

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
ESCOLA DE ENGENHARIA  
ENG. DE CONTROLE E AUTOMAÇÃO

VINICIUS FIGUEIRÓ FERNANDES -  
00207273

**ESTUDO DA FALHA EM DIFUSOR  
DE EXAUSTÃO DE UM  
TURBOGERADOR E SEU  
MONITORAMENTO CONTÍNUO  
DE VIBRAÇÃO**

Porto Alegre  
Abril 2023

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
ESCOLA DE ENGENHARIA  
ENG. DE CONTROLE E AUTOMAÇÃO

VINICIUS FIGUEIRÓ FERNANDES -  
00207273

**ESTUDO DA FALHA EM DIFUSOR  
DE EXAUSTÃO DE UM  
TURBOGERADOR E SEU  
MONITORAMENTO CONTÍNUO  
DE VIBRAÇÃO**

Trabalho de Conclusão de Curso (TCC-CCA)  
apresentado à COMGRAD-CCA da Universi-  
dade Federal do Rio Grande do Sul como parte  
dos requisitos para a obtenção do título de *Ba-  
charel em Eng. de Controle e Automação* .

ORIENTADOR:

Prof. Dr. Rafael Antônio Comparsi Laranja

Porto Alegre  
Abril 2023

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
ESCOLA DE ENGENHARIA  
ENG. DE CONTROLE E AUTOMAÇÃO

VINICIUS FIGUEIRÓ FERNANDES -  
00207273

**ESTUDO DA FALHA EM DIFUSOR  
DE EXAUSTÃO DE UM  
TURBOGERADOR E SEU  
MONITORAMENTO CONTÍNUO  
DE VIBRAÇÃO**

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para a obtenção dos créditos da Disciplina de TCC do curso *Eng. de Controle e Automação* e aprovado em sua forma final pelo Orientador e pela Banca Examinadora.

Orientador: \_\_\_\_\_  
Prof. Dr. Rafael Antônio Comparsi Laranja , UFRGS  
Doutor pela Universidade Federal do Rio Grande do Sul - Porto Alegre, Brasil

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Rafael Antônio Comparsi Laranja , UFRGS  
Doutor pela Universidade Federal do Rio Grande do Sul - Porto Alegre, Brasil

Prof. Dr. Valner João Brusamarello , UFRGS  
Doutor pela Universidade Federal de Santa Catarina - Florianópolis, Brasil

Prof. Dr. Heraldo José de Amorim , UFRGS  
Doutor pela Universidade Federal do Rio Grande do Sul - Porto Alegre, Brasil

\_\_\_\_\_  
Mário R. Sobczyk Sobrinho  
Coordenador de Curso  
Eng. de Controle e Automação

Porto Alegre, Abril 2023

## **AGRADECIMENTOS**

A todos que incentivaram e participaram desse longo período de graduação. Obrigado aos meus amigos e colegas de faculdade pelo auxílio e contribuição, assim como meus colegas de trabalho que colaboraram para o meu desenvolvimento profissional e, especificamente, também deste trabalho.

Ao meu professor e orientador Rafael Laranja que, assim como outros professores ao longo do curso, com muita dedicação e paciência, buscaram desenvolver em cada aluno a mentalidade profissional de um engenheiro.

Agradecimento especial à minha família: meu pai Roberto, minha mãe Valéria e meu irmão Betinho, que contribuíram, cada um da sua melhor maneira, para que eu me mantivesse resiliente na busca por essa grande conquista.

Finalmente, meu muito obrigado à minha esposa Gabriella, pela tolerância e suporte nos momentos difíceis ao longo dessa duradoura jornada que se conclui.

## RESUMO

O desenvolvimento da tecnologia ofereceu uma evolução significativa na área de manutenção industrial. O enfoque inicialmente direcionado para manutenções corretivas foi gradualmente distribuído com a preventiva e preditiva, viabilizado por avanços, principalmente, nas áreas de instrumentação e eletrônica. Em equipamentos dinâmicos, alia-se a análise do histórico de falhas, otimizando o monitoramento e reduzindo as possibilidades de falhas catastróficas. Dentro deste contexto, esse trabalho aborda uma falha por fadiga, em sua fase inicial, ocorrida no difusor de exaustão de um turbogerador instalado em uma plataforma de extração, armazenamento e transporte de petróleo (FPSO), identificando as possíveis causas que originaram a falha através do histórico operacional e características de vibração do sistema. Propõem-se formas de mitigação imediata para os pontos levantados, além de uma forma de monitoramento contínuo para o ponto em questão, especificando o elemento sensor para medição e seu *hardware* de processamento e os valores de alarme e parada do equipamento. Dessa forma, é possível observar variações significativas na vibração do difusor e a possibilidade de, caso atinja valores críticos, interromper imediatamente a operação do equipamento.

**Palavras-chave:** Manutenção preditiva, equipamentos dinâmicos, fadiga, vibrações.

## ABSTRACT

The development of technology offered a significant evolution in the area of industrial maintenance. The focus initially directed towards corrective maintenance was gradually distributed with preventive and predictive maintenance, made possible by advances, mainly in the areas of instrumentation and electronics. In dynamic equipment, analysis of the history of failures is combined, optimizing monitoring and reducing the possibilities of catastrophic failures. Within this context, this work addresses a failure due to fatigue, in its initial phase, which occurred in the exhaust diffuser of a turbogenerator installed on an oil extraction, storage and transport platform (FPSO), identifying the possible causes that led to the failure through operating history and vibration characteristics of the system. Immediate mitigation forms are proposed for the points surveyed, as well as a form of continuous monitoring for the point in question, specifying the sensor element for measurement and its processing hardware and the alarm and equipment stop values. In this way, it is possible to observe significant variations in the vibration of the diffuser and the possibility of, if it reaches critical values, immediately interrupting the operation of the equipment.

**Keywords:** predictive maintenance, dynamic equipment, fatigue, vibration.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

1	(a) Fator de amplificação de um sistema em condições normais e (b) Fator de amplificação em um sistema com desbalanceamento.....	17
2	Fluxo de avaliação de dados de vibração. ....	18
3	Conjunto de um turbogerador e seus principais componentes. ....	22
4	(a) Diagrama do ciclo de Brayton e (b) identificação de cada fase na gerador de gás .....	22
5	Montagem típica entre GG e PT .....	24
6	Turbina de potência e seus principais componentes .....	24
7	Pontos de medição da frequência natural dos difusores .....	27
8	(a) Trinca identificada no difusor externo e (b) com os furos de contenção.	30
9	Espectro de frequências do difusor externo do TG-1 para a resposta ao impulso. ....	32
10	Espectro de frequências do difusor interno do TG-1 para a resposta ao impulso. ....	32
11	Espectro de frequências do difusor externo do TG-2 para a resposta ao impulso. ....	33
12	Espectro de frequências do difusor interno do TG-2 para a resposta ao impulso. ....	33
13	Relação entre a potência ativa gerada e a rotação do eixo de alta velocidade do GG.....	35
14	Possível ponto de instalação do sensor. ....	39
15	Comparativo entre os espectros de frequência do teste de impacto monitorado no difusor externo do TG-2 e no ponto externo. ....	40
16	Comparativo entre os espectros de frequência do teste de impacto monitorado no difusor interno do TG-2 e no ponto externo.....	41
17	Espectro de frequência do difusor externo do TG-1 com os valores de setpoints de alarme e trip. ....	42
1	Módulos compatíveis para o processamento, modelo 3500 da Bently Nevada.....	50
2	Configuração inicial para o módulo 3500-42M.....	51
3	Configuração do canal do sensor para o modelo 3500-42M. ....	52
4	Configuração do canal do sensor para o modelo 3500-44M. ....	52
5	Configuração dos setpoints de alarme e trip.....	53
1	Critério de avaliação para a amplitude da velocidade de vibração de acordo com a ISO 20816-3 .....	57

E.1	Exemplos de geradores de gás modelos (a) LM2500 da fabricante GE e (b) MARS100 da fabricante Solar. ....	58
E.2	Módulo eletrônico do SKF <i>Microlog Analyzer</i> Série GX CMXA 75. ...	59
E.3	Modelo de acelerômetro utilizado no Microlog .....	59
F.1	Amplitude do sensor para leituras de velocidade de vibração. ....	61
F.2	Fase do sensor para leituras de velocidade de vibração.....	61
F.3	Amplitude do sensor para leituras de aceleração de vibração. ....	62
F.4	Fase do sensor para leituras de aceleração de vibração.....	62

## LISTA DE TABELAS

1	Especificações Operacionais do <i>Microlog Analyser</i> Série GX-CMXA 75.	25
2	Medições das Folgas entre as Palhetas da PT e a Estrutura. . . . .	31
3	Histórico operacional do TG-1 antes da troca do GG. . . . .	34
4	Histórico operacional do TG-1 após da troca da GG e identificação das trincas. . . . .	34
5	Histórico operacional do TG-2 entre os período de 31/12/2021 até 16/01/2023. . . . .	36
1	Histórico operacional do eixo de alta velocidade do TG-1 após a troca da GG e antes da identificação da primeira trinca. . . . .	48
2	Histórico operacional do eixo de alta velocidade do TG-1 após a identificação da primeira trinca e antes da identificação da segunda trinca. . . . .	48
3	Histórico operacional do eixo de alta velocidade do TG-1 após a identificação das duas trincas até 19/03/2022. . . . .	49
4	Histórico operacional do eixo de baixa velocidade do TG-1 antes da troca do GG. . . . .	49
5	Histórico operacional do eixo de baixa velocidade do TG-1 após a troca do GG. . . . .	49
C.1	Benefícios da Manutenção Preditiva. . . . .	55
D.1	Segregações da ISO 20816 . . . . .	56
F.1	Características elétricas do acelerômetro 350900 HT. . . . .	60
F.2	Características para medição da velocidade da vibração 350900 HT. . .	60
F.3	Características para medição da aceleração da vibração 350900 HT. . .	61

## LISTA DE ABREVIATURAS

### **ABRAMAN**

Associação Brasileira de Manutenção e Gestão de Ativos

**FFT** *Fast Fourier Transform* - Transformação Rápida de Fourier

**FPSO** *Floating Production Storage and Offloading* - Unidade Flutuante de Armazenamento e Transferência

**GG** Gerador de Gás

**PT** Turbina de Potência

**RMS** *Root-Mean-Square*

**TG** Turbogenerador

# SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO .....	11
1.1	Justificativa .....	12
1.2	Objetivos .....	12
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	13
2.1	Fundamentação Teórica em Manutenção .....	13
2.2	Fadiga .....	14
2.3	Identificação de Falhas e Diagnóstico de Vibração em Equipamentos Dinâmicos .....	14
2.3.1	Desalinhamento .....	15
2.3.2	Desbalanceamento .....	16
2.3.3	Ressonância .....	16
2.4	Monitoramento de Vibração .....	17
2.4.1	Normas Técnicas .....	18
2.4.2	Medição de Vibração .....	18
2.4.3	Acelerômetro Piezoelétrico .....	19
2.5	Estado da Arte .....	20
3	MATERIAIS E MÉTODOS .....	21
3.1	Descrição dos Equipamentos .....	21
3.1.1	O Turbogenerador e Seus Principais Componentes .....	21
3.1.1.1	Gerador de Gás (GG) .....	22
3.1.1.2	Turbina de Potência (PT) .....	23
3.1.2	Instrumento Portátil para Medição da Frequência Natural .....	24
3.1.3	<i>Softwares</i> para Levantamento do Histórico Operacional e de Manutenção .....	25
3.2	Metodologia Empregada .....	26
3.2.1	Levantamento da Frequência Natural do Difusor .....	26
3.2.2	Levantamento do Histórico de Operação e Manutenção do Turbogenerador .....	27
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES .....	29
4.1	Histórico da Manutenção .....	29
4.2	Frequências Naturais dos Difusores .....	31
4.3	Histórico Operacional do Turbogenerador .....	34
4.4	Análise dos Resultados Encontrados e Propostas .....	36
4.5	Especificação e Proposta de Monitoramento de Vibração .....	37

5	CONCLUSÕES .....	43
	REFERÊNCIAS .....	44
	APÊNDICES .....	47
	APÊNDICE A - HISTÓRICO OPERACIONAL DO TG-1 .....	48
	APÊNDICE B - ESPECIFICAÇÕES DOS MÓDULOS DE INTERLIGAÇÃO DO SENSOR .....	50
	ANEXOS .....	54
	ANEXO C - RESULTADOS DA PESQUISA <i>PLANT PERFORMANCE GROUP</i> .....	55
	ANEXO D - NORMA ISO 20816 .....	56
	ANEXO E - FIGURAS COMPLEMENTARES .....	58
E.1	Exemplos de Geradores de Gás .....	58
E.2	SKF <i>Microlog Analyzer</i> Série GX - CMXA 75 .....	58
	ANEXO F - ESPECIFICAÇÕES DO ACELERÔMETRO 350900 HT ....	60

# 1 INTRODUÇÃO

Segundo esclarece Monchy (1989), a definição genérica para manutenção como um conjunto de ações necessárias que permitam manter ou restabelecer um estado específico. A definição de manutenção sofreu uma mutação ao longo da história, onde originalmente atribuía-se a essa atividade apenas a função de corrigir o dano ocorrido, mas hoje já se incluiu a opção de escolha entre prevenção, correção ou renovação. Alguns fatores contribuíram para a valorização da manutenção industrial, tais como: as restrições de segurança, os elevados custos relacionados a parada de produção e a sensibilização de gestores empresariais quanto a economia gerada em virtude de uma manutenção adequada (MONCHY, 1989). A crescente importância da manutenção na indústria exigiu o desenvolvimento de técnicas e estratégias específicas para esta atividade. Uma política de manutenção bem definida se tornou um ponto crucial para auxiliar o planejamento e contribuir para o aumento da qualidade do produto final (WIREMAN, 1989).

Com a evolução da tecnologia de sensores, atuadores e equipamentos de automação, a partir da década de 1970, a indústria conseguiu encontrar soluções adequadas para sair da restrição de manutenções corretivas (DUBROVA, 2013). Por volta dos anos 1990, os recursos computacionais permitiram a aplicação de novas técnicas de gestão de manutenção, dentre elas se encontra a manutenção preditiva, que tem sido o enfoque de diversos segmentos industriais. Segundo o levantamento realizado em ABRAMAN (2022), cerca de 14% das manutenções realizadas na indústria petroquímica, contexto deste trabalho, são categorizados como manutenção preditiva.

O principal objetivo dessa metodologia de manutenção é monitorar de forma contínua as condições operacionais do equipamento, visando identificar as falhas ainda em seu estado inicial. Isso permite melhorar a programação de intervenções nos equipamentos, planejando o melhor momento para executar o reparo reduzindo os custos tanto por parada inesperada quanto de estoque de sobressalentes. Um estudo de 1998 realizado em 500 fábricas pela *Plant Performance Group* apontou números que comprovam o êxito da adoção de estratégias de manutenção preditiva, colaborando em melhoras nas áreas de contabilidade, disponibilidade de equipamento e produtividade (ARCO-VERDE, 2008). Na Tabela C.1 contida no Anexo C pode-se verificar os resultados da pesquisa.

A análise e monitoramento de vibração se destaca como principal método de manutenção preditiva. A maior aplicação desse tipo de avaliação encontra-se em equipamentos rotativos, área em que a metodologia de análise, instrumentação, *softwares* de apoio e sistemas especializados encontram-se em um estágio consideravelmente avançado (PINTO; XAVIRE, 2001). A partir da evolução da análise de vibração, surgiu a necessidade de criação de normas específicas como a ISO 20816, que atua como referência na avaliação da condição de operação de uma determinada classe de equipamento (ARCO-VERDE, 2008).

Dentro deste contexto, esse trabalho realizou um estudo de caso de falha por fadiga em sua fase inicial em um equipamento rotativo, especificamente um turbogerador, de sigla denominada por TG, com propostas para mitigação do problema e de sensor para

monitoramento contínuo de vibração. Inicialmente, apresenta-se uma revisão bibliográfica, onde são comentados os trabalhos que abordam conteúdos semelhantes, além dos principais conceitos de manutenção, fadiga e análise e monitoramento de vibrações. Posteriormente se descreve, de forma sucinta, o conjunto turbogerador e seus principais componentes, além das ferramentas e métodos utilizados para a identificação das frequências naturais do difusor e levantamento do histórico operacional do TG. As principais hipóteses para o surgimento das trincas por fadigas foram avaliadas, utilizando como base de dados os levantamentos realizados e comentados no capítulo anterior. Com isso, foi definida a proposta de mitigação e de sensoriamento para monitoração contínua de vibração no difusor.

## 1.1 JUSTIFICATIVA

Os equipamentos dinâmicos são componentes vitais em uma plataforma de exploração de petróleo. Nas plataformas de extração, armazenamento e transporte de petróleo (FPSO's) que foram bases desse trabalho, tem-se oito turbogeradores responsáveis pela geração de energia elétrica em duas plataformas. Um desses equipamentos está fora de operação há 4 anos por quebra do difusor de exaustão, causando inúmeras perdas de produção ao longo desse período. Em abril e em outubro de 2021, em outro turbogerador, foram identificadas duas trincas no difusor. Em virtude do histórico da falha catastrófica, as trincas encontradas acenderam um alerta para o setor de manutenção responsável pelo equipamento e motivou o início do estudo de caso deste trabalho.

## 1.2 OBJETIVOS

A realização do estudo das possíveis causas da falha por fadiga seguido de propostas de mitigação e a especificação da instrumentação necessária para um monitoramento contínuo de vibração no difusor de exaustão do turbogerador são os objetivos gerais deste trabalho. Para alcançá-lo, propôs-se os seguintes objetivos específicos:

- Avaliação dos principais componentes do equipamento, suas respectivas criticidades, histórico de manutenções recentes e falhas;
- Teste de impacto (*bump test*) do difusor de exaustão do turbogerador e consequente levantamento da frequência natural do sistema;
- Análise crítica para identificar possíveis causadores da falha por fadiga e proposta de formas de mitigação;
- Definição da forma de monitoramento contínuo de vibração e os respectivos componentes necessários para a implementação.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo destinou-se a contextualizar o tema deste trabalho e apresentar os principais conceitos teóricos que contribuem para a compreensão dos estudos realizados. Os tópicos foram divididos em: fundamentação teórica em manutenção, fadiga, identificação de falhas e diagnóstico da vibração, monitoramento e tipos de sensores e estado da arte .

### 2.1 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA EM MANUTENÇÃO

Essa seção visa comentar brevemente os principais conceitos básicos de cada um dos três principais tipos de manutenção: corretiva, preventiva e preditiva. A primeira delas, conforme definição de Monchy (1989), trata-se de uma conservação tradicional, onde tem por objetivo retirar um determinado equipamento da condição de pane. Essa metodologia pode ser subdividida em duas formas: a primeira consiste na espera de uma nova falha para posteriormente iniciar uma atuação, levantamento de materiais e mão-de-obra, classificada por Monchy (1989) como “manutenção catastrófica”, e a segunda aplicada como um “complemento residual” da manutenção preventiva, onde atua-se na correção de problemas durante e/ou após a preventiva. Essa estratégia de manutenção por vezes se aplica pela relação de custo-benefício, principalmente em situações em que a parada regular de um determinado equipamento traga maiores prejuízos à produção do que uma parada não programada.

A manutenção preventiva, por sua vez, pode ser definida como: “Manutenção efetuada com a intenção de reduzir a probabilidade de falha de um bem ou a degradação de um serviço prestado. É uma intervenção de manutenção prevista, preparada e programada antes da data provável do aparecimento de uma falha”. A manutenção preventiva é projetada de acordo com o histórico de falhas e defeitos dos equipamentos, elaborando um planejamento de atuação que antecipa uma condição indesejada. Esse princípio de manutenção auxilia na uniformização da carga horária de trabalho das equipes de manutenção, permitindo um controle otimizado da mão de obra e planejamento financeiro na aquisição dos principais componentes/materiais utilizados para a manutenção (MONCHY, 1989).

