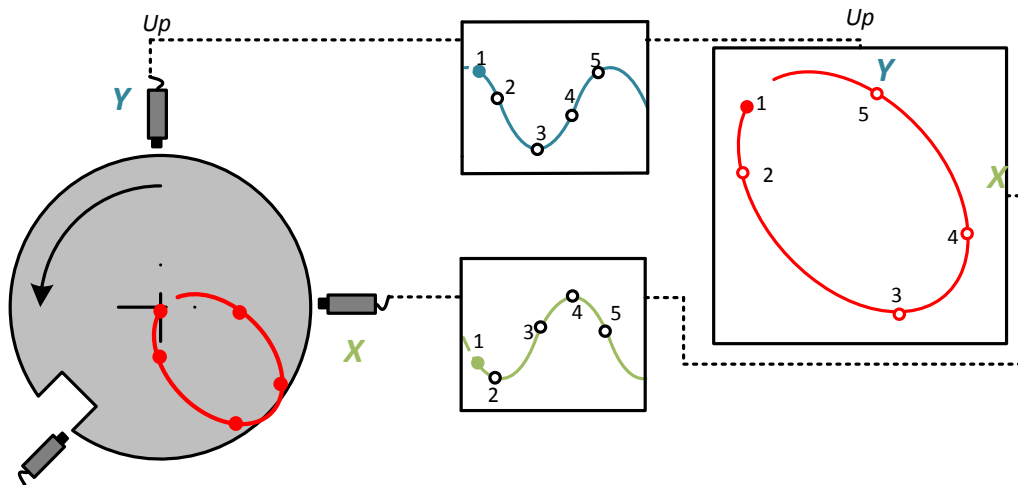




INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA
Área Departamental de Engenharia Mecânica

ISEL



Diagnóstico de Avarias em Máquinas Rotativas utilizando a Análise de Órbitas

GONÇALO MIGUEL GODINHO FELÍCIO
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre
em Engenharia Mecânica Perfil Manutenção e Produção

Orientador:

Mestre António Afonso Roque

Júri:

Presidente: Professor Doutor Rui Pedro Chedas Sampaio

Vogais: Professor Doutor António Paulo Vale Urgueira

Janeiro de 2015



ISEL

INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA
Área Departamental de Engenharia Mecânica

Diagnóstico de Avarias em Máquinas Rotativas utilizando a Análise de Órbitas

GONÇALO MIGUEL GODINHO FELÍCIO
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre
em Engenharia Mecânica Perfil Manutenção e Produção

Orientador:

Mestre António Afonso Roque

Júri:

Presidente: Professor Doutor Rui Pedro Chedas Sampaio

Vogais: Professor Doutor António Paulo Vale Urgueira

Janeiro de 2015

Resumo

Esta dissertação tem como objetivo principal o estudo e análise de órbitas, técnica de diagnóstico de máquinas avançada que é utilizada, nomeadamente, em máquinas de chumaceiras lisas tais como turbinas.

A análise de órbitas é uma das componentes de análise de vibrações existente quando, em situação industrial, se opta por seguir a filosofia de manutenção por controlo de condição.

Trata-se de uma técnica que monitoriza a vibração relativa entre o rotor e as partes estáticas das máquinas utilizando, para isso, sensores de proximidade. Assim, é possível conhecer o perfil que o movimento do veio traça durante a sua revolução.

No presente trabalho é passada em revisão a evolução do conceito de manutenção, suas variantes e estudam-se os princípios da órbita assim como os princípios da instrumentação que permitem medi-la.

Utilizando uma unidade demo, foram realizados ensaios em laboratório que permitiram, entre outros, estudar fenómenos como o desequilíbrio, o desalinhamento ou folgas e o modo como se manifestam estes defeitos no funcionamento das máquinas segundo a análise de órbitas.

A adicionar a estes ensaios, procedeu-se ao estudo de um caso real, inserido na indústria petroquímica, que permitiu o contato com situações reais e elaborar um diagnóstico acerca de três grupos turbocompressores que se revelam fundamentais na produção desta indústria.

De acordo com os resultados obtidos, este trabalho incentiva a prosseguir com novos ensaios de modo a confirmar os valores obtidos assim como explorar novos tipos de defeito.

Palavras Chave: Manutenção, *eddy current*, órbita

Abstract

This present work has as main goal the orbit analysis, an advanced diagnostic technique that is applied on sleeve bearing machines such as turbines.

The orbit analysis consists in a small component inside the whole vibration analysis techniques that are used when following the condition monitoring as a maintenance philosophy.

This technique is based on measuring the machines relative vibration between the rotor and stator using proximity transducers. In this way, it is possible to know the path that the rotor makes during its revolution.

In the present work the evolution of the concept maintenance, its variants and a study about orbit's principles as well as about the instrumentation that allow to measure it are reviewed.

Using a demo unit, it was possible to perform practical experiences that were used to study a bunch of malfunctions as unbalance, misalignment or looseness and the way this malfunctions showed up in the orbit and its spectrum.

Additionally, a real case study was made about petrochemical industry, what allowed dealing with real situations and doing a diagnostic about three turbomachinery groups which are fundamental in the production process.

In face of the results, this work encourages to continue testing with the purpose of confirming the results obtained as well as exploring new kinds of malfunctions that were not introduced in the demo unit.

Keywords: Maintenance, eddy current, orbit

Agradecimentos

Apenas se tornou possível realizar este trabalho devido ao apoio que várias pessoas prestaram ao longo da sua execução, desde o momento da escolha de tema até à data de entrega. Assim, dedico estas linhas para agradecer a todas essas pessoas:

Ao Professor Mestre António Roque pela oportunidade que me concedeu ao poder realizar um trabalho apoiado e orientado por si que se insere no ramo da manutenção, como sempre foi meu desejo, e pelos incentivos na procura da melhor solução para cada obstáculo. Devo referir que também agradeço muito a possibilidade de colaboração fora do ISEL permitindo que eu fizesse parte de uma estrutura que ajudou a tornar este trabalho possível.

Ao Professor Doutor Tiago Silva e ao Professor Doutor José Sobral que se mostraram incansáveis por todos os conselhos e apoio prestados ao longo deste período.

À DatAnalyse Lda. e a todos os que fazem parte desta empresa por terem proporcionado os meios e condições necessárias para a execução deste trabalho e, em especial:

Ao Sr. José Dominguez pela disponibilidade e vontade demonstradas em apoiar o meu trabalho, revelando-se fundamental na transmissão de conhecimentos e orientação nas visitas efetuadas ao Complexo Petroquímico.

À *Emerson Process Management* na pessoa do Engenheiro Tiberiu Socacci pela oportunidade de poder trabalhar com o sistema CSI de monitorização *online* de vibrações e que se revelou fundamental na componente prática desta dissertação.

À REPSOL – Complexo Petroquímico de Sines na pessoa do Engenheiro João Costa e na pessoa do Sr. Jorge Borralho pela oportunidade de colaborar com o ramo da indústria petroquímica enriquecendo o conteúdo do meu trabalho e fazendo com que este se tornasse ainda mais aliciante. Agradeço também a disponibilidade que demonstraram em todos os momentos na tentativa de esclarecer as minhas dúvidas e em fornecer os meios necessários.

