UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica

Oscar Ricardo Sandoval Rodríguez

METODOLOGIAS DE CARACTERIZAÇÃO DE FALHAS NO COMPRESSOR CENTRÍFUGO DE TURBOCOMPRESSORES AUTOMOTIVOS

Belo Horizonte
2019

Oscar Ricardo Sandoval Rodríguez

METODOLOGIAS DE CARACTERIZAÇÃO DE FALHAS NO COMPRESSOR CENTRÍFUGO DE TURBOCOMPRESSORES AUTOMOTIVOS

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

Orientador: Prof. Dr. Ramón Molina Valle.

Coorientador: Prof. Dr. José Guilherme Coelho Baêta.

Área de Concentração: Energia e Sustentabilidade.

Belo Horizonte
2019

Sandoval Rodríguez, Oscar Ricardo.
S218m Metodologias de caracterização de falhas no compressor centrífugo de turbocompressores automotivos [recurso eletrônico] / Oscar Ricardo Sandoval Rodríguez. - 2019.
1 recurso online (157 f. : il., color.) : pdf.

Orientador: Ramón Molina Valle.
Coorientador: José Guilherme Coelho Baêta.

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Anexos: f. 153-157.

Bibliografia: f. 145-151.
Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Automóveis - Motores - Turbocompressores - Teses. 3. Falha de sistema (Engenharia) - Teses. 4. Termodinâmica - Teses. I. Valle, Ramón Molina. II. Baêta, José Guilherme Coelho. III. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. IV. Título.

CDU: 621(043)

Ficha catalográfica: Biblioteca Profº Mário Werneck, Escola de Engenharia da UFMG

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
Av. Antônio Carlos, 6627 - Campus Universitário
31270-901 – Belo Horizonte – MG
Tel.:+55 31 3409.5145
E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

"METODOLOGIAS DE CARACTERIZAÇÃO DE FALHAS NO COMPRESSOR CENTRÍFUGO DE TURBOCOMPRESSORES AUTOMOTIVOS"

OSCAR RICARDO SANDOVAL RODRÍGUEZ

Tese submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de **"Doutor em Engenharia Mecânica"**, na área de concentração de **"Energia e Sustentabilidade".**

Tese aprovada no dia 31 de julho de 2019.

Por:

Prof. Ramon Molina Valle
Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG

Prof. Jose Guilherme Coelho Baeta
Coorientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG

Prof. Fabricio José Pacheco Pujatti
Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG

Prof. Fernando Antonio Rodrigues Filho
Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais/CEFET

Prof. Sérgio de Morais Hanriot
Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais/PUC

Prof. Rogerio Jorge Amorim
Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais/PUC

Agradecimentos

Primeiramente, agradeço a Deus por me conceder a vida e me brindar cada dia mais e mais confiança, dedicação, perseverança, ânimo e juízo para continuar minha aprendizagem. A minha esposa, amiga, irmã e companheira de aventuras, Vanessa Anício de Morais e Silva e a sua família, quem sempre me brindam apoio constante, carinho e amor, tornando meus dias de trabalho muito mais agradáveis.

Agradeço a minha família por me apoiar sem importar a distância. Ao meu pai pelo ânimo e pelo exemplo de vida, aos meus irmãos pelos momentos de amor, carinho e palavras de motivação que cada dia reforçam as decisões que permitem culminar etapas importantes. Às minhas lindas sobrinhas, quem são o motor da minha vida, são as pessoas mais importantes para mim e cada dia me incentivam a buscar o conhecimento.

Aos meus professores, a todos e cada um deles, que desde criança inculcaram em mim seus conhecimentos e as suas experiências, em especial agradeço ao professor, amigo e compatriota Oscar Saul Hernández Mendoza quem foi a principal pessoa em me motivar e incentivar a começar os meus estudos de mestrado e doutorado na Universidade Federal de Minas Gerais. Ao professor e orientador Ramón Molina Valle que ao longo da minha experiência no Brasil e do meu curso de doutorado, provê constantemente o seu apoio e a sua amizade. Ao professor José Guilherme Coelho Baêta pela coorientação, sempre me motivando a realizar um ótimo trabalho. Aos professores Athos Obvioslo Carvalho da PUC-Minas e Marco Túlio Correa de Faria pelo suporte técnico à pesquisa.

Aos meus colegas, amigos e irmãos Juan José García Pabón, Miguel Humberto Barrientos Sandoval e Carlos Eduardo Castilla Álvarez quem, independente da disponibilidade e do lugar que se encontrem, formamos um grupo forte e indestrutível, cheio de ideias e soluções a inúmeros de problemas que diariamente foram enfrentados.

A todos os meus colegas do Centro de Tecnologia da Mobilidade CTM-UFMG, em especial ao Vinícius Roso, Leonardo Fonseca e aos meus colegas do LABTURBO, Bryan Castro Caetano, José Arthur Teixeira, Fernanda Dias Troysi e Vítor Mourão Hanriot, quem sempre têm vozes de apoio e conselhos, enriquecendo o trabalho e a pesquisa. Ao Eduardo, técnico quem suporta e auxilia em todas as atividades do CTM, sempre aportando ideias.

À Marina Candida que sempre me dá vozes de força para continuar os estudos.

Agradeço especialmente ao CNPq pelo suporte financeiro através da bolsa de estudos.

A todos, meus mais grandes e sinceros agradecimentos.

RESUMO

O motor de combustão interna é a tecnologia mais difundida no setor automotivo, determinando fatores como a mobilidade e o planejamento urbano. A turboalimentação é uma das tecnologias mais utilizadas para atender os regulamentos internacionais quanto a emissões e consumo específico de combustível, o mercado projeta crescimento em todas as regiões mundiais, principalmente nos mercados emergentes. Nesse cenário, a tecnologia da turboalimentação exige métodos computacionais que aumentem a confiabilidade dos sistemas. Neste trabalho são desenvolvidas e aplicadas três metodologias para caracterizar dois tipos de falha no compressor centrífugo de um turbocompressor automotivo. Uma falha refere-se ao desbaste do rotor do compressor devido ao impacto de objetos estranhos e a outra, ao desbaste devido a grandes desbalanceamentos, à falta de lubrificação e à erosão pelas moléculas de água presentes na recirculação de gases de exaustão de baixa pressão. Quatro compressores centrífugos Garrett TA31 foram utilizados para comparar as mudanças que ocorrem após a falha através da metodologia termodinâmica, rotodinâmica e acústica. Na metodologia termodinâmica foram utilizadas duas técnicas para caracterizar as falhas do rotor do compressor. A primeira técnica foi denominada de caracterização geométrica, pois visou identificar as alterações nos mapas termodinâmicos através de parâmetros geométricos. Também, foi utilizada a caracterização através dos índices de desempenho. Na metodologia rotodinâmica, foi caracteriza a vibração da carcaça do compressor em todo o regime de funcionamento, analisando-se as amplitudes e as frequências utilizando a transformada discreta de Fourier. Na metodologia acústica, foi utilizado um método de medição experimental da irradiação externa do compressor centrifugo, em conjunto a uma técnica de decomposição de ondas acústicas que quantifica os níveis de intensidade irradiada. O resultado da caracterização pela técnica geométrica apresentou que as pequenas mudanças nos pontos de funcionamento foram identificas pelos índices geométricos, principalmente os que apresentaram tendências de variação quando o desbaste era maior. Por outra parte, os índices de desempenho mostraram que foi possível determinar as alterações da geometria do rotor compressor inclusive pela medição de grandezas estáticas. Quanto à metodologia rotodinâmica, os três eixos da carcaça do compressor apresentaram modificações quanto em amplitude e frequência referentes à modificação do rotor, principalmente na região da frequência sub-síncrona. Por sua vez, a metodologia acústica apresentou pequenas modificações devido ao desbaste do rotor. Finalmente, este trabalho demonstra que foi possível desenvolver ferramentas computacionais que permitam avaliar continuamente o estado de desempenho do compressor centrífugo, seja pela medição das características de temperatura e pressão do ponto de operação, ou pelo sinal de aceleração do conjunto, pois em cada uma dessas metodologias foram observadas grandes variações quando comparadas ao estado novo do componente.

Palavras-chave: Turbocompressor. Termodinâmica. Rotodinâmica. Irradiação acústica. Compressor centrífugo. Falhas.

ABSTRACT

Internal combustion engines are one of the most widespread technologies in the automotive sector as it impacts factors such as mobility and urban planning. Turbocharging is an effective method in terms of attending international regulations towards emissions and specific fuel consumption, thus it is expected that this technique will spread around the world, specially in emergent countries. In this scenario, turbocharging demands computational methods that improve systems reliability. In this work three methodologies are developed and applied with the goal of identify two types of failure in the centrifugal compressor of an automotive turbocharger. One failure is related to the compressor's wheel thinning related to the impact of some foreign object entering, whereas the other to lubrication delay or fault and the erosion caused by water molecules present in the re-circulation of low pressure exhaust gases. Four centrifugal compressors Garrett TA31 were used to compare changes that happen after the failure, these comparisons made with the aid of thermodynamic, rotordynamic and acoustic methodologies. In the thermodynamic methodology two techniques were used to identify the compressor's wheel degradation. The first technique is called geometric characterization, as it aimed in identifying changes in the thermodynamic maps by using geometric parameters. The second technique is called "health state"indices. In the rotordynamic methodology, the vibration of the compressor housing throughout the operation was characterized by analyzing its amplitudes and frequencies from its discrete Fourier transformation. In the acoustic methodology, an experimental measurement method of the external radiation of the centrifugal compressor together with an acoustic wave decomposition technique that quantifies its radiated noise was made. The outcome of the geometric technique showed that small changes in the operational points were identified by geometric indices, mainly the ones which presented tendencies of variation with a greater thinning. On the other hand, "health state"indices showed that it was possible to determine degradation in the wheel compressor's geometry even when static quantities were measured. Regarding the rotordynamic methodology, the three axis of the compressor's housing presented changes in amplitudes and frequencies when failure wheel occurs, specially in the sub-synchronous frequency range. On the other hand, the acoustic methodology presented small variations. Finally, this work shows that it was possible to develop computational methods that allow the continual assessment of the centrifugal compressor performance, either by measuring temperature and pressure in the operational point or by the acceleration signal of the set, as in each of these methodologies great changes were observed when compared to the state of a new component.

Keywords: Turbochargers. Thermodynamics. Rotordynamics. Acoustics radiation. Centrifugal compressor. Faults.

Lista de ilustrações

Figura 1 – Componentes básicos de um turbocompressor 28
Figura 2 – Desenho esquemático de uma bancada de fluxo quente com câmara de combustão para teste de turbocompressores 30
Figura 3 – Definição de estado total de um fluido escoando 33
Figura 4 – Diagrama entalpia em função da entropia do processo de compressão 34
Figura 5 – Mapa do compressor 35
Figura 6 – Mapa de eficiência isentrópica do compressor 36
Figura 7 – Discretização de um sinal no tempo 38
Figura 8 – Turbocompressor de mancais flutuantes 40
Figura 9 – Análise rotordinâmica do turbocompressor 41
Figura 10 – Método de decomposição *beamforming* 42
Figura 11 – Método de decomposição *beamforming* no domínio da frequência 44
Figura 12 – Causas das falhas nos turbocompressores automotivos. 47
Figura 13 – Divisão geométrica do rotor compressor para identificar as zonas de falha do rotor 51
Figura 14 – Variações geométricas do rotor do compressor devido a causas de falha no sistema de lubrificação 51
Figura 15 – Movimentação do eixo durante falta total de lubrificação como causa de falha 52
Figura 16 – Perfil de desbaste por impacto de objeto estranho no rotor compressor. (a) Impacto a baixa rotação. (b) Impacto a alta rotação 53
Figura 17 – Perfil de desbaste do rotor compressor devido á falta de lubrificação 53
Figura 18 – Perfil de desbaste devido à fadiga e micro trincas no rotor do compressor . . 54
Figura 19 – Perfil de desbaste do rotor compressor devido a condensação da água presente na recirculação de gases de baixa pressão 54
Figura 20 – *Waterfall* do turbocompressor mostrando as auto-excitações dos mancais . . 55
Figura 21 – Mapas característicos de ruído do compressor. (a) mapa do compressor (b) espectrograma de um ponto de avaliação com a variação do ângulo de incidência do rotor compressor 56
Figura 22 – Fenômeno acústico *whoosh* do compressor centrífugo 57
Figura 23 – Fenômenos acústicos do compressor centrífugo e as frequências 58
Figura 24 – Diagrama metodológico 61
Figura 25 – Desenho esquemático da bancada de fluxo quente com câmara de combustão do LABTURBO/CTM UFMG 63
Figura 26 – Desenho esquemático da linha de ar do LABTURBO/CTM UFMG 65
Figura 27 – Configuração do compressor GA55VSD AFF da ATLAS COPCO 65
Figura 28 – Válvula de controle da entrada de ar comprimido 66
Figura 29 – Desenho esquemático da linha de combustível 67

Figura 30 – Desenho esquemático da linha de compressão 68
Figura 31 – Desenho esquemático do sistema de lubrificação 69
Figura 32 – Curvas caraterísticas da motobomba RZR 500 69
Figura 33 – Dimensões em milímetros da câmara de combustão tubular utilizada 70
Figura 34 – Sala de controle dos ensaios experimentais 71
Figura 35 – Turbocompressor Garrett TA31 72
Figura 36 – Desenho técnico do compressor apresentando dimensões relevantes em milímetros 72
Figura 37 – Esquema da linha de entrada e saída do compressor ilustrando a localização e posição dos transmissores de pressão e temperatura 73
Figura 38 – Sensor de rotação TS350 com dimensiones em milímetros 75
Figura 39 – Esquematização do tratamento de sinais para comando e aquisição de dados 78
Figura 40 – Esquematização do tratamento de sinais para a aquisição de dados de pressão dinâmica 78
Figura 41 – Esquematização do sistema de ignição da combustão 79
Figura 42 – Interface 1 do sistema supervisório 85
Figura 43 – Interface 2 do sistema supervisório 85
Figura 44 – Interface 3 do sistema supervisório 86
Figura 45 – Posição dos acelerômetros na carcaça compressora 89
Figura 46 – Método de medição externa no orifício de entrada do compressor 90
Figura 47 – Ângulos de avanço iAD no mapa do compressor 91
Figura 48 – Índice da área total da curva iTAC no mapa do compressor 92
Figura 49 – Índice da área fechada da curva iCA no mapa do compressor 93
Figura 50 – Zonas de desbaste do rotor compressor 94
Figura 51 – Desbaste da zona C 96
Figura 52 – Desbaste da zonas A e B 97
Figura 53 – Validação do tratamento de dados para o mapa do compressor 99
Figura 54 – Validação do tratamento de dados para o mapa de eficiência do compressor . 99
Figura 55 – Validação do tratamento de dados acústicos. (a) Dados disponibilizados pelo CMT-Motores Térmicos. (b) Comparação do resultado a jusante e a montante com o padrão. (c) Linearidade dos sinais decompostos 101
Figura 56 – Incertezas dos resultados. (a) Mapa do compressor. (b) Mapa de eficiência do compressor 102
Figura 57 – Mapas do compressor para TC I, TC II, TC III e TC IV 106
Figura 58 – Mapa de eficiência isentrópica para os quatro compressores Garrett TA31. (a) Mapa completo. (b) Detalhamento de cada isorotação 107
Figura 59 – Análise do mapa dos compressores. Seleção dos pontos de análise de falha . 108
Figura 60 – Mapas de nível de intensidade acústica externa medida entre 20 e 3720 Hz . 109
Figura 61 – Densidade espectral para os pontos de avaliação dos compressores 112

Figura 62 – Rotodinâmica do eixo z 114
Figura 63 – Rotodinâmica do eixo x 115
Figura 64 – FFT do sinal de aceleração coletado para o eixo y 116
Figura 65 – Comparação dos resultados termodinâmicos usando o aquecimento padrão J1723 e as novas etapas de aquecimento. (a) TC II (b) TC III 117
Figura 66 – Mudança do mapa do compressor (esquerda) e do mapa de eficiência isentrópica do compressor (direita) devido à evolução do desbaste na zona C . . 118
Figura 67 – Caracterização do índice iTAC do desbaste na zona C. Mapa do compressor (esquerda) e mapa da eficiência isentrópica do compressor (direita) 119
Figura 68 – Caracterização do índice iCA do desbaste na zona C. Mapa do compressor (esquerda) Mapa da eficiência isentrópica do compressor (direita) 120
Figura 69 – Caracterização do desbaste na zona C pelo índice iAD. (a) α_1, (b) α_2, (c) α_3 e (d) α_4 121
Figura 70 – Caracterização do desbaste na zona C usando os índices de desempenho da temperatura e pressão (a) medições estáticas e (b) medições totais 122
Figura 71 – Caracterização rotodinâmica para o eixo z após o desbaste na zona C 123
Figura 72 – Caracterização rotodinâmica para o eixo x após o desbaste na zona C 124
Figura 73 – Caracterização rotodinâmica para o eixo y após o desbaste na zona C 125
Figura 74 – Caracterização do desbaste na zona C mediante o sinal de pressão acústica - técnica ruido no orifício 127
Figura 75 – Mudança do mapa do compressor (esquerda) e do mapa de eficiência isentrópica do compressor (direita) devido à evolução do desbaste nas zonas A e B 128
Figura 76 – Caracterização do índice iTAC do desbaste nas zonas A e B. Mapa do compressor (esquerda) Mapa da eficiência isentrópica do compressor (direita) . . 129
Figura 77 – Caracterização do índice iCA do desbaste nas zonas A e B. Mapa do compressor (esquerda) Mapa da eficiência isentrópica do compressor (direita) . . 130
Figura 78 – Caracterização do desbaste nas zonas A e B mediante o índice iAD. (a) α_1, (b) α_2, (c) α_3 e (d) α_4 131
Figura 79 – Caracterização do desbaste nas zonas A e B mediante os índices de desempenho da temperatura e pressão. (a) Usando as grandezas estáticas e (b) as totais. 132
Figura 80 – Caracterização rotodinâmica para o eixo z após o desbaste nas zonas A e B . 133
Figura 81 – Caracterização rotodinâmica para o eixo x após o desbaste nas zonas A e B . 134
Figura 82 – Caracterização rotodinâmica para o eixo y após o desbaste nas zonas A e B . 135
Figura 83 – Caracterização do desbaste nas zonas A e B mediante o sinal de pressão acústica - técnica ruido no orifício 137

Lista de tabelas

Tabela 1 – Veículos a cada mil habitantes em alguns países/regiões entre os anos 2006 - 2016 23
Tabela 2 – Constantes da Equação 6 32
Tabela 3 – Características dos transmissores de pressão piezoresistivos 73
Tabela 4 – Características dos sensores de temperatura 74
Tabela 5 – Características dos transmissor de vazão de ar 75
Tabela 6 – Características do transmissor da rotação 76
Tabela 7 – Características dos acelerômetros instalados na carcaça do compressor . . . 76
Tabela 8 – Características do microfone e do pré amplificador 77
Tabela 9 – Características do instrumento de calibração 77
Tabela 10 – Caraterísticas principais do programador de chama 80
Tabela 11 – Descrição dos instrumentos ligados ao modulo SCXI-1102 com acessório SCXI-1308 81
Tabela 12 – Descrição dos instrumentos ligados ao modulo SCXI-1530 81
Tabela 13 – Descrição das medições coletadas pelo módulo NI-9212 com acessório NI TB-9214 82
Tabela 14 – Descrição das medições coletadas pelo modulo NI 9205 com acessório 781081-01 83
Tabela 15 – Descrição das medições coletadas pela placa NI USB 6009 83
Tabela 16 – Descrição das medições coletadas pelo módulo PXI-4462 84
Tabela 17 – Pontos de ensaio para o compressor centrífugo Garrett TA31 88
Tabela 18 – Etapas para aquecimento padrão do compressor centrífugo em estado novo . 89
Tabela 19 – Critério de desbaste do rotor do compressor 95
Tabela 20 – Novas etapas para aquecimento do compressor centrífugo em estado de falha 96
Tabela 21 – Condições do ensaio experimental no CMT-Motores Térmicos 100
Tabela 22 – Propagação das incertezas nas variáveis principais do ensaio do compressor centrífugo 102
Tabela 23 – Novos pontos de análise para caracterização do compressor centrífugo . . . 107

Lista de símbolos, abreviaturas e siglas

Letras latinas		**Unidade**
A	Área	m^2
a	Velocidade do som	$m\ s^{-1}$
c	Velocidade da onda plana	$m\ s^{-1}$
CO_2	Dióxido de carbono	—
C_P	Coeficiente de calor específico a pressão constante	$kJ\ kg^{-1}\ K^{-1}$
d	Separação dos microfones	m
D_i	Diâmetro interno da tubulação	m
f	Frequência	Hz
G	Denota um resultado	—
h	Entalpia	$kJ\ kg^{-1}\ K^{-1}$
HC	Hidrocarbonetos	—
I	Intensidade acústica	$W\ m^{-2}$
k	Coeficiente de expansão adiabática do fluido	—
L	Nível de intensidade acústica	dB
$\dot{m}$	Vazão mássica	$kg\ s^{-1}$
M	Número de Mach	—
N	Número de amostras	—
N_{TC}	Rotação do turbocompressor	rpm
NO_x	Óxidos de nitrogênio	—
P	Pressão	kPa
Pr	Número de Prandtl	—
r	raio do duto de entrada ao compressor	m
R	Constante do gás	$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$

t	Tempo	s
T	Temperatura	°C ,K
T_{DP}	Ponto de desenho ou funcionamento	—
V	Volume	m^3
$\overline{V}$	Velocidade média do fluido	$m\ s^{-1}$
w_i	Fator de peso do *Beamforming* para o sensor *in*	m^3
x_n	Sinal de pressão do microfone	Pa
X_n	Sinal de pressão do microfone no domínio da frequência	Pa
$x(t)$	Sinal de pressão acústica no tempo	Pa
$y(t)$	Sinal de saída da decomposição espacial	Pa
Y	Denota uma grandeza de medição	—
$\%UR$	Umidade relativa do ar	%
$z(t)$	Sinal de aceleração no tempo	g

Letras gregas		**Unidade**
α	Coeficiente de atenuação	m^{-1}
γ	Coeficiente de expansão adiabática do fluido	—
ρ	Densidade	$kg\ m^{-3}$
θ	Ângulo de incidência espacial nos microfones	rad
η	Eficiência isentrópica do compressor	—
ζ	parâmetro adimensional de mudança de temperatura	—
Δ	Mudança entre dos pontos	—
ω	Frequência angular	$rad\ s^{-1}$
Ω	Frequência síncrona	Hz
π	Razão total de compressão	—
ν	Viscosidade cinemática	$m^2\ s^{-1}$

τ	Tempo de retardo	s
Ψ	Critério de estabilidade	—
$\sum_x$	Matriz covariança	—

Sub- e sobrescritos

$+$	Identifica o sentido a jusante
$-$	Identifica o sentido a montante
$*$	Complexo conjugado
-1	Inversa
1	Entrada do compressor
2	Saída do compressor
ar	Ar úmido atmosférico
d	Ar seco ou relacionada ao espaçamento dos microfones
H	Transposta conjugada
is	Isentrópica
k	Passo de tempo discreto
m	Médio
n	numero de sensor
orv	Orvalho
t	Total
tt	Total-total
$t1$	Tempo anterior
$t2$	Tempo presente
V	Vapor de água

Siglas

ABNT Associação Brasileira de Normas Técnicas

ASTM *American Society for Testing and Materials*

EGR Recirculação dos gases de exaustão

FVC Fechamento da válvula do compressor

GLP Gás liquefeito do petróleo

LCMV Linearly Restricted Minimum Covariance

SC Superfície de controle

TMM Two Microphones Method

VC Volume de controle

Sumário

1 INTRODUÇÃO 23
1.1 Objetivos 25
1.1.1 Objetivo geral 25
1.1.2 Objetivos específicos 25

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 27
2.1 Fundamentos 27
2.1.1 O turbocompressor 27
2.1.1.1 Bancada experimental de fluxo quente para turbocompressores 29
2.1.2 Termodinâmica do turbocompressor 30
2.1.2.1 Velocidade do fluido e condição de total 30
2.1.2.2 Eficiência do compressor centrífugo 34
2.1.2.3 Mapas do compressor centrífugo 35
2.1.2.4 Critério de aquecimento e de instrumentação do compressor centrífugo 36
2.1.2.5 Critério de estabilidade do compressor 37
2.1.3 Vibração do turbocompressor 37
2.1.3.1 Transformada discreta de Fourier 38
2.1.3.2 Fenômenos da vibração no turbocompressor 39
2.1.4 Acústica do compressor centrífugo 40
2.1.4.1 Técnica de decomposição LCMV e calculo da intensidade acústica 42
2.1.5 Falhas do compressor centrífugo 46
2.1.5.1 Objeto estranho em contato com o rotor compressor 46
2.1.5.2 Contaminação e interrupção da lubrificação 47
2.1.6 Incertezas das medições 49
2.2 Estado da arte 49
2.2.1 Métodos de análise de falhas em turbocompressores 49
2.2.2 Análise de vibração do turbocompressor 55
2.2.3 Análise acústica do compressor 55
2.3 Considerações finais da revisão bibliográfica 58

3 METODOLOGIA 61
3.1 Estrutura experimental utilizada 61
3.2 Descrição dos componentes da estrutura experimental utilizada 64
3.2.1 Linha de ar 64
3.2.1.1 Compressores volumétricos de ar 64
3.2.1.2 Reservatório de ar 66
3.2.1.3 Válvula de controle da vazão de ar 66

3.2.2 Linha de combustível *66*
3.2.2.1 Reservatório do combustível 67
3.2.2.2 Válvula de segurança e válvula de controle do combustível 67
3.2.3 Linha de compressão *68*
3.2.3.1 Filtro de ar 68
3.2.3.2 Válvula de controle da vazão do compressor 68
3.2.4 Sistema de lubrificação *68*
3.2.5 Câmara de combustão *70*
3.2.6 Sala de controle *70*
3.2.7 Compressor centrífugo *71*
3.2.8 Obtenção das variáveis fundamentais *71*
3.2.8.1 Medição da pressão dos fluídos 72
3.2.8.2 Medição de temperatura dos fluídos 74
3.2.8.3 Medição de vazão do fluído 74
3.2.8.4 Medição da rotação do compressor centrífugo 75
3.2.8.5 Medição da aceleração da carcaça do compressor centrífugo 76
3.2.8.6 Medição da pressão acústica do compressor centrífugo 77
3.2.9 Descrição dos sistemas de controle e monitoramento *77*
3.2.9.1 Sistema de controle das válvulas 77
3.2.9.2 Sistema de controle do sistema de combustão 79
3.2.9.3 Sistema de aquisição de dados 80
3.2.9.4 Sistema supervisor 84
3.3 Obtenção dos mapas termodinâmicos do compressor centrífugo 86
3.3.1 Estabilização do compressor centrífugo *86*
3.3.2 Critério para detecção de pontos no limite de surge *86*
3.3.3 Metodologia experimental dos ensaios termodinâmicos do compressor centrífugo 87
3.3.4 Critérios de aquecimento e pontos de aquisição de dados do compressor 88
3.4 Ensaio rotodinâmico do compressor centrífugo 88
3.5 Ensaio de irradiação acústica do compressor centrífugo 89
3.6 Método de comparação dos mapas do turbocompressor 90
3.6.1 Análise dos ângulos de avanço *90*
3.6.2 Análise da área total da curva *91*
3.6.3 Análise da área fechada *92*
3.6.4 Análise dos índices de desempenho *93*
3.7 Método de simulação experimental das falhas 94
3.7.1 Falha do rotor com desbaste da zona C - Falha 1 ..... *95*
3.7.2 Falha do rotor com desbaste das zonas A e B - Falha 2 ..... *95*

3.7.3 Novo critério de aquecimento para a caracterização das falhas no rotor compressor ... *95*
3.8 Validação dos algoritmos de construção dos mapas termodinâmicos e de decomposição acústica ... **98**
3.8.1 Validação do algoritmo de construção dos mapas termodinâmicos ... *98*
3.8.2 Validação do algoritmo de decomposição acústica ... *100*
3.9 Análise da propagação das incertezas ... **100**
3.10 Considerações finais da metodologia ... **103**

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES ... **105**
4.1 Resultados da caracterização termodinâmica dos compressores centrífugos ... **105**
4.2 Resultados da irradiação acústica do compressor centrífugo ... **108**
4.2.1 Mapas acústicos do compressor centrífugo ... *109*
4.2.2 Densidade espectral acústica do compressor centrífugo ... *110*
4.3 Resultados da caracterização rotodinâmica do compressor centrífugo . **113**
4.4 Resultados da comparação termodinâmica do novo método de aquecimento para ensaios com falha ... **115**
4.5 Resultados da caracterização do compressor centrífugo com desbaste na zona C do rotor - Falha 1 ... **117**
4.5.1 Resultados da caracterização termodinâmica da falha 1 ... *117*
4.5.1.1 Resultados da caracterização geométrica da falha 1 ... 118
4.5.1.2 Resultados da caracterização dos índices de desempenho da falha 1 ... 120
4.5.2 Resultados da caracterização rotodinâmica da falha 1 ... *122*
4.5.3 Resultados da caracterização acústica da falha 1 ... *126*
4.6 Resultados da caracterização do compressor centrífugo com desbaste na zona A e B do rotor - Falha 2 ... **126**
4.6.1 Resultados da caracterização termodinâmica da falha 2 ... *126*
4.6.1.1 Resultados da caracterização geométrica da falha 2 ... 128
4.6.1.2 Resultados da caracterização dos índices de desempenho da falha 2 ... 130
4.6.2 Resultados da caracterização rotodinâmica da falha 2 ... *132*
4.6.3 Resultados da caracterização acústica da falha 2 ... *136*
4.7 Considerações finais sobre os resultados ... **137**

5 CONCLUSÕES ... **139**

6 TRABALHOS FUTUROS ... **143**

REFERÊNCIAS ... **145**

APÊNDICE A – EQUAÇÕES DA PROPAGAÇÃO DE INCERTEZAS 153

1 INTRODUÇÃO

O motor de combustão interna, seja de ignição por centelha ou por compressão, desenvolve um papel importante na vida do ser humano, pois ele é amplamente utilizado nos veículos comerciais e de passeio, os quais são os maiores responsáveis pelo transporte diário de pessoas e bens (PAYRI *et al.*, 2015; CARRABINE; LONGHURST, 2002).

Para entender um pouco o setor automotivo mundial, a Tabela 1 apresenta a taxa de frota de veículos a cada 1000 habitantes nas 14 regiões mais importantes do planeta, descrevendo o comportamento crescente da indústria automotiva através de valores relevantes como de 686,3 veículos a cada mil habitantes para o Canadá, de 606,0 para a Europa e de 209,3 para o Brasil (DAVIS; WILLIAMS, 2018).

Tabela 1 – Veículos a cada mil habitantes em alguns países/regiões entre os anos 2006 - 2016

País/Região	Veículos a cada 1000 habitantes	
	2006	2016
África	25,2	38,9
Ásia/Extremo Oriente	49,7	105,6
Ásia/Oriente Médio	99,8	147,4
Brasil	129,0	209,3
Canadá	599,6	686,3
América Central e do Sul	102,4	174,7
China	26,6	141,2
Europa/Oriente	254,4	362,1
Europa/Leste	593,7	606,0
Índia	11,6	36,3
Indonésia	31,7	87,2
México	217,6	317,5
Pacífica	524,7	634,9
Estados Unidos da América	840,7	831,9

Fonte – Davis e Williams (2018).

Segundo os índices apresentados na Tabela 1 e sendo considerada a taxa de crescimento demográfico mundial, é preocupante a quantidade de veículos que existem no planeta, principalmente devido às mudanças climáticas provocadas pela poluição do motor de combustão interna (PAYRI *et al.*, 2015; JOHNSON, 2010), assim como o aumento das doenças atribuídas ao incremento dos gases poluentes e do material particulado presentes na atmosfera (SONG *et al.*, 2008; FUKS *et al.*, 2014; WEINHOLD, 2012).

Atualmente, o desenvolvimento e a utilização dos motores de combustão interna são regidos pelas legislações internacionais, como a necessidade de cumprir com critérios de níveis máximos de emissões (CO_2, NO_X, HC e material particulado) (Woon Jang *et al.*, 2014; LIN; HO, 2016) e de ter que evitar a dependência dos derivados do petróleo, incentivando a diminuição do consumo de combustível. Essa última faz com que as montadoras sejam cuidadosas com as tecnologias implementadas, pois é de grande importância manter as características de dirigibilidade em níveis aceitáveis (KRUISWYK, 2012; FONTARAS; ZACHAROF; CIUFFO,

2017; BROATCH *et al.*, 2008).

Pesquisas para melhorar o desempenho e a redução de emissões dos motores de combustão interna têm sido desenvolvidas, estipulado principais tópicos no melhoramento dos motores de combustão interna e os dividindo em dois grandes grupos.

- Estratégias implementadas para melhorar o gerenciamento e a diversificação da energia:
  - Uso de combustíveis alternativos (SAKSA; KOLEHMAINEN; SKYTTÄ, 2014);
  - Novas caraterísticas de injeção (SALVADOR *et al.*, 2017);
  - Melhoria dos processos de combustão (Rodrigues Filho *et al.*, 2016);
  - Utilização da recirculação dos gases de exaustão - EGR (PARK; BAE, 2014);
- Estratégias implementadas para a melhoria da eficiência global:
  - Configuração dos tempos de acionamento de válvulas (XIE; SONG; HE, 2014)
  - Sobrealimentação dos motores (SERRANO *et al.*, 2015b).

A partir do uso das estratégias listadas é possível implementar o *downsizing* ou técnica de redução do deslocamento volumétrico do motor de combustão interna, uma vez que é pretendida a diminuição do consumo de combustível e de emissões de CO_2 sem comprometer a potência e o torque do motor, os quais são mantidos pela instalação obrigatória de sistemas de sobrealimentação, nos quais os turbocompressores e os supercompressores são os sistemas mais implementados (BAETA, 2006).

O turbocompressor, mesmo sendo um dispositivo com construção relativamente simples, as novas tendências buscam a implementação de cada vez mais partes móveis e de novas configurações, tornando o funcionamento cada vez mais complexo. Na atualidade, o desempenho e a confiabilidade do turbocompressor estão relacionados a fatores tais como as perdas mecânicas por atrito, a transferência de calor, à qualidade da lubrificação, assim como ao movimento e a vibração do eixo (PASTOR *et al.*, 2012), parâmetros altamente dependentes das complexas condições de trabalho, que quando sujeitos às elevadas rotações do eixo e às altas temperaturas, influenciam diretamente na ocorrência de falhas catastróficas.

A falha no turbocompressor e no sistema de controle geralmente tem consequências de grande impacto, como a queda na eficiência do motor acompanhada da perda de potência, até consequentemente ter uma parada completa do sistema. Dessa forma e considerando o alto custo dos reparos, é essencial evitar a propagação da falha, utilizando os métodos modernos de caracterização e de diagnóstico que estejam disponíveis (FILIPCZYK, 2013).

As pesquisas em desenvolvimento na área da sobrealimentação de motores de combustão interna são focadas no estudo do turbocompressor e das falhas que possam interferir no bom funcionamento da máquina. A identificação das perdas mecânicas devido ao atrito (DELIGANT; PODEVIN; DESCOMBES, 2012), a influência das caraterísticas de injeção do sistema

de lubrificação que afetam a eficiência do turbocompressor (SERRANO *et al.*, 2015a) e a instabilidade do rotor devido às excitações externas (LÓPEZ, 2014) são algumas das principais linhas atualmente em desenvolvimento. Contudo, considerando-se os principais trabalhos da literatura, eles relatam apenas análises realizadas após a ocorrência da falha catastrófica, ou seja, quando os danos graves aconteceram no turbocompressor. Dessa forma, é indispensável o desenvolvimento de uma metodologia que consiga, por meio de medições experimentais em bancada de fluxo desenvolvida especialmente para ensaios de turbocompressores, caracterizar de forma correta uma falha concreta que aconteça no componente e que, através de estratégias computacionais e medições experimentais, permita futuramente realizar um diagnóstico preditivo no turbocompressor. Essa concepção é transformada na principal relevância deste trabalho, podendo ser considerada como uma contribuição inédita para o setor automotivo.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo geral

Este trabalho visa elaborar e implementar metodologias que permitam caracterizar falhas do compressor centrífugo de um turbocompressor automotivo, analisando a consequência que as falhas produzem na característica termodinâmica, na rotodinâmica e na acústica do compressor centrífugo.

1.1.2 Objetivos específicos

Conhecendo o objetivo principal, é necessário estipular as contribuições e avanços específicos que devem ser cumpridos para prever o sucesso do trabalho. Dessa forma, os objetivos específicos propostos são:

- Construir e instrumentar a bancada de fluxo quente adequada para teste termodinâmico de turbocompressores automotivos;
- Desenvolver um método de caracterização da falha no compressor centrífugo a partir dos mapas termodinâmicos característicos do compressor centrífugo;
- Desenvolver um método de caracterização da falha no compressor centrífugo a partir da vibração do conjunto;
- Desenvolver um método de caracterização da falha no compressor centrífugo a partir da irradiação acústica do compressor no duto de admissão;
- Analisar a falha de desbaste do compressor e, quando simulada experimentalmente, caracterizar os impactos nas metodologias abordadas;

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capitulo são descritos os fundamentos do turbocompressor e são apresentados os modelos que descrevem os processos termodinâmicos. Além disso, são descritos o mapa do compressor e o mapa de eficiência do compressor, os quais contribuem no processo de casamento do turbocompressor com o motor de combustão interna. São descritas as bancadas de fluxo a quente para o desenvolvimento de testes experimentais no turbocompressor, as quais são importantes para a obtenção das variáveis que compõem as metodologias de caracterização da falha. Também, uma abordagem é realizada na dinâmica de rotores e na caracterização da irradiação acústica. Finalmente, são descritas as principais causas de falha em turbocompressores automotivos, bem como os trabalhos relevantes desenvolvidos por pesquisadores no assunto desta pesquisa.

2.1 Fundamentos

2.1.1 O turbocompressor

A primeira patente de turbocompressor com a descrição dos principais componentes foi desenvolvida e registrada pelo engenheiro suíço Alfred Büchi em 1905. No entanto, somente 20 anos depois, em 1925, que o mercado automotivo introduziu o primeiro turbocompressor acionado pelos gases de exaustão do motor de combustão interna (HIERETH; PRENNINGER, 2007).

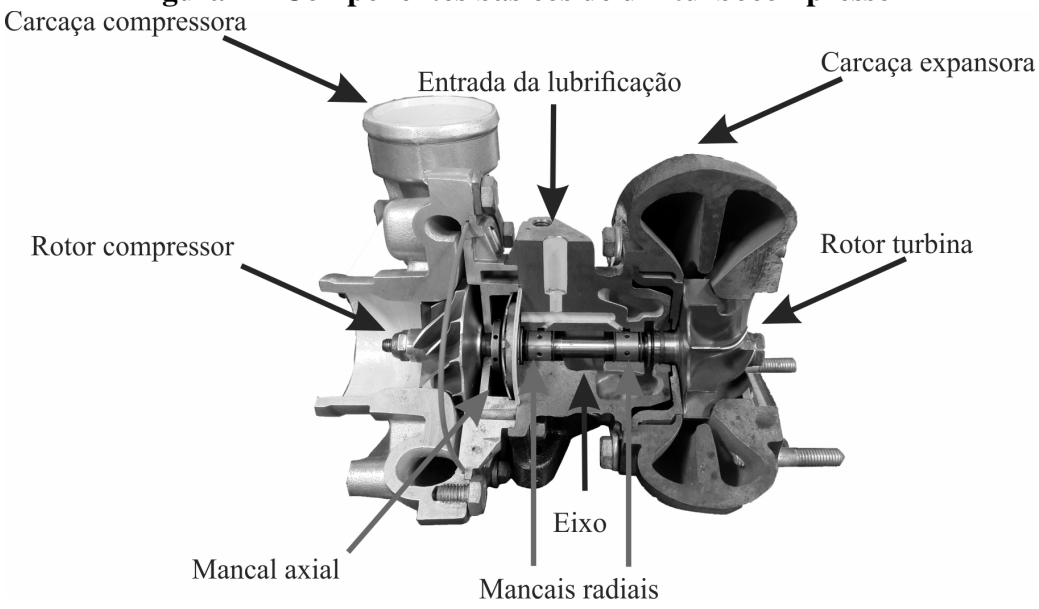
O dispositivo de Büchi era constituído por um eixo comum, um rotor turbina, um rotor compressor, além de duas carcaças individuais, uma para a saída dos gases de exaustão e uma para a entrada do ar a ser pressurizado (WATSON; JANOTA, 1982). Essa configuração típica ainda é respeitada pelos fabricantes de turbocompressores, sendo acrescentadas pequenas modificações que visam melhorias de funcionamento em situações específicas (JAATINEN; GRÖNMAN; TURUNEN-SAARESTI, 2012). Embora tenham passado cento e quatorze anos desde que foi inventado, o funcionamento básico do turbocompressor continua sendo o mesmo.

Em comparação com 1925, atualmente existem algumas diferenças, como a redução de tamanho e de custo, assim como a implementação da turboalimentação em uma maior gama de motores, como motores de veículos de passeio, de transporte pesado, de competição, de aeronaves e de embarcações de grande e pequeno porte, além de não ser mais uma tecnologia implementada unicamente no motor de ignição por compressão, mas também no de ignição por centelha devido ao aprimoramento da tecnologia de controle do motor (GHAREHGHANI *et al.*, 2013).

As partes básicas de um turbocompressor são apresentadas na Figura 1, observando-se dois tipos de rotores instalados sobre um eixo comum, o rotor compressor e o rotor turbina. Também três tipos de carcaças. A carcaça compressora, a carcaça expansora e a carcaça central, sendo essa última, a que suporta estruturalmente o eixo, os selos, o mancal axial, os mancais

radiais e as outras duas carcaças. O princípio de funcionamento do turbocompressor é relativamente simples, fundamentando-se na transformação da energia cinética, ainda remanescente nos gases de exaustão, em trabalho mecânico produzido pelo compressor centrífugo, trabalho que é usado para proporcionar ao coletor de admissão uma massa de ar com maior densidade, dada pela pressurização do fluido na carcaça compressora (KESGIN, 2005). Segundo Heywood (2018), a potência máxima de um motor de combustão interna está limitada pela quantidade de combustível que pode ser queimada eficientemente no interior dos cilindros. Assim, a turboalimentação permite incrementar a massa de ar e de combustível, a fim de ter uma queima mais eficiente, melhorando as emissões de poluentes e o consumo específico de combustível.

Figura 1 – Componentes básicos de um turbocompressor



Fonte – Elaborado pelo autor.

Segundo Nguyen-Schäfer (2015), nos dias de hoje o turbocompressor faz parte de várias configurações que visam melhorar fatores específicos como o tempo de resposta do turbocompressor aos regimes transientes do motor de combustão interna, assim como o controle da rotação máxima que pode ser atingida pelo turbocompressor. As principais configurações de uso do turbocompressor em conjunto com o motor de combustão interna são:

- Turbocompressores de estágio simples;
- Bi-turbocompressores;
- Turbocompressores de dois estágios;
- Turbocompressores de três estágios;
- Turbocompressores movidos eletricamente;
- Turbogeradores,

Segundo os configurações apresentadas, o turbocompressor passou de ser uma única unidade instalada no motor de combustão interna para, em algumas das configurações mais complexas, ser até de quatro unidades como a configuração do Bugatti Veyron com dois conjuntos de bi-turbocompressores em um motor de 890 kW. De tal forma, a utilização do turbocompressor tem que ser realizada de forma adequada, sendo fundamental o conhecimento das variáveis que descrevem a turbomáquina. Essas variáveis são a vazão mássica corrigida imposta pelo compressor e a imposta na turbina, a razão total de compressão, a razão total-estática de expansão, a eficiência isentrópica do compressor e a eficiência combinada da turbina, assim como os limites de rotação do conjunto, todas coletadas experimentalmente em bancada de fluxo para turbocompressores (NGUYEN-SCHÄFER, 2015).

2.1.1.1 Bancada experimental de fluxo quente para turbocompressores

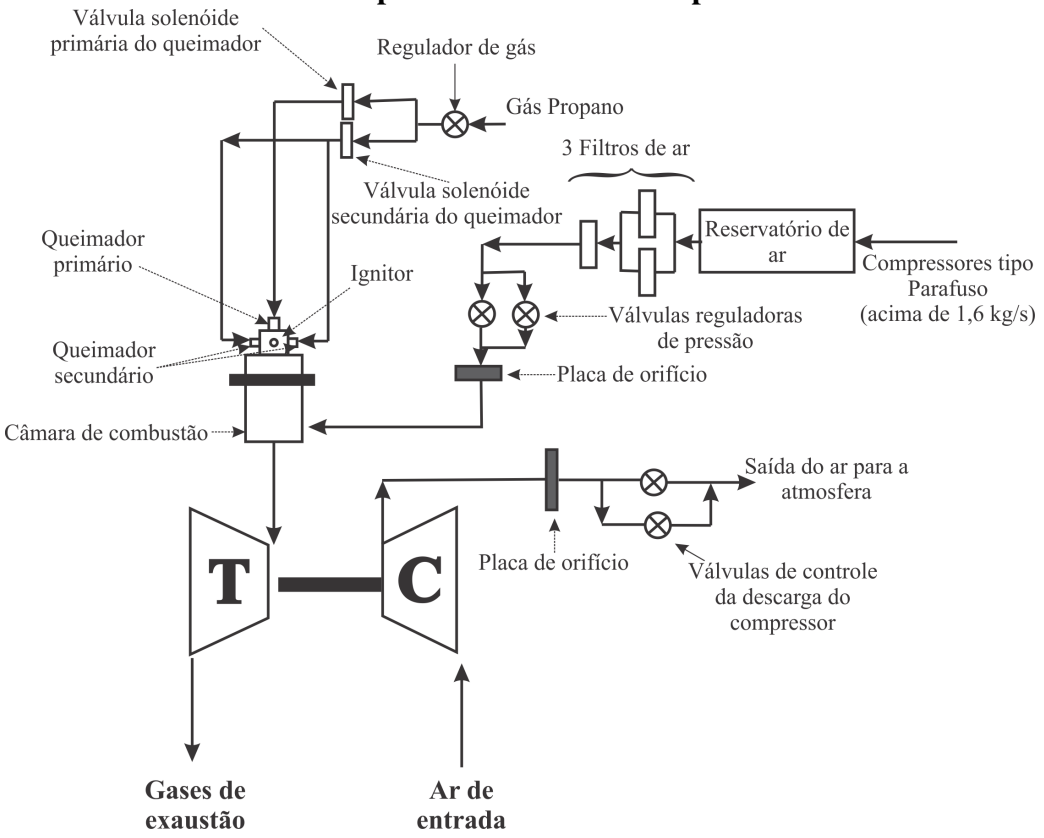
Desde 1965 a literatura acadêmica apresenta bancadas de fluxo para turbocompressores com o propósito de coletar variáveis termodinâmicas em todo o regime de funcionamento (BENSON; WHITFIELD, 1965). As bancadas de fluxo são classificadas em dois tipos, as que ensaiam o turbocompressor com fluxo frio, ou seja, a temperatura do gás que atravessa a turbina é próximo ou igual à temperatura ambiente (PODEVIN; CLENCI; DESCOMBES, 2011), e as que funcionam com fluxo quente, aumentando a temperatura do gás utilizando uma fonte auxiliar de energia (GALINDO *et al.*, 2008; KIRK *et al.*, 2010; SERRANO *et al.*, 2015a; LÜDDECKE; FILSINGER; BARGENDE, 2012). Nessa última classificação, seja utilizado um aquecedor elétrico para aquecer o ar ou uma câmara de combustão para queimar ar e combustível, o objetivo é ensaiar experimentalmente o turbocompressor com condições termodinâmicas que representam melhor os gases de exaustão de um motor de combustão interna.

A bancada de fluxo quente com câmara de combustão é a configuração mais utilizada nos testes experimentais do turbocompressor, sendo comumente utilizado gás liquefeito de petróleo, óleo diesel ou gás natural como combustíveis, e assim, os gases de exaustão da câmara de combustão saem com temperaturas de até 1200 K (LÜDDECKE; FILSINGER; BARGENDE, 2012; SCHINNERL *et al.*, 2017).

Sivagnanasundaram *et al.* (2012) descrevem, como é apresentado na Figura 2, os componentes padrões de uma bancada de fluxo quente com câmara de combustão. No lado da turbina, ar e gás propano são introduzidos à câmara de combustão e posteriormente queimados, os gases quentes produtos dessa combustão proporcionam a energia para a turbina e ensaiar experimentalmente o turbocompressor.

Segundo Galindo *et al.* (2006), uma bancada de fluxo quente com câmara de combustão permite desenvolver ensaios experimentais com uma ampla faixa de temperatura dos gases de exaustão, entre 550 K e 1700 K. No entanto, sempre é necessário cuidados especiais, como o controle eficaz da mistura ar e combustível a fim de manter a temperatura dos gases de exaustão constante e de um sistema de segurança robusto, principalmente devido ao uso de câmara de

Figura 2 – Desenho esquemático de uma bancada de fluxo quente com câmara de combustão para teste de turbocompressores



Fonte – Sivagnanasundaram *et al.* (2012).

combustão e combustíveis tipo gasosos que, quando manipulados erroneamente, o risco de acidente é alto.

Este trabalho utiliza uma bancada de testes experimentais de fluxo quente com câmara de combustão tubular, a qual permite o controle da temperatura dos gases de exaustão e fornece a energia para testar o turbocompressor automotivo.

2.1.2 Termodinâmica do turbocompressor

Para estudar o comportamento em bancada de testes experimentais de turbocompressores, primeiramente é necessário conhecer as leis da física que governam o turbocompressor. Assim, é possível aplicar os conceitos da mecânica dos fluidos, da termodinâmica e das leis das turbomáquinas quando os fluidos de trabalho são considerados gases ideais compressíveis (NGUYEN-SCHÄFER, 2015).

2.1.2.1 Velocidade do fluido e condição de total

Segundo Fox e McDonald (1994), a Equação 1 representa a lei da continuidade para um volume de controle que, sendo considerado um escoamento em regime permanente, unidimensional e compressível, a velocidade média do fluido $\overline{V}$ pode ser calculada utilizando a Equação 2,

sendo função da densidade ρ, da vazão mássica $\dot{m}$ e do diâmetro interno da tubulação pelo qual o fluído escoa D_i.

$$\frac{\partial}{\partial t}\int_{VC}\rho dV + \int_{SC}\rho\vec{V}d\vec{A} = 0 \tag{1}$$

$$\overline{V} = \frac{4\dot{m}}{\pi\rho D_i^2} \tag{2}$$

Para solucionar a Equação 2 é necessário conhecer a densidade do fluido, a qual é função da temperatura, da pressão e da umidade relativa no ponto de avaliação. A densidade do ar em diferentes estados é determinada pela Equação 3 como uma mistura de moléculas de ar seco e moléculas de vapor de água (SALBY, 1996).

$$\rho_{ar} = \frac{P_d}{R_d T_{ar}} + \frac{P_V}{R_V T_{ar}} \tag{3}$$

Onde ρ_{ar} é a densidade do ar úmido, P_d é a pressão parcial de ar seco, P_V é a pressão parcial de vapor de água, R_d é a constante específica para o ar seco sendo considerando gás ideal, R_V é a constante específica para vapor de água sendo considerando gás ideal, e por último, a variável T_{ar} é a temperatura do ar.

Salby (1996) apresenta a equação de Magnus definida na Equação 4 e o polinômio de Herman Wobus nas Equações 5 e 6, as quais calculam a pressão de vapor saturado a partir da medição da temperatura do fluido e a umidade relativa registrada no local do experimento, uma vez que a pressão de vapor saturado é uma condição para avaliar a Equação 3. A equação de Magnus calcula a temperatura de orvalho pela medição da temperatura estática do fluido e da umidade relativa. O polinômio de Herman Wobus calcula a pressão de vapor pela temperatura de orvalho.

$$T_{orv} = \frac{c[ln(\frac{\%UR}{100} + \frac{bT}{c+T})]}{b - ln(\frac{\%UR}{100} + \frac{bT}{c+T})]} \tag{4}$$

$$O = c_0 + c_1 T_{orv} + c_2 T_{orv}^2 + c_3 T_{orv}^3 + c_4 T_{orv}^4 + c_5 T_{orv}^5 + c_5 T_{orv}^5 + c_7 T_{orv}^7 + c_8 T_{orv}^8 + c_9 T_{orv}^9 \tag{5}$$

$$P_V = \frac{A}{O^8} \tag{6}$$

Onde A, b e c são valores constantes iguais a 6,1078, 17,625 e 243,04 °C , respectivamente. T é a temperatura do fluido em graus Celsius e %UR é a umidade relativa do fluido em percentagem. Assim como, c_0 a c_9 são os valores constantes apresentados na Tabela 2 (LAWRENCE, 2005; SALBY, 1996).

Tabela 2 – Constantes da Equação 6

Constante	Valor
c_0	0,99999683
c_1	-0,90826951$\times 10^{-2}$
c_2	0,78736169$\times 10^{-4}$
c_3	-0,61117958$\times 10^{-6}$
c_4	0,43884187$\times 10^{-8}$
c_5	-0,29883885$\times 10^{-10}$
c_6	0,21874425$\times 10^{-12}$
c_7	-0,17892321 $\times 10^{-14}$
c_8	0,11112018$\times 10^{-16}$
c_9	-0,30994571$\times 10^{-19}$

Fonte – Lawrence (2005) e Salby (1996).

Por último, medindo a pressão estática do fluido P e calculando a pressão de vapor de água P_V pela Equação 6, a pressão parcial de ar seco é calculada pela Equação 7.

$$P_d = P - P_V \tag{7}$$

Substituindo os resultados das Equações 6 e 7 na Equação 3 é calculada a densidade para o estado termodinâmico do ar avaliado. Após calculada, a densidade é utilizada como condição de entrada na Equação 2, em conjunto com a vazão mássica mesurada e o diâmetro interno da tubulação conhecido, obtendo-se a velocidade média do fluido para esse estado termodinâmico analisado.

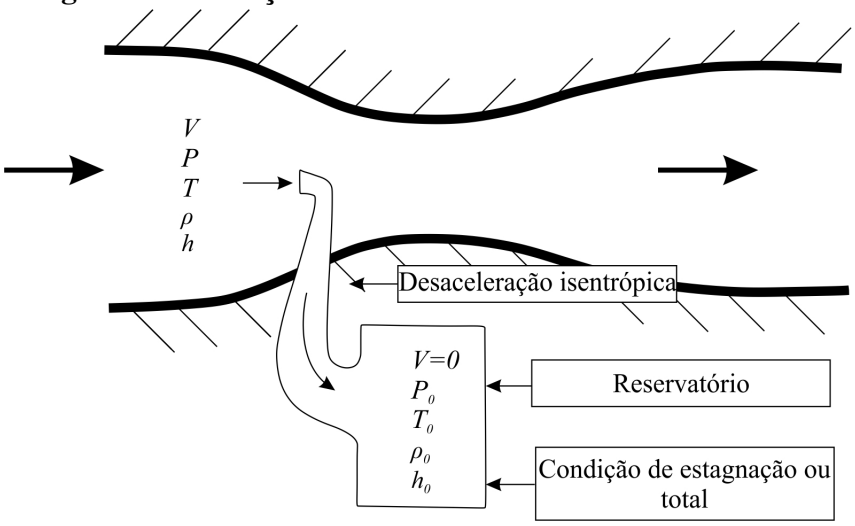
Para um fluido compressível, a condição total define uma referência para comparar dois pontos que estão em movimento, sabendo que nesse tipo de fluido as propriedades estáticas variam a medida que o escoamento prossegue (FOX; MCDONALD, 1994), uma das estratégias para determinar o estado total, como é apresentado na Figura 3, é desacelerar o fluido em escoamento até ele atingir a condição de velocidade isentrópica igual a zero, condição conhecida como posição de repouso do fluido (FOX; MCDONALD, 1994).

Na Figura 3, a variável V é a velocidade, p é a pressão, T é a temperatura, ρ é a densidade e h é a entalpia, sendo consideradas como as propriedades estáticas para o estado termodinâmico do fluido, que ao ser submetido a uma desaceleração isentrópica, são transformadas em p_0 conhecida como a pressão total, T_0 como a temperatura total, ρ_0 como a densidade total e por último, h_0 como a entalpia total do fluido.

No estudo termodinâmico feito no turbocompressor são utilizados três tipos de propriedades totais. A entalpia total calculada pela Equação 8, a temperatura total pela Equação 9 e a pressão total pela Equação 10 (BALACHANDRAN, 2007).

$$h_t = h + \frac{\overline{V}^2}{2} \tag{8}$$

Figura 3 – Definição de estado total de um fluido escoando



Fonte – Balachandran (2007).

$$T_t = T + \frac{\overline{V}^2}{2C_P} \tag{9}$$

$$\frac{P_t}{P} = \left(\frac{T_t}{T}\right)^{\frac{k}{k-1}} \tag{10}$$

Onde a variável h_t é a entalpia total, h a entalpia estática, T_t é a temperatura total, T é a temperatura estática, $\overline{V}$ a velocidade média do fluido, C_P o coeficiente de calor específico a pressão constante, P_t é a pressão total, P é a pressão estática e k o coeficiente de expansão adiabática do fluido.