Enquanto a manutenção corretiva atua após a falha e a manutenção preventiva atua por tempo de operação de um equipamento, a preditiva considera a condição operacional do elemento analisado. O objetivo dessa filosofia é prolongar o máximo possível o tempo de operação da máquina, planejando a intervenção somente quando encontrar condições impróprias de operação. A avaliação somente é possível com informações operacionais adequadas para corroborar a tomada de decisão (ARCO-VERDE, 2008).

Em MOHANTY (2015), a manutenção preditiva, uma vez implementada, apresenta vantagens significativas em relação as demais filosofias. Um dos grandes benefícios citados é a possibilidade de gerenciar melhor o cronograma de intervenção em equipamentos,

permitindo a organização e direcionamento da equipe de manutenção e um controle regular do estoque de peças de reposição. Outra grande vantagem é um maior controle das condições operacionais dos equipamentos, aumentando a segurança da equipe de operação e, conseqüentemente, aumento de produção.

Entretanto, a implementação da manutenção preditiva deve ser profundamente analisada em virtude do seu alto investimento inicial. Para a sua aplicação, é necessário utilizar diversos tipos de sensores, hardwares para tratamento dos dados e softwares para análise e diagnóstico. Além disso, faz-se necessário conhecer ao menos o padrão de comportamento do equipamento a ser mantido, permitindo que o sistema reconheça uma operação anômala. Levando isso em consideração, deve ser realizada uma avaliação estatística de longo prazo afim de identificar se a preditiva será a forma mais econômica das manutenções. Atualmente, as técnicas mais utilizadas são: análise de partículas de óleo, monitoramento de vibrações, termografia, ultrassom, radiografia, análise de corrente de motores, entre outros (MOHANTY, 2015).

## 2.2 FADIGA

Máquinas e componentes mecânicos estão sujeitas às mais diversificadas condições operacionais ao longo da sua vida útil. As falhas de materiais são classificadas em três definições: fratura simples, fluência e fadiga. Esta última ganha o enfoque pelo fato de ter sido a causadora do problema estudado neste trabalho. Em Callister (2007), a fadiga é definida como "uma forma de falha que ocorre em estruturas que estão sujeitas a tensões dinâmicas e oscilantes". Além disso, a fadiga representa, aproximadamente, 90% das falhas em metais e pode ocorrer em valores muito menores que o limite de resistência a tração ou escoamento em uma carga estática.

A fadiga possui fases de evolução até atingir a quebra em definitivo do equipamento. Comumente iniciam-se com trincas minúsculas a partir de elementos considerados como concentradores de tensão, ou seja, locais na estrutura em que as tensões internas do material se concentram, por exemplo, cantos em 90°, rebaixos e soldas. Norton (2004) define os três estágios característicos de falha por fadiga: nucleação das trincas, propagação e ruptura.

A nucleação da trinca é a iniciação do processo de falha por fadiga, onde as trincas surgem devido a não homogeneidade das superfícies granulares e cristalinas dos metais. Na etapa seguinte ocorre a propagação da trinca, onde é possível observar na superfície um aspecto macroscópico característico chamado marcas de praia e a propagação ocorre ao longo de direções de tensão de tração. Por fim, na terceira fase ocorre a ruptura repentina do componente de aparência frágil, ocasionando na maioria dos casos na falha catastrófica do elemento (CALLISTER, 2007).

## 2.3 IDENTIFICAÇÃO DE FALHAS E DIAGNÓSTICO DE VIBRAÇÃO EM EQUIPAMENTOS DINÂMICOS

O conhecimento básico de vibrações mecânicas em equipamentos permite o acompanhamento da condição do ativo, otimizando o processo de manutenção (MOHANTY, 2015). A vibração pode ser definida como a oscilação de um corpo em torno de um ponto de referência. Tal movimento é a resposta às forças dinâmicas que excitam o equipamento, que

dependendo da amplitude, pode ocasionar em falhas dos elementos de máquinas causadas por fadiga (ALMEIDA, s.d.). Um sistema vibratório é resumido em três elementos básicos: um elemento acumulador de energia potencial (mola), um acumulador de energia cinética (massa) e um dissipador de energia (amortecedor). Aplicando o conceito da segunda lei de Newton nesse sistema, encontra-se a equação de movimento apresentada pela Equação 2.1 (RAO, 2009).

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = F(t) \quad (2.1)$$

Onde  $m$  é a massa [kg],  $b$  a constante de amortecimento [Ns/m],  $k$  é a rigidez do sistema [N/m] e  $F(t)$  a força aplicada [N]. Através da modelagem e tratamentos matemáticos, Rao (2009) apresenta as equações da frequência natural em rad/s e em hertz. Essas definições são apresentadas neste trabalho pelas Equações 2.2 e 2.3.

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.2)$$

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.3)$$

Pelas equações apresentadas, quanto maior a rigidez do sistema ou menor a massa, maior será a frequência natural e vice-versa. A força  $F(t)$  é geralmente representada por uma função harmônica, em virtude das fontes geradores comumente serem proveniente de máquinas rotativas. A resposta do sistema é diretamente influenciada pela relação entre a frequência de excitação e a natural do sistema, representada por  $r = \frac{w_f}{w_n}$ . Quando as frequências são iguais, ou muito próximas, ou seja, em  $r = 1$  ou  $r \approx 1$  ocorre a ressonância do sistema, onde as amplitudes de vibração são maiores ao longo de todo o espectro de frequência. A Figura 1(a) mostra a relação entre a razão das frequências e a amplitude do movimento causada pela vibração em condições normais de operação e com variações do coeficiente de amortecimento.

A análise de vibração permite avaliar a condição operacional do equipamento e identificar defeitos considerados comuns em, principalmente, equipamentos rotativos. Dentre eles, pode-se destacar: desbalanceamento, desalinhamento, ressonância, falha em rolamentos, empenamento, folga mecânica, roçamento, falhas em engrenamento, lubrificação deficiente, passagem de pás e falhas elétricas (ARCO-VERDE, 2008). Em virtude do caso estudado neste trabalho, serão comentadas as características relativas aos três primeiros defeitos citados.

### 2.3.1 Desalinhamento

O desalinhamento ocorre na montagem entre dois equipamentos, o de força motriz e a carga, onde há uma descentralização e/ou uma diferença angular das faces dos eixos desses dois equipamentos. Esse tipo de defeito geralmente é causado de forma não intencional, durante montagem ou após intervenções de manutenção. Com o tempo, a tendência é o desalinhamento aumentar em virtude de desgastes de alguns componentes como calços, expansão desuniforme de eixos, etc. (MOHANTY, 2015). Existem três condições de desalinhamento: paralelo, angular e combinado.

O desalinhamento paralelo é causado quando existe uma diferença de centralização entre os eixos dos equipamentos, mesmo a face dos eixos estando alinhadas. Já o desalinhamento angular ocorre quando os eixos, apesar de centralizados, possuem as faces do acoplamento com uma divergência angular. Por fim, quando ocorrem os dois problemas em conjunto, tem-se o desalinhamento combinado.

### **2.3.2 Desbalanceamento**

O desbalanceamento é um dos problemas mais comuns em máquinas rotativas. Em um certo grau, trata-se de uma característica que ocorre em todos os equipamentos, resultando em uma vibração senoidal na frequência de rotação do equipamento no sentido radial (MITCHELL, 1993). O rotor é considerado balanceado quando a distribuição da massa está equilibrada em relação ao seu eixo de rotação. O caso contrário é determinado como desbalanceamento (ARCO-VERDE, 2008).

Existem dois tipos de desbalanceamento: estático e dinâmico. O primeiro é geralmente causado por montagem incorreta, desgaste e acúmulo de material e causa a não coincidência entre o centro de massa e do centro de rotação. Já o desbalanceamento dinâmico ocorre quando a linha do centro de massa não coincide com a linha geométrica de rotação, podendo o centro de massa estar alinhado com o eixo de rotação. A condição mais comum encontrada é a combinação das duas condições. As principais características da vibração provocada por ambos tipos de desbalanceamento são: amplitude de vibração proporcional ao grau de desbalanceamento, vibração senoidal na frequência de rotação e aumento da vibração nos mancais. A Figura 1(b) ilustra o comportamento do fator de amplificação da vibração em um caso de sistema desbalanceado. Comparando com o comportamento de um sistema sem desbalanceamento, é possível verificar que, em frequências de excitação acima da frequência natural, o sistema apresenta uma amplitude de vibração maior.

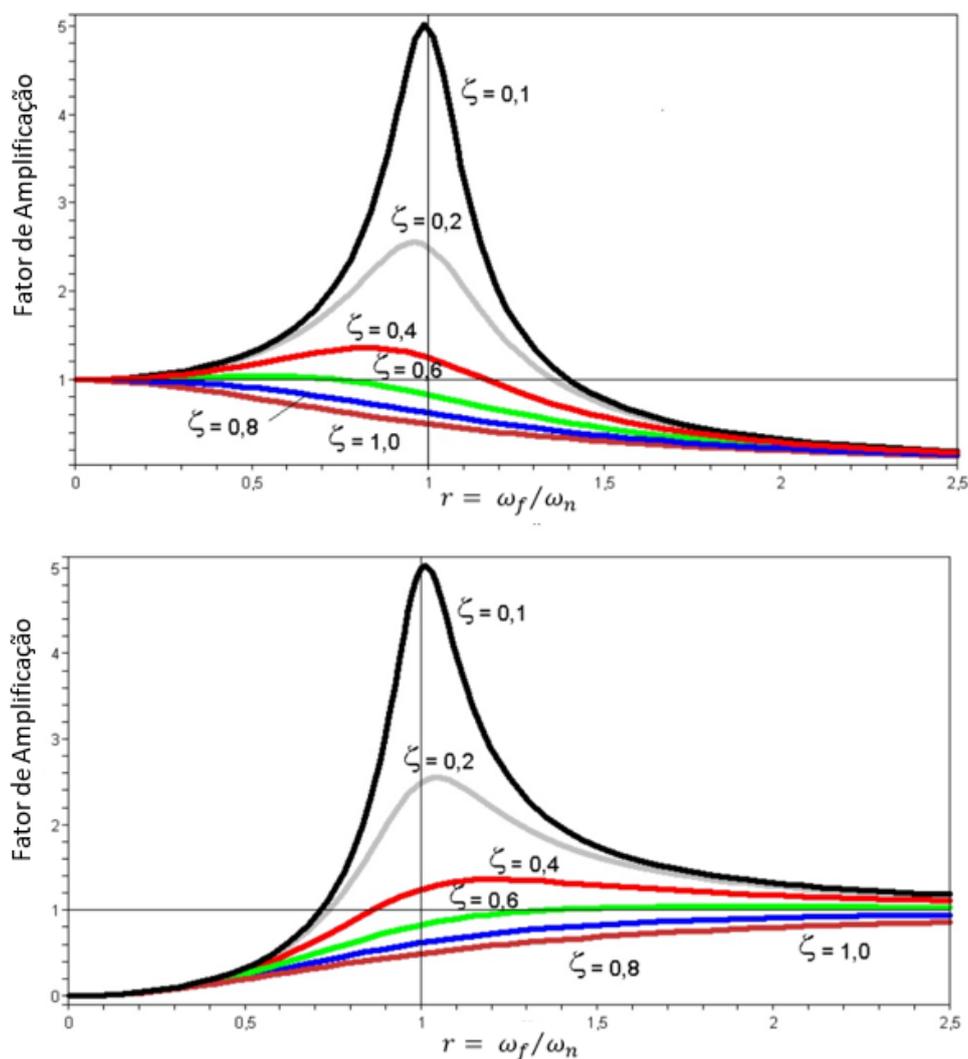
### **2.3.3 Ressonância**

A ressonância ocorre quando a frequência de excitação, geralmente a frequência de rotação do elemento motriz, atua muito próximo de uma das frequências naturais do sistema. A estrutura de uma máquina possui diversas frequências naturais, geralmente proporcional ao seu número de graus de liberdade. Um dos fatores críticos desse comportamento é o grande deslocamento causado durante a operação nessa condição, tornando-se altamente danosa ao equipamento. Na Figura 1 percebe-se o aumento da amplitude da vibração quando a relação entre a frequência forçada no sistema e a sua frequência natural, definida pela variável  $r$ , é igual ou muito próximo de um. Dentre as possíveis consequências dessa condição encontram-se as grandes deformações e tensões indesejáveis que podem gerar falhas catastróficas. Portanto, condições operacionais em ressonância devem ser evitadas (RAO, 2009).

Em um sistema em operação, é possível detectar uma condição de ressonância quando, durante processos de variação da velocidade do acionador, ocorrem picos de vibração em determinada rotação. Esse comportamento pode ser detectado em um gráfico que indique, simultaneamente, a variação da vibração e da rotação ao longo do tempo.

Existem algumas estratégias para evitar ou sair de uma condição de operação em ressonância. Geralmente, procura-se alterar o ponto de rotação do equipamento acionador,

**Figura 1:** (a) Fator de amplificação de um sistema em condições normais e (b) Fator de amplificação em um sistema com desbalanceamento.



Fonte: Laranja (2022)

procurando se afastar da frequência natural do sistema. Quando essa alteração não é possível, pode-se atuar no controle da frequência natural dos sistemas, alterando a massa do conjunto ou a sua rigidez (RAO, 2009).

## 2.4 MONITORAMENTO DE VIBRAÇÃO

O monitoramento de vibração passa por dois conceitos importantes: os níveis de vibração aceitáveis para um determinado equipamento e as formas de medição. Uma forma de conhecer os níveis aceitáveis de vibração é usar as normas internacionais existentes. Já as formas de medição de vibração podem ser vistas nos acervos teóricos de instrumentação específicos sobre esse assunto. Ambos os assuntos foram tratados no decorrer desta seção.

### 2.4.1 Normas Técnicas

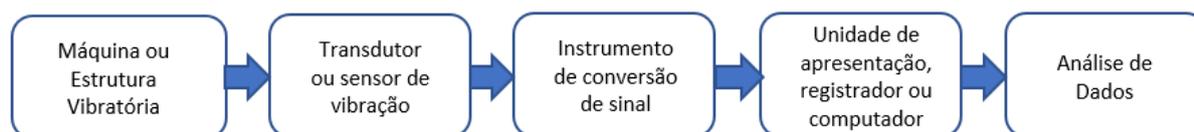
Uma forma de avaliar se o equipamento se encontra em níveis esperados de vibração é a comparação com padrões internacionais. Também chamados de normas, tais padrões contêm especificações e critérios definidos para serem utilizados como diretrizes na projeção e análise de vibrações e são estabelecidos por instituições consideradas referências no assunto. Alguns exemplos são: ISO (*International Organization for Standardization*), API (*American Petroleum Institute*) e VDI (*Verein Deutscher Ingenieure*) (RANDALL, 2011).

Atualmente, os padrões mais relevantes considerados pela indústria são os elaborados pela ISO. Esta instituição possui uma norma que é usada como referência em vibrações de equipamentos dinâmicos: ISO 20816 - *Mechanical vibration - Measurement and evaluation of machine vibration* (Vibrações Mecânicas - Medição e avaliação de vibração em equipamentos) (ISO, 2017a). Essa norma possui divisões que classificam o equipamento de acordo com seu tipo, potência e rotações nominais. O padrão indica que as medições sejam realizadas com sensores que possuam faixa de medição entre 10 Hz e 1000 Hz e monitore os níveis de deslocamento ou velocidade da vibração em RMS. Também orienta quanto aos pontos de instalação dos sensores de acordo com o tipo de vibração a ser analisada (radial, carcaça, axial, etc.). Informações complementares, como as especificações de cada seção da norma, são apresentadas no Anexo D.

### 2.4.2 Medição de Vibração

Conforme comentado ao longo do texto, o monitoramento dos níveis de vibração em equipamentos rotativos é interessante para prolongar a vida útil do equipamento. Além disso, outros fatores relevantes destacam a importância desta medição: conduzir a condição operacional de equipamentos, fugindo de frequências de ressonância, avaliação das características para ajuste de sistemas de isolamento de vibração ativa, analisar falhas por fadiga, dentre outras razões (RAO, 2009). As principais grandezas utilizadas na análise vibratória de equipamentos são: frequência, deslocamento, velocidade e aceleração. O fluxo da avaliação dos dados de vibração se inicia através da medição de uma das grandezas comentadas, a análise do sinal convertido por um transdutor e uma ação de controle e/ou mitigadora da vibração (BALBINOT; BRUSAMARELLO et al., 2019). Um exemplo básico desse fluxo é apresentado pela Figura 2.

**Figura 2:** Fluxo de avaliação de dados de vibração.



Fonte: Autor.

Nota: Figura baseada no fluxo descrito em Rao (2009).

A escolha do sensor de vibração considera diversos aspectos operacionais do sistema. Em Balbinot, Brusamarello et al. (2019) são destacados: faixa de frequência, faixa de amplitude da vibração, tamanho e massa da máquina ou estrutura, condições de operação,

condições do ambiente e tipo de análise dos dados levantados. Em instrumentação existem classificações específicas para os elementos responsáveis pelo monitoramento de variáveis físicas no campo. Os dois termos comumente utilizados são transdutores e sensores, onde o primeiro é atribuído aos componentes que monitoram uma determinada variável física e converte a energia de um domínio físico para outro, já os sensores são os componentes que são sensíveis à variável monitorada (VELKI, 2023). Dentre os diversos tipos de sensores e transdutores para monitoramento de vibração, foi destacado o acelerômetro piezoelétrico.

### **2.4.3 Acelerômetro Piezoelétrico**

Os acelerômetros, como o próprio nome diz, são transdutores sensores que medem a aceleração de um corpo que pode ou não estar em oscilação ou vibração. Uma das vantagens desse componente em relação aos demais é que, realizando a integração dos valores monitorados, é possível obter o valor de velocidade e deslocamento, considerando um sinal livre de ruídos (RAO, 2009). Na indústria, sensores de aceleração são amplamente utilizados no monitoramento de vibração em sistemas mecânicos, tais como carcaça, rolamentos, mancais, etc. (BALBINOT; BRUSAMARELLO et al., 2019).

O princípio de funcionamento desse tipo de sensor é baseado na segunda lei de Newton, onde a força é igual a massa multiplicada pela aceleração. Baseando-se nisso, o sistema interno de um acelerômetro é, basicamente, um sistema massa-mola-amortecedor e respeita a Equação 2.1.

Em Balbinot, Brusamarello et al. (2019) são destacadas algumas características principais para esse tipo de sensor e fatores relevantes na escolha de um elemento. A sensibilidade, geralmente descrita na unidade de mV/g, deve ser levada em consideração, onde os piezoelétricos são mais sensíveis que os demais princípios. A massa do acelerômetro escolhido deve ser cuidadosamente avaliada, uma vez que sensores muito pesados podem afetar a massa do sistema como um todo e impactar no seu comportamento dinâmico. Outro fator determinante para a escolha do acelerômetro está na faixa de frequência que o sensor é capaz de medir, em que nos sistemas mecânicos geralmente oscila entre 10 a 1000 Hz.

Uma condição que merece destaque quando se trata de acelerômetros é a sua forma de fixação no equipamento monitorado. Um acelerômetro com montagem deficitária pode gerar danos ao sensor e/ou medições inadequadas. As principais formas de fixação do acelerômetro são: apoio manual, base magnética, cola apropriada e aparafusada. A forma de fixação do sensor impacta na faixa de frequência que o sensor será capaz de medir, onde fixações mais robustas permitem o acelerômetro medir com maior linearidade em frequências acima de 1 kHz (PCB PIEZOTRONICS, 2017).

Os acelerômetros possuem diferentes princípios de funcionamento: acelerômetro piezorresistivo, capacitivo e piezoelétrico. Esse último princípio é amplamente utilizado na indústria devido a sua elevada sensibilidade e boa resposta para altas frequências, quando comparado aos demais sensores. Internamente, é constituído por duas placas em curto por onde se acumula uma carga elétrica. A força imposta pela movimentação da superfície monitorada deforma a estrutura cristalina das placas formando um dipolo elétrico.