Índice

Resumo	i
Abstract	ii
Agradecimentos	iii
Índice	iv
Índice de Figuras	vi
1 Introdução	1
1.1 Enquadramento	1
1.2 Motivação	1
1.3 Objetivo do Trabalho	1
1.4 Estrutura do Trabalho	2
2 Manutenção	3
2.1 Filosofias de Manutenção	3
2.1.1 Manutenção Corretiva	3
2.1.2 Manutenção Preventiva	4
2.1.3 Manutenção Condicionada por Controlo de Condição	4
2.2 Princípios da Manutenção por Controlo de Condição	4
2.3 Análise de Vibrações	5
2.3.1 Detecção	5
2.3.2 Diagnóstico	5
2.4 Sensores para Análise de Vibrações	6
2.4.1 Acelerómetro	6
2.4.2 Sensor de Velocidade	7
2.4.3 Sensor de Proximidade	7
2.5 Princípio de Operação de <i>Eddy Current</i>	9
2.5.1 Material do Veio	10
2.5.2 Geometria do Veio	10
2.5.3 Dimensões do Sistema	11
2.5.4 Considerações na Montagem	12
2.5.5 Considerações Ambientais	13
2.5.6 Alcance Linear	13
2.6 Fundamentos sobre <i>Runout</i> mecânico e elétrico	13

2.6.1	Fontes de <i>Runout</i> Mecânico	14
2.6.2	Fontes de <i>Runout</i> Elétrico	15
2.6.3	Quantificação do <i>Runout</i>	16
2.6.4	<i>Slow Roll</i>	17
3	A Órbita	19
3.1	Construção da Órbita	19
3.1.1	Keyphasor®	21
3.2	Compensação de Órbitas	22
3.3	Informação presente nas Órbitas	24
3.4	Órbita associada à Forma de Onda do Sinal no Tempo	32
3.5	<i>Full Spectrum</i>	32
4	Trabalhos Realizados	38
4.1	Introdução	38
4.2	Recolha de dados na Condição <i>sem defeitos</i>	42
4.3	Desequilíbrio	45
4.3.1	Desequilíbrio, introdução de massa (2,3 g)	45
4.3.2	Desequilíbrio, introdução de massa (4,1 g)	48
4.3.3	Desequilíbrio, introdução de massa (8 g)	52
4.4	Cargas Radiais Aplicadas e Desalinhamento	54
4.4.1	Desalinhamento, calços 0,05 mm	56
4.4.2	Desalinhamento, calços 0,1 mm	57
4.5	Fricção (Rub)	59
4.5.1	Fricção estática, 3000RPM	60
4.5.2	Fricção estática, 3700RPM	62
4.6	Folgas	63
4.7	Estudo de Caso Real – REPSOL, Complexo Petroquímico de Sines	67
4.7.1	Análise ao Grupo Gás Propileno X4201	73
4.7.2	Análise ao Grupo Gás Etileno X3901	76
4.7.3	Análise ao Grupo Gás Bruto X2501	79
5	Conclusões	82
6	Referências	83

Índice de Figuras

Figura 2.1 - Esquema simplificado de um acelerómetro	6
Figura 2.2 - Esquema simplificado de um sensor de velocidade	7
Figura 2.3 - Sensor de proximidade eddy current, cabo e desmodulador de sinal (adaptada de (Muszynka, 2005))	8
Figura 2.4 - Sensor de proximidade eddy current e desmodulador de sinal	8
Figura 2.5 - Dois sensores de proximidade colocados ortogonalmente (adaptado de (Muszynka, 2005))	9
Figura 2.6 - Princípio de funcionamento das eddy currents	10
Figura 2.7 - Sensores de proximidade aplicados em colares (fonte: (Littrell & Bell, 2009))	11
Figura 2.8 - Solução para a interferência entre sensores (fonte: (Littrell & Bell, 2009))	11
Figura 2.9 - Exemplo de aplicação de counterbore	12
Figura 2.10 - Aplicação errada versus aplicação correta do sensor (adaptado de (Littrell & Bell, 2009))	12
Figura 2.11 - Output tensão vs. distância ao veio (fonte: (Littrell & Bell, 2009))	13
Figura 2.12 - Efeito do runout no output do sensor (adaptado de (Littrell, 2005))	14
Figura 2.13 - Exemplos de colares a aplicar em veios (fonte: (GE Oil & Gas, 2012))	16
Figura 2.14 - Compensação slow roll (adaptado de (Bently, 2002))	17
Figura 2.15 - Medição de runout em blocos V (fonte: (Littrell, 2005))	18
Figura 2.16 - Runout mecânico de veio com três ressaltos (fonte: (Littrell, 2005))	18
Figura 3.1 - Órbita resultante do par de sensores XY (adaptado de (Bently, 2002))	20
Figura 3.2 - Posição dos sensores e respetivas visualizações (adaptado de: (Eisenmann & Jr., 2005))	21
Figura 3.3 - Funcionamento do keyphasor (adaptado de: (Bently, 2002))	22
Figura 3.4 - Compensação slow roll aplicada a formas de onda (adaptado de: (Bently, 2002))	23
Figura 3.5 - Compensação através de rejeição de banda (adaptado de: (Bently, 2002))	24
Figura 3.6 - Medida da amplitude pico-a-pico da órbita (adaptado de: (Bently, 2002))	25
Figura 3.7 - Sentido de precessão das órbitas (adaptado de: (Bently, 2002))	26
Figura 3.8 - Dificuldades na leitura de fase em órbitas (adaptado de: (Bently, 2002))	26
Figura 3.9 - Estimativa de fase absoluta numa órbita filtrada a 1X (adaptado de: (Bently, 2002))	27
Figura 3.10 - Estimativa de fase relativa em órbitas (adaptado de: (Bently, 2002))	27
Figura 3.11 - Órbitas com frequências subsíncronas e supersíncrona (adaptado de: (Bently, 2002))	28
Figura 3.12 - Comportamento do ponto keyphasor relativamente ao valor de frequência	29
Figura 3.13 - Frequência relativa da órbita	30
Figura 3.14 - Órbitas 1X resultantes da paragem de uma máquina	31
Figura 3.15 - Em cada órbita, o impulso do keyphasor exhibe a localização desse ponto do veio (adaptado de: (Muszynka, 2005))	31
Figura 3.16 - Órbita associada às formas de onda Y e X (adaptado de: (Bently, 2002))	32
Figura 3.17 - Procedimento matemático para obter o full spectrum (fonte: (Goldman & Muszynska, 1999))	33

Figura 3.18 - Processo que resulta no full spectrum.	33
Figura 3.19 - Órbita e respetivo full spectrum resultantes das formas de onda X e Y (adaptado de: (Bently, 2002))	34
Figura 3.20 - Influência do sentido de rotação e precessão (adaptado de: (Bently, 2002))	34
Figura 3.21 - Hipóteses de configuração dos vetores forward e reverse (adaptado de: (Bently, 2002))	35
Figura 3.22 - Órbitas 1X circulares e elípticas com os respetivos full spectrums.	36
Figura 3.23 - O full spectrum como apoio ao diagnóstico (fonte: (Bently, 2002))	37
Figura 3.24 - Importância da ferramenta utilizada no diagnóstico (adaptado de: (Bently, 2002))	37
Figura 4.1 - Rotor kit da Emerson Process Management	38
Figura 4.2 - Par de sensores de proximidade montados radialmente a 90° SV3/SV4	38
Figura 4.3 - Sensor de proximidade keyphasor	39
Figura 4.4 - Rack CSI 6500	39
Figura 4.5 - Identificação dos componentes	40
Figura 4.6 - Online Watch	40
Figura 4.7 - Display da condição do equipamento	41
Figura 4.8 - Procedimento para recolha de dados transientes	41
Figura 4.9 - Órbita 1X, full spectrum e formas de onda transientes na condição sem defeitos - SV1/SV2	42
Figura 4.10 - Órbita 1X, full spectrum e formas de onda transientes na condição sem defeitos - SV3/SV4	44
Figura 4.11 - Órbitas não-filtradas resultantes de SV1/SV2 e SV3/SV4	45
Figura 4.12 - Disco para introdução de desequilíbrio	46
Figura 4.13 - Massa de 2,3 g	46
Figura 4.14 - Órbita 1X, full spectrum e formas de onda transientes na condição desequilíbrio 2,3 g - SV1/SV2	47
Figura 4.15 - Órbitas filtradas a 2X e 3X	48
Figura 4.16 - Localização da massa de desequilíbrio	48
Figura 4.17 - Massa de 4,1 g	49
Figura 4.18 - Órbita 1X e full spectrum na condição desequilíbrio 4,1 g (3000 RPM) - SV1/SV2	49
Figura 4.19 - Alertas do sistema de monitorização online	50
Figura 4.20 - Órbita 1X e full spectrum na condição desequilíbrio 4,1 g (3700 RPM) - SV1/SV2	50
Figura 4.21 - Órbita não-filtrada e full spectrum na condição desequilíbrio 4,1 g, 3700 RPM - SV1/SV2	51
Figura 4.22 - Órbita 1X e full spectrum na condição desequilíbrio 4,1 g, 3700 RPM - SV3/SV4	51
Figura 4.23 - Alertas do sistema de monitorização online	52
Figura 4.24 - Órbita 1X e full spectrum na condição desequilíbrio 8 g, 3700 RPM - SV1/SV2	52
Figura 4.25 - Órbita não-filtrada e full spectrum na condição desequilíbrio 8 g, 3700 RPM - SV1/SV2	53
Figura 4.26 - Órbita 1X e full spectrum na condição desequilíbrio 8 g, 3700 RPM - SV3/SV4	53