Para o cálculo da temperatura e pressão total nos diferentes estados termodinâmicos do fluido, é necessário calcular o coeficiente de calor especifico a pressão constante C_P e o coeficiente de expansão adiabática k. De tal modo, a regressão de duas curvas que descrevem o comportamento dessas duas propriedades é feita por Kyle (1984) e Wark e Richards (1999). A Equação 11 determina C_P e a Equação 12 o valor de k para o ar a uma temperatura entre 250 K e 1500 K.

$$C_P = a_1 + a_2T + a_3T^2 + a_4T^3 \tag{11}$$

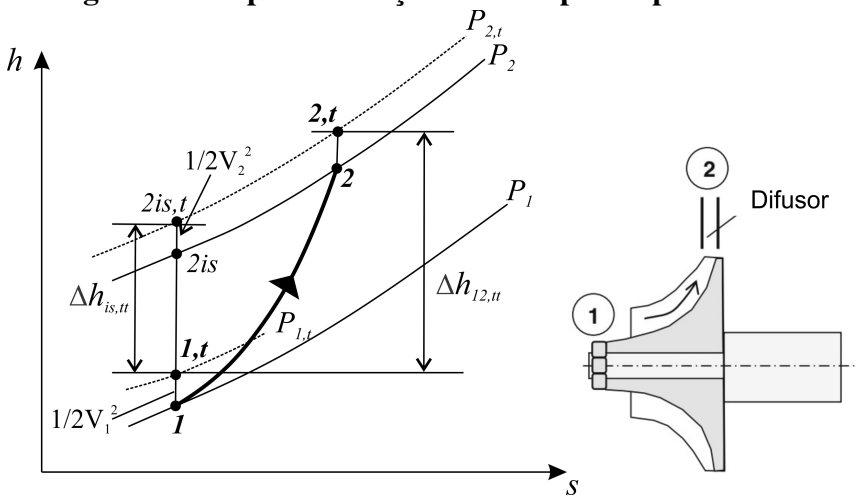
$$k = b_1 + b_2T + b_3T^2 + b_4T^3 \tag{12}$$

T é a temperatura estática do fluido no ponto experimental avaliado e as constantes a_1 a a_4 têm valores de 0,9917, -5$\times10^{-5}$, 3$\times10^{-7}$ e -1$\times10^{-10}$, respectivamente. As constantes b_1 a b_4 têm valores de 1,4136, -1$\times10^{-5}$, -1$\times10^{-7}$ e 5$\times10^{-11}$, respectivamente.

2.1.2.2 Eficiência do compressor centrífugo

O processo de compressão feito pelo compressor centrífugo do turbocompressor é politrópico, uma vez que existe incremento da entropia devido ao atrito entre o ar e as paredes do rotor, assim como também pela troca de calor entre o ar com o mesmo rotor e com a carcaça compressora. A Figura 4 ilustra o processo politrópico de compressão realizado por uma partícula de ar que percorre a entrada (1) do compressor com pressão P_1 e temperatura T_1, até a saída (2) com pressão P_2 e temperatura T_2 (NGUYEN-SCHÄFER, 2015).

Figura 4 – Diagrama entalpia em função da entropia do processo de compressão



Fonte – Nguyen-Schäfer (2015).

A eficiência isentrópica do compressor η_C calculada usando a Equação 13 é definida como a razão entre a mudança observada na entalpia total para um processo isentrópico $\Delta h_{is,tt}$ calculada pela Equação 14 e a observada na entalpia total para o processo politrópico $\Delta h_{12,tt}$ calculada pela Equação 15 (NGUYEN-SCHÄFER, 2015).

$$\eta_C = \frac{\Delta h_{is,tt}}{\Delta h_{12,tt}} \tag{13}$$

A eficiência isentrópica do compressor é calculada usando o calor específico médio a pressão constante C_{Pm} determinado pela Equação 16 e as temperaturas e pressões totais nos pontos 1_t, 2_t e $2_{is,t}$. A temperatura total isentrópica para o ponto 2 ($T_{2is,t}$) é calculada pela Equação 17, resultado da relação para um processo isentrópico considerado ar como ás ideal nos estados 1_t e 2_t (NGUYEN-SCHÄFER, 2015).

$$\Delta h_{is,tt} = C_{Pm}(T_{2is,t} - T_{1,t}) \tag{14}$$

$$\Delta h_{12,tt} = C_{Pm}(T_{2,t} - T_{1,t}) \tag{15}$$

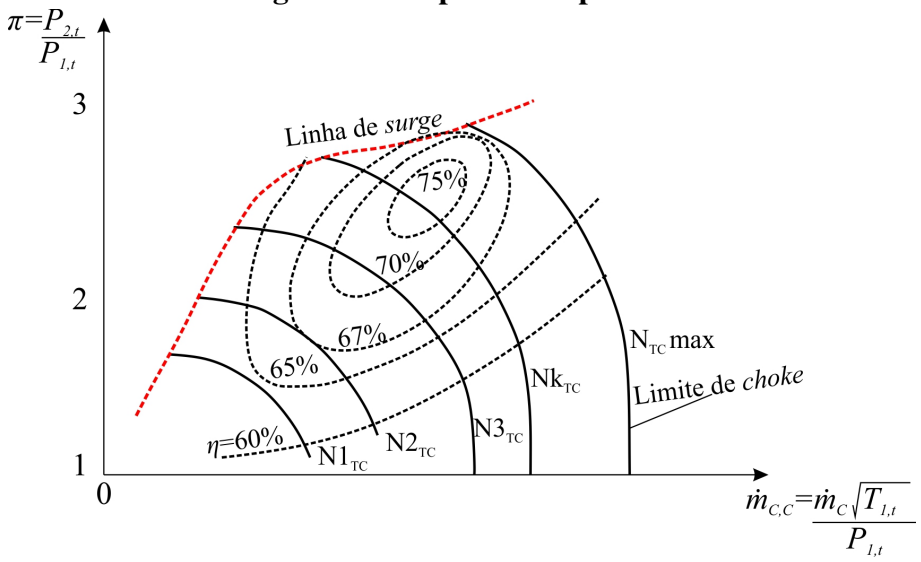
$$C_Pm = \frac{C_{P,1} + C_{P,2}}{2} \tag{16}$$

$$T_{2is,t} = T_{1,t}\left(\frac{P_{2,t}}{P_{1,t}}\right)^{\frac{k-1}{k}} \tag{17}$$

2.1.2.3 Mapas do compressor centrífugo

O mapa do compressor, apresentado na Figura 5, descreve para cada linha de rotação corrigida do compressor ($N1_{TC}$,$N2_{TC}$,$\cdots$, $N_{TC}max$) a razão total de compressão (π), a qual é calculada como a razão entre a pressão total de saída ($P_{2,t}$) e a de entrada ($P_{1,t}$), em função da vazão mássica corrigida ($\dot{m}_{C,C}$) que o compressor produz. A vazão mássica corrigida é calculada a partir da vazão mássica do compressor ($\dot{m}_C$) e a pressão e temperatura ($T_{1,t}$) totais na entrada do compressor. Em alguns casos, no mapa do compressor são também acrescentadas as linhas de eficiência isentrópica (η) (BOYCE, 2011). O termo total significa que, para o cálculo da variável, são utilizadas as propriedades totais quanto na entrada tanto na saída do compressor centrífugo.

Figura 5 – Mapa do compressor



Fonte – Nguyen-Schäfer (2015).

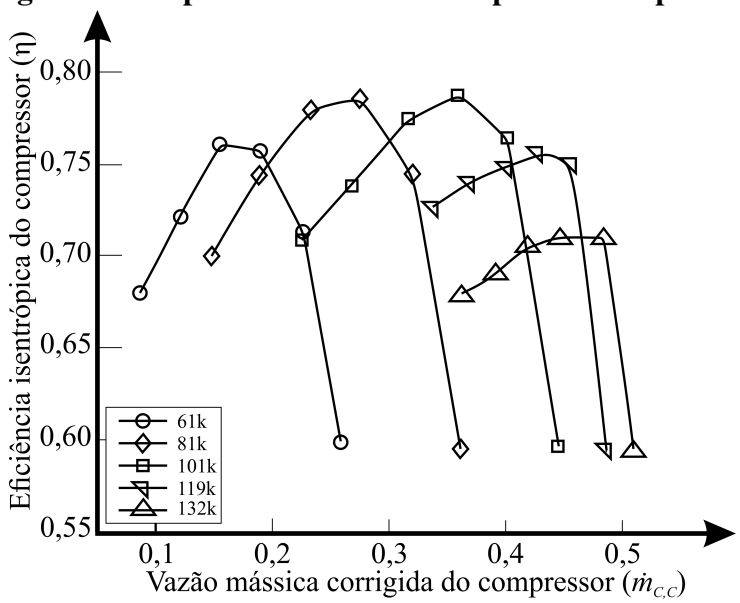
No mapa do compressor são observadas as linhas de *surge* e de *choke*, as quais são os limites da região estável de funcionamento do compressor centrífugo. O *surge* é o ponto de funcionamento de menor vazão mássica do compressor para cada isorotação, o qual é caracterizado pelo efeito cíclico de vazão e, consequentemente, de pressão. O *choke* é atingido quando a velocidade do escoamento que atravessa o compressor atinge a velocidade do som, sendo então determinada a vazão mássica máxima do compressor. Trabalhar fora da região de estabilidade traz riscos graves ao funcionamento como grandes amplitudes na vibração, empeno do eixo, redução do rendimento volumétrico, alto consumo de potência e sobreaquecimento dos gases de exaustão devido à limitação da vazão de ar (NGUYEN-SCHÄFER, 2015).

Além da região de operação estável, no mapa do compressor são observadas as ilhas de eficiência isentrópica, as quais delimitam as regiões no mapa onde o compressor tem os

melhores índices de desempenho. Essas ilhas ajudam na procura de um compressor que, com as especificações técnicas do motor de combustão interna, o ponto de operação do motor esteja dentro da zona com maior eficiência (NGUYEN-SCHÄFER, 2015).

A Figura 6 ilustra o mapa de eficiência do compressor, o qual representa para cada linha de rotação corrigida do eixo, o valor de eficiência isentrópica do compressor em função da vazão mássica corrigida (WALSH; FLETCHER, 2004).

Figura 6 – Mapa de eficiência isentrópica do compressor



Fonte – Stricker *et al.* (2014).

Assim, o mapa do compressor e o mapa de eficiência isentrópica permitem, através da coleta experimental dos dados termodinâmicos para diversas condições de operação, caracterizar o funcionamento termodinâmico do compressor centrífugo.

Segundo Cervelló Romero (2005), para a medição experimental adequada das variáveis termodinâmicas, o compressor centrífugo precisa ser aquecido em uma etapa de pre-teste, assim como saber identificar o ponto de estabilidade térmica, no qual as propriedades termodinâmicas do conjunto são mantidas constantes durante um intervalo de tempo. Por isso, o ensaio experimental de turbocompressores precisa seguir um um critério padrão experimental.

2.1.2.4 Critério de aquecimento e de instrumentação do compressor centrífugo

Segundo a SAE (1995b), o ensaio experimental do turbocompressor e das partes que o compõem é regido pela posição e distribuição dos instrumentos de medição de temperatura e de pressão e pelo critério de estabilidade térmica do compressor.

Os instrumentos principais permitem a medição da temperatura e da pressão totais utilizadas no cálculo da eficiência isentrópica do compressor. A pressão total deve ser medida para obter a razão total de compressão e a temperatura para determinar o diferencial de entalpias nos estágios termodinâmicos do compressor. O posicionamento e o número de transmissores

são detalhados na SAE (1995b), sendo diferencial para a entrada e para a saída do compressor centrífugo, assim como do diâmetro da tubulação.

O critério de aquecimento apresentado na SAE (1995b) é uma sequência que deve ser cumprida antes de realizar qualquer tipo de ensaio que objetiva coletar dados experimentais para determinar as condições de eficiência do turbocompressor e dos componentes que o compõem. A sequência contém cinco etapas em função do tempo, da rotação e da razão total de compressão do turbocompressor.

2.1.2.5 Critério de estabilidade do compressor

O critério de estabilidade (Ψ) é um conceito fundamental nos ensaios experimentais do compressor centrífugo, pois identifica a estabilidade térmica mínima para medir corretamente os dados termodinâmicos. O critério de estabilidade é determinado pela Equação 18, sendo função do parâmetro adimensional de mudança de temperatura (ζ) descrito na Equação 19 (Cervelló Romero, 2005).

$$\Psi = \frac{\zeta_{t2} - \zeta_{t1}}{\zeta_{t1}} \leq 0,005 \tag{18}$$

$$\zeta = \frac{T_2 - T_1}{T_1} \tag{19}$$

Onde T_2 e T_1 são as temperaturas estática de saída e de entrada, respectivamente.

Segundo Cervelló Romero (2005), o critério de estabilidade deve ser avaliado em uma janela de tempo de 5 segundos, isso quer dizer, as características termodinâmicas do compressor centrífugo devem ser mantidas dentro da variabilidade permitida de 0,5% transcorridos os 5 segundos, atingindo-se essa condição, a condição de funcionamento do compressor está em estabilidade térmica e, consequentemente, os dados lidos pelos transmissores podem ser salvos.

2.1.3 Vibração do turbocompressor

No turbocompressor automotivo, a análise da aceleração da carcaça permite identificar os fenômenos lineares e não lineares que acontecem durante o funcionamento da máquina. A intensidade ou amplitude dos fenômenos rotodinâmicos são função da excitação natural da força de desbalanceamento do rotor, a qual existe devido à complexidade da fabricação dos componentes rotativos do turbocompressor (NGUYEN-SCHÄFER, 2015). Assim, são apresentadas perturbações onde a natureza da vibração depende de alguns fatores, incluindo a fonte de excitação, a direção do movimento e a excentricidade dos mancais durante certa condição de rotação (SCHWEIZER, 2009b).

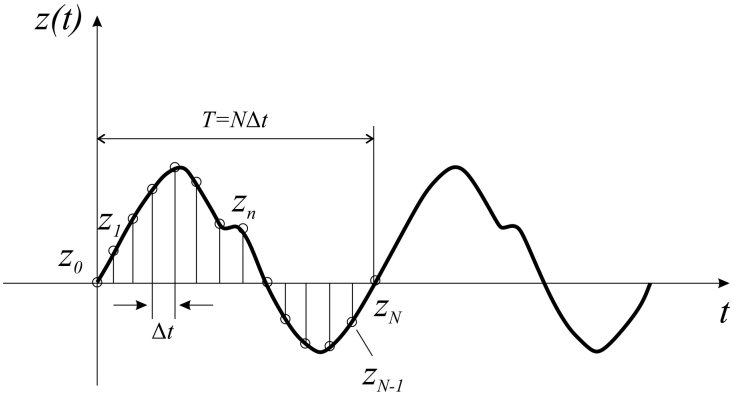
Embora seja importante conhecer os fenômenos que acontecem na rotodinâmica do turbocompressor, antes disso é importante abordar os conceitos sobre a transformada discreta de

Fourier, pois essa ferramenta é utilizada para converter os sinais de aceleração da carcaça do compressor, medidos em função do tempo, ao domínio da frequência.

2.1.3.1 Transformada discreta de Fourier

O sinal de aceleração da carcaça do compressor centrífugo é considerado como um sinal de tempo periódico $z(t)$, o qual é discretizado usando a transformada discreta de Fourier. A transformação do sinal no tempo visa a obtenção das características da vibração no domínio da frequência. Assim, o sinal de tempo periódico pode ser escrito em séries discretas de tempo definido, conforme apresentado na Figura 7 e descrito no trabalho de Newland (2005).

Figura 7 – Discretização de um sinal no tempo



Fonte – Nguyen-Schäfer (2015).

De tal forma, o sinal de aceleração da carcaça do compressor é descrito pela Equação 20.

$$z(t) = a_0 + 2\sum_{k=1}^{\infty}\left(a_k \cos\frac{2\pi kt}{T} + b_k \sin\frac{2\pi kt}{T}\right) \tag{20}$$

Onde a_k e b_k são os coeficientes de Fourier determinados pelas Equações 21 e 22.

$$a_k = \frac{1}{T}\int_0^T z(t)\cos\frac{2\pi kt}{T}dt \;\text{ para }\; k \geq 0 \tag{21}$$

$$b_k = \frac{1}{T}\int_0^T z(t)\sin\frac{2\pi kt}{T}dt \;\text{ para }\; k \geq 1 \tag{22}$$

Assim, utilizando o teorema de Euler e transformando $X_k \equiv a_k - ib_k$ é obtida a Equação 23.

$$X_k = \frac{1}{T}\int_0^T z(t)e^{-i\left(\frac{2\pi kt}{T}\right)}dt \;\text{ para }\; k \geq 0 \tag{23}$$

A Equação 24 apresenta a discretização da Equação 23 em tempos discretos de x_n para $n = 1,2,3,\ldots,N-1$.

$$X_k \approx \frac{1}{T}\sum_{n=0}^{N-1} z_n e^{-i\left(\frac{2\pi n\Delta t k}{T}\right)}\Delta t \tag{24}$$

Onde Δt é o tempo de um intervalo discreto e N é o número de amostras coletadas. Se T é igual a $N\Delta t$ como observado na Figura 7, a Equação 24 pode ser descrita pela Equação 25.

$$X_k = \frac{1}{N}\sum_{n=0}^{N-1} z_n e^{-in\omega_k \Delta t} \text{ para } k = 0,1,2,...,N-1. \tag{25}$$

onde ω_k é a frequência periódica do sinal avaliado no ponto k.

2.1.3.2 Fenômenos da vibração no turbocompressor

Segundo Nguyen-Schäfer (2015), os fenômenos da vibração do turbocompressor podem ser identificados no domínio da frequência como:

- *Vibração harmônica:* Denomina-se à oscilação que tem como frequência de atuação a mesma frequência da rotação do turbocompressor. A frequência é identificada pela nomenclatura "1X"ou pela frequência síncrona "Ω". Essa componente é determinada pela Equação 26 em Hertz (Hz).

$$\omega = \Omega = \frac{N_{TC}}{60} \tag{26}$$

  Onde N_{TC} é a rotação do turbocompressor em rpm;

- *Vibração sub-harmônica:* Denomina-se às oscilações de frequências ω menores que a frequência síncrona Ω. Nesse caso, a vibração sub-harmônica é caracterizada pelo padrão de linearidade igual a uma fração com denominador inteiro da frequência síncrona.

$$\omega = \frac{\Omega}{M} \tag{27}$$

  Onde M toma o valor de um número natural como 1, 2, 3,..., M;

- *Vibração super-harmônica:* Denomina-se às oscilações de frequências ω maiores que a frequência síncrona Ω, são caracterizadas pelo padrão de linearidade igual à multiplicação inteira da frequência síncrona;

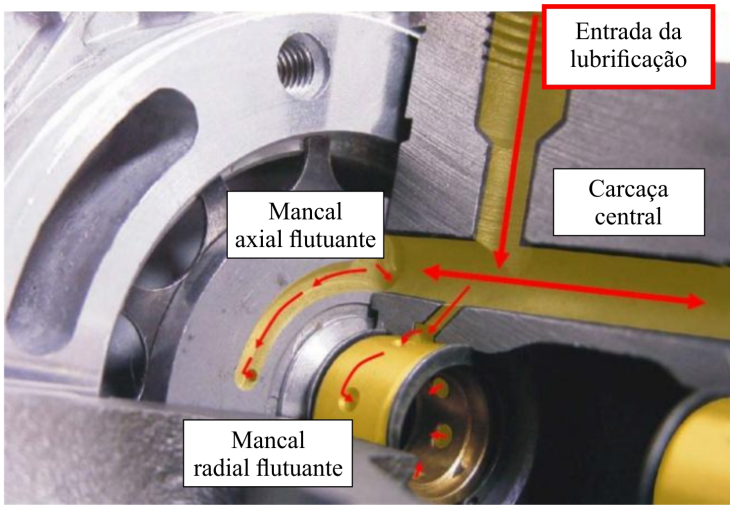
$$\omega = M\Omega \tag{28}$$

- *Vibração sub-síncrona:* Denominam-se às oscilações que apresentam frequências inferiores à frequência Ω, porém iguais a uma fração não inteira dessa frequência, alguns valores são 1/3Ω, 0,35Ω e 0,47Ω;

- *Vibração super-síncrona:* Denominam-se as oscilações que apresentam frequências superiores à frequência Ω, porém iguais a um múltiplo não inteiro dessa frequência, alguns valores são 2,5Ω ou 3,5Ω;

Segundo a literatura, no turbocompressor de mancais flutuantes ilustrado na Figura 8, alguns fenômenos da vibração são recorrentes. Entre eles, as oscilações sub-síncronas denominadas de auto excitações das camadas do óleo lubrificante. A auto excitação interna e a externa ocorrem em uma faixa de frequência de 0,25Ω a 0,70Ω para a auto excitação interna e de 0,1Ω a 0,3Ω para a externa. Por outra parte, oscilações super-síncronas são atribuídas ao forte contato seco entre os mancais e a carcaça ou o rotor do turbocompressor, sendo observadas na faixa de frequência de 2Ω e 3Ω (SCHWEIZER, 2009a).

Figura 8 – Turbocompressor de mancais flutuantes



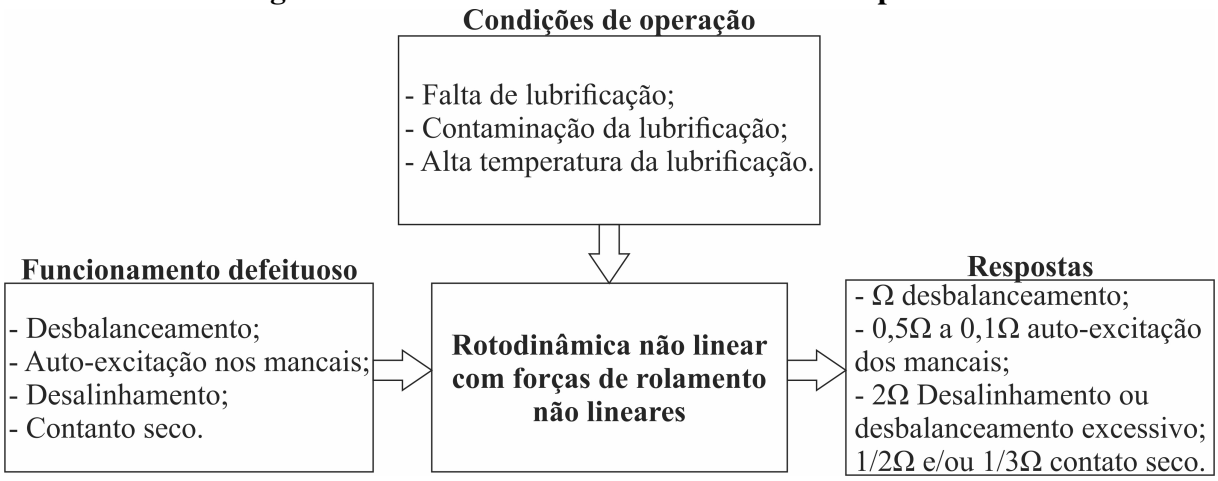
Fonte – Polichronis *et al.* (2013).

Finalmente, dependendo do mau funcionamento do turbocompressor, como é apresentado na Figura 9, a resposta rotodinâmica no domínio da frequência irá apresentar no mínimo duas componentes. Existirá o desbalanceamento natural dos componentes rotativos na frequência síncrona Ω, a auto-excitação da camada de óleo dos mancais na frequência entre 0,1Ω a 0,5Ω, o contato seco entre os componentes na frequência entre 1/3Ω e 1/2Ω e, dependendo da excentricidade do eixo, desalinhamento ou desbalanceamento excessivo, uma na frequência entre 2Ω e 3Ω (NGUYEN-SCHÄFER, 2015; SCHWEIZER, 2009a; KOUTSOVASILIS *et al.*, 2015).

2.1.4 Acústica do compressor centrífugo

Além do ruído que é gerado pelos fenômenos da combustão e das partes móveis nos motores de combustão interna, o turbocompressor é uma das maiores fontes de ruído no veículo, uma vez que a intensidade da irradiação acústica sem um sistema de atenuação pode atingir níveis próximos a 145 decibéis (dB). Esse nível de intensidade é extremamente prejudicial à saúde humana, de forma que diversas estratégias para mensurar e determinar a intensidade acústica nos pontos de operação é indispensável na análise do compressor centrífugo (TORREGROSA *et al.*, 2016).

Figura 9 – Análise rotordinâmica do turbocompressor



Fonte – Nguyen-Schäfer (2015)

Na última década, a pesquisa sobre os métodos e a identificação dos fenômenos acústicos radiados pelo compressor tem sido de grande interesse, principalmente o estudo acústico nos limites de *surge* e de *choke* (KABRAL; ÅBOM, 2018; BROATCH *et al.*, 2018).

Torregrosa *et al.* (2016) apresentam duas técnicas de ensaio experimental para a quantificação da irradiação acústica do compressor centrífugo. Essas técnicas são denominadas de medição interna e de medição externa da intensidade de ruído acústico. Na medição interna, denominada de medição da irradiação na tubulação, é medida a pressão dinâmica dentro da tubulação de entrada ou de saída do compressor utilizando transmissores piezelétricos de alta sensibilidade e alta frequência. Por outra parte, a medição externa, denominada de medição da irradiação em orifício ou externa, a pressão dinâmica é medida frente ao orifício da tubulação de entrada do compressor por microfones capacitivos.

A quantificação da irradiação acústica do compressor precisa de um método de tratamento dos sinais, devido a isso, Broatch *et al.* (2015) destacam o método de decomposição de ondas *beamforming* LCMV (do inglês *Linearly Restricted Minimum Covariance*) para filtrar espacialmente a intensidade da onda acústica incidente e refletida. García (2017) define a onda acústica incidente e refletida como a onda plana de irradiação acústica que viaja no sentido montante e jusante do compressor, respectivamente.

Duas técnicas são amplamente utilizadas para a decomposição dos sinais acústicos coletados por um arranjo de transmissores, sejam transmissores de pressão dinâmica piezoelétricos ou microfones. A técnica de decomposição *beamfoming* LCMV descrita por Broatch *et al.* (2018), Sharma *et al.* (2018) e Torregrosa *et al.* (2016), e a técnica de dois microfones TMM (do inglês *Two Microphones Method*) utilizada por Kabral e Åbom (2018).

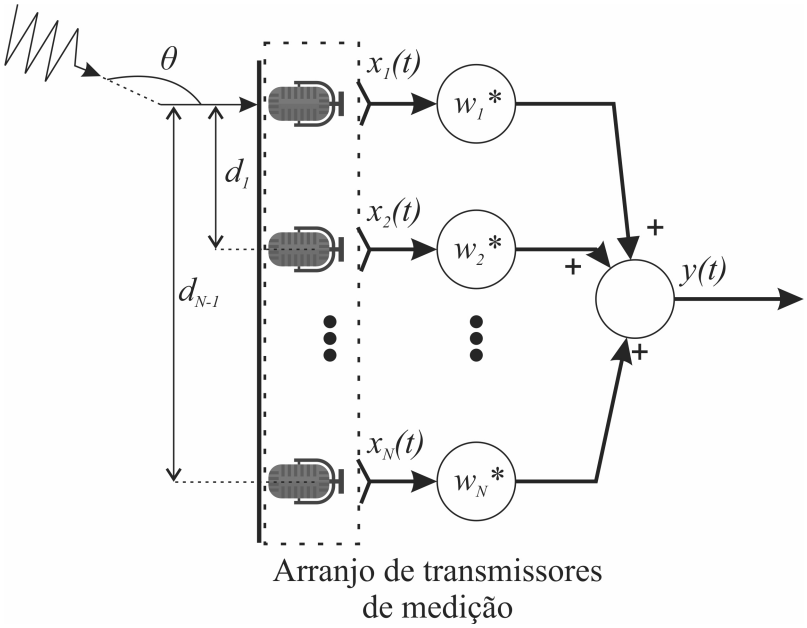
Embora a técnica TMM, devido ao equacionamento matemático, seja mais simples de implementar do que a *beamforming* LCMV, Torregrosa *et al.* (2016) define que o *beamforming* LCMV apresenta melhores resultados de decomposição das ondas acústicas. Devido a isso, essa técnica é abordada neste trabalho.

2.1.4.1 Técnica de decomposição LCMV e calculo da intensidade acústica

A técnica *beamforming* LCMV representada na Figura 10, é uma técnica de filtragem espacial que busca formar um novo feixe acústico a partir da decomposição, por importância, dos sinais coletados por um arranjo de transmissores. Assim, o feixe é formado por cada sinal $x_i(t)$ multiplicado por um peso $\mathbf{w}_i^*$ previamente calculado. A técnica LCMV é eficaz uma vez que isola o sinal acústico pelo ângulo de incidência, melhorando a precisão, pois são negligenciados os demais ângulos de incidência (ANDRÉS, 2003).

Segundo García (2017), o sinal de pressão $x(t)$ é coletado por um arranjo linear de transmissores que desloca a fase do sinal por um peso $\mathbf{w}_n^*$ e então, forma uma onda plana emitida na direção θ como é apresentado na Figura 10.

Figura 10 – Método de decomposição *beamforming*



Fonte – Jaimes, Charley e Millot (2017)

O sinal de saída do *beamforming* em um tempo t, ou seja $y(t)$, é dada pela combinação linear dos dados do arranjo de transmissores nesse tempo como é apresentado na Equação 29 (ANDRÉS, 2003).

$$y(k) = \sum_{i=1}^{N_T} \mathbf{w_i}^* x_i(k) \tag{29}$$

Onde N_T é o número de transmissores, $\mathbf{w_i}$ é o vetor de pesos, $x_i(k)$ é o sinal de saída instantâneo do i-ésimo transmissor do arranjo e $(\cdot)^*$ representa o complexo conjugado.

Supondo, como observado na Figura 10, que é recebido um sinal acústico de onda plana com frequência f, com velocidade c e com a direção θ da forma $s(t) = s_0(t)e^{i2\pi ft}$, que atinge o arranjo de transmissores em um tempo t, e para uma simplificação espacial, tomando-se o

primeiro transmissor como referência, a saída do transdutor i-ésimo é dada pela equação Equação 30 (ANDRÉS, 2003).

$$x_i(t) = s_0(t)e^{i2\pi f(t-\tau_i)} \tag{30}$$

Onde $\tau_i = d_i \sin\theta / c$ é a variável que representa o tempo que o sinal leva para atingir o i-ésimo transmissor, pois esse transmissor está a uma distância d_i do primeiro transmissor. Uma vez que os transmissores do arranjo são espaçados por uma distância d, é determinado o retardo como apresentado pela Equação 31 (ANDRÉS, 2003).

$$\tau_i = (n-1)\frac{d\sin\theta}{c} \equiv (n-1)\tau_{d,\theta} \tag{31}$$

Onde n é igual a 1 para o primeiro transmissor e igual a N para o N-ésimo. Também, a Equação 30 pode ser definida em função da frequência angular $\omega = 2\pi f$, como apresentado na Equação 32 (ANDRÉS, 2003).

$$x_i(t) = s_0(t)e^{i\omega[t-(n-1)\tau_{d,\theta}]} = s(t)e^{-i\omega(n-1)\tau_{d,\theta}} \tag{32}$$

Com a Equação 32 em função de ω, a Equação 29 pode ser estruturada como apresentado na Equação 33.

$$y(t) = s(t)\sum_{n=1}^{N} \omega_n^* e^{-i\omega(n-1)\tau_{d,\theta}} \equiv s(t)H(\theta, f) \tag{33}$$

Onde $H(\theta, f)$ é a resposta obtida na filtragem espacial dada pelo *beamforming*. Essa resposta pode ser expressa de uma forma vetorial como é apresentado na Equação 34 (ANDRÉS, 2003).

$$H(\theta, f) = \mathbf{w}^H \cdot \mathbf{a}(\theta) \tag{34}$$

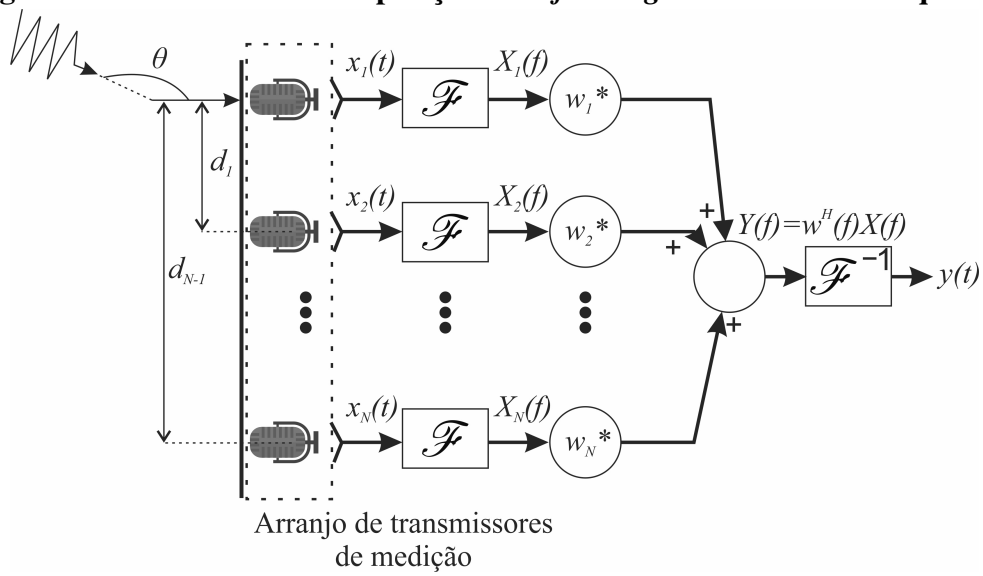
Onde a operação $(\cdot)^H$ identifica a transposta conjugada do vetor que contêm os pesos de cada um dos sinais coletados pelo arranjo de transmissores, ou seja, $\mathbf{w} = \{w_1, w_2, \ldots, w_N\}$. O vetor $\mathbf{a}(\theta)$ contêm as direções, que especificam os ângulos a serem avaliados. A Equação 35 determina a forma do vetor direção, onde o sobrescrito T identifica a transposta.

$$\mathbf{a}(\theta) = [1, e^{-i\omega\tau_{d,\theta}}, \ldots, e^{-i\omega(N-1)\tau_{d,\theta}}]^T \tag{35}$$

Assim, o tratamento da decomposição do sinal acústico deve ser abordado para uma ampla faixa de frequência. Como apresentado na Figura 11, o uso da transformada de Fourier é uma ferramenta útil para analisar o sinal em todo o espectro de frequência (GARCÍA, 2017).

A técnica de decomposição LCMV aplica a transformada de Fourier, como apresentado na subseção 2.1.3.1, para cada sinal coletado em cada transmissor. Assim, a matriz $\mathbf{X}(f_k)$,

Figura 11 – Método de decomposição *beamforming* no domínio da frequência



Fonte – Andrés (2003).

determinada pela Equação 36, apresenta no domínio da frequência o sinal discretizado de cada transmissor. O subscrito k representa que o sinal acústico é coletado em tempos discretos.

$$\mathbf{X}(f_k) = [X_1(f_k)X_2(f_k)\ldots X_N(f_k)] = \mathscr{F}[x_1(t)x_2(t)\ldots x_N(t)] \tag{36}$$

Assim, o feixe formado pelo *beamforming* é calculado pela Equação 37, o simbolo $\mathscr{F}^{-1}$ identifica a transformada inversa de Fourier, retornando o sinal $y(t)$ em função do tempo.

$$y(t) = \mathscr{F}^{-1}\{\mathbf{w}^H(f_k)\mathbf{X}(f_k)\} \tag{37}$$

Na Equação 37, $\mathbf{X}(f_k)$ é uma matriz $k \times n$ que contém os sinais no domínio da frequência e $\mathbf{w}(f_k)$ é a matriz de pesos para cada frequência calculados pela decomposição *beamforming* LCMV.

O *beamforming* LCMV consiste em extrair sinais com ângulos pre-determinados do sinal da onda de pressão captada pelos transmissores. Segundo Andrés (2003) e García (2017), o sinal $x(t)$, determinado pela Equação 38, pode ser considerado como uma sobreposição de dois sinais de saída do *beamforming*, o sinal acústico $x^+(t)$ que representa a onda acústica viajando a jusante do compressor, e o sinal acústico $x^-(t)$ que representa a onda acústica a montante do compressor.

$$x(t) = x^+(t) + x^-(t) \tag{38}$$

Após a decomposição do sinal acústico, a intensidade acústica I é estimada pela Equação 39 (BROATCH *et al.*, 2015).

$$I = \frac{1}{\rho a}\left(|\mathbf{X}^+|^2(1+M)^2 - |\mathbf{X}^-|^2(1-M)^2\right) \tag{39}$$

Onde $\mathbf{X}^+$ é o espectro complexo da onda acústica em sentido jusante, $\mathbf{X}^-$ é o espectro complexo da onda acústica em sentido montante, ρ é a densidade média do fluido, a é a velocidade do fluido, M é o número *Mach* do fluido e, por último, o operador $|(\cdot)|$ identifica o determinante.

Segundo Broatch *et al.* (2008), os espectros complexos $\mathbf{X}^+$ e $\mathbf{X}^-$ são calculados pelas Equações 40 e 41, respectivamente. Esse calculo precisa do conhecimento da decomposição dos pesos para cada direção de onda acústica.

$$\mathbf{X}^+(f_k) = \mathbf{w}^{+H}\mathbf{X}(f_k) \tag{40}$$

$$\mathbf{X}^-(f_k) = \mathbf{w}^{-H}\mathbf{X}(f_k) \tag{41}$$

A matriz de pesos $\mathbf{w}$ determinada pela Equação 42 é $N_T \times 2$, onde N_T é o número de transmissores. A primeira linha da matriz corresponde aos pesos de $\mathbf{w}^+$, enquanto a segunda linha corresponde aos de $\mathbf{w}^-$. As Equações 43 e 44 determinam os pesos do sinal acústico em sentido jusante e montante, respectivamente (ANDRÉS, 2003).

$$\mathbf{w} = \left[\sum_x^{-1}\mathbf{A}^H(\theta)\left[\mathbf{A}^H(\theta)\sum_x^{-1}\mathbf{A}^H(\theta)\right]^{-1}\right] \tag{42}$$

$$\mathbf{w}^+ = \mathbf{w}[1\ 0]^T \tag{43}$$

$$\mathbf{w}^- = \mathbf{w}[0\ 1]^T \tag{44}$$

Na Equação 42, o termo $\sum_x$ é a matriz covariança de $\mathbf{X}(f_k)$, o termo $\sum_x^{-1}$ é a inversa da matriz covariança e o subscrito H indica a operação hermitiana de uma matriz, que corresponde à transposta conjugada da matriz. A matriz $\mathbf{A}$ é determinada pela Equação 45.

$$\mathbf{A}(\theta) = [\mathbf{a}^+(\theta)\ \mathbf{a}^-(\theta)]^T \tag{45}$$

Segundo Broatch *et al.* (2015), para criar o vetor direção do sinal acústico em sentido jusante é analisada a direção θ = -90° e para o montante a direção θ = 90° . Logo, os vetores $\mathbf{a}^+(\theta)$ e $\mathbf{a}^-(\theta)$ são determinados pelas Equações 46 e 47, respectivamente.

$$\mathbf{a}^+(\theta) = \mathbf{a}(-90^o) = \left[1, e^{j\beta^+ d}, e^{j\beta^+ 2d}, \cdots, e^{j\beta^+ Nd}\right]^T \tag{46}$$

$$\mathbf{a}^-(\theta) = \mathbf{a}(90^o) = \left[1, e^{-j\beta^- d}, e^{-j\beta^- 2d}, \cdots, e^{-j\beta^- Nd}\right]^T \tag{47}$$

Onde β^+ e β^- são números de onda complexos corrigidos pelo fenômeno de atenuação e de vazão média do fluido. Ambos números são determinados pelas Equações 48 e 49,

respectivamente. A constante k é igual a ω/c e α é o coeficiente de atenuação definido pela Equação 50 (BROATCH *et al.*, 2008).

$$\beta^{+} = \frac{k+\alpha(1-j)}{1+M} \tag{48}$$

$$\beta^{-} = \frac{k+\alpha(1-j)}{1-M} \tag{49}$$

$$\alpha = \frac{1}{ra}\left(\frac{\nu\omega}{2}\right)^{\frac{1}{2}}\left[1-(\gamma-1)Pr^{-0,5}\right] \tag{50}$$

Onde r é o raio da tubulação de entrada do compressor, a é a constante de velocidade do som, ν é a viscosidade cinemática e Pr é o número Prandtl, todos determinados para a condição avaliada (ANDRÉS, 2003).

Finalmente, como descrito por García (2017), a intensidade acústica ($L(f)$) é calculada pela Equação 51, em decibéis, para cada frequência ω_i. A intensidade acústica total (L_i) na condição de funcionamento avaliada no compressor centrífugo é determinada pela Equação 52. A intensidade acústica é avaliada em uma faixa de frequência definida por f_1 e f_2.

$$L(f) = 10\log_{10}\left(\frac{|I(f)|}{10^{-12}}\right) \tag{51}$$

$$L_i = 10\log_{10}\left(10^{12}\sum_{f=f_1}^{f_2}|I(f)|\right) \tag{52}$$

2.1.5 Falhas do compressor centrífugo

Segundo Miller (2008), as causas de falhas que acontecem com maior frequência em um turbocompressor automotivo são classificadas em quatro grupos. A falta de lubrificação, a contaminação do óleo lubrificante, o impacto de objetos estranhos e o superaquecimento.

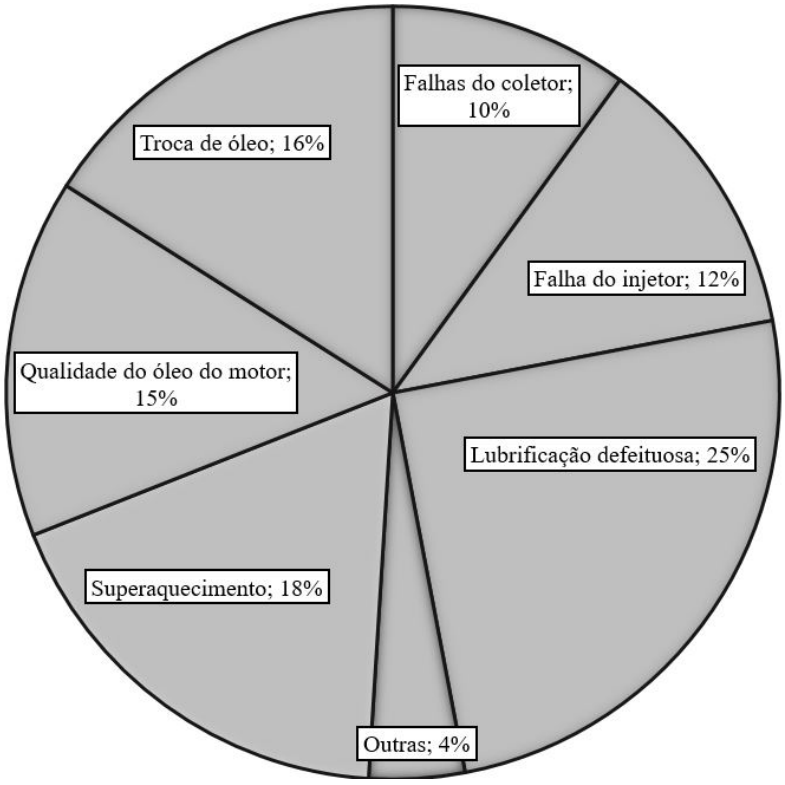
Filipczyk (2013) apresentou, após analisar mais de 4700 veículos turboalimentados, os resultados experimentais apresentados na Figura 12, onde além de listar as principais causas de falha descritas por Miller (2008), foram apresentadas outras que ocorrem com menor frequência, como falha do coletor de admissão com 10% de ocorrência e a falha do injetor com 12%.

2.1.5.1 Objeto estranho em contato com o rotor compressor

Este tipo de falha é caracterizada pela destruição parcial ou total das pás do rotor compressor. Outra caraterística são rachaduras na carcaça devido ao objeto não atravessar rapidamente o rotor que impacta (MACINNES; MACINNES, 1987).

Segundo Miller (2008) e Serrano *et al.* (2013), os objetos estranhos que com maior frequência ingressam na tubulação de entrada do compressor centrífugo são:

Figura 12 – Causas das falhas nos turbocompressores automotivos.



Fonte – Filipczyk (2013)

- Panos de limpeza esquecidos no filtro de ar;
- Porcas, arruelas, chaves ou ferramentas esquecidas no sistema de admissão;
- Partes desprendidas do filtro de ar;
- Partes de um rotor compressor que falhou, mas que no processo de substituição não foi realizada a limpeza adequada do sistema de admissão;
- Pedras ou outros objetos abrasivos que são transportados pelo ar e ingressem no sistema devido à perda ou à não instalação do filtro de ar;
- Pedras de gelo que foram formadas devido à baixa temperatura atmosférica.

2.1.5.2 Contaminação e interrupção da lubrificação

A contaminação do sistema de lubrificação é a causa mais frequente de falhas em turbocompressores automotivos, e ela se deve a dois motivos. O primeiro é devido aos altos índices de poluição ambiental que conseguem ingressar pelo sistema de admissão do motor, já o segundo, é devido à falta de manutenção do óleo lubrificante do motor (POLICHRONIS *et al.*, 2013).

Segundo Miller (2008), as principais causas de contaminação do óleo são:

- Falta de manutenção no filtro do óleo;

- Sistemas de *by-pass* nos sistemas de filtragem do óleo;
- Restos de material particulado que foram esquecidos na etapa de manutenção do motor ou do turbocompressor;
- Rachaduras nos dutos de passagem da lubrificação que permitem o escoamento de partículas contaminantes.

Polichronis *et al.* (2013) caracterizam como falta total de lubrificação a insuficiência da vazão de óleo que lubrifica o turbocompressor, assim como a deficiência da pressão de injeção. A falta total de lubrificação compromete a operação do turbocompressor e diminui a vida útil dos componentes.

De acordo com López (2014), a falta de lubrificação é recorrente dos seguintes motivos:

- A aceleração rápida do turbocompressor na partida a frio, uma vez que a inércia do óleo é elevada devido à alta viscosidade pela baixa temperatura;
- Falta de manutenção no filtro;
- Dano total ou parcial nas mangueiras ou tubulações;
- Quantidade de óleo insuficiente no cárter do motor;
- Teflon entupindo a entrada do óleo;
- Óleo seco ou recozido pela alta temperatura, principalmente formado na parte da turbina;
- Alteração na composição do óleo;
- Defeitos na manufatura dos componentes da linha de óleo, podendo ficar obstruídos na fabricação.

As falhas nos turbocompressores afetam direitamente o desempenho do motor de combustão interna, assim como a durabilidade do conjunto. As falhas podem ser atribuídas a danos circunstanciais no funcionamento, erros na manutenção, defeito na calibração do motor e o inadequado processo de acoplamento do turbocompressor com o motor de combustão interna. Assim, para ter um maior controle sobre o comportamento e sobre as caraterísticas de operação desse dispositivo, precisam ser adotados estudos das falhas em turbocompressores e os componentes auxiliares, que determinem melhorias nos sistemas atuais de diagnóstico e prevenção do mau funcionamento (FILIPCZYK, 2013).

2.1.6 Incertezas das medições

Devido à quantidade de instrumentos de medição, além das considerações econômicas que foram envolvidas na construção e as que serão envolvidas na prestação de serviços, Brun e Kurz (2001) descreve a necessidade da verificação minuciosa das grandezas medidas nos ensaios experimentais. No ensaio do compressor centrífugo de turbocompressor automotivo, tais grandezas são a eficiência isentrópica, a rotação, a vazão mássica corrigida, a pressão e a temperatura total na entrada e na saída. Uma vez que o ensaio experimental está sujeito a erros de medição, é necessário utilizar uma metodologia que determine quanto a existência dos erros de medição impacta na medição final das grandezas (HAJILOUY-BENISI; RAD; SHAHHOSSEINI, 2009).

A norma ASME PTC 19.1 descreve a metodologia para o cálculo de incertezas combinadas em um ensaio experimental (ASME, 2014). Assim, sabendo que um resultado genérico (G) depende de mais de uma variável independente (Y_i), a incerteza de G é a incerteza combinada das variáveis independentes necessárias para o cálculo. A incerteza combinada é calculada pela Equação 53 utilizando o método da raiz da suma dos quadrados das incertezas descrito por Mohtar, Chesse e Chalet (2012).

$$\delta G_{Y_i} = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} \left(\frac{\delta G}{\delta Y_i} \delta Y_i \right)^2} \tag{53}$$

O termo $\delta G / \delta Y_i$ é conhecido como o coeficiente de sensibilidade na medição experimental (MOHTAR; CHESSE; CHALET, 2012).

2.2 Estado da arte

Com os fundamentos teóricos que envolvem o conhecimento das principais causas de falha em turbocompressores automotivos e o uso de bancadas de fluxo para a realização de testes experimentais, a literatura científica apresenta estratégias de estudo e análise do componente, descrevendo as novas tendências para a avaliação do turbocompressor. Em seguida são apresentados os trabalhos relevantes na área de pesquisa desta tese, buscando-se apresentar as técnicas de análise de falhas comumente utilizadas, aprofundando na falhas do rotor compressor e nas técnicas de caracterização.

2.2.1 Métodos de análise de falhas em turbocompressores

Pettinato e DeChoudhury (2003) buscaram solucionar os altos custos de manutenção atribuídos à falha do turbocompressor implementando uma estratégia de revisão visual periódica. Uma vez analisada a falha total do turbocompressor, os autores determinaram que a causa de falha foi consequência de variações nas propriedades da lubrificação acompanhadas do posicionamento incorreto de componentes internos. Imediatamente, a solução foi projetar um novo

modelo e arranjar uma nova posição dos mancais e dos selos, o que melhorou as características rotodinâmicas da máquina.

Galindo *et al.* (2006), Galindo *et al.* (2013) e Zheng *et al.* (2017) desenvolveram estratégias para aprimorar a detecção de pontos de operação do compressor centrífugo no limite de *surge*, pois era observada a falha precoce do rotor do compressor. As técnicas descritas pelos autores envolveram o monitoramento das pressões, das temperaturas e da vazão mássica do compressor centrífugo. As análises feitas nos compressores que apresentavam falha mostraram que pontos de funcionamento pertencentes ao limite de *surge* foram utilizados como pontos de regime estável. Consequentemente, foram apresentadas as novas estratégias de detecção, entre as quais, Zheng *et al.* (2017) concluiu que a temperatura de entrada do compressor centrífugo foi uma das técnicas mais precisas.

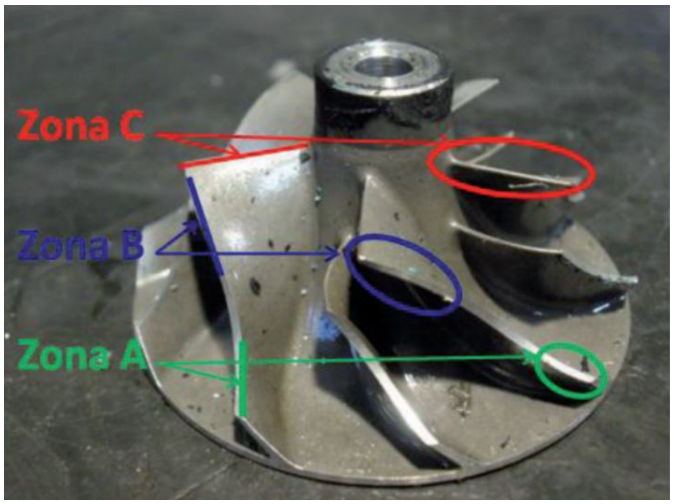
Barelli, Bidini e Bonucci (2009) implementaram um método para diagnosticar o funcionamento do turbocompressor mediante a comparação termodinâmica dos índices de desempenho, mencionados pelos autores como "*"health state"index*". Os índices de desempenho são definidos como a razão entre as variáveis termodinâmicas atuais e as variáveis termodinâmicas quando os componentes do turbocompressor, compressor centrífugo e turbina, estavam na condição nova, ou seja, quando o ensaio experimental foi feito e os componentes não tinham um comportamento anormal. Assim, os autores especificaram dois tipos de índices, o índice de desempenho da pressão e o índice de desempenho da temperatura, os quais apresentaram modificações recorrentes ao mau funcionamento do compressor.

Polichronis *et al.* (2013) descreveram que 30% das causas de falha no turbocompressor são devido à falta de lubrificação consequência da inércia do lubrificante, 20% à falta de lubrificação por outros motivos, 13% pela contaminação do óleo, 12% ao sobreaquecimento do óleo, 8% às imperfeições de alinhamento do rotor, 8% ao erro de montagem dos componentes, 6% ao uso inapropriado de peças e 3% devido ao impacto de objetos estranhos.

López (2014) desenvolveu um estudo teórico e experimental da rotodinâmica do turbocompressor visando a aplicação ao diagnóstico de falhas. Assim, ensaiou experimentalmente as causas de falhas mais frequentes utilizando o sistema de lubrificação. O autor observou que a maior consequência da falha no turbocompressor foram as mudanças nas três regiões do rotor do compressor apresentadas na Figura 13.

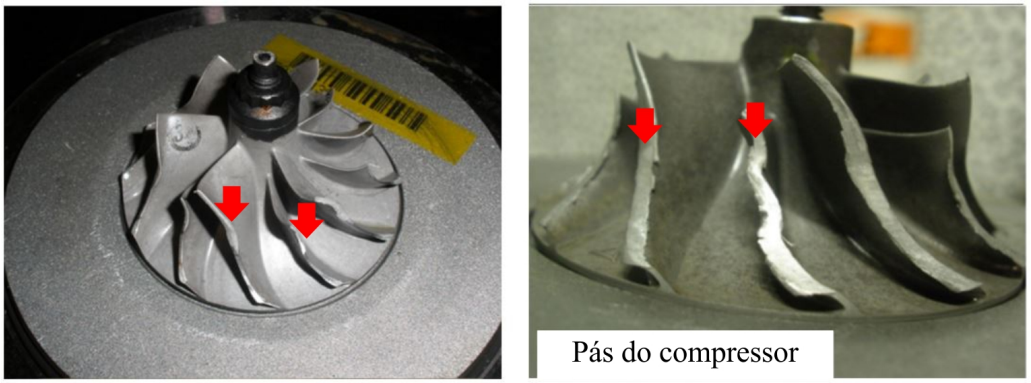
López (2014) definiu que as variações da zona A foram devido ao excessivo movimento axial do rotor, o qual foi consequência da redução na vazão do óleo lubrificante no mancal axial, assim como pelo contínuo funcionamento do turbocompressor sob altos ciclos de aceleração e desaceleração. As variações geométricas da zona B foram consequência dos excessivos movimentos radiais devido à falta de lubrificação e, por último, a zona C não sofreu variações pelo acontecimento das causas de falhas do sistema de lubrificação ou pelas falhas em outros componentes do turbocompressor, contudo, deformações nessa zona foram apresentadas como consequência do impacto de objetos estranhos diretamente no rotor do compressor. As falhas no rotor do compressor são apresentadas na Figura 14.

Figura 13 – Divisão geométrica do rotor compressor para identificar as zonas de falha do rotor



Fonte – López (2014).

Figura 14 – Variações geométricas do rotor do compressor devido a causas de falha no sistema de lubrificação



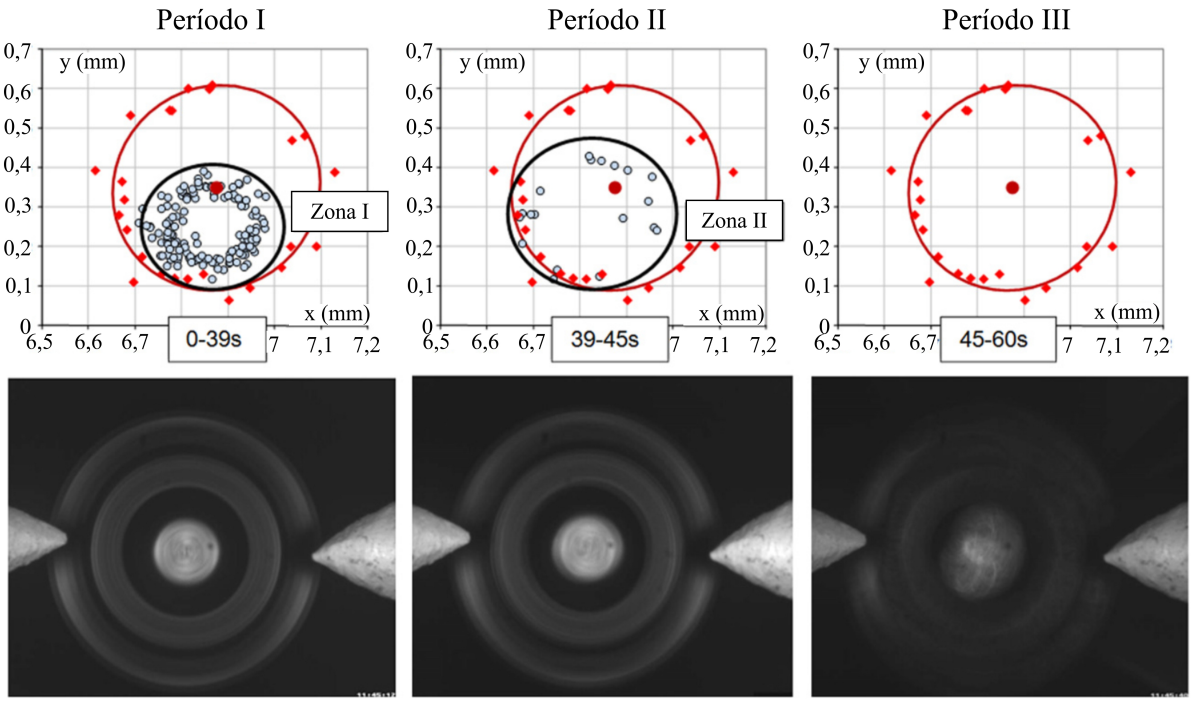
(a) Devido ao retardo da lubrificação (b) Devido à interrupção da lubrificação

Fonte – López (2014).