## 2.5 ESTADO DA ARTE

O desenvolvimento tecnológico em instrumentação traz para a indústria novos princípios de medição para o monitoramento de vibração: o uso de câmaras de alta velocidade na aquisição de imagens trazem benefícios na análise da vibração estrutural do equipamento, lasers ganham campo em condições operacionais onde o acelerômetro piezoelétrico não pode ser aplicado. Além disso, termografia e ultrassom auxiliam na identificação de falhas internas de componentes mecânicos. Conforme comentado no Capítulo 1, os avanços tecnológicos de *hardware* e *software* contribuíram na capacidade de processamento de dados, utilizando de comunicações via USB, por redes sem fio ou até mesmo na nuvem. Tais aspectos são corroborados em MOHANTY (2015) onde os sensores e os *softwares* de análise de sinais e tomadas de decisão são considerados os itens mais importantes dentro da manutenção preditiva.

Alguns estudos colocaram em prática os conceitos envolvendo a manutenção preditiva e aplicação de monitoramento contínuo de vibração, um exemplo é apresentado no artigo Matos et al. (2018), onde são implementadas malhas inteiras para monitorar o deslocamento, usando sensores óticos, e vibração, através de um acelerômetro, em escavação subterrânea, permitindo a operação da mina que estava interdita após a queda de uma placa de 450 toneladas. Em outros estudos, como o de Quintas e Cabette (2020), após medições locais, foi comprovada a importância da análise de vibração no projeto de edificações, uma vez que danos em construções muitas vezes são reparadas sem a devida identificação da causa que, geralmente, são originadas de vibrações causadas por fatores externos.

Em relação a análise de falha por fadiga, foram encontrados estudos de caso como o apresentado por Jesus (2022), onde foi analisada a falha catastrófica na caixa de transmissão principal de um helicóptero modelo EC225, apontando os possíveis fatores que contribuíram para o acidente. Além desse exemplo, há a pesquisa de Prado (2019) que realiza a análise das trincas em solda de equipamentos separadores de grãos, onde o sistema é simulado via software e avaliados os principais critérios de falha por fadiga, identificando se o tempo vida útil encontra-se dentro do esperado pela teoria.

## 3 MATERIAIS E MÉTODOS

A primeira seção deste capítulo apresenta os principais equipamentos estudados e utilizados, comentando especificamente sobre o turbogerador, suas principais características e componentes, o equipamento utilizado no levantamento da frequência natural do difusor e os *softwares* de apoio no levantamento de históricos. A segunda seção demonstra os procedimentos adotados para o levantamento das informações necessárias para embasar o estudo da falha por fadiga e suas possíveis causas.

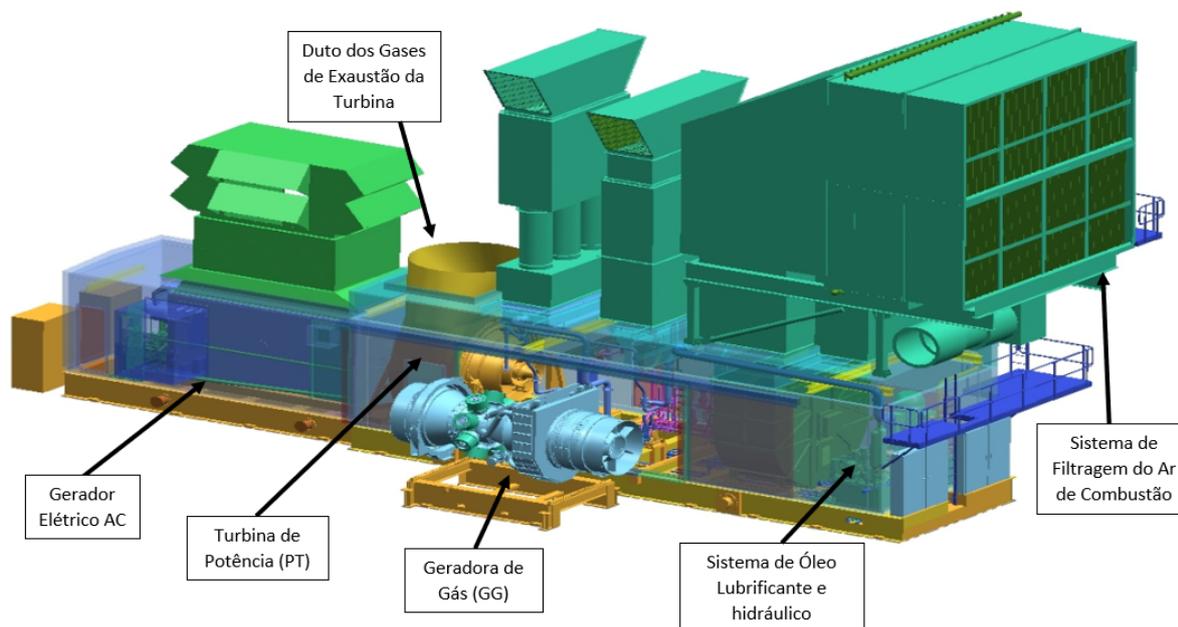
### 3.1 DESCRIÇÃO DOS EQUIPAMENTOS

Como este trabalho tem como um dos objetivos avaliar as possíveis origens das trincas em um equipamento complexo como um turbogerador. Assim, considerou-se relevante apresentar tal equipamento, mesmo que de forma sucinta, para permitir a melhor compreensão do estudo. Posteriormente comenta-se sobre o equipamento utilizado no levantamento das frequências naturais dos difusores onde as trincas surgiram e os *softwares* utilizados para resgate do histórico operacional do turbogerador.

#### **3.1.1 O Turbogenerador e Seus Principais Componentes**

Equipamentos dinâmicos são extremamente difundidos na indústria de óleo e gás. Nessa classe encontram-se compressores de gás de diferentes princípios de funcionamento, motores elétricos de grande porte, turbinas industriais e aeroderivadas, motores a combustão, bombas, entre outros. A combinação entre eles é variada e depende da aplicação e condições operacionais. Este trabalho estudou um turbogerador com estrutura semelhante ao apresentado pela Figura 3, onde são identificados os principais equipamentos do sistema, que são descritos na sequência.

**Figura 3:** Conjunto de um turbogerador e seus principais componentes

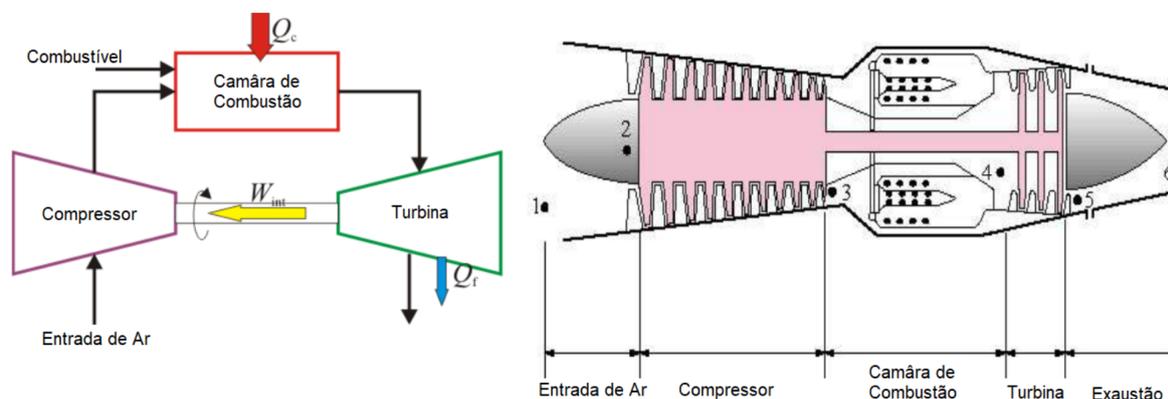


Fonte: Figura traduzida e adaptada de Gauthier (2023)

### 3.1.1.1 Gerador de Gás (GG)

O gerador de gás, também chamada de GG, estudado é uma turbina utilizada na aviação, adaptada para o uso em sistemas fixos como um turbogerador. A turbina pode operar com dois combustíveis – diesel ou gás combustível – e possui sistemas específicos de controle para cada um deles. Seu princípio de funcionamento é baseado no ciclo de Brayton, onde o ar admitido pela máquina passa por estágios de compressão, posteriormente é aquecido e sua velocidade aumentada na câmara de combustão e por fim passa por um conjunto de turbinas responsável por manter o eixo na rotação desejada. A Figura 4 ilustra tal ciclo e identifica em quais partes do GG ocorrem cada fase.

**Figura 4:** (a) Diagrama do ciclo de Brayton e (b) identificação de cada fase na gerador de gás



Fonte: (a)Universidade de Sevilla (2009) e (b)Unicamp (2023)

Quando se eleva a potência demandada do turbogerador, aumenta-se a vazão de combustível para a máquina, aumentando a rotação e a vazão de ar na sua exaustão. A depender do projeto, o eixo da GG pode ser conectado diretamente ao equipamento a ser movido. No turbogerador estudado nesse trabalho isso não ocorre, ou seja, entre o gerador de gás e o equipamento seguinte – a turbina de potência – não se tem acoplamento entre os eixos. No Anexo E.1 são ilustrados alguns modelos de turbinas aeroderivadas de diferentes fabricantes.

No caso estudado, o gerador de gás possui dois eixos que operam em diferentes rotações, um interno ao outro, mas mecanicamente independentes. Um deles atua no compressor e turbina de pressão intermediária (IP) e outro para o conjunto de alta pressão (HP). Dos parâmetros operacionais relevantes da GG, destacam-se as faixas de operação da rotação dos seus dois eixos:

- Rotação do eixo HP em regime contínuo: aproximadamente 9000 RPM oscilando de acordo com a variação de carga.
- Rotação do eixo LP em regime contínuo: aproximadamente 6500 RPM oscilando de acordo com a variação de carga.

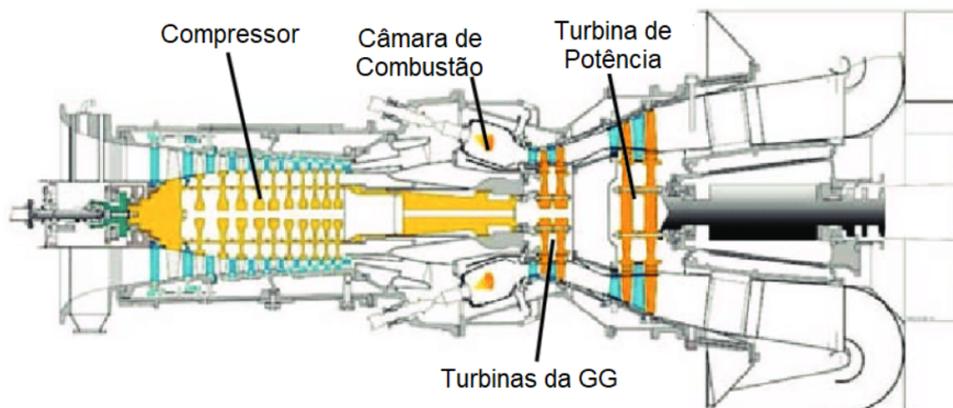
### 3.1.1.2 Turbina de Potência (PT)

A turbina de potência utilizada no sistema possui dois estágios e combina um estágio de turbina de impulsão e outro de reação. Essa classificação é atribuída à forma como o ar é tratado internamente nas palhetas da turbina. As palhetas de uma turbina de impulsão provocam uma redução de velocidade, pressão e entalpia no gás que passa por elas. Turbinas de reação causam somente perda de velocidade, mantendo as demais condições termodinâmicas (CONNOR, N., 2023). Portanto, a PT converte a energia dos gases fornecidos pelo gerador de gás em energia mecânica.

Os gases de exaustão do gerador de gás são conduzidos pelos difusores de entrada da turbina de potência que guiam os gases para os dois estágios da turbina, cada um deles composto por aletas fixas e palhetas móveis. As aletas são responsáveis por direcionar o ar de forma que atinjam as palhetas no melhor ângulo. Já as palhetas são responsáveis por converter a energia do gás em potência no eixo. Após passar pelos dois estágios, os gases fluem pelos difusores de exaustão interno e externo e são conduzidos para a atmosfera através do duto de exaustão do equipamento.

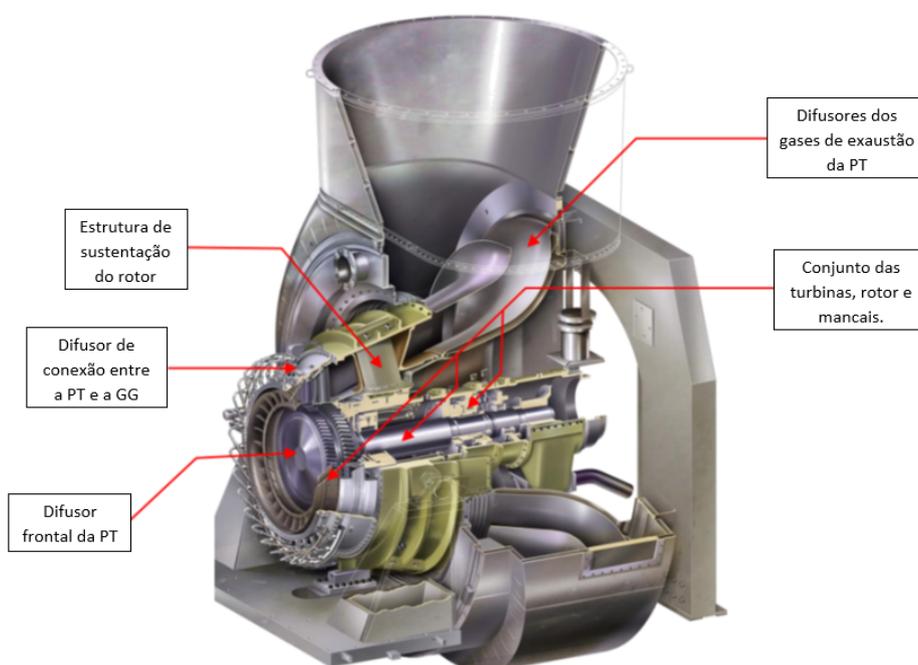
O equipamento estudado possui potência nominal acima de 25 MW e sua rotação em regime contínuo é em 4800 RPM. A temperatura de entrada do gás é acima de 700°C e na exaustão é de aproximadamente 500°C. As Figuras 5 e 6 permitem, respectivamente, visualizar o equipamento como um todo e a sua montagem em conjunto com o gerador de gás.

**Figura 5:** Montagem típica entre GG e PT



Fonte: Imagem traduzida de Leidermark, D. (2023)

**Figura 6:** Turbina de potência e seus principais componentes



Fonte: Tackett, S. and Vyncke-Wilson, D. and Montani, G. (2023)

Nota: Figuras traduzidas e adaptadas pelo autor.

### 3.1.2 Instrumento Portátil para Medição da Frequência Natural

Equipamentos portáteis de medição de vibração são amplamente utilizados na indústria devido a sua praticidade e, principalmente, pela economia de recursos quando comparado com o monitoramento contínuo e permanente. Modelos portáteis permitem que a equipe de manutenção realize a preditiva de forma periódica em diversos equipamentos do processo e, conseqüentemente, acompanhar a saúde operacional em longo prazo, garantindo os benefícios dessa metodologia de manutenção.

O equipamento utilizado neste trabalho para realizar leituras de vibração é da fabricante SKF, modelo Microlog GX Series, que realiza a leitura e análise dos dados de vibração do ponto medido. Basicamente, o equipamento consiste em dois componentes: um sensor para recolher os dados de vibração e um módulo eletrônico com funções pré-definidas. Em conjunto com o fabricante, é possível adquirir um software dedicado para realizar as análises de vibração de forma mais detalhada.

O módulo eletrônico *Microlog Analyzer* série GX – CMXA 75 possui o recurso de analisadores de *Fast Fourier Transform* (Transformação Rápida de Fourier) – FFT – com um canal disponível para leitura do valor de vibração. É capaz de realizar medições dinâmicas e estáticas, com opção de realizar a leitura de deslocamento, velocidade ou aceleração, permitindo o cadastramento de rotas, ou seja, pontos pré-mapeados que devem ser monitorados periodicamente dentro de uma unidade de processo. Além da leitura cadastrada como rota, o equipamento permite leituras em pontos que não possuem cadastro, avaliação de balanceamento de eixos, gravação de dados, dentre outras funções. Os principais parâmetros operacionais do *Microlog* são apresentados na Tabela 1. As figuras E.2 e E.3 contidas no Anexo E.2 são apresentadas, respectivamente, algumas imagens do módulo eletrônico com uma amplificação do seu menu e um dos acelerômetros utilizados no equipamento.

**Tabela 1:** Especificações Operacionais do *Microlog Analyser* Série GX-CMXA 75.

Formas de Leitura/Indicações	RMS, Pico, Pico a pico
Range de Frequência	DC a 80kHz
Resolução FFT	100 a 25600 linhas
Parâmetros de Medição	Deslocamento, velocidade, aceleração, gE
Temperatura de Trabalho	-10°C a 50°C

Fonte: SKF (2021)

### 3.1.3 Softwares para Levantamento do Histórico Operacional e de Manutenção

Para o levantamento dos históricos operacional e de manutenção do turbogerador, foram utilizados dois *softwares* disponíveis: o *PI ProcessBook* e o *ERP SAP*.

O *software PI ProcessBook* foi desenvolvido pela empresa *OSIsoft*, que atua como um gerenciamento das variáveis operacionais no processo. Neste *software* é possível acompanhar em tempo real os parâmetros de todos os equipamentos que possuem alguma forma de sensoriamento integrado com o sistema de automação da unidade. Além disso, pode-se armazenar os dados lidos e traçar gráficos, analisando o comportamento histórico do ponto desejado. Resumidamente, o programa pode ser configurado para atuar semelhante a um sistema supervisorio, porém não possui a função de atuação, ou seja, sem a capacidade de comandar variáveis de processo.

Já o *software* de gestão empresarial *ERP SAP* é desenvolvido pela SAP, empresa alemã com sede em diversos países, incluindo o Brasil, e possui alta capacidade de gerenciamento em diversos setores de uma empresa, desde logística, compra e controle de materiais e, utilizado neste trabalho, o módulo de manutenção. Nesse sistema fica armazenado o histórico completo de uma manutenção realizada, com o total de horas executadas,

descrição das atividades diárias, relatórios, materiais utilizados, problema identificado, entre demais informações relevantes que foram inseridos no sistema.

Ambos os *softwares* foram de crucial importância no levantamento do histórico do turbogerador, tanto operacional quanto de manutenção. Através do *PI Process Book* foi possível realizar o levantamento do histórico operacional do equipamento, avaliando a potência ativa gerada e comparando com as rotações operacionais do equipamento. Em paralelo a isso, foi realizada a análise dos serviços de manutenção do TG, verificando as informações registradas no *SAP* pela equipe de manutenção, sendo possível resgatar relatos importantes que permitiram o encaminhamento da análise do problema.

## 3.2 METODOLOGIA EMPREGADA

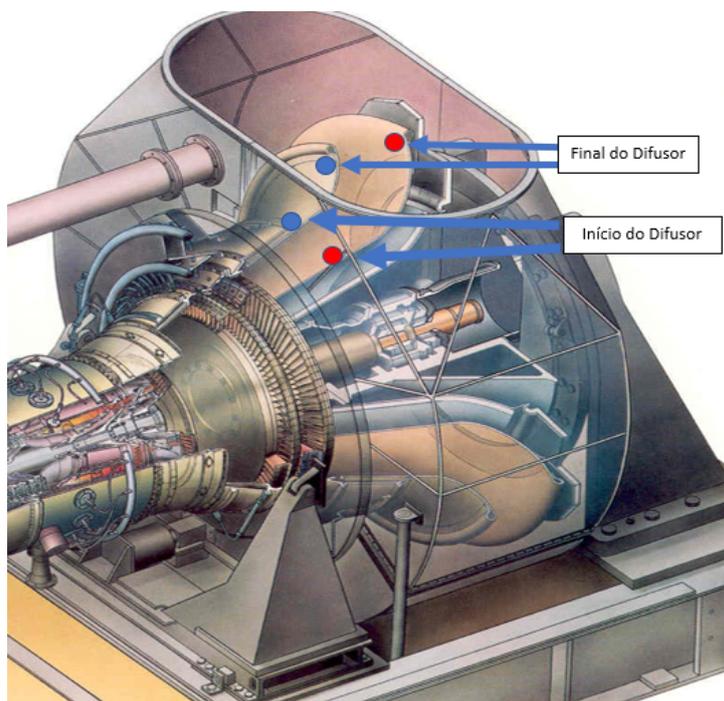
Após uma breve introdução sobre os principais conteúdos teóricos que conduziram este trabalho, descreveu-se os procedimentos adotados para encaminhar o estudo de caso proposto. Inicialmente foi apresentada a metodologia utilizada para o levantamento da frequência natural do difusor, característica que auxilia no estudo de caso e na especificação do sensor de vibração a ser proposto. Posteriormente, comenta-se como foi realizado o levantamento do histórico de operação do turbogerador.