Figura 4.27 - Acoplamento do rotor kit	55
Figura 4.28 - Presença de um calço no sistema	55
Figura 4.29 - Órbitas 1X e 2X e respetivos full spectrums na condição desalinhamento 0,05 mm, 3700 RPM - SV1/SV2	56
Figura 4.30 - Órbita não-filtrada na condição desalinhamento 0,05 mm, 3700 RPM - SV1/SV2	57
Figura 4.31 - Órbita 1X e full spectrum na condição desalinhamento 0,1 mm, 3700 RPM - SV1/SV2	57
Figura 4.32 - Órbita 2X e full spectrum na condição desalinhamento 0,1 mm, 3700 RPM - SV1/SV2	58
Figura 4.33 - Órbita não-filtrada na condição desalinhamento 0,1 mm, 3700 RPM - SV1/SV2	58
Figura 4.34 - Solução para introdução de fricção metal-metal	59
Figura 4.35 - Órbita 1X e full spectrum na condição fricção estática, 3000 RPM - SV3/SV4	61
Figura 4.36 - Órbita não-filtrada na condição fricção estática, 3000 RPM - SV3/SV4	61
Figura 4.37 - Órbita 1X e full spectrum na condição fricção estática, 3700 RPM - SV3/SV4	62
Figura 4.38 - Órbita não-filtrada na condição fricção estática, 3700 RPM - SV3/SV4	62
Figura 4.39 - Órbita 1X e full spectrum na condição fricção estática, 3700 RPM - SV1/SV2	63
Figura 4.40 - Órbita não-filtrada na condição fricção estática, 3700 RPM - SV1/SV2	63
Figura 4.41 - Chumaceira BV1	64
Figura 4.42 - Órbita 1X e full spectrum na condição de folgas, 3700 RPM - SV1/SV2	65
Figura 4.43 - Órbita não-filtrada na condição de folgas, 3700 RPM - SV1/SV2	65
Figura 4.44 - Órbita 1X e full spectrum na condição de folgas, 3700 RPM - SV3/SV4	66
Figura 4.45 - Complexo Petroquímico de Sines	67
Figura 4.46 - Bently Nevada 3500 instalado no Complexo Petroquímico	67
Figura 4.47 - Recolha manual utilizando coletor portátil	68
Figura 4.48 - X2501 esquema turbocompressor do gás-bruto e suas características técnicas	69
Figura 4.49 - X2501 turbocompressor do gás-bruto	69
Figura 4.50 - X3901 esquema turbocompressor do gás etileno e suas características técnicas	70
Figura 4.51 - X3901 turbocompressor do gás etileno	70
Figura 4.52 - X4201 esquema turbocompressor do gás propileno e suas características técnicas	71
Figura 4.53 - X4201 turbocompressor gás propileno	71
Figura 4.54 - Sensor de proximidade BN 3300 5mm	72
Figura 4.55 - Um dos sensores deste par encontra-se mergulhado em lubrificante	72
Figura 4.56 - Dados para a análise ao turbocompressor do gás propileno X4201	75
Figura 4.57 - Dados para a análise ao turbocompressor do gás etileno X3901	78
Figura 4.58 - Quadro de valores registados do turbocompressor do gás etileno X3901	80
Figura 4.59 - Quadro de valores registados do turbocompressor do gás bruto X2501	80
Figura 4.60 - Dados para a análise ao turbocompressor do gás bruto X2501	81

1 Introdução

1.1 Enquadramento

A análise de vibrações é a principal técnica aplicada na manutenção por controlo de condição. Esta técnica pode ser dividida em: análise de vibração absoluta, em que se medem os níveis absolutos de vibração, isto é, existentes à superfície da máquina; e análise de vibração relativa, onde as leituras são efetuadas através de sensores de proximidade instalados nas chumaceiras das máquinas, medindo a vibração resultante do movimento do rotor relativamente à vibração de toda a estrutura da máquina. A análise de vibração absoluta é aplicada a grande parte das máquinas e equipamentos. No entanto, a análise de vibração relativa aplica-se aos equipamentos que desempenham papel fundamental na produção e onde a vibração absoluta tem pouca expressão. Assim, torna-se fundamental o conhecimento e domínio de técnicas avançadas de análise de vibrações de modo a que seja possível aplicar o controlo de condição em qualquer máquina ou equipamento existente, desde um simples motor elétrico até à mais potente turbomáquina. Na execução deste trabalho consideram-se dominados os conceitos mais comuns, no que diz respeito a análise de vibrações, como são exemplos, entre outros: a forma de onda, o sinal no tempo, a curva de tendência, o nível global de vibração e o espectro de frequências.

1.2 Motivação

O tema abordado no presente trabalho é uma técnica importante no que diz respeito a máquinas de chumaceiras lisas. No entanto, devido à sua complexidade comparativamente à tradicional análise de vibrações é geralmente deixada a cargo dos sistemas de monitorização de vibrações *online* os quais, são instalados de origem neste tipo de máquinas. Isto significa que estas máquinas estão protegidas pelo sistema *online* que impossibilitará que ocorram falhas catastróficas. Assim, o único seguimento que os técnicos responsáveis por estes equipamentos adotam é o acompanhamento da curva de tendência do nível global de vibração e o controlo dos valores da amplitude de vibração relativa. Deste modo, surgiu a oportunidade de estudar um tema de grande importância para a indústria mas que, salvo raras exceções, não é realmente aplicado. Pretende-se, com este trabalho, desenvolver as bases teóricas e práticas da análise de órbitas e, assim, contribuir para a sua divulgação na indústria.

1.3 Objetivo do Trabalho

O presente trabalho tem como objetivo fundamental o diagnóstico de casos reais que envolveram três grupos turbocompressores da indústria petroquímica aplicando a análise de órbitas. Antes de proceder a este diagnóstico, é essencial abordar os conceitos teóricos que envolvem a análise de órbitas assim como os resultados dos ensaios efetuados em laboratório. Adicionalmente, pretende-se confirmar através dos ensaios em

laboratório, a validade dos conceitos teóricos desenvolvidos pelas referências deste trabalho.

1.4 Estrutura do Trabalho

De modo a atingir os objetivos referidos, este trabalho foi estruturado de modo a que seguisse uma sequência lógica, culminando no capítulo relativo à componente prática, onde se aplicam os conceitos dos capítulos anteriores.

O Capítulo 1 trata a introdução ao presente trabalho. Neste capítulo incluem-se informações gerais sobre os motivos para a escolha do tema ou a forma como este se encontra estruturado.

No Capítulo 2 inicia-se a exposição dos conceitos gerais em que o presente tema se insere. Conceitos como a manutenção e as suas diferentes filosofias, o controlo de condição, os diferentes tipos de sensores, fatores que influenciam o seu correto funcionamento, etc.

Considera-se no Capítulo 3 a parte teórica fundamental deste trabalho. Neste capítulo estuda-se a órbita, o modo como é construída, a informação que o perfil de órbita transmite e o seu espetro de frequências.

No Capítulo 4 expõem-se os resultados dos ensaios práticos realizados em laboratório e os casos reais abordados neste trabalho. Os conceitos estudados no capítulo anterior revelam-se fundamentais para melhor interpretação dos resultados.

No Capítulo 5 encontra-se a conclusão do presente trabalho. É elaborada uma reflexão geral e uma análise crítica sobre o trabalho realizado. Também se enumeram as dificuldades sentidas durante a sua conceção. São perspetivados trabalhos suscetíveis de ser realizados no futuro, dando seguimento a este trabalho.

O Capítulo 6 lista as referências bibliográficas utilizadas ao longo dos capítulos anteriores.