Outros trabalhos da literatura acadêmica também apresentam variações geométricas no rotor do compressor como consequência das causas de falha em sistemas auxiliares. Para analisar a falta total de lubrificação em um turbocompressor, Pastor *et al.* (2012) apresentaram uma técnica não invasiva que caracterizou a rotodinâmica do rotor compressor. Fazendo uso de uma câmera de alta velocidade, os autores categorizaram três períodos de funcionamento do turbocompressor. O período I (Figura 15 à esquerda) apresenta as características de excentricidade do eixo na condição normal, traduzidas pela câmera de alta velocidade como os pontos azuis dentro da zona I e, consequentemente, dentro do circulo vermelho que especifica a máxima excentricidade que poderia ter o rotor do compressor. O período II se iniciou no instante em que a lubrificação foi subitamente interrompida e, consequentemente, o movimento do eixo alcançou um máximo valor de excentricidade (Figura 15 ao centro) que permitiu o contato das pás do rotor com a carcaça. Por último, o período III (Figura 15 à direita) apresentou a instabilidade

total do eixo e a perda completa de funcionamento do turbocompressor, funcionamento no qual a técnica ótica não conseguiu identificar a excentricidade do eixo.

Figura 15 – Movimentação do eixo durante falta total de lubrificação como causa de falha



Fonte – Pastor *et al.* (2012)

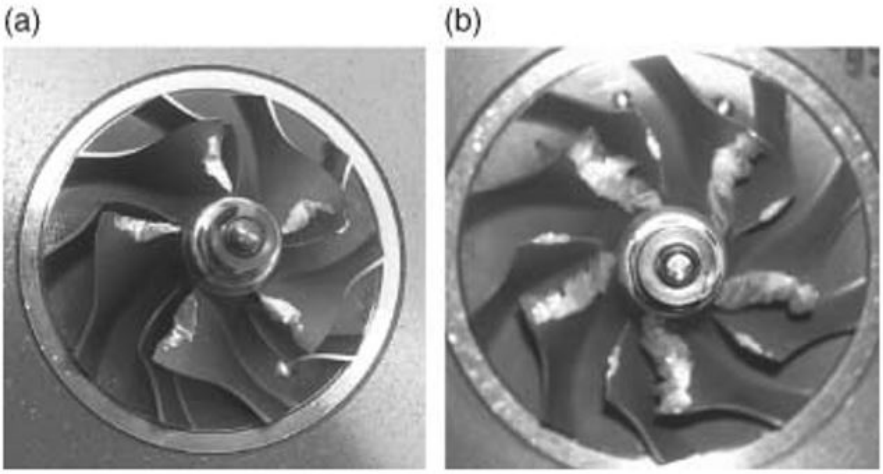
Serrano *et al.* (2013) avaliaram as alterações nas caraterísticas termodinâmicas quando objetos impactaram no rotor compressor, concluindo que, em função da rotação do compressor, o impacto de materiais abrasivos, como porcas e moedas, incrementaram em 40% o trabalho realizado na condição normal de funcionamento. A Figura 16 apresenta o desbaste do compressor centrífugo após o impacto de uma porca de 6 mm durante duas condições de rotação do compressor, à esquerda da Figura 16 na condição de 50 krpm e à direita de 150 krpm.

Galindo *et al.* (2013) avaliaram a falta da lubrificação no funcionamento do turbocompressor sendo observado, como apresentado na Figura 17, a variação da geometria do rotor do compressor e do rotor da turbina como consequência dessa causa de falha. Os autores concluíram que a falta da lubrificação permitiu que for excedida a excentricidade dos mancais e consequentemente, o rotor teve contato seco com a carcaça.

Moreira (2016) analisou nove tipos de turbocompressores, uma vez que observou a redução da vida útil dos modelos utilizados por uma frota de caminhões no Brasil. Nas análises foram utilizadas técnicas não destrutivas observando a microestrutura do rotor do compressor. A Figura 18 apresenta as variações nas pás completas e divisoras descritas pelo autor como possível consequência de uma falha por carregamento cíclico.

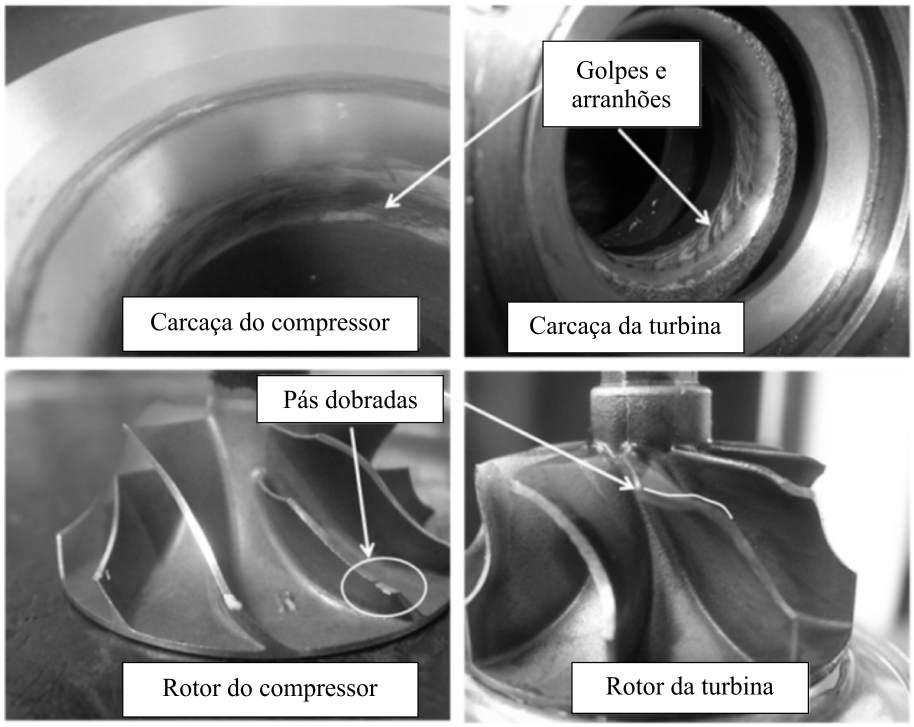
Por último, Galindo *et al.* (2019) apresentou um estudo sobre a falha do rotor compressor devido ao funcionamento com recirculação de gases de exaustão a baixa pressão, os quais continham uma alta percentagem de condensação de água. Na Figura 19 é observado o desbaste

Figura 16 – Perfil de desbaste por impacto de objeto estranho no rotor compressor. (a) Impacto a baixa rotação. (b) Impacto a alta rotação



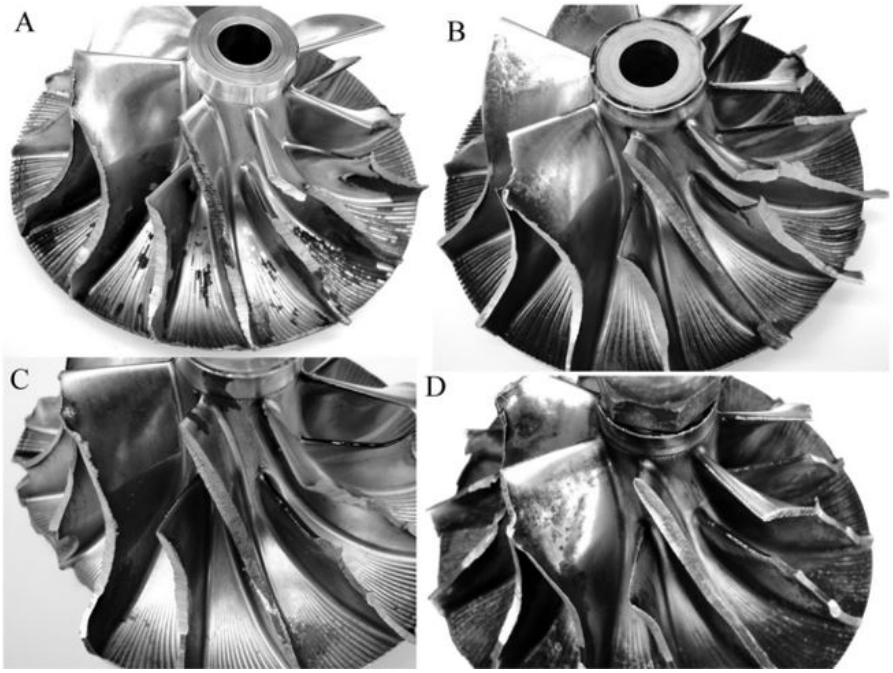
Fonte – Serrano *et al.* (2013).

Figura 17 – Perfil de desbaste do rotor compressor devido á falta de lubrificação



Fonte – Galindo *et al.* (2013).

Figura 18 – Perfil de desbaste devido à fadiga e micro trincas no rotor do compressor



Fonte – Moreira (2016).

que acontece no rotor compressor após 50 horas de funcionamento na condição de 15% de água nos gases de recirculação.

Figura 19 – Perfil de desbaste do rotor compressor devido a condensação da água presente na recirculação de gases de baixa pressão

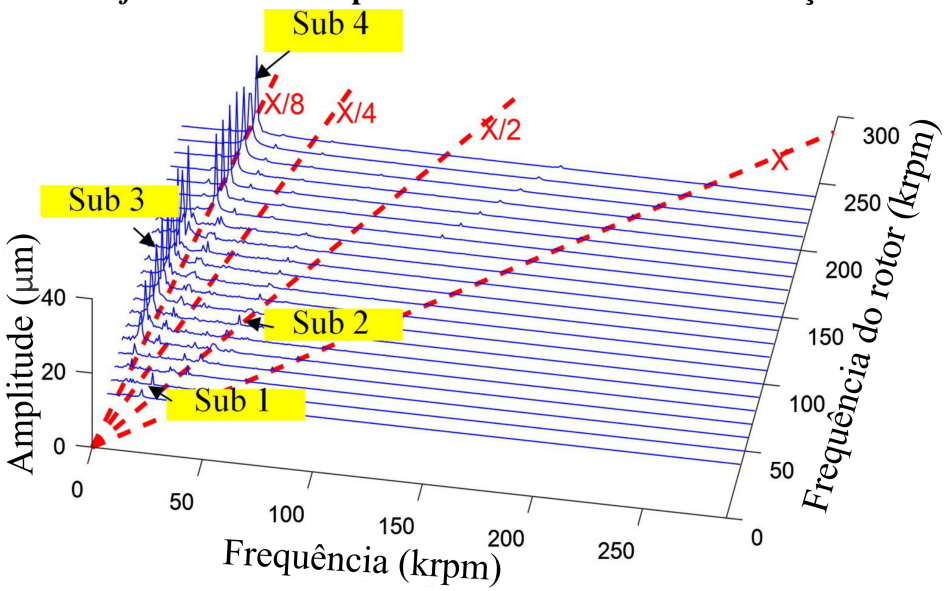
Fonte – Galindo *et al.* (2019).

Finalmente, como observado no estado da arte sobre falhas em turbocompressores, o desbaste do rotor compressor é consequência de diferentes causas de falhas, apresentando variações geométricas nas pás do rotor. As causas da falha que com maior frequência acontecem no turbocompressor são o desbalanceamento do eixo, a falha no sistema de lubrificação e o impacto de objetos estranhos ingressando na tubulação de entrada do compressor, levando sempre à redução da capacidade de bom funcionamento do rotor compressor pela alteração das zonas A, B e C como descrito por López (2014).

2.2.2 *Análise de vibração do turbocompressor*

Na literatura, pesquisadores também vêm avaliando as características rotodinâmicas em turbocompressores. Li *et al.* (2017) realizaram experimentos e simulações numéricas para investigar o desempenho termo-hidrodinâmico de uma configuração de mancais de um turbocompressor. A Figura 20 apresenta as variações nas componentes sub-síncronas de frequências X/8, X/4, X/2 e X no gráfico *waterfall* do turbocompressor.

Figura 20 – *Waterfall* do turbocompressor mostrando as auto-excitações dos mancais



Fonte – Li *et al.* (2017).

Sandoval *et al.* (2018) estudaram a influência da temperatura e pressão de injeção do lubrificante nas características de vibração de um turbocompressor automotivo. O método de análise foi a avaliação da amplitude da frequência síncrona para uma rampa de aceleração do turbocompressor. Os autores observaram que mudanças dos parâmetros de injeção fizeram com que maiores amplitudes fossem atingidas.

Gordon Kirk e Alsaeed (2011) estudaram a correlação entre o desbalanceamento dos rotores do turbocompressor com as amplitudes de deslocamento para a região sub-síncrona, síncrona e super-síncrona, determinando que foi possível estimar uma estratégia de redução das amplitudes de deslocamento agregando desbalanceamento ao rotor.

Como observado no estado da arte sobre vibração do turbocompressor, a análise rotodinâmica é usada para quantificar as amplitudes e frequências, seja da aceleração ou deslocamento da carcaça do compressor centrífugo, as quais são alteradas pelas variações que ocorrem na evolução de uma falha.

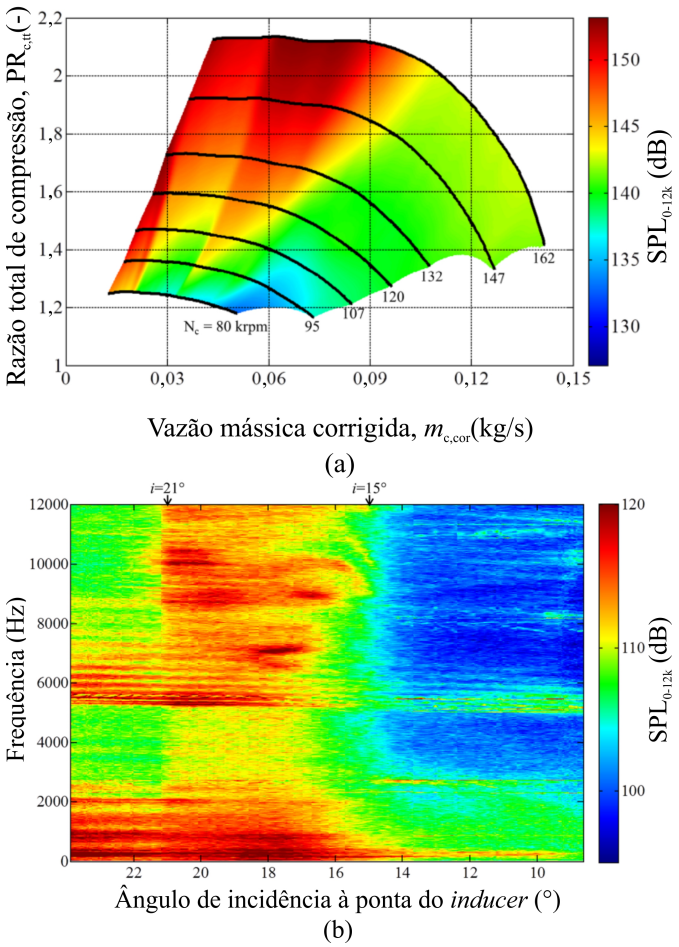
2.2.3 *Análise acústica do compressor*

Na última década, a pesquisa sobre os métodos e a identificação dos fenômenos acústicos irradiados pelo compressor centrífugo do turbocompressor vem tomando maior interesse,

principalmente o estudo da irradiação acústica nas regiões próximas do limite de *surge* e do limite de *choke* (BROATCH *et al.*, 2018; KABRAL; ÅBOM, 2018).

Figurella *et al.* (2014) apresentaram a estrutura experimental de uma bancada de fluxo com a instrumentação para a medição da pressão dinâmica, a fim de ensaiar acusticamente o compressor centrífugo. Nos ensaios desenvolvidos, foram identificadas duas faixas onde a intensidade acústica do compressor foi maior. A faixa de banda curta e de banda larga. Os resultados foram apresentados em mapas de intensidade acústica para toda a região de trabalho do compressor, assim como espectrogramas que apresentam a intensidade acústica em uma rotação fixa em função de um parâmetro de análise. As Figuras 21a e 21b apresentam o mapa de intensidade acústica e o espectrograma, respectivamente.

Figura 21 – Mapas característicos de ruído do compressor. (a) mapa do compressor (b) espectrograma de um ponto de avaliação com a variação do ângulo de incidência do rotor compressor

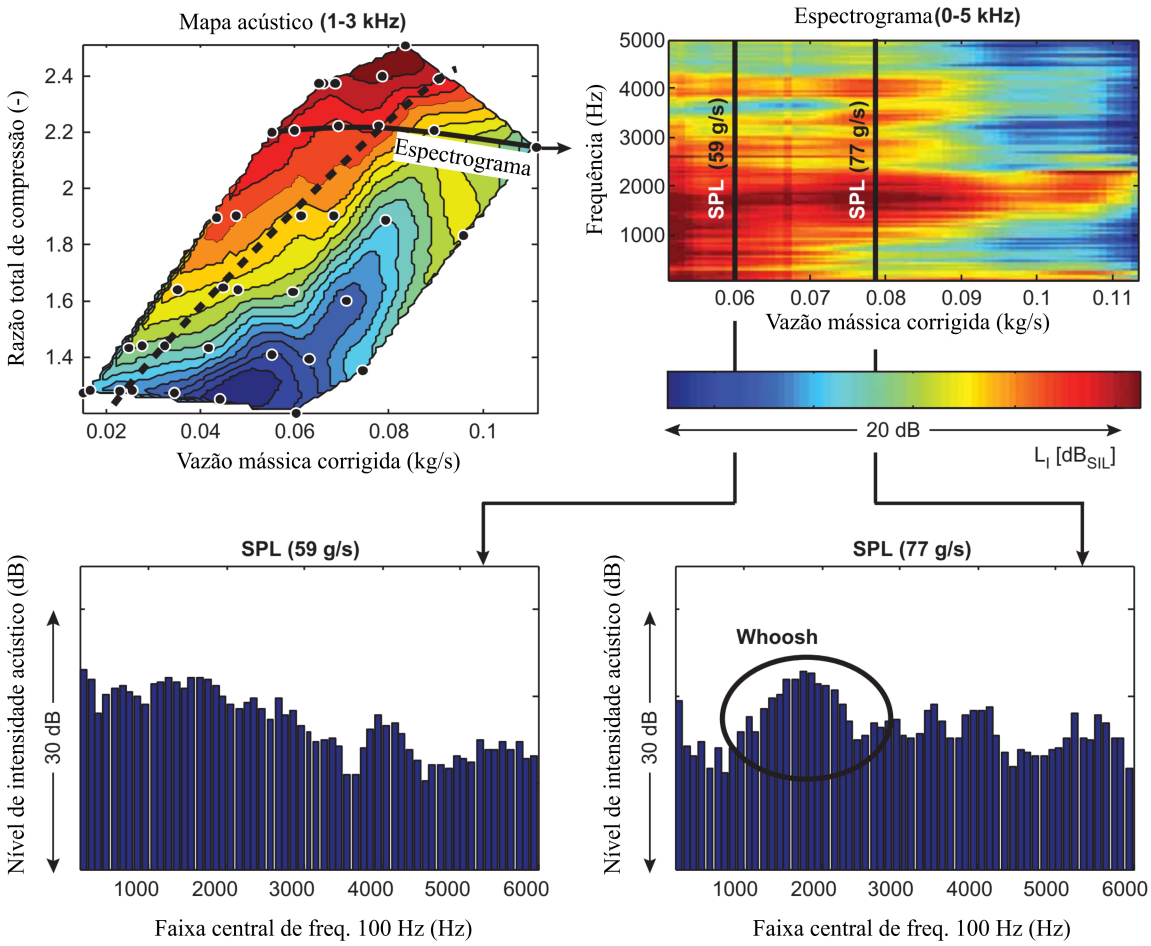


Fonte – Figurella *et al.* (2014).

Broatch *et al.* (2015) introduziram o significado de qualidade na intensidade acústica do compressor, descrevendo que não é unicamente importante os níveis totais da irradiação sonora como apresentados no mapa acústico da Figura 22, senão também caracterizar a frequência em que cada intensidade acontece através do espectrograma do nível de ruído (*SPL - Sound Pressure Level*) do compressor. Um exemplo apresentado por Broatch *et al.* (2015) foi um

conjunto de níveis de ruídos que compõem um fenômeno conhecido na literatura de *whoosh*, o qual foi apresentado em regiões de operação próximas ao limite de *surge* do compressor, com irradiação acústica na faixa de frequência de 1 e 3 kHz como é apresentado na Figura 22.

Figura 22 – Fenômeno acústico *whoosh* do compressor centrífugo



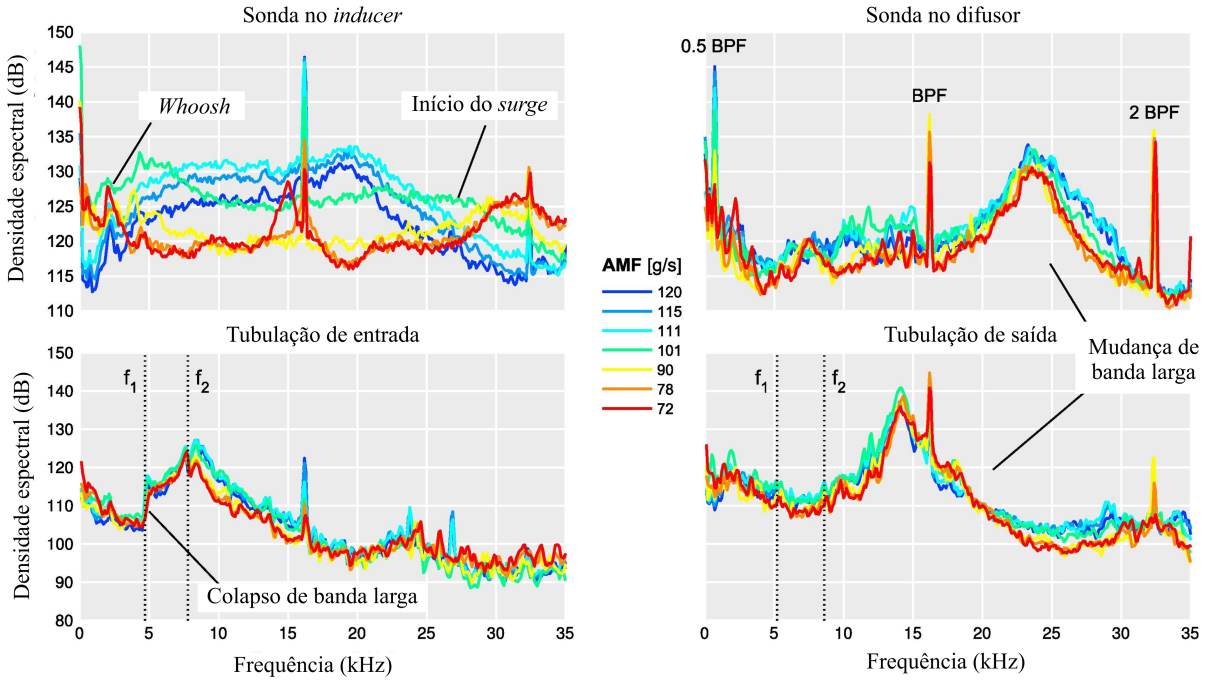
Fonte – Broatch *et al.* (2015).

Torregrosa *et al.* (2017) apresentou, após usar uma técnica de decomposição de ondas, a variação da intensidade acústica de um compressor centrífugo usando a densidade espectral de potência (do inglês *PSD - Power Spectral Density*). Segundo os resultados apresentados na Figura 23, os autores caracterizaram fenômenos como o *whoosh* e irradiação acústica devido ao giro das pás do rotor compressor, denominada de tom BPF (do inglês *Blade Passing Frequency*). Na análise do limite de *surge*, os autores identificaram o incremento dos níveis de irradiação acústica de alta frequência devido ao fluxo reverso que acontece nessa condição instável.

Como é observado, existem diversos métodos de apresentar os fenômenos da irradiação acústica de um compressor centrífugo. Os mapas acústicos descrevem, em função da vazão mássica corrigida e da razão total de compressão, a intensidade total. Os diagramas de potência espectral permitem avaliar os fenômenos acústicos em toda a faixa de frequência e para cada ponto de avaliação dentro do mapa.

Com base na revisão da literatura apresentada no estado da arte é possível definir:

Figura 23 – Fenômenos acústicos do compressor centrífugo e as frequências



Fonte – Torregrosa *et al.* (2017)

- O turbocompressor pode ser submetido a diversas causas de falhas, não só as apresentadas na subseção 2.1.5, senão outras que são dependentes das caraterísticas geométricas dos componentes, seja pela configuração ou pelo posicionamento, além dos materiais e métodos de fabricação utilizados;

- O diagnóstico de uma falha em turbocompressores foi inicialmente a supervisão visual, metodologia que tinha como consequência a destruição completa do turbocompressor. No obstante, métodos modernos de caracterização e diagnóstico de falhas foram desenvolvidos a fim de evitar a parada completa do turbocompressor e, consequentemente, do motor de combustão interna;

- A bancada de fluxo quente não só permitiu o desenvolvimento de ensaios experimentais sob condições adequadas de funcionamento do turbocompressor, como também a implementação de diversas técnicas de análise e de estudo que buscaram caracterizar as consequências das causas de falhas no turbocompressor. Exemplo dessas técnicas foram o desenvolvimento de ferramentas de captação de imagens do eixo, análises termodinâmicas, análises da vibração e da acústica do compressor centrífugo.

2.3 Considerações finais da revisão bibliográfica

Neste capítulo foi apresentada a importância do turbocompressor como sistema de sobrealimentação, pois permite melhorar a eficiência volumétrica do motor de combustão interna, seja para desenvolver uma estratégia de redução do consumo específico de combustível e das

emissões, sem comprometer a potência e o torque do motor, ou para desenvolver uma estratégia onde o resultado leve ao ganho na potência e torque sem incrementar o consumo especifico e as emissões.

Para ter um funcionamento adequado do motor e do turbocompressor é necessário o conhecimento dos mapas termodinâmicos. Os mapas são obtidos através de ensaios experimentais em bancada de fluxo quente, construída para fornecer condições termodinâmicas equivalentes aos gases de exaustão de um motor de combustão interna.

A literatura apresenta, como principais causas de falhas dos turbocompressores, mau funcionamento no sistema de lubrificação e o impacto de objetos externos, as quais produzem como principal consequência um desbaste no rotor do compressor. A caracterização experimental dos desbastes permitiu a subdivisão do componente em três zonas denominadas de zona A, zona B e zona C. O desbaste nas zonas A e B é consequência de grandes desbalanceamentos, de excitações causadas pela falta ou pelo retardo na lubrificação ou pela condensação de água na estratégia de recirculação de baixa pressão dos gases de exaustão. Por outra parte, o desbaste na zona C é unicamente consequência do impacto de objetos que são sugados pela região de baixa pressão do compressor. Com essa informação, este trabalho busca caracterizar e analisar, a partir dos mapas termodinâmicos, da vibração do conjunto e da irradiação acústica, as consequências de desbastes experimentais nessas zonas do rotor do compressor.

As consequências de falha no rotor compressor nos leva a identificar um funcionamento defeituoso. Nos parâmetros de vibração do turbocompressor, a literatura apresenta a importância de observar os sinais de aceleração da carcaça em função da frequência, sendo necessário a aplicação da transformada discreta de Fourier, que identifica fenômenos como o desbalanceamento, a auto-excitação nos mancais, o desalinhamento e o contato seco entre as peças do turbocompressor. A análise de frequências sub-síncronas, síncronas e super-síncronas permitem determinar quais fenômenos estão acontecendo.

Quanto à acústica do compressor centrífugo foi observado o uso da técnica de decomposição *beamforming* LCMV para decompor espacialmente a componente de irradiação acústica a jusante e a montante, as quais proporcionam a intensidade de irradiação que está sendo emitida pelo compressor centrífugo.

Atualmente, os mapas acústicos são uma ferramenta indispensável no setor automotivo. Eles identificam as regiões de funcionamento do compressor com maior nível de poluição sonora. Com base nos resultados dos mapas acústicos, podem ser analisadas estratégias que possam diminuir o nível de irradiação. Neste trabalho, está técnica de apresentação dos níveis acústicos é utilizada para identificar a semelhança entre os turbocompressores escolhidos para desenvolver a caracterização de falha.

Por outra parte, além de mapas acústicos, a literatura apresenta os diagramas da densidade espectral, fazendo o uso da transformada discreta de Fourier para o sinal de irradiação acústica determinado na etapa de decomposição espacial. Neste trabalho, esse método de avaliação da intensidade acústica em função da frequência é utilizado. A finalidade é identificar as

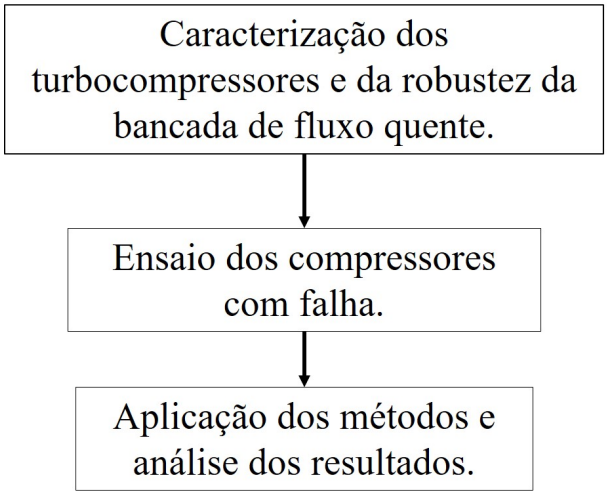
mudanças acústicas que venham acontecer após a falha do rotor do compressor.

Finalmente, as técnicas apresentadas neste capítulo são aplicadas no desenvolvimento desta tese em conjunto com o projeto, a construção e utilização de uma bancada de testes para turbocompressores. A caracterização experimental de falhas no rotor do compressor é feita utilizando os conceitos termodinâmicos, rotodinâmicos e acústicos apresentados neste capítulo, fazendo uso das técnicas experimentais descritas em normas internacionais, permitindo ter alta confiabilidade dos ensaios.

3 METODOLOGIA

A metodologia deste trabalho segue o diagrama metodológico apresentado na Figura 24. Neste capítulo é descrita a infraestrutura experimental para caracterizar a termodinâmica, a rotodinâmica e a acústica do compressor centrífugo, assim como são apresentados os dispositivos que permitem o funcionamento da bancada de fluxo quente. Além disso, são descritos os compressores centrífugos Garrett TA31, os quais são os objetos de estudo, a metodologia do ensaio de caracterização, os métodos de caracterização das falhas, assim como a instrumentação para medir a aceleração da carcaça compressora e a pressão dinâmica irradiada pelo compressor centrífugo. As falhas do compressor são apresentadas e por último, é apresentada a validação dos algoritmos de tratamento dos dados termodinâmicos e dos dados acústicos.

Figura 24 – Diagrama metodológico



Fonte – Elaborado pelo autor.

3.1 Estrutura experimental utilizada

A bancada de fluxo quente projetada usa a configuração previamente estabelecida por Venson (2007), sendo modificada para atender os requisitos estabelecidos pelas normas internacionais e para reproduzir as características termodinâmicas adequadas dos gases de exaustão de um motor de combustão interna. A principal característica da bancada de fluxo utilizada é ser de fluxo quente com câmara de combustão tubular de combustíveis gasosos. Para o desenvolvimento deste trabalho, os requisitos mínimos de projeto que a bancada de fluxo quente deve atender são:

- Através de um sistema de fornecimento de vazão de ar e um de vazão de combustível, a mistura ar e combustível seja controlada e inflamada na câmara de combustão. A partir da utilização de um controle computacional da queima, permita que os gases de exaustão tenham as características termodinâmicas adequadas para testar o compressor centrífugo;

- Através de estratégias de controle seja possível a mudança do ponto de operação do compressor centrífugo, isso é, uma vez que o compressor centrífugo deve ser ensaiado experimentalmente em pontos diferentes de funcionamento, é esperado que os sistemas de controle permitam a mudança da rotação e da vazão mássica do compressor;

- Instrumentação para a medição de vazão de ar e de gás, assim como transdutores de pressão e de temperatura na linha de entrada e de saída do compressor centrifugo que permitam determinar as grandezas principais. A instalação dos instrumentos deve corresponder com os requerimentos das normas internacionais;

- Através de transmissores dentro da sala de ensaio, seja mesurada a temperatura e a pressão atmosférica.

- Para o funcionamento correto do turbocompressor é necessário manter constante as características de pressão e temperatura da injeção da lubrificação, logo, a bancada de fluxo quente precisa, além de um sistema auxiliar de lubrificação, de um algoritmo de controle dessas características;

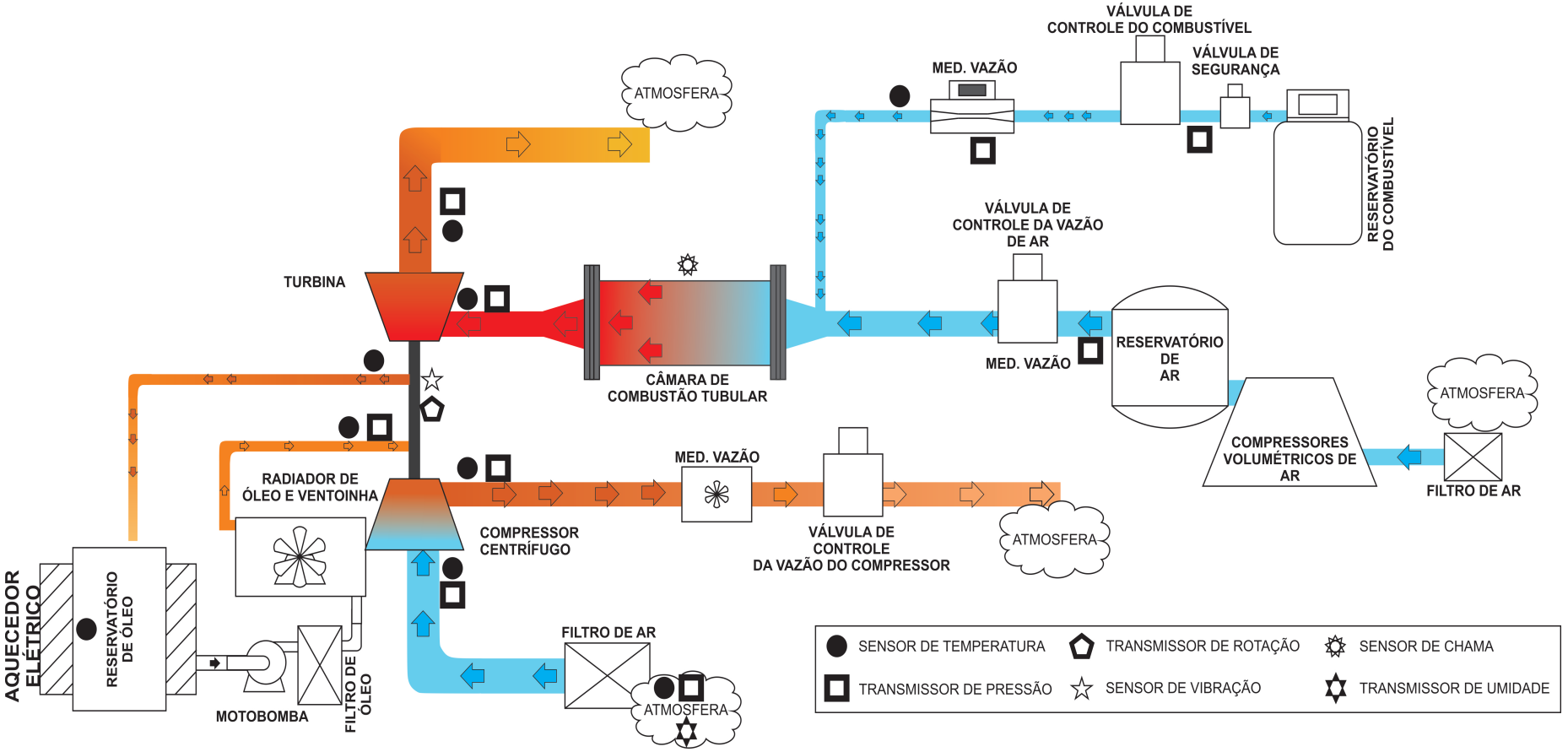
- Para a medição da rotação do compressor centrífugo, a bancada de fluxo precisa de um transmissor com alta precisão, uma vez que essa é a variável controlada para desenvolvimento dos mapas característicos. Também, pelas metodologias que são propostas neste trabalho, são necessários transmissores para a medição da vibração da carcaça do compressor e da irradiação acústica;

- Devido à característica quente da bancada de fluxo é necessário de instrumentação adequada para realizar a combustão e purga da câmara de combustão tubular;

- Finalmente, todas as variáveis experimentais mensuradas nos ensaios experimentais devem ser coletadas e salvas em um arquivo digital. Um sistema de aquisição, registro e tratamento dos dados de ensaio do compressor centrífugo devem ser desenvolvidos e instalados.

A bancada de fluxo é composta por tubulação com diâmetro interno de 50,8 mm nas linhas de entrada e saída do compressor e da turbina. Para unir as tubulações curvas e retas é adotado o uso de flange com seis parafusos; para a conexão do turbocompressor, flanges com a geometria da entrada e saída da turbina e do compressor são desenvolvidas. Na saída do compressor é utilizada uma mangueira flexível e na entrada uma peça que fixa o sensor de rotação e o rotor compressor. O material de fabricação da tubulação e dos acessórios é aço ABNT 1020 e para o queimador aço inoxidável ABNT 304. O desenho esquemático da bancada de fluxo quente utilizada no laboratório de ensaios de turbocompressores automotivos do Centro de Tecnologia da Mobilidade (CTM), o qual pertence à Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG) é ilustrada na Figura 25.

Figura 25 – Desenho esquemático da bancada de fluxo quente com câmara de combustão do LABTURBO/CTM UFMG



Fonte – Elaborado pelo autor.

O funcionamento começa com a sucção do ar atmosférico por dois compressores industriais tipo parafuso, os quais pressurizam o ar até 400 kPa manométricos permitindo uma vazão máxima de 1,6 kg/s. Ao ser descarregado dos compressores, o ar pressurizado é encaminhado a um reservatório de 5 m^3, o qual permite uma vazão de ar em regime permanente para uso controlado na bancada de fluxo. Em outra linha de transporte, o GLP é armazenado em botijões com capacidade de 45 kg e conduzido até a entrada da válvula de controle. Uma vez controlada a mistura ar e combustível, dois eletrodos de ignição localizados dentro da câmara de combustão são polarizadas com tensão alternada, onde devido à alta tensão e à proximidade, a corrente elétrica vence a resistência do ar e cria um arco que consequentemente inflama a mistura. Assim, os gases de exaustão são redirecionados para atravessar a turbina aproveitando a entalpia dos gases para girar o eixo do turbocompressor. Uma vez que a força gerada pelos gases de exaustão vence a inércia do conjunto, o turbocompressor entra em regime de rotação.

A linha de sucção do compressor começa pelo ar atmosférico atravessando o filtro de ar até chegar ao rotor compressor. A descarga do ar após o estágio de compressão é feita pela linha de saída do compressor, onde é instalado um medidor de vazão e uma válvula de controle que determina, dependendo do fechamento, o ponto de funcionamento do compressor centrífugo e, consequentemente, a vazão mássica que o atravessa.

A linha de saída dos gases de exaustão, após o estágio de expansão, permite que os gases sejam enviados a uma tubulação com um exaustor mecânico, que os envia para a atmosfera fora da sala do experimento.

3.2 Descrição dos componentes da estrutura experimental utilizada

Nesta seção são descritos os dispositivos utilizados no ensaio do compressor centrífugo, sendo divididos em seis conjuntos principais: os que pertencem à linha de ar, à linha de combustível, ao sistema de lubrificação, à câmara de combustão tubular, à medição das grandezas, aos componentes da sala de controle e, por último, ao objeto de estudo.

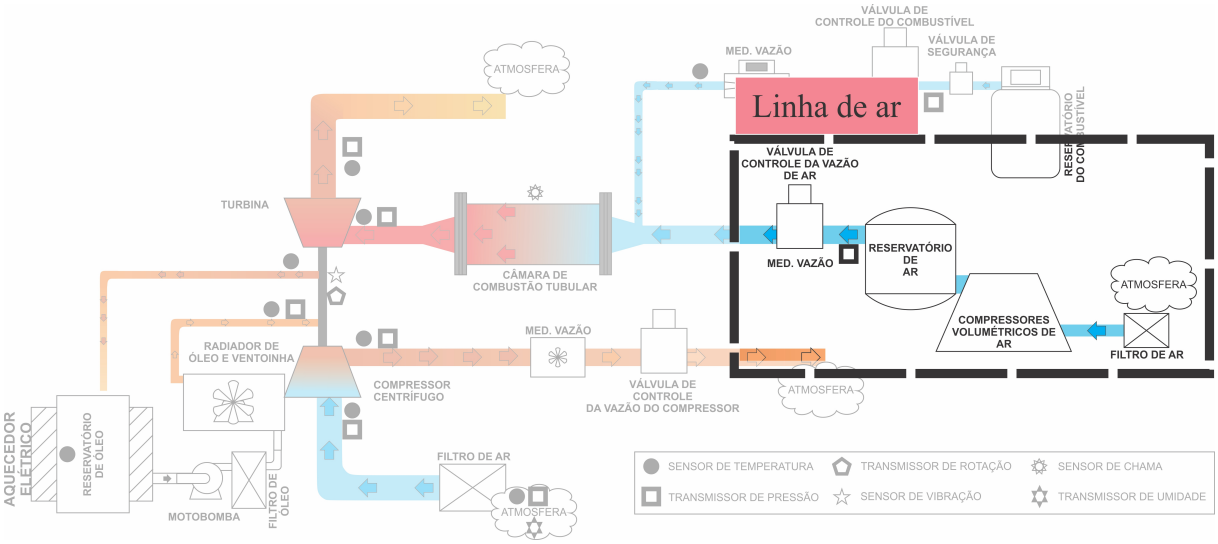
3.2.1 Linha de ar

A linha de ar, destacada na Figura 26, é constituída pela presença de dois compressores volumétricos, um reservatório de ar, a tubulação que redireciona e conecta cada um dos dispositivos, uma válvula de controle e um controlador universal. Esses itens são descritos a seguir com exceção do controlador universal, o qual será descrito na seção de obtenção das variáveis fundamentais da bancada de fluxo.

3.2.1.1 Compressores volumétricos de ar

As máquinas utilizadas para a geração de ar pressurizado são dois compressores industriais modelo GA55VSD AFF da ATLAS COPCO. Esse tipo de máquina é um compressor volumétrico tipo parafuso de estágio único, injetado a óleo, acionado por um motor elétrico

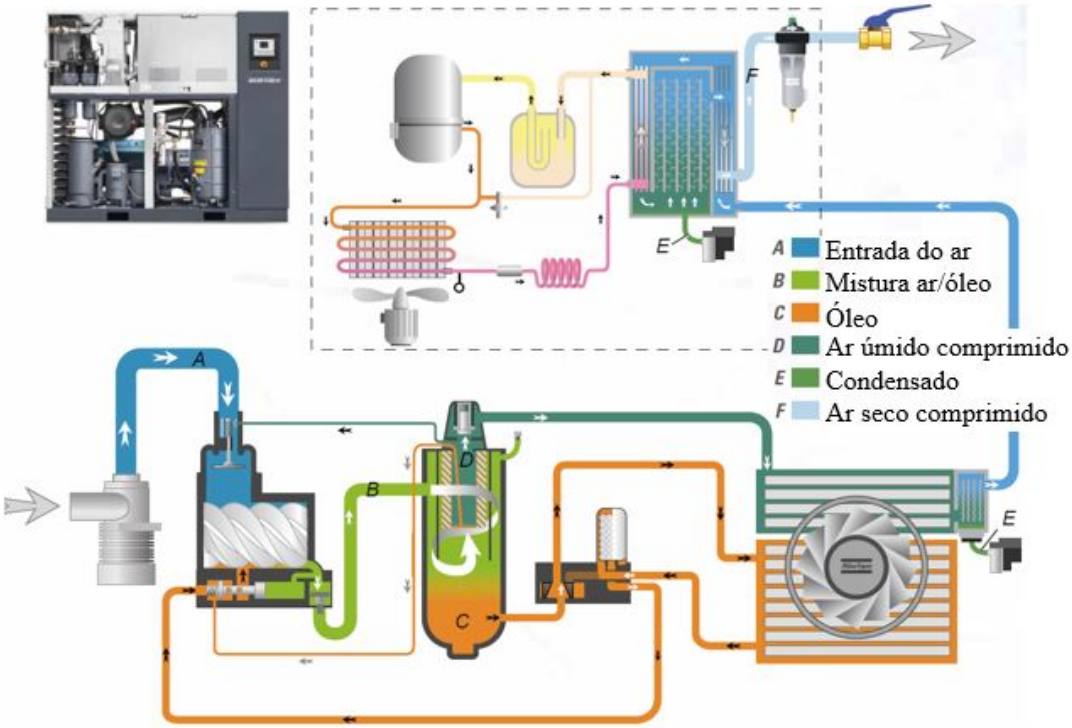
Figura 26 – Desenho esquemático da linha de ar do LABTURBO/CTM UFMG



Fonte – Elaborado pelo autor.

alojado em uma estrutura com isolamento acústico e resfriamento a ar. O desenho esquemático ilustrando a configuração dos componentes internos dos compressores é apresentado na Figura 27.

Figura 27 – Configuração do compressor GA55VSD AFF da ATLAS COPCO



Fonte – ATLAS COPCO (2017).

No compressor, o regime de trabalho é controlado por um microcomputador *Elektronikon Graphic* que proporciona a tecnologia de variação da rotação, fazendo a regulagem do fornecimento do ar conforme a demanda do ensaio experimental. Para obter maiores vazões

mássicas de ar, é recomendado a configuração de 400 a 700 kPa na descarga do compressor (ATLAS COPCO, 2017).

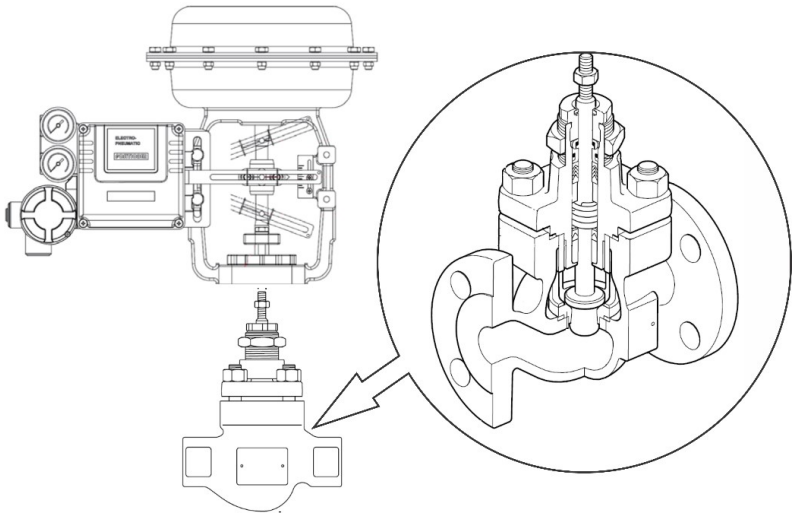
3.2.1.2 Reservatório de ar

O reservatório de ar fabricado em aço carbono ABNT A36 conforme a norma ASME VIII DIV 1 de 2001, tem a capacidade de 5 m^3 e recebe a vazão de ar pressurizado desde a sala de compressores. A função do reservatório é permitir uma vazão continua de ar durante o ensaio experimental, assim como servir de equalizador de pressão amortecendo as oscilações causadas pelo funcionamento intermitente dos compressores.

3.2.1.3 Válvula de controle da vazão de ar

Para controlar a vazão mássica de ar que ingressa à câmara de combustão é utilizada a válvula de serviço geral da SPIRAX SARCO modelo LLA31 PTSUSS R3 ilustrada na Figura 28. Essa válvula trabalha em conjunto com um atuador pneumático modelo PN9123E adaptado com um indicador mecânico de curso e um diafragma rolante que garante a linearidade de abertura.

Figura 28 – Válvula de controle da entrada de ar comprimido



Fonte – SPIRAX SARCO (2010).

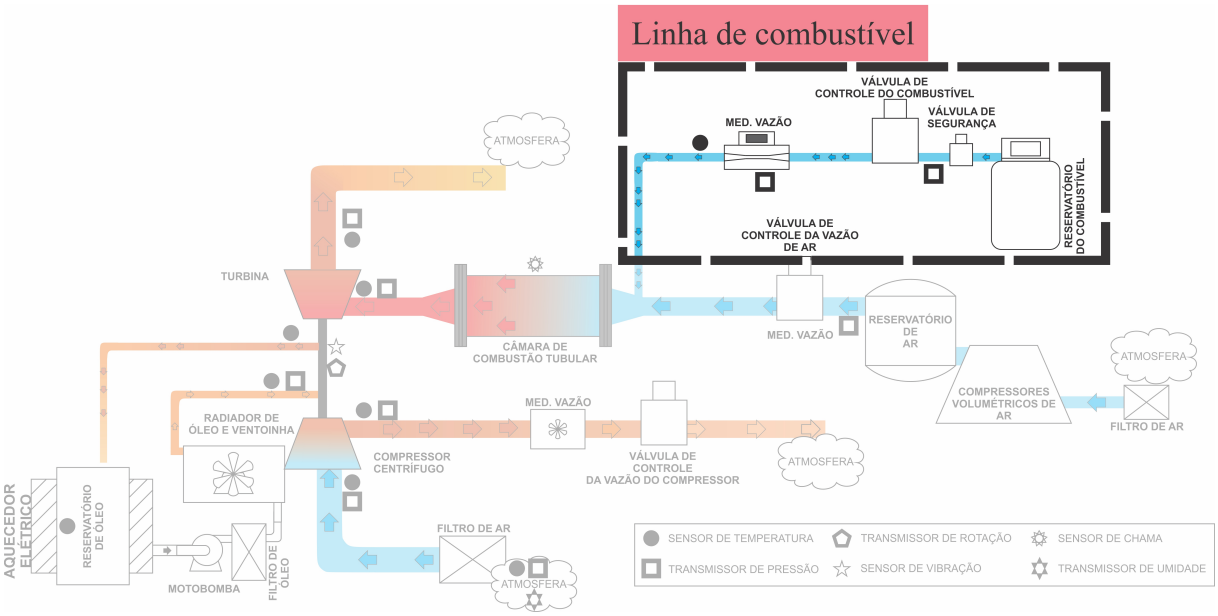
Além do atuador pneumático, a válvula possui um posicionador eletro-pneumático modelo EPL que compara o sinal elétrico do controlador mediante um sinal de 4 a 20 mA com a posição da válvula. Como resultado, o controlador pneumático gera o sinal de pressão que alimenta o atuador e, consequentemente, a posição da válvula é garantida para qualquer saída de sinal do controlador.

3.2.2 Linha de combustível

A linha de combustível, destacada na Figura 29, é constituída por um botijão de gás, a tubulação de cobre de 6,35 mm de diâmetro que redireciona e liga o armazenamento de gás

à válvula de controle do combustível, uma válvula de segurança, um regulador de pressão, um controlador universal e um medidor de vazão. Esses itens são especificados a seguir com exceção do medidor de vazão e o controlador universal, os quais são descritos na seção de obtenção das variáveis fundamentais da bancada de fluxo.

Figura 29 – Desenho esquemático da linha de combustível



Fonte – Elaborado pelo autor.

3.2.2.1 Reservatório do combustível

O combustível utilizado na câmara de combustão é o gás liquefeito do petróleo (GLP) reservado em um botijão com capacidade de 45 kg. O GLP é um dos produtos do refino do petróleo e é composto da mistura de gases hidrocarbonetos, principalmente propano e butano, que apresentam grande aplicabilidade como combustível devido ao alto poder calorífico, à excelente qualidade de queima, ao fácil manuseio, ao baixo impacto ambiental, à facilidade de armazenamento e ao transporte.

3.2.2.2 Válvula de segurança e válvula de controle do combustível

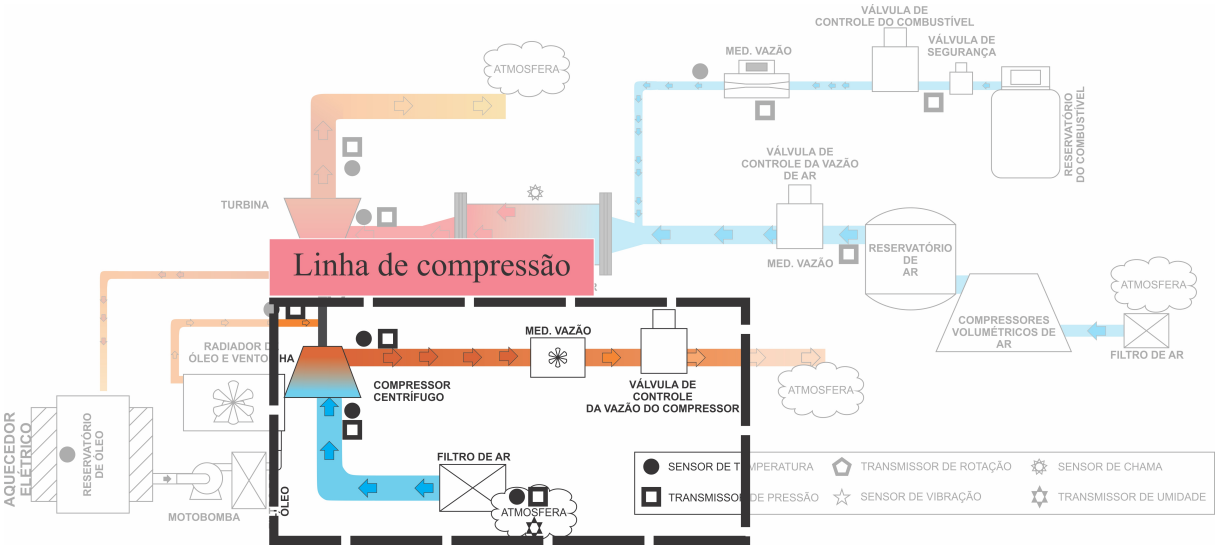
A válvula de segurança utilizada é da marca THERMOVAL tipo solenoide com alimentação de 24 VDC. A operação é liga/desliga que, através da ativação de um botão de emergência, a válvula é fechada para impedir a vazão do gás à câmara de combustão, o que proporciona segurança para o rápido fechamento em casos de emergência.

Para controlar a vazão mássica de gás é utilizada uma válvula de serviço geral da SPIRAX SARCO modelo KEA41 PPSUSS. A válvula segue o padrão ilustrado na Figura 28, e também trabalha em conjunto com um atuador pneumático PN9123E e o posicionador eletropneumático EPL.

3.2.3 *Linha de compressão*

Denomina-se de linha de compressão ao circuito que começa no filtro de ar da linha de sucção do compressor centrífugo e termina na atmosfera após a válvula de controle da vazão mássica do compressor centrífugo. Essa linha é composta por um filtro de ar, um transmissor de vazão mássica e uma válvula de controle. Os itens são especificados a seguir com exceção do transmissor de vazão e o controlador universal que comanda a válvula de controle, os quais serão descritos na seção de obtenção das variáveis fundamentais do banco de fluxo.

Figura 30 – Desenho esquemático da linha de compressão



Fonte – Elaborado pelo autor.

3.2.3.1 Filtro de ar

Usa-se a carcaça de filtro da marca IVECO STRALIS modelo 41226559 e um filtro de ar IVECO modelo 2996126 41226559, o qual é utilizado por veículos pesados como caminhões e ônibus permitindo a filtragem de uma alta vazão de ar.

3.2.3.2 Válvula de controle da vazão do compressor

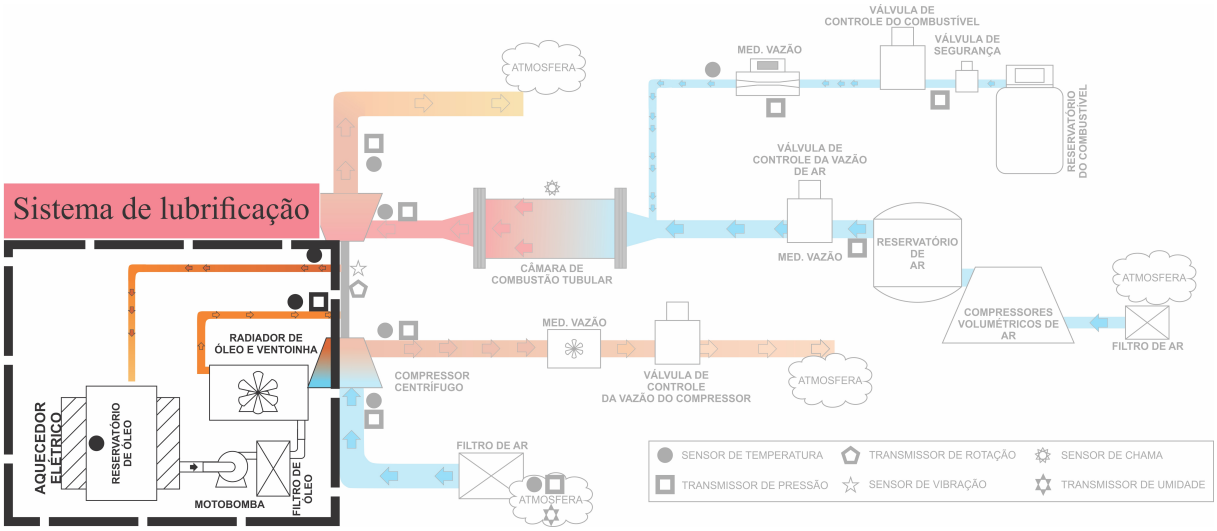
Para controlar a vazão mássica de ar que atravessa o compressor centrífugo e, consequentemente, alterar o ponto de funcionamento do compressor, é utilizada uma válvula de serviço geral da SPIRAX SARCO modelo LLA31 PTSUSS R3 normalmente aberta, baseada na configuração ilustrada na Figura 28. A válvula trabalha em conjunto com um atuador pneumático PN9123R e o posicionador eletro-pneumático EPL.