### **3.2.1 Levantamento da Frequência Natural do Difusor**

Existem diferentes técnicas que permitem o levantamento ou estimativa da frequência natural de um sistema. Em virtude da complexidade para estimar a frequência natural dos difusores, optou-se pela técnica prática do *bump test* - teste de impacto. Essa técnica consiste em causar um impacto inicial ao difusor utilizando um martelo de borracha e, posteriormente, deixá-lo se movimentar livremente, ao mesmo tempo em que se monitora vibração através de um equipamento adequado para tal.

Para realizar o levantamento da frequência natural do difusor externo e interno com maior precisão, dividiu-se o equipamento em 16 pontos diferentes. Primeiro foram especificados dois pontos no difusor externo e dois no difusor interno, conforme indicado pela Figura 7. Esses pontos foram avaliados em diferentes posições que foram referenciadas visualizando a parte frontal da turbina de potência, ou seja, no sentido do fluxo de ar: 3h, 6h, 9h e 12h. Foi realizada a média aritmética dos valores medidos e, por fim, traçado o espectro de frequência do difusor para identificar as frequências naturais.

**Figura 7:** Pontos de medição da frequência natural dos difusores



Fonte: Siemens Energy (2001)

O instrumento utilizado no levantamento da frequência natural realiza a leitura do teste de impacto configurado para a aceleração da vibração na unidade em g. Em virtude da indicação da norma ISO 20816-3 em realizar o monitoramento da vibração somente em deslocamento ou velocidade da vibração, realizou-se a conversão da resposta encontrada de aceleração para a velocidade em mm/s, unidade referência da norma. O procedimento adotado para a conversão foi através do cálculo de pseudo-velocidade adotado em procedimentos de teste de impacto. A metodologia deste cálculo não faz parte do escopo desse trabalho mas pode ser verificado em Endaq (2023).

### **3.2.2 Levantamento do Histórico de Operação e Manutenção do Turbogenerador**

O levantamento do histórico operacional dos turbogeradores foi realizado utilizando o *software PI Process Book*. Graficamente buscou-se períodos de maior estabilidade de potência elétrica ativa gerada e retirou-se a sua média durante o tempo analisado. As variações naturais de processo ficam dentro de aproximadamente 3 MW de potência ativa para cada turbogerador. Variações como parada e partida de equipamentos de grande porte na plataforma, principalmente os motocompressores, causam incrementos/decrementos mais significativos de carga. Os períodos de transição, como partida e parada de um turbogerador ou outro equipamento que causa impacto significativo na potência gerada, não foram considerados nesse levantamento.

Dentro desse critério, foram analisados os períodos de um ano antes do encontro da primeira trinca no difusor externo, o período entre a identificação da primeira e antes da segunda trinca e todo o período de operação até a data final do levantamento realizado. Um levantamento semelhante foi realizado para outro turbogerador, utilizado como comparativo.

O histórico da manutenção foi avaliado através dos registros encontrados nas ordens de manutenção da troca do Gerador de Gás e nas demais ordens de inspeção dos difusores que ficam armazenadas no *software SAP*. Além disso, foram realizadas conversas com os profissionais que executaram estes serviços, além de conversas com engenheiros do setor e especialistas em turbogeradores.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nessa etapa do trabalho foram apresentados os principais resultados encontrados. Iniciou-se com um detalhamento sobre o problema estudado, trazendo o histórico dos eventos e manutenções realizadas, imagens das trincas e as ações imediatamente tomadas. Posteriormente, foram demonstrados os resultados do levantamento das frequências naturais dos difusores de dois turbogeradores de mesmo modelo, fabricante e estrutura, que a partir dessa etapa serão chamados de turbogerador 1 (TG-1) e turbogerador 2 (TG-2), sendo, respectivamente, o equipamento em que surgiram as trincas e outra máquina com os difusores íntegros que será um modelo comparativo com a primeira. Com as frequências naturais, foi possível realizar uma avaliação do histórico operacional dos turbogeradores, verificando se existem pontos de operação próximos a alguma frequência natural do equipamento. Essa análise encaminhou a proposta de ação imediata com objetivo de atenuar as possibilidades de agravamento das trincas. Diante das informações coletadas, foi realizado o estudo para especificação de um sensor para monitoramento contínuo da vibração, definindo o módulo de processamento e a configuração de sinais de alarme e parada emergencial do equipamento.

### 4.1 HISTÓRICO DA MANUTENÇÃO

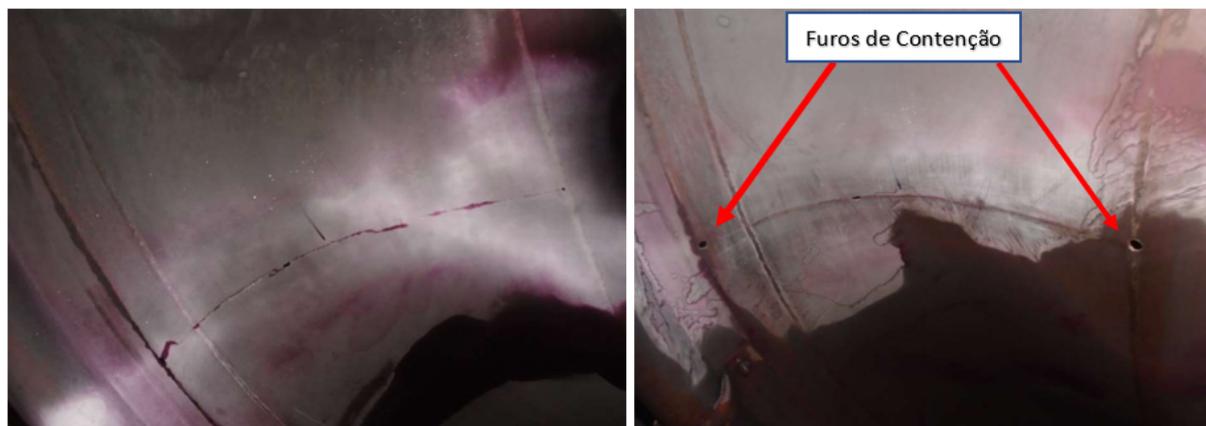
Em outubro de 2020, após inspeção visual interna ao Gerador de Gás do TG-1, foram identificados danos nas palhetas do equipamento. Após análise detalhada e consulta à equipe de engenharia, avaliou-se que o equipamento poderia sofrer despalletamentos, ou seja, ocorrer o desprendimento de palhetas, ao operar na condição que se encontrava, oferecendo riscos às pessoas e outros equipamentos. Definiu-se, portanto, iniciar o trabalho de substituição do GG.

Entre as diversas tarefas necessárias para realizar a troca do Gerador de Gás, uma delas é inspecionar os difusores e medir folga entre as palhetas do eixo rotor da turbina de potência e a estrutura fixa externa. Essa medição é necessária para verificar que, após a troca do GG, não houve alteração de posição da PT e/ou de sua estrutura. Durante essa avaliação, não foram identificadas trincas nos difusores do TG-1. O serviço de troca do GG foi concluído com sucesso e o equipamento retornou para operação em 06 de janeiro de 2021.

Em abril de 2021, durante manutenção preventiva de inspeção nos difusores do TG-1 foi encontrada uma trinca de 460 mm no difusor externo. A localização dela era próximo da posição 5 horas, visualizando a turbina de potência na sua parte frontal e se encontrava na periferia da região de solda do difusor. Como ação preventiva, furou-se as extremidades da trinca para reduzir a concentração de tensões na região e diminuir as chances de propagação da trinca. Após esse trabalho, o equipamento foi liberado para

funcionamento normal, porém com a recomendação de nova inspeção nos difusores após 2000 horas de operação. A Figura 8 mostra a trinca identificada e a mesma com os furos de contenção.

**Figura 8:** (a) Trinca identificada no difusor externo e (b) com os furos de contenção.



Fonte: Autor

Em outubro de 2021 foi realizada nova inspeção nos difusores do TG-1. A trinca identificada anteriormente no difusor externo não apresentou mudanças, porém foi identificada nova trinca no difusor interno do equipamento, na posição 3 horas, com extensão de 470 mm aproximadamente. Repetiu-se o mesmo procedimento adotado no difusor externo e os furos de contenção foram feitos. Em abril de 2022 foi realizada nova inspeção nos difusores e não foram identificadas novas trincas ou piora das já existentes.

Conforme comentado na Seção 2.2, a trinca representa a fase de propagação da fadiga. Esse tipo de dano ocorre quando cargas dinâmicas são impostas ao sistema por longos períodos e/ou com amplitudes elevadas. Com isso, a identificação de duas trincas no TG-1 após a troca do Gerador de Gás gerou um alerta na equipe de manutenção responsável pelos equipamentos dinâmicos das FPSO's. Um dos principais questionamentos levantados foi a possibilidade do novo GG ou algum problema causado durante a sua troca terem gerado condições operacionais que contribuiriam para um aumento da carga dinâmica nos difusores da turbina de potência. Através desse raciocínio e com base nas falhas e diagnósticos mais comuns abordados na Seção 2.3, iniciou-se o estudo sobre as principais possibilidades da origem de vibração no equipamento: desbalanceamento, desalinhamento e ressonância.

A hipótese de desbalanceamento foi considerada improvável porque o Gerador de Gás instalado tratava-se de um equipamento submetido a um *overhaul*, ou seja, recuperação dos seus principais componentes. Esse serviço foi realizado pelo próprio fabricante da máquina e, quando concluído, submeteu o equipamento a uma série de testes operacionais onde foi avaliado o balanceamento da máquina. Além disso, não existem montagens físicas entre o eixo da turbina de potência e os eixos do Gerador de Gás que possam ter sofrido alterações ou montagens inadequadas que causassem esse tipo de problema. Do ponto de vista da turbina de potência também não foram realizados trabalhos em seu eixo rotor que pudessem justificar o surgimento de um desbalanceamento após a troca do GG. Por fim, tanto o GG quanto a PT possuem sensores de vibração, de carga e de proximidade, respectivamente, que não indicaram variação significativa nos níveis de vibração.

O desalinhamento foi considerado possível. Apesar dos eixos rotores do GG e PT

não serem mecanicamente acoplados, há uma montagem de fixação do GG na mesma estrutura da PT, o que, em caso de montagem inadequada, podem causar tensões e esforços suficientes para gerarem danos no GG e/ou PT.

A montagem entre o GG e a PT é realizada por meio de um duto de conexão entre eles, conforme pode ser visualizado na Figura 6. A conexão é realizada por uma flange e parafusos. Segundo o procedimento padrão de troca do Gerador de Gás, após a montagem é necessário realizar a medição da distância entre as palhetas da turbina de potência e a estrutura externa para confirmar que não houve alteração de posição durante o serviço. O padrão também indica que a média das medições nas quatro posições – 3, 6, 9 e 12 horas – deve estar entre 1,78 e 3,30 mm. Segundo o relatório de manutenção da troca do GG, as medidas encontradas após a instalação da máquina foram os apresentados na Tabela 2, confirmando que os valores ficaram dentro do especificado pelo fabricante. Além disso, o mesmo relatório informa que o torque aplicado nos parafusos de interligação entre o GG e a PT foi de 43 Nm, conforme indica o manual do equipamento. Finalizada a fixação do GG na PT é montado o suporte dianteiro, que é apenas fixado por meio de um pino na parte frontal do Gerador de Gás e não exige medições específicas, apenas a compatibilidade na montagem. Com o histórico comentado e segundo as orientações do manual do equipamento, tem-se a indicação que a montagem foi realizada de maneira correta, reduzindo a probabilidade de um desalinhamento estar causando uma carga dinâmica inadequada nos difusores.

**Tabela 2:** *Medições das Folgas entre as Palhetas da PT e a Estrutura.*

Posição	Medida (mm)
03 horas	2,00
06 horas	3,15
09 horas	3,30
12 horas	2,10

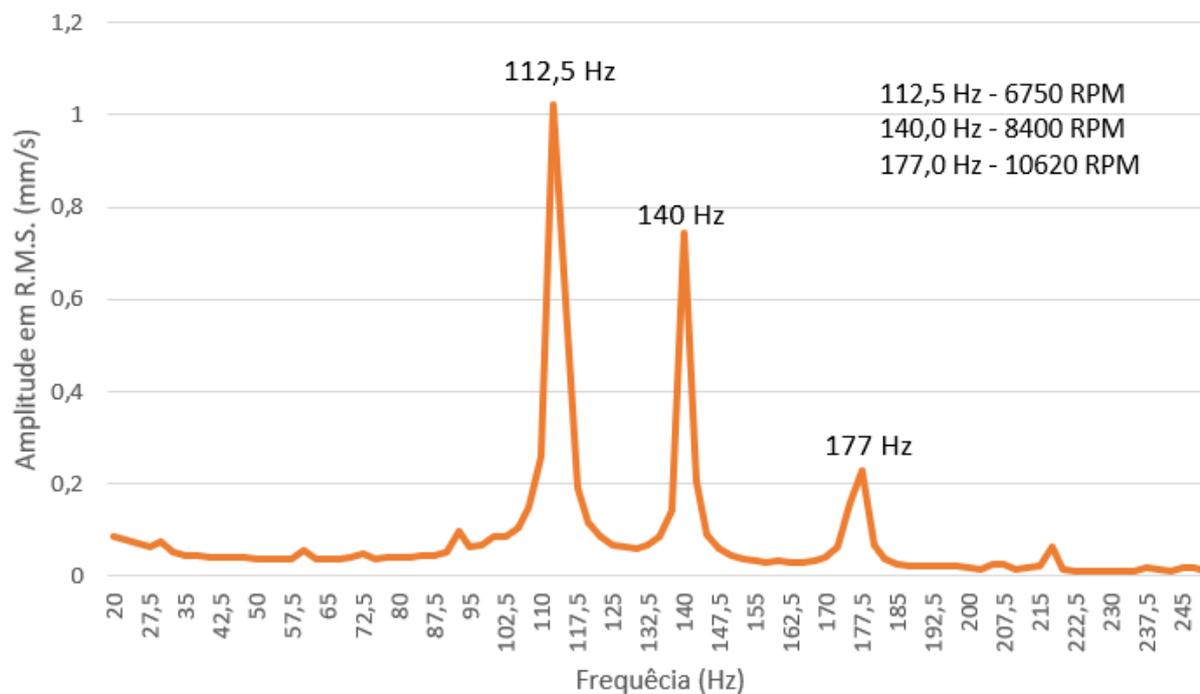
Fonte: Autor.

Por fim, avaliou-se a possibilidade de ocorrer uma condição de ressonância nos difusores com pontos operacionais do novo Gerador de Gás. Por se tratar de um equipamento recém submetido a um overhaul, onde suas condições operacionais ficam o mais próximo do ideal, é possível que o ponto de operação do GG tenha sofrido alterações suficientes para se aproximar de alguma frequência natural do sistema. Para analisar essa possibilidade, fez-se o levantamento das frequências naturais dos difusores do TG-1 e do TG-2 para efeito de comparação. A partir dos valores encontrados, analisou-se pontos operacionais mais comuns dos equipamentos e se há regiões de possíveis ressonâncias.

## 4.2 FREQUÊNCIAS NATURAIS DOS DIFUSORES

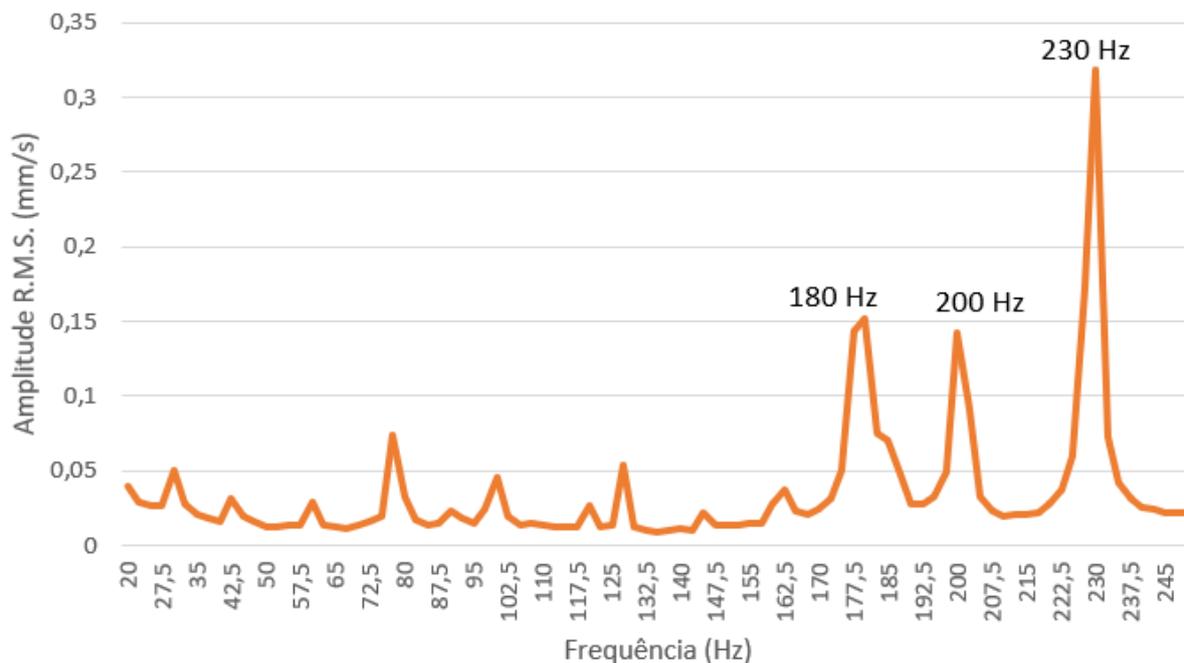
O levantamento das frequências naturais dos difusores foi realizado aplicando o *bump test* descrito na seção 3.2.1. Para os difusores interno e externo do TG-1, foram encontrados os espectros apresentados pelas figuras 9 e 10. Dos valores identificados em ambos os gráficos, destacam-se as frequências encontradas no difusor externo de 112,5 Hz (6750 RPM) e 140,0 Hz (8400 RPM) que são rotações operacionais possíveis do eixo de alta velocidade do GG em regime contínuo.

**Figura 9:** Espectro de frequências do difusor externo do TG-1 para a resposta ao impulso.



Fonte: Autor.