2 Manutenção

A manutenção trata-se da combinação de todas as ações técnicas, administrativas e de gestão, durante o ciclo de vida de um bem, destinadas a mantê-lo ou repô-lo num estado em que ele pode desempenhar a função requerida (IPQ, 2007).

Com manutenção, pretende-se que as máquinas trabalhem de forma eficiente, fiável e segura. O objetivo da manutenção pode ser expresso conforme os seguintes tópicos (Bilosová & Bilos, 2012):

- Alcançar a máxima produtividade:
 - Assegurando que a máquina trabalha continuamente de forma satisfatória ao longo do seu ciclo de vida.
 - Aumentando a taxa de utilização da máquina minimizando o número de paragens para manutenção e reparação.
 - Melhorando continuamente o processo de produção.
- Otimizar o desempenho da máquina.
- Certificar que existe segurança na operação das máquinas.

2.1 Filosofias de Manutenção

Fazendo um levantamento sobre as diferentes filosofias de manutenção, cada uma adota as suas próprias características. Estas filosofias de manutenção podem ser divididas em (IPQ, 2007):

- Manutenção Corretiva;
- Manutenção Preventiva;
- Manutenção Condicionada:
 - Preditiva ou por Controlo de Condição.

2.1.1 Manutenção Corretiva

Manutenção efetuada depois da deteção de uma avaria e destinada a repor um bem num estado em que pode realizar uma função requerida (IPQ, 2007). Nesta situação, a máquina é reparada sendo substituídos os componentes danificados. Esta filosofia é aplicável se a paragem dos equipamentos não afetar a produção e se os custos diretos não forem importantes.

Como desvantagem, o departamento de manutenção irá operar de forma não planeada, sempre que ocorrer um problema. Trata-se da forma menos eficiente para manter os equipamentos. Neste tipo de manutenção, a redução de custos limita-se à tentativa de adquirir peças de reserva a custo reduzido (Scheffer & Girdhar, 2008).

2.1.2 Manutenção Preventiva

A manutenção preventiva é efetuada a intervalos de tempo pré determinados, ou de acordo com critérios prescritos, com a finalidade de reduzir a probabilidade de avaria ou de degradação do funcionamento de um bem (IPQ, 2007). Assim, a reparação ou substituição de componentes danificados é feita antes dos problemas ocorrerem. É uma boa abordagem para equipamentos que não trabalhem continuamente.

A desvantagem principal é que as tarefas programadas podem resultar em reparações ou substituições demasiado cedo ou tarde. Assim, existe a possibilidade de remover componentes em bom estado, substituindo-os por novos cuja montagem defeituosa, pode resultar num decréscimo do desempenho (Pinto, 1999).

2.1.3 Manutenção Condicionada por Controlo de Condição

Esta filosofia é efetuada de acordo com as previsões extrapoladas da análise e da avaliação de parâmetros significativos da degradação do bem (IPQ, 2007).

O estado de funcionamento das máquinas é avaliado através da medição de parâmetros (vibração, temperatura, caudal, pressão, intensidade de corrente e tensão elétrica, dimensão das partículas de desgaste) cujos valores são, ao longo do tempo, avaliados e comparados com valores de alarme (curva de tendência). Quando estes são atingidos, o estado ou condição da máquina foi alterada. Nestas circunstâncias é necessário proceder à análise dos dados e elaborar o respetivo diagnóstico. Quando oportuno e, tendo em conta o plano da produção, pára-se a máquina e substituem-se os componentes danificados (Scheffer & Girdhar, 2008).

Uma das vantagens desta abordagem é que as ações de manutenção podem ser programadas de forma ordenada. Permite encomendar atempadamente as peças de reserva necessárias à reparação e, assim, reduz-se a quantidade de material em reserva.

Para seguir as curvas de tendência dos parâmetros referidos, torna-se necessário adquirir equipamentos especializados para monitorizar estes parâmetros e prever formação específica aos técnicos. A alternativa a esta solução interna é estabelecer uma parceria de *outsourcing* cedendo estas tarefas a empresas especializadas (Scheffer & Girdhar, 2008).

2.2 Princípios da Manutenção por Controlo de Condição

A manutenção por controlo de condição baseia-se no estado de funcionamento dos equipamentos.

Existem várias técnicas de controlo de condição nas quais se incluem a análise de vibrações, a análise de parâmetros elétricos, a análise aos óleos ou partículas, termografia, avaliação dos parâmetros processuais, etc.

Os defeitos que ocorrem nas máquinas exibem sintomas em forma de vibração ou outros parâmetros. No entanto, os defeitos podem não ser detetáveis através da perceção humana e, assim, as técnicas de controlo de condição, identificam com eficácia os sintomas dos defeitos que ocorrem e, posteriormente, ajudam a diagnosticar a causa dos mesmos.

Este tipo de manutenção envolve um investimento inicial avultado quer seja em equipamentos ou em formação de técnicos especializados. No entanto, implementado corretamente, e associado a investimentos adequados em pessoal e equipamento, o controlo de condição gera bons resultados num curto período de tempo (Kardec & Nascif, 2001).

2.3 Análise de Vibrações

A análise de vibrações é utilizada para determinar a condição mecânica, elétrica e de operação dos equipamentos. A vantagem principal é que esta análise pode identificar problemas em desenvolvimento antes destes se tornarem críticos. Pode implementar-se através de monitorização contínua (*online* ou *wireless*) ou em intervalos programados (*offline*) através da recolha manual.

A análise de vibrações aplica-se em equipamentos rotativos tais como turbinas a gás, bombas, motores, compressores, máquinas de produção de papel ou caixas reductoras. Um sistema de análise de vibrações contém, geralmente, quatro componentes: (Scheffer & Girdhar, 2008; Leon, 2012)

1. Sensores para recolha dos dados;
2. Analisador de Sinal;
3. *Software* compatível;
4. Computador para análise e armazenamento dos dados.

Estas componentes podem ser configuradas para formar um sistema *offline*, *online* ou *wireless*.

2.3.1 Detecção

A monitorização das vibrações consegue detetar defeitos como rolamentos em deterioração, desalinhamento, desequilíbrio, folgas mecânicas, desgaste em engrenagens ou dentes partidos. É possível detetar estes defeitos através da análise da curva de tendência da amplitude de vibração.

2.3.2 Diagnóstico

Após a deteção do problema, pode ser feita uma análise espectral para definir com precisão do que se trata e estimar quanto tempo a máquina continuará em funcionamento antes que ocorra a falha.

Outra aplicação para a análise de vibrações é verificar se as reparações são efetuadas com sucesso. A análise pode verificar se a instalação de novos componentes, como rolamentos, foi feita corretamente, ou se o alinhamento ou equilibragem produziram o efeito desejado. Pode obter-se informação adicional monitorizando as máquinas segundo intervalos de tempo específicos: a análise do espectro de frequências fornece indícios do desenvolvimento de defeitos nos componentes, permitindo ao técnico estabelecer a condição das máquinas até um futuro próximo (Scheffer & Girdhar, 2008).

2.4 Sensores para Análise de Vibrações

Em análise de vibrações, os sinais monitorizados são geralmente o deslocamento, a velocidade e a aceleração. Para a aquisição dos sinais, utilizam-se diferentes tipos de sensores. Os princípios básicos de funcionamento de cada tipo de sensor encontram-se nos próximos parágrafos (Adams, 2001; Piersol & Paez, 2009; Leon, 2012):

2.4.1 Acelerómetro

Um acelerómetro é composto por uma massa interna em contato com uma célula de carga rígida (geralmente um cristal piezoelétrico) e por uma mola de pré-carga de baixa rigidez, como ilustrado na Figura 2.1. Para um acelerómetro, o amortecimento do sistema é um efeito desprezável e, assim, o amortecimento assume-se como sendo nulo (Adams, 2001).