3.2.4 *Sistema de lubrificação*

O circuito de lubrificação, destacado na Figura 31, é composto por uma motobomba, um filtro de óleo FRAM PH2863, um radiador de óleo fabricado em alumínio com capacidade

de um litro, uma ventoinha de 12 VDC, um reservatório de óleo fabricado em aço inox com capacidade de oito litros e uma resistência coleira em cerâmica com termostato para regular a temperatura de aquecimento na faixa de 30 °C a 120 °C marca WATTCRON.

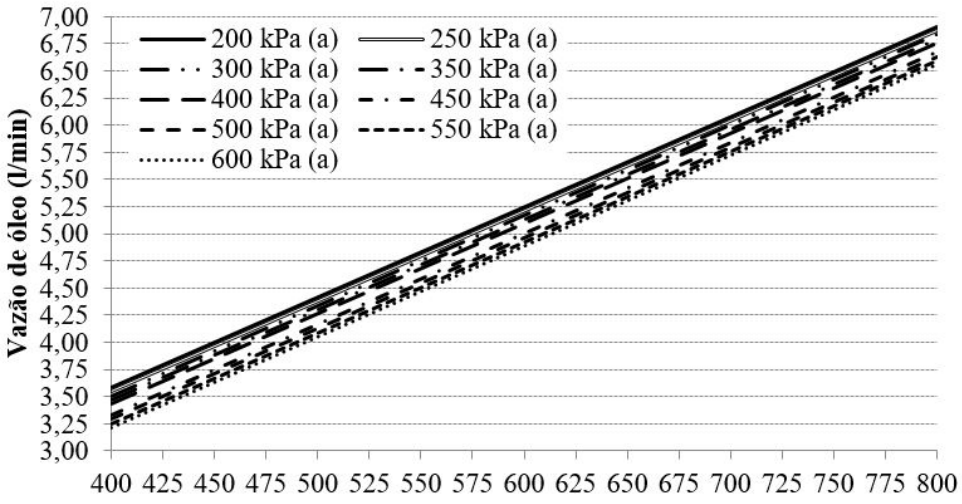
Figura 31 – Desenho esquemático do sistema de lubrificação



Fonte – Elaborado pelo autor.

O controle da pressão de injeção é feito pela variação da velocidade da motobomba através de um inversor de frequência da marca WEG modelo CFW8. A Figura 32 apresenta a curva de calibração da vazão de óleo em função da pressão de injeção e da rotação da motobomba.

Figura 32 – Curvas caraterísticas da motobomba RZR 500



Fonte – RZR BOMBAS POSITIVAS (2013)

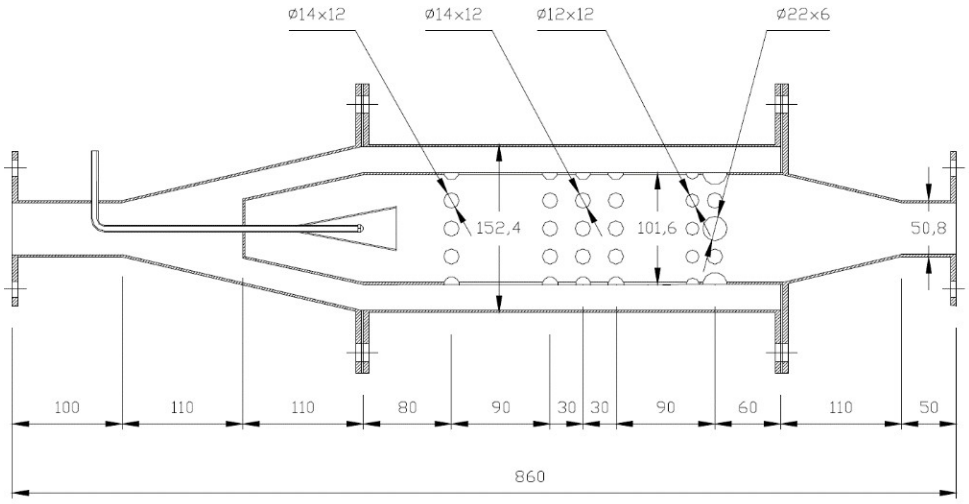
A bomba possui um deslocamento por rotação igual a 8 cm^3, capacidade de 0,89 l/min até 15 l/min, pressão admissível na sucção de 49 kPa até 980 kPa, pressão de recalque de até 2450 kPa, capacidade de trabalho com fluidos de viscosidade entre 1 cP até 5000 cP e tempera-

tura de operação de -10 °C até 240 °C. Os parâmetros de pressão e temperatura utilizados nos ensaios experimentais deste trabalho são de 200 kPa e 90 °C, respectivamente.

3.2.5 Câmara de combustão

A câmara de combustão utilizada foi inicialmente projetada por Mautone, Gaspar de Araujo e Venson (2004) e depois modificada por Venson (2007) para obter melhorias no escoamento do ar. A câmara foi construída com aço inoxidável ABNT 304 com as dimensões apresentadas na Figura 33.

Figura 33 – Dimensões em milímetros da câmara de combustão tubular utilizada



Fonte – Venson (2007)

Os furos radiais no tubo de chama permitem a distribuição das regiões de queima promovendo uma melhor mistura e ajudando na estabilidade da combustão. A câmara de combustão utiliza um bico injetor de combustível definido por uma geometria de bocal cônico com ângulo de convergência de 45°; o furo injetor é concêntrico à tubulação de transporte do gás e possui um diâmetro de 2,5 mm.

3.2.6 Sala de controle

A sala de controle é um espaço dentro do laboratório com área de 12 m^2, sendo dividida em dois espaços independentes. O primeiro é denominado de central de comando, pois permite desenvolver de forma remota o ensaio do compressor centrífugo. O segundo espaço é o quadro de força e aquisição de dados, onde os dispositivos que controlam as válvulas da instalação e os que realizam a coleta dos dados do ensaio experimental são alocados.

Na central de comando, ilustrada na Figura 34, encontra-se o espaço de supervisão dos ensaios experimentais, assim como o computador contendo a programação de controle das variáveis como vazão de ar pressurizado, vazão de combustível, rotação do compressor, tempera-

tura e pressão do sistema de lubrificação, sistema de ignição, entre outros. Nesse computador, também são coletados os sinais das placas de aquisição de dados.

O computador é um equipamento ASUS LGA1150, com 16 GB de memória RAM, HD de 2 TB, processador LGA1150 Intel Core i7-4790K e 4 GHz de processamento, o que permite de forma automática e confiável realizar o monitoramento das variáveis importantes em um ensaio experimental, possibilitando a execução de medidas corretivas de forma rápida e controlada.

Figura 34 – Sala de controle dos ensaios experimentais

Fonte – Elaborado pelo autor.

3.2.7 Compressor centrífugo

Com a finalidade de ser avaliada a repetibilidade das medições e de ser quantificada a interferência da sequência de aquecimento, quatro compressores centrífugos do turbocompressor Garrett TA31 são utilizados como objeto de estudo. Esse modelo de turbocompressor é utilizado pela disponibilidade na pesquisa. Após a comparação dos dados de caracterização dos quatro compressores, dois são utilizados para o ensaio experimental das falhas. A Figura 35 ilustra o turbocompressor Garrett TA31 e a Figura 36 apresenta o desenho técnico da geometria do compressor centrífugo. O rotor compressor possui seis pás completas e seis pás divisoras no rotor. A carcaça compressora não possui pás diretoras.

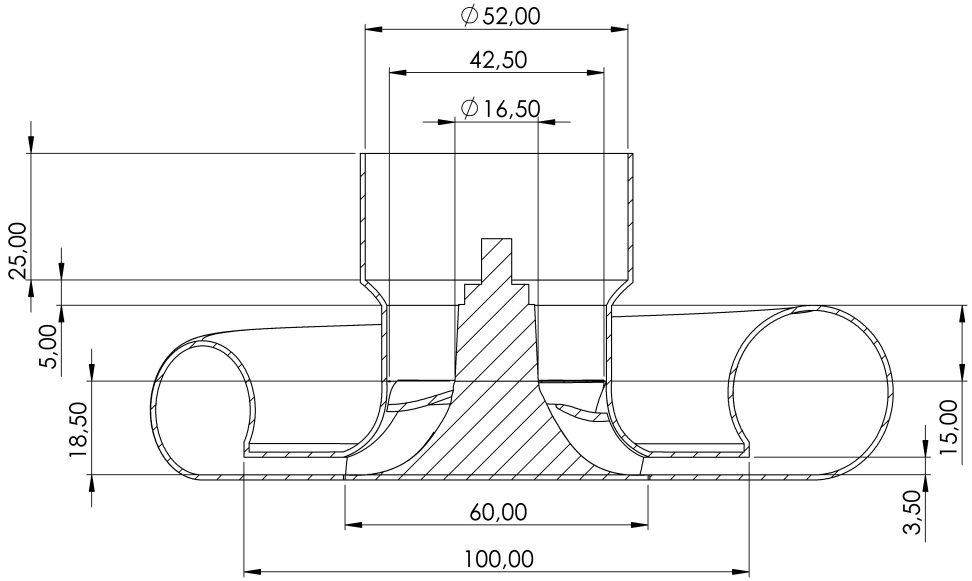
3.2.8 Obtenção das variáveis fundamentais

A obtenção das variáveis fundamentais é realizada atendendo as recomendações descritas na subseção 2.1.2.4. Para atender aos padrões das normas da SAE, são projetadas e construídas peças de conexão para a entrada e saída do compressor centrífugo. As peças buscam assegurar o posicionamento correto dos transdutores de pressão e de temperatura. A Figura 37 apresenta a posição de instalação dos transdutores de pressão e sensores de temperatura para a saída e entrada do compressor centrífugo.

Figura 35 – Turbocompressor Garrett TA31

Fonte – Elaborado pelo autor.

Figura 36 – Desenho técnico do compressor apresentando dimensões relevantes em milímetros



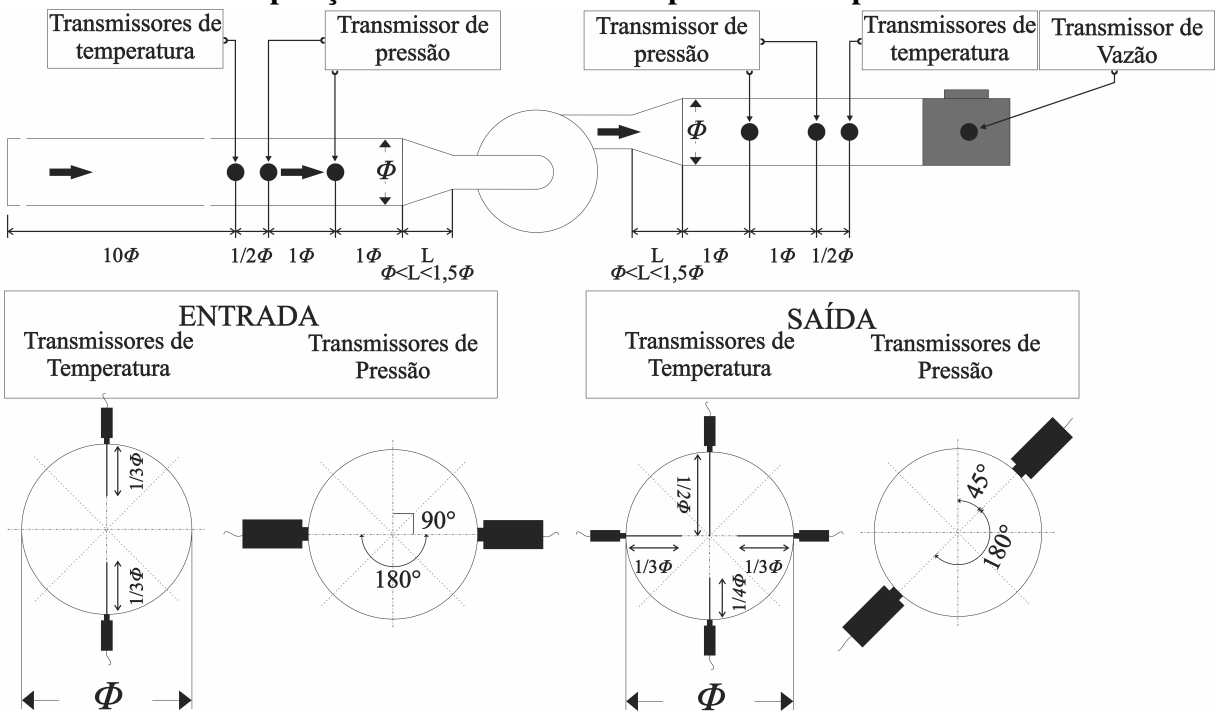
Fonte – Elaborado pelo autor.

A seguir são descritos os instrumentos utilizados para ensaiar o compressor centrífugo do turbocompressor TA31, sendo agrupados de acordo com a grandeza medida, seja pressão, temperatura, vazão, rotação, aceleração e pressão acústica.

3.2.8.1 Medição da pressão dos fluídos

A medição de pressão é realizada pela instalação de tradutores elétricos de pressão, o que permite a aquisição do sinal por meio de placas de aquisição de dados. Frequentemente são utilizados transdutores de tipo piezoelétricos ou piezoresistivos. O primeiro tipo é caracterizado pela variação da carga elétrica pela deformação de um cristal piezoelétrico, o segundo, pela variação da resistência elétrica. Os dois tipos de instrumentos apresentam um sinal de saída que é proporcional ao campo de pressão em que os transmissores são submetidos. Neste trabalho,

Figura 37 – Esquema da linha de entrada e saída do compressor ilustrando a localização e posição dos transmissores de pressão e temperatura



Fonte – Elaborado pelo autor.

para a medição de pressão do ar, gás e óleo são utilizados transdutores piezoresistivos, pois são capazes de medir variações rápidas de pressão, assim como pressões médias, tendo um custo inferior aos piezoelétricos. Os transmissores de pressão utilizados são apresentados na Tabela 3 e as especificações são obtidas dos manuais dos fabricantes.

Tabela 3 – Características dos transmissores de pressão piezoresistivos

Fabricante	SpiraxSarco	Wika	Warme	Nuova Fima
Modelo	TP7	R1	WTP-4010	ST 18
Faixa de medição	0 kPa a 1000 kPa	0 kPa a 600 kPa	-50 kPa a 50 kPa	0 kPa a 1000 kPa
Tipo de medição	Manométrica			
Sinal de alimentação	8 V a 30 V			
Sinal de saída	4 mA a 20 mA	0 V a 5 V	0 V a 10 V	4 mA a 20 mA
Precisão	$\leq$ 0,5%	$\leq$ 2%	$\leq$ 0,25%	$\leq$ 0,5%
Ponto de medição	Entrada/Saída da turbina	Entrada de óleo	Entrada do compressor	Saída do compressor

Fonte – Elaborado pelo autor.

A calibração dos transmissores de pressão é realizada antes de desenvolver o ensaio experimental, sendo utilizado um gerador de pressão 800.D e um manômetro digital padrão Z.10.B fabricados pela Zürich. O gerador de pressão 800.D gera pressão positiva pela compressão de água destilada que é colocada no fuso central; a pressão negativa é gerada pelo vácuo criado no fuso central sem fluído. O manômetro digital para calibração dos transmissores de pressão proporciona uma faixa de calibração de $\pm$1000 kPa com incerteza de 0,25% da leitura de fundo de escala. A calibração é realizada pela comparação da leitura do transdutor a ser ca-

librado e o valor apresentado no visualizador do manômetro digital, sendo coletados 10 pontos na faixa de medição do transmissor.

3.2.8.2 Medição de temperatura dos fluídos

A medição de temperatura em uma bancada de fluxo quente para ensaio de turbocompressores resulta ser uma das tarefas mais complexas, uma vez que além de ter elevadas temperaturas precisa ser considerado o uso de sensores que tenham respostas rápidas e garantam a estabilidade térmica. Neste trabalho são utilizados, para todos os pontos ilustrados na Figura 37, termopares do tipo K. As principais caraterísticas dos termopares são apresentadas na Tabela 4.

Tabela 4 – Características dos sensores de temperatura

Característica	Termopar	
Fabricante	NOVUS	CAMTEC - MIT EXACTA
Modelo	Cromel - Alumel (K)	
Elemento	Simples, 1 medição por termopar	
Faixa de medição	0-1200 °C	0-1080 °C
Sensibilidade	0,040 mV/ °C	0,039 mV/ °C
Precisão	0,75% do final de escala	
Ponto de medição	Entrada do compressor	Saída do óleo
	Saída do compressor	
	Ambiente	
	Entrada do óleo	Entrada de gás
	Reservatório de óleo	

Fonte – Elaborado pelo autor.

Todos os termopares são calibrados nas faixas de medição correspondentes utilizando um Forno CALIBRE AN6200 da ANALÓGICA e um termopar tipo K padrão com precisão de 0,25%. O forno trabalha na faixa de temperatura de 100 °C a 1100 °C, com resolução de 1 °C. No processo de calibração dos transmissores de temperatura, um total de 15 pontos são coletados, sendo utilizadas 5 temperaturas diferentes dentro da faixa e 3 ciclos de medição.

3.2.8.3 Medição de vazão do fluído

A medição da vazão do compressor centrífugo é realizada por um transmissor do tipo turbina da marca INCONTROL modelo VTG100, posicionado na descarga do compressor. O transmissor utiliza um microprocessador MEV3000, o qual realiza a conversão do sinal de frequência do giro da turbina em um sinal de corrente proporcional à vazão volumétrica do ar que atravessa o compressor centrífugo. As especificações desse medidor de vazão são apresentadas na Tabela 5.

A calibração do instrumento se encontra vigente e foi realizada pela empresa INCONTROL.

Tabela 5 – Características dos transmissor de vazão de ar

Característica	Transmissor
Fabricante	INCONTROL
Modelo	VTG100
Amplificador/processador	MEV3000
Caraterística de medição	Turbina
Temperatura de operação	-40 °C a 180 °C
Pressão manométrica de operação	até 3000 kPa
Faixa de medição	51-1869 m^3/h
Precisão	0,2%
Diâmetro nominal	400 mm
Ponto de leitura	Saída do compressor

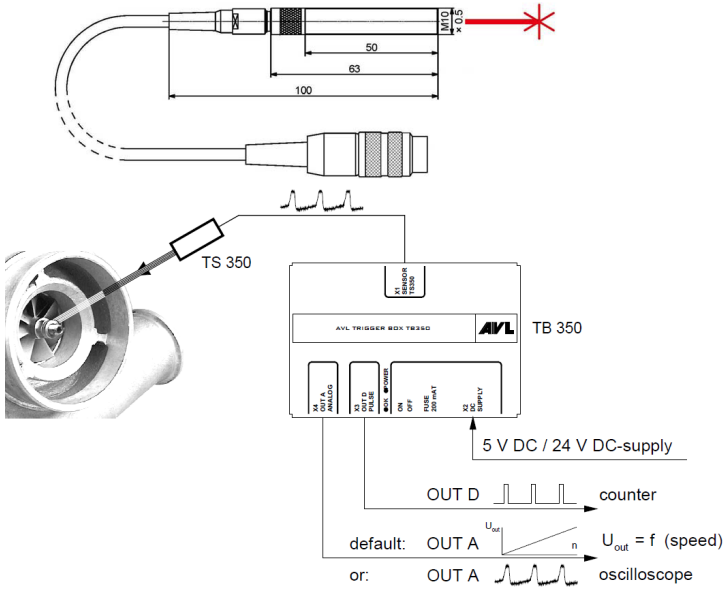
Fonte – Elaborado pelo autor.

3.2.8.4 Medição da rotação do compressor centrífugo

A medição da rotação é realizada com uma técnica não intrusiva via sensor óptico, o qual garante que a carcaça do compressor não precise de modificações geométricas para a instalação do sensor, modificações que poderiam alterar o comportamento fluido dinâmico e acústico do compressor centrífugo.

A Figura 38 apresenta o sensor de rotação AVL *Turbo-Speed Sensor* TS350 e o conversor de sinal AVL TB350 *Trigger Box*. A medição da rotação é realizada pela emissão de um feixe laser com direção à porca do rotor do compressor, pois a cada rotação o feixe é refletido em um setor da porca que é tratado com tinta refletora, calculando a rotação do compressor pela frequência de recepção do feixe. Assim, a luz dispersa é detectada e convertida em uma sequência periódica de sinais de tensão que são convertidos no AVL *Trigger-Box* TB350. As especificações técnicas dos dois componentes são apresentadas na Tabela 6.

Figura 38 – Sensor de rotação TS350 com dimensiones em milímetros



Fonte – www.avl.com

O sensor é instalado em uma peça conetada com a entrada do compressor centrífugo.

A distância desde o emissor do sensor até a porca refletora é limitada a 100 mm para garantir a precisão de cálculo da rotação do sensor, pois a precisão é função da posição do sensor. Para fixar a tinta refletida no alumínio é necessário realizar um tratamento com tinta de fundo fosfatizante e tratamento térmico conforme especificado pelo fabricante da tinta refletiva.

Tabela 6 – Características do transmissor da rotação

Característica	Sensor de rotação	Sistema conversor de sinal
Fabricante	AVL	
Modelo	TS350	TB350
Caraterística de medição	Laser	-
Temperatura de operação	-10 °C a 70 °C	-
Faixa de medição	6 krpm a 200 krpm	-
Comprimento de onda	645 nm (vermelho, visível)	-
Sinal de alimentação	5 V	-
Sinal de saída	-	0-10 V Proporcional 2,5 V ±10% pulsos
Ponto de aplicação	Rotação do turbocompressor	Modulação para o PC

Fonte – Elaborado pelo autor.

A calibração do sensor de rotação é realizada pela comparação do sinal lido no AVL TB350 *Trigger Box* com a amplitude da frequência síncrona medida por um acelerômetro na carcaça do compressor. Uma vez que o acelerômetro está dentro do período de calibração da empresa *PCB Piezotronics*, ele é utilizado como a medição verdadeira da rotação, pois devido ao desbalanceamento natural do rotor do compressor permite observar, para o ponto de rotação, a amplitude síncrona na transformada de Fourier do espectro de aceleração da carcaça. Também é possível observar a calibração do sensor de rotação apontando o feixe para uma lampada incandescente, sendo medida a frequência de 60 Hz da rede elétrica.

3.2.8.5 Medição da aceleração da carcaça do compressor centrífugo

A caracterização e análise rotodinâmica do turbocompressor é realizada com três acelerômetros piezoelétricos do fabricante *PCB Piezotronics*. Os modelos utilizados são dois instrumentos PCB 33B50 com faixa de medição de frequência até 3 kHz e um PCB 352B com 10 kHz. As especificações técnicas dos dois modelos de acelerômetros são apresentadas na Tabela 7.

Tabela 7 – Características dos acelerômetros instalados na carcaça do compressor

Característica	PCB 333B50	PCB 352B
Sensibilidade	1000 mV/g	
Faixa de medição	± 5 g de pico	
Resolução de banda larga	0,00005 g rms	0,00008 g rms
Faixa de frequência	0,0005 kHz a 3 kHz	0,002 kHz a 10 kHz
Tipo de sensor	Cerâmico	

Fonte – Elaborado pelo autor.

Os três acelerômetros têm os certificados de calibração dentro do período de validade. Todos os três foram calibrados pela empresa *PCB Piezotronics*.

3.2.8.6 Medição da pressão acústica do compressor centrífugo

A pressão dinâmica gerada pelo fluxo que atravessa o compressor centrífugo é medida utilizando dois transmissores fabricados pela *PCB Piezotronics*. Os transmissores são compostos pelo microfone modelo PCB 377B02 e o pré-amplificador PCB 426E01. As características do microfone e do pré-amplificador são apresentadas na Tabela 8.

Tabela 8 – Características do microfone e do pré amplificador

Modelo	PCB 377B02	Modelo	PCB 426E01
Diâmetro nominal	12.7 mm	Diâmetro nominal	12.7 mm
Resposta em frequência	Campo aberto	Ganho	-0,05 dB
Faixa de frequência (± 2 dB)	0,00315 kHz a 20 kHz	Resposta em frequência (± 0,1 dB)	6,3 dB a 125000 dB
Faixa de frequência (± 1 dB)	0,005 kHz a 10 kHz	Tensão de saída máxima	± 7 V de pico
Faixa dinâmica	147 dB ref. 20 μPa		

Fonte – Elaborado pelo autor.

A calibração dos microfones é realizada com um calibrador modelo CAL200 da *PCB Piezotronics* e as especificações técnicas são apresentadas na Tabela 9. Usando o calibrador, a medição dos transmissores de pressão dinâmica é conferida para dois níveis de intensidade, 94 dB e 114 dB à uma frequência de 1 kHz.

Tabela 9 – Características do instrumento de calibração

Característica	CAL200
Frequência de operação	1 kHz
Nível de pressão acústica (± 0,2 dB)	94 dB ref. 20 μPa
Nível de pressão acústica (± 0,2 dB)	114 dB ref. 20 μPa
Distorção da emissão	<2%
Configuração	Portátil

Fonte – Elaborado pelo autor.

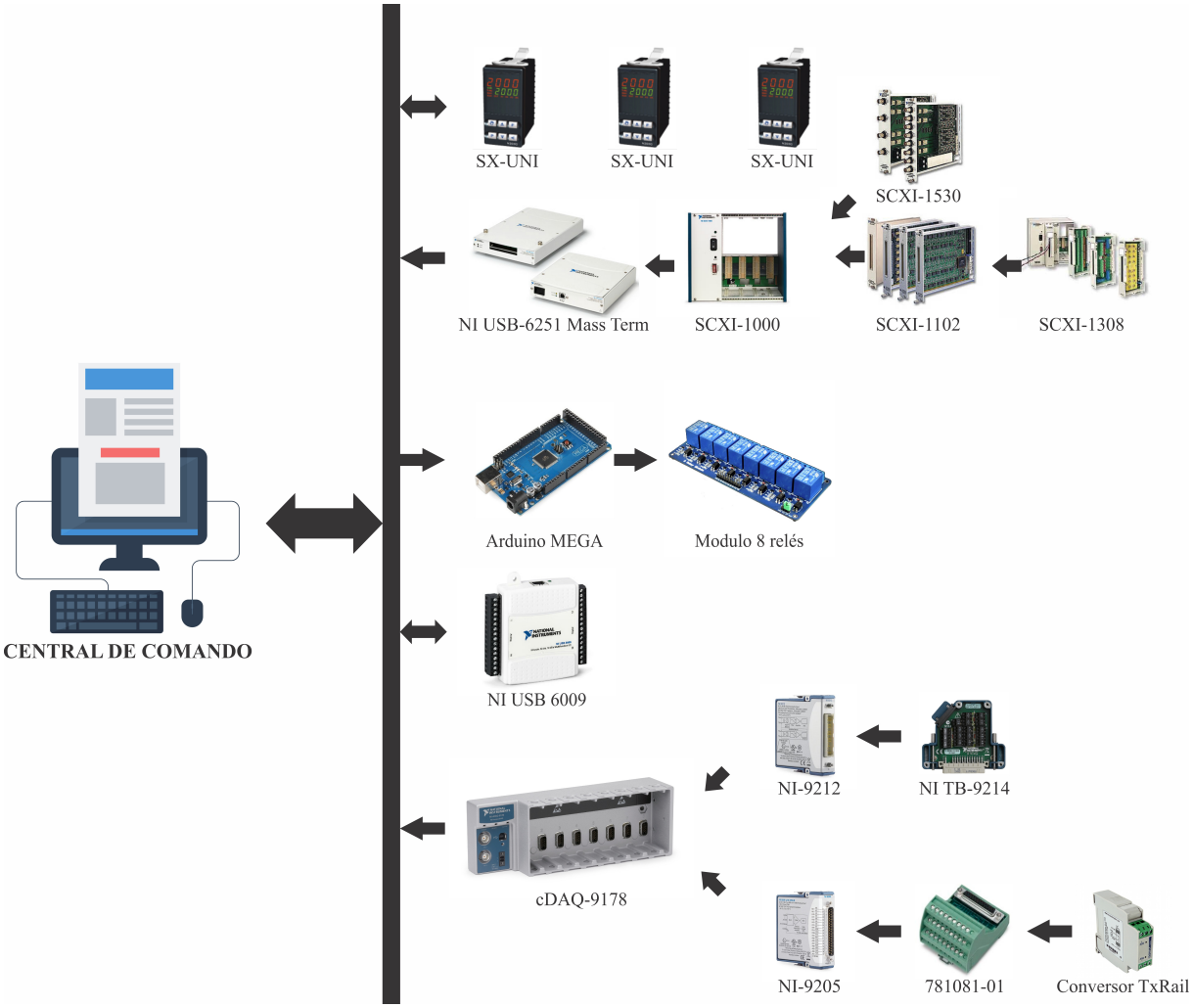
3.2.9 Descrição dos sistemas de controle e monitoramento

As Figuras 39 e 40 apresentam os dispositivos de controle e monitoramento utilizados na bancada de fluxo para ensaio de turbocompressores. A central de comando recebe os sinais e a central auxiliar coleta os dados dos microfones. A seguir são descritos os dispositivos categorizados pela atividade desenvolvida, como o controle das válvulas, o controle do sistema de ignição, o controle do sistema de lubrificação, a aquisição de dados e o monitoramento das variáveis.

3.2.9.1 Sistema de controle das válvulas

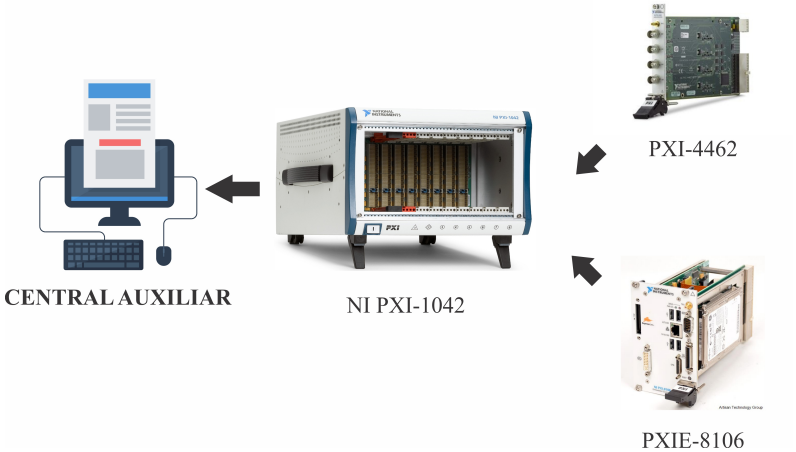
O controle das válvulas pneumáticas é realizado utilizando três dispositivos SX-UNI da SPIRAX SARCO. Uma das caraterísticas do SX-UNI é a comunicação *Modbus* por conexão

Figura 39 – Esquematização do tratamento de sinais para comando e aquisição de dados



Fonte – Elaborado pelo autor.

Figura 40 – Esquematização do tratamento de sinais para a aquisição de dados de pressão dinâmica



Fonte – Elaborado pelo autor.

RS-485, sendo possível alterar desde a central de comando a abertura das válvulas, convertendo a percentagem de abertura em um sinal de controle de 4 mA a 20 mA.

O controlador SX-UNI é conectado diretamente com a placa do posicionador eletro-pneumático EPL de cada uma das válvulas. Além de permitir conhecer a abertura real de cada uma das válvulas, os controladores viabilizam o desenvolvimento de estratégias computacionais PID para controlar a rotação do turbocompressor, a pressão e temperatura de injeção do óleo e a temperatura dos gases de exaustão.

Uma vez que o computador utilizado como central de comando não possui uma porta de comunicação RS-485, é utilizando um conversor padrão USB a RS485, ou seja, o computador é conectado aos controladores por meio de uma das portas USB.

3.2.9.2 Sistema de controle do sistema de combustão

O início da combustão, a temperatura e a vazão dos gases de exaustão são os componentes do conjunto denominado de sistema de combustão. Esse sistema é complexo, uma vez que além de se controlar a ignição, isso quer dizer, realizar previamente uma mistura de ar e combustível de forma correta manipulando a abertura da válvula de ar e da válvula de combustível, deve-se também supervisionar a temperatura de saída dos gases da câmara de combustão. O sistema de controle da combustão é formado pelos três dispositivos apresentados na Figura 41, onde o programador de chama é ligado em um dos relés da placa Arduíno MEGA (Figura 39). Assim, a central de comando aciona a ignição da câmara de combustão enviando o sinal pela placa Arduíno.

Figura 41 – Esquematização do sistema de ignição da combustão

Fonte – Elaborado pelo autor.

Os parâmetros de ignição são previamente armazenados no programador de chama fabricado pela empresa SELCON modelo PRG-E-U-11-C10-P1. As características do programador são apresentadas na Tabela 10 e os passos para realizar a ignição são: realizar um tempo de purga de ar de dez segundos, na sequência a programação ativa o transformador de ignição da marca COFI IGNITIONS modelo TRS1020/1 que polariza dois eletrodos por um período de seis segundos. Este transformador tem capacidade de gerar 14000 VAC de tensão entre os eletrodos.

Os dois eletrodos de ignição estão dentro da câmara de combustão; um oposto ao outro e com uma distância de separação relativamente pequena. Essa configuração tem o objetivo de

Tabela 10 – Caraterísticas principais do programador de chama

Característica	Programador de ignição
Fabricante	SELCON
Modelo	PRG-E-U-11-C10-P1
Alimentação	220 VCA +10 -15% 60 Hz ± 3%
Tempo de ignição	6 segundos
Tempo de purga	10 segundos
Ponto de aplicação	Câmara de combustão

Fonte – Elaborado pelo autor.

vencer a resistência do ar e consequentemente, criar um arco elétrico capaz de inflamar a mistura quando a tensão de polarização seja ativada. Enquanto transcorre o tempo de acionamento do arco elétrico, a central de comando permite o fornecimento de gás combustível, proporcionando a vazão mínima para fazer combustão. A ignição satisfatória na câmara de combustão é observada pelo incremento da temperatura na entrada da turbina.

3.2.9.3 Sistema de aquisição de dados

O sistema de aquisição de dados, o qual registra, armazena e transmite os valores medidos das grandezas como pressão, temperatura, rotação, vazão, vibração e pressão acústica, é formado pelo conjunto de placas de aquisição de dados da NATIONAL INSTRUMENTS.

Apresentadas nas Figuras 39 e 40, as placas implementadas diretamente na central de comando são: a NI USB-6251 *Mass Term*, o chassi SCXI-1000, o módulo SCXI-1530, o módulo SCXI-1102 com o acessório SCXI-1308, a NI USB 6009, o chassi cDAQ-9178, o modulo NI-9212 com o acessório NI TB-9214, o modulo NI-9205 com o acessório 781081-01 e o conversor de temperatura NOVUS *TxRail*. Na central auxiliar é utilizado o computador NI PXI-1042 e os módulos PXIE-8106 e PXI-4462. As especificações técnicas e as atividades que desenvolvem os componentes do sistema de aquisição de dados são apresentadas a seguir. A abordagem feita é através do fluxo de informação dos dados, isso quer dizer, desde os módulos que recebem diretamente os sinais dos transmissores até a placa que conecta ao computador principal da central de comando e ao auxiliar.

- Módulo SCXI-1102 com acessório SCXI-1308.

O SCXI-1102 é projetado principalmente para realizar medições de termopares. Cada canal de entrada inclui um amplificador de instrumentação e um filtro passa baixa de 2 Hz, sendo a taxa de amostragem de até 333 kS/s (S do inglês *sample*). Além disso, quando é usado o acessório SCXI-1308, o SCXI-1102 pode adquirir uma ampla gama de sinais analógicos. Neste trabalho, esse módulo permite a coleta de dados de tensão e corrente com sinais de ± 10 V e de 4 mA a 20 mA, recebendo os sinais dos sensores e transmissores agrupados na Tabela 11.

- Módulo SCXI-1530.

Tabela 11 – Descrição dos instrumentos ligados ao modulo SCXI-1102 com acessório SCXI-1308

ITEM	Sigla	Descrição da grandeza de medição	Modelo	Tipo de sinal
1	VM02	Vazão no compressor	INCONTROL VTG100	4 mA a 20 mA
2	PRES04	Pressão na saída do compressor	Nuova Fima ST 18	4 mA a 20 mA
3	PRES05	Pressão na saída do compressor	Nuova Fima ST 18	4 mA a 20 mA
4	PRES09	Pressão na entrada da turbina	SpiraxSarco TP7	4 mA a 20 mA
4	PRES11	Pressão na saída da turbina	SpiraxSarco TP7	4 mA a 20 mA
5	PRES12	Pressão na saída da turbina	SpiraxSarco TP7	4 mA a 20 mA
6	PRES15	Pressão no pleno de ar	SpiraxSarco TP7	4 mA a 20 mA

Fonte – Elaborado pelo autor.

Este módulo permite condicionar sinais de acelerômetros e microfones eletrônicos integrados piezoelétricos (IEPE). Cada um dos quatro canais de entrada inclui um amplificador de instrumentação de corrente alternada programável, um filtro *Bessel* passa baixa de 4 polos e uma fonte de corrente de excitação para o acelerômetro de 4mA. Os instrumentos conectados a esse modulo são apresentados na Tabela 12.

Tabela 12 – Descrição dos instrumentos ligados ao modulo SCXI-1530

ITEM	Sigla	Descrição da grandeza de medição	Modelo	Tipo de sinal
1	VIBZ	Aceleração no eixo Z	PCB 352B	IEPE
2	VIBY	Aceleração no eixo Y	PCB 333B50	IEPE
3	VIBX	Aceleração no eixo X	PCB 333B50	IEPE

Fonte – Elaborado pelo autor.

- Chassi SCXI-1000.

O chassi SCXI-1000 é um equipamento robusto que alimenta os módulos SCXI, assim como também realiza tarefas de roteamento e de sincronismo para ler os sinais que cada um dos módulos converte. As leituras são armazenadas no *buffer* interno do chassi. Este tipo de chassi permite a interconexão de até 4 módulos.

- NI USB-6251 Mass Term.

A NI USB-6251 é uma placa DAQ multifuncional de alta velocidade otimizada para uma precisão superior em taxas de amostragem rápidas até de 2,86 MS/s. A placa realiza a comunicação entre o computador da central de comando e os módulos que coletam os sinais do processo, além de permitir, mediante o uso do programa supervisório, mostrar em tempo real os dados coletados. Para os ensaios experimentais, a taxa de aquisição de dados da placa NI USB-6251 Mass Term se configura em 20 kHz com 2000 amostras por segundo, uma vez que a maior faixa de frequência medida pelos acelerômetros é de 10 kHz.

- Módulo NI-9212 com acessório NI TB-9214.

O módulo NI-9212 é utilizado para a leitura da temperatura. O NI-9212 é um módulo com oito canais de termopar com entrada de ±78 mV, resolução de 24 Bit. A sensibilidade do módulo é de 0,01 °C para termopares tipo J, K, T, E, N, B, R, e S. Neste trabalho, as oito temperaturas apresentadas na Tabela 13 são conectadas ao módulo.

Tabela 13 – Descrição das medições coletadas pelo módulo NI-9212 com acessório NI TB-9214

ITEM	Sigla	Descrição da grandeza de medição	Sensor/Transmissor
1	TEMP03	Temperatura na entrada do compressor	Termopar tipo K
2	TEMP05	Temperatura na saída do compressor	Termopar tipo K
3	TEMP06	Temperatura na saída do compressor	Termopar tipo K
4	TEMP10	Temperatura na entrada da turbina	Termopar tipo K
5	TEMP11	Temperatura na entrada da turbina	Termopar tipo K
6	TEMP12	Temperatura na saída da turbina	Termopar tipo K
7	TEMP13	Temperatura na saída da turbina	Termopar tipo K
8	TEMP14	Temperatura na saída da turbina	Termopar tipo K

Fonte – Elaborado pelo autor.

- Conversor de temperatura *TxRail*.

Como observado anteriormente, o módulo NI-9212 com o acessório NI TB-9214 permite unicamente a conexão de oito sinais de termopares para medição de temperatura. No entanto, a estrutura de ensaios apresenta mais pontos de medição. Por esse motivo, conversores de temperatura são requeridos para conseguir ligar os sinais de termopar no módulo NI-9205 com acessório 781081-01.

O transmissor de temperatura *TxRail* é programável via porta USB com o computador, configurando a faixa de medição e o tipo de termopar que é utilizado. O conversor trabalha em conjunto com termopares tipo J, K, T, E, N, R, S, Pt100 a 2 ou 3 fios e tensão 0 mV a 50 mV, proporcionando uma saída linear de 0 V a 10 V. Todos os termopares tipo K conectados pelo módulo NI-9205 com acessório 781081-01 utilizam a conversão a tensão do *TxRail*.

- Módulo NI-9205 com acessório 781081-01.

O módulo NI-9205 é utilizado para a leitura de sinais analógicos na faixa de ±10V, possuindo 32 canais relativos ou 16 canais diferenciais. A taxa de amostragem máxima é de 250 kS/s e a resolução é de 16 bits. Neste trabalho, os 14 canais análogos apresentados na Tabela 14 são ligados de forma relativa no módulo.

- Chassi cDAQ-9178.

O chassi cDAQ-9178 é um equipamento robusto que alimenta os módulos NI-9212 e NI-9205, assim como também realiza atividades de roteamento e de sincronismo para ler os sinais que cada um dos módulos converte. As leituras são armazenadas no *buffer* interno do

Tabela 14 – Descrição das medições coletadas pelo modulo NI 9205 com acessório 781081-01

ITEM	Sigla	Descrição da grandeza de medição	Sensor/Transmissor
1	TEMP02	Temperatura na entrada do compressor	Termopar tipo K
2	TEMP07	Temperatura na saída do compressor	Termopar tipo K
3	TEMP09	Temperatura na entrada do ar/combustão	Termopar tipo K
4	TEM04	Temperatura na saída do compressor	Termopar tipo K
5	TEMP08	Temperatura na entrada do gás/combustão	Termopar tipo K
6	TEMP16	Temperatura na entrada do óleo do turbocompressor	Termopar tipo K
7	TEMP17	Temperatura na saída do óleo do turbocompressor	Termopar tipo K
8	TEMP15	Temperatura na saída da turbina	Termopar tipo K
9	PRES02	Pressão na entrada do compressor	Warme WTP-4010
10	PRES03	Pressão na entrada do compressor	Warme WTP-4010
11	PRES06	Pressão na entrada do gás/combustão	MPX5100
12	PRES08	Pressão na entrada do ar/combustão	MPX5100
13	PRES10	Pressão na entrada da turbina	MPX5500
14	PRES14	Pressão na injeção do óleo do turbocompressor	Wika R1

Fonte – Elaborado pelo autor.

chassi e comunicadas diretamente com a central de comando. O chassi cDAQ-9178 permite a interconexão de até 8 módulos com uma taxa máxima de amostragem de 1,6 MHz. Uma vez que os sinais coletados por este chassi não apresentam fenômenos de alta frequência, a taxa de amostragem utilizada é de 2 kHz e 300 amostras por segundo.

- NI USB 6009.

A NI USB 6009 oferece funções básicas de aquisição de dados para aplicações simples, sendo um dispositivo acessível, mas suficientemente poderoso para aplicações de medição mais sofisticadas. Permite aquisição de dados até 48 kHz e tem oito entradas e duas saídas analógicas. A utilização da NI USB 6009 é detalhada na Tabela 15.

Tabela 15 – Descrição das medições coletadas pela placa NI USB 6009

ITEM	Sigla	Descrição da grandeza de medição	Dispositivo
1	RTC	Rotação do compressor	AVL TB350
2	UR01	Umidade relativa do ar atmosférico	WTUTA-5700 Warme
2	PWM1	PWM da ventoinha de arrefecimento	-
3	INV1	Sinal analógico de 0 V - 10 V	Inversor WEG C08

Fonte – Elaborado pelo autor.

- PXI-4462.

O PXI-4462 é um módulo de aquisição de dados de alta precisão projetado para aplicações de acústica e vibração, incluindo os circuitos integrados necessários para fazer medições com microfones e acelerômetros. O módulo possui 4 entradas analógicas que podem ser amostradas simultaneamente em até 204 kHz, contendo acondicionamento para instrumentos IEPE com filtros de *antialiasing* e conversores digitais com resolução de 24 Bit. A utilização do módulo PXI-4462 é detalhada na Tabela 16.

Tabela 16 – Descrição das medições coletadas pelo módulo PXI-4462

ITEM	Sigla	Descrição da grandeza de medição	Dispositivo
1	MIC1	Transmissor de pressão acústica	PCB 377B02 + 426E01
2	MIC2	Transmissor de pressão acústica	PCB 377B02 + 426E01

Fonte – Elaborado pelo autor.

- PXIE-8106.

O módulo PXIe-8106 é um microcomputador com a arquitetura embarcada para a aquisição e tratamento de dados coletados pelas placas usadas em paralelo. O módulo possui processador Intel Core e sistema operativo Windows XP instalado em um disco rígido integrado, inclui sistemas de comunicação periférica para a instalação de Ethernet, USB para teclado, mouse e discos externos, porta serial e saída de vídeo para instalação de monitor. Esse módulo permite configurar o sistema de aquisição de dados dos transmissores de pressão acústica pelo módulo PXI-4462.

- Chassi NI PXI-1042.

Os chassis PXI-1042 possui 8 compartimentos para instalação de módulos da família PXI. Alimenta os módulos PXI-4462 e PXIE-8106, realizando tarefas de leitura e tratamento simultâneo nos dois módulos. O chassi permite uma taxa máxima de amostragem de 10 MHz. Uma vez que os sinais coletados pelo chassi são de pressão acústica, o limite mínimo de amostragem é de 40 kHz e 40000 amostras por segundo, pois os transmissores de pressão acústica são sensíveis à detecção de frequências da ordem de 20 kHz.

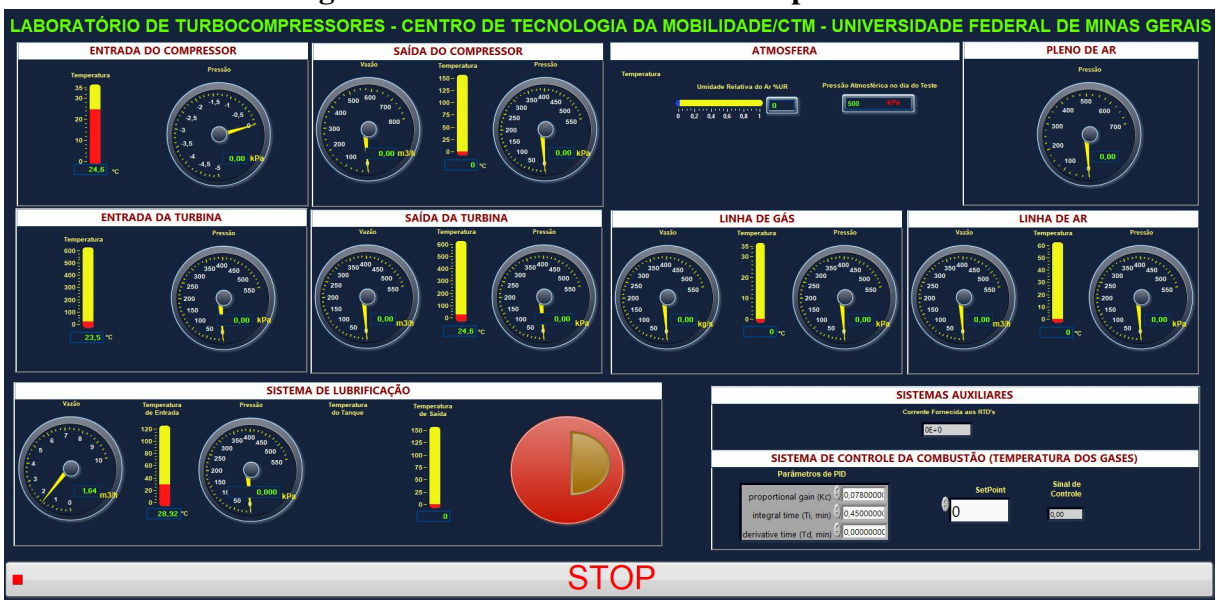
3.2.9.4 Sistema supervisor

O sistema supervisor instalado no computador da central de comando é um programa desenvolvido no *LabVIEW*. O programa usa uma linguagem de programação gráfica que permite, através do uso de objetos da biblioteca do programa, criar instrumentos virtuais para desenvolver tarefas necessárias na supervisão dos ensaios experimentais. As Figuras 42, 43 e 44 apresentam as interfaces gráficas da central de comando, nas quais é realizado o seguimento em tempo real das variáveis medidas no ensaio do compressor centrífugo.

A Figura 42 permite monitorar a pressão e temperatura de injeção do óleo além da temperatura no interior do reservatório. Também permite observar as pressões de entrada e saída do compressor e da turbina, assim como as vazões mássicas e a pressão no reservatório de ar comprimido. Na parte superior direita da Figura 42, encontram-se os visores da umidade ambiente e a resposta das três válvulas de controle, obtendo-se a percentagem de abertura configurada no momento do ensaio experimental.

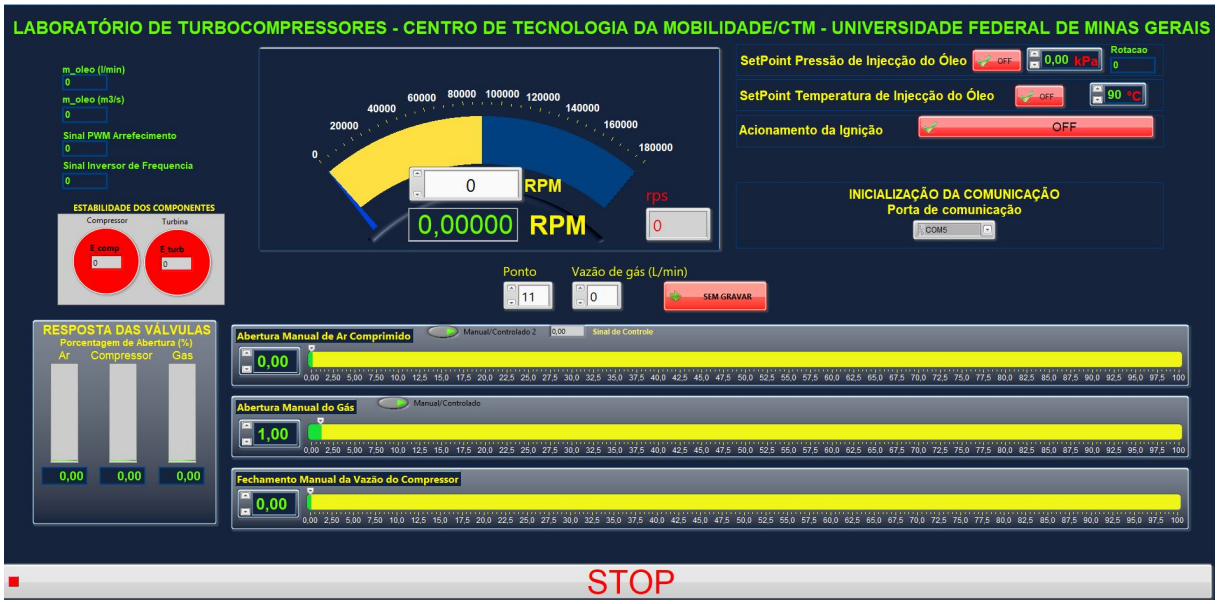
A Figura 43 apresenta a tela de comando, observando-se o controle manual da válvula de ar, da válvula de gás GLP e da válvula que modifica o ponto de trabalho do compressor centrífugo. Também é observado o acionamento do sistema de lubrificação, assim como diferentes

Figura 42 – Interface 1 do sistema supervisório



Fonte – Elaborado pelo autor.

Figura 43 – Interface 2 do sistema supervisório

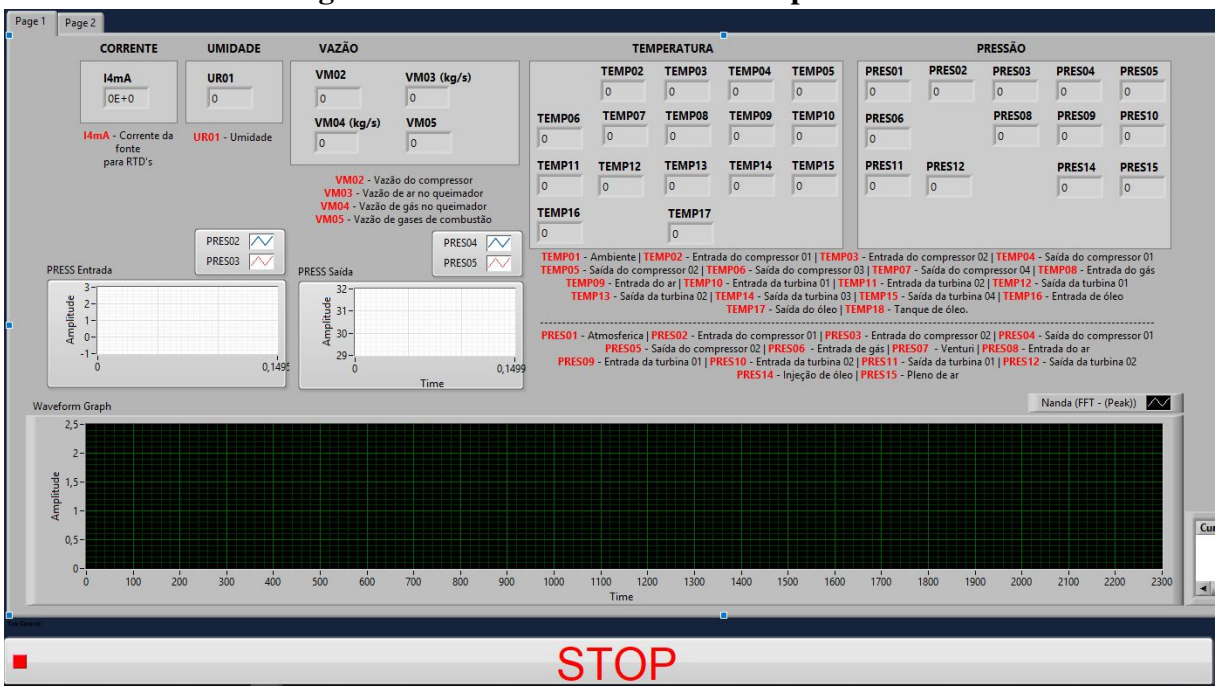


Fonte – Elaborado pelo autor.

acionamentos de controle embarcado na instrumentação virtual. Na tela, tem-se a opção de configurar o controle do regime de rotação do compressor, a pressão e temperatura de injeção do lubrificante, a inicialização da comunicação e o acionamento manual da ignição da câmara de combustão.

A tela apresentada na Figura 44 contém os visores das entradas e saídas do turbocompressor, e ainda mais importante, um seguimento da pressão de entrada e de saída do compressor, pois a identificação do limite de *surge* no compressor é feita a partir desses dois sinais.

Figura 44 – Interface 3 do sistema supervisório



Fonte – Elaborado pelo autor.

3.3 Obtenção dos mapas termodinâmicos do compressor centrífugo

3.3.1 Estabilização do compressor centrífugo

A estabilidade térmica do compressor centrífugo é a variável que determina a condição adequada para aquisição dos dados, não só dos termodinâmicos mas também dos acústicos e rotodinâmicos, pois o objetivo da caracterização é conseguir um ponto de comparação das estratégias antes e após a ocorrência das falhas.

O parâmetro de estabilidade térmica é determinado segundo a recomendação da SAE J1826, que define como critério de estabilidade ($\in$) uma variação máxima de 0,5% do parâmetro adimensional de mudança de temperatura para um tempo antes e depois. Assim, a Equação 54 é utilizada para avaliar o parâmetro de estabilidade térmica do compressor centrífugo (ζ_C). O intervalo de tempo entre 1 e 2 é configurado em 5 segundos segundo foi apresentado por Cervelló Romero (2005).

$$\zeta_C = \frac{T_{2,t} - T_{1,t}}{T_{1,t}} \tag{54}$$

3.3.2 Critério para detecção de pontos no limite de surge

Para o desenvolvimento do ensaio do compressor é importante a utilização de um método de detecção do ponto de funcionamento sobre a linha de *surge*, uma vez que a identificação desse ponto permite não induzir falha no componente. Assim, neste trabalho é utilizada a técnica de detecção pela variação sinusoidal da pressão de descarga do compressor como

apresentado no trabalho de Zheng *et al.* (2017).

3.3.3 Metodologia experimental dos ensaios termodinâmicos do compressor centrífugo

O ensaio termodinâmico do compressor é realizado para medir, em todo o regime de rotação, a vazão mássica corrigida e a razão total de compressão. Essas três variáveis, a rotação, a vazão mássica corrigida e a razão total de compressão, pelo fato de serem dependentes umas das outras, quando controladas duas delas, a terceira é imposta pelo próprio ponto de operação do compressor centrífugo.

O ensaio experimental é iniciado após a etapa de aquecimento do compressor seguindo as recomendações da SAE J1723 (SAE, 1995a). Sabendo que os mapas do compressor são desenvolvidos com base em linhas de rotação constante chamadas de isorotações, é estipulado o valor de *setpoint* do controlador para manter a menor isorotação do ensaio. A mudança da isorotação é feita pelo incremento gradual da vazão dos gases de exaustão gerados na câmara de combustão. Uma vez que a temperatura desses gases deve permanecer constante em 400 °C ou 600 °C para turbocompressores usados em motores diesel, o incremento na vazão dos gases de exaustão tem que ser proporcional para manter o controle da temperatura. Da mesma forma que é projetado um controlador para manter a rotação do compressor constante, um controlador é projetado para manter os gases de combustão na temperatura desejada para o ensaio. De tal modo, o ensaio do compressor é desenvolvido desde a menor isorotação até a maior. Segundo Cervelló Romero (2005) ir da menor até a maior isorotação é o caminho recomendado para o desenvolvimento do ensaio experimental, uma vez que as medições de temperatura tem maior inércia de estabilização e, assim, é recomendado começar pelas condições de trabalho do compressor onde acontecem as menores temperaturas, proporcionando um tempo menor na estabilização da variável de temperatura quando comparado com iniciar os ensaios com a maior isorotação, onde a temperatura é maior.

