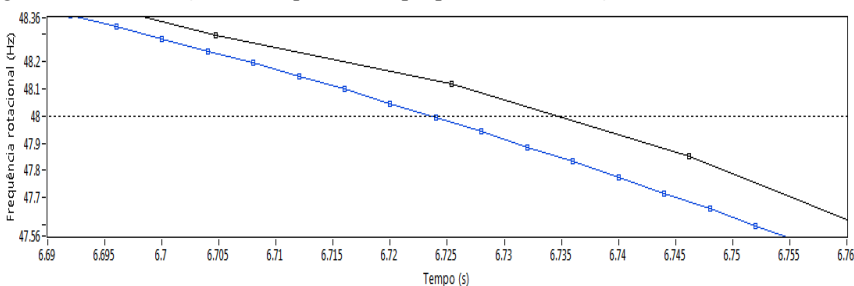
Fonte: Autor.

Os intervalos de repetibilidade apresentados nas figuras 109, 111 e 112 são assimétricos pela característica do processo de identificação do tombamento, isto é, não é coerente a consideração de valores de frequência superiores a 48 Hz – o tombamento só é caracterizado quando a frequência rotacional cruza o limite de 48 Hz.

A maior repetibilidade apresentada nos resultados das medições pela referência é devido à menor resolução em tempo-frequência fornecida pelo algoritmo de medição utilizando o sinal do LVIT, quando comparada com as propostas 1 e 2.

Na figura 113 é apresentado exemplo de medição de frequência rotacional, na região de 48 Hz, utilizando a referência e a proposta de medição 1 analisando o sinal de pressão de descarga do compressor instrumentado. Nota-se que, a proposta de medição 1 apresenta melhor resolução em tempo-frequência em relação à referência. No caso da referência, os pontos de medição abaixo do cruzamento com 48 Hz, apresentam valores mais afastados de 48 Hz, o que implica maiores desvios padrão devido à resolução.

Figura 113 – Resolução de frequência da propostas 1 em relação à referência.



Legenda:

- propostas 1;
- referência.

Fonte: Autor.

A ISO 917 (ISO, 1989) e a ANSI/ASHRAE 23 (ANSI/ASHRAE, 1993), normas relacionadas ao ensaio de desempenho de compressores, apresentam requisitos quanto à medição e controle da frequência rotacional durante ensaios – admitem variação máxima de 1% em relação ao valor da condição de teste. Salienta-se que a obtenção dos resultados em tais ensaios ocorre em condições de regime permanente para todas as grandezas de interesse, o que inclui a frequência rotacional. Assim, os meios utilizados para medição da frequência rotacional – tanto do ponto de vista das ferramentas matemáticas de análise de sinais, quanto das grandezas portadoras de informação – devem ser capazes de analisar situações de regime permanente, o que é, tipicamente, mais simples em comparação com regimes transitórios.

Em situações como o ensaio de tombamento – onde a frequência rotacional está variando, isto é, há um regime transitório – os meios para medição da frequência rotacional devem ser adequados para descrever o comportamento da grandeza em questão de forma confiável. Como não há norma específica para ensaios de tombamento de compressores e, conseqüentemente, um requisito mais estrito que deve ser atendido, adota-se neste trabalho o requisito das normas ISO 917 (ISO, 1989) e ANSI/ASHRAE 23 (ANSI/ASHRAE, 1993). Assim, a partir da figura 113 pode-se observar que os resultados obtidos indicam que as propostas deste trabalho são capazes de atender tanto uma medição em regime permanente quanto em regime transitório de tombamento – duas situações distintas em relação ao comportamento das grandezas observadas.

6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

6.1 CONCLUSÕES

Este trabalho desenvolveu e avaliou alternativas de medição de frequência rotacional em condições dinâmicas de ensaio de tombamento de compressores herméticos para refrigeração. Para a consecução dos resultados foram desenvolvidas três propostas de medição, as quais analisaram sinais de corrente de alimentação, pressão de descarga e vibração na carcaça de um compressor hermético para refrigeração, mediante o emprego das transformadas FFTInt, *chirp-z*, e *wavelet packet* e analítica.