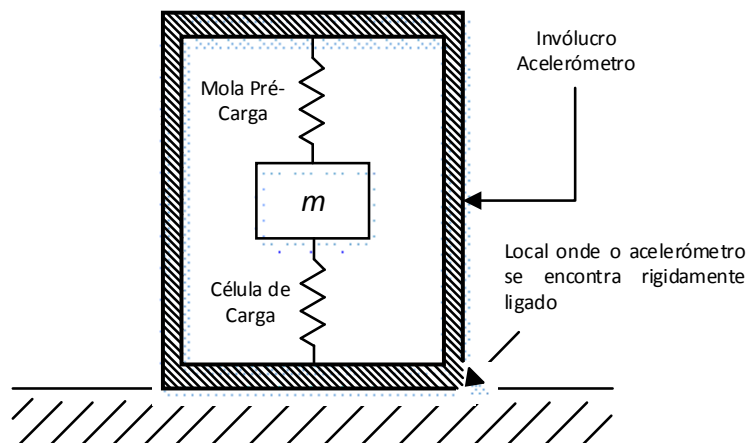


Figura 2.1 - Esquema simplificado de um acelerómetro

A célula de carga do acelerómetro é rígida, comparativamente à mola de pré-carga e regista qualquer força dinâmica que acelere a massa interna. Para que o *output* elétrico da célula seja proporcional à aceleração do sensor, o acelerómetro precisa de ser selecionado de modo que possua uma frequência natural de, pelo menos, cinco vezes o limite máximo do intervalo de frequência de interesse (Adams, 2001). Consequentemente, os acelerómetros para aplicações de alta frequência, têm a massa mais reduzida que um acelerómetro para medir baixas frequências. A sensibilidade dos acelerómetros é proporcional à sua massa interna e a sua frequência natural é proporcional a $1/\sqrt{m}$. Os acelerómetros são os melhores sensores para medir sinais de alta frequência.

Estes sensores têm eletrónica interna (ICP) que converte o sinal da célula num *output* de baixa impedância indicado para sistemas de aquisição de dados.

2.4.2 Sensor de Velocidade

O sensor de velocidade é composto por uma massa suspensa em molas de baixa rigidez e envolvida por uma bobina elétrica, como ilustrado na Figura 2.2. Estes sensores trabalham acima da sua frequência natural, ao contrário dos acelerómetros (Adams, 2001).

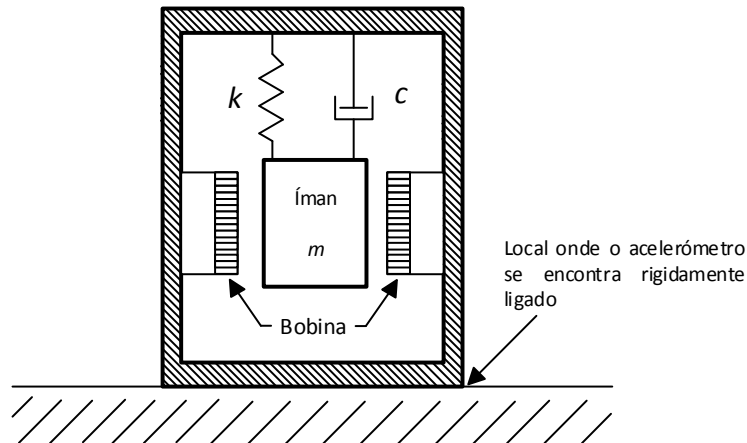


Figura 2.2 - Esquema simplificado de um sensor de velocidade

A vibração que ocorre na bobina interior do sensor origina correntes de fluxo magnético que induzem uma voltagem proporcional à velocidade de vibração do corpo do sensor. Assim, um sensor de velocidade produz um sinal elétrico de baixa impedância proporcional à sua velocidade que pode ser transmitido para sistemas de aquisição de dados. A utilização deste tipo de sensor é comum em máquinas de baixa rotação e em bancos de equilibragem dinâmica.

2.4.3 Sensor de Proximidade

Uma consequência potencial da vibração excessiva do rotor é o desgaste resultante do contato entre rotor e estator ou mesmo o impacto entre estes. Tanto os acelerómetros como os sensores de velocidade medem vibração de componentes não rotativos de uma máquina e, assim, não fornecem informação sobre o movimento do rotor relativamente ao estator (Adams, 2001).

A importância do movimento relativo do rotor levou ao desenvolvimento de sensores que fornecem leituras contínuas da posição do rotor, geralmente, em cada chumaceira. Ao contrário dos acelerómetros e dos sensores de velocidade, os sensores de proximidade *eddy current* funcionam sob princípios elétricos (Muszynka, 2005).

O sistema é constituído pelo sensor de proximidade, cabo, e um desmodulador de sinal (Figura 2.3).

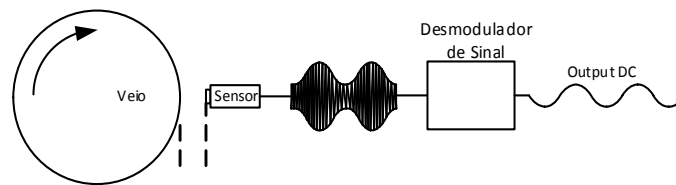


Figura 2.3 - Sensor de proximidade *eddy current*, cabo e desmodulador de sinal (adaptada de (Muszynka, 2005))

Conhecendo o intervalo entre o sensor e o alvo, o valor médio do alcance linear deve ser suficiente para medir a amplitude de vibração.

A combinação do sensor de proximidade, cabo e desmodulador de sinal forma um circuito elétrico único (Figura 2.4). Assim, de modo a obter um fator de calibração específico, o sensor, o cabo e o desmodulador formam um conjunto único e inseparável (estes conceitos voltarão a ser abordados no Capítulo 2.5.3). Variações de temperatura ou pressão podem gerar variações no fator de calibração, facto especialmente importante em medições de alta precisão (Littrell & Bell, 2009).



Figura 2.4 - Sensor de proximidade *eddy current* e desmodulador de sinal

Na presença de *runout* mecânico¹, este é adicionado ao sinal de vibração recolhido pelo sensor de proximidade. A superfície do veio apresenta-se como o alvo que se move em relação ao campo magnético do sensor (Figura 2.3). Como consequência, o *output* do sistema reflete, não só a vibração do veio, como também o *runout* mecânico e ainda os efeitos extra devido às variações de condutibilidade e permeabilidade elétrica do material alvo. Estas alterações eletromagnéticas eram desprezadas até ao início dos anos 70. Nessa altura, surgiram problemas de vibração excessiva causados apenas pelas distorções eletromagnéticas do sinal, o *runout* elétrico² (Littrell, 2005).

Quando as componentes não vibracionais do *output* dos sensores de proximidade foram reconhecidas, os sistemas passaram a ser preparados para remover estas componentes do *output*.

¹ Componente ruidosa presente no *output* de um sensor devido a imperfeições geométricas do veio.

² Componente ruidosa presente no *output* de um sensor devido a propriedades de condutividade elétrica ou permeabilidade magnética não uniformes do veio.

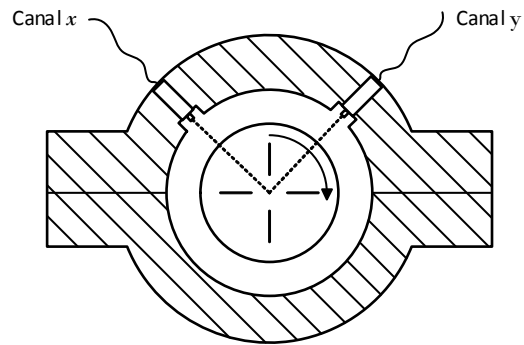


Figura 2.5 - Dois sensores de proximidade colocados ortogonalmente (adaptado de (Muszynka, 2005))

Os sensores de proximidade que medem o deslocamento radial são instalados em pares, com os seus eixos de leitura desfasados 90° um do outro, como na Figura 2.5. A mesma Figura 2.5 ilustra a orientação angular típica de um par de sensores de proximidade a 45° e 135° . A justificação para esta orientação é que o eixo principal da elipse (forma geométrica muito comum na análise de órbitas) decorrente de uma leitura é junto ao eixo de 45° porque a película de lubrificante é mais rígida na sua espessura mínima, isto é, ao longo da linha de centros. Assim, o eixo de leitura do sensor é aproximadamente coincidente com o maior sinal de vibração da órbita (Leon, 2012).