Após atingir a primeira isorotação, os dados termodinâmicos são coletados da maior à menor vazão mássica do compressor centrífugo. Os outros pontos de coleta de dados na mesma isorotação são obtidos com o fechamento gradual da válvula da linha de saída do compressor. Essa ação visa a diminuição da vazão mássica do compressor ao mesmo tempo em que é registrado o incremento da razão de compressão. A quantidade de pontos que são ensaiados para uma curva de rotação é estabelecida a fim de reduzir a necessidade de interpolações, onde o último ponto de ensaio é caracterizado pela instabilidade no compressor devido a apresentar a condição de *surge*.

Uma vez alcançado o ponto da linha de *surge*, a válvula na saída do compressor volta à abertura total e, a partir desse ponto, registra no controlador a próxima isorotação a ser ensaiada. Esse processo deve ser repetido até que sejam testadas todas as isorotações que se pretendam analisar.

Neste trabalho, quatro compressores centrífugos em estado novo do turbocompressor

Garrett TA31 são ensaiados, como apresentado na Tabela 17, em seis pontos de funcionamento em cada isorotação a fim de diminuir o intervalo de interpolação do mapa do compressor, sendo as isorotações de 40 krpm, 60 krpm, 80 krpm e 100 krpm controladas por um algoritmo PID desenvolvido no *LabVIEW*.

Tabela 17 – Pontos de ensaio para o compressor centrífugo Garrett TA31

Rotação	Condição de fechamento da válvula do compressor					
	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5	Ponto 6
40 krpm	0% totalmente aberta	25%	50%	60%	70%	Percentagem da condição de surge
60 krpm						
80 krpm						
100 krpm						

Fonte – Elaborado pelo autor.

Após a caracterização do compressor em estado novo, os pontos para os compressores com falha são reformulados com base na energia que é utilizada no ensaio de caracterização do rotor em perfeito estado, chamada de condição nova ou original. Nas condições de falha do rotor, nove pontos são determinados a partir da utilização da energia fornecida à turbina na condição nova, ou seja, é utilizada a mesma quantidade de ar e de combustível que o ensaio do rotor novo. Dos nove pontos, três são escolhidos para 40 krpm, três para 60 krpm e três para 80 krpm.

3.3.4 Critérios de aquecimento e pontos de aquisição de dados do compressor

Segundo as diretrizes da SAE J1723, o aquecimento do compressor deve ser realizado em cinco etapas determinadas em função do valor máximo de rotação e da razão de compressão do compressor centrífugo imposta pelo fechamento da válvula na descarga do compressor. De tal forma, conhecendo que a rotação máxima do compressor centrífugo do turbocompressor Garrett TA31 é 130 krpm, foi realizado um ensaio experimental preliminar para determinar a estabilidade dos parâmetros de funcionamento da estrutura de ensaio na condição dada por 130 krpm e a válvula do compressor completamente aberta (máxima vazão). Como resultado, ensaiar o compressor na rotação máxima compromete a estabilidade de temperatura na entrada da turbina. Logo, com base nesse resultado, é determinada como condição de ensaio, a rotação máxima de 100 krpm, na qual as características térmicas dos gases de exaustão permanecem constantes em 400 °C. A Tabela 18 especifica as cinco etapas de aquecimento do compressor centrífugo novo.

3.4 Ensaio rotodinâmico do compressor centrífugo

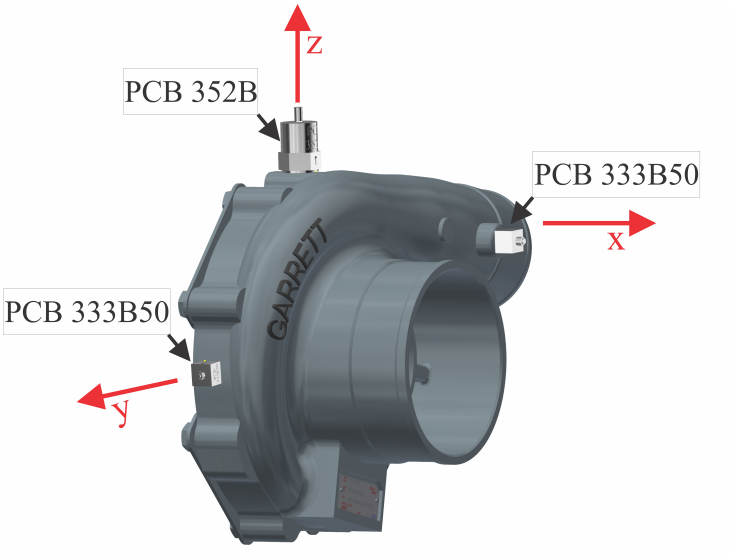
A aquisição de dados de aceleração da carcaça do compressor centrífugo é realizada utilizando os instrumentos descritos na subseção 3.2.8.5. A posição de cada acelerômetro é ilustrada na Figura 45. O PCB 352B é posicionado na medição do eixo z da carcaça compressora, um PCB 333B50 mede o eixo x e o outro o eixo y.

Tabela 18 – Etapas para aquecimento padrão do compressor centrífugo em estado novo

ETAPA	Tempo na etapa	Rotação	Fechamento da válvula do compressor
1	10 minutos	40 krpm	0%
2	5 minutos	80 krpm	50%
3	3 minutos	100 krpm	75%
4	5 minutos	80 krpm	50%
5	5 minutos	40 krpm	0%

Fonte – Elaborado pelo autor.

Figura 45 – Posição dos acelerômetros na carcaça compressora



Fonte – Elaborado pelo autor.

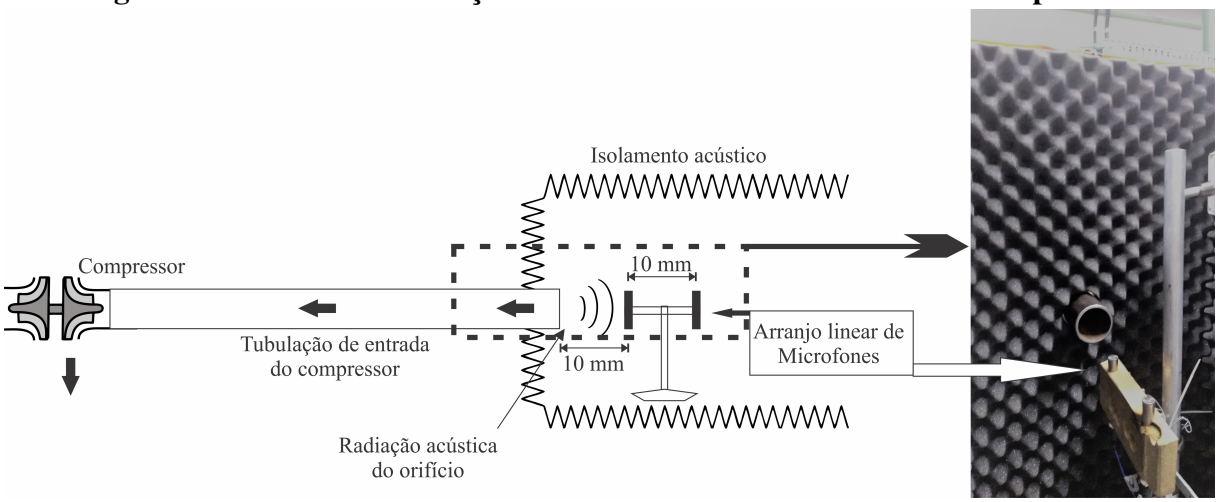
O ensaio rotodinâmico utiliza os mesmos pontos avaliados no ensaio termodinâmico apresentados na Tabela 17. Isso quer dizer que os dados de aceleração da carcaça compressora são coletados para cada ponto de vazão mássica do compressor nas isorotações de 40 krpm, 60 krpm, 80 krpm e 100 krpm. Os dados são coletados a uma frequência de amostragem de 20 kHz e o tratamento dos sinais é realizado através do método da transformada rápida de Fourier, onde permite, transformar os sinais no tempo ao domínio da frequência. Nessa transformação, objetiva-se a identificação dos fenômenos rotodinâmicos descritos na subseção 2.1.3.

3.5 Ensaio de irradiação acústica do compressor centrífugo

A caracterização acústica é desenvolvida com o uso de dois microfones da PCB Piezotronics descritos na subseção 3.2.8.6. A técnica implementada, ilustrada na Figura 46, é discutida por García (2017) e conhecida como medição externa no orifício de entrada do compressor.

A caracterização da irradiação no orifício do compressor é realizada também em cada ponto de funcionamento do mapa do compressor. Com os dados coletados é possível interpolar o mapa acústico do compressor e analisar a densidade espectral. Esse último permite avaliar variações em cada frequência medida. Os dados acústicos são previamente decompostos nos

Figura 46 – Método de medição externa no orifício de entrada do compressor



Fonte – Elaborado pelo autor.

sinais refletido e incidente radiados pelo compressor se aplicando a decomposição de ondas *beamforming* LCMV detalhada na subseção 2.1.4.1.

3.6 Método de comparação dos mapas do turbocompressor

Uma estratégia para identificar as falhas dos compressores centrífugos é analisar as alterações nos mapas do compressor consequência da ocorrência da falha. Para determinar essa variação, os mapas coletados na situação do rotor do compressor novo são comparados com obtidos após a falha, logo, esta tese apresenta um método inédito de comparação que determina três técnicas de análise geométrica das informações dos mapas: a primeira é denominada de análise dos ângulos de avanço, a segunda é a análise da área total da curva e a última, análise da área fechada. Além dessas três técnicas de análise também são utilizados os índices de desempenho descritos no trabalho de Barelli, Bidini e Bonucci (2009). A seguir são apresentados os métodos termodinâmicos utilizados neste trabalho.

3.6.1 Análise dos ângulos de avanço

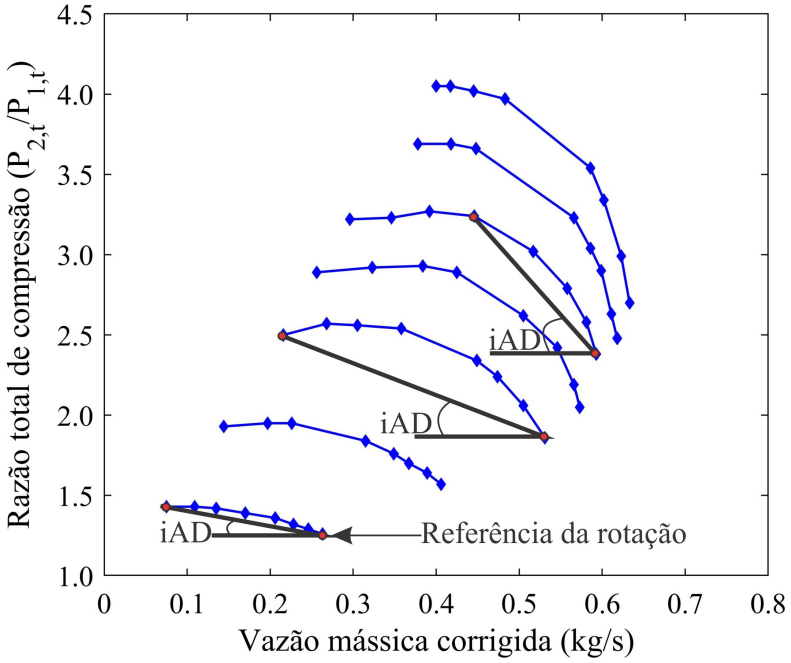
O índice de ângulo de avanço, denominado de iAD, descreve o ângulo de posição formado entre a linha horizontal de referência e o ponto de caracterização termodinâmica para uma mesma isorotação. Na Figura 47, os iAD são exemplificados.

Os iAD são calculados a partir da Equação 55 e podem ser determinados para todos os pontos que conformam os mapas do compressor centrífugo. Este método permite identificar as mudanças de posição quando o rotor com falha é ensaiado experimentalmente.

$$iAD_{P_i} = tan^{-1}\left(\frac{y_i - y_{ref}}{x_{ref} - x_i}\right) \tag{55}$$

Onde P_i é o ponto de ensaio identificado pela coordenada y_i na ordenada e x_i nas abs-

Figura 47 – Ângulos de avanço iAD no mapa do compressor



Fonte – Elaborado pelo autor.

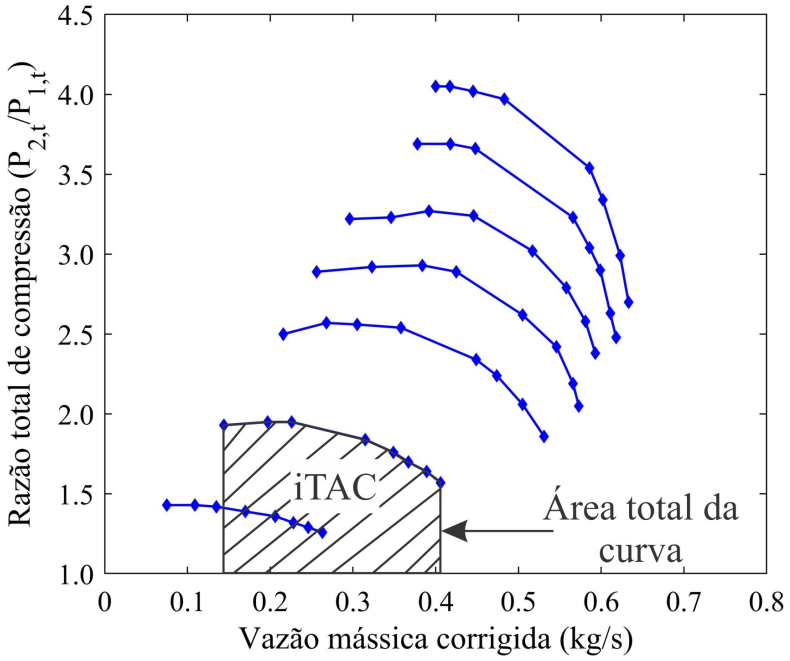
cissas, assim como y_{ref} e x_{ref} são as coordenadas do ponto de referência da faixa de rotação analisada. Neste trabalho, as coordenadas de referência são dadas pelos pontos de maior vazão da rotação analisada no rotor compressor novo, ou seja, é utilizado o ponto de maior vazão da rotação baixa, da meia e da alta para analisar as variações obtidas nos nove pontos de ensaio dos rotores com falha. Assim, iAD do mapa do compressor são chamados de α_1 para os ângulos entre o ponto de maior vazão com o ponto de vazão média (50% FVC) e α_2 para os ângulos entre o ponto de maior vazão e o ponto de menor vazão (ponto *surge*).

O iAD do mapa de eficiência isentrópica do compressor são chamados de α_3 para os ângulos entre o ponto de maior vazão com o ponto de vazão média e α_4 para os ângulos entre o ponto de maior vazão e o ponto de menor vazão.

3.6.2 Análise da área total da curva

O comportamento termodinâmico do compressor centrífugo é normalmente caracterizado, nos mapas específicos, por curvas formadas pelos pontos de uma mesma isorotação. Devido a esse comportamento é implementada uma estratégia de integração do polinômio que descreve a curva entre a vazão máxima do compressor e o limite mínimo dado pelo ponto na região de *surge*. Para determinar os coeficientes do polinômio que descreve a curva é utilizada a função do MATLAB *polyfit*. A função *polyint* retorna um polinômio que representa a integral da curva e a função *polyval* avalia o limite superior e inferior de cada linha de isorotação. Por último, usa-se a função *diff* para calcular a diferença entre os pontos avaliados. Sendo assim, o índice da área total da curva denominado de iTAC é quantificado. A Figura 48 ilustra o iTAC para um conjunto de valores.

Figura 48 – Índice da área total da curva iTAC no mapa do compressor



Fonte – Elaborado pelo autor.

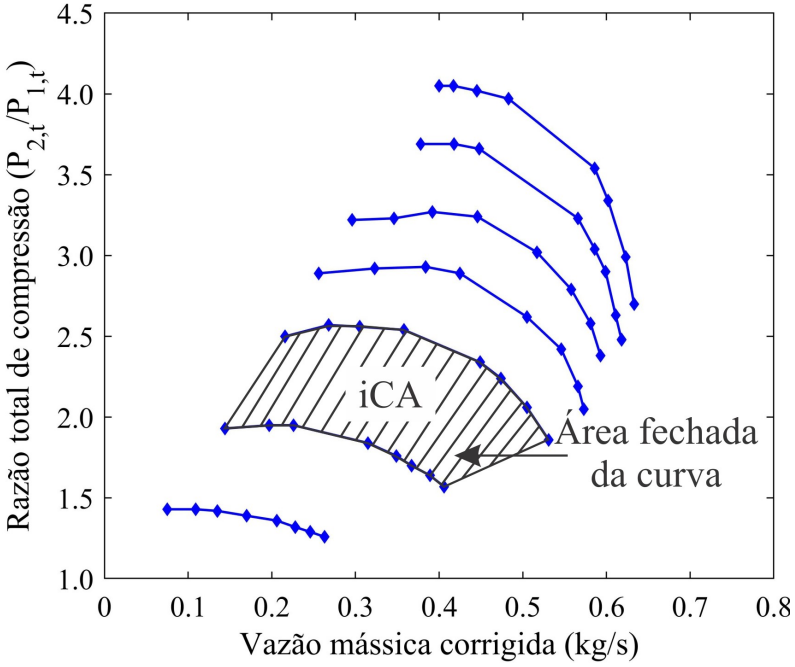
A avaliação do índice iTAC são observadas as mudanças na forma de uma linha composta pelos pontos ensaiados no compressor centrífugo, sendo que quanto mais fechada ou mais baixa seja a forma, menor será o índice iTAC. Para os rotores com falha, o iTAC calculado é comparado com o obtido no compressor novo, e ele é calculado a partir dos três pontos para cada região de rotação. Assim, o mapa do compressor terá um índice iTAC para cada isorotação testada. Os índices são identificados como iTAC da área 1, da área 2, da área 3, até acabar as isorotações testadas. O mesmo acontece para o mapa de eficiência isentrópica do compressor, continuando a identificação nos índices iTAC do mapa do compressor.

3.6.3 Análise da área fechada

Para avaliar duas curvas seguidas geradas no tratamento dos dados é formulado o índice de área fechada denominado de iCA. Essa análise busca detectar mudanças na separação ou aproximação dos resultados do mapa padrão com os gerados após o ensaio experimental de um rotor do compressor com falha. A Figura 49 ilustra a área determinada a partir de duas linhas de isorotação no mapa do compressor. Espera-se que o iCA varie quando pequenas modificações na separação ou aproximação dos resultados aconteçam.

Para calcular o iCA é utilizada a função do MATLAB *fliplr* que permite fechar a área das curvas, assim como a função *polyarea* que determina a área do polígono fechado. Os índices iCA são descritos segundo a etiqueta de área aplicada no índice iTAC.

Figura 49 – Índice da área fechada da curva iCA no mapa do compressor



Fonte – Elaborado pelo autor.

3.6.4 Análise dos índices de desempenho

Neste trabalho é realizado o diagnóstico da evolução de falha no rotor do compressor usando um método desenvolvido por Barelli, Bidini e Bonucci (2009). Como observado na revisão da literatura, Barelli, Bidini e Bonucci (2009) descreveram um método de diagnóstico do funcionamento dos componentes do turbocompressor pelo cálculo de dois índices denominados índices de desempenho de pressão e de temperatura. Esses dois índices, para a análise do compressor centrífugo, são calculados a partir das Equações 56 e 57, sendo iCP o índice de desempenho da pressão do compressor e iCT o índice de desempenho da temperatura do compressor.

$$iCP = \frac{P_o - P_i}{P_{od} - P_{id}} \tag{56}$$

$$iCT = \frac{T_i - T_o}{T_{id} - T_{od}} \tag{57}$$

Onde P_o, T_o e P_i, T_i são a pressão e temperatura de saída e a pressão e temperatura de entrada para o estado atual do compressor centrífugo (falha), respectivamente. P_{od}, T_{od} e P_{id}, T_{id} são a pressão e temperatura de saída e a pressão e temperatura de entrada para o estado novo do compressor centrífugo, ou seja, o primeiro ensaio de caracterização do compressor centrífugo denominado de compressor sem falha, compressor novo ou original. Assim, os dois índices de desempenho buscam comparar as medições termodinâmicas da condição de funcionamento do compressor centrífugo com falha com os resultados termodinâmicos obtidos do rotor do compressor em estado novo.

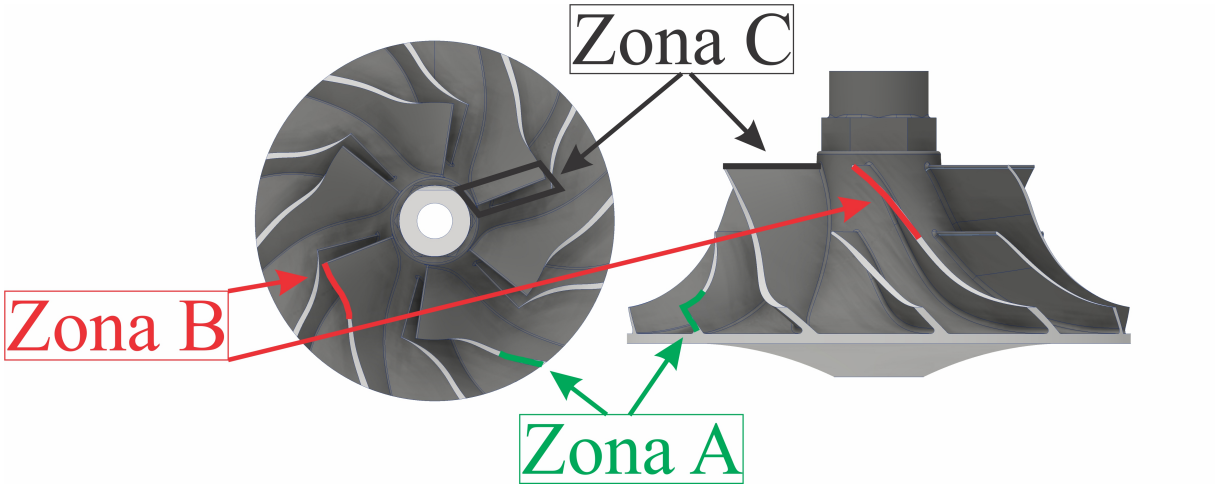
Neste trabalho são utilizadas as medições estáticas e medições totais de temperatura e de pressão para calcular os índices de desempenho. Os resultados buscam avaliar a possibilidade de identificar, com as medições estáticas, as falhas do rotor compressor. Assim, o $iCP_{2,s-1,s}$ e o $iCT_{2,s-1,s}$ indicam os índices de desempenho utilizando a pressão e a temperatura estática, respectivamente. O $iCP_{2,t-1,t}$ e o $iCT_{2,t-1,t}$ indicam os índices de desempenho utilizando a pressão e a temperatura total, respectivamente.

3.7 Método de simulação experimental das falhas

Como apresentado na revisão da literatura, distintas causas de falhas que agem no funcionamento do turbocompressor apresentam como principal consequência variações geométricas, em forma de desbaste, do rotor do compressor centrífugo. As causas do desbaste nas pás completas e nas pás divisoras são consequência de desbalanceamento do eixo, falta de lubrificação, objetos estranhos, erosão pela recirculação de gases de exaustão de baixa pressão, entre outras causas de falhas.

Como descrito por López (2014) e López, Serrano e Dolz (2017), o rotor do compressor pode ser dividido nas três regiões de desbaste apresentadas na Figura 50. A zona C, representada pela linha preta, identifica a região de desbaste na parte de entrada do ar no rotor. As zonas A e B fazem parte do desbaste no perfil lateral, sendo que a zona B identificada pela linha vermelha, mostra o desbaste superior e a zona A identificada pela linha verde, o desbaste na parte inferior.

Figura 50 – Zonas de desbaste do rotor compressor



Fonte – Elaborado pelo autor.

Neste trabalho, o desbaste nas zonas A, B e C do rotor é estudado experimentalmente usando um desbaste manual com uma micro retífica Dremel 3000. Na etapa de caracterização das falhas do rotor, dois dos quatro compressores centrífugos são utilizados. No rotor 1 é caracterizada a falha na zona C denominada de falha 1 e no rotor 2, a falha na zona A e B denominada de falha 2. Os desbastes seguem as etapas descritas na Tabela 19.

Tabela 19 – Critério de desbaste do rotor do compressor

Rotor	Etapa	Desbaste	Desbaste total	Zona de desbaste
1	1	0,5 mm	0,5 mm	C
	2	1,0 mm	1,5 mm	C
	3	2,0 mm	3,5 mm	C
2	1	0,5 mm	0,5 mm	A e B
	2	1,0 mm	1,5 mm	A e B
	3	2,0 mm	3,5 mm	A e B

Fonte – Elaborado pelo autor.

3.7.1 Falha do rotor com desbaste da zona C - Falha 1

Seguindo a estratégia de desbaste, a Figura 51 apresenta a evolução das etapas do rotor novo 1. Esse tipo de desbaste é característico de impacto de objetos estranhos no rotor compressor, podendo ser objetos abrasivos esquecidos na tubulação ou no filtro de ar. O nível de desbaste é, segundo a literatura, proporcional à rotação do compressor centrífugo quando o objeto atinge as pás do rotor, assim como ao tempo de permanência do objeto dentro da carcaça compressora.

3.7.2 Falha do rotor com desbaste das zonas A e B - Falha 2

Seguindo a estratégia de desbaste, a Figura 52 apresenta a evolução de desbaste do rotor novo 2. Esse tipo de falha é, segundo a literatura, consequência de grandes desbalanceamentos do rotor compressor que fazem com que o rotor impacte diretamente com a carcaça compressora, da falta de lubrificação que desestabiliza o movimento circular dos mancais radiais e da erosão devido às moléculas de água presentes na estratégia de recirculação de gases de exaustão de baixa pressão.

3.7.3 Novo critério de aquecimento para a caracterização das falhas no rotor compressor

Observando-se que cada uma das etapas de desbaste nas zonas A, B e C apresentam remoção de massa do rotor, é necessário evitar a possibilidade de quebra do rotor no aquecimento padrão desenvolvido obrigatoriamente antes de qualquer ensaio experimental de caracterização. Esse cuidado é necessário uma vez que não é conhecida a magnitude do desbalanceamento induzido em cada uma das etapas de desbaste, podendo ser suficiente para que o rotor impacte com a carcaça compressora em uma certa rotação das etapas de aquecimento padrão. De tal forma, um novo critério de aquecimento é apresentado na Tabela 20, sendo a característica principal a utilização da menor rotação do parâmetro original, pois as forças excitadas pelo desbalanceamento são diretamente proporcionais à rotação do compressor centrífugo. Contudo, o número de etapas, o tempo e a percentagem de fechamento da válvula do compressor são mantidas às da SAE J1723.

A fim de analisar a consequência nos resultados termodinâmicos da modificação realizada na rotação do aquecimento do compressor centrífugo, um ensaio experimental para cada

Figura 51 – Desbaste da zona C

Fonte – Elaborado pelo autor.

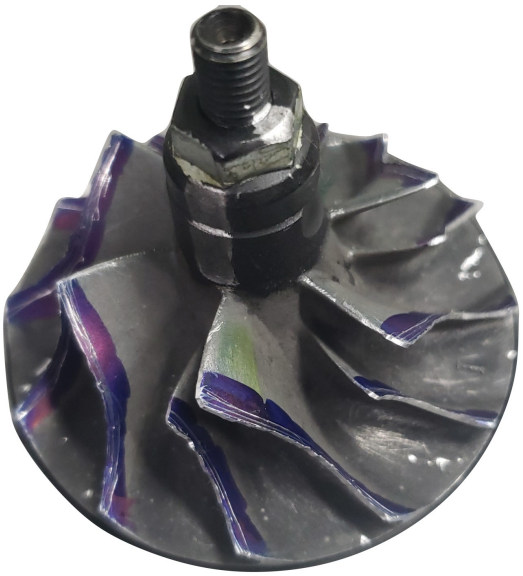
Tabela 20 – Novas etapas para aquecimento do compressor centrífugo em estado de falha

ETAPA	Tempo na etapa	Rotação	Fechamento da válvula do compressor
1	10 minutos	40 krpm	0%
2	5 minutos	40 krpm	50%
3	3 minutos	40 krpm	Percentagem do ponto próximo ao limite de *surge*
4	5 minutos	40 krpm	50%
5	5 minutos	40 krpm	0%

Fonte – Elaborado pelo autor.

Figura 52 – Desbaste da zonas A e B

Rotor original



Etapa 1 - Zona A e B

Etapa 2 - Zona A e B

Etapa 3 - Zona A e B

Fonte – Elaborado pelo autor.

compressor centrífugo é desenvolvido a fim de comparar os resultados do aquecimento padrão (SAE J1923) e o proposto com a redução da rotação.

3.8 Validação dos algoritmos de construção dos mapas termodinâmicos e de decomposição acústica

A validação dos algoritmos desenvolvidos para o tratamento dos dados experimentais, tanto para dados termodinâmicos quanto para dados acústicos, é realizada pelo método comparativo, ou seja, os dados coletados em um ensaio experimental disponível na literatura são utilizados como dados de entrada nos algoritmos deste trabalho e posteriormente, os resultados obtidos são comparados com os resultados apresentados na literatura. A validação dos algoritmos permite confiar no algoritmos desenvolvidos neste trabalho, assim como nos resultados obtidos através deles.

Para a validação do algoritmo de construção dos mapas termodinâmicos são utilizadas as medições experimentais coletadas em bancada de fluxo quente e, posteriormente, os resultados da empresa Sa Charging Solutions (2019). Enquanto para a validação do algoritmo de decomposição acústica são utilizados dados disponibilizados pelo CMT-Motores Térmicos da Universitat Politècnica de Valéncia, centro de pesquisa referência no desenvolvimento de técnicas de caracterização acústica de turbocompressores (BROATCH *et al.*, 2014). Os resultados proporcionados são denominados de dados padrões ou dado padrão nesta seção.

3.8.1 Validação do algoritmo de construção dos mapas termodinâmicos

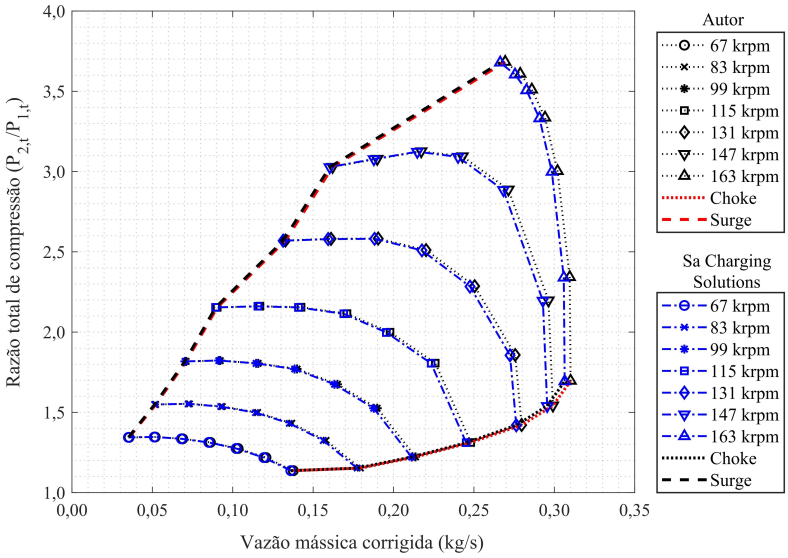
Os mapas do compressor centrífugo são fundamentais na técnica de caracterização de falhas usando os índices geométricos descritos na seção 3.6. Por esse motivo, a validação do tratamento dos dados termodinâmicos é apresentada nas Figuras 53 e 54.

Os dados que compõem o mapa do compressor apresentado na Figura 53 determinam a validação do método de cálculo da razão total de compressão e do método de cálculo da vazão mássica corrigida, uma vez que são observadas variações da razão total de compressão calculadas de 0,2% quando comparada com os dados padrões. Por outra parte, a vazão corrigida calculada determina maiores variações após a isorotação de 115 krpm e para elevadas vazões, contudo essa diferença entre o dado calculado e o dado padrão não é maior do que 1,2%. O desvio é calculado pela diferença absoluta dos dois resultados em relação ao dado padrão.

O mapa de eficiência do compressor, apresentado na Figura 54, apresenta a comparação entre os resultados obtidos para a eficiência isentrópica do compressor em relação aos dados padrões. Observam-se variações inferiores a 1,0% entre o dado calculado e o dado padrão para as isorotações inferiores a 115 krpm, para as isorotações superiores são observadas variações maiores, no entanto, não superaram 2,6%.

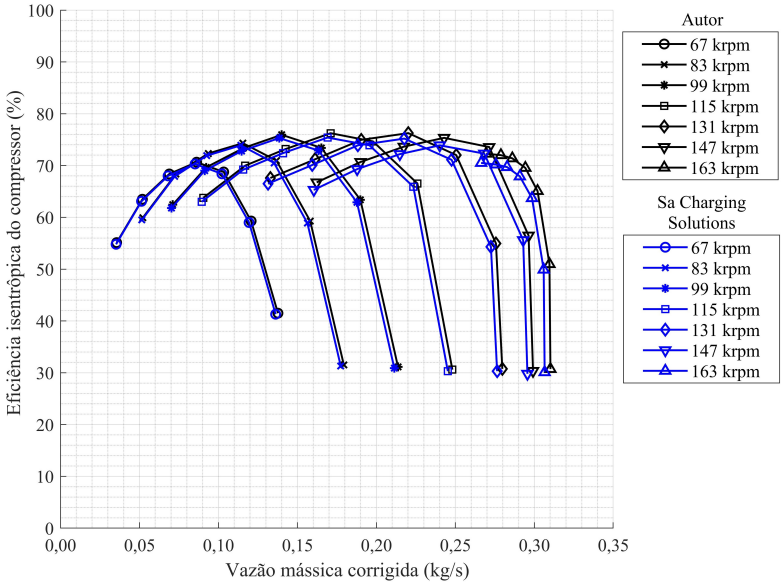
O incremento do desvio entre os dados calculados e os dados padrões após a isorotação de 99 krpm é conforme esperado, uma vez que o cálculo da temperatura e pressão total é

Figura 53 – Validação do tratamento de dados para o mapa do compressor



Fonte – Elaborado pelo autor.

Figura 54 – Validação do tratamento de dados para o mapa de eficiência do compressor



Fonte – Elaborado pelo autor.

função do quadrado da velocidade do fluído. De tal forma que as diferencias existentes entre a velocidade do fluído calculada em relação à velocidade do ensaio padrão produzem um incremento na variável final de comparação. Contudo, as pequenas diferenças encontradas, menores a 2,6%, permitem validar os modelos matemáticos e as constantes utilizadas para o cálculo das propriedades do fluido de trabalho do compressor centrífugo.

3.8.2 Validação do algoritmo de decomposição acústica

A validação do tratamento acústico é desenvolvida a partir de dados experimentais coletados por um arranjo linear de três transmissores. O ensaio experimental é realizado para uma condição estável do compressor centrífugo e os dados coletados da pressão dinâmica na saída do compressor são colectados. O arranjo de transmissores é instalado no interior da tubulação de saída como descrito por García (2017). As condições apresentadas na Tabela 21 são utilizadas como as condições de entrada da decomposição de ondas *beamforming LCMV*.

Tabela 21 – Condições do ensaio experimental no CMT-Motores Térmicos

Variável	Descrição
Tipo de sinal e transmissor	Pressão - Piezelétrico
Número de transmissores	3 em arranjo linear
Vetor de distância entre os transmissores	[0; 0,05; 0,1] m
Raio interno do duto	0,0302 m
Frequência de amostragem	100 kHz
Velocidade média do som	342,8060 m/s
Velocidade média do fluído	22,3223 m/s
Densidade média do fluído	1,2234 kg/m^3
Número de Prandtl médio	0,84

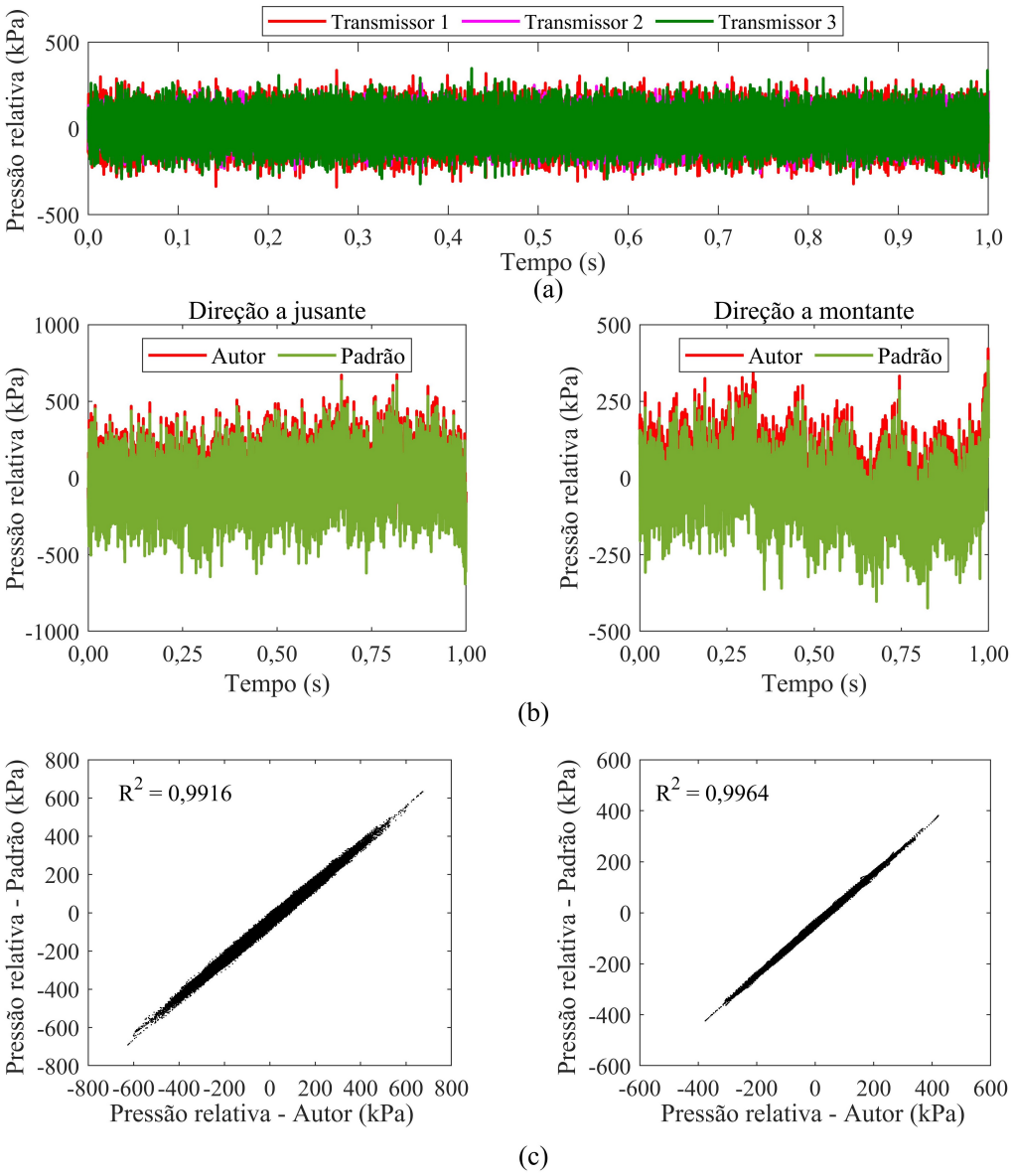
Fonte – Elaborado pelo autor.

A validação do tratamento acústico é apresentada na Figura 55. A Figura 55a apresenta os sinais experimentais coletados para uma condição estável de rotação e vazão do compressor centrífugo. A variação observada nos sinais coletados pelos transmissores 1, 2 e 3 é consequência do deslocamento espacial em conformidade à instalação dos transmissores. Após o tratamento dos dados, usando a técnica de decomposição de ondas LCMV são determinadas onda acústica em direção a jusante (incidente) e a de direção a montante (refletida) como apresentado na Figura 55b. As relações entre os dados padrões do sinal incidente e refletida com os dados determinados no tratamento deste trabalho são apresentadas na Figura 55c. Observa-se a relação linear da decomposição, o que identifica a confiabilidade do tratamento acústico desenvolvido para determinar as características de intensidade do compressor centrífugo.

3.9 Análise da propagação das incertezas

A análise de incertezas para as grandezas medidas no ensaio do compressor centrífugo é realizada a partir da metodologia apresentada na subseção 2.1.6. Assim, um estudo aprofundado é apresentado no Apêndice A. De tal forma, a análise da propagação das incertezas é

Figura 55 – Validação do tratamento de dados acústicos. (a) Dados disponibilizados pelo CMT-Motores Térmicos. (b) Comparação do resultado a jusante e a montante com o padrão. (c) Linearidade dos sinais decompostos



Fonte – Elaborado pelo autor.

desenvolvida para os resultados do mapa do compressor e do mapa de eficiência do compressor, uma vez que são determinados usando vários instrumentos como termopares, transmissores piezoresistivos e transmissores de vazão, cada um realizando a leitura do processo com uma incerteza de medição característica. A Tabela 22 apresenta as incertezas combinadas dos resultados apresentados neste trabalho.

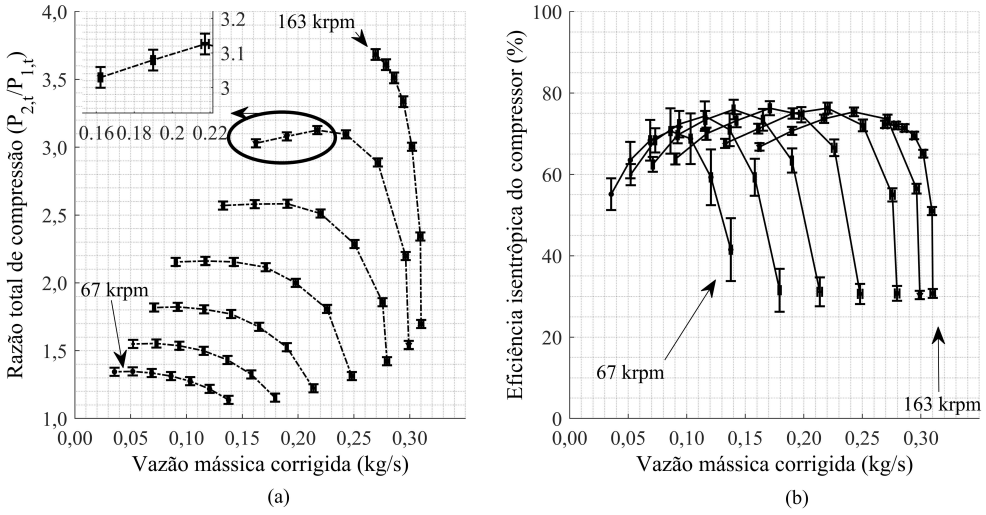
Tabela 22 – Propagação das incertezas nas variáveis principais do ensaio do compressor centrífugo

Variável	Incerteza
Razão total de compressão	±2,3% do valor calculado
Vazão mássica corrigida do compressor	±0,8% do valor calculado
Eficiência isentrópica do compressor	±8,3% do valor calculado para pontos próximos de surge e baixa rotação
	±2,5% do valor calculado para outros pontos
Pressão acústica	±0,2 dB do valor lido
Aceleração	±10% m/s^2 do valor lido

Fonte – Elaborado pelo autor.

A propagação das incertezas no mapa do compressor e no mapa de eficiência isentrópica do compressor são ilustradas na Figura 56.

Figura 56 – Incertezas dos resultados. (a) Mapa do compressor. (b) Mapa de eficiência do compressor



Fonte – Elaborado pelo autor.

Na Figura 56b é observado que para uma mesma linha de isorotação, as incertezas calculadas da eficiência do compressor aumentam enquanto diminui a vazão mássica que atravessa o compressor, além das incertezas serem maiores para baixas isorotações quando comparadas com os altos regimes de rotação. Esse fenômeno é atribuído a que mudanças entre condições de rotação vêm acompanhadas de pequenas mudanças nas pressões e nas temperaturas do compressor, o que deriva em pequenas mudanças de entalpia, incrementando a incerteza combinada no cálculo dessa eficiência. Para altas rotações, as variações da pressão e temperatura são mai-

ores para cada ponto analisado, assim as variações de entalpias são maiores, diminuindo as incertezas das medições.

3.10 Considerações finais da metodologia

Neste capítulo é apresentada a infraestrutura utilizada no desenvolvimento experimental de ensaios com turbocompressores automotivos, a qual cumpre com as normas internacionais, contendo sistemas de controle robustos e sistemas de aquisição de dados precisos.

A metodologia mostra que os ensaios termodinâmicos são realizados em função de rotações fixas e da variação da vazão mássica do compressor centrífugo, no qual é importante atingir o critério de estabilidade térmica através das etapas de aquecimento. Após iniciar o ensaio do compressor centrífugo, no mesmo instante em que um ponto termodinâmico é adquirido, os dados de aceleração da carcaça do compressor no eixo x, y e z, e a irradiação acústica através da técnica de medição externa também são coletados. Assim, um único ponto de ensaio relaciona o funcionamento do compressor nas metodologias propostas.

No método de avaliação do mau funcionamento do compressor centrífugo, são propostas duas falhas experimentais no rotor compressor. Assim, o desbaste da zona A e B e o desbaste da zona C devem ser estudados seguindo a metodologia de caracterização termodinâmica, rotodinâmica e acústica. São definidas duas falhas diretamente no rotor compressor, uma vez que simular uma causa de falha no sistema de lubrificação precisaria de várias horas de ensaio experimental e, consequentemente, um alto investimento financeiro, ainda sem ter um conhecimento prévio da consequência de desbaste que pode ocorrer no rotor do compressor ou em outros componentes internos do turbocompressor. Assim, a metodologia aborda a falha 1 e a falha 2 do compressor centrifugo, as quais compartilham as etapas de desbaste porém em zonas diferentes do rotor. A falha 1 apresenta a consequência do impacto de objetos estranhos pois é analisado o desbaste na zona C, e a falha 2 permite a caracterização de uma consequência provável de turbocompressores com alto desbalanceamento e/ou com falha no sistema de lubrificação.

Para analisar a evolução de cada uma das falhas, são apresentadas quatro metodologias experimentais. Duas referentes aos ensaios termodinâmicos, onde são analisados os índices geométricos iTAC, iCA e iAD, e também são analisados os índices de desempenho. O ineditismo desta tese está presente na análise geométrica dos dois mapas termodinâmicos do compressor, e também no uso das medições estáticas e totais nos índices de desempenho, onde visa-se determinar a possibilidade de realizar o diagnostico das falhas de um rotor compressor através das medições estáticas.

Quanto às metodologias rotodinâmica e acústica podem ser analisadas todas as frequências obtidas por transdutores com uma alta taxa de aquisição de dados, contudo existe a dúvida de que possa existir a influência de sinais externos que não permitam uma análise confiável. Devido a esse motivo, essas metodologias são as que apresentam um maior risco de que a caracterização das falhas do compressor não seja alcançada, no entanto, é inédito utilizar essas

duas ferramentas na caracterização de falhas em componentes de turbocompressores automotivos.

Finalmente, os programas computacionais desenvolvidos utilizando os fundamentos apresentados nas subseções 2.1.2 e 2.1.4 são adequados para tratar as medições experimentais. A validação com dados da literatura mostra que os modelos matemáticos utilizados para obter os resultados termodinâmicos e os resultados acústicos são coerentes.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Esta seção de resultados começa com as caracterizações termodinâmica, rotodinâmica e acústica dos quatro compressores centrífugos objeto de estudo. Depois é apresentada a influência das novas etapas de aquecimento do compressor no ensaio experimental, uma vez que foi determinado um novo critério de aquecimento para o rotor com falha como mostrado no capítulo de metodologia. Finalmente são apresentados os resultados dos ensaios experimentais de dois rotores do compressor com falha e sem falha em termos da análise termodinâmica, dos dados rotodinâmicos e da irradiação acústica do compressor.

4.1 Resultados da caracterização termodinâmica dos compressores centrífugos

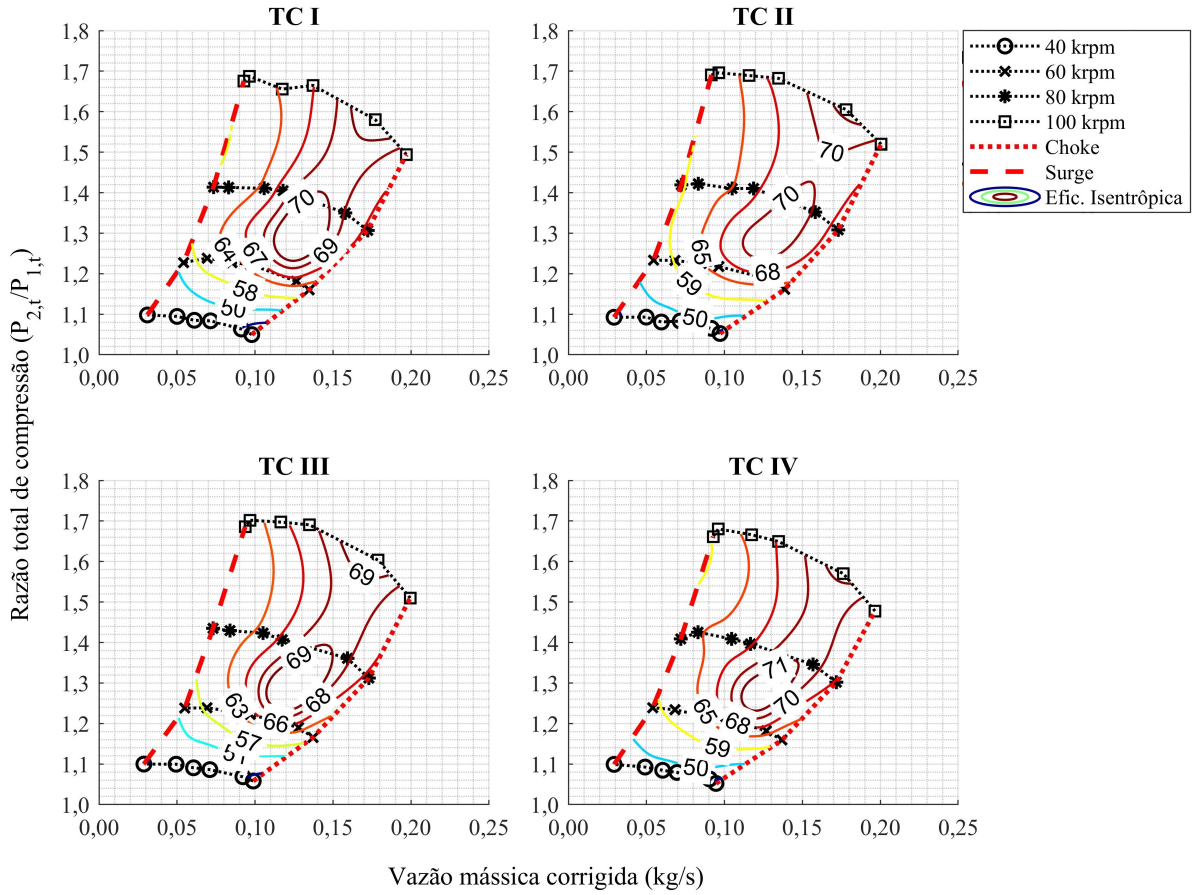
A caracterização termodinâmica dos compressores centrífugos TA31 é desenvolvida sob condição controlada de 400 °C na entrada da turbina, seguindo as etapas de aquecimento descritas na Tabela 18 da metodologia descrita na subseção 3.3.3. Assim, os resultados para as isorotações de 40 krpm, 60 krpm, 80 krpm e 100 krpm são ilustrados nas Figuras 57 e 58, identificando os compressores centrífugos ensaiados pelas siglas TC I, TC II, TC III e TC IV.

A Figura 57 apresenta os mapas dos compressores delimitados pela linha de *surge* e pela linha de *choke*, nos quais é observado que a relação entre a razão total de compressão e a vazão mássica corrigida é semelhante em cada uma das condições do ensaio, de tal forma que não é evidenciada uma influência das incertezas dos instrumentos de medição nos resultados obtidos, determinando a robustez da bancada de fluxo a quente e da metodologia de ensaio utilizada.

A razão total de compressão máxima para cada compressor centrífugo apresentado na Figura 57 está entre 1,68 e 1,70, ou seja, a variação de 0,88% demonstra a semelhança dos compressores. Quanto à vazão mássica corrigida e a eficiência isentrópica, a comparação entre os compressores é feita na condição de maior vazão no ensaio experimental, ou seja, a rotação de 100 krpm e 0% de fechamento da válvula do compressor (completamente aberta). Para essa condição, a variação da vazão mássica corrigida é de 2,55% e da eficiência isentrópica do compressor de 4,4%. Assim, as variações apresentadas são consideradas adequadas, pois os resultados apresentados estão dentro das faixas de incertezas combinadas das grandezas, sendo de $\pm$2,3% para a razão total de compressão, de $\pm$0,8% para a vazão mássica corrigida e de $\pm$2,5% para a eficiência isentrópica do compressor centrífugo.

A Figura 58a apresenta os mapas de eficiência isentrópica dos compressores identificando as características do TC I em preto, TC II em vermelho, TC III em azul e TC IV em verde. No comportamento da eficiência isentrópica em todo o regime de funcionamento é observado que, para todos os compressores centrífugos, encontra-se dentro da faixa de 30% a 71% nas rotações avaliadas e, para as rotações acima de 60 krpm, é restrita à faixa entre 60% e 71%. A diferença nos resultados de eficiência isentrópica em 40 krpm é consequência das incertezas combinadas serem maiores a baixas rotações, contudo a diferença entre as eficiências isentró-

Figura 57 – Mapas do compressor para TC I, TC II, TC III e TC IV

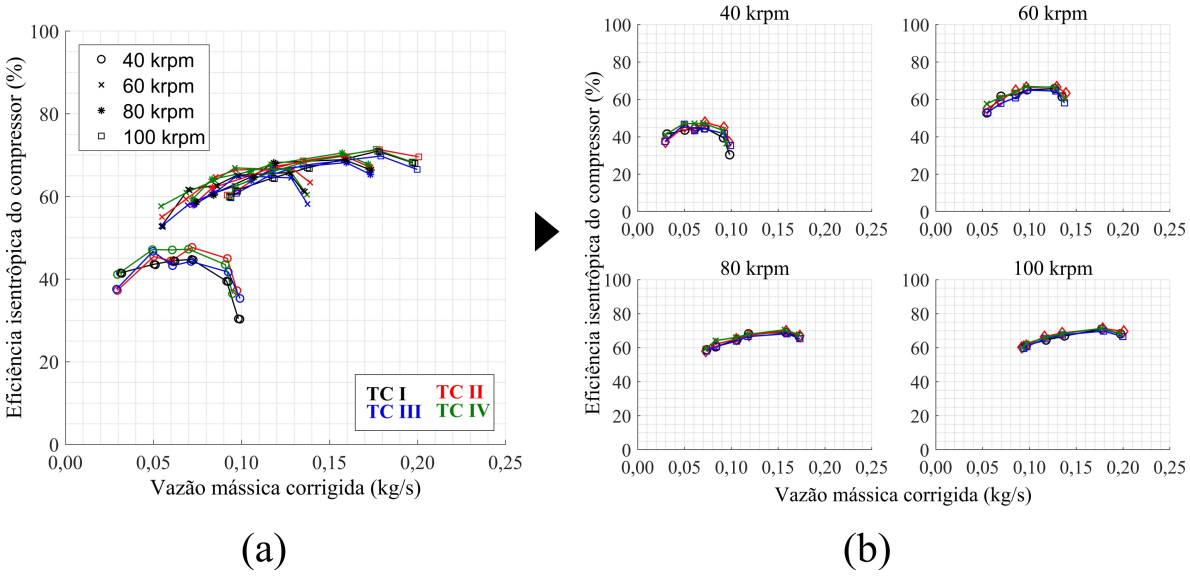


Fonte – Elaborado pelo autor.

picas é inferior a 15% e só é observada para o TC I, uma vez que para o TC II, TC III e TC IV a diferença é menor a 5%. A Figura 58b apresenta as eficiências isentrópicas para cada isorotação, observando-se que, em comparação com as variações que foram apresentadas no mapa do compressor da Figura 59 para as rotações de 80 krpm e 100 krpm, o mapa de eficiência isentrópica do compressor não apresenta alterações consideráveis quando avaliadas de forma isolada as isorotações nos quatro compressores, concluindo que as metodologias de comparação dos mapas apresentadas na seção 3.6 podem ser bem implementadas nesse segundo mapa.

As Figuras 59a e 59b apresentam a sobreposição dos mapas dos compressores apresentados na Figura 57. Com a sobreposição é observado que a maior varição termodinâmica acontece em 100 krpm, a qual é atribuída à variação térmica que ocorre na entrada da turbina, uma vez que são apresentadas mudanças na temperatura de saída da câmara de combustão consequência de manter a rotação de 100 krpm constante. Isto é, nos pontos com vazão mássica corrigida acima de 0,12 kg/s e para 100 krpm, a câmara de combustão fornece gases de exaustão com temperaturas inferiores a 400 °C . Essa variação na temperatura faz com que a rotação do compressor centrífugo seja atingida pelo incremento da vazão mássica de ar e não pelo incremento proporcional das duas vazões mássicas (ar e combustível). De tal forma que manter a vazão de combustível constante compromete a repetibilidade dos ensaios quanto à energia dos gases de

Figura 58 – Mapa de eficiência isentrópica para os quatro compressores Garrett TA31. (a) Mapa completo. (b) Detalhamento de cada isorotação



Fonte – Elaborado pelo autor.

exaustão na entrada da turbina, uma vez que para um único ponto de avaliação na isorotação de 100 krpm, é atingida uma temperatura e uma pressão diferente para vários ensaios. A fim de não comprometer os resultados deste trabalho com essa limitação estrutural, os ensaios de caracterização dos compressores são desenvolvidos até a rotação de 80 krpm onde é garantida a repetibilidade das condições de energia na entrada da turbina.