**Figura 10:** Espectro de frequências do difusor interno do TG-1 para a resposta ao impulso.

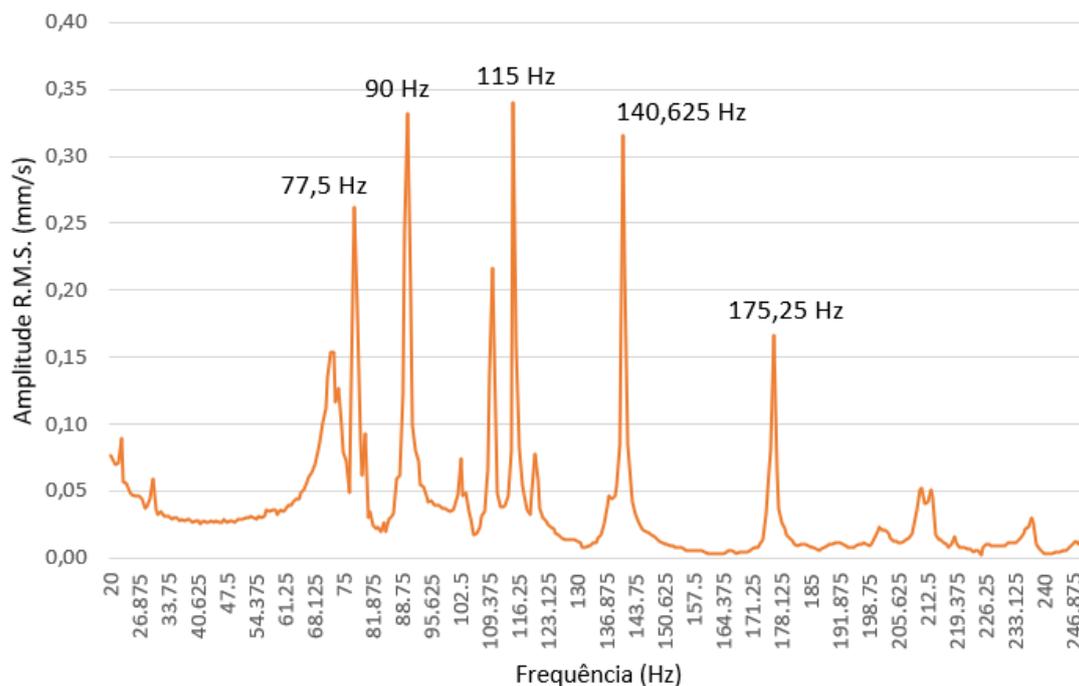


Fonte: Autor.

Os turbogeradores instalados na plataforma são baseadas em um mesmo projeto, ou seja, são máquinas iguais que possuem as mesmas características e são submetidas ao

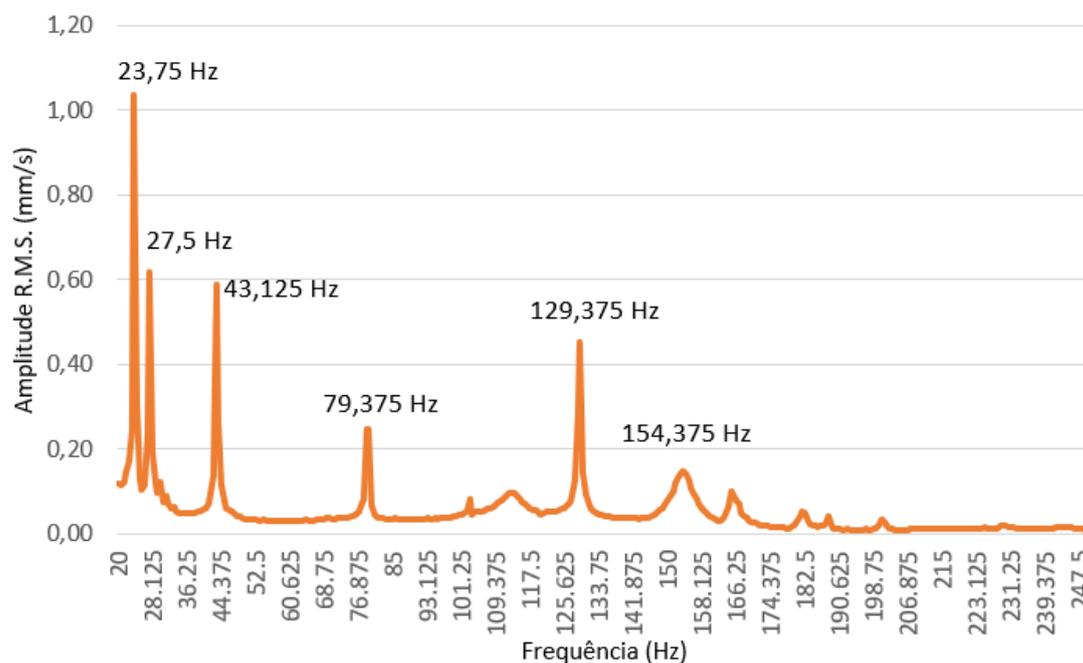
mesmo processo de manutenção. Dessa forma, foi realizado o levantamento das frequências naturais do TG-2, com o objetivo de obter condições de comparar as respostas encontradas no TG-1 e avaliar se os difusores deste estão dentro de uma condição esperada. Os resultados encontrados são apresentados nas figuras 11 e 12.

**Figura 11:** Espectro de frequências do difusor externo do TG-2 para a resposta ao impulso.



Fonte: Autor.

**Figura 12:** Espectro de frequências do difusor interno do TG-2 para a resposta ao impulso.



Fonte: Autor.

### 4.3 HISTÓRICO OPERACIONAL DO TURBOGERADOR

Encontradas as principais frequências naturais dos difusores, foi realizado o levantamento do histórico operacional dos dois turbogeradores. Para o TG-1, o histórico foi segregado em quatro partes: do início de 2020 até outubro de 2020 (data de início da troca do GG), entre janeiro e abril de 2021 (após a troca do GG e antes da identificação da primeira trinca), entre abril e outubro de 2021 (após a identificação da primeira trinca e antes da segunda) e de outubro de 2021 até abril de 2022 (após a identificação da segunda trinca e a nova inspeção nos difusores). Para o TG-2 foi realizado o levantamento desde janeiro de 2022 até fevereiro de 2023.

Analisando as figuras 9 e 10, a frequência natural que mais chama atenção é a de 140 Hz porque se trata de um ponto em que o eixo de alta velocidade do Gerador de Gás pode operar em regime contínuo. As demais frequências menores ocorrem somente em regimes transientes e o Gerador de Gás dificilmente atinge rotações acima de 9200 RPM, de modo que frequências acima de 150 Hz podem ser consideradas inatingíveis em condições normais de operação. Sob essa ótica, chegou-se às tabelas 3 e 4, onde foram separadas faixas de operação da rotação do eixo de alta velocidade do Gerador de Gás, permitindo comparar o desempenho entre a máquina removida e a nova instalada no TG-1. A leitura do teste de impacto estava configurada para uma resolução de 2,5 Hz. Em virtude disso, considerou-se a faixa de principal interesse a rotação de 8400 RPM  $\pm$  150 RPM, ou seja, 140 Hz  $\pm$  2,5 Hz, garantindo que a frequência natural do difusor esteja dentro dessa região. As tabelas 1, 2 e 3 do Apêndice A apresentam os valores segregados por período com o novo GG instalado.

**Tabela 3:** Histórico operacional do TG-1 antes da troca do GG.

Faixa de Rotação Eixo HP (RPM)	Horas	Proporção do Tempo de Operação (%)
$HP \leq 8250$	3:36:00	0,10
$8250 < HP \leq 8550$	18:35:00	0,50
$8550 < HP \leq 8650$	137:22:18	3,70
$8650 < HP \leq 8750$	2125:08:18	57,27
$8750 < HP$	1425:56:34	38,43
Total:	3710:38:20	100

Fonte: Autor.

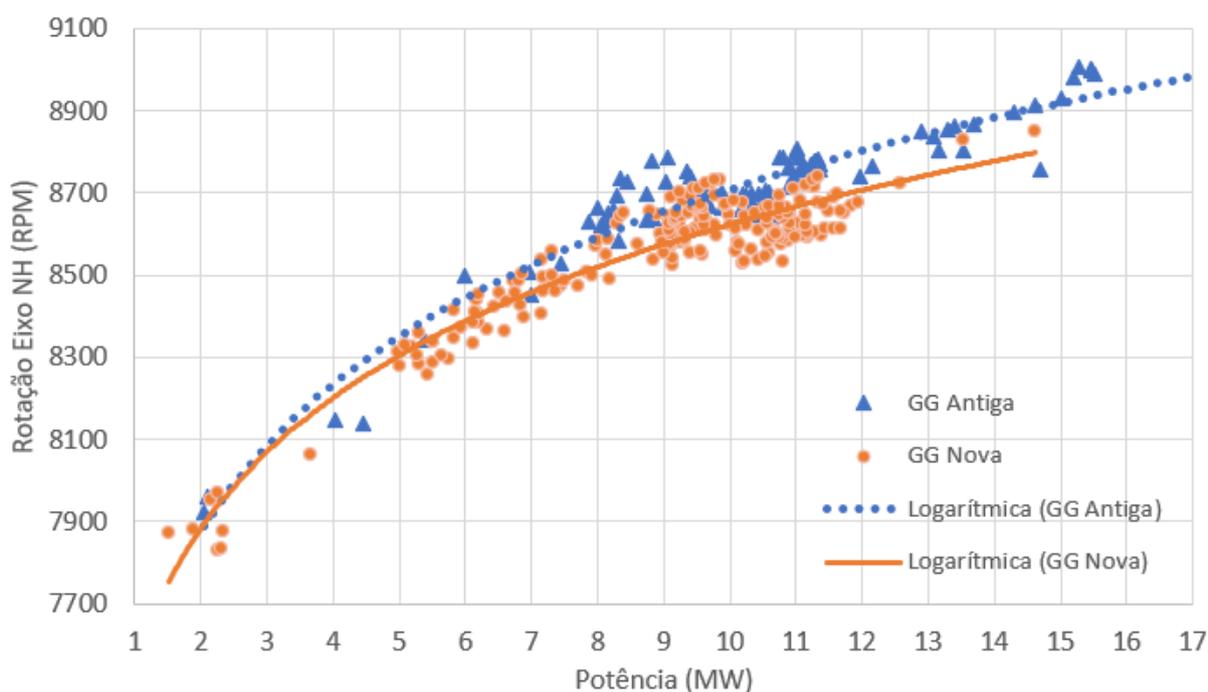
**Tabela 4:** Histórico operacional do TG-1 após da troca da GG e identificação das trincas.

Faixa de Rotação Eixo HP (RPM)	Horas	Proporção do Tempo de Operação (%)
$HP \leq 8250$	13:32:00	0,58
$8250 < HP \leq 8550$	461:57:00	6,89
$8550 < HP \leq 8650$	4512:14:00	67,34
$8650 < HP \leq 8750$	1650:14:00	24,63
$8750 < HP$	62:53:00	0,94
Total:	6700:50:00	100

Fonte: Autor.

Foi possível realizar um comparativo do comportamento de cada Gerador de Gás por meio do histórico levantado. O gráfico mostrado pela Figura 13 ilustra a relação entre a potência gerada pelo turbogerador e a rotação do eixo de alta velocidade do GG. Ao comparar o comportamento entre o GG novo e o antigo, verifica-se pela linha de tendência logarítmica que houve uma redução na velocidade de rotação da máquina para gerar a mesma potência ativa. Considerando a linha de tendência como referência e a faixa de rotação crítica do eixo de alta velocidade entre 8250 RPM e 8550 RPM, ou seja,  $\pm 2,5Hz$  da frequência natural de 140 Hz do difusor externo, de forma que fique abrangido a região de resolução do teste de impacto realizado. É possível verificar pelo gráfico que o GG antigo gerava até 6,5 MW operando dentro dessa região enquanto que o GG nova gera até 8 MW, aproximadamente.

**Figura 13:** Relação entre a potência ativa gerada e a rotação do eixo de alta velocidade do GG.



Fonte: Autor.

Assim como no TG-1, foi realizado o levantamento do histórico operacional do TG-2 por um período de um ano. Os valores são apresentados pela Tabela 5.

**Tabela 5:** *Histórico operacional do TG-2 entre os período de 31/12/2021 até 16/01/2023.*

Faixa de Rotação (RPM)	Horas	Proporção do Tempo de Operação (%)
$NH \leq 8250$	118:17:00	2,50
$8250 < NH \leq 8550$	145:48:00	3,09
$8550 < NH \leq 8650$	330:51:00	7,00
$8650 < NH \leq 8750$	2728:08:00	57,73
$8750 < NH$	1402:16:00	29,68
Total:	4739:16:00	100

Fonte: Autor.

#### 4.4 ANÁLISE DOS RESULTADOS ENCONTRADOS E PROPOSTAS

Comparando as respostas naturais do difusor externo entre o TG-1 e o TG-2, percebe-se valores muito semelhantes em relação às suas respectivas frequências naturais. No primeiro turbogerador, foram encontrados picos na amplitude de vibração em frequências iguais à 112,5 Hz, 140 Hz e 177 Hz enquanto que no TG-2 os valores foram de 115 Hz, 140,62 Hz e 176,25 Hz. Essa aproximação indica que os valores encontrados na máquina em que as trincas foram identificadas não estavam distantes de uma condição normal do equipamento. Por essa ótica e considerando os parâmetros apresentados pela Equação 2.2, não há indícios de alteração significativa na rigidez e/ou massa do difusor externo que pudesse levar à condição de ressonância.

Já para o difusor interno, observa-se uma diferença entre as principais frequências dos turbogeradores. O TG-1 apresentou picos mais elevados em frequências maiores: 180 Hz, 200 Hz e 230 Hz. Já o TG-2 apresenta valores de amplitudes maiores nas faixas de menores rotações como: 23,7 Hz, 43,1 Hz, 79,3 Hz, 130 Hz e 153,7 Hz. Apesar disso, ao analisar o espectro da resposta ao impulso do difusor do TG-1, é possível verificar que em regiões próximas às mesmas frequências do TG-2 houveram picos de menor amplitude, indicando que também são frequências naturais. A diferença encontrada pode indicar que houve uma alteração, principalmente relacionada à rigidez, no difusor interno do TG-1 ocasionando no surgimento de frequências naturais nos valores citados, que se encontram acima das rotações normais do turbogerador.

Outro fator importante que se pode observar nos espectros de frequência é a diferença entre as amplitudes encontradas entre os difusores das duas máquinas. No difusor externo do TG-1 tem-se a maior amplitude de 1,03 mm/s encontrada na frequência igual a 112,5 Hz enquanto que para o TG-2 o maior valor encontrado foi de 0,34 mm/s para 115 Hz. Já para o difusor interno, a amplitude máxima do TG-1 é de 0,33 mm/s, cerca de 1/3 menor que o pico apresentado na frequência máxima do mesmo difusor do TG-2. A força aplicada durante o bump test pode interferir no resultado encontrado, porém tal diferença indica sensibilidade diferente de cada sistema à excitação da sua frequência natural.

Em relação às mudanças de condições operacionais antes e depois da troca do GG, foi possível verificar que o novo gerador de gás gerou os mesmos valores de potência ativa que o GG antigo em rotações inferiores do eixo de alta velocidade. Considerando a frequência crítica de 140 Hz do difusor externo do TG-1, foi possível observar que, após a troca do GG, o eixo de alta velocidade operou na região entre 8250 RPM e 8550 RPM

aproximadamente 461 horas em um período de 15 meses, enquanto que num período de 10 meses antes da manutenção foram somente 18 horas. Portanto, operou por um período cerca de 25,6 vezes maior em uma região próxima à uma das frequências naturais do difusor externo. Quando comparado com o operacional do TG-2, o TG-1 operou 6,89% do seu tempo na região próximo da frequência natural do difusor externo, enquanto que, para o TG-2, esse valor ficou em 3,09%.

Concluindo, com a troca do gerador de gás do TG-1 houve uma redução de velocidade para gerar o mesmo valor de potência ativa proporcionado pelo GG antigo. Dessa forma, a máquina tem operado mais próxima de uma das frequências naturais do difusor externo, o que leva o equipamento a operar em condições de ressonância por mais tempo. As diferenças de amplitudes encontradas nos *bump tests* podem indicar uma maior sensibilidade do TG-1 à ressonância quando comparado ao TG-2. Além desses fatores, soma-se o fato de que a fadiga possui um efeito acumulativo ao longo dos anos de operação do equipamento. Essas condições em conjunto podem ter causado o surgimento da trinca no difusor externo e, como os difusores possuem conexões mecânicas, também conduzido o difusor interno à fadiga.

O fabricante do turbogerador recomenda em seu manual evitar operações gerando potências ativas abaixo de 5 MW, justamente para reduzir as probabilidades de danos causados por vibrações. Dentro do comportamento analisado neste trabalho, buscando reduzir as chances de agravamento das trincas e consequente dano catastrófico do equipamento, pode-se elevar o valor considerado pelo fabricante e evitar que o TG-1 opere gerando potências ativas menores que 8 MW, sob risco do GG operar em rotações abaixo de 8500 RPM e levando à uma condição de ressonância no difusor externo. Outra possibilidade seria projetar alterações de rigidez ou massa dos difusores com o objetivo de alterar as frequências naturais do equipamento. Porém essa possibilidade demandaria ações de médio e longo prazo, além de um estudo aprofundado na especificação destas alterações, o que poderia ser uma ação tardia na condição atual do TG-1.

## 4.5 ESPECIFICAÇÃO E PROPOSTA DE MONITORAMENTO DE VIBRAÇÃO

Diante do contexto apresentado, iniciou-se o estudo para avaliar a viabilidade de instalação de um sistema de monitoramento contínuo de vibração dos difusores. Os turbogeradores já possuem um sistema para o monitoramento de vibração em diversos pontos como: carcaça do gerador de gás, mancais da turbina de potência, da caixa redutora e do gerador elétrico. Os componentes e o módulo de processamento dos sinais são fabricados pela empresa Bently Nevada (BENTLY NEVADA, 2023b). Em virtude do sistema existente, a especificação apresentada neste trabalho buscou propor uma monitoração do mesmo fabricante, visando facilitar a implementação e otimizar a manutenção em virtude da experiência da equipe de manutenção.

Seguindo o fluxo apresentado pela Figura 2 da Seção 2.4.2, a estrutura vibratória em questão são os difusores de exaustão dos turbogeradores. Um dos principais fatores de dificuldade para a aplicação de sensores de vibração nessa região é a elevada temperatura que os difusores do turbogerador atingem durante a operação contínua. Levando em consideração o sentido do fluxo de ar, após os difusores de cada turbogerador há um sensor de temperatura instalado, que no caso do TG-1, indicou uma média de 503,7°C no dia 16/02/2023 para uma potência ativa média gerada de 16,03 MW. Para uma média de

carga de 13,50 MW, ocorrida no dia 17/02/2023, a temperatura média foi de 491°C. Além de elevada temperatura tolerável de trabalho, os espectros de frequência identificados nos testes de impacto indicaram que o sensor deve monitorar valores de frequência até, no mínimo, 300 Hz e de amplitudes de velocidade de vibração de 1 mm/s.

Dentro dos principais produtos fornecidos pela empresa Bently Nevada, poderiam ser utilizados nessa aplicação os seguintes sensores: proximetro, velômetro piezoelétrico e acelerômetro piezoelétrico. Os proximetros, que não exigem o contato direto com a superfície, são comumente utilizados para monitorar a vibração radial e axial de eixos. Para os difusores, além de encontrar um modelo que tolere temperatura elevadas, seria necessário desenvolver uma estrutura de sustentação dos proximetros que não entre em contato direto com os difusores, o que dificultaria a sua aplicação. Já os velômetros e acelerômetros piezoelétricos, conforme comentado na Seção 2.4.3, monitoram a vibração de um corpo estando diretamente em contato com ele. Tratam-se de sensores adequados para monitoramento em carcaças e estruturas, condição semelhante ao escopo deste trabalho. Além disso, existem modelos que permitem atuações em temperaturas mais elevadas, indicando a possibilidade de aplicação. Tanto o velômetro quanto o acelerômetro atenderiam à necessidade da proposta.

O modelo de acelerômetro piezoelétrico da Bently Nevada de maior tolerância térmica é o 350900 HT, que possui indicação de velocidade e aceleração da vibração. Esse modelo já é aplicado em outros pontos do turbogerador e a sua utilização no monitoramento da vibração dos difusores seria facilitada em virtude da disponibilidade do material na plataforma. As tabelas F.1, F.2 e F.3 no Anexo F indicam as principais características deste sensor, com destaque para a temperatura máxima de trabalho em 482°C, valor abaixo do identificado na exaustão do TG-1. Também são relevantes as informações de máxima aceleração tolerada de 500 g e sensibilidade para a velocidade de vibração de 3,94  $mV/mm/s$ . Conforme indicam os gráficos apresentados pelas figuras F.1 a F.4 do Anexo F, o sensor apresenta uma sensibilidade praticamente constante dentro da faixa entre 100 Hz e 1000 Hz. Entre 20 e 100 Hz a sensibilidade reduz no máximo -2dB.