2.5 Princípio de Operação de *Eddy Current*

O sensor de proximidade *eddy current* é alimentado através de uma corrente alternada que atravessa uma bobina continuamente. Aproximando a superfície do veio ao sensor, resulta numa variação da impedância (Littrell & Bell, 2009) devido à formação das *eddy currents*, sendo esta alteração proporcional a distância entre a bobina e a superfície do veio. Por sua vez, a eletrónica converte esta alteração de impedância em tensão, fornecendo um *output* elétrico diretamente proporcional à distância (Lai, 2005).

Na Figura 2.6 apresenta-se o esquema de funcionamento das *eddy currents*:

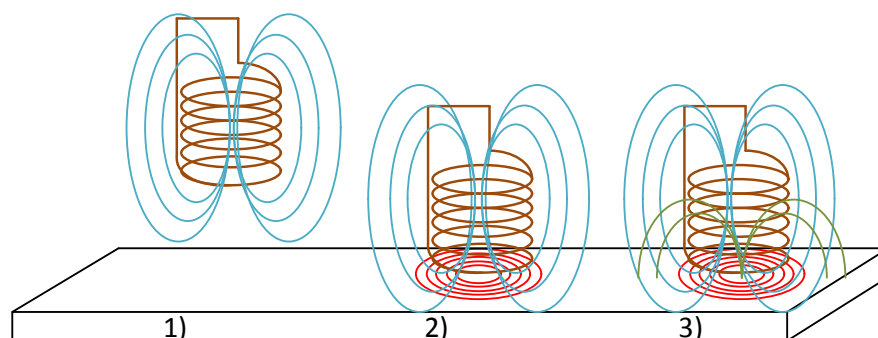


Figura 2.6 - Princípio de funcionamento das *eddy currents*

- 1 – A corrente alternada que atravessa a bobina gera um campo magnético à sua volta (azul).
- 2 – Quando a bobina é colocada junto do material condutor, são induzidas *eddy currents* no material (vermelho) que causam variação na impedância da bobina.
- 3 – Quando algo interfere sobre a trajetória das *eddy currents*, o campo magnético sofre alterações e o defeito é detetado através da variação de impedância.

O sensor deve ser robusto, preciso, linear, permutável e impermeável ao seu meio ambiente. Desta forma, a aplicação de sensores de proximidade *eddy current* requer atenção a detalhes (Lai, 2005). Aplicando o sensor de acordo com os fatores que podem afetar a sua performance, o sensor cumprirá como especificado. Os fatores a considerar são os seguintes, de acordo com (Littrell & Bell, 2009):

2.5.1 Material do Veio

A alteração na impedância do sensor depende das propriedades elétricas do material do veio. Os sensores são calibrados de acordo com o material do veio (geralmente AISI 4140). Deve verificar-se de que material é constituído o veio e se o sensor se encontra propriamente calibrado ou que, na pior das hipóteses, o desvio resultante na leitura é conhecido. O fabricante do sensor deve ser consultado de forma a quantificar este desvio em termos do seu *output* e deve informar se o desvio é excessivo para a aplicação em causa. Quando o desvio excede o valor admissível, deve optar-se por sensores calibrados especificamente para o material pretendido.

2.5.2 Geometria do Veio

O sistema *eddy-current* é concebido para medir sob superfícies lisas desde que o veio apresente diâmetro suficiente. Os sensores *eddy-current* utilizados para medições de expansão do material ou deslocamento axial são aplicados sobre colares (Figura 2.7) que fazem parte integrante do veio.

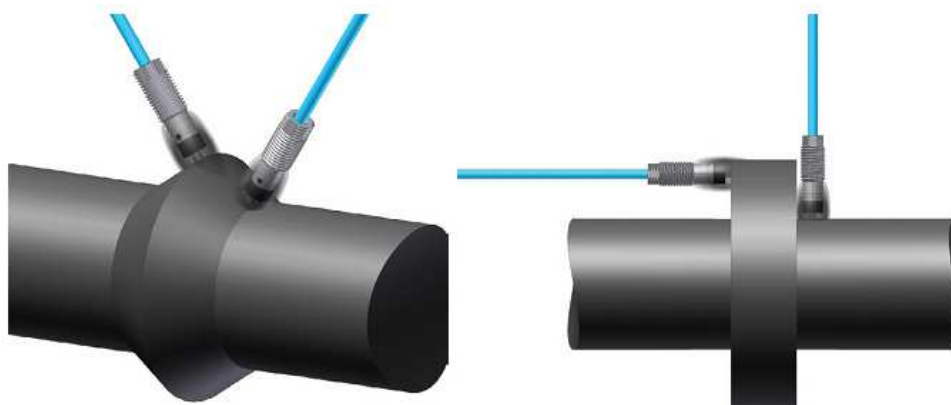


Figura 2.7 - Sensores de proximidade aplicados em colares (fonte: (Littrell & Bell, 2009))

Na medição do deslocamento radial, os sensores poderão interferir um com o outro se estiverem muito próximos e o diâmetro do veio for reduzido (Figura 2.8). Uma solução para este problema, é deslocar axialmente um sensor do outro. Esta distância irá remover a interferência e o par de sensores continuará a funcionar corretamente.

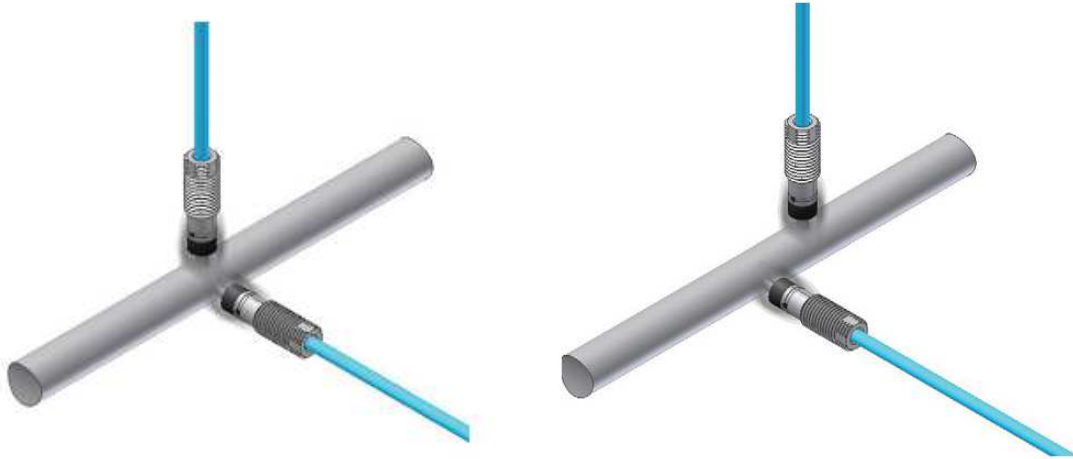


Figura 2.8 - Solução para a interferência entre sensores (fonte: (Littrell & Bell, 2009))

2.5.3 Dimensões do Sistema

Cada sensor e respetivo cabo são expressamente produzidos para trabalharem em combinações específicas. Combinar sensores com o cabo errado ou combinar componentes de famílias de produtos diferentes, leva à deturpação do *output* final. O comprimento “elétrico” de um sistema refere-se à combinação do comprimento desde o sensor ao desmodulador de sinal, incluindo os cabos de extensão, quando necessários.

A tolerância ao comprimento “elétrico” está referenciada na ficha técnica dos sistemas.

2.5.4 Considerações na Montagem

O sensor é sensível a materiais condutores. Qualquer material condutor da máquina (que não o veio), próximo do sensor, afeta o sinal. Geralmente, os sensores estão montados no corpo da máquina. Nestes casos, deve remover-se uma parte de material à volta do sensor (*counterbore*³) para evitar que exista interferência na leitura (Figura 2.9). Estas considerações também devem ser levadas em conta na presença de colares para medição da expansão do material ou de deslocamento axial abordados no Capítulo 2.5.2.

³ Remoção de material da estrutura da máquina com o objetivo de anular a possibilidade de interferências na leitura. Neste caso, o *counterbore* fornece espaço para que a ponta do sensor não interfira com material que não o alvo.