A repetibilidade apresentada na Figura 59a da razão total de compressão e da vazão mássica corrigida permite estipular, a fim de reduzir o número de pontos de medição nos ensaios experimentais, três pontos por isorotação, como é destacado na Figura 59b. Os pontos selecionados para desenvolver as caracterizações termodinâmica, rotodinâmica e acústica são apresentados na Tabela 23. Com as vazões de ar e de combustível definidas em cada condição, são caracterizados os dois rotores de compressor destinados para estudar as falhas 1 e 2 do compressor centrífugo.

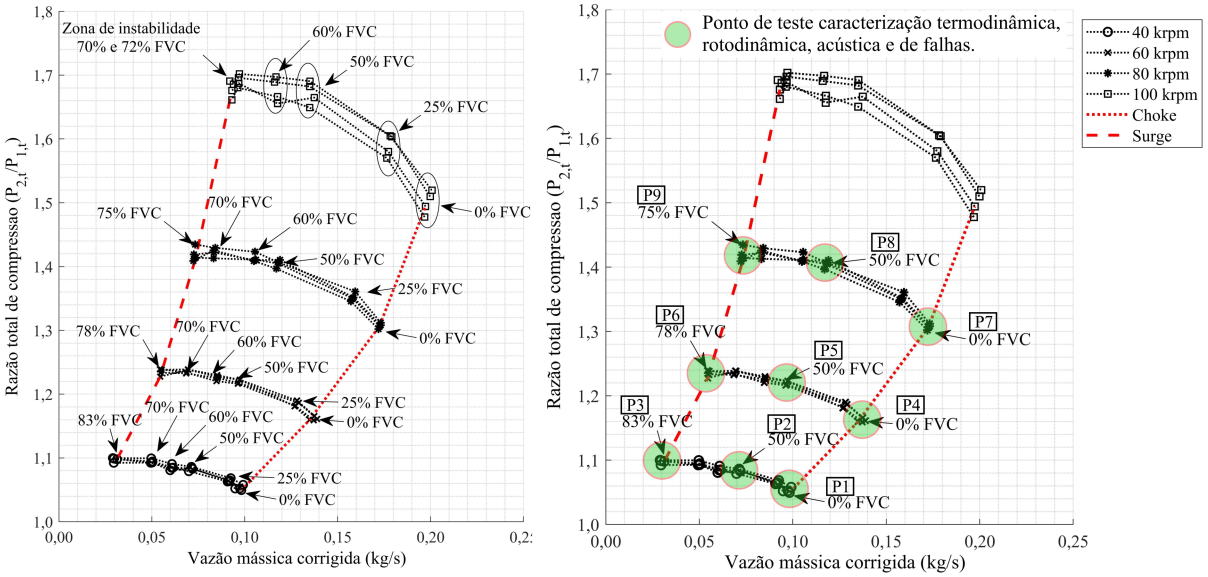
Tabela 23 – Novos pontos de análise para caracterização do compressor centrífugo

	Características em vazão do ponto de avaliação					
Rotação	Ar (kg/s)	Gás (kg/s)	Ar (kg/s)	Gás (kg/s)	Ar (kg/s)	Gás (kg/s)
40 krpm	P1 (0% FVC)		P2 (50% FVC)		P3 (83% FVC)	
	0,068	0,018	0,066	0,017	0,061	0,015
60 krpm	P4 (0% FVC)		P5 (50% FVC)		P6 (78% FVC)	
	0,084	0,029	0,082	0,027	0,076	0,020
80 krpm	P7 (0% FVC)		P8 (50% FVC)		P9 (75% FVC)	
	0,106	0,042	0,103	0,038	0,092	0,034

Fonte – Elaborado pelo autor.

Usando os pontos de análise definidos para a caracterização das falhas são descritas as seguintes etiquetas:

Figura 59 – Análise do mapa dos compressores. Seleção dos pontos de análise de falha



Fonte – Elaborado pelo autor.

- Para a avaliação do índice iTAC, as isorotações no mapa do compressor definem as áreas 1, 2 e 3 para 40 krpm, 60 krpm e 80 krpm, respectivamente. Para o mapa de eficiência isentrópica do compressor, são definidas as áreas 4, 5 e 6 para as mesmas isorotações, respectivamente.

- Para a avaliação do índice iCA, duas áreas podem ser criadas a partir das três isorotações ensaiadas. No mapa do compressor, a área entre a isorotação de 40 krpm e 60 krpm define a área 7, a área entre 60 krpm e 80 krpm define a área 8. No mapa de eficiência isentrópica do compressor, a união dessas isorotações definem as áreas 9 e 10, respectivamente.

- Para a avaliação do índice iAD, as referências de cada isorotação são os pontos P1, P4 e P7 nos dois mapas do compressor. Para o mapa do compressor, o ângulo α_1 representa os pontos P2, P5 e P7 e o ângulo α_2 os pontos P3, P6 e P9. Para o mapa de eficiência isentrópica do compressor, o ângulo α_3 representa os pontos P2, P5 e P7 e o ângulo α_4 os pontos P3, P6 e P9;

4.2 Resultados da irradiação acústica do compressor centrífugo

A caracterização acústica dos compressores centrífugos TA31 é dividida em duas subseções. Na primeira subseção são apresentados os mapas acústicos do compressor centrífugo que permitem, além de determinar a semelhança dos quatro modelos nas características acústicas globais, quantificar os níveis de intensidade em todo o regime de funcionamento, consolidando uma ferramenta importante no cálculo e análise da irradiação acústica automotiva, pois é através desse resultado que a contribuição da irradiação acústica do compressor centrífugo automotivo nos níveis de poluição ambiental por parte dos veículos com motor turboalimentado é caracte-

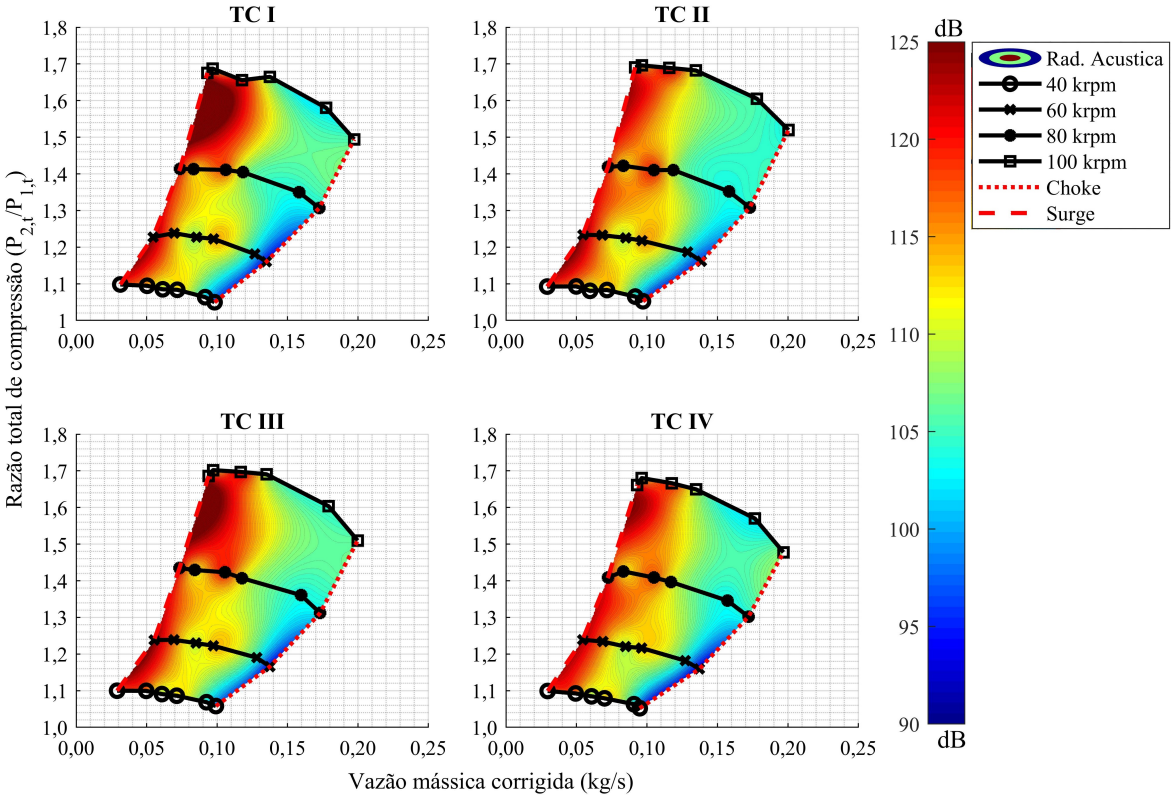
rizada. Na segunda subseção, a caracterização acústica no domínio da frequência é apresentada para cada ponto de funcionamento descrito na Tabela 23. Essa estratégia de análise dos resultados é fundamental para a caracterização da falha do compressor, uma vez que a discretização no domínio da frequência permite caracterizar e diagnosticar a alterações devido à falha do compressor.

4.2.1 *Mapas acústicos do compressor centrífugo*

Para descrever de uma forma geral os níveis globais de intensidade da irradiação acústica medidos pela técnica de som externo, a intensidade acústica calculada usando a Equação 52 é interpolada para criar os mapas acústicos do compressor apresentados na Figura 60.

Os mapas acústicos, apresentados no formato tradicional do mapa do compressor, possuem níveis globais de intensidade acústica entre 90 dB e 125 dB para o compressor TC I ao TC IV. Observa-se que para todos os compressores centrífugos, e como descrito nos trabalhos de Broatch *et al.* (2018) e García (2017), os níveis de intensidade acústica são fortemente influenciados por um padrão de funcionamento ou de condição de trabalho, pois a intensidade é maior sempre que o ponto de funcionamento, independente da rotação, esteja mais próximo da linha de *surge*. O incremento da intensidade também acontece, para uma mesma vazão do compressor, segundo aumenta a rotação do compressor.

Figura 60 – Mapas de nível de intensidade acústica externa medida entre 20 e 3720 Hz



Fonte – Elaborado pelo autor.

Além do aumento da intensidade acústica nos limites de *surge* e na alta rotação, observa-se que a variação da intensidade acústica não está unicamente relacionada a essas duas variáveis, senão também às características termodinâmicas do escoamento que atravessa o compressor centrífugo, uma vez que são observados níveis maiores de intensidade acústica em pontos de funcionamento no meio do mapa do compressor. No entanto, são incrementos pontuais da intensidade que, uma vez existe a mudança nas características do fluido, são suavizados e reduzidos, como pode ser observado em 60 krpm entre 0,90 e 0,11 kg/s para todos os compressores apresentados na Figura 60.

Enquanto à característica comparativa dos compressores TC I, TC II, TC III e TC IV, todos apresentam irradiações acústicas com níveis de intensidade similares, assim como nas mesmas condições de trabalho. Baixos níveis de intensidade acústica são encontrados em baixas rotações e altas vazões, assim como os altos níveis em toda a região perto do limite de *surge* e para maiores rotações. Os incrementos pontuais de intensidade acústica, dados pela influência da característica de escoamento, observados na Figura 60 para a condição 60 krpm e 50% de fechamento da válvula do compressor (FVC) e 80 krpm e 60% de FVC, também estão presentes em todos os compressores centrífugos. A variação observada entre as a região de trabalho de 60 krpm e 80 krpm acima de 50% de FVC é consequência da variação que existe na razão total de compressão, logo a interpolação dos níveis de intensidade coletados experimentalmente sofrem pequenas mudanças. No entanto, pontualmente, os compressores centrífugos irradiam a mesma intensidade acústica ao ambiente.

A caracterização acústica é um dos resultados mais importantes para a análise dos compressores centrífugos, uma vez que as ondas acústicas são transportadas pelo fluído de trabalho, o que pode influenciar em alterações dadas pelas características do ensaio experimental, como variações de geometria dos rotores e variações da geometria da carcaça compressora, alterações dificilmente detectadas em uma inspeção visual. No entanto, neste resultado é observado que os quatro compressores centrífugos apresentam regiões de intensidade acústica bem definidas e com níveis globais similares.

4.2.2 Densidade espectral acústica do compressor centrífugo

Embora a caracterização da intensidade acústica global seja importante na acústica dos compressores, a caracterização pela densidade espectral, calculada pela Equação 51, é uma melhor ferramenta para identificar e comparar os resultados de cada compressor centrífugo.

A densidade espectral da intensidade acústica de cada ponto experimental é analisada no domínio da frequência, o que permite caracterizar as frequências nas quais ocorrem as maiores amplitudes, assim como detalhar quais fenômenos influenciam na irradiação acústica do compressor centrífugo. A Figura 61 apresenta a densidade espectral da intensidade acústica para os nove pontos de análise em todos os quatro compressores centrífugos. Nos gráficos, apresentados na Figura 61, é identificada pela cor vermelha a característica do TC I, magenta para o TC

II, azul para o TC III e preto para o TC IV. Observa-se que todos os compressores apresentam variação espectral semelhante, como pode ser visto com maior detalhe na ampliação feita ao ponto P1 na parte superior da Figura 61.

A partir da análise da densidade espectral são observadas, para todos os regimes de trabalho dos compressores, duas frequências onde acontecem as maiores amplitudes de intensidade. Esse fenômeno acústico acontece independente da rotação, da razão total de compressão ou da vazão mássica corrigida do compressor. Observa-se uma primeira frequência entre 1,4 kHz e 1,6 kHz e a outra exatamente o segundo harmônico dessa frequência. Neste trabalho não é determinada a fonte desse fenômeno, trabalhos futuros podem analisar a caracterização acústica do escoamento do banco de fluxo, da carcaça compressora e da câmara de combustão tubular, os quais podem ser responsáveis pelos fenômenos acústicos nessas frequências.

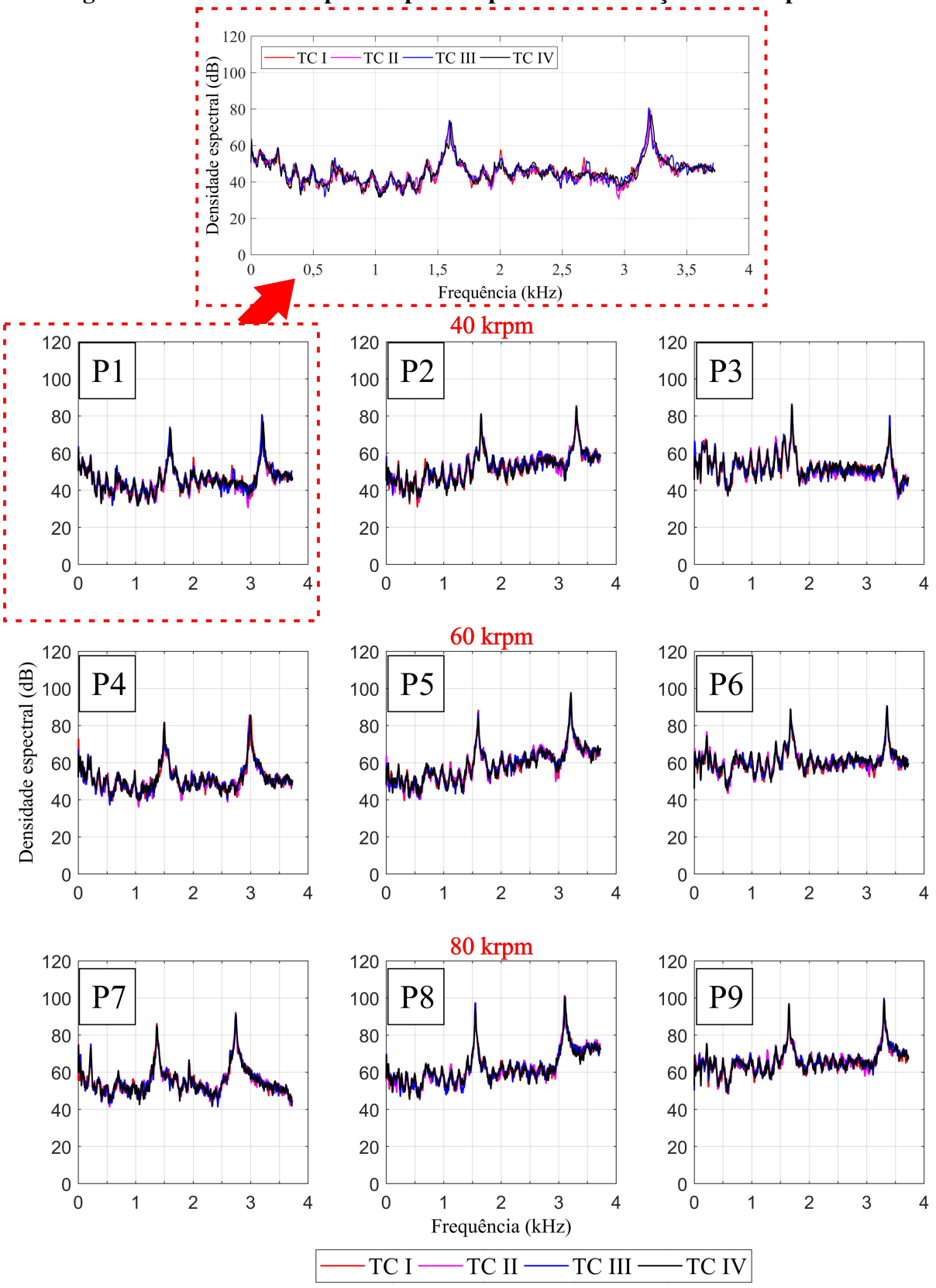
Uma vez que os quatro compressores centrífugos utilizam no ensaio experimental uma única carcaça compressora, a característica de ressonância apresentada na Figura 61 é garantida em todos os ensaios, permitindo uma melhor identificação da intensidade acústica e a repetibilidade dos ensaios.

Na Figura 61 é observada que a repetibilidade do ensaio acústico é extremamente importante para a avaliação do compressor centrífugo, pois o laboratório de ensaios de turbocompressores não possui uma câmara anecoica que permita atenuar a reflexão das ondas acústicas dentro do laboratório, ou inclusive, o isolamento das interferências acústicas que possam ser produzidas no ambiente externo. Contudo e como foi apresentado na metodologia deste trabalho (ver Figura 46), um sistema semi-anecoico foi projetado para auxiliar os ensaios, e os resultados apresentados identificam que para o ensaio experimental a incidência externa é desprezível.

Como discutido nos mapas acústicos do compressor, quanto maior é a rotação e quanto mais próximo a condição de funcionamento esteja do limite de *surge*, a densidade espectral apresenta um incremento em todas as frequências. No entanto, ela detalha um outro fenômeno acústico. Observando-se P2 e P5 na Figura 61 são identificados incrementos de intensidade na faixa de frequência de 2 kHz a 3 kHz, o que contribui à variação puntual nos mapas acústicos do compressor previamente apresentados na subseção 4.2.1. A variação da intensidade nessa faixa de frequência é discutida na literatura científica, alguns trabalhos relevantes apresentados por Broatch *et al.* (2018), García (2017) e Torregrosa *et al.* (2016), denominam essa variação como sendo fenômeno de *whoosh* do compressor.

A caracterização acústica do compressor, pelos mapas acústicos e pelas densidades espectrais, revela que os compressores apresentam resultados de intensidades irradiadas similares em todas as frequências. O resultado de densidade espectral pode ser utilizado para caracterizar as variações em função das duas falhas de desbaste a serem apresentadas.

Figura 61 – Densidade espectral para os pontos de avaliação dos compressores



Fonte – Elaborado pelo autor.

4.3 Resultados da caracterização rotodinâmica do compressor centrífugo

A análise rotodinâmica é desenvolvida a partir do tratamento dos sinais de aceleração da carcaça do compressor em cada um dos eixos x, y e z, avaliando-se a amplitude em função da constante da aceleração da gravidade g igual a 9,81 m/s^2. A análise é desenvolvida para cada regime de trabalho apresentado na Tabela 23.

As Figuras 62, 63 e 64 apresentam as amplitudes de aceleração da carcaça após um filtro de corte de 0,3 g em função da razão de frequência (f/Ω). As características de cada um dos compressores são identificadas pela cor azul para o TC I, pela cor laranja para o TC II, pela cor amarela para o TC III e por último, pela cor violeta para o TC IV.

Embora os compressores centrífugos apresentem amplitudes em razões de frequência similares para x, y e z, o qual é melhor observado para os pontos de operação de P4 a P9, os fenômenos rotodinâmicos sub-síncronos ($f/\Omega < 1$), síncronos ($f/\Omega = 1$) e super-síncronos ($f/\Omega > 1$) não são caracterizados por ter as mesmas amplitudes. Isso é observado na resposta da aceleração no eixo x (Figura 64) para os pontos P1, P2 e P3, onde nenhuma das amplitudes na faixa de frequência estudado é maior ao limite de 0,3 g, embora para os eixos y e z, Figura 62 e Figura 63, respectivamente, sejam identificadas amplitudes acima desse limite.

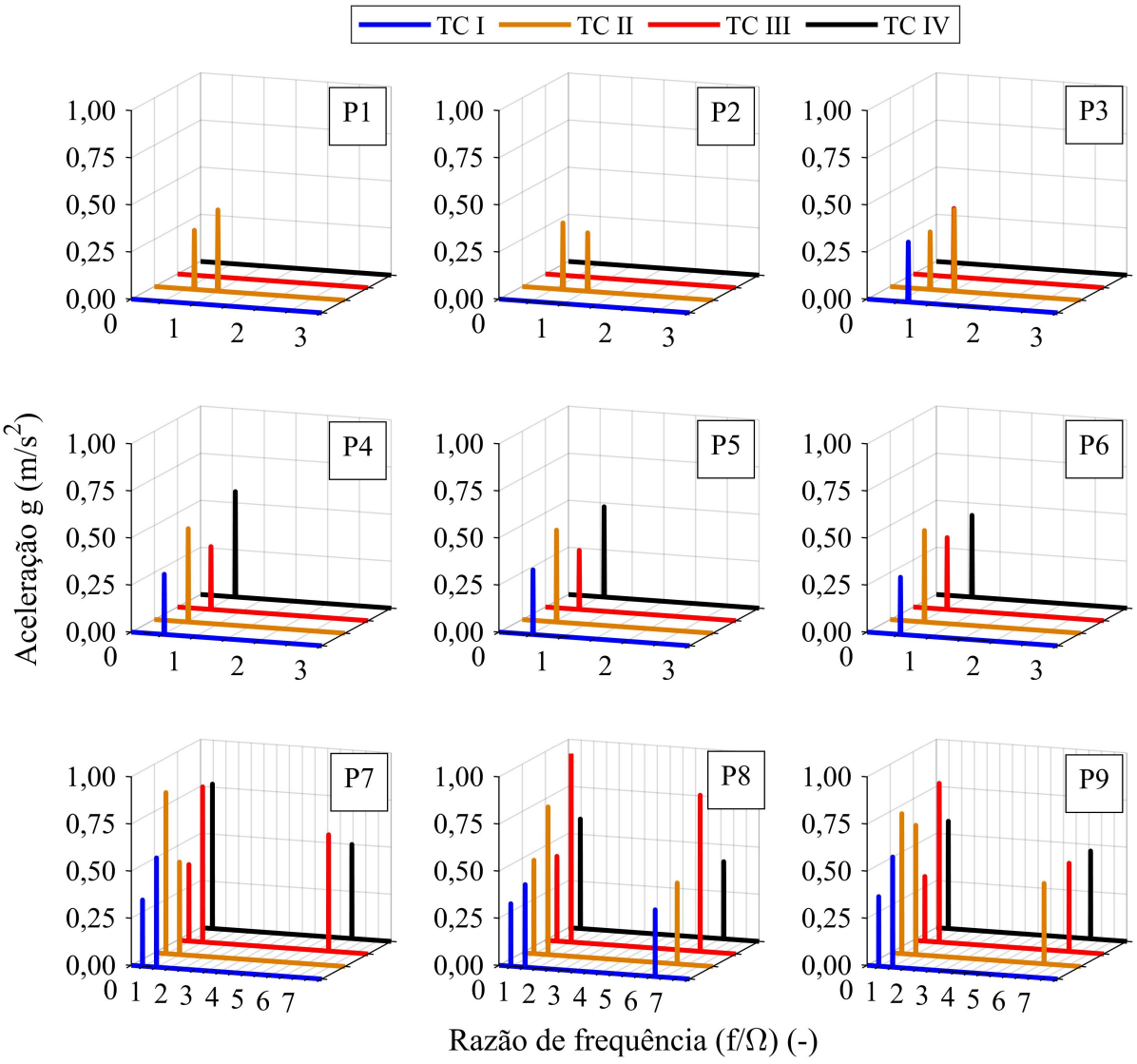
Quatro fenômenos rotodinâmicos, apresentados na revisão da literatura, são identificados e as razões de frequência em que acontecem são iguais para x, y e z quando avaliada uma única condição de rotação. O fenômeno de desbalanceamento natural do eixo é apresentado em $f/\Omega = 1$, a auto-excitação da camada interna do óleo lubrificante em uma faixa de $0,45 \leq f/\Omega \leq 0,65$, o desalinhamento ou desbalanceamento excessivo do eixo em $f/\Omega = 2$ e, na ordem superior e só coletada pelo sensor do eixo z, a frequência de desbalanceamento das pás completas do rotor em $f/\Omega = 6$.

A Figura 62 apresenta a característica rotodinâmica do eixo z conforme a taxa de aquisição de 20 kHz e uma frequência de corte de Nyquist de 10 kHz. Para os pontos P1, P2 e P3 para o compressor TC II, a frequência síncrona e a sub-síncrona igual a 0,6 está presente com amplitudes acima de 0,43 g e 0,35 g, respectivamente. Conforme mais próximo do limite de *surge*, a excitação sub-síncrona incrementa para os compressores TC I e TC II atingindo níveis acima de 0,32 g.

Claramente os fenômenos rotodinâmicos dependem da rotação do compressor centrífugo, uma vez que são observadas amplitudes para todos os pontos P4 a P9. No entanto, para os pontos P4, P5 e P6 a amplitude da síncrona é filtrada e só é observada a sub-síncrona igual a 0,56, a qual tem uma intensidade de 0,56 g no compressor centrífugo TC IV. Para P7, P8 e P9 esse mesmo fenômeno é identificado em $f/\Omega = 0,45$. Nessa última condição de rotação, identifica-se uma amplitude super-síncrona da vibração das pás completas do rotor compressor, pois a razão de frequência é igual a 6, sendo o mesmo número de pás completas do rotor compressor. A amplitude super-síncrona tem intensidade de 0,82 g.

A Figura 63 apresenta uma característica importante, uma vez que só no eixo x é pos-

Figura 62 – Rotodinâmica do eixo z



Fonte – Elaborado pelo autor.

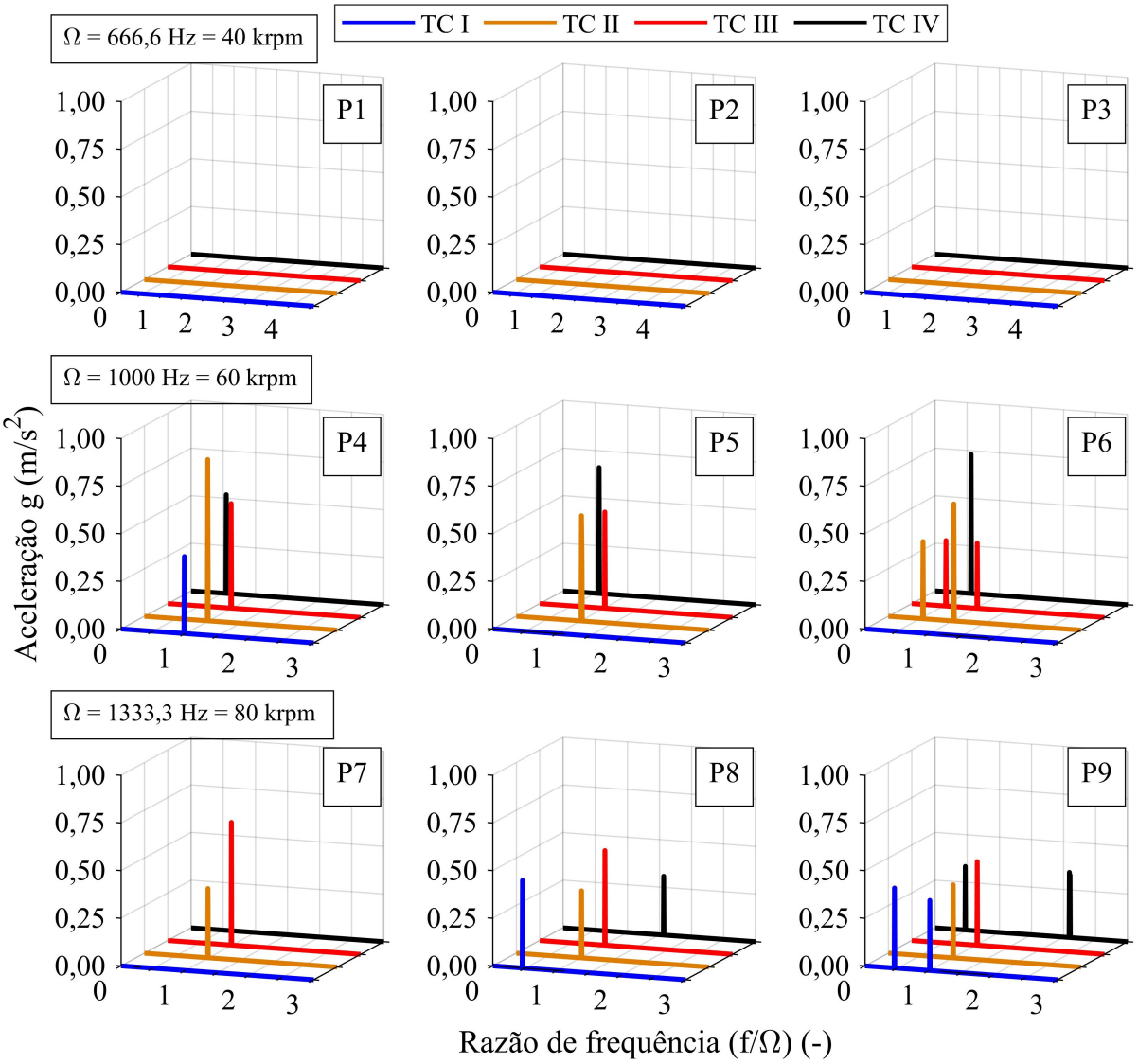
sível determinar o fenômeno de contato direto dos componentes do turbocompressor, o qual é representado pela razão de frequência igual a 2 e intensidades de 0,31 e 0,33 g, ocorrendo para P8 e P9 respectivamente. Contudo, essa característica só é apresentada pelo TC IV.

Enquanto ao fenômeno síncrono e sub-síncrono, para os pontos P1, P2 e P3 nenhuma intensidade de aceleração é superior ao limite de filtragem de 0,3 g; para P4 a P9 é observado que quanto mais perto do limite de *surge* a amplitude da sub-síncrona é maior para todos os compressores.

A Figura 64 não apresenta uma variação significativa quando são consideradas as respostas rotodinâmicas já apresentadas nos eixos x e z. No eixo y são novamente identificados os fenômenos síncronos e sub-síncronos para os pontos avaliados os quais também foram previamente identificados no eixo x e z.

Para o método de caracterização da falha do compressor centrífugo é observada a utilidade da avaliação rotodinâmica nos eixos z, x e y, principalmente o eixo z por possuir maior

Figura 63 – Rotodinâmica do eixo x



Fonte – Elaborado pelo autor.

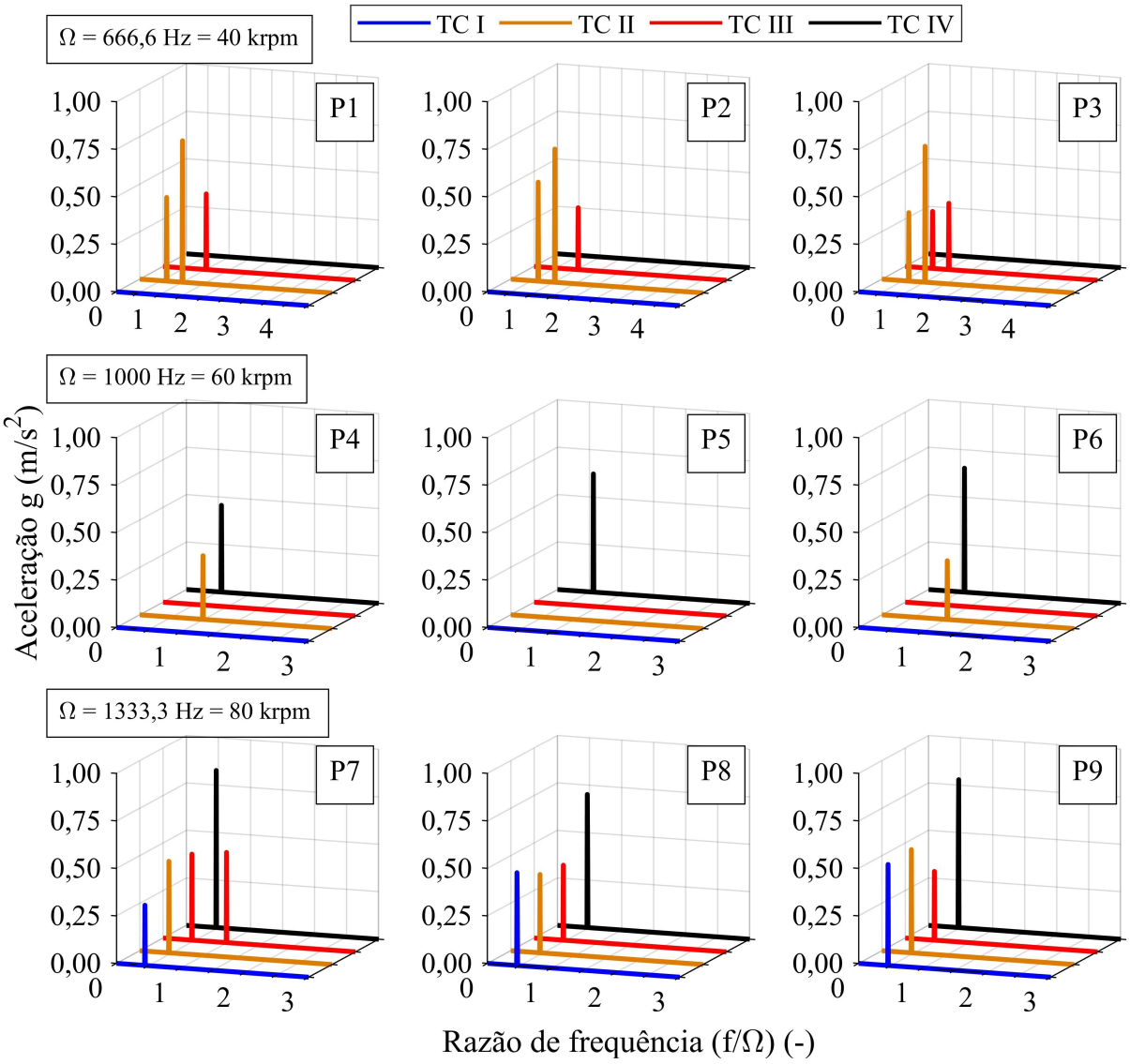
frequência de amostragem.

4.4 Resultados da comparação termodinâmica do novo método de aquecimento para ensaios com falha

Depois da análise termodinâmica apresentada na seção 4.1 e das similitudes observadas nas caracterizações dos compressores centrífugos, os compressores centrífugos TC II e TC III são escolhidos, pela semelhança nas características, para estudar a evolução da falha 1 e da falha 2, respectivamente. A seleção de dois dos quatro compressores centrífugos reduzi a quantidade de ensaios experimentais.

Para analisar a influência nos resultados dos ensaios do aquecimento descrito na Tabela 20, o TC II e TC III são ensaiados sob as duas rotinas de aquecimento e as grandezas termodinâmicas são coletadas para os nove pontos de funcionamento. Os resultados apresenta-

Figura 64 – FFT do sinal de aceleração coletado para o eixo y



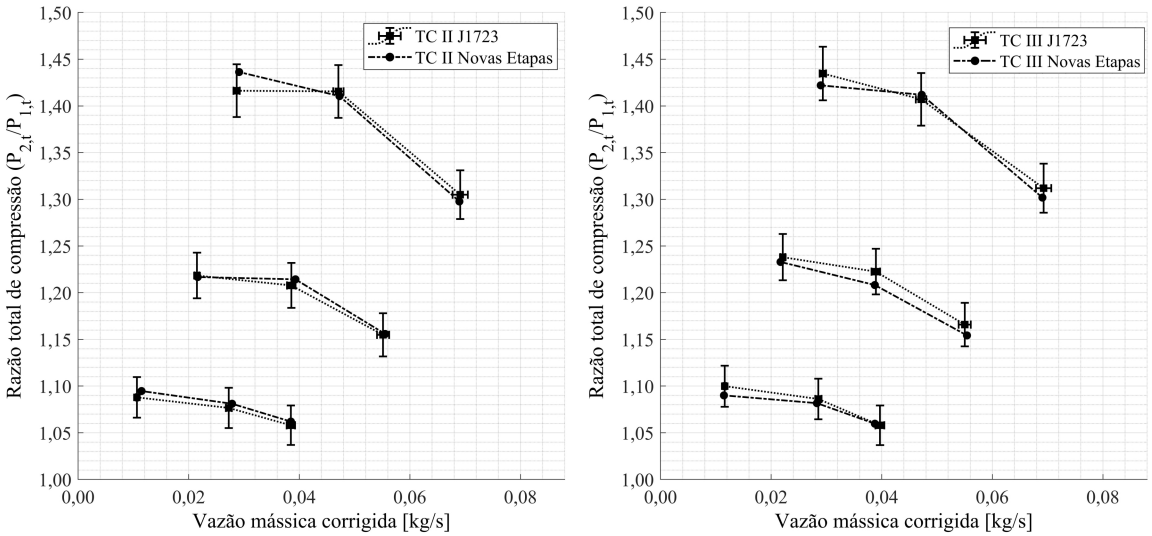
Fonte – Elaborado pelo autor.

dos na Figura 65 mostram a comparação do levantamento do mapa do compressor utilizando o aquecimento da norma SAE J1723 e o descrito na Tabela 18 com a modificação proposta neste trabalho.

A Figura 65 mostra, quando são comparados os resultados do aquecimento modificado com o aquecimento padrão, que manter a rotação do compressor em 40 krpm não altera de forma significativa os resultados termodinâmicos. As maiores variações são observadas para 80 krpm no compressor TC II e para 60 krpm no TC III, no entanto, as variações são inferiores a 2% tanto na razão total de compressão quanto na vazão mássica corrigida em cada um dos pontos avaliados. Essa variação de 2%, limite da análise de incertezas apresentado na seção 3.9, é indicada pelas linhas verticais e horizontais (⌖) em cada um dos pontos de avaliação apresentados na Figura 65.

Embora o aquecimento padrão indique que é necessário atingir rotações de até 130 krpm,

Figura 65 – Comparação dos resultados termodinâmicos usando o aquecimento padrão J1723 e as novas etapas de aquecimento. (a) TC II (b) TC III



(a) (b)

Fonte – Elaborado pelo autor.

um aquecimento com a rotação de 40 krpm não interfere de forma significativa nos resultados da caracterização termodinâmica. Assim a alteração desse parâmetro de aquecimento do compressor centrífugo não compromete os resultados da caracterização da falha do rotor compressor.

4.5 Resultados da caracterização do compressor centrífugo com desbaste na zona C do rotor - Falha 1

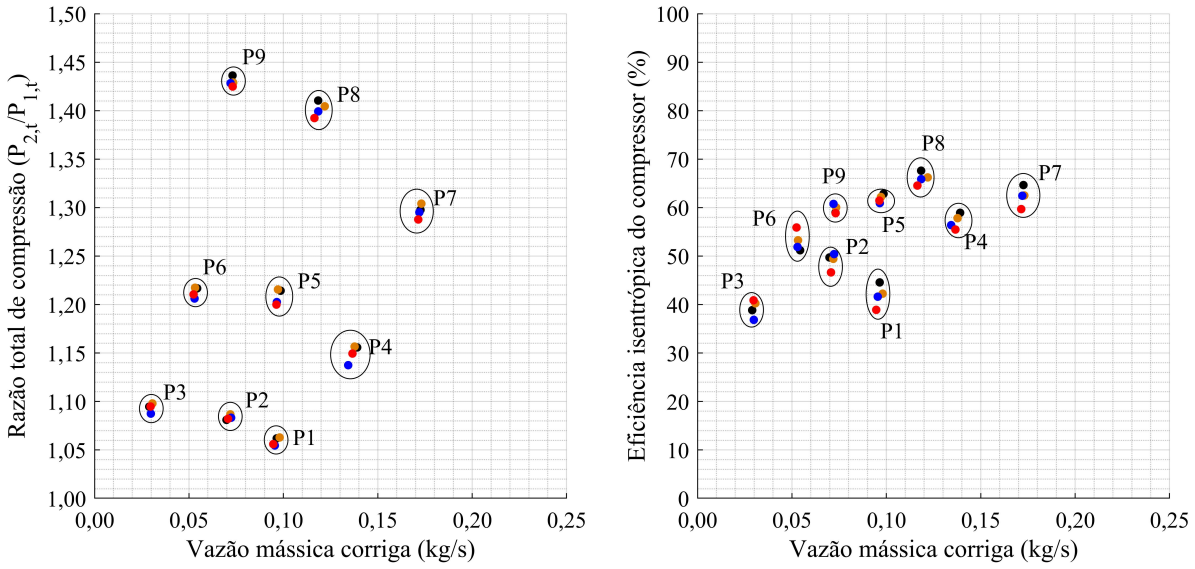
Os resultados do comportamento do desbaste do rotor na zona C são obtidos utilizando as três caracterizações. Primeiro, os resultados termodinâmicos são apresentados, isto é, a caracterização dos índices geométricos aplicados diretamente nos mapas do compressor é apresentada, assim como a caracterização dos índices de desempenho. Após os resultados da caracterização termodinâmica, os resultados da caracterização pela rotodinâmica são apresentados e por último, a caracterização pelo uso da intensidade da irradiação acústica usando o método de decomposição *beamforming LCMV*.

4.5.1 Resultados da caracterização termodinâmica da falha 1

As Figuras 66a e 66b apresentam o mapa do compressor e o mapa da eficiência isentrópica do compressor para cada etapa de desbaste na zona C do rotor. Na Figura 66a é observado que para os pontos do ensaio P1, P2 e P3, o desbaste máximo de 3,5 mm não é suficiente para deteriorar a razão total de compressão nem a vazão mássica corrigida, uma vez que nenhuma grande variação é determinada. No entanto, o mapa da eficiência isentrópica do compressor (Figura 66b), apresenta uma queda de eficiência. A redução no mapa de eficiência isentrópica

do compressor indica que a eficiência é a variável mais sensível aos pequenos desbastes que possam ocorrer nos componentes do compressor, principalmente nos que aconteçam na zona C.

Figura 66 – Mudança do mapa do compressor (esquerda) e do mapa de eficiência isentrópica do compressor (direita) devido à evolução do desbaste na zona C



Fonte – Elaborado pelo autor.

Para P4 a P9 é observado que o desbaste traz modificações nos dois mapas do compressor, existindo variações relacionadas à perda de capacidade na compressão do fluido e uma diminuição da vazão mássica corrigida nos pontos de maior vazão. Para os pontos P4 a P7 no mapa do compressor (Figura 66a), o desbaste de 0,5 mm não apresenta uma variação, pois a característica continua igual à do rotor novo, no entanto, o desbaste de 1,5 mm mostra variação igual ao desbaste de 3,5 mm. No mapa de eficiência isentrópica, o ponto de maior vazão mássica apresenta uma pequena variação linear, ou seja, quanto maior o desbaste menor a eficiência isentrópica do ponto. Esse comportamento linear é melhor observado para os resultados dos pontos P7 a P9, pois quanto maior é o desbaste maior é a variação observada nos dois mapas do compressor.

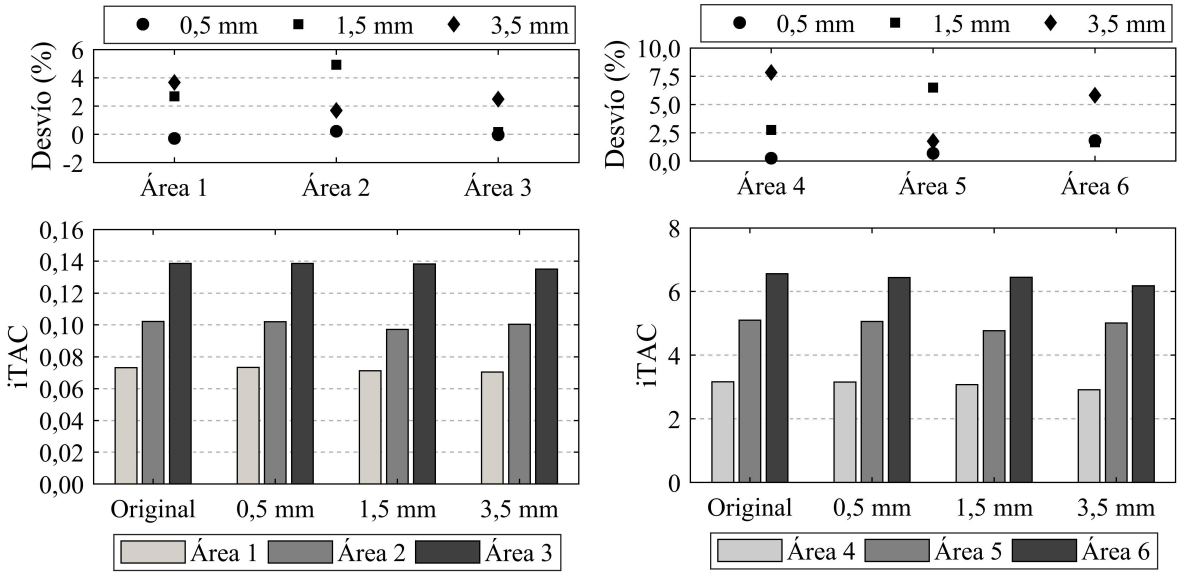
Embora a avaliação macroscópica das mudanças obtidas no mapa do compressor e no mapa de eficiência isentrópica do compressor sejam mínimas para o desbaste da zona C do compressor, elas são caracterizadas a partir da geometria dos mapas e pelos índices de desempenho como descrito na continuação.

4.5.1.1 Resultados da caracterização geométrica da falha 1

As Figuras 67, 68 e 69 apresentam os resultados dos índices iTAC, iCA e iAD da caracterização da falha 1 do rotor compressor, respectivamente. Nas Figuras 67 e 68, o gráfico inferior apresenta o resultado do índice avaliado e na parte superior, o desvio que o índice apresenta em cada etapa de desbaste em relação do índice obtido na caracterização do rotor novo.

Embora em uma primeira visualização comparativa dos mapas foi determinado que as variações apresentadas entre os pontos do rotor novo e os de falha foram pequenas, o índice iTAC (Figura 67), que identifica a área 1 até a área 6 como descrito na subseção 3.6.2, apresenta resultados de desvios que chegam a ser superiores a 7,8%, como é observado para o iTAC da área 4. Assim, o iTAC determina que, indiferente do tipo de mapa do compressor que é analisado com está técnica, alterações são obtidas a partir de um desbaste igual a 1,5 mm, onde os desvios são superiores a 2%, como observado para a área 1 (2,7%), área 2 (4,9%), área 4 (2,8%) e área 5 (6,5%). Assim, as análises dos resultados do índice iTAC descrevem que as maiores variações são observadas no mapa da eficiência isentrópica do compressor.

Figura 67 – Caracterização do índice iTAC do desbaste na zona C. Mapa do compressor (esquerda) e mapa da eficiência isentrópica do compressor (direita)



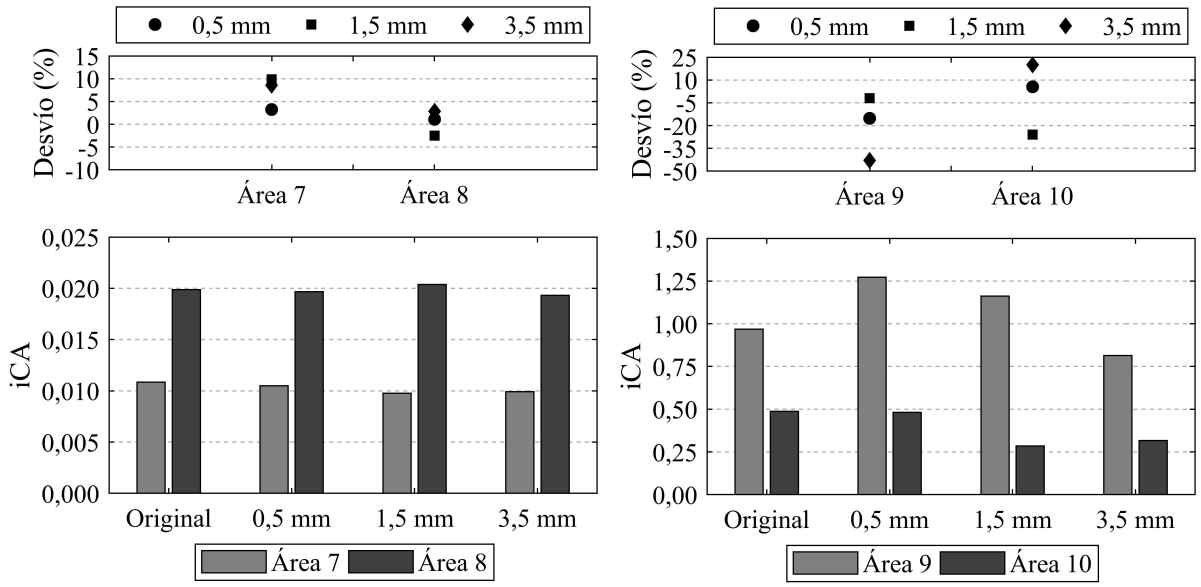
Fonte – Elaborado pelo autor.

Os resultados apresentados na Figura 68 são referentes à avaliação do índice iCA, o qual descreve a evolução do desbaste nas áreas 7, 8, 9 e 10 como descrito na subseção 3.6.3. Com base nos resultados obtidos para o índice iTAC, os resultados do iCA apresentam desvios maiores, sendo até -42,9% como apresentado para a área 9 quando o rotor atinge o desbaste de 3,5 mm. Por outra parte, as áreas 7 e 8, que representam o mapa do compressor, apresentam variações de 9,9% e 2,8% respectivamente.

Por último, as Figuras 69a, 69b, 69c e 69d apresentam as caracterizações dos ângulos de avanço em cada um dos pontos de avaliação dos dois mapas do compressor como descrito na subseção 3.6.1. As Figuras 69a e 69b apresentam as caracterizações dos ângulos de avanço referentes ao mapa do compressor, mostrando ângulos padrões para o α_1 de 35,7°, 55,3° e 64,7° para P2, P5 e P8, respectivamente. Para P3, P6 e P9 apresentam valores de α_2 de 62,7°, 44,8° e 28,7° , respectivamente.

Após as etapas de desbaste do compressor, as caracterizações para α_1 e α_2 apresentam

Figura 68 – Caracterização do índice iCA do desbaste na zona C. Mapa do compressor (esquerda) Mapa da eficiência isentrópica do compressor (direita)



Fonte – Elaborado pelo autor.

desvios de até -27,5% e 104% respectivamente, sendo esse último desvio, o maior encontrado na técnica de caracterização geométrica da falha 1, indicando que o ponto de menor vazão mássica do compressor permite maior sensibilidade ao desbaste do compressor nesse mapa característico.

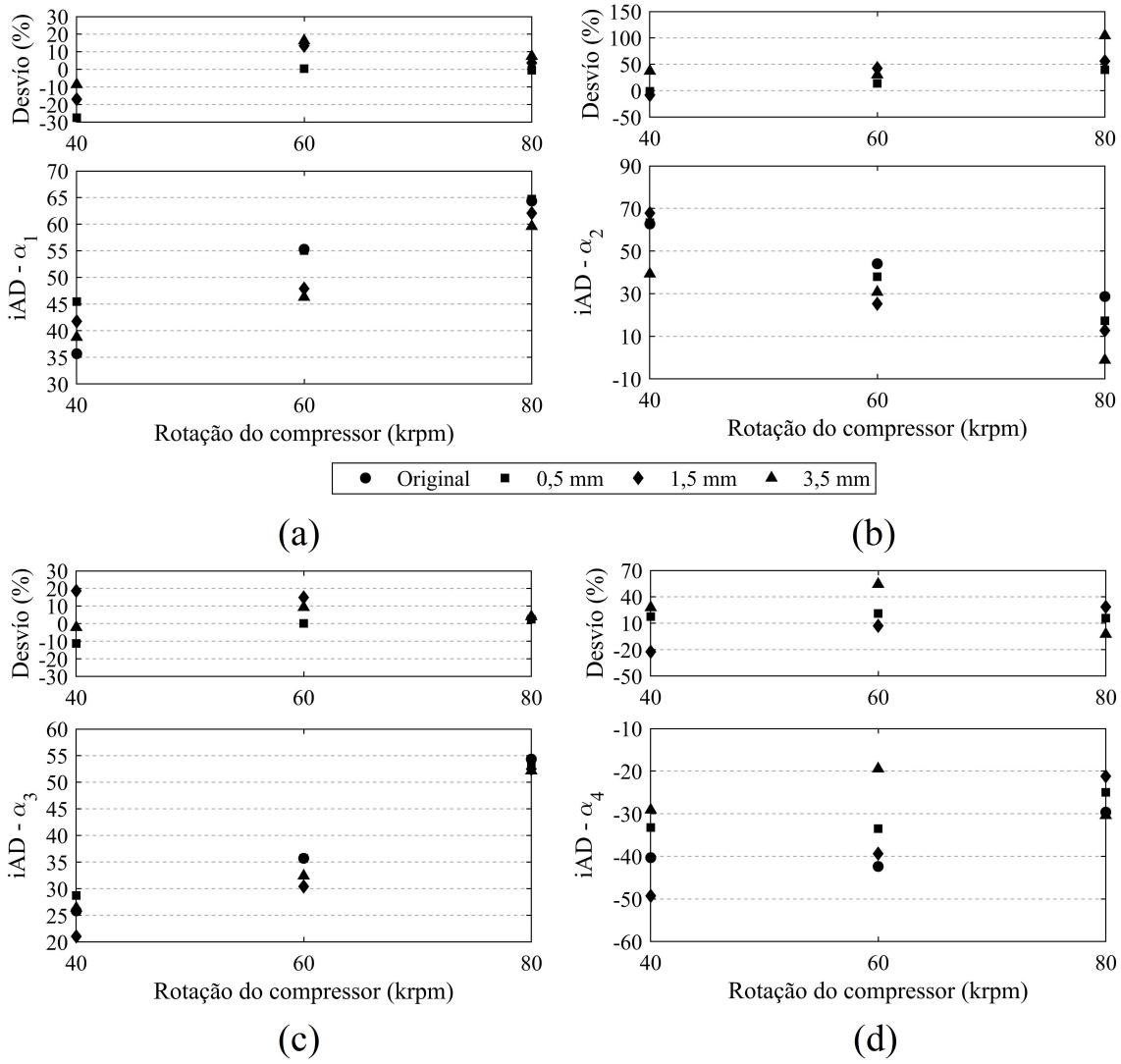
As Figuras 69c e 69d representam as caracterizações dos ângulos referente ao mapa de eficiência isentrópica do compressor. A caracterização mostra ângulos padrões para α_3 de 25,8°, 35,7° e 54,3° para P2, P5 e P8 respectivamente. Para P3, P6 e P9 α_4 é -40,3°, -42,39° e 29,7° respectivamente. Após as etapas de desbaste, a caracterização leva a desvios de até -18,6% para α_3 e 54,1% para α_4.

Observa-se que a caracterização pela técnica de ângulos de avanço apresenta resultados interessantes, pois diferente dos obtidos mediante o iTAC e o iCA, essa técnica pode ser desenvolvida para o diagnóstico do mapa do compressor, uma vez que ele apresenta desvios maiores embora o desbaste tenha apresentado pequenas variações no mapa termodinâmico. Como exemplo, desvios em α_1 de -27,5° e 16,3° para P2 e P5, e em α_2 de -37,3°, 42,6° e 104°para cada rotação respectivamente.

4.5.1.2 Resultados da caracterização dos índices de desempenho da falha 1

Usando os índices de desempenho apresentados na subseção 3.6.4, a Figura 70 apresenta os resultados da evolução do desbaste na zona C do rotor compressor mediante a avaliação do índice de desempenho da pressão e da temperatura. A Figura 70a apresenta o resultado utilizando as pressões e as temperaturas estáticas. A Figura 70b apresenta o resultado das medições das temperaturas e das pressões totais. Nesta ferramenta de análise são apresentados os resul-

Figura 69 – Caracterização do desbaste na zona C pelo índice iAD. (a) α_1, (b) α_2, (c) α_3 e (d) α_4

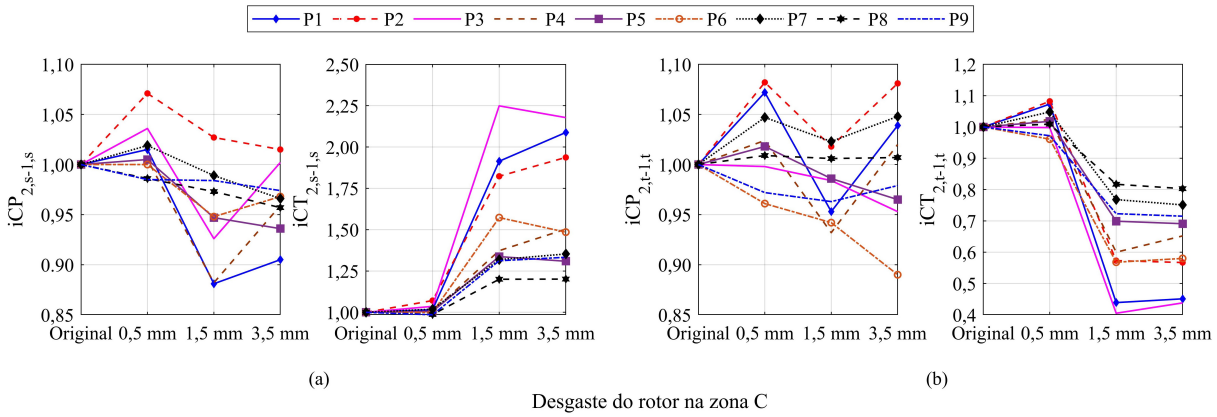


Fonte – Elaborado pelo autor.

tados da variação das características termodinâmicas da entrada e da saída do compressor em cada um dos nove pontos de avaliação, ou seja, de P1 a P9.