6.1.1 Quanto ao objetivo principal

Os resultados obtidos mostraram que as propostas são adequadas para uso pretendido. Todas as propostas conseguem descrever o comportamento da frequência rotacional nos ensaios e viabilizam a identificação do instante em que a mesma cruza o limite que define o tombamento.

6.1.2 Quanto aos objetivos específicos

Durante o processo de avaliação dos resultados, foi desenvolvido um algoritmo de medição de referência para o sinal fornecido por um transdutor LVIT acoplado ao pistão do compressor hermético. Os resultados apresentados foram suficientes para a comparação com as propostas baseadas nas grandezas não-invasivas.

A análise das propostas mostraram que, dependendo o tipo de sinal analisado, a ferramenta de análise empregada e a condição de ensaio considerada, cada proposta de medição pode fornecer resultados mais próximos à referência.

Propostas de medição que analisaram os sinais de pressão de descarga apresentaram melhores resultados com o aumento da solicitação de carga, relacionada à maior vazão mássica no compressor em teste – quanto maior a pressão de sucção no compressor auxiliar maior a vazão mássica – o que gera maiores amplitudes da pulsação da pressão, facilitando a medição da frequência rotacional.

Caso contrário aconteceu para a análise do sinal de vibração, o aumento da solicitação de carga aumenta o componente de excentricidade do motor, o que implica incremento das vibrações no bloco do compressor, dificultando assim, as medições da frequência rotacional a partir da vibração na carcaça do compressor.

Do ponto de vista da repetibilidade dos ensaios, foi possível analisar que a variabilidade dos ensaios de tombamento não influenciaram as medições de frequência rotacional fornecidas pelas alternativas de medição propostas e pelo algoritmo de medição de referência.

6.2 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

A partir dos resultados obtidos e do desenvolvimento das propostas vislumbram-se algumas oportunidades para trabalhos futuros.

- Analisar as propostas em diferentes condições de ensaio do compressor sob teste. Este trabalho avaliou somente a condição de pressão de sucção de 7,7 bar em R134a, podem existir outras condições mais críticas para as quais as propostas tenham que ser ajustadas.

- Avaliar outras estratégias de obtenção da frequência rotacional a partir do sinal do LVIT para obtenção de melhor resolução em tempo e em frequência a fim de melhor representação da referência.

- Avaliar as propostas para aplicação em ensaios de partida de compressores, onde a frequência rotacional pode ser utilizada para identificar o instante em que o compressor atinge o estado de pleno funcionamento.

- Analisar aspectos de tempo de processamento das propostas apresentadas a fim de identificar as mais adequadas para aplicação da identificação *on-line* do instante de tombamento.

- Realizar uma validação estatística do tamanho das amostras utilizadas mediante análise de erro tipo II e testes de hipóteses ANOVA.

REFERÊNCIAS

AGREZ, D. **Weighted Multipoint Interpolated DFT to Improve Amplitude Estimation of Multifrequency Signal**. IEEE Transactions on instrumentation and measurement, 2005. V. 51, p. 287-292. Apr. 2002.

AIELLO, M., CATALIOTTI, A., NUCCIO, S. **An induction motor speed measurement method based on current harmonic Analytic with the chirp-z transform**. IEEE Transactions on instrumentation and measurement, 2005.

ALTHOUSE, A.D.; TURNQUIST, C.H.; BRACCIANO, A.F. **Modern Refrigeration and Air Conditioning**. [S.l.]: The Goodheart-Willcox Company, Inc, 2004.

ASHOK, AMBARDAR. **Procesamiento de señales análogas y digitales 2nd edición**. Thomson Learning, 2002.

ASHRAE Standart 23-1993. **Methods os testing for rating Displacement refrigerante compressor and condensing units**, 1993.

BEI SENSORS, **Absolute Multiturn Encoder**. Disponível em <http://www.beisensors.com/pdfs/PHO5-SSI-optical-absolute-encoder_EN.pdf> Acesso em 14 Maio, 2015.