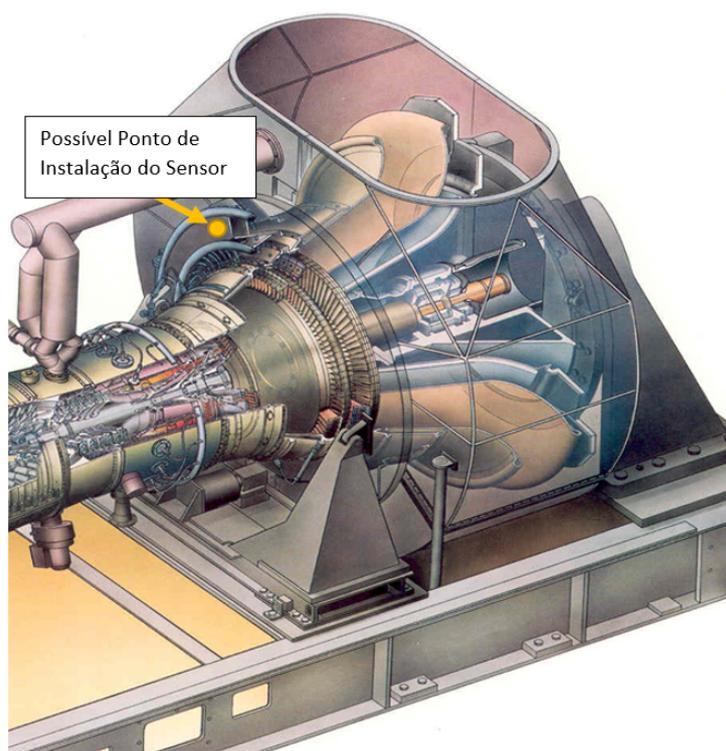
Nos sites de outros fabricantes não foram encontrados modelos que tolerem faixas de temperatura acima de 500°C. As empresas pesquisadas foram: Althen Sensor (2023), Hansford Sensor (2023), Wilcoxon (2023) e Metrix (2023). A fabricante Brüel & Kjær (2023) possui modelo 8324-100 que atua em valores de temperatura iguais ao modelo oferecido pela Bently Nevada.

Existem opções alternativas no mercado caso fosse retirada a restrição quanto ao fabricante e integração com o sistema atual. Sensores baseados no princípio de variação de resistência (strain gage) exigiria a leitura da temperatura no sensor para compensar as variações térmicas sofridas pelo elemento, além de identificar um modelo que atenda a faixa de frequência necessária. O modelo VWSG-S oferecido pela empresa RST Instruments (2023), possui um termistor acoplado ao elemento, porém esbarra na sua limitação de temperatura de operação que atinge valor máximo de 80°C, exemplificando a limitação térmica para esse princípio de funcionamento. Sensores baseados no conceito de LVDT (variação linear da diferença de tensão entre duas bobinas) geralmente são aplicados para o monitoramento de deslocamentos e suas variações em baixas frequências, o que não seria o mais indicado para realizar leituras até 150 Hz. Além dos sensores tradicionais, existem tecnologias como o sensor de vibração a laser por efeito doppler e câmeras de alta velocidade aliados a software de tratamento de imagem que não exigem o contato direto com a superfície. Esses equipamentos são fornecidos, respectivamente pelas empresas Optomet. (2023) e RDI Technologies (2023). Para monitorar a vibração dos difusores

utilizando esses recursos, seria necessário instalar o equipamento na parte interna ao duto de exaustão dos gases da turbina, que também opera em elevadas temperaturas que não são suportadas pelos dois equipamentos citados.

Conforme comentado, tanto para os modelos de instrumentos oferecidos pela Bently Nevada e seus concorrentes quanto para as outras alternativas de sensores existentes no mercado, a temperatura de operação na região dos difusores é um complicador significativo. Dessa forma, iniciou-se um estudo para realizar o monitoramento de vibração em um ponto da estrutura do difusor que não esteja submetido à temperatura tão elevada. Um dos pontos vislumbrados é apresentado pela Figura 14 que não possui monitoramento de temperatura. Portanto, realizou-se uma medição pontual na região com a utilização de um termopar portátil e foi encontrado um valor de aproximadamente 210,1 °C, o que viabilizaria a utilização do sensor fornecido pela Bently Nevada. Além disso, a estrutura permite a fixação do sensor através de parafusos, o que contribui para a linearidade e extensão da faixa de frequência lida pelo sensor. A forma de avaliação da viabilidade foi realizar um novo *bump test* nos difusores medindo a vibração no ponto proposto e comparar as respostas encontradas anteriormente.

**Figura 14:** Possível ponto de instalação do sensor.

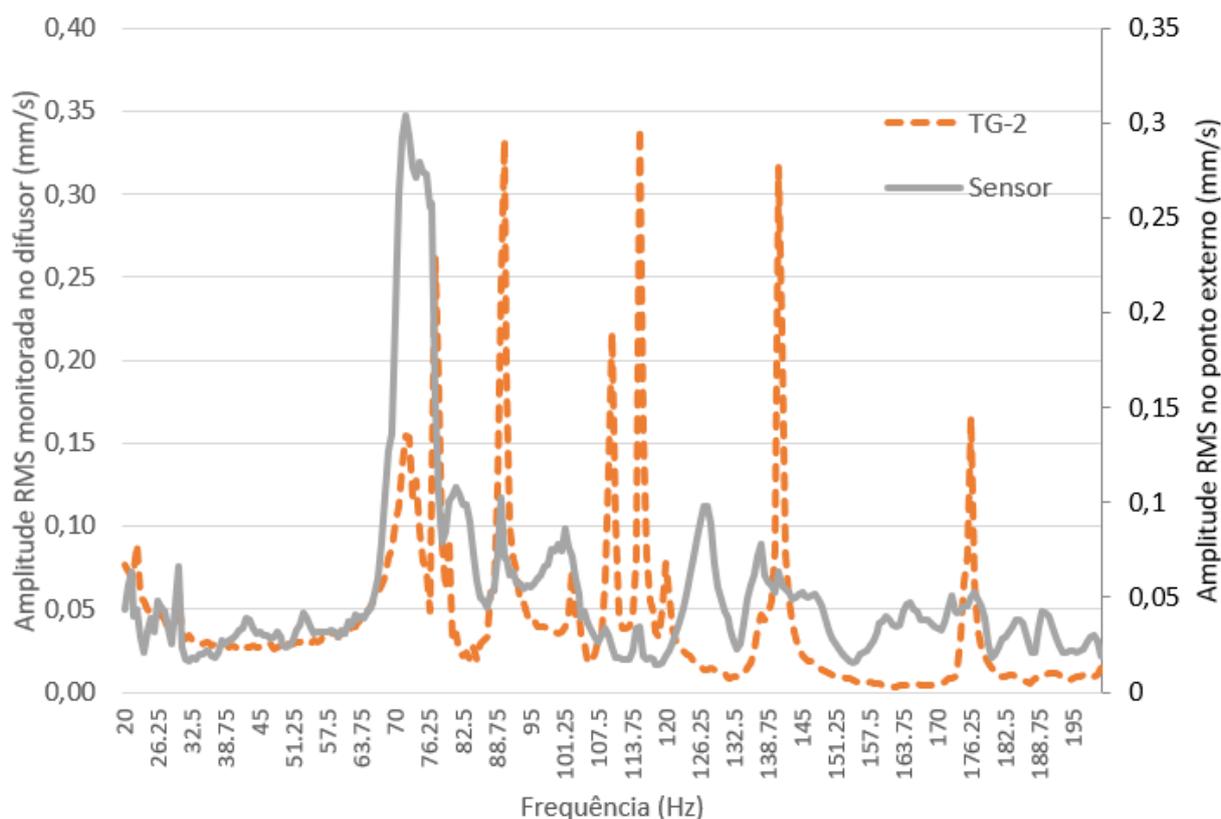


Fonte: Autor.

A Figura 15 apresenta no mesmo gráfico as respostas do teste ao impacto realizado monitorando a vibração no difusor externo (curva tracejada) e monitorando o ponto de possível instalação do sensor, externo aos difusores (curva contínua). Foi possível verificar que houveram picos na amplitude da vibração em faixas de frequência semelhantes. A faixa de frequência entre 70 Hz e 77,5 Hz apresentaram respostas em valores de amplitude semelhantes nos dois pontos monitorados. Já a região próxima de 140 Hz, ponto de maior relevância diante da análise realizada na Seção 4.4, apresentou uma resposta de menor amplitude quando comparado ao valor medido diretamente no difusor. Lado outro,

a região próxima de 110 Hz e 115 Hz que foram sensíveis no teste medido no difusor não apresentaram uma amplitude proporcional no monitoramento externo. Esses valores correspondem à uma faixa de rotação entre 6600 RPM e 6900 RPM, que, conforme pode ser visualizado nas tabelas do Apêndice A, não é uma região de operação em regime contínuo do turbogerador.

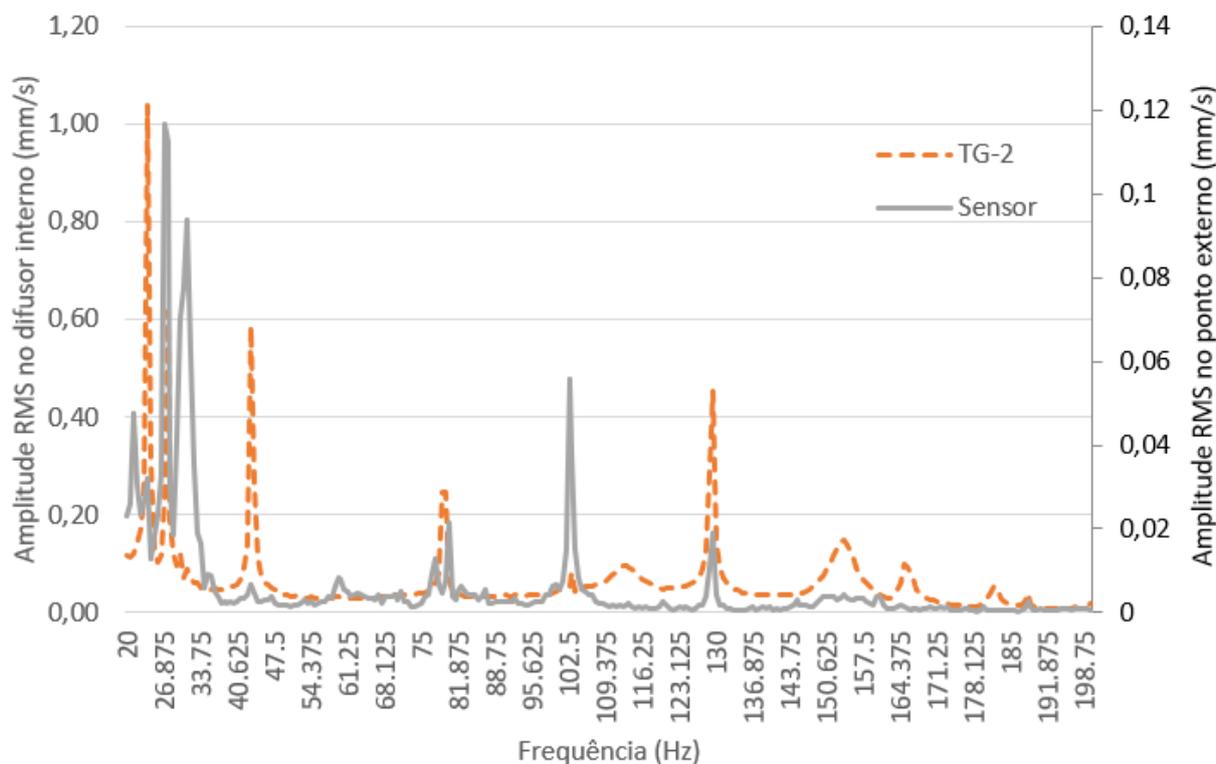
**Figura 15:** Comparativo entre os espectros de frequência do teste de impacto monitorado no difusor externo do TG-2 e no ponto externo.



Fonte: Siemens Energy (2001) e adaptada pelo Autor.

O mesmo teste foi repetido para o difusor interno e o gráfico apresentado pela Figura 16 mostra o comparativo das respostas encontradas, sendo a curva contínua a medição realizada no ponto proposto para a instalação do sensor e a curva tracejada a medição realizada no próprio difusor interno. Nota-se uma sensibilidade em frequências semelhantes nos dois testes, onde a resposta foi mais significativa nas faixas de frequência menores, tais como 27,5 Hz, 81,875 Hz, 129,375 Hz.

**Figura 16:** Comparativo entre os espectros de frequência do teste de impacto monitorado no difusor interno do TG-2 e no ponto externo.



Fonte: Autor.

As respostas em frequência encontradas nos testes de um possível ponto externo dos difusores indicaram a viabilidade de utilização do local para monitoração da vibração. Faz-se necessário realizar diversos testes em diferentes posições na região externa para buscar o ponto com resposta mais próxima dos valores encontrados nos testes de impacto monitorados diretamente nos difusores. Também é válido realizar os testes com levantamento da Densidade Espectral de Potência, que auxiliaria na avaliação da qualidade do sinal lido com o sensor portátil e efetuar uma avaliação qualitativa entre as respostas lidas diretamente nos difusores e nos pontos externos. Infelizmente, em função da utilização da mão de obra de manutenção em outras frentes de manutenção e necessidade operacional dos turbogeradores, não foi possível realizar novos testes durante a elaboração deste trabalho.

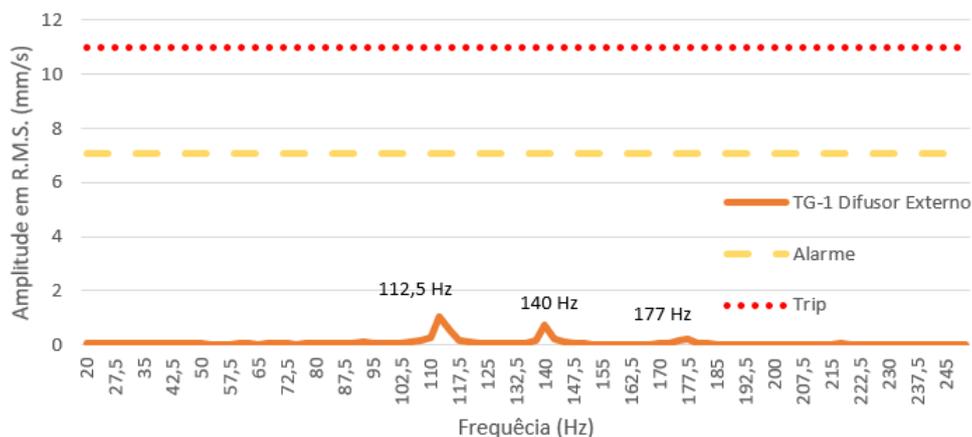
Com a definição do modelo de sensor e sua respectiva região possível de instalação, é necessário avaliar o hardware responsável pelo processamento do seu sinal. O equipamento utilizado nos turbogeradores é do modelo 3500, também fabricado pela empresa Bently Nevada. Esse equipamento é subdividido em módulos, onde cada módulo possui uma função específica. O acelerômetro de alta temperatura é compatível com os módulos 3500/42M e 3500/44M. O primeiro modelo é de maior versatilidade e pode ser usado para monitoramento de deslocamento, velocidade e aceleração da vibração. Apresenta o valor absoluto da vibração detectada pelo sensor/transdutor e permite a implementação de filtros configuráveis passa-baixa, passa-alta ou passa-banda. Já o modelo 44M é um modelo desenvolvido pela Bently Nevada para aplicação em turbina aeroderivadas, exatamente como é o caso do Gerador de Gás, e já é utilizado no equipamento estudado. Além disso, o projeto atual possui entrada disponível para conectar o novo sensor. Como adicional em relação ao modelo 42M, esse módulo permite a configuração de monitoração de vibração 1X, ou seja, trata o sinal somente da frequência de rotação instantânea do equipamento. Os

pontos negativos deste módulo, conforme consta nas notas do manual do equipamento são os fatos de que ele aceita somente os valores da velocidade de vibração do equipamento e, para a sua utilização, é necessário instalar um módulo de interface entre o cartão 3500/44M e o sensor. O *part-number* para esse módulo de interface sugerido pelo fabricante é o 88301-01. Resumidamente, ambos os módulos podem ser utilizados. Para a utilização do modelo 3500/42M é necessária a instalação dele no *rack* do *hardware* de processamento. O modelo 3500/44M já é utilizado nos turbogeradores e possui entrada disponível para a conexão do sensor, porém ainda é necessário instalar um módulo de interface. As possíveis configurações dos dois modelos, assim como imagens para melhor contextualização, são apresentadas no Apêndice B.

Com o sensor instalado e o módulo para leitura do seu sinal devidamente configurado, foi necessário definir os sinais de alarme de nível de vibração alta e de parada emergencial do equipamento (trip) para vibrações acima do limite tolerável. Dentro dos critérios da norma ISO-20816-3, apresentados no Anexo D, os limites de velocidade de vibração em mm/s de estruturas fixas flexíveis de máquinas com potências entre 300 kW a 50 MW e operam em rotações entre 120 RPM a 30000 RPM são de 7,1 mm/s para o limite da Zona B para a Zona C e de 11 mm/s entre Zona C e Zona D. Seguindo essa orientação, esses valores foram definidos como *setpoints* para alarme e trip, respectivamente. A norma permite que tais valores sejam ajustados de acordo com as condições operacionais de cada sistema. Como a região de instalação do sensor não possui histórico de valores de vibração, os pontos definidos seriam parâmetros iniciais e, com a análise do comportamento da variável, seria possível um ajuste fino destes *setpoints*.

O ajuste pode ser realizado avaliando o comportamento do sinal indicado pelo sensor durante a operação do equipamento, principalmente em momentos transientes próximos de frequências naturais dos difusores porque serão regiões de ressonância e conseqüente amplitude máxima da vibração, quando em condições normais de operação. Após a avaliação do comportamento em mais de um turbogerador, será possível encontrar o padrão de comportamento e definir um valor de alarme que seja mais personalizado ao sistema. A Figura 17 ilustra a região de alarme e trip inicialmente configurados no gráfico da resposta ao teste de impacto do difusor externo do TG-1, permitindo identificar visualmente a distância de, aproximadamente, 11 vezes o valor de amplitude máxima atingida na frequência de 112,5 Hz.

**Figura 17:** Espectro de frequência do difusor externo do TG-1 com os valores de *setpoints* de alarme e trip.



Fonte: Autor.

## 5 CONCLUSÕES

A partir do desenvolvimento apresentado ao longo deste trabalho, foram encontradas possíveis causas da falha por fadiga nos difusores dos turbogeradores, propondo uma ação imediata visando atenuar o aumento da propagação da trinca ou surgimento de novas. Também foi proposto um ponto de medição e definido o elemento sensor e seu respectivo módulo de processamento, contornando uma dificuldade prática que é a alta temperatura de operação da região que se deseja realizar a medição.

Trabalhos que envolvem questões experimentais com equipamentos em operação e com restrição de acesso trazem consigo dificuldades intrínsecas de execução. As medições das frequências naturais precisaram ser realizadas aproveitando manutenções específicas nos difusores, que envolve uma preparação específica e detalhada por se tratar de um serviço realizado em espaço confinado. Dessa forma, ao longo do desenvolvimento desse trabalho, houve apenas uma oportunidade para a avaliação da frequência natural dos difusores do TG-1 e TG-2. As medições propostas foram suficientes para avaliar possíveis causas da fadiga e identificar a viabilidade de instalação do sensor, porém, caso a instalação do sensor seja executada, será necessário estudar diversos pontos para identificar o de maior sensibilidade.