Na Figura 70, o índice $iCP_{2,s-1,s}$ apresenta uma caracterização dos desbastes na zona C quando é avaliado o ponto de funcionamento P8. Esse ponto mostra uma tendência de redução quanto maior é o desbaste do rotor. Por outro lado, o $iCT_{2,s-1,s}$ apresenta incrementos para os pontos de análise P1, P2, P4, P7, P8 e P9 dentre os quais os pontos de análise P2 e P4, apresentam a melhor caracterização da falha do rotor, uma vez que desde o primeiro desbaste os índices têm a maior alteração quando comparado com os outros pontos de análise. O índice P2 caracteriza variações de 1,071, 1,823 e 1,937 para o desbaste de 0,5 mm, 1,5 mm e 3,5 mm, respectivamente. O ponto P4 apresenta valores de 1,006, 1,373 e 1,503, respectivamente. Também o P2 mostra que para os outros dois desbastes, o $iCT_{2,s-1,s}$ tem sempre incremento positivo.

Figura 70 – Caracterização do desbaste na zona C usando os índices de desempenho da temperatura e pressão (a) medições estáticas e (b) medições totais



Fonte – Elaborado pelo autor.

Para os índices calculados pelas medições totais, a Figura 70b apresenta que para o índice de pressão total um único ponto de medição permite realizar a caracterização da falha. O ponto P6 é o único que gera um resultado com tendência de redução do índice $iCP_{2,t-1,t}$, uma vez que resulta em um índice de 0,961, 0,942 e 0,890 para 0,5 mm, 1,5 mm e 3,5 mm, respectivamente. Por outro lado, o índice $iCT_{2,t-1,t}$ mostra também a resposta à evolução do desbaste, contudo, como apresentado para o $iCP_{2,t-1,t}$, o ponto P9 é o único com tendência para caracterização da falha. O ponto P9 registra resultados de 0,972, 0,723 e 0,715 para cada um dos desbastes respectivamente.

A detecção e diagnóstico da falha na zona C do rotor do compressor pode ser realizada através de todos os índices de desempenho. Conclui-se que através das grandezas estáticas são identificadas as alterações dos parâmetros quando o desbaste acontece.

4.5.2 Resultados da caracterização rotodinâmica da falha 1

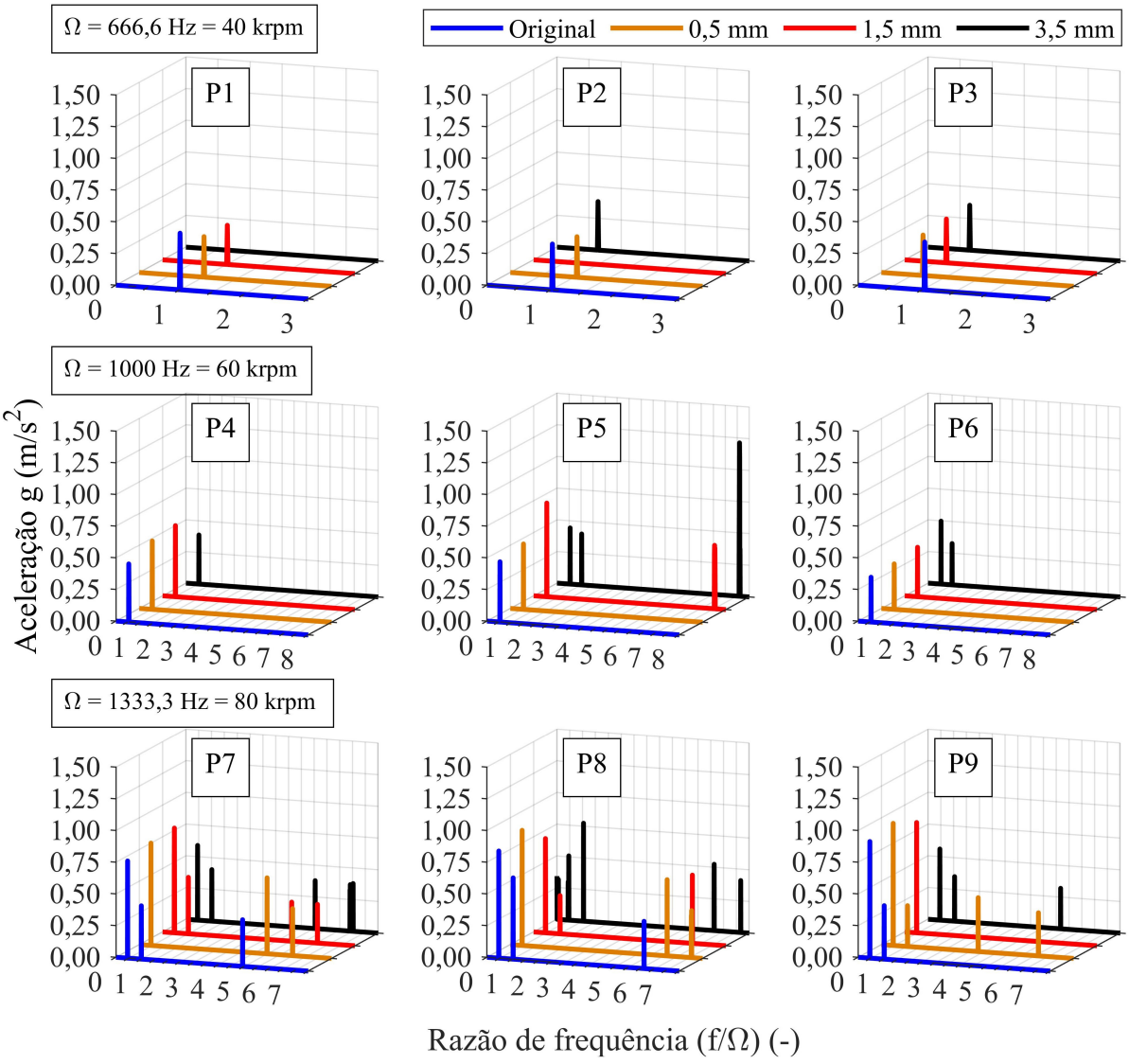
As Figuras 71, 72 e 73 mostram os resultados da aceleração da carcaça do compressor centrífugo no eixo z, x e y, respectivamente. Os resultados apresentam a caracterização da falha do rotor devido ao desbaste em cada um dos pontos de avaliação do compressor, ou seja, é apresentada a mudança na amplitude da aceleração em função da falha do compressor para os pontos P1 até P9.

Na Figura 71 é observado que, após cada etapa de desbaste, o comportamento rotodinâmico não apresenta alterações nos pontos P1, P2 e P3. Embora em alguns casos, como para o desbaste de 3,5 mm para P1 ou 0,5 mm para P2, a amplitude tenha sido reduzida até uma amplitude inferior à de corte de 0,3 g, isso não caracteriza que a redução da amplitude é devido à falha do rotor, pois as amplitudes tanto do rotor novo quanto do rotor com defeito são próximas à amplitude de corte.

Para os pontos P4 a P9, observa-se que P4, P6 e P9 também apresentam condições normais quando comparadas com as amplitudes e as razões de frequência do rotor novo. No

entanto, a caracterização do eixo z identifica variações em P5, P7 e P8. A partir do desbaste igual a 0,5 mm, novas amplitudes são observadas para razões de frequência acima de 6 em P7 e P8. Um incremento da amplitude síncrona igual a 0,4 g é apresentado em P5 para o desbaste de 3,5 mm, além da maior alteração na amplitude de 0,5 g e 1,2 g na caracterização da rotodinâmica referente ao desbaste de 1,5 mm e 3,5 mm.

Figura 71 – Caracterização rotodinâmica para o eixo z após o desbaste na zona C

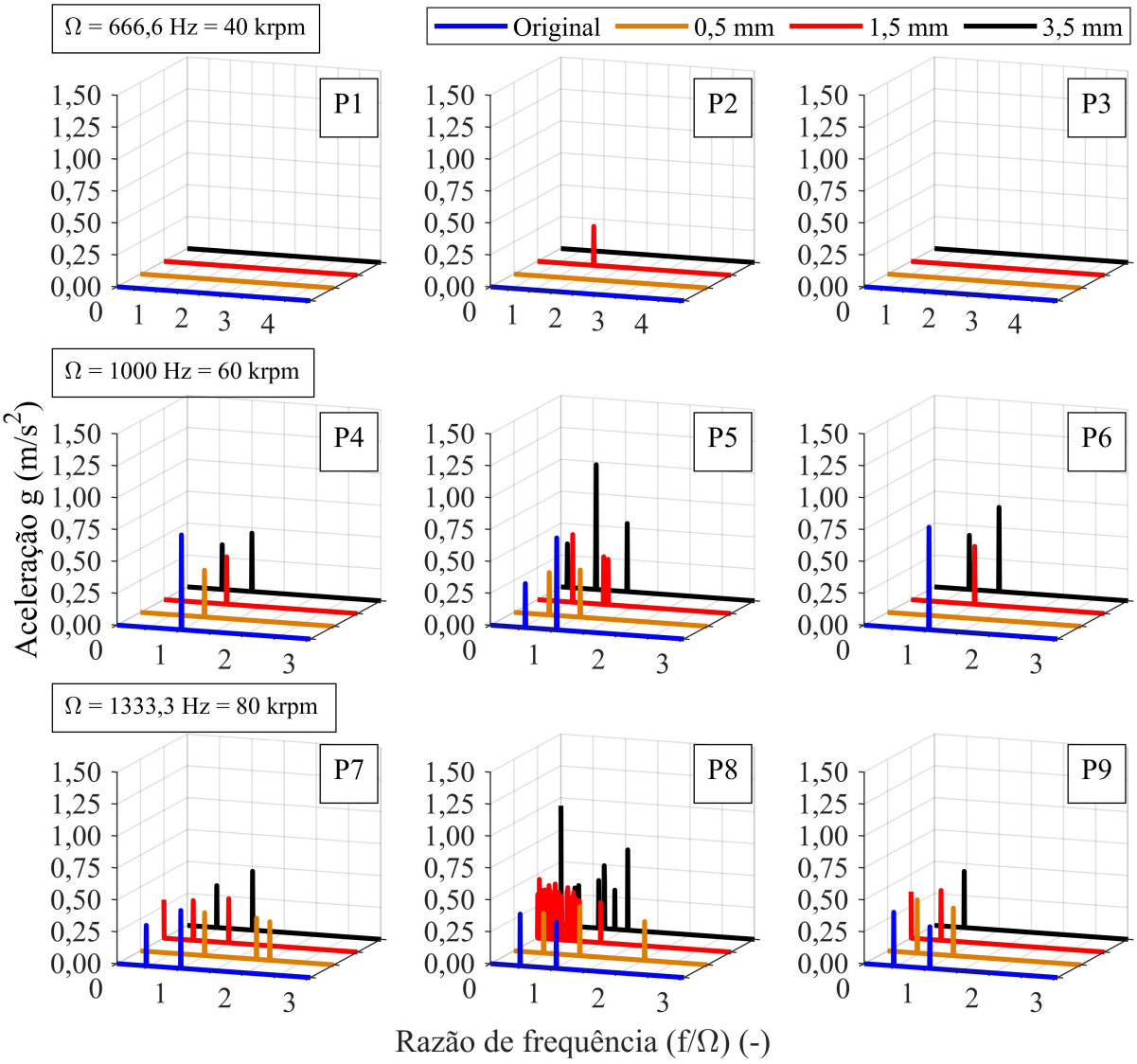


Fonte – Elaborado pelo autor.

Na Figura 72, a característica de aceleração no eixo x nos pontos P1, P2 e P3 não apresentam mudanças nas etapas de falha. Embora em P2 seja observada uma amplitude em f/Ω igual a 1,3, ela não está presente no desbaste de 3,5 mm, assim não é conclusivo caracterizar a mudança como consequência da falha do compressor. Por outra parte, para os pontos de ensaio P4 a P9 são observadas variações na faixa sub-síncrona de frequência. Ou seja, nos pontos P4 a P6 as variações acontecem para o desbaste de 3,5 mm, com novas amplitudes de 0,35 g e de 0,42 g em f/Ω igual a 0,5 para P4 e P6, respectivamente. Para P5, além da amplitude de 0,97

g em f/Ω igual a 0,5, também é observado uma amplitude de 0,34 g em f/Ω igual a 0,1. Essas novas excitações apresentadas no eixo x do compressor identificam que a falha da zona C induz a auto-excitação do filme externo dos mancais, pois esse fenômeno é estabelecido em f/Ω entre 0,5 e 0,1.

Figura 72 – Caracterização rotodinâmica para o eixo x após o desbaste na zona C



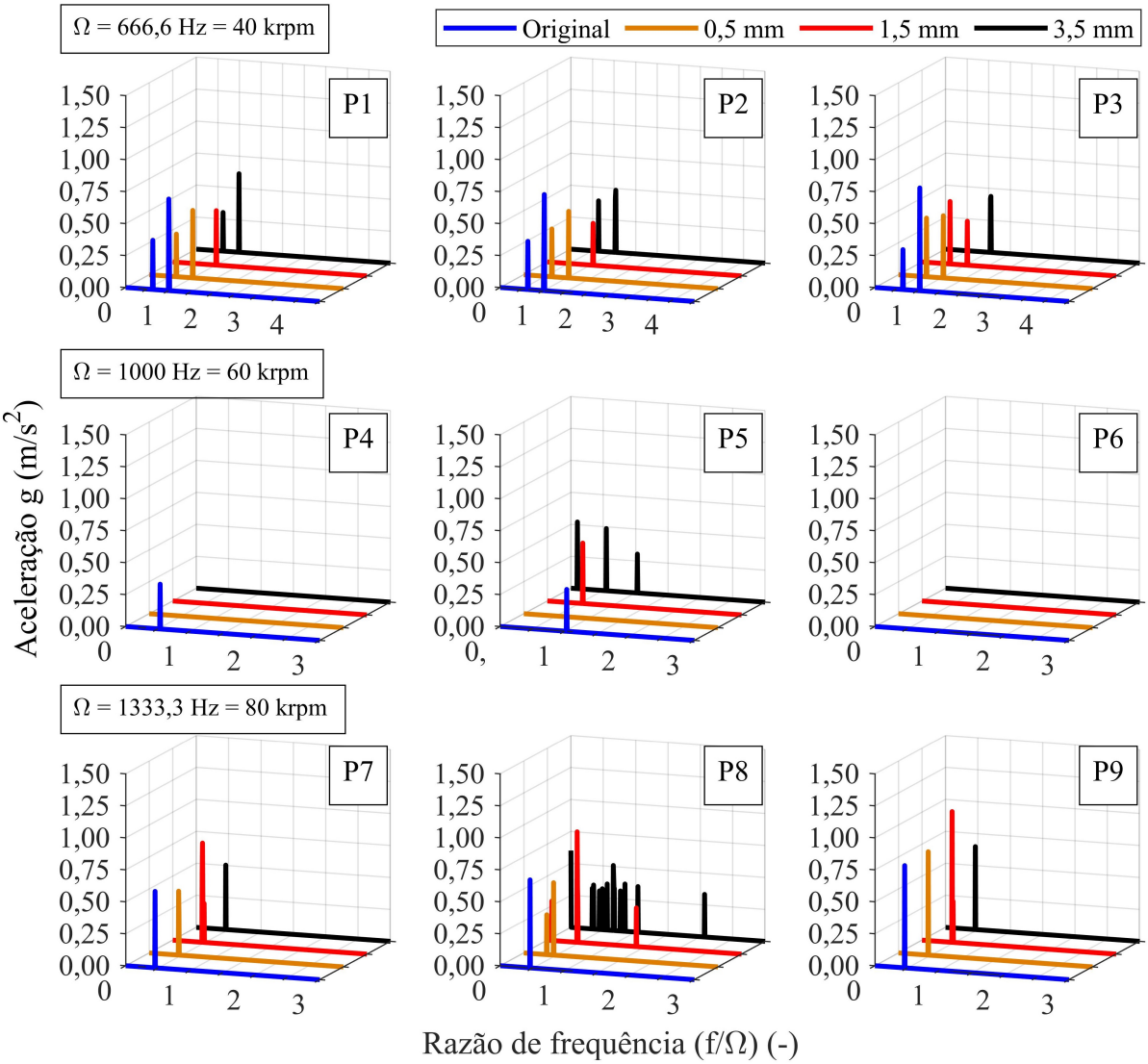
Fonte – Elaborado pelo autor.

As amplitudes dos pontos P7 e P9 não permitem concluir que as variações sejam consequência da falha do rotor, uma vez que em P7 e para o desbaste de 0,5 mm, são observadas duas novas amplitudes de 0,32 g e 0,30 g em f/Ω igual a 1,8 e 2 caracterizando um desalinhamento excessivo. No entanto, as amplitudes não são observadas nas próximas etapas de desbaste. Para P9, a amplitude síncrona diminui para os últimos dois desbastes, mas a amplitude da frequência sub-síncrona de f/Ω igual a 0,5 continua sendo igual a 0,4 g em todos os casos. Por último, a maior alteração em relação ao eixo x é observada em P8. Para o desbaste de 1,5 mm, diversas amplitudes em uma faixa de razões de frequência sub-síncronas acontecem, apresentando amplitudes entre 0,3 g e 0,48 g. Para o desbaste de 3,5 mm, apresenta-se

um aumento da amplitude síncrona, atingindo o valor de 0,6 g, assim como fortes amplitudes na faixa de razões de frequência entre 0,1 e 0,5, as quais são atribuídas à auto-excitação interna dos mancais do turbocompressor.

Na Figura 73 é apresentada a caracterização obtida no eixo y do compressor. Como foi descrito anteriormente para a caracterização rotodinâmica dos eixos z e x em estado de falha, os pontos P1, P2 e P3 continuam com razões de frequência e amplitudes semelhantes as determinadas na caracterização do rotor novo, logo, esses pontos não apresentam um resultado conclusivo que permita o diagnóstico de falha da zona C do rotor do compressor centrífugo.

Figura 73 – Caracterização rotodinâmica para o eixo y após o desbaste na zona C



Fonte – Elaborado pelo autor.

Os pontos P4, P6, P7 e P9 não apresentam modificações significativas que possam ser atribuídas ao desgaste do compressor. O ponto P5, como no eixo z, e o P8, como no eixo x, apresentam alterações de amplitudes. O ponto P5 mostra a amplitude de 0,52 g para a auto-excitação dos mancais dada na razão de frequência de 0,1. Para o ponto P8 são observadas amplitudes em uma faixa de razões de frequência sub-síncrona de $0,1 \leq f/\Omega < 1$, as quais

demostram a auto-excitação dos mancais tanto na camada externa e interna, comprometendo a rotodinâmica e possibilitando a destruição do eixo e/ou dos mancais. Também em P8 é observada uma amplitude igual a 0,33 g em f/Ω igual a 2,3, mostrando que ocorre um desalinhamento ou desbalanceamento excessivo do conjunto na condição de falha.

A caracterização rotodinâmica da falha 1 determina que a medição e o tratamento do sinal de aceleração da carcaça do compressor é uma estratégia de detecção do mau funcionamento. Essa técnica pode ser aplicada utilizando um acelerômetro para, através de uma filtragem passa banda, detectar a variação das amplitudes acima de 1 g entre f/Ω iguais a 0,5 e 1.

4.5.3 Resultados da caracterização acústica da falha 1

A Figura 74 apresenta a caracterização acústica em função de cada etapa de desbaste do compressor. A densidade espectral é apresentada para os nove pontos de avaliação do compressor centrifugo, P1 a P9. Assim, a densidade espectral do rotor novo é apresentada na cor vermelha e a cor rosa apresenta a caracterização acústica após primeiro desbaste de 0,5 mm. As características após o segundo e último desbaste são apresentadas na cor azul e preta, respectivamente.

Observa-se que, para a falha do compressor na zona C, os pontos P1, P4 e P7, referentes aos pontos de máxima vazão mássica do compressor, são os que apresentam uma variação significativa da densidade espectral acima de 1,5 kHz. Os pontos P2, P3, P5, P6, P8 e P9 após a falha do rotor, continuam com densidades espectrais semelhantes ao rotor novo.

Assim, a pequena variação acústica é melhor observada em P4 e P7. Quanto maior é o desbaste do rotor, a densidade espectral aumenta em intensidade, tendo variações até de 5 dB nos dois pontos. No entanto, quando comparada com as outras técnicas de caracterização para a falha na zona C do rotor, a caracterização acústica não permite identificar uma única frequência que possa ser monitorada para a detecção do acontecimento da falha.

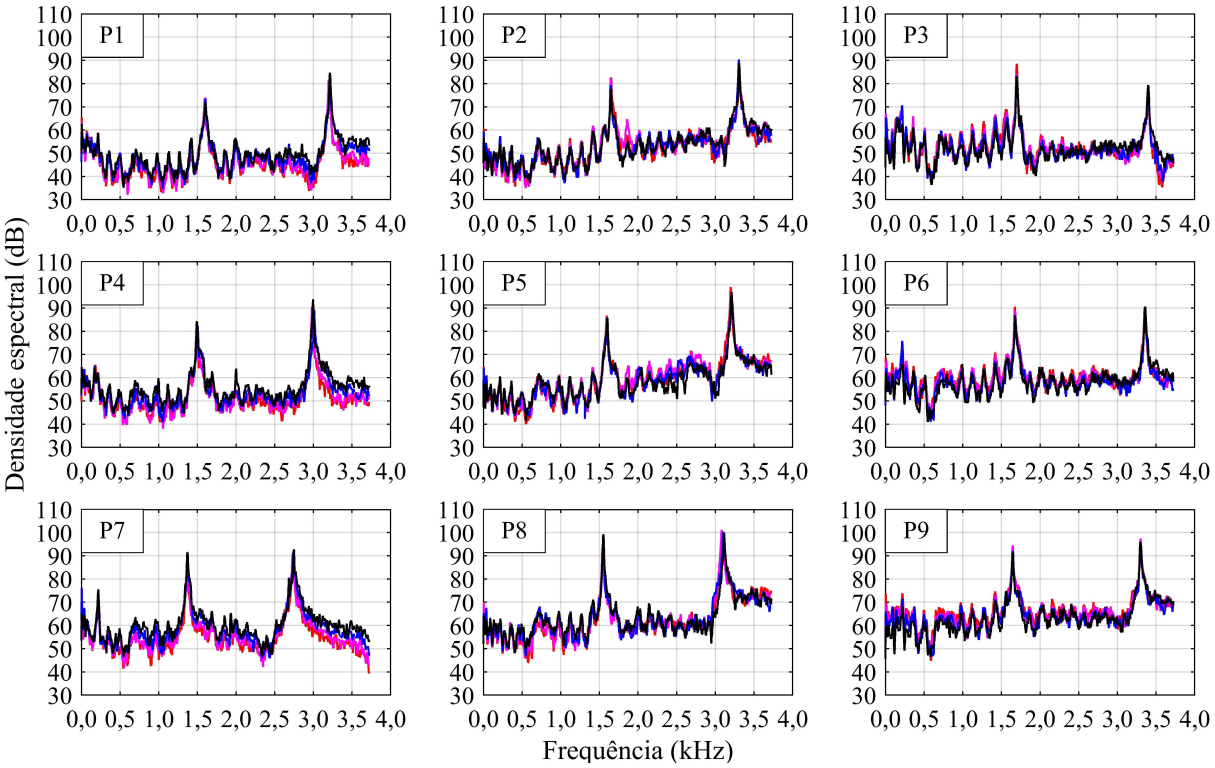
4.6 Resultados da caracterização do compressor centrífugo com desbaste na zona A e B do rotor - Falha 2

Assim como desenvolvido para avaliar a falha 1, os resultados da avaliação do comportamento do desbaste do rotor nas zonas A e B são obtidos utilizando as três caracterizações. Primeiro se apresentam os resultados pela avaliação termodinâmica, depois se apresentam os resultados da caracterização rotodinâmica e por último, da caracterização acústica.

4.6.1 Resultados da caracterização termodinâmica da falha 2

As Figuras 75a e 75b mostram os mapas do compressor e da eficiência isentrópica do compressor para cada etapa de desbaste nas zonas A e B do rotor. Na Figura 75a, pode-se

Figura 74 – Caracterização do desbaste na zona C mediante o sinal de pressão acústica - técnica ruido no orifício



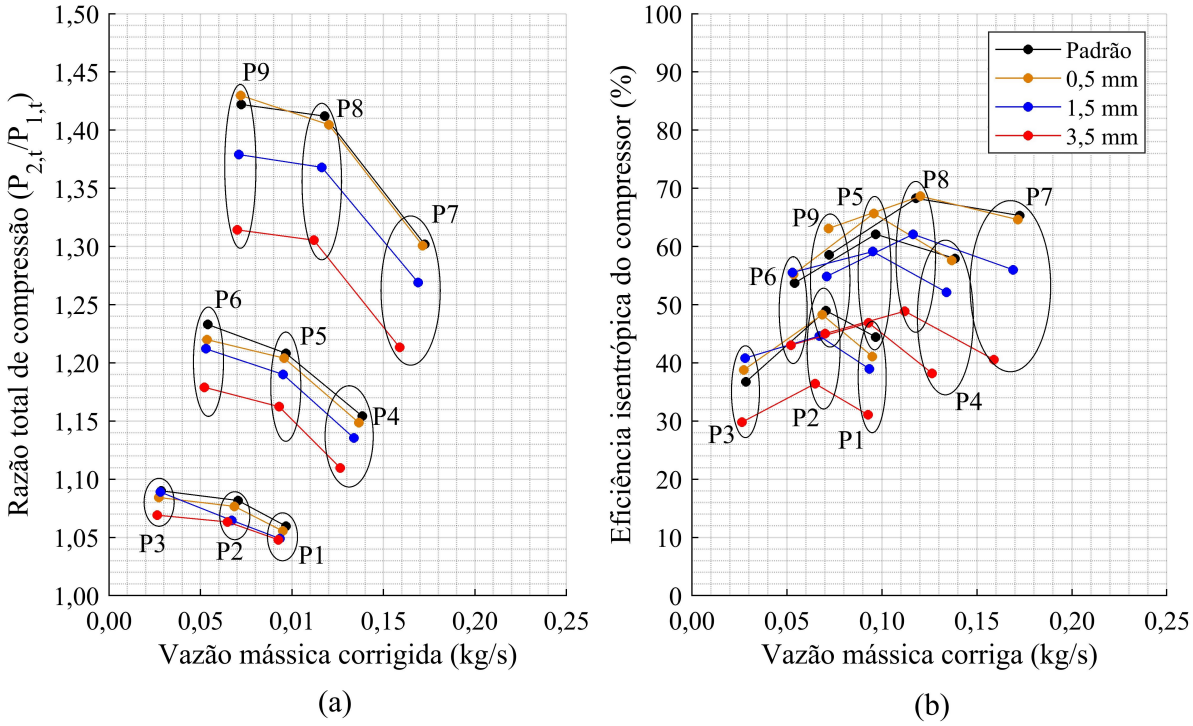
Fonte – Elaborado pelo autor.

determinar que, diferente da falha na zona C, as zonas A e B reduzem a capacidade de compressão e a vazão mássica do compressor em todos os pontos testados (P1 a P9). No desbaste máximo de 3,5 mm é observada uma variação de 1,8% na razão total de compressão e de 4,3% na vazão mássica corrigida para os pontos P3 e P1, respectivamente. Para o mapa da eficiência isentrópica do compressor (Figura 75b), a variação que acontece nos pontos P1, P2 e P3 é até 43,3%.

Para as isorotações de 60 krpm e 80 krpm, observa-se que a falha traz maiores consequências na capacidade de compressão e de vazão mássica do compressor. Para as linhas formadas entre os pontos P4 a P6 no mapa do compressor (Figura 75a), o desbaste de 0,5 mm continua estando na região de variação de 2%, no entanto, o desbaste de 1,5 mm e de 3,5 mm apresentam maiores reduções. O desbaste de 1,5 mm não produz redução da capacidade de compressão, no entanto, a vazão mássica em P4 sofre uma redução de 3% comparado com o valor do rotor novo. Para o desbaste de 3,5 mm, P4, P5 e P6 sofrem reduções tanto na compressão quanto na vazão mássica de até 4,2% e 9,5%, respectivamente. Enquanto à eficiência isentrópica, é apresentada uma redução drástica de 51,6%, 32,7% e 24,9% em P4, P5 e P6, respectivamente.

Para 80 krpm, maiores reduções são determinadas nos dois mapas do compressor. A razão total de compressão as reduções máximas são de 7,4%, 8,5% e 8,5% para P7, P8 e P9, respectivamente. Quanto à eficiência isentrópica do compressor nesses pontos, tem-se a redução

Figura 75 – Mudança do mapa do compressor (esquerda) e do mapa de eficiência isentrópica do compressor (direita) devido à evolução do desbaste nas zonas A e B



Fonte – Elaborado pelo autor.

de 61,3%, 41,4% e 30,0% para os mesmos pontos, respectivamente.

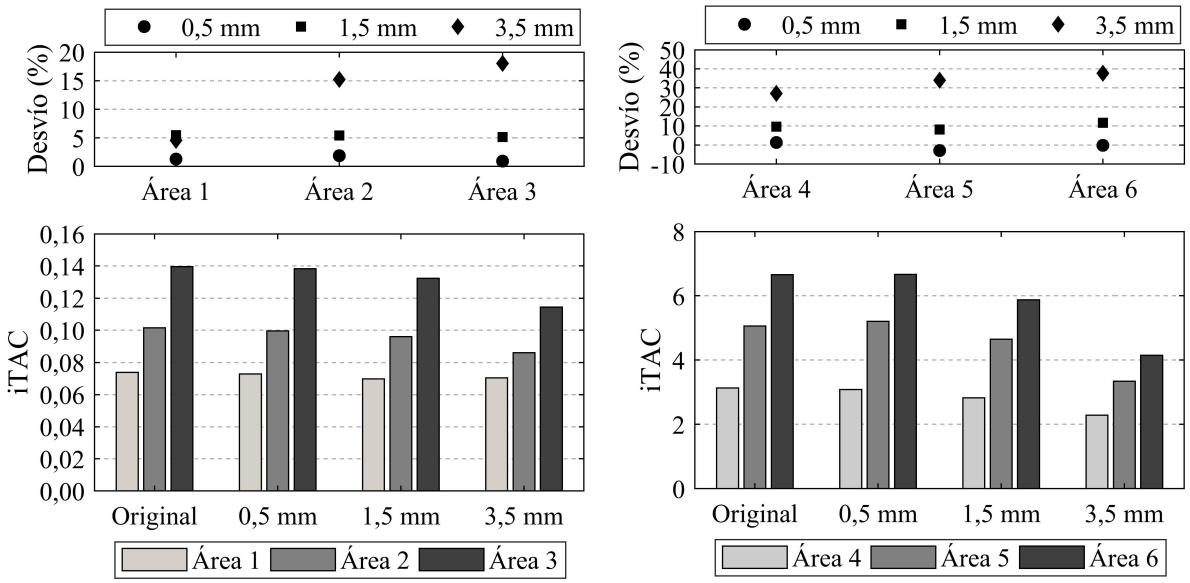
As variações observadas diretamente nos mapas do compressor permitem concluir que a falha 2 do rotor, a qual representa o desbaste nas zonas A e B, estabelece uma redução drástica da funcionalidade do compressor. Embora o maior desbaste ensaiado foi de 3,5 mm, ele é o suficiente para ter uma redução da eficiência isentrópica maior a 60%. A continuação, no intuito de buscar ferramentas computacionais que permitam a caracterização do compressor com o tipo de falha 2, são avaliados os resultados obtidos pela aplicação do método de caracterização geométrica dos mapas e dos índices de desempenho.

4.6.1.1 Resultados da caracterização geométrica da falha 2

As Figuras 76, 77 e 78 apresentam os resultados dos índices iTAC, iCA e iAD da caracterização da falha do rotor compressor, respectivamente. Nas Figuras 76 e 77, o gráfico inferior apresenta o resultado do índice e na parte superior, o desvio que o índice apresenta em cada etapa de desbaste em relação do índice obtido na caracterização do rotor novo. O índice iTAC, que identifica as áreas de 1 a 6 apresenta resultados de desvios que são até de 37,7%, como é observado para o iTAC da área 6.

No primeiro desbaste das zonas A e B do rotor compressor, o desvio do iTAC apresenta um valor acima de 2% na área da curva formada pelos pontos P4, P5 e P6 no mapa do compressor (área 5). Para os desbastes de 1,5 mm e de 3,5 mm, os desvios são maiores, uma vez

Figura 76 – Caracterização do índice iTAC do desbaste nas zonas A e B. Mapa do compressor (esquerda) Mapa da eficiência isentrópica do compressor (direita)



Fonte – Elaborado pelo autor.

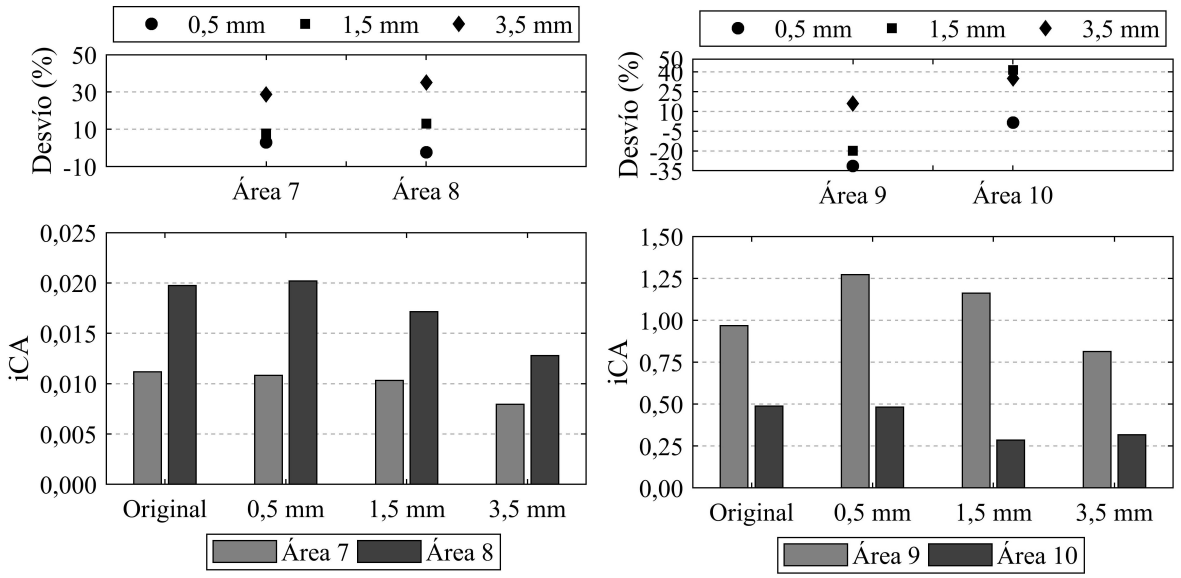
que, como observado na Figura 75a, a tendencia das características termodinâmicas é à redução da razão total de compressão e da eficiência isentrópica do componente. Logo, as reduções são maiores para os pontos P4 a P9, onde são identificadas as áreas 2, 3, 5 e 6, apresentando desvios do iTAC de 15,2%, 18,0%, 33,9% e 37,6%, respectivamente.

Os resultados apresentados na Figura 77 são referentes à avaliação do índice iCA, descrevendo a evolução da falha 2 através das mudanças nas áreas 7, 8, 9 e 10. Os resultados do iCA apresentam desvios superiores ao iTAC como foi observado na análise da falha 1, sendo até de -41,6% para a área 10 quando o rotor atinge o desbaste de 1,5 mm. Por outra parte, as áreas 7 e 8 que pertencem ao mapa do compressor apresentam variações de 28,7% e 35,7%, respectivamente. No entanto, somente duas áreas do iCA permitem ter uma tendência de incremento do desvio devido à falha do compressor. A área 7 e a área 10, nas quais os desvios crescem devido ao desbaste do compressor. O iCA da área 7 apresenta um valor novo igual a 0,01117, e após o início da falha, valores de 0,01089 (3,0%), 0,01031 (7,7%) e 0,00795 (28,7%) para 0,5 mm, 1,5 mm e 3,5 mm respectivamente. O iCA da área 10 tem desvios de 1,4%, 35,05% e 41,6%, respectivamente.

Por último, as Figuras 78a, 78b, 78c e 78d apresentam as caracterizações dos ângulos de avanço em cada um dos pontos de avaliação dos dois mapas do compressor. As Figuras 78a e 78b apresentam as caracterizações dos ângulos de avanço referentes ao mapa do compressor, mostrando ângulos padrões para o α_1 de 40,0°, 52,3° e 63,6° para P2, P5 e P8, respectivamente. Para α_2 de 23,9°, 43,0° e 50,1° para P3, P6 e P9, respectivamente.

Após as etapas de desbaste do compressor, as caracterizações para α_1 e α_2 apresentam desvios de até 94,7% e 86,4%, respectivamente. No entanto, o mapa de eficiência isentrópica

Figura 77 – Caracterização do índice iCA do desbaste nas zonas A e B. Mapa do compressor (esquerda) Mapa da eficiência isentrópica do compressor (direita)



Fonte – Elaborado pelo autor.

do compressor novamente apresenta variações maiores, como foi observado para a falha 1.

As Figuras 78c e 78d mostram que os ângulos padrões para o α_3 são 59,9°, 44,9° e 28,38° para P2, P5 e P8, respectivamente. Para α_4 são -48,5°, -26,6° e -34,1° para P3, P6 e P9, respectivamente. Após as etapas de desbaste, a caracterização leva a desvios de até 346% para α_3 e -125,4% para α_4.

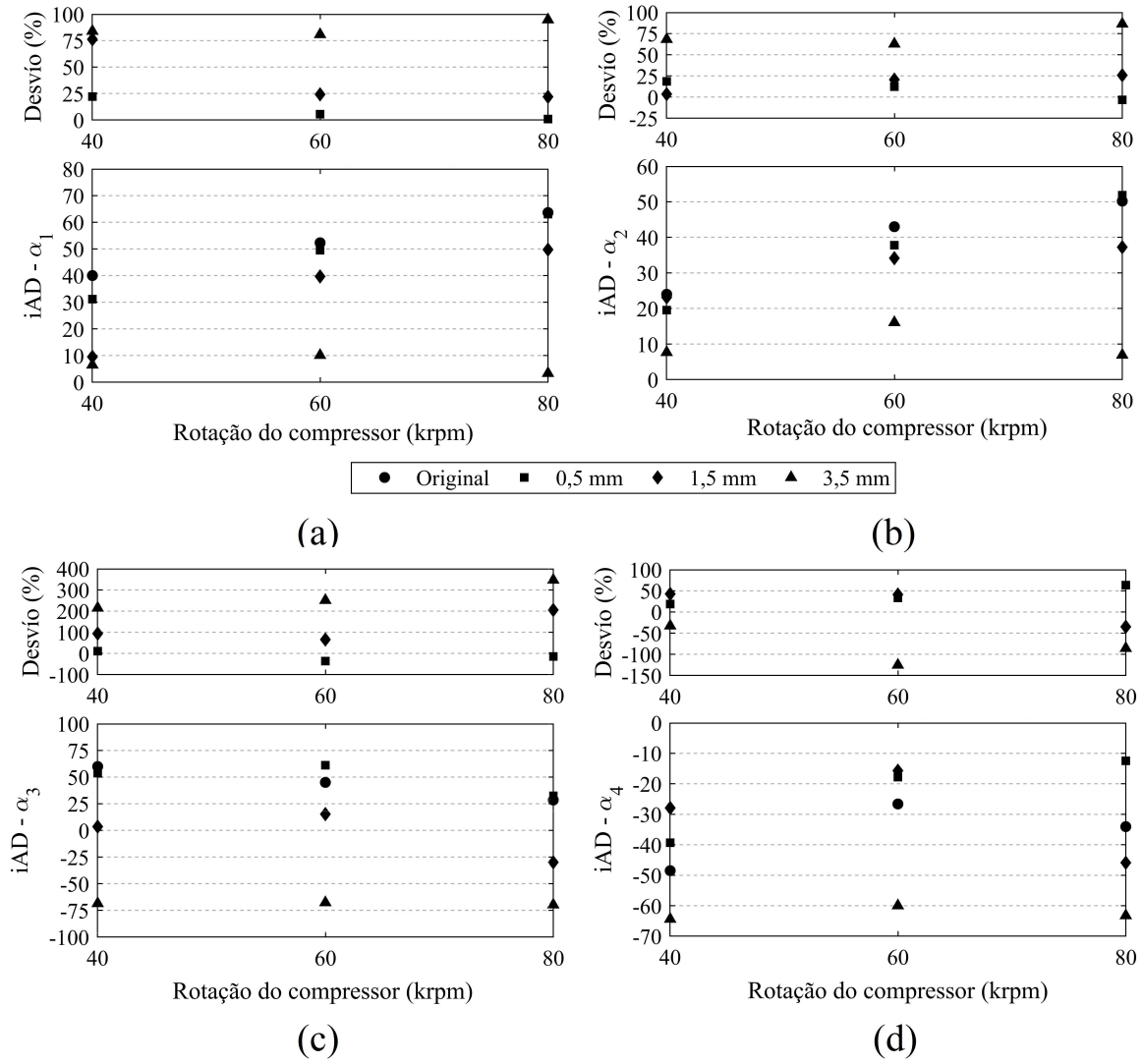
Observa-se que a caracterização pela técnica de ângulos de avanço apresenta resultados interessantes, no entanto também descreve que, o ângulo α_4 não é um bom ponto de funcionamento do compressor para ser considerado no diagnóstico de falha, pois a tendência de variação da baixa rotação descreve que o maior desvio é para o desbaste de 1,5 mm, o que expressa um ponto de incerteza da caracterização. Assim, os outros ângulos α_1, α_2 e α_3 permitem determinar que, quanto maior o desbaste ou falha do rotor, maior será a diferença entre o iAD atual comparado ao novo.

4.6.1.2 Resultados da caracterização dos índices de desempenho da falha 2

A Figura 79 apresenta os resultados da evolução do desbaste nas zonas A e B do rotor compressor mediante a avaliação do índice de desempenho da pressão e da temperatura nas medições estáticas e totais. Da mesma forma que com a falha 1, as Figuras 79a 79b apresentam os resultados utilizando as pressões e as temperaturas estáticas e totais, respectivamente. Na análise são apresentados os resultados das variações das características termodinâmicas na entrada e na saída do compressor de P1 a P9.

Na falha 1 do compressor, o índice $iCP_{2,s-1,s}$ caracterizou os desbastes na zona C unicamente no ponto P8 de funcionamento do compressor centrífugo. No entanto, para determinar

Figura 78 – Caracterização do desbaste nas zonas A e B mediante o índice iAD. (a) α_1, (b) α_2, (c) α_3 e (d) α_4

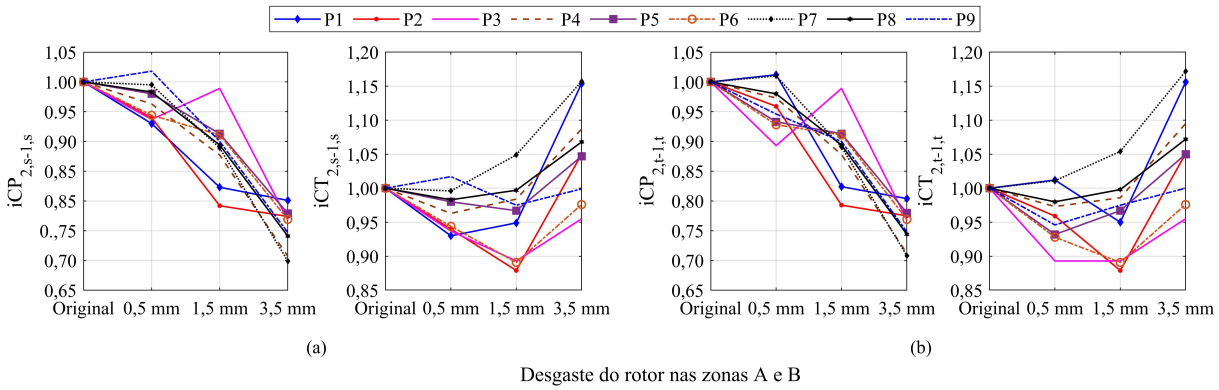


Fonte – Elaborado pelo autor.

uma tendência de variação ao desbaste das zonas A e B usando esse índice, 7 dos 9 pontos reproduzem uma tendência de redução quanto maior é a falha do rotor. Assim, em $\text{iCP}_{2,s-1,s}$, os pontos P1, P2 e do P4 ao P8 a variação da pressão estática permite diagnosticar o estado de falha do compressor. Por outro lado, o $\text{iCT}_{2,s-1,s}$ é um parâmetro aleatório, embora a tendência de redução seja determinada nos dois primeiros desbastes, o terceiro desbaste modifica o valor do $\text{iCT}_{2,s-1,s}$ para um valor maior aos desbastes anteriores. Essa característica faz com que, para a falha 2, o $\text{iCT}_{2,s-1,s}$ não possa ser utilizado para caracterização.

A Figura 79b apresenta que, para os índices calculados a partir das medições totais, seis pontos de medição identificam o mau funcionamento do rotor. Assim, P2, P4 a P6, P8 e P9 apresentam variações de redução do índice $\text{iCP}_{2,t-1,t}$. Nos pontos de avaliação, a maior redução é dada para o $\text{iCP}_{2,t-1,t}$ do ponto P4, começando com um valor de 1,00 para o rotor novo, 0,97 para o desbaste de 0,5 mm, 0,87 para 1,5 mm e 0,71 para 3,5 mm. Por outro lado, o índice $\text{iCT}_{2,t-1,t}$ mostra também a resposta à evolução do desbaste, contudo, o ponto P7 é o único com

Figura 79 – Caracterização do desbaste nas zonas A e B mediante os índices de desempenho da temperatura e pressão. (a) Usando as grandezas estáticas e (b) as totais.



Fonte – Elaborado pelo autor.

tendência para caracterização da falha. O ponto P7 registra resultados de 1,01, 1,05 e 1,17 para cada um dos desbastes respectivamente.

Finalmente, a detecção e o diagnóstico da falha nas zonas A e B do rotor do compressor podem também ser avaliados usando os índices de desempenho. No entanto, para deixar a detecção da falha do rotor de uma forma mais simples, pode-se recorrer ao uso dos parâmetros estáticos em vez dos parâmetros totais, onde a velocidade do fluido precisa ser conhecida.

4.6.2 Resultados da caracterização rotodinâmica da falha 2

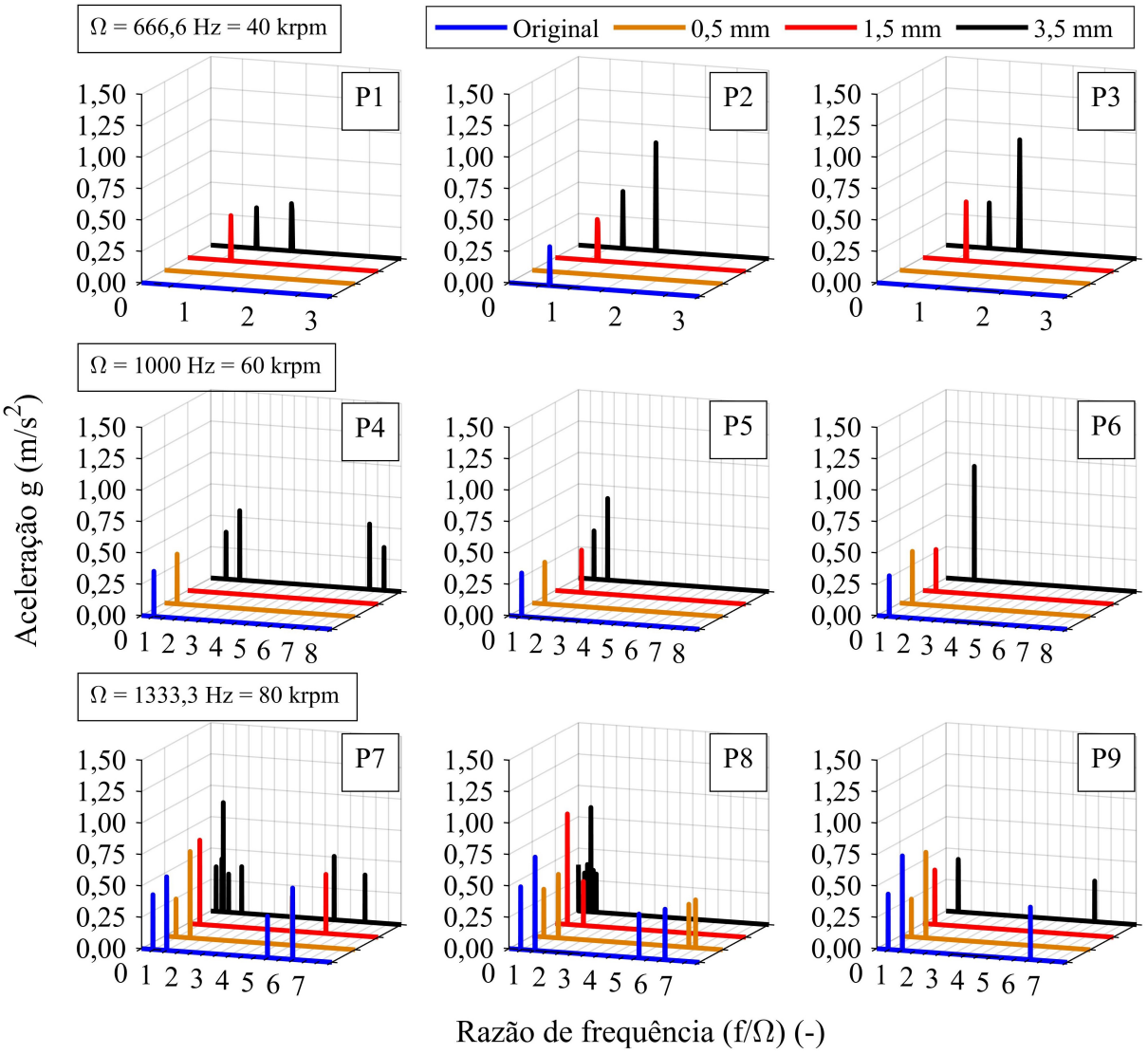
As Figuras 80, 81 e 82 apresentam os resultados rotodinâmicos do compressor centrífugo no eixo z, x e y, respectivamente. Os resultados apresentam a caracterização da falha do rotor devido ao desbaste nas zonas A e B para os pontos P1 a P9.

Na Figura 80 é observado que após a etapa de desbaste de 3,5 mm, a amplitude da aceleração, seja sub-síncrona, síncrona ou super-síncrona sofre alterações em todos os pontos de funcionamento do compressor centrífugo. Embora na análise da falha 1 (desbaste da zona C) foi determinado que quanto maior a rotação do compressor centrífugo, maiores são as características rotodinâmicas, nesta falha de desbaste das zonas A e B é observado que a rotação de 40 krpm (P1, P2 e P3) apresenta um ótimo ponto de diagnóstico da falha, uma vez que amplitudes acima do limite de corte são determinadas para os três pontos, ou seja, amplitudes sub-síncronas e síncronas iguais a 0,32 g para P1, 0,45 g e 0,86 g para P2 e 0,36 g e 0,88 g para P3, respectivamente.

Nos pontos P4, P5 e P6, além de ser observadas as variações na sub-síncrona e na síncrona, o ponto P4 identifica uma mudança na amplitude super-síncrona. Acima da razão de frequência igual a 6, amplitudes de 0,52 g e 0,34 g são identificadas. Outra característica importante é o incremento da amplitude síncrona em P4, atingindo uma amplitude de 0,9 g.

Para a rotação de 80 krpm, nos pontos P7, P8 e P9, a característica rotodinâmica apresenta uma pequena variação da condição original do compressor. Em P7 e P8 a condição de 3,5 mm de desbaste aumenta a intensidade da aceleração do componente na faixa de frequên-

Figura 80 – Caracterização rotodinâmica para o eixo z após o desbaste nas zonas A e B



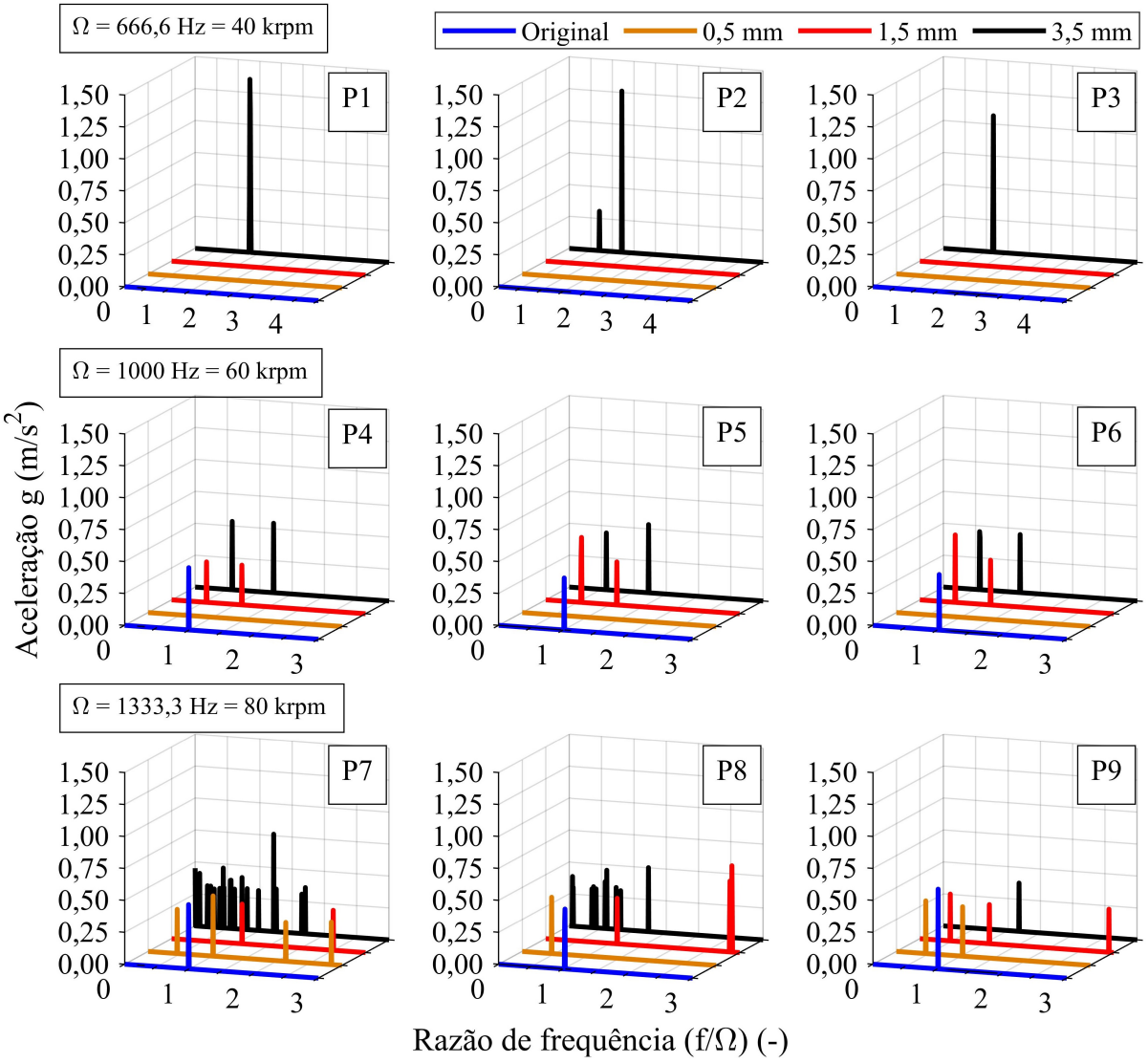
Fonte – Elaborado pelo autor.

cia sub-síncrona devido à auto-excitação dos mancais do turbocompressor, logo, as razões de frequência de 0,1 até 0,65 apresentam valores acima de 0,3 g.

Na Figura 81, a característica rotodinâmica no eixo x e para os pontos P1, P2 e P3 apresentam uma única mudança. Essa mudança é observada justo quando o rotor experimenta a falha por desbaste igual a 3,5 mm. Novamente, a razão de frequência igual a 1 aparece com magnitude de 1,35 g para P1, 1,26 g para P2 e 1,06 g para P3. Essas amplitudes descrevem que a partir de esse estado de falha do compressor, existe um forte desbalanceamento do rotor do compressor.

Os pontos P4 a P9 mostram que, após o desbaste de 1,5 mm, a condição sub-síncrona é evidente nos pontos P4, P5 e P6, uma vez que a amplitude síncrona mantém fenômenos iguais à condição do rotor novo, no entanto, as amplitudes de 0,31 g e 0,56 g em P4, de 0,51 g e 0,44 g em P5 e de 0,52 g e 0,45 g em P6, mostram que a auto-excitação interna do filme dos mancais é induzida pela falha 2.