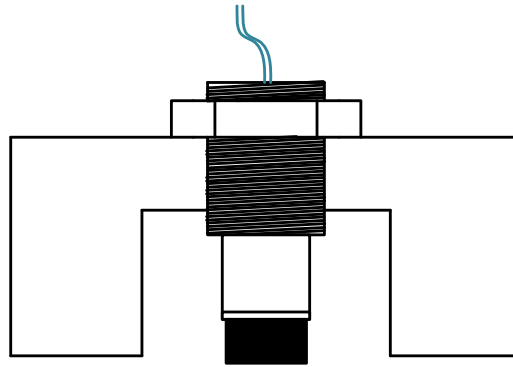


Figura 2.9 - Exemplo de aplicação de *counterbore*

A montagem dos sensores deve assegurar que o suporte é rígido tanto quanto possível. Os sensores mais compridos estão suscetíveis à ocorrência de ressonância a velocidades transientes ou no seu estado normal de funcionamento. Para evitar a ressonância do sensor, a montagem deve incluir um suporte secundário que auxilie a rosca principal (Figura 2.10).

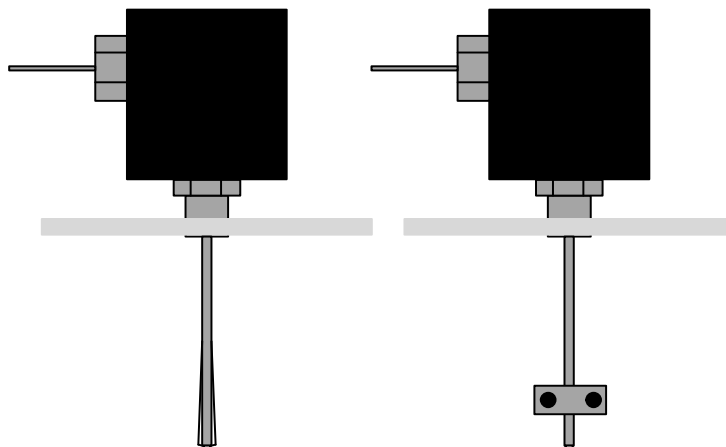


Figura 2.10 - Aplicação errada *versus* aplicação correta do sensor (adaptado de (Littrell & Bell, 2009))

2.5.5 Considerações Ambientais

Os limites de temperatura admissíveis pelo sensor, cabo e desmodulador de sinal são diferentes e estes devem ser considerados separadamente. As temperaturas que a máquina atinge têm que estar dentro do limite do sensor, cabo condutor e desmodulador de sinal durante a paragem, o arranque e, principalmente, durante as condições de funcionamento normais.

O sistema deve estar a salvo de danificações através de gases ou líquidos presentes no processo. Se o ambiente contiver amoníaco ou outra substância reativa, podem ser utilizados sensores fabricados com extremidade em cerâmica resistente à corrosão.

2.5.6 Alcance Linear

É fundamental que o sensor possua uma amplitude de leitura suficiente para registar todo o movimento segundo o seu eixo de leitura. Assim, deve seleccionar-se um sensor que possua alcance linear superior ao que é requerido pela aplicação, de modo a permitir, pontualmente, alguma flexibilidade. A Figura 2.11 ilustra a resposta da tensão vs. distância ao veio de um sistema. O *output* do sensor em tensão vs. distância ao veio (a vermelho) coincide com o *output* expectável (azul) exibindo que a resposta do sensor é linear.

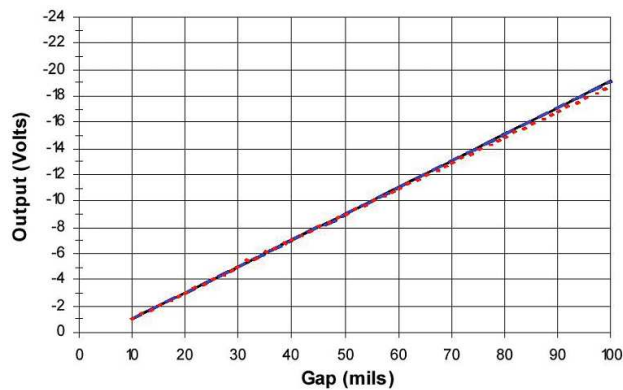


Figura 2.11 - *Output* tensão vs. distância ao veio (fonte: (Littrell & Bell, 2009))

2.6 Fundamentos sobre *Runout* mecânico e elétrico

O sinal do sensor de proximidade *eddy current* é função da distância entre a ponta do sensor e o veio. No entanto, também é função da condutividade elétrica e permeabilidade magnética. Assim, dois materiais diferentes podem ser posicionados à mesma distância a partir do sensor de proximidade e, ainda assim, resultar em diferentes *outputs* devido à sua diferença quanto a propriedades eletromagnéticas (Littrell, 2005).

As superfícies irregulares resultam em alterações na distância (Figura 2.12a). No entanto, um veio perfeitamente circular mas com propriedades eletromagnéticas não uniformes, também resultará numa alteração do *output* do sensor, apesar da distância física permanecer constante durante a rotação (Figura 2.12b). Nesta Figura, os dois veios apresentam *output* semelhante embora existam diferenças entre eles. Na prática, o *runout* mecânico pode considerar-se sinusoidal. Já o *runout* elétrico é caracterizado por uma forma de onda ruidosa. O sinal da Figura 2.12 representa-se como sinusoidal por ser um exemplo meramente ilustrativo:

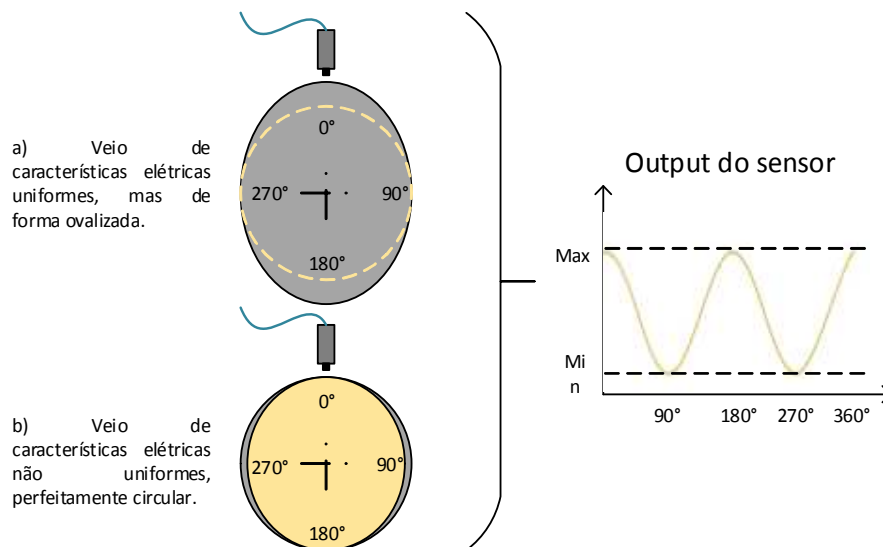


Figura 2.12 - Efeito do *runout* no *output* do sensor (adaptado de (Littrell, 2005))

Note-se que estes sinais são independentes da velocidade de rotação do veio. Apresentam-se no resultado final como consequência da presença de propriedades físicas não uniformes no veio. O *runout* divide-se nas variantes seguintes (Bilosová & Bilos, 2012):

- *Runout* mecânico é o desvio físico relativamente à forma perfeitamente circular do veio;
- *Runout* elétrico é a medida da variação das propriedades eletromagnéticas do veio durante a sua rotação.

Como o sensor de proximidade é sensível aos dois tipos de *runout*, surgiu o conceito TIR - *Total Indicated Runout* (Kalsi Engineering, Inc., 2014) que é, simplesmente, a soma destes.

Como o sinal resultante de *runout* não está relacionado com a velocidade de rotação do veio, pode conduzir a diagnósticos errados. Assim, o TIR não deve ser superior a 20% da amplitude total de vibração (Eisenmann & Eisenmann Jr., 2005).

2.6.1 Fontes de *Runout* Mecânico

Os primeiros defeitos introduzidos nos veios advêm da sua produção, isto é, dos processos de fabrico. O acabamento superficial é extremamente afetado pela seleção da ferramenta de maquinação (Sensonics - Sensors & Systems, 2003; Kalsi Engineering, Inc., 2014).