Para trabalhos futuros, propõe-se a continuidade dos testes, adquirindo dados que permitam uma forma de comparação qualitativa, condicionando uma definição otimizada do ponto de instalação na região externa aos difusores. Além disso, seria possível implementar a instalação do sensor proposto, realizando a avaliação do comportamento da resposta do sensor e encontrando os parâmetros de comportamento padrão da vibração nos difusores, definindo valores personalizados que serão utilizados como referência nas ações de manutenção preditiva.

## REFERÊNCIAS

- ABRAMAN. *Apresentação de Resultados do Documento Nacional de 2017*. Disponível em: <<https://docplayer.com.br/105100568-Resultado-do-documento-nacional-2017.html>>. Acesso em: 27 dez. 2022.
- ALMEIDA, M. *Manutenção Preditiva: Benefícios e Lucratividade*. Itajubá, Brasil, p. 1–26.
- ALTHEN SENSOR. *Catálogo de Produtos da Althen Sensors*. Disponível em: <<https://www.althensensors.com/sensors/vibration-sensors/4-20-ma-vibration-sensors/>>. Acesso em: 21 fev. 2023.
- ARCO-VERDE, M. M. *Identificação de Falhas em Sistemas Rotativos Empregando Técnicas Não-Lineares*. 2008. F. 135. Tese de Mestrado em Ciências em Engenharia Mecânica – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.
- BALBINOT, A.; BRUSAMARELLO, V. et al. *Instrumentação e Fundamentos de medidas*. Rio de Janeiro, Brasil: LTC, 2019.
- BENTLY NEVADA. *330400/330425 Accelerometers*. 2022. Disponível em: <<https://www.bakerhughes.com/bently-nevada/sensors/acceleration-velocity-sensors/330400330425-accelerometers>>. Acesso em: 18 jan. 2023.
- BENTLY NEVADA. *Especificações do acelerômetro HT 350900*. Disponível em: <<https://dam.bakerhughesds.com/m/2808ddba4beed225/original/350900-High-Temperature-Velocity-and-Acceleration-Sensor-Datasheet-168780-pdf.pdf>>. Acesso em: 23 fev. 2023.
- BENTLY NEVADA. *Site do Fabricante Bently Nevada*. Disponível em: <[https://www.bakerhughes.com/bently-nevada?\\_bt=611726423256&\\_bk=bently%5C%20nevada&\\_bm=e&\\_bn=g&\\_bg=121891594313&utm\\_source=google&utm\\_medium=cpc&utm\\_campaign=&utm\\_term=bently%5C%20nevada&utm\\_content=&gclid=Cj0KCQiAutyfBhCMARIsAMgcRJR8krJLTDvDiKS6okR2ZwI6XjIQDEgTZD7sxPRwLwIhBu1Q64y1JZcaAgrLEALw\\_wcB](https://www.bakerhughes.com/bently-nevada?_bt=611726423256&_bk=bently%5C%20nevada&_bm=e&_bn=g&_bg=121891594313&utm_source=google&utm_medium=cpc&utm_campaign=&utm_term=bently%5C%20nevada&utm_content=&gclid=Cj0KCQiAutyfBhCMARIsAMgcRJR8krJLTDvDiKS6okR2ZwI6XjIQDEgTZD7sxPRwLwIhBu1Q64y1JZcaAgrLEALw_wcB)>. Acesso em: 23 fev. 2023.
- BRÜEL & KJÆR. *Site do Fabricante Brüel & Kjær*. Disponível em: <<https://www.bksv.com/pt/transducers/vibration/accelerometers/charge>>. Acesso em: 21 fev. 2023.
- CALLISTER, W. *Ciência e Engenharia de Materiais - Uma Introdução*. [S.l.]: LTC, 2007. v. 1.
- CONNOR, N. *O que é turbina de acción e turbina de reação - Definição*. Disponível em: <<https://www.thermal-engineering.org/pt-br/o-que-e-turbina-de-impulso-e-turbina-de-reacao-definicao/>>. Acesso em: 19 jan. 2023.

- DUBROVA, E. *Fault-Tolerant Design*. Nova York: Estados Unidos, 2013.
- EDR. *GE Signs Contract to Provide STM with LM2500 Gas Turbines to Power Pakistan Navy's New MILGEM Corvettes*. Disponível em: <<https://www.edrmagazine.eu/ge-signs-contract-to-provide-stm-with-lm2500-gas-turbines-to-power-pakistan-navys-new-milgem-corvettes>>. Acesso em: 16 jan. 2023.
- ENDAQ. *Shock Analysis: Response Spectrum (SRS), Pseudo Velocity & Severity*. Disponível em: <<https://blog.endaq.com/shock-analysis-response-spectrum-srs-pseudo-velocity-severity>>. Acesso em: 23 mar. 2023.
- GAUTHIER, P. Introduction to Combustors for Aero-Derivative Engines and Large Industrial Gas Turbines. In: p. 15–34. Disponível em: <<https://conference.isabe.org/content/scnotes/bobby/gtc4.pdf>>. Acesso em: 10 jan. 2023.
- HANSFORD SENSOR. *Catálogo de Produtos da Hansford Sensors*. Disponível em: <<https://www.hansfordsensors.com/products/industrial-accelerometers/4-20ma-transmitters/acceleration-g/4-20ma-capsule-acceleration-g/>>. Acesso em: 21 fev. 2023.
- ISO. *Mechanical vibration — General guidelines*. Genebra, Suíça, 2017a.
- ISO. *Mechanical vibration — Industrial machinery with a power rating above 15 kW and operating speeds between 120 r/min and 30 000 r/min*. Genebra, Suíça, 2017b.
- JESUS, J. P. DE. *Falha por Fadiga em Componentes Mecânicos: Estudo de Caso*. 2022. F. 1–52. Trabalho de Conclusão de Curso Bacharelado em Engenharia Mecânica – Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Amazonas, Manaus, Brasil.
- LARANJA, R. *Sistemas Vibratórios - Anotações*. 2022. F. 1–89. Anotações de Aula – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, Brasil.
- LEIDERMARK, D. *The interior of a stationary power generating gas turbine*. Courtesy of Siemens. Disponível em: <[https://www.researchgate.net/figure/The-interior-of-a-stationary-power-generating-gas-turbine-Courtesy-of-Siemens\\_fig1\\_266273318](https://www.researchgate.net/figure/The-interior-of-a-stationary-power-generating-gas-turbine-Courtesy-of-Siemens_fig1_266273318)>. Acesso em: 12 jan. 2023.
- MATOS, A. et al. Sistema de Monitoramento Contínuo de Convergência em Escavações Subterrâneas. *Simpósio Brasileiro de Mecânica das Rochas – SBMR 2018*, Salvador, Brasil, p. 1–8, set. 2018.
- METRIX. *Site do Fabricante Metrix*. Disponível em: <<https://www.metrixvibration.com/products/seismic>>. Acesso em: 21 fev. 2023.
- MITCHELL, J. *Introduction to Machine Analysis and Monitoring*. Oklahoma, Estados Unidos: PennWll Publishing Company, 1993.
- MOHANTY, A. R. *Machinery Condition Monitoring: Principles and Practices*. Kharagpur: India, 2015.
- MONCHY, F. *A Função Manutenção: Formação para a Gerência da Manutenção Industrial*. São Paulo: EBRAS, 1989.
- NORTON, R. *Projeto de Máquinas: Uma Abordagem*. [S.l.]: BOOKMAN, 2004.
- OPTOMET. *Sensor de Vibração a Laser por Efeito Doppler*. Disponível em: <<https://www.optomet.com/>>. Acesso em: 23 mar. 2023.
- PCB PIEZOTRONICS. *Technical Information*. 2017. Disponível em: <<https://www.pcb.com/resources/technical-information/>>. Acesso em: 17 jan. 2023.

- PINTO, A.; XAVIRE, J. *Manutenção: Função Estratégica*. Rio de Janeiro, Brasil: Qualitymark Editora LTDA., 2001.
- PRADO, G. S. *Verificação da Vida em Fadiga de Uma Máquina Separadora de Grãos Empregando Critérios de Fadiga Multiaxial*. 2019. F. 1–33. Trabalho de Conclusão de Curso Bacharelado em Engenharia Mecânica – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, Brasil.
- QUINTAS, J.; CABETTE, R. Sensor de Monitoramento de Vibração em Concreto. *V Congresso Internacional na Recuperação, Manutenção e Restauração de Edifícios*, Rio de Janeiro, Brasil, p. 1–11, set. 2020.
- RANDALL, R. *Vibration-based Condition Monitoring*. Chichester, Inglaterra: John Wiley & Sons, 2011.
- RAO, S. *Vibrações Mecânicas*. [S.l.]: Pearson Prentice Hall, 2009. ISBN 9788576052005.
- RDI TECHNOLOGIES. *Motion Analyses Equipment*. Disponível em: <<https://rditechnologies.com/models/iris-m/>>. Acesso em: 23 mar. 2023.
- RST INSTRUMENTS. *Vibration Wire Strain Gage Model VWSG-S Introduction Manual*. Disponível em: <<https://rstinstruments.com/wp-content/uploads/vw-straingauge.pdf>>. Acesso em: 23 mar. 2023.
- SIEMENS ENERGY. *Manual de Operação e Manutenção de Turbogeneradores*. Rio de Janeiro, Brasil, 2001.
- SKF. *SKF Microlog Analyzer GX Series - CMXA 75 Datasheet*. Gotemburgo, Suécia, 2021. P. 3–4.
- SOLAR. *Mars 100*. Disponível em: <[https://www.solarturbines.com/en\\_US/products/gas-compressor-packages/mars-100.html](https://www.solarturbines.com/en_US/products/gas-compressor-packages/mars-100.html)>. Acesso em: 13 jan. 2023.
- TACKETT, S. AND VYNCKE-WILSON, D. AND MONTANI, G. *RB211-H63 Advancements and Meeting Future Demand of Oil e Gas Requirements for Midstream Applications*. Disponível em: <<http://gten.ca/downloads/2011Presentations/11-IAGT-301.pdf>>. Acesso em: 17 jan. 2023.
- UNICAMP. *Ciclo Brayton*. Disponível em: <[http://www.fem.unicamp.br/~franklin/EM884/pdf/turbina\\_gas\\_ciclos.pdf](http://www.fem.unicamp.br/~franklin/EM884/pdf/turbina_gas_ciclos.pdf)>. Acesso em: 16 jan. 2023.
- UNIVERSIDADE DE SEVILLA. *Ciclo Brayton*. 2009. Disponível em: <[http://laplace.us.es/wiki/index.php/Ciclo\\_Brayton](http://laplace.us.es/wiki/index.php/Ciclo_Brayton)>. Acesso em: 16 jan. 2023.
- VELKI. *Em Aprenda com a Velki Quais as diferenças entre transmissor, transdutor e sensor de pressão?* 2023. Disponível em: <[https://velki.com.br/pt/blog/aprenda-com-a-velki/quais-as-diferencas-entre-transmissor--transdutor-e-sensor-de-pressao-?gclid=Cj0KCQiAq5meBhCyARIsAJrtdr6nW9PTA6MfmT0m1XgCFYfMUtpiTR\\_obyZG9U-ZBxLq2vSbcaTU10MaA16QEALw\\_wcB](https://velki.com.br/pt/blog/aprenda-com-a-velki/quais-as-diferencas-entre-transmissor--transdutor-e-sensor-de-pressao-?gclid=Cj0KCQiAq5meBhCyARIsAJrtdr6nW9PTA6MfmT0m1XgCFYfMUtpiTR_obyZG9U-ZBxLq2vSbcaTU10MaA16QEALw_wcB)>. Acesso em: 15 jan. 2023.
- WILCOXON. *Catálogo de Produtos da Wilcoxon*. Disponível em: <[https://instrumentrics.com/wp-content/uploads/2022/03/2020-Wilcoxon-short-form-catalog\\_web.pdf](https://instrumentrics.com/wp-content/uploads/2022/03/2020-Wilcoxon-short-form-catalog_web.pdf)>. Acesso em: 21 fev. 2023.
- WIREMAN, T. *World Class Maintenance Management. Proceedings of the Automatic Factory Conference*. Detroit: Estados Unidos, 1989.

# Apêndices

## Apêndice A - HISTÓRICO OPERACIONAL DO TG-1

O levantamento do histórico operacional do TG-1 foi realizado entre os principais marcos envolvendo a fadiga do difusor: antes da troca do Gerador de Gás, após a troca e antes da primeira trinca, após a identificação da primeira trinca e antes da identificação da segunda e após a identificação da segunda trinca. O primeiro período foi apresentado pela Tabela 3 na seção 4.3 e os demais valores são apresentados, respectivamente, pelas tabelas 1, 2 e 3, referentes ao comportamento do eixo de alta velocidade do Gerador de Gás. O comportamento do eixo de baixa velocidade é apresentado pelas tabelas 4 e 5.

**Tabela 1:** *Histórico operacional do eixo de alta velocidade do TG-1 após a troca da GG e antes da identificação da primeira trinca.*

Faixa de Rotação Eixo HP(RPM)	Horas	Proporção do Tempo de Operação (%)
$HP \leq 8250$	2:26:00	0,30
$8250 < HP \leq 8550$	78:00:00	9,69
$8550 < HP \leq 8650$	606:01:00	75,32
$8650 < HP \leq 8750$	67:40:00	8,41
$8750 < HP$	50:29:00	6,27
Total:	804:36:00	100

Fonte: Autor.

**Tabela 2:** *Histórico operacional do eixo de alta velocidade do TG-1 após a identificação da primeira trinca e antes da identificação da segunda trinca.*

Faixa de Rotação Eixo HP(RPM)	Horas	Proporção do Tempo de Operação (%)
$HP \leq 8250$	1:46:00	0,07
$8250 < HP \leq 8550$	147:05:00	5,42
$8550 < HP \leq 8650$	2190:57:00	80,68
$8650 < HP \leq 8750$	363:31:00	13,39
$8750 < HP$	12:24:00	0,46
Total:	2715:43:00	100

Fonte: Autor.

**Tabela 3:** *Histórico operacional do eixo de alta velocidade do TG-1 após a identificação das duas trincas até 19/03/2022.*

Faixa de Rotação (RPM)	Horas	Proporção do Tempo de Operação (%)
$HP \leq 8250$	09:20:00	0,29
$8250 < HP \leq 8550$	236:52:00	7,45
$8550 < HP \leq 8650$	1715:16:00	53,93
$8650 < HP \leq 8750$	1219:03:00	38,33
$8750 < HP$	0:00:00	0,00
Total:	3180:31:00	100

Fonte: Autor.

**Tabela 4:** *Histórico operacional do eixo de baixa velocidade do TG-1 antes da troca do GG.*

Faixa de Rotação Eixo IP (RPM)	Horas	Proporção do Tempo de Operação (%)
$IP \leq 5600$	3:36:00	0,10
$5600 < IP \leq 5850$	274:57:18	7,41
$5850 < IP \leq 5900$	1456:22:18	39,25
$5900 < IP$	1975:42:54	53,24
Total:	3710:38:30	100

Fonte: Autor.

**Tabela 5:** *Histórico operacional do eixo de baixa velocidade do TG-1 após a troca do GG.*

Faixa de Rotação Eixo IP (RPM)	Horas	Proporção do Tempo de Operação (%)
$IP \leq 5600$	13:32:00	0,20
$5600 < IP \leq 5850$	442:21:00	6,60
$5850 < IP \leq 5900$	4036:34:00	60,24
$5900 < IP$	2208:23:00	32,96
Total:	6700:50:00	100

Fonte: Autor.

## Apêndice B - ESPECIFICAÇÕES DOS MÓDULOS DE INTERLIGAÇÃO DO SENSOR

Foram identificados dois modelos de hardware compatíveis com o acelerômetro 350900 HT: 3500-42M e 3500-44M. A estrutura física dos módulos são iguais e pode ser visualizada pela Figura 1. O primeiro é um módulo de monitoração de ampla utilização da Bently Nevada (BENTLY NEVADA, 2022) onde é possível configurar, via software, diferentes tipos de entrada como leitura de deslocamento da vibração radial, aceleração ou velocidade de vibração, entre outras opções. O equipamento conta com recursos de configuração de filtros passa-alta, passa-baixa e passa banda, ajuste de valores de alarme e parada emergencial (trip). Sua resposta em frequência depende das configurações de filtro ou integração, sendo a menor faixa entre 3 a 5500 Hz, atendendo ao requisitos deste trabalho. Demais informações também são encontradas no documento de dados do módulo.

**Figura 1:** Módulos compatíveis para o processamento, modelo 3500 da Bently Nevada.



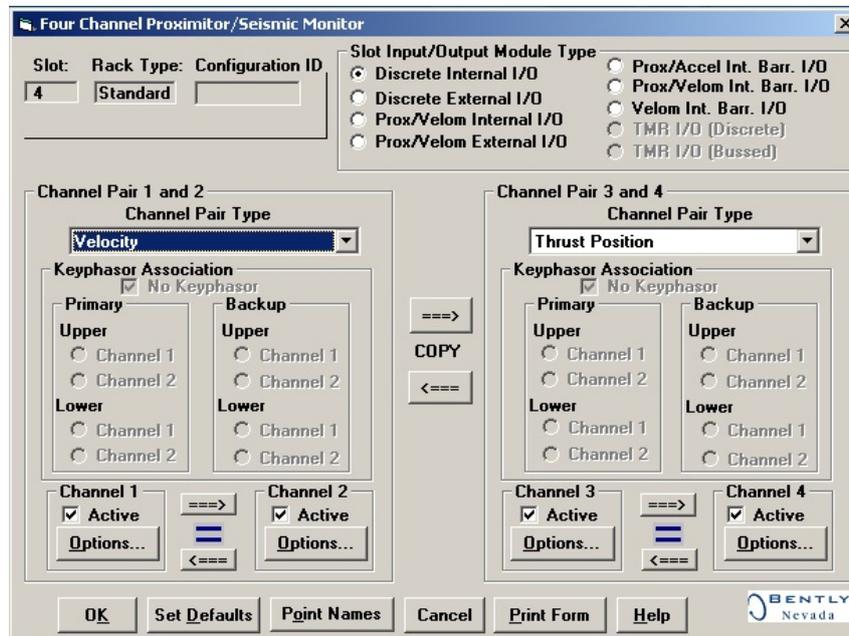
Fonte: Bently Nevada (2022)

Em caso de escolha deste módulo, uma configuração possível é apresentada pelas figuras 2 e 3, onde é selecionada a opção de medição da velocidade da vibração para os canais 1 e 2. Selecionando a configuração específica do sensor, pode-se ajustar um range de medição de 0-20 mm/s e um filtro passa banda de 25 Hz até 200 Hz, faixa de maior interesse na aplicação proposta pelo trabalho. Os tempos de atraso no acionamento de alarme e trip é o padrão utilizado nos demais sensores do turbogerador.

Caso o modelo 3500-44M seja utilizado em conjunto com a interface entre o sensor e o *hardware*, é possível configurá-lo de forma semelhante ao apresentado pelo modelo anterior. A principal diferença está na opção de range, onde o valor mínimo é de 0-50

mm/s. O ajuste do filtro passa-banda é o mesmo e os temporizadores para alarme e trip são iguais. A Figura 4 ilustra a possível configuração do módulo. O ajuste dos setpoints são apresentados pela Figura 5 e é realizado da mesma maneira para os dois cartões.

**Figura 2:** Configuração inicial para o módulo 3500-42M.



Fonte: Bently Nevada (2022)

Figura 3: Configuração do canal do sensor para o modelo 3500-42M.

Velocity - YVT-1231-217

Channel: 1 (Active) Slot: 4 Rack Type: Standard

Channel Frequency Support 3 - 5.500 Hz

Enable

Direct  Full-scale Range 0-20 mm/s Clamp Value 0,0

Integrate

Recorder Out None  Two mA Clamp

Corner Frequencies

High-pass Filter 25 3 - 400 Hz

Low-pass Filter 200 40 - 5.500 Hz

Delay

Alert 3 1 to 60 s

Danger 1,0 1.0 to 60.0 s  100 ms

Trip Multiply 1,00 1,00 to 3,00 (steps of 0,25)

Transducer Selection

Type Velomitor Customize...