Figura 81 – Caracterização rotodinâmica para o eixo x após o desbaste nas zonas A e B



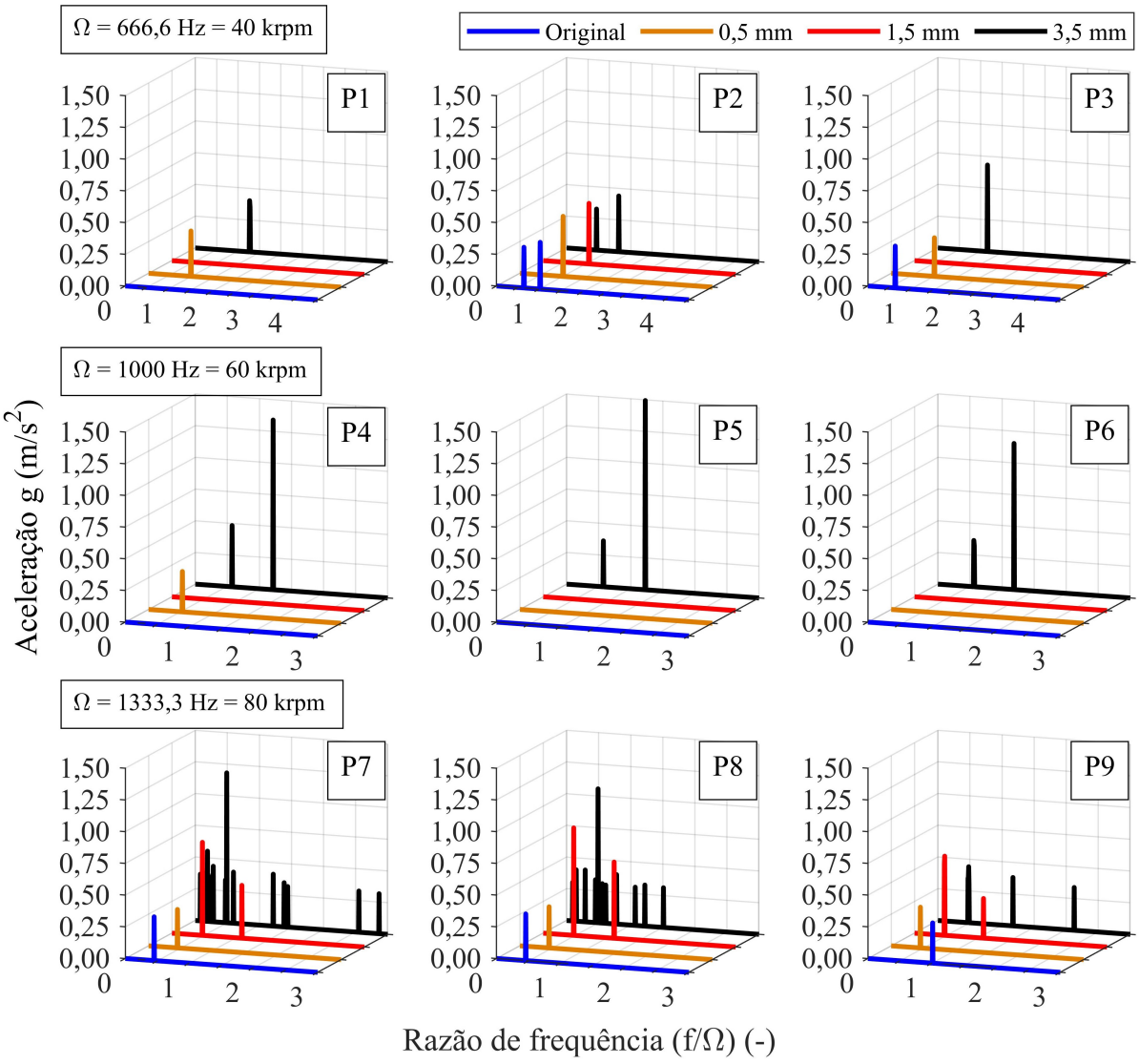
Fonte – Elaborado pelo autor.

Os pontos P7 e P8 sobressaem na avaliação rotodinâmica no momento em que várias amplitudes na faixa sub-síncrona superam a amplitude do filtro de corte de 0,30 g. Continuando a análise da aceleração sub-síncrona, nos dois pontos de análise é observada a detecção de uma ampla faixa de amplitudes ocorre entre as razões de frequência iguais a 0,1 e 1,1. As amplitudes síncronas aumentam de 0,5 g e 0,46 g do rotor novo para 0,76 g e 0,5 g. O ponto P7 é um ponto interessante, pois também apresenta duas excitações super-síncronas com amplitudes de 0,31 g e 0,36 g em f/Ω igual a 1,65 e 1,70, respectivamente. As duas amplitudes super-síncronas permitem entender que o desbaste nas zonas A e B do rotor em a80 krpm, faz com que aconteça contato seco entre os mancais radiais e o mancal axial com os componentes do turbocompressor automotivo.

Na Figura 82 é apresentada a caracterização obtida no eixo y do compressor, onde nos pontos P1, P2 e P3 não é possível concluir que as amplitudes e razões de frequência observadas sejam consequentes da falha do rotor compressor, uma vez que existe a falta de amplitudes no

desbaste de 1,5 mm em P1 e P3. Também em P2, embora em 0,5 mm e 1,5 mm a amplitude sub-síncrona seja menor que a amplitude de corte, não é observada nenhuma alteração quando comparada com a caracterização do rotor novo.

Figura 82 – Caracterização rotodinâmica para o eixo y após o desbaste nas zonas A e B



Fonte – Elaborado pelo autor.

Quanto aos pontos P4, P5 e P6, eles demostram que a amplitude sub-síncrona e síncrona apresentam um incremento na amplitude para o desbaste de 3,5 mm. Essas amplitudes são de 1,3 g para P4, 1,5 g para P5 e 1,2 g para P6. Para os pontos de maior rotação, além de apresentar as várias amplitudes na faixa de frequência sub-síncronas, em P7 e P8 são observados incrementos da amplitude. A amplitude da característica do rotor original e do primeiro desbaste em P7 é de 0,3 g, após o segundo desbaste experimenta 0,7 g e finaliza, na pior condição, com 1,2 g. Esse mesmo comportamento de incremento da amplitude sub-síncrona está presente no ponto P8, onde os valores são 0,3 g para o rotor novo e depois do desbaste de 0,5 mm, e após o segundo e terceiro desbaste, 0,8 g e 1,1 g respectivamente. Quanto à amplitude super-síncrona, novas amplitudes são determinadas para P7, P8 e P9. Em P7 se tem amplitudes de 0,34 g e 0,32

g para f/Ω igual a 1,35, para P8 de 0,31 g em f/Ω igual a 1,5 e, por último, para P9 de 0,3 g em f/Ω igual a 2.

A caracterização rotodinâmica da falha 2 permite determinar, como aconteceu na falha 1, que uma estratégia de detecção do mau funcionamento do rotor compressor pode ser desenvolvida pela instalação de um acelerômetro para, através de uma filtragem passa banda, detectar a variação das amplitudes acima de 1 g entre 0,6 kHz e 1,3 kHz, ou seja, variação da faixa de razões de frequência f/Ω iguais a 0,5 e 1.

4.6.3 Resultados da caracterização acústica da falha 2

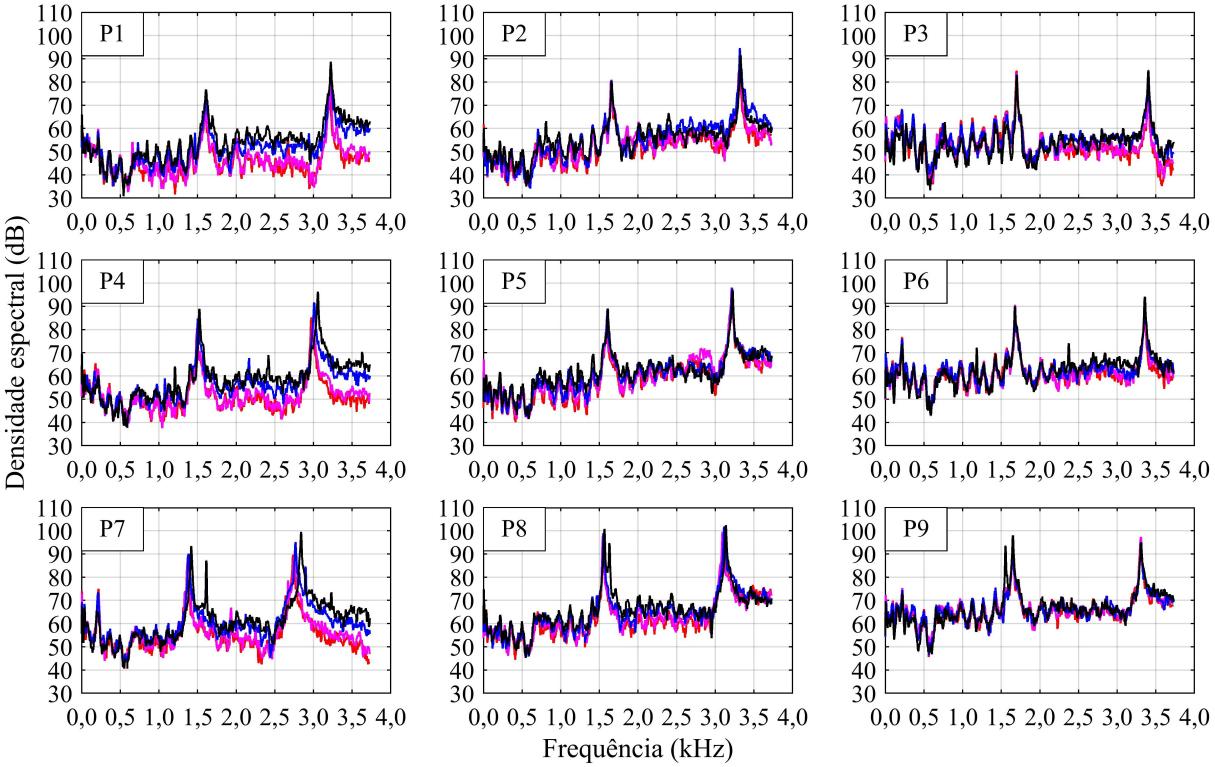
A Figura 83 apresenta a caracterização acústica em função de cada etapa de desbaste do compressor. A densidade espectral é apresentada para os nove pontos de avaliação do compressor centrifugo, P1 a P9. Assim, a densidade espectral do rotor novo é apresentada na cor vermelha e a cor rosa apresenta a caracterização acústica após primeiro desbaste de 0,5 mm. As características após o segundo e último desbaste são apresentadas na cor azul e preta respectivamente.

Observa-se que, para a falha do compressor na zona A e B, segue-se a tendência apresentada na análise acústica da falha 1 no rotor, ou seja, os pontos P1, P4 e P7, referentes aos pontos de máxima vazão mássica do compressor, são os que apresentam uma variação significativa da densidade espectral. Os pontos P2, P3, P5 e P6 após a falha do rotor, continuam com densidades espectrais semelhantes à radiada pelo rotor novo. Os pontos P8 e P9 descrevem uma pequena diferença em relação à característica do rotor novo, pois apresenta uma variação ao maior desbaste do rotor compressor.

Analisando-se os pontos P1, P4 e P7, existe um incremento dos níveis de intensidade acústica na faixa de frequência de 1,5 kHz a 2,8 kHz, os quais atingem variações de até 15 dB no caso de P1 e P4 e de 10 dB para P7. Uma outra variação de intensidade é dada na faixa de frequência de 3,0 kHz até 3,8 kHz, onde variações maiores são determinadas. Nesses casos, a variação da intensidade atinge valores de 16 dB para P1, 15 dB para P4 e 18 dB para P7. Quanto às pequenas variações, em P8 é observado o incremento na faixa de frequência de 1,6 kHz a 3,0 kHz, porém não supera a variação de 5 dB.

O mais interessante na caracterização acústica da falha 2 em relação à falha 1 são os incrementos da intensidade em três frequências específicas nos pontos P7 a P9. A frequência de 1,6 kHz em P7 com uma amplitude de 87,2 dB, de 1,6 kHz P8 com 94,3 dB e de 1,5 kHz em P9 com 93,6 dB. Essa variação permite, de certa forma, pensar na utilização de um sistema de detecção da intensidade da faixa de frequência 1,5 kHz a 1,6 kHz, com a finalidade de determinar o início da falha 2 em um compressor automotivo.

Figura 83 – Caracterização do desbaste nas zonas A e B mediante o sinal de pressão acústica - técnica ruido no orifício



Fonte – Elaborado pelo autor.

4.7 Considerações finais sobre os resultados

A apresentação da intensidade de irradiação acústica de um compressor centrífugo através do mapa acústico é uma ferramenta útil, pois permite atribuir níveis experimentais de ruído que incentivam o desenvolvimento e análise de estratégias para a redução desse índice, uma vez que devido ao aumento de veículos turboalimentados no território nacional, deve-se evitar os altos níveis de poluição sonora que os compressores possam irradiar.

Nos resultados termodinâmicos, as duas metodologias apresentadas favorecem a caracterização das duas falhas do rotor compressor. Quanto aos índices geométricos atribuídos na análise dos mapas do compressor e dependendo do tipo de falha, devem ser analisados os pontos da eficiência isentrópica, os quais demandam maiores cálculos computacionais para ser determinados. No entanto, se a falha tem um grande impacto nas características termodinâmicas, simplesmente podem ser utilizados os pontos da razão total de compressão.

A metodologia geométrica de caracterização de falhas é uma ferramenta inédita na análise do funcionamento de um compressor centrífugo. Segundo os resultados apresentados, identificam-se até as mínimas variações nas características de razão total de compressão, vazão mássica corrigida e eficiência isentrópica do compressor centrífugo. Nessa metodologia de avaliação, demonstra-se que o índice de ângulos de avanço (iAD) é o parâmetro mais sensível à variação dos pontos de operação do compressor, permitindo uma detecção rápida do mau

funcionamento do componente.

A caracterização de falhas pela metodologia dos índices de desempenho de temperatura e de pressão mostra que nem todos os pontos de funcionamento de um compressor centrífugo são adequados para realizar um diagnóstico do componente. Em alguns casos como o índice de temperatura estática e total para análise da falha 2, apenas um ponto de medição permite determinar uma alteração que seja causada pela falha no sistema. O aporte que esta tese apresenta à metodologia de índices de desempenho é, além de utilizar em vários pontos de operação do compressor, concluir que é possível diagnosticar utilizando medições estáticas o funcionamento atual do compressor centrífugo.

Na metodologia de caracterização rotodinâmica, os três eixos do compressor são analisados, observado-se que as duas falhas incrementam com maior incidência as amplitudes de frequências sub-síncronas. Por tal motivo, uma ferramenta de diagnóstico pode ser desenvolvida mediante a implementação de um instrumento de medição da aceleração em conjunto com um filtro de frequência passa banda, o qual identifique mudanças nas amplitudes de frequência entre 0,6 kHz até 1,6 kHz.

Quanto à acústica do compressor os resultados apresentaram o incremento da faixa de frequência de 1,5 kHz a 3,0 kHz. Por outra parte, também é observado o incremento da intensidade acústica em frequências específicas para os pontos da rotação de 80 krpm e para a falha 2, pois novas amplitudes foram observadas em 1,5 kHz e 1,6 kHz, sendo essas frequências pontos para futuro diagnóstico do compressor centrífugo. No entanto, a metodologia de caracterização de falha usando a acústica não é promissora, pois enquanto nas duas anteriores as variações foram significativas, principalmente para a análise da falha 2, a análise da densidade espectral não apresenta uma variação considerável, o que a torna difícil de ser aplicada no veículo turboalimentado.

Os resultados referentes à falha 1 mostram que é possível trabalhar com maiores desbastes do que 3,5 mm na zona C do rotor compressor, pois não se atinge ainda uma redução significativa da eficiência isentrópica do compressor. No entanto, desbastes pequenos como estes no rotor compressor permitem determinar a sensibilidade das metodologias apresentadas, identificando a robustez na caracterização e diagnóstico de falhas.

Na atualidade, alguns turbocompressores automotivos são instalados com um transmissor de rotação, o que possibilita a implementação de todas as metodologias abordadas neste trabalho. Os métodos de caracterização pela experimentação de falhas são abrangentes e permitem que outros tipos de falhas sejam futuramente estudadas e caracterizadas, onde seja possível criar uma discussão entre as semelhanças e diferenças das falhas nos diversos componentes de um turbocompressor, seja ele um mancal axial, radial, carcaças ou rotores.

5 CONCLUSÕES

As principais conclusões são referentes à metodologia utilizada na caracterização das falhas, ressaltando as principais características, e aos resultados obtidos, destacando os principais aspectos envolvidos e as suas limitações.

Sobre as metodologias utilizadas pode ser concluído:

- Apresentou-se uma bancada de ensaios para turbocompressores com instrumentação adequada para o desenvolvimento dos ensaios experimentais. Embora a infraestrutura tenha sido projetada para reproduzir a cinética dos gases de exaustão de um motor de combustão interna, foi observado que existe uma limitação física para manter essa característica. Para os turbocompressores ensaiados foi mantida a estabilidade térmica de 400 °C e rotações até 80 krpm, pois acima dessa rotação a temperatura na entrada da turbina era alterada constantemente. Ainda com essa restrição, as metodologias de caracterização de falhas do rotor compressor foram desenvolvidas adequadamente, mostrando resultados coerentes e repetitivos em todos os pontos de operação dos compressores centrífugos dos turbocompressores Garrett TA 31.

- A intensidade acústica do compressor centrífugo foi determinada pelo método de medição externa no orifício e utilizou dois microfones em arranjo linear. Nesse método foi relevante o uso da técnica de decomposição *beamforming LCMV*, pois permitiu decompor espacialmente as ondas acústicas a jusante e a montante. Um aspecto negativo deste método foi a necessidade de evitar qualquer tipo de ruído externo, pois podia ser coletado, levando ao comprometimento das medições experimentais. Devido a isso, ensaios experimentais noturnos e a construção de uma câmara semi-anecoica foram obrigatórios. Essas estratégias de ensaio permitiram manter a repetibilidade das medições pela redução dos sinais de ruído externo e por evitar a reflexão dos ruídos irradiados pelo componente. Como aspecto positivo, a aplicação de um método de quantificação experimental da acústica permite a futura avaliação dos componentes do motor de combustão interna, não só do compressor centrífugo ou do turbocompressor como um todo, mas também pode ser utilizado para quantificar outros componentes, como por exemplo, a capacidade da geometria do abafador de atenuar ondas acústicas, ou até mesmo, o nível de irradiação da combustão.

- Usando os modelos termodinâmicos foi possível desenvolver uma nova metodologia de caracterização a partir dos mapas que descrevem o compressor, a qual foi denominada de caracterização geométrica. Nessa caracterização, três parâmetros de avaliação definidos como o índice de ângulo de avanço (iAD), o índice da área total da curva (iTAC) e o índice da área fechada da curva (iCA) permitiram comparar, com o estado novo do rotor do compressor, as modificações impostas pelas falhas. Por outro lado, também foram

utilizados os índices de desempenho do compressor. Esses índices foram apresentados a partir das medições estáticas e também das medições totais, permitindo monitorar o comportamento do compressor centrífugo através da comparação com o estado novo do compressor.

- Finalmente, o método de simulação experimental das falhas para realizar desbastes das zonas A, B e C, buscou a reprodução de consequências de falhas encontradas na literatura científica. Embora não foi observado na literatura um padrão de desbaste dos rotores compressores, nesta tese se impôs o estudo de desbastes sequenciais de 0,5 mm, 1 mm e 2 mm das pás, sendo determinado como um método conservativo para a análise experimental.

Sobre os resultados apresentados pode ser concluído:

- A similitude dos compressores centrífugos do turbocompressor Garrett TA31 foi comprovada pelas caracterizações através dos mapas termodinâmicos, dos mapas acústicos, da densidade espectral acústica e da vibração nos eixos x, y e z, demostrando também a robustez da bancada de fluxo quente, uma vez que não foram observadas alterações significativas quando as características de um compressor foram comparadas com as características dos outros. A similitude permitiu escolher nove dos dezoito pontos do ensaio termodinâmico para continuar com o estudo da caracterização das falhas do compressor centrífugo, reduzindo o tempo de ensaio de cada componente.

- Com a hipótese de que o método experimental de falha no rotor compressor causasse um forte desbalanceamento, um novo método de aquecimento do compressor foi proposto e ensaiado. A fim de determinar as consequências da mudança da rotação limite de aquecimento, que passou de 130 krpm para 40 krpm, foi apresentada a comparação entre os resultados termodinâmicos obtidos após o aquecimento padrão e o proposto. Os resultados mostraram variações termodinâmicas inferiores a 2%, o que permitiu desenvolver as caracterizações de falha utilizando uma baixa rotação no aquecimento.

- A metodologia de caracterização geométrica dos mapas identificou as variações experimentais da razão total de compressão e, inclusive, da vazão mássica corrigida do compressor. Adicionalmente, permitiu a caracterização das modificações na eficiência isentrópica, que por sua vez, foi a variável com maior alteração dada a evolução de cada uma das falhas do rotor do compressor.

- Embora a falha no rotor compressor proporcionou variações nos dois mapas termodinâmicos, a metodologia de caracterização pelo método geométrico identificou que a supervisão da eficiência isentrópica é a melhor opção para a identificação e diagnóstico da falha 1. Para a falha 2, devido à maior redução das capacidades do compressor, qualquer um dos mapas permitiu a identificação e diagnóstico dessa falha.

- Fenômenos como o desbalanceamento natural do eixo, a auto-excitação das camadas externa e interna do filme fluido dos mancais, o desalinhamento, o desbalanceamento excessivo e até o contato seco dos componentes foram relevantes para analisar e discutir o regime de funcionamento do turbocompressor com falhas. O método rotodinâmico permitiu estabelecer um sistema de comparação quantitativo, em amplitude e frequência, entre os fenômenos que aconteceram no rotor novo e os que aconteceram na análise experimental de cada rotor com falha.

- O monitoramento da faixa de frequência de 0,6 kHz e 1,6 kHz permite identificar as variações tanto na frequência sub-síncrona e síncrona. Devido ao fato do monitoramento da frequência super-síncrona não apresentar grandes variações, conclui-se que o eixo x é o recomendado para o diagnóstico rotodinâmico de falhas, permitindo identificar as alterações recorrentes do mau funcionamento do turbocompressor.

- Embora a repetibilidade nas características rotodinâmicas tenha sido coerente em todos os turbocompressores, foi observada a necessidade de avaliar novamente essa grandeza diretamente no turbocompressor instalado no motor de combustão interna, pois, maiores fontes de excitações deverão ser analisadas e filtradas quando seja formulada uma ferramenta de supervisão do funcionamento do compressor centrífugo.

- O método de caracterização a partir da irradiação acústica do compressor no duto de admissão permitiu entender e consolidar que a decomposição da onda acústica é uma técnica útil para obter medições experimentais da intensidade acústica de entrada do compressor centrífugo. O método foi apresentado com o intuito de utilizar essas informações para construir mapas acústicos e diagramas de densidade espectral que caracterizarem o desempenho acústico do compressor. Embora o mapa acústico do compressor não possibilite a caracterização de falhas do turbocompressor automotivo, a densidade espectral permitiu analisar e discutir os impactos dos desbastes no rotor compressor na acústica do componente.

- A avaliação acústica das falhas mostrou que não é um método adequado para caracterizar as falhas do compressor centrífugo, uma vez que pequenas variações foram determinadas quando comparados com os demais métodos. A análise acústica precisa de muitos cuidados como isolamento dos ruídos externos e métodos apropriados de decomposição espacial das ondas acústicas, assim levando em consideração que o compressor centrífugo automotivo trabalha sempre com vários outros componentes, o monitoramento acústico é o método com maior dificuldade de ser implementado.

Finalmente, as conclusões apresentadas satisfazem os objetivos que foram planejados neste trabalho, aumentando o conhecimento disponível sobre as caracterizações termodinâmica, rotodinâmica e acústica de um compressor centrífugo, assim como sobre as metodologias desenvolvidas e utilizadas para desenvolver cada uma das caracterizações. Espera-se que este

conhecimento ajude no desenvolvimento de melhores projetos de turbocompressores, contribuindo assim para a mitigação das diversas preocupações levantadas pelas inúmeras causas de falhas que podem chegar a acontecer nos turbocompressores automotivos.

6 Trabalhos futuros

A fim de confirmar as hipóteses apresentadas nas evoluções das falhas do compressor centrífugo e obter mais informações sobre a influência das falhas do turbocompressor, alguns trabalhos futuros são sugeridos nesta seção, do ponto de vista da pesquisa experimental e de simulações numéricas.

- Caracterizar as falhas nos mancais do turbocompressor devido as causas de falhas que acontecem no sistema de lubrificação ;
- Desenvolver uma tecnologia embarcada para detectar e diagnosticar, a partir dos métodos de caracterização apresentados, desgastes do compressor centrífugo diretamente no veículo turboalimentado;
- Simular, mediante modelos matemáticos e ferramentas computacionais, a rotodinâmica do turbocompressor, a fim de validar os resultados rotodinâmicos experimentais;
- Simular, mediante modelos matemáticos e ferramentas computacionais, a acústica do turbocompressor, uma vez que as condições de contorno e de carregamento foram determinadas experimentalmente.
- Analisar e validar as caracterizações feitas neste trabalho com dados experimentais obtidos diretamente do motor turboalimentado, se espera que seja necessário novos filtros, principalmente na análise rotodinâmica e acústica, pois fontes externas de vibração e de ruido deverão ser consideradas.

Referências

ANDRÉS, I. *Contribución al estudio y caracterización de la generación de ruido de flujo en el sistema de escape.* 2003. 319 f. Tese (Doutorado) — Universitat Politècnica de València, Valencia (Espanha), 2003.

ASME. *Test uncertainty PTC 19.1*. [S.l.]: American Society of Mechanical Engineers, 2014. 102 p.

ATLAS COPCO. *Oil-injected rotary screw compressors GA 30+-90/GA 37-90 VSD (30-90 kW/40-125 hp)*. [S.l.]: Atlas COPCO, 2017.

BAETA, J. G. C. *Metodologia experimental para a maximização do desempenho de um motor multicombustível turboalimentado sem prejuízo à eficiência energética global*. 2006. 210 p. Tese (Doutorado), 2006.

BALACHANDRAN, P. *Fundamentals of compressible fluid dynamics*. [S.l.]: Prentice-Hall of India, 2007. 579 p. ISBN 8120328574.

BARELLI, L.; BIDINI, G.; BONUCCI, F. Diagnosis methodology for the turbocharger groups installed on a 1MW internal combustion engine. *Applied Energy*, Elsevier, v. 86, n. 12, p. 2721–2730, dec 2009. ISSN 03062619.

BENSON, R.; WHITFIELD, A. An experimental investigation of the non-steady flow characteristics of a centrifugal compressor. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 180, n. 1, p. 641–672, 1965.

BOYCE, M. P. *Gas turbine engineering handbook*. [S.l.: s.n.], 2011. 956 p. ISBN 9780123838421.

BROATCH, A. *et al.* Methodology for experimental validation of a CFD model for predicting noise generation in centrifugal compressors. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Elsevier, v. 50, p. 134–144, dec 2014. ISSN 0142727X.

BROATCH, A. *et al.* Simulations and measurements of automotive turbocharger compressor whoosh noise. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, v. 9, n. 1, p. 12–20, jan 2015. ISSN 1994-2060.

BROATCH, A. *et al.* A procedure to reduce pollutant gases from Diesel combustion during European MVEG-A cycle by using electrical intake air-heaters. *Fuel*, Elsevier, v. 87, n. 12, p. 2760–2778, sep 2008. ISSN 00162361.

BROATCH, A. *et al.* On the influence of inlet elbow radius on recirculating backflow, whoosh noise and efficiency in turbocharger compressors. *Experimental Thermal and Fluid Science*, v. 96, p. 224–233, sep 2018. ISSN 08941777.

BRUN, K.; KURZ, R. Measurement Uncertainties Encountered During Gas Turbine Driven Compressor Field Testing. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, American Society of Mechanical Engineers, v. 123, n. 1, p. 62, jan 2001. ISSN 07424795.

CARRABINE, E.; LONGHURST, B. Consuming the Car: Anticipation, Use and Meaning in Contemporary Youth Culture. *The Sociological Review*, John Wiley & Sons, Ltd (10.1111), v. 50, n. 2, p. 181–196, may 2002. ISSN 0038-0261.

Cervelló Romero, C. *Contribución a la caracterización experimental y al modelado de turbinas de geometría variable en grupos de sobrealimentación.* jan 2005. Tese (Doutorado) — Universitat Politècnica de València, Valencia (Spain), jan 2005.

DAVIS, S. C.; WILLIAMS, S. E. *Transportation Energy Data Book: Edition 36.2*. [S.l.], 2018. 400 p.

DELIGANT, M.; PODEVIN, P.; DESCOMBES, G. Experimental identification of turbocharger mechanical friction losses. *Energy*, Pergamon, v. 39, n. 1, p. 388–394, mar 2012. ISSN 03605442.

FIGURELLA, N. *et al. Noise at the mid to high flow range of a turbocharger compressor*. [S.l.], 2014.

FILIPCZYK, J. Causes of automotive turbocharger faults. *Transport Problems*, T. 8, z. 2, 2013.

FONTARAS, G.; ZACHAROF, N.-G.; CIUFFO, B. Fuel consumption and CO 2 emissions from passenger cars in Europe – Laboratory versus real-world emissions. *Progress in Energy and Combustion Science*, Pergamon, v. 60, p. 97–131, may 2017. ISSN 03601285.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T. *Introduction to Fluid Mechanics*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 1994.

FUKS, K. B. *et al.* Arterial blood pressure and long-term exposure to traffic-related air pollution: an analysis in the european study of cohorts for air pollution effects (escape). *Environmental health perspectives*, NLM-Export, v. 122, n. 9, p. 896–905, 2014.

GALINDO, J. *et al.* Validation and sensitivity analysis of an in-flow water condensation model for 3D-CFD simulations of humid air streams mixing. *International Journal of Thermal Sciences*, v. 136, p. 410–419, feb 2019. ISSN 12900729.

GALINDO, J. *et al.* Experiments and modelling of surge in small centrifugal compressor for automotive engines. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Elsevier, v. 32, n. 3, p. 818–826, 2008.

GALINDO, J. *et al.* Behavior of an IC Engine Turbocharger in Critical Conditions of Lubrication. *SAE International Journal of Engines*, v. 6, n. 2, p. 2013–01–0921, apr 2013. ISSN 1946-3944. Disponível em: <http://papers.sae.org/2013-01-0921/>.

GALINDO, J. *et al.* Surge limit definition in a specific test bench for the characterization of automotive turbochargers. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Elsevier, v. 30, n. 5, p. 449–462, may 2006. ISSN 08941777.

GALINDO, J. *et al.* On-Engine Measurement of Turbocharger Surge Limit. *Experimental Techniques*, Springer International Publishing, v. 37, n. 1, p. 47–54, jan 2013. ISSN 07328818.

GARCÍA, J. *Experiments on turbocharger compressor acoustics*. 2017. 258 f. Tese (Doutorado) — Universitat Politècnica de València, Valencia (Espanha), 2017.

GHAREHGHANI, A. *et al.* Experimental investigation of thermal balance of a turbocharged SI engine operating on natural gas. *Applied Thermal Engineering*, Pergamon, v. 60, n. 1-2, p. 200–207, oct 2013. ISSN 13594311.

Gordon Kirk, R.; ALSAEED, A. A. Induced Unbalance as a Method for Improving the Dynamic Stability of High-Speed Turbochargers. *International Journal of Rotating Machinery*, Hindawi, v. 2011, p. 1–9, feb 2011. ISSN 1023-621X.

HAJILOUY-BENISI, A.; RAD, M.; SHAHHOSSEINI, M. EMPIRICAL ASSESSMENT OF THE PERFORMANCE CHARACTERISTICS IN TURBOCHARGER TURBINE AND COMPRESSOR. *Experimental Techniques*, John Wiley & Sons, Ltd (10.1111), v. 34, n. 3, p. 54–67, jul 2009. ISSN 07328818.

HEYWOOD, J. *Internal Combustion Engine Fundamentals 2E*. McGraw-Hill Education, 2018. ISBN 9781260116113. Disponível em: <https://books.google.com.br/books?id=OmJUDwAAQBAJ>.

HIERETH, H.; PRENNINGER, P. H. W. P. H. W. *Charging the internal combustion engine*. [S.l.]: Springer, 2007. 268 p. ISBN 9783211471135.

JAATINEN, A.; GRÖNMAN, A.; TURUNEN-SAARESTI, T. Effect of diffuser width and tip clearance on the static pressure distributions in a vaneless diffuser of a high-speed centrifugal compressor. In: *10th International Conference on Turbochargers and Turbocharging*. [S.l.]: Elsevier, 2012. p. 319–324. ISBN 978-0-85709-209-0.

JAIMES, I.; CHARLEY, J.; MILLOT, A. Acoustic characterization of the compressor stage of an automotive turbocharger. *S9-Turbomachines*, AFM, Association Française de Mécanique, 2017.

JOHNSON, T. V. Review of CO Emissions and Technologies in the Road Transportation Sector. *SAE International Journal of Engines*, SAE International, v. 3, p. 1079–1098, 2010.

KABRAL, R.; ÅBOM, M. Investigation of turbocharger compressor surge inception by means of an acoustic two-port model. *Journal of Sound and Vibration*, v. 412, p. 270–286, jan 2018. ISSN 0022460X.

KESGIN, U. Effect of turbocharging system on the performance of a natural gas engine. *Energy Conversion and Management*, Pergamon, v. 46, n. 1, p. 11–32, jan 2005. ISSN 01968904.

KIRK, R. G. *et al.* Turbocharger on-engine experimental vibration testing. *Journal of Vibration and Control*, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 16, n. 3, p. 343–355, 2010.

KOUTSOVASILIS, P. *et al.* Quantification of sub-synchronous vibrations for turbocharger rotors with full-floating ring bearings. *Archive of Applied Mechanics*, v. 85, n. 4, p. 481–502, apr 2015. ISSN 0939-1533.

KRUISWYK, R. The role of turbocompound in the era of emissions reduction. In: *10th International Conference on Turbochargers and Turbocharging*. [S.l.]: Elsevier, 2012. p. 269–280. ISBN 978-0-85709-209-0.

KYLE, B. G. Chemical and process thermodynamics. Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, NJ, 1984.

LAWRENCE, M. G. The Relationship between Relative Humidity and the Dewpoint Temperature in Moist Air: A Simple Conversion and Applications. *Bulletin of the American Meteorological Society*, American Meteorological Society, v. 86, n. 2, p. 225–234, feb 2005. ISSN 0003-0007.

LI, Y. *et al.* Numerical and experimental investigation on thermohydrodynamic performance of turbocharger rotor-bearing system. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier Ltd, v. 121, p. 27–38, jul 2017.

LIN, L.-H.; HO, Y.-L. Institutional Pressures and Environmental Performance in the Global Automotive Industry: The Mediating Role of Organizational Ambidexterity. *Long Range Planning*, Pergamon, v. 49, n. 6, p. 764–775, dec 2016. ISSN 00246301.

LÓPEZ, M. A. *Estudio Teórico-Experimental de la Dinámica Rotacional de Turbocompresores de MCIA. Aplicación al Diagnóstico de Fallos.* may 2014. Tese (Doutorado) — Universitat Politècnica de València, Valencia (Spain), may 2014.

LÜDDECKE, B.; FILSINGER, D.; BARGENDE, M. On wide mapping of a mixed flow turbine with regard to compressor heat flows during turbocharger testing. In: *10th International Conference on Turbochargers and Turbocharging*. [S.l.]: Elsevier, 2012. p. 185–202. ISBN 978-0-85709-209-0.

LóPEZ, M. A.; SERRANO, J. R.; DOLZ, V. PERITAJE DE FALLOS EN TURBOCOMPRESORES DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS. *DYNA INGENIERIA E INDUSTRIA*, v. 92, n. 1, p. 82–88, 2017. ISSN 19891490.

MACINNES, H.; MACINNES, B. *Turbochargers*. [S.l.]: Penguin, 1987. ISBN 0912656·492.

MAUTONE, J.; Gaspar de Araujo, F.; VENSON, G. Projeto da câmara de combustão e instrumentação do banco de ensaios de turbocompressores operado por gás quente. In: *Seminário de Tecnologia de Motores, Combustíveis e Emissões 2004*. Belo Horizonte, MG.: [s.n.], 2004.

MILLER, J. K. *Turbo: Real world high-performance turbocharger systems*. [S.l.]: CarTech Inc., 2008.

MOHTAR, H.; CHESSE, P.; CHALET, D. Describing Uncertainties Encountered during Laboratory Turbocharger Compressor Tests. *Experimental Techniques*, John Wiley & Sons, Ltd (10.1111), v. 36, n. 5, p. 53–61, sep 2012. ISSN 07328818.

MOREIRA, M. Failure analysis in aluminium turbocharger wheels. *Engineering Failure Analysis*, Pergamon, v. 61, p. 108–118, mar 2016. ISSN 1350-6307.

NEWLAND, D. E. D. E. *An introduction to random vibrations, spectral & wavelet analysis*. [S.l.]: Dover Publications, 2005. 477 p. ISBN 0486136965.

NGUYEN-SCHÄFER, H. *Rotordynamics of Automotive Turbochargers*. Cham: Springer International Publishing, 2015. (Springer Tracts in Mechanical Engineering). ISBN 978-3-319-17643-7.

PARK, Y.; BAE, C. Experimental study on the effects of high/low pressure EGR proportion in a passenger car diesel engine. *Applied Energy*, Elsevier, v. 133, p. 308–316, nov 2014. ISSN 03062619.

PASTOR, J. *et al.* Study of turbocharger shaft motion by means of non-invasive optical techniques: Application to the behaviour analysis in turbocharger lubrication failures. *Mechanical Systems and Signal Processing*, Academic Press, v. 32, p. 292–305, oct 2012. ISSN 08883270.

PAYRI, F. *et al.* A Challenging Future for the IC Engine: New Technologies and the Control Role. *Oil & Gas Science and Technology – Revue d'IFP Energies nouvelles*, Technip, v. 70, n. 1, p. 15–30, jun 2015. ISSN 1294-4475.

PETTINATO, B. C.; DECHOUDHURY, P. Rotordynamic and Bearing Upgrade of a High-Speed Turbocharger. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, American Society of Mechanical Engineers, v. 125, n. 1, p. 95, jan 2003. ISSN 07424795.

PODEVIN, P.; CLENCI, A.; DESCOMBES, G. Influence of the lubricating oil pressure and temperature on the performance at low speeds of a centrifugal compressor for an automotive engine. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier, v. 31, n. 2-3, p. 194–201, 2011.

POLICHRONIS, D. *et al.* Turbocharger Lubrication - Lubricant Behavior and Factors That Cause Turbocharger Failure. *International Journal of Automotive Engineering and Technologies*, v. 2, n. 1, p. 40–54, 2013. ISSN 2146-9067.

Rodrigues Filho, F. A. *et al.* E25 stratified torch ignition engine emissions and combustion analysis. *Energy Conversion and Management*, Pergamon, v. 121, p. 251–271, aug 2016. ISSN 01968904.

RZR BOMBAS POSITIVAS. *Bombas de engrenagens internas modelo: RZR-500-SVA*. Santo André, SP: [s.n.], 2013.

Sa Charging Solutions. *Compressor Map Example*. 2019. Disponível em: <http://www.turbomap.ch/>.

SAE. Turbocharger Gas Stand Test Code - J1826_199503. 1995a.

SAE. Supercharger Testing Standard - J1723_199508. 1995b.

SAKSA, P. T. A.; KOLEHMAINEN, L. R.; SKYTTÄ, E. Ethanol, Isobutanol, and Biohydrocarbons as Gasoline Components in Relation to Gaseous Emissions and Particulate Matter. *Environmental Science & Technology*, American Chemical Society, v. 48, n. 17, p. 10489–10496, sep 2014. ISSN 0013-936X.

SALBY, M. L. *Fundamentals of atmospheric physics*. [S.l.]: Academic Press, 1996. 627 p. ISBN 9780080532158.

SALVADOR, F. *et al.* Experimental assessment of the fuel heating and the validity of the assumption of adiabatic flow through the internal orifices of a diesel injector. *Fuel*, Elsevier, v. 188, p. 442–451, jan 2017. ISSN 00162361.

SANDOVAL, O. R. *et al.* Influence of temperature and injection pressure of lubrication in the vibration of an automotive turbocharger. In: SPRINGER. *International Conference on Rotor Dynamics*. [S.l.], 2018. p. 388–397.

SCHINNERL, M. *et al.* Correcting Turbocharger Performance Measurements for Heat Transfer and Friction. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, American Society of Mechanical Engineers, v. 140, n. 2, p. 022301, oct 2017. ISSN 0742-4795.

SCHWEIZER, B. Oil whirl, oil whip and whirl/whip synchronization occurring in rotor systems with full-floating ring bearings. *Nonlinear Dynamics*, Springer Netherlands, v. 57, n. 4, p. 509–532, sep 2009. ISSN 0924-090X.

SCHWEIZER, B. Total instability of turbocharger rotors—Physical explanation of the dynamic failure of rotors with full-floating ring bearings. *Journal of Sound and Vibration*, Academic Press, v. 328, n. 1-2, p. 156–190, nov 2009. ISSN 0022460X.

SERRANO, J. *et al.* Study of the Effects on Turbocharger Performance Generated by the Presence of Foreign Objects at the Compressor Intake. *Experimental Techniques*, John Wiley & Sons, Ltd (10.1111), v. 37, n. 2, p. 30–40, mar 2013. ISSN 07328818.

SERRANO, J. R. *et al.* A study on the internal convection in small turbochargers. Proposal of heat transfer convective coefficients. *Applied Thermal Engineering*, Pergamon, v. 89, p. 587–599, oct 2015. ISSN 13594311.

SERRANO, J. R. *et al.* Turbocharger heat transfer and mechanical losses influence in predicting engines performance by using one-dimensional simulation codes. *Energy*, Pergamon, v. 86, p. 204–218, jun 2015. ISSN 03605442.

SHARMA, S. *et al.* Acoustic characteristics of a ported shroud turbocompressor operating at design conditions. *International Journal of Engine Research*, p. 146808741881463, nov 2018. ISSN 1468-0874.

SIVAGNANASUNDARAM, S. *et al.* Experimental and numerical analysis of a classical bleed slot system for a turbocharger compressor. In: *10th International Conference on Turbochargers and Turbocharging*. [S.l.]: Elsevier, 2012. p. 325–341. ISBN 978-0-85709-209-0.

SONG, Y. *et al.* Identifying anthropogenic and natural influences on extreme pollution of respirable suspended particulates in Beijing using backward trajectory analysis. *Journal of Hazardous Materials*, Elsevier, v. 154, n. 1-3, p. 459–468, jun 2008. ISSN 0304-3894.

SPIRAX SARCO. *SPIRA-TROL "to 4"ASME (ANSI) Two-port LEA, LFA and LLA Control Valves*. 2010.

STRICKER, K. *et al.* Turbocharger Map Reduction for Control-Oriented Modeling. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, ASME, v. 136, n. 4, p. 041008, apr 2014. ISSN 0022-0434.

TORREGROSA, A. *et al.* Experimental methodology for turbocompressor in-duct noise evaluation based on beamforming wave decomposition. *Journal of Sound and Vibration*, Academic Press, v. 376, p. 60–71, aug 2016. ISSN 0022460X.

TORREGROSA, A. *et al.* Local flow measurements in a turbocharger compressor inlet. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Elsevier, v. 88, p. 542–553, nov 2017. ISSN 08941777.

VENSON, G. G. *Desenvolvimento de um banco de Ensaios e da Metodologia Experimental para o levantamento das Características Operacionais de Turbocompressores Utilizando Gás Quente*. Mar 2007. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte (Brasil), Mar 2007.

WALSH, P. P.; FLETCHER, P. *Gas Turbine Performance*. Oxford, UK: Blackwell Science Ltd, 2004. ISBN 9780470774533.

WARK, K.; RICHARDS, D. E. *Thermodynamics*. [S.l.]: WCB McGraw-Hill, 1999. 1164 p. ISBN 0071168532.

WATSON, N.; JANOTA, M. S. *Turbocharging the Internal Combustion Engine*. London: Macmillan Education UK, 1982. ISBN 978-1-349-04026-1.

WEINHOLD, B. EPA proposes tighter particulate air pollution standards. *Environmental health perspectives*, National Institute of Environmental Health Science, v. 120, n. 9, p. A348–9, sep 2012. ISSN 1552-9924.

Woon Jang, Y. *et al.* Preliminary analysis of the development of the Carbon Tracker system in Latin America and the Caribbean. *Atmósfera*, UNAM, v. 27, n. 1, p. 61–76, jan 2014. ISSN 01876236.

XIE, H.; SONG, K.; HE, Y. A hybrid disturbance rejection control solution for variable valve timing system of gasoline engines. *ISA Transactions*, Elsevier, v. 53, n. 4, p. 889–898, jul 2014. ISSN 00190578.

ZHENG, X. *et al.* Experimental investigation of surge and stall in a turbocharger centrifugal compressor with a vaned diffuser. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Elsevier, v. 82, p. 493–506, apr 2017. ISSN 08941777.

APÊNDICE A – Equações da propagação de incertezas

A seguir se apresentam de forma detalhada as equações da propagação de incertezas. Essa modelagem matemática permite analisar a propagação das incertezas combinadas nas grandezas medidas do compressor centrífugo do turbocompressor utilizando o *EES Engineering Equation Solver*.

Incerteza do cálculo da temperatura de orvalho - T_{orv}.

$$T_{orv} = f\left(\%UR, T\right) \tag{58}$$

$$\delta T_{orv} = \sqrt{\left(\frac{\partial T_{orv}}{\partial \%UR}\right)^2 (\delta \%UR)^2 + \left(\frac{\partial T_{orv}}{\partial T}\right)^2 (\delta T)^2} \tag{59}$$

$$\frac{\partial T_{orv}}{\partial \%UR} = \frac{c\left(cb + bT\right)}{\left[c\left(c+T\right) + 100bT\right]\left\{b - \ln\left[\frac{\%UR(c+T)+100bT}{100(c+T)}\right]\right\}^2} \tag{60}$$

$$\frac{\partial T_{orv}}{\partial T} = \frac{100c^2b^2}{\left(c+T\right)\left[\%UR\left(c+T\right) + 100bT\right]\left\{b - \ln\left[\frac{\%UR(c+T)+100bT}{100(c+T)}\right]\right\}^2} \tag{61}$$

Incerteza do cálculo da pressão de vapor d'água - P_v.

$$P_v = f\left(T_{orv}\right) \tag{62}$$

$$\delta P_v = \sqrt{\left(\frac{\partial P_v}{\partial T_{orv}}\right)^2 (\delta T_{orv})^2} \tag{63}$$

$$\frac{\partial P_v}{\partial T_{orv}} = -\frac{A\left(9c_9T_{orv}^8 + 8c_8T_{orv}^7 + 7c_7T_{orv}^6 + 6c_6T_{orv}^5 + 5c_5T_{orv}^4 + 4c_4T_{orv}^3 + 3c_3T_{orv}^2 + 2c_2T_{orv} + c_1\right)}{\left(c_0 + c_1T_{orv} + c_2T_{orv}^2 + c_3T_{orv}^3 + c_4T_{orv}^4 + c_5T_{orv}^5 + c_6T_{orv}^6 + c_7T_{orv}^7 + c_8T_{orv}^8 + c_9T_{orv}^9\right)^2} \tag{64}$$

Incerteza do cálculo da pressão parcial de ar seco - P_d.

$$P_d = f\left(P, P_v\right) \tag{65}$$

$$\delta P_d = \sqrt{\left(\frac{\partial P_d}{\partial P}\right)^2 (\delta P)^2 + \left(\frac{\partial P_d}{\partial P_v}\right)^2 (\delta P_v)^2} \tag{66}$$

$$\frac{\partial P_d}{\partial P} = \frac{\partial P_d}{\partial P_v} = 1 \tag{67}$$

Incerteza do cálculo da densidade do ar úmido- ρ_{ar}.

$$\rho_{ar} = f(P_d, T, P_v) \tag{68}$$

$$\delta\rho_{ar} = \sqrt{\left(\frac{\partial\rho_{ar}}{\partial P_d}\right)^2(\delta P_d)^2 + \left(\frac{\partial\rho_{ar}}{\partial T}\right)^2(\delta T)^2 + \left(\frac{\partial\rho_{ar}}{\partial P_v}\right)^2(\delta P_v)^2} \tag{69}$$

$$\frac{\partial\rho_{ar}}{\partial P_d} = \frac{1}{R_d T} \tag{70}$$

$$\frac{\partial\rho_{ar}}{\partial T} = -\frac{P_d}{R_d T^2} - \frac{P_v}{R_v T^2} \tag{71}$$

$$\frac{\partial\rho_{ar}}{\partial P_v} = \frac{1}{R_v T} \tag{72}$$

Incerteza do cálculo da velocidade - V.

$$V = f(\dot{m}, \rho, D) \tag{73}$$

$$\delta V = \sqrt{\left(\frac{\partial V}{\partial \dot{m}}\right)^2(\delta\dot{m})^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial \rho}\right)^2(\delta\rho)^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial D}\right)^2(\delta D)^2} \tag{74}$$

$$\frac{\partial V}{\partial \dot{m}} = \frac{4}{\pi\rho D} \tag{75}$$

$$\frac{\partial V}{\partial \rho} = -\frac{4\dot{m}}{\pi\rho^2 D} \tag{76}$$

$$\frac{\partial V}{\partial D} = -\frac{4\dot{m}}{\pi\rho D^2} \tag{77}$$

Incerteza do cálculo da pressão estática - P.

$$P = f(P, P_{ATM}) \tag{78}$$

$$\delta P = \sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial P}\right)^2(\delta P)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial P_{ATM}}\right)^2(\delta P_{ATM})^2} \tag{79}$$

$$\frac{\partial P}{\partial P} = \frac{\partial P}{\partial P_{ATM}} = 1 \tag{80}$$

Incerteza do cálculo da entalpia de estagnação - h_t.

$$h_t = f(T, V) \tag{81}$$

$$\delta h_t = \sqrt{\left(\frac{\partial h_t}{\partial T}\right)^2 (\delta T)^2 + \left(\frac{\partial h_t}{\partial V}\right)^2 (\delta V)^2} \tag{82}$$

$$\frac{\partial h_t}{\partial T} = C_P \tag{83}$$

$$\frac{\partial h_t}{\partial V} = V \tag{84}$$

Incerteza do cálculo da temperatura de estagnação - T_t.

$$T_t = f(T, V) \tag{85}$$

$$\delta T_t = \sqrt{\left(\frac{\partial T_t}{\partial T}\right)^2 (\delta T)^2 + \left(\frac{\partial T_t}{\partial V}\right)^2 (\delta V)^2} \tag{86}$$

$$\frac{\partial T_t}{\partial T} = 1 \tag{87}$$

$$\frac{\partial T_t}{\partial V} = \frac{V}{C_P} \tag{88}$$

Incerteza do cálculo da pressão de estagnação - P_t.

$$P_t = f(T_t, T, P) \tag{89}$$

$$\delta P_t = \sqrt{\left(\frac{\partial P_t}{\partial T_t}\right)^2 (\delta T_t)^2 + \left(\frac{\partial P_t}{\partial T}\right)^2 (\delta T)^2 + \left(\frac{\partial P_t}{\partial P}\right)^2 (\delta P)^2} \tag{90}$$

$$\frac{\partial P_t}{\partial T_t} = \frac{kPT_t^{\frac{1}{k-1}}}{(k-1)\,T^{\frac{1}{k-1}}} \tag{91}$$

$$\frac{\partial P_t}{\partial T} = \frac{kPT_t^{\frac{1}{k-1}}}{(k-1)\,T^{\frac{2k-1}{k-1}}} \tag{92}$$

$$\frac{\partial P_t}{\partial P} = \left(\frac{T_t}{T}\right)^{\frac{1}{k-1}} \tag{93}$$

Incerteza do cálculo da temperatura de estagnação isentrópica - $T_{2is,t}$.

$$T_{2is,t} = f(T_{1,t}, P_{1,t}, P_{2,t}) \tag{94}$$

$$\delta T_{2is,t} = \sqrt{\left(\frac{\partial T_{2is,t}}{\partial T_{1,t}}\right)^2 (\delta T_{1,t})^2 + \left(\frac{\partial T_{2is,t}}{\partial P_{1,t}}\right)^2 (\delta P_{1,t})^2 + \left(\frac{\partial T_{2is,t}}{\partial P_{2,t}}\right)^2 (\delta P_{2,t})^2} \tag{95}$$

$$\frac{\partial T_{2is,t}}{\partial T_{1,t}} = \left(\frac{P_{2,t}}{P_{1,t}}\right)^{\frac{k_a-1}{k_a}} \tag{96}$$

$$\frac{\partial T_{2is,t}}{\partial P_{1,t}} = \frac{T_{1,t}P_{2,t}^{\frac{k_a-1}{k_a}}(k_a-1)}{kP_{1,t}^{\frac{2k_a-1}{k_a}}} \tag{97}$$

$$\frac{\partial T_{2is,t}}{\partial P_{2,t}} = \frac{T_{1,t}P_{2,t}^{-\frac{1}{k_a}}(k_a-1)}{kP_{1,t}^{\frac{k_a-1}{k_a}}} \tag{98}$$

Incerteza do cálculo da eficiência do compressor - n_C.

$$n_C = f(T_{2is,t}, T_{1,t}, T_{2,t}) \tag{99}$$

$$\delta n_C = \sqrt{\left(\frac{\partial n_C}{\partial T_{2is,t}}\right)^2(\delta T_{2is,t})^2 + \left(\frac{\partial n_C}{\partial T_{1,t}}\right)^2(\delta T_{1,t})^2 + \left(\frac{\partial n_C}{\partial T_{2,t}}\right)^2(\delta T_{2,t})^2} \tag{100}$$

$$\frac{\partial n_C}{\partial T_{2is,t}} = \frac{1}{T_{2,t}-T_{1,t}} \tag{101}$$

$$\frac{\partial n_C}{\partial T_{1,t}} = \frac{T_{2is,t}-T_{2,t}}{(T_{2,t}-T_{1,t})^2} \tag{102}$$

$$\frac{\partial n_C}{\partial T_{2,t}} = \frac{T_{2is,t}-T_{1,t}}{(T_{2,t}-T_{1,t})^2} \tag{103}$$

Incerteza do cálculo da potência do compressor - W_C.

$$W_C = f(\dot{m}_C, T_{2,s}, T_{1,s}, n_C) \tag{104}$$

$$\delta W_C = \left[\left(\frac{\partial W_C}{\partial \dot{m}_C}\right)^2(\delta \dot{m}_C)^2 + \left(\frac{\partial W_C}{\partial T_{2,s}}\right)^2(\delta T_{2,s})^2 + \left(\frac{\partial W_C}{\partial T_{1,s}}\right)^2(\delta T_{1,s})^2 + \left(\frac{\partial W_C}{\partial n_C}\right)^2(\delta n_C)^2\right]^{0,5} \tag{105}$$

$$\frac{\partial W_C}{\partial \dot{m}_C} = \frac{C_{Pg}(T_{2,s}-T_{1,s})}{n_C} \tag{106}$$

$$\frac{\partial W_C}{\partial T_{2,s}} = \frac{\dot{m}_C C_{Pg}}{n_C} \tag{107}$$

$$\frac{\partial W_C}{\partial T_{1,s}} = -\frac{\dot{m}_C C_{Pg}}{n_C} \tag{108}$$

$$\frac{\partial W_C}{\partial n_C} = -\frac{\dot{m}_C C_{Pg}\left(T_{2,s} - T_{1,s}\right)}{n_C^2} \tag{109}$$

Incerteza do cálculo da vazão mássica corrigida do compressor - $\dot{m}_{C,C}$.

$$\dot{m}_{C,C} = f\left(\dot{m}_C, T_{1,t}, P_{1,t}\right) \tag{110}$$

$$\delta\dot{m}_{C,C} = \sqrt{\left(\frac{\partial\dot{m}_{C,C}}{\partial\dot{m}_C}\right)^2(\delta\dot{m}_C)^2 + \left(\frac{\partial\dot{m}_{C,C}}{\partial T_{1,t}}\right)^2(\delta T_{1,t})^2 + \left(\frac{\partial\dot{m}_{C,C}}{\partial P_{1,t}}\right)^2(\delta P_{1,t})^2} \tag{111}$$

$$\frac{\partial\dot{m}_{C,C}}{\partial\dot{m}_C} = \sqrt{\frac{T_{1,t}}{T_{REF}}}\left(\frac{P_{REF}}{P_{1,t}}\right) \tag{112}$$

$$\frac{\partial\dot{m}_{C,C}}{\partial T_{1,t}} = \frac{\dot{m}_C P_{REF}}{2P_{1,t}\sqrt{T_{1,t}T_{REF}}} \tag{113}$$

$$\frac{\partial\dot{m}_{C,C}}{\partial P_{1,t}} = -\dot{m}_C\sqrt{\frac{T_{1,t}}{T_{REF}}}\left(\frac{P_{REF}}{P_{1,t}^2}\right) \tag{114}$$

Incerteza do cálculo da razão de compressão total - total - p_{C}.

$$p_{\mathrm{C}} = f\left(P_{2,t}, P_{1,t}\right) \tag{115}$$

$$\delta p_{\mathrm{C}} = \sqrt{\left(\frac{\partial p_{\mathrm{C}}}{\partial P_{2,t}}\right)^2(\delta P_{2,t})^2 + \left(\frac{\partial p_{\mathrm{C}}}{\partial P_{1,t}}\right)^2(\delta P_{1,t})^2} \tag{116}$$

$$\frac{\partial p_{\mathrm{C}}}{\partial P_{2,t}} = \frac{1}{P_{1,t}} \tag{117}$$

$$\frac{\partial p_{\mathrm{C}}}{\partial P_{1,t}} = -\frac{P_{2,t}}{P_{1,t}^2} \tag{118}$$