CAVIATIVA, J.A., **Avaliação dos ensaios de descargas parciais e de rotor bloqueado como formas de detecção de defeitos de fabricação em estatores de motores de indução monofásicos**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Programa de pós-graduação em Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 20013.

COHEN, L. **Time-Frequency analysis**. Prentice Hall, 1945.

COHEN, A., DeVORE, R., PETRUSHEV, P., XU, H. **Non-linear approximation and the space $BV(\mathbb{R}^2)$** . American Jornal of math, 1998.

COLLACOTT, R.A. **Vibration monitoring and diagnosis: techniques for cost-effective plant maintenance.** G. Godwin, Mar 1, 1979.

COSTA, J. G. F. da. **Automação de Ensaios de Compressores de Refrigeração Operando sob Condições Extremas.** 2010. 195 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2010.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica.** 5. ed. McGraw-Hill, 2006.

DANFOSS. **Refrigeration an induction to he basics.** Refrigeration & air conditioning division, 2012.

D'ANTONA,G, FERRERO, A. **Digital signal processing for measurement system: theory and applications.** Springer, 2006.

DEMAY, M. B. **Desenvolvimento de um sistema para medição de frequência rotacional em compressores herméticos.** Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação em Metrologia Científica e Industrial. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2008.

DEMAY, M. B.; FLESCHE, C. A.; ROSA, A.P. **Indirect measurement of hermetic compressor speed through externally- measurable quantities.** International Journal of Refrigeration, p. 1268-1275. Aug. 2011.

DEMAY, M. B.; FLESCHE, C. A.; FLESCHE, R. C. C.; PENZ, C.A.; ROSA, A. P. **Theoretical and Experimental Study of Signal Processing Techniques for Measuring Hermetic Compressor Speed through Pressure and Current Signals.** International Compressor Engineering Conference, 2012.

DEMAY, M.B. **Estudo e avaliação de propostas para medição de frequência rotacional de compressores herméticos em condições de regime permanente e transitório através de grandezas externamente mensuráveis.** Tese (Doutorado) — Curso de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2015.

DISCONZI, F. P. **Análise numérica da transferência de calor no interior de cilindros de compressores alternativos de refrigeração doméstica**. 127 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2011.

DORRELL, T. **Analysis of airgap flux, current and vibration signal as a function of the combination of static and dynamics airgap eccentricity in 3 phase induction motor**. IEEE Transaction on industry applications, 1995.

EMBRACO. **Procedimento operacional padrão: SOP 009110**. Determinação da característica de tombamento de compressores, 2013.

ELLIS, M. **Experience with energy efficiency regulations for electrical equipments**. International energy Agency, 2007.

FERNÁNDEZ, C. M., GARCÍA, M. M., ALONSO, O. G., CANO, R. J.M., SOLARES, S. J., **Técnicas para el mantenimiento y diagnóstico de máquinas eléctricas rotativas**, ABB Service S.A.- Marcombo Boixareu Editores, España (2000).

FITZGERALD, A.E.; KINGSLEY, C.; UMANS, S.D. **Electric machinery**. 6. Ed. New York: MacGraw-Hill, 2003.

GAO, R.X.; YAN, R. **Wavelets, Theory and applications for manufacturing**. Springer, 2011.

GARBOR, D. **Theory of communication**. Jornal of IEEE, 1946.

GIESEL, T. **Estudo e projeto de motores de alta velocidade para aplicação em compressores herméticos**. 132 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Programa de pós-graduação em Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2007.

GRUNDFOS. **Grundfos Motor Book**. Grundfos management A/S, 2012.

GURU, B.S.; HIZIROGLU, H.R. **Electric machinery and transformers**. The Oxford series in electrical and computer engineering, New York, 2001.

HENKLEIN, P. **Análise de ensaios de desempenho de compressores herméticos durante o transitório.** 136 f. Dissertação (Mestrado em Metrologia Científica e Industrial) – Programa de pós-graduação em Metrologia Científica e Industrial, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

HUGHES, A. **Electric motors and drives**, 2nd. ed. Elsevier, 2006. ISO 917:1989. **Testing of refrigerante compressor**, 2nd. Ed. Genève (Switzerland), 1989.