I/O Module Attached - Jumper Position: N/A

Alarm Mode

Alert

Latching  Nonlatching

Danger

Latching  Nonlatching

Barriers

None  Internal

MTL 787(-) Zener Ext.

OK Mode

Latching  Nonlatching

Timed OK Channel Defeat

Enabled  Disabled

OK Set Defaults Cancel CP Mod Print Form Help

Fonte: Bently Nevada (2022)

Figura 4: Configuração do canal do sensor para o modelo 3500-44M.

Aero derivative - 39GGI

Channel: 1 (Active) Slot: 2 Rack Type: Standard

Channel Frequency Support 4 - 3.000 Hz

Enable

Direct Full-scale Range 0-50 mm/s Clamp Value 0,0

1X Ampl 0-50 mm/s 0,0

Integrate

Band-pass 0-50 mm/s 0,0

Recorder Output None  Two mA Clamp

Band-pass Corner Frequencies

High-pass 25 Hz, Low-pass 200 Hz

High-pass 75 Hz, Low-pass 200 Hz

High-pass 100 Hz, Low-pass 200 Hz

1X Tracking Filter

Normal Operating Speed 6.000 rpm Bandwidth Filter  3 Hz  5 Hz

Trip Multiply 1,00 1,00 to 3,00 (steps of 0,25)

Transducer Selection

Type 86497 Interface Module Customize...

I/O Module Attached - Jumper Position: N/A

Alarm Mode

Alert

Latching  Nonlatching

Danger

Latching  Nonlatching

Barriers

None  Internal

MTL 796(-) Zener Ext.

Galvanic Isolator

Delay

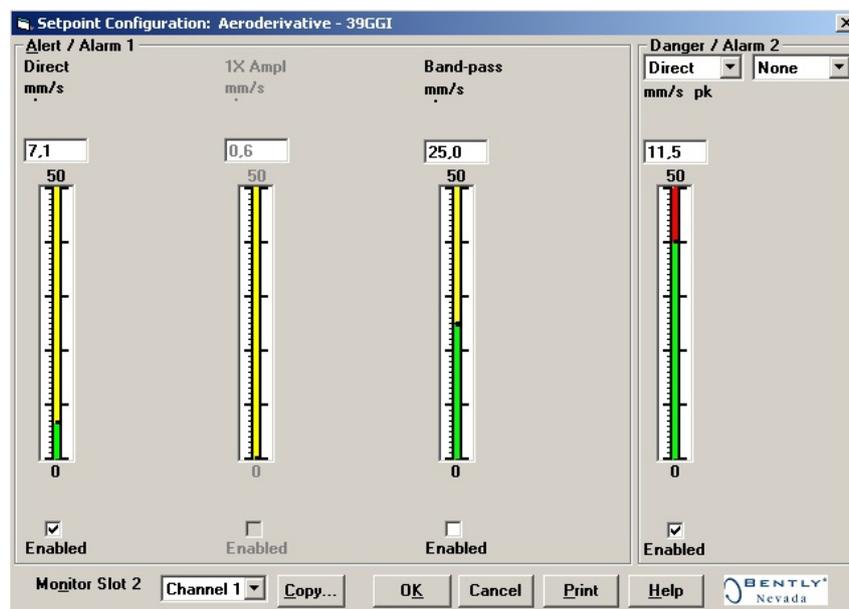
Alert 1 1 to 60 s

Danger 3,0 1.0 to 60.0 s  100 ms

OK Set Defaults Cancel CP Mod Help Print Form

Fonte: Bently Nevada (2022)

Figura 5: Configuração dos setpoints de alarme e trip.



Fonte: Bently Nevada (2022)

# Anexos

## Anexo C - RESULTADOS DA PESQUISA *PLANT PERFORMANCE GROUP*

A Tabela C.1 mostra os resultados apresentados pela *Plant Performance Group* em estudo realizado sobre os benefícios da aplicação da manutenção preditiva.

**Tabela C.1:** *Benefícios da Manutenção Preditiva.*

Benefício	Percentual
Redução de custos de manutenção	50% a 80%
Redução de falhas em máquinas	50% a 60%
Redução de estoque de sobressalentes	20% a 30%
Redução de horas extras para manutenção	20% a 50%
Redução do tempo de parada de máquinas	50% a 80%
Aumento da vida útil das máquinas	20% a 40%
Aumento da produtividade	20% a 30%
Aumento do lucro	25% a 60%

Fonte: Arco-Verde (2008)

## Anexo D - NORMA ISO 20816

Dentro das normas que especificam parâmetros para análise de vibração, a ISO 20816 se destaca pela ampla utilização na indústria. São apresentadas as especificações de monitoramento em equipamentos dinâmicos e suas seções segregam as orientações entre medições de partes móveis e partes estruturais/fixas do equipamento. A Tabela D.1 apresenta a segregação da norma ISO 20816.

**Tabela D.1:** Segregações da ISO 20816

Parte	Descrição
Parte 1	Instruções gerais
Parte 2	Turbinas terrestres a gás, a vapor e geradores acima de 40 MW, com rolamentos de película fluida e velocidades nominais de 1500 r/min, 1800 r/min, 3000 r/min e 3600 r/min
Parte 3	Máquinas industriais com potência acima de 15kW e velocidade de operação entre 120 r/min e 30000 r/min
Parte 4	Tubina a Gás acima de 3 MW, com rolamentos filme-fluído
Parte 5	Máquinas de geração de energia hidráulicas
Parte 8	Sistemas de compressão alternativo
Parte 9	Caixas de engrenagem

Fonte: ISO (2017a)

Em virtude do equipamento tratado e da forma de monitoramento proposto, este trabalho utilizou como base a parte 3 da ISO 20816 onde ainda ocorrem novas segregações em função do porte do equipamento, potência e flexibilidade do suporte do sistema. A primeira divisão é em função do porte do equipamento e sua potência:

- Grupo 1: grandes máquinas com variação de potência acima de 300kW e rotações entre 120 RPM e 30000 RPM;
- Grupo 2: máquinas de médio porte com potência entre 15 kW e até ou igual a 300 kW;

Em relação ao suporte do equipamento, é indicado considerar suportes flexíveis para equipamentos com potência iguais ou acima de 10 MW e rígidos para valores abaixo dessa referência.

A norma também permite monitorar a vibração utilizando dois critérios. O primeiro pela magnitude da vibração e o segundo pela velocidade de variação do nível de vibração. Em ambos os casos, o valor medido é avaliado e enquadrado em uma das quatro zonas:

- Zona A: níveis de vibração em máquinas novas, recém comissionadas;

- Zona B: nível de vibração considerado aceitável em operação irrestrita;
- Zona C: máquinas consideradas em condição insatisfatória para operação contínua. Deve ser operado por período limitado até a correção definitiva;
- Zona D: níveis de vibrações considerados prejudiciais para o equipamento;

O quadro apresentado pela Figura 1 resume os critérios apresentados pela norma ISO 20816-3.

**Figura 1:** Critério de avaliação para a amplitude da velocidade de vibração de acordo com a ISO 20816-3

<b>Critério de Avaliação para Amplitude da Velocidade de Vibração determinada pela ISO 20816-3</b>				
<b>Velocidade RMS (mm/s)</b>	<b>Máquinas com potência entre 15 a 300 Kw</b>		<b>Máquinas com potência entre 300 kW e 50 MW</b>	
	<b>Base Rígida</b>	<b>Base Flexível</b>	<b>Base Rígida</b>	<b>Base Flexível</b>
1,4	<b>A</b>	<b>A</b>	<b>A</b>	<b>A</b>
2,3	<b>B</b>			
2,8	<b>C</b>	<b>B</b>		
3,5				
4,5	<b>D</b>	<b>C</b>	<b>C</b>	<b>B</b>
7,1		<b>D</b>	<b>D</b>	<b>C</b>
11		<b>D</b>	<b>D</b>	<b>D</b>

Fonte: Autor baseado em ISO (2017b)

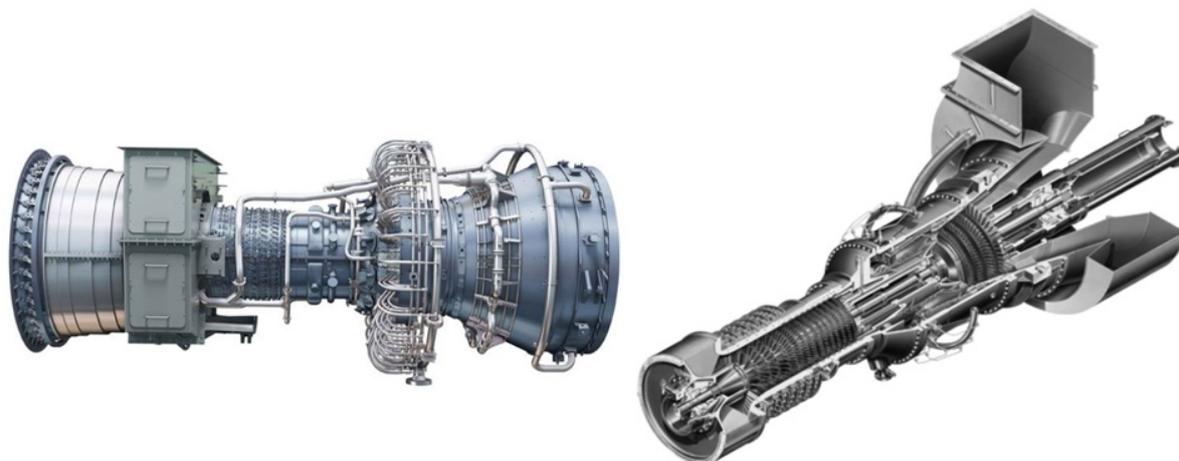
## Anexo E - FIGURAS COMPLEMENTARES

Nessa seção são apresentadas algumas ilustrações que podem auxiliar o leitor na contextualização de alguns tópicos tratados ao longo do texto.

### E.1 EXEMPLOS DE GERADORES DE GÁS

A Figura E.1 ilustra dois exemplos reais de geradores de gás de diferentes fabricantes conceituados na indústria.

**Figura E.1:** Exemplos de geradores de gás modelos (a) LM2500 da fabricante GE e (b) MARS100 da fabricante Solar.



Fonte: (a)EDR (2023) e (b)Solar (2023)

### E.2 SKF MICROLOG ANALYZER SÉRIE GX - CMXA 75

As Figuras E.2 e E.3 ilustram, respectivamente, o módulo eletrônico do analisador de vibração e o acelerômetro utilizado para a medição.

**Figura E.2:** Módulo eletrônico do SKF Microlog Analyzer Série GX CMXA 75.



Fonte: SKF (2021)

**Figura E.3:** Modelo de acelerômetro utilizado no Microlog



Fonte: SKF (2021)

## Anexo F - ESPECIFICAÇÕES DO ACELERÔMETRO 350900 HT

O acelerômetro escolhido para a proposta de monitoramento contínuo é fabricado pela empresa Bently Nevada, modelo 350900 HT. As tabelas F.1, F.2 e F.3 trazem algumas das principais especificações do instrumento, onde se destaca a elevada temperatura tolerável de trabalho, uma das condições críticas do local a ser monitorado neste estudo. Nas figuras F.1, F.2, F.3 e F.4 são apresentadas, respectivamente, as respostas em amplitude e fase do sensor quando realiza as leituras em velocidade e aceleração da vibração.

**Tabela F.1:** Características elétricas do acelerômetro 350900 HT.

Característica	Especificação
Tensão de Entrada	-18 a -30 Vdc
Sensitividade Transversa	menor que 5% de sensitividade axial
Linearidade da Amplitude	$\pm$ até 500 g em pico máximo de aceleração
Frequência de Ressonância	acima de 15kHz
Máxima extensão do cabo	305 metros
Aterramento	Encapsulamento isolado

Fonte: Tabela baseada no manual do fabricante (BENTLY NEVADA, 2023a)

**Tabela F.2:** Características para medição da velocidade da vibração 350900 HT.

Característica	Especificação
Sensitividade	3,94 mV/mm/s $\pm$ 5%
Resposta em Frequência	25 Hz até 2kHz $\pm$ 3 dB com cabo de 305 metros
Sensitividade do Sistema sob Altas Temperaturas	Sensor com temperatura entre -54 a 482°C e eletrônica entre -54 a 125°C, a saída permanece dentro de $\pm$ 15% de 3,94 mV/mm/s
Bias da tensão de saída	-10,0 $\pm$ 2 Vdc
Range	4900 m/s <sup>2</sup> (500g)

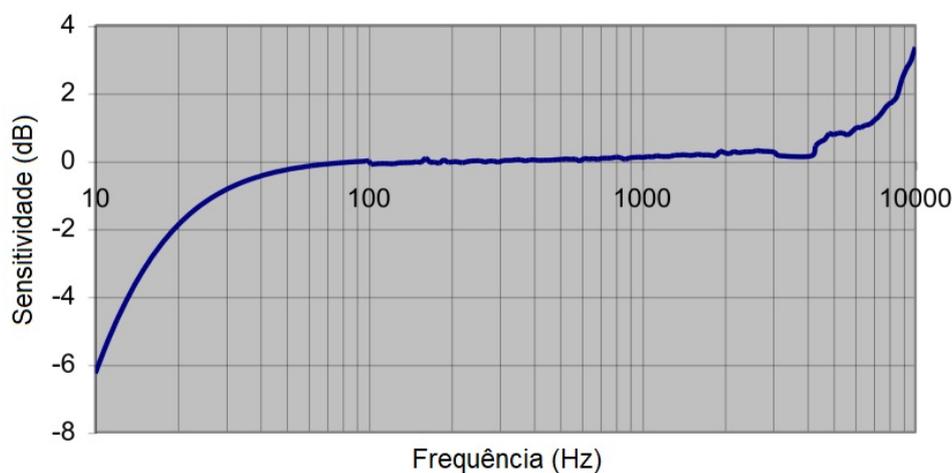
Fonte: Tabela baseada no manual do fabricante (BENTLY NEVADA, 2023a)

**Tabela F.3:** Características para medição da aceleração da vibração 350900 HT.

Característica	Especificação
Sensitividade	1,02 mV/m/s <sup>2</sup> ±5%
Resposta em Frequência	10 Hz a 10 kHz ±3 dB com cabo de 305 metros
Sensitividade do Sistema sob Altas Temperaturas	Sensor com temperatura entre -54 a 482°C e eletrônica entre -54 a 125°C, a saída permanece dentro de ±10% de 1,02 mV/m/s <sup>2</sup>
Bias da tensão de saída	-10,0 ±2 Vdc
Range	4900 m/s <sup>2</sup> (500g)

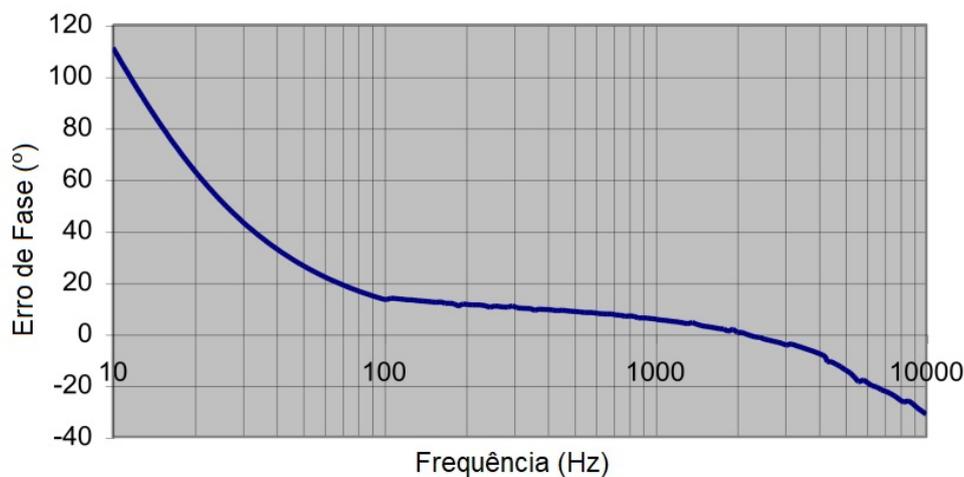
Fonte: Tabela baseada no manual do fabricante (BENTLY NEVADA, 2023a).

**Figura F.1:** Amplitude do sensor para leituras de velocidade de vibração.



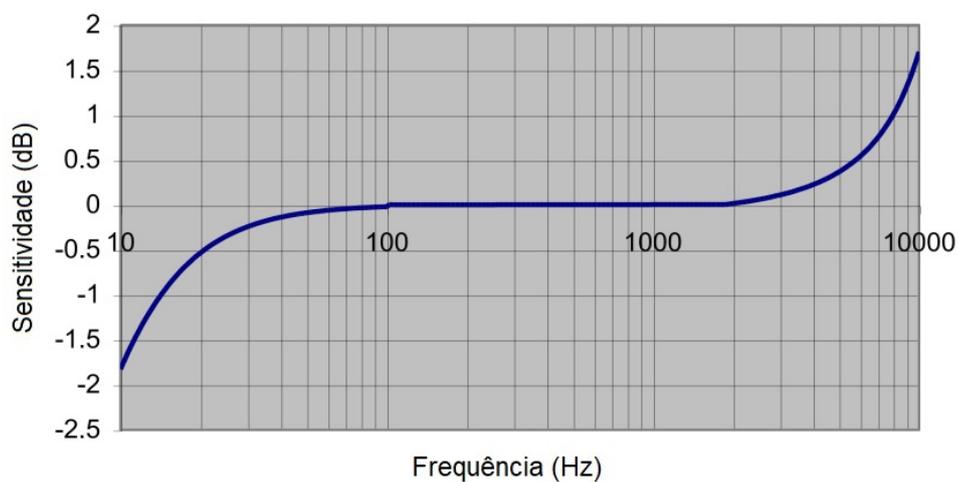
Fonte: (BENTLY NEVADA, 2023a).

**Figura F.2:** Fase do sensor para leituras de velocidade de vibração.



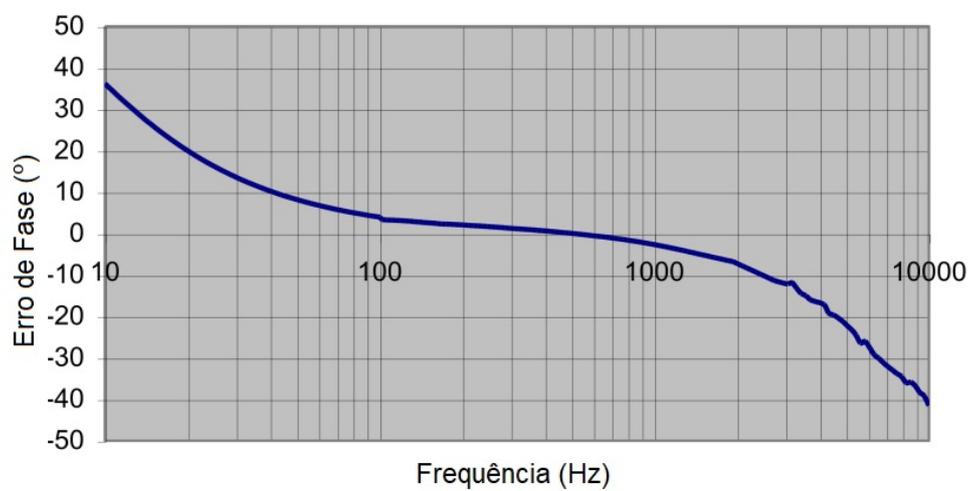
Fonte: (BENTLY NEVADA, 2023a).

**Figura F.3:** Amplitude do sensor para leituras de aceleração de vibração.



Fonte: (BENTLY NEVADA, 2023a).

**Figura F.4:** Fase do sensor para leituras de aceleração de vibração.



Fonte: (BENTLY NEVADA, 2023a).