IFEACHOR, E.C, JERVIS B.W. **Digital signal processing- A practical Approach.** Addison-Wesley, 1993.

LATHI, B,P. **Signal Processing & Linear system.** Oxford University Press, 1998.

LUNA, E.G., SILVA, D., APONTE, G. **Selection os a mother wavelet for frequency analysis of transiente electrical signal using WPD.** Revista chilena de ingeniería, vol 21, N° 2, 2013.

MALEGORI, G., FERRINI, G. **Tip-sample interactions on graphite studied using the wavelet transform.** Beilstein Journal of Nanotechnology, p. 172-181, 2010.

MALLAT, S. **A wavelet tour of signal Processing 2nd ed.** Elsevier, 1999.

MALLAT, S.G. **A theory for multiresolution signal descomposition: The wavelet representation.** IEEE, 1989.

MALLAT, S.G. **A wavelet tour of signal Processing 3rd ed.** Academic Press, Boston, 3rd ed, 2009.

MISITA, M., MISITA Y., OPPENHEIM, G., POGGI, J.M. **Wavelet toolbox 4 user's guide**, 2008.

MOYA, P.A. **Señales y sistemas, fundamentos matemáticos.** Instituto tecnológico de Costa Rica, centro de desarrollo de material bibliográfico, 2008.

NATIONAL INSTRUMENTS, **Peak detection using labview and measurement studio**, 2012.

Disponível em: <<http://www.ni.com/white-paper/3770/en/>>.

Acesso em: 02 Maio 2015.

NATIONAL INSTRUMENTS, **Analytic wavelet transform (Advanced signal processing toolkit)**, 2010.

Disponível em: < http://zone.ni.com/reference/en-XX/help/371419D-01/lvwaveletk/wa_analytic_wavelet_transform/>.

Acesso em: 05 Maio 2015.

NANDI, S.; AHMED, S.; TOLIYAT, H.A. **Detection of rotor slot and other excentricity related harmonics in a three phase induction motor with different rotor cages**. IEEE Transactions on energy conversion, vol. 16, N°3, September, 2001.

NIST, **National Institute of Standards and Technology**. Refprop: Reference fluid thermodynamic and transport properties, v 8, USA, 2007.

OLIVERA, H.M. de. **Análise de sinais para engenheiros: uma abordagem via wavelet**. Rio de Janeiro, Brasport, 2007.

OPPENHEIM, SCHAFFER, RONALD. **Discrete time signal processing**. Prentice Hall, 1999.

PACHECO, A.L.S. **Desenvolvimento de um sistema para medir a resistência de enrolamento em motores de compressores energizados**. Dissertação (Mestrado) - Curso de Pós-Graduação em Metrologia Científica e Industrial. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2007.

PADUANO, J. D.; GREITZER, E. M.; EPSTEIN, H. **Compression System Stability and Active Control**. Annu. Rev. Fluid Mech. 2001.

PANADERO, R.P. **Nuevos métodos de diagnosis de excentricidades y otras assimetrias rotóricas en máquinas eléctricas de inducción a través de la corriente estatórica**. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, 2008.

PROAKIS, J.G, MANOLAKIS, D.G. **Digital signal processing. 4 ed.** Prentice Hall, 2007.

PROAKIS, J.G, MANOLAKIS, D.G. **Digital signal processing, principles, algorithms and application 3rd Edition.** Prentice Hall, 1996.

RABINER, L.R., SCHAFER, R.W., RADER, C.M. **The chirp-z transform Proposta.** IEEE transactions on áudio an electroacustics, 1969.

RADERMACHER, R.; KIM, K. **Domestic refrigerators: recent developments.** International jornal of refrigeration, 1996.

RAJAGOPALAN, S., ALLER, J. M., RESTREPO, J. A. HABLETER, T. G., HARLEY, R. G. **Analytic-Wavelet-Ridge- Based detection of dynamic eccentricity in brushless direct current (BLDC) Motors functioning under dynamic operating conditions.** IEEE Transactions on industrial electronics, v. 54, n. 3, 2007.

RAMOS, P. M.; SERRA, A. C. **Comparison of frequency estimation algorithms for power quality assesment.** Measurement. v. 42, p. 1312- 1317. 2008.

REDLICH, R. W. **Linear Signal Transducer and Signal Processor,** 1987.

RICCIULLI, D. L. S. **Motores Elétricos** (Apostila da disciplina de Eletrotécnica Geral – Mecânica, 2006). Disponível em http://dee.feg.unesp.br/Disciplinas/SEL4001/ Capítulo_9.pdf>. Acesso em Maio: 2014.

RIOUL, O., VETTERLI, M. **Wavelets and Signal Processing.** IEEE Signal Processing Magazine, v. 8, n. 4, p. 14-38. 1991.

RODRIGUES, R.S. **Análise dos esforços dinâmicos transmitidos pelo eixo e pistão ao bloco de compressores herméticos.** 2003. Dissertação (Mestrado em Mecânica) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2003.

RUTHES, J. R. **Análise dos torques síncronos em motores de indução monofásicos**. 92 f. Dissertação, (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Programa de pós-graduação em Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.

SANTOS, C.A., FREIRE, P.K., TORRENCE, C., **A transformada wavelet e sua aplicação na análise de séries hidrológicas**, RBBH Revista Brasileira de recursos hídricos, 2013.

SELESNICK, I. **The desing of approximate Hilbert transform pairs of wavelet bases**. IEEE Trans. Signal processing, 2002.

SELESNICK, I, BARANIUK, R, KINGSBURY, N. **The dual-tree complex wavelet transform**. IEEE Signal processing magazine, 2005.

SCHLICKMANN, D. G. **Aprimoramento e caracterização do comportamento metrológico de uma bancada de ensaios de partida e de tombamento de compressores de refrigeração**. 142 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2012.

SENTECH. **SP200A, SP300A**.

Disponível em: < <http://www.sentechlvd.com/pdf/SP200A300A.pdf>>. Acesso em 13 Maio, 2015.

SHI, D.; UNSWORTH, P. J.; GAO, R. X. **Sensorless Speed Measurement of Induction Motor Using Hilbert Transform and Interpolated Fast Fourier Transform**. IEEE Transactions On Instrumentation And Measurement, p. 290-299. Feb. 2006.

SILVEIRA, A. N. **Diminuição do tempo de transitório em ensaios de desempenho de compressores utilizando injeção de corrente contínua**. Dissertação (Mestrado) - Curso de Pós Graduação em Metrologia Científica e Industrial. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2010. 225 p.

SLEPICKA, D; AGREZ, D.; LAPUH, R.; NUNZI, E.; PETRI, D.; RADIL, T.; SCHOUKENS, J.; SEDLACEK, M. **Comparison of Instrumentation and Measurement Technology Conference (I2MTC)**, p. 73-77. May 2010.

STOEKER, J.W.,; JONES, J. W. **Refrigeration and air conditioning 2nd ed.** MacGraw-Hill, 1982.

STOECKER, W.F.; SAIZ JABARDO, J.M. **Refrigeração Industrial. 2. ed.** Edgard Blücher LTDA, 2002.

SUNPOWER. (Athens, Ohio). Robert W. Redlich. **Precision Variable Pitch Compensation Winding for Displacement Transducer**, 1990.

THOMAZINI JR, J. C. **Desenvolvimento de Recursos para Aumentar a Produtividade de uma Bancada de Ensaio de Partida e Tombamento de Compressores de Refrigeração.** Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação em Metrologia Científica e Industrial. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2013.

TOLIYAT, H. A; KLIMAN, G. B. **Handbook of Electric Motors. 2. ed.** Macel Dekker, Inc. 2004.

TORRES, D.R. **Implementación y evaluación de un filtro digital para la transformada wavelet compleja de doble árbol (DT-CWT) aplicada a fusión de imágenes bidimensionales en escala de grises.** Univesidad Nacional de Colombia, 2010.

WALKER, J.D.; WILLIAMSON, S. **Temperature Rise in Induction Motors under Stall Conditions.** IEEE Colloquium on Thermal Aspects. p. 7/1-7/4. 1992.