Já em condições normais de funcionamento, surgem novas fontes de potencial *runout* mecânico como é o caso de mossas ou arranhões devido ao manuseamento e transporte do veio (paragens para manutenção), aparecimento de pontos de ferrugem, empeno devido a efeitos térmicos e da força da gravidade, outras cargas ou a presença de rolamentos defeituosos e/ou desgastados.

2.6.2 Fontes de *Runout* Elétrico

De seguida apresentam-se as causas para a existência de *runout* elétrico segundo (Littrell, 2005):

A composição química do material é fundamental quanto às suas propriedades eletromagnéticas. Materiais não ferrosos, como chumbo ou alumínio exibem menores problemas quanto a *runout* elétrico. Por outro lado, os piores materiais em termos de *runout* elétrico são os aços temperados por precipitação. Uma esmagadora maioria dos sensores colocados no mercado são calibrados em fábrica para trabalhar com o aço AISI 4140.

Durante o processo de forjamento, o material flui formando o contorno do veio ganhando a estrutura granular que acabará por estar presente em toda a superfície do veio. Esta estrutura de grão define um conjunto de contornos de grande escala que contêm os contornos cristalinos de escala mais reduzida. A estrutura granular não uniforme resulta em *runout* elétrico.

O objetivo do tratamento térmico é modificar a estrutura cristalina do material para aperfeiçoar as propriedades mecânicas (rigidez, ductilidade, etc.) do material. Muitos veios de grande dimensão são arrefecidos como parte do tratamento térmico. Normalmente, o veio é inserido horizontalmente nos tanques, o que resulta num perfil radial assimétrico. É recomendável inserir o veio verticalmente no tanque de arrefecimento.

O polimento é o último passo no processo de produção do veio. Este processo gera calor localizado no ponto onde o disco de polimento contacta o veio. É importante ter um fluxo refrescante sobre a peça trabalhada.

A existência de tensões afeta a estrutura cristalina e as propriedades magnéticas dos materiais. Deve sustentar-se os veios em estropos de modo que não estejam sujeitos a tensões de flexão significativas durante a instalação e manuseamento. Alguns processos de limpeza criam tensões de compressão à superfície do veio e podem introduzir problemas de *runout*.

Quando as amplitudes devido a *runout* elétrico permanecem constantes, existe a possibilidade de introduzir colares (Figura 2.13), ou revestimentos de material, em casos que a geometria do veio não permita a introdução dos colares.

Por vezes, os veios são reparados com adição (a frio ou a quente) de material. Neste processo, a superfície é intencionalmente desbastada para permitir uma melhor aderência. No entanto, o sensor possui sensibilidade suficiente para penetrar o galvanizado até à superfície rugosa, resultando em *runout*. Devido à adição de material, o sensor deve ser calibrado para o material galvanizante (Littrell, 2005).

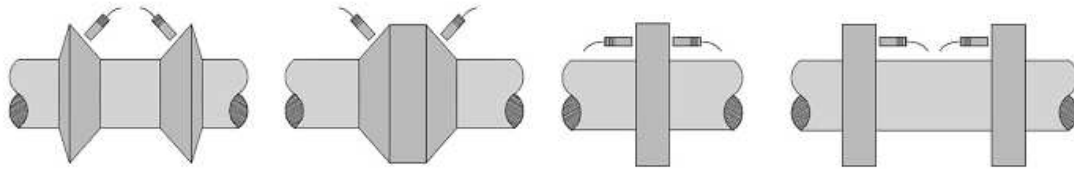


Figura 2.13 - Exemplos de colares a aplicar em veios (fonte: (GE Oil & Gas, 2012))

2.6.3 Quantificação do *Runout*

Quando este fenómeno está presente deve ser efetuada uma medição precisa do perfil físico do veio para determinar o *runout* mecânico. É prática comum medir o TIR e o *runout* mecânico simultaneamente. O *runout* elétrico é quantificado subtraindo o *runout* mecânico ao TIR. As medições devem ser feitas em pequenos intervalos, geralmente a cada 10-20 graus, para fornecer detalhes suficientes dos perfis.

As especificações da API 687 requerem (Littrell, 2005):

- Veio suportado por blocos em V;
- O sensor deve ser perpendicular a uma das faces do bloco em V;
- *Runout* medido pico-a-pico.

Os blocos em V obrigam a medir a variação de diâmetro que ocorre no perfil do veio. A Figura 2.15 e a Figura 2.16 ilustram a situação.

Observe-se que o comparador da Figura 2.15 apresenta o mesmo *output* (linha azul escura) para ambos os veios e refletindo a alteração no diâmetro (não no raio) durante a rotação. Assim, o operador pode, incorretamente, concluir que um veio com um ressalto possui dois. Na Figura 2.16, deve notar-se que um veio com três ressaltos fornece um *output* que sugere uma circularidade perfeita, quando, de facto, existem três ressaltos. Apenas observando o movimento registado pelo centro do círculo dos três eixos o operador obtém o perfil verdadeiro. Esta ambiguidade pode ser removida fazendo a medida do *runout* mecânico com um acessório que roda o veio sobre o seu centro geométrico (Littrell, 2005).

2.6.4 *Slow Roll*

Slow roll (Bently, 2002; Maalouf, 2007) trata-se de uma aplicação importante de subtração de vetores. É uma componente constante do vetor de vibração que representa a ação não dinâmica registada por um sensor. O vetor *slow roll* é diferente em cada localização que seja medido. A sua origem provém de efeitos mecânicos, como um rotor empenado ou um problema no acoplamento, ou através de *runout* mecânico e elétrico e pode distorcer ou disfarçar a resposta dinâmica da máquina. No lado esquerdo da Figura 2.14, o vetor 1X *slow roll* (vermelho) influencia a resposta dinâmica devido ao desequilíbrio (verde). Como resultado, o vetor de vibração recolhido (azul) é totalmente

diferente do vetor resposta por desequilíbrio. Do lado direito, para compensar, subtraiu-se o vetor 1X *slow roll* ao vetor 1X recolhido. O resultante é o vetor resposta dinâmica devido ao desequilíbrio (verde).

Para medir este vetor, é necessário determinar a condição de funcionamento onde a componente *slow roll* seja dominante no sinal de vibração. Desde que a resposta dinâmica a 1X devido a desequilíbrio tenda para zero a baixas velocidades, qualquer vibração a 1X registada é considerada resultado de outras fontes que não o desequilíbrio. Assim, os vetores *slow roll* são medidos neste intervalo de velocidades, ao qual se chama *slow roll speed range*. A melhor forma de identificar este intervalo de velocidades é utilizando um gráfico de *Bode* no arranque ou paragem de uma máquina.

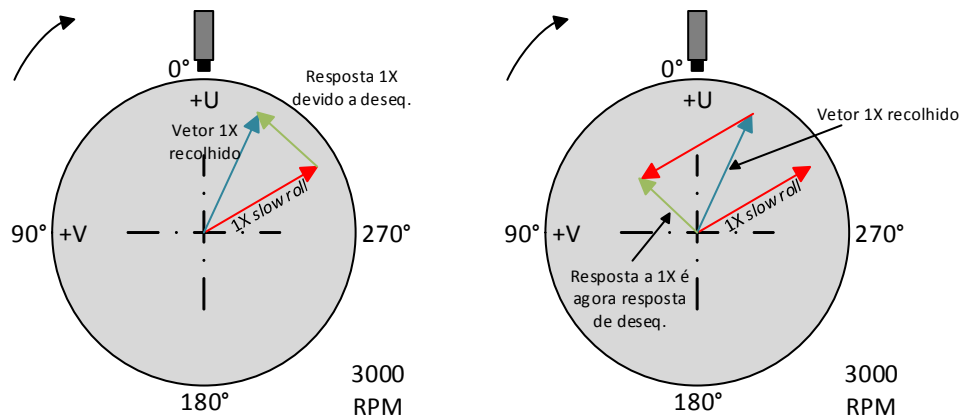


Figura 2.14 - Compensação *slow roll* (adaptado de (Bently, 2002))

A compensação *slow roll* é aplicada, principalmente, aos sensores de proximidade *eddy current*. O ruído afeta todos os tipos de sensores, no entanto, os sensores de proximidade apresentam um *output* significativo a velocidades reduzidas (até o veio estar parado), ao contrário dos sensores de aceleração ou velocidade (Maalouf, 2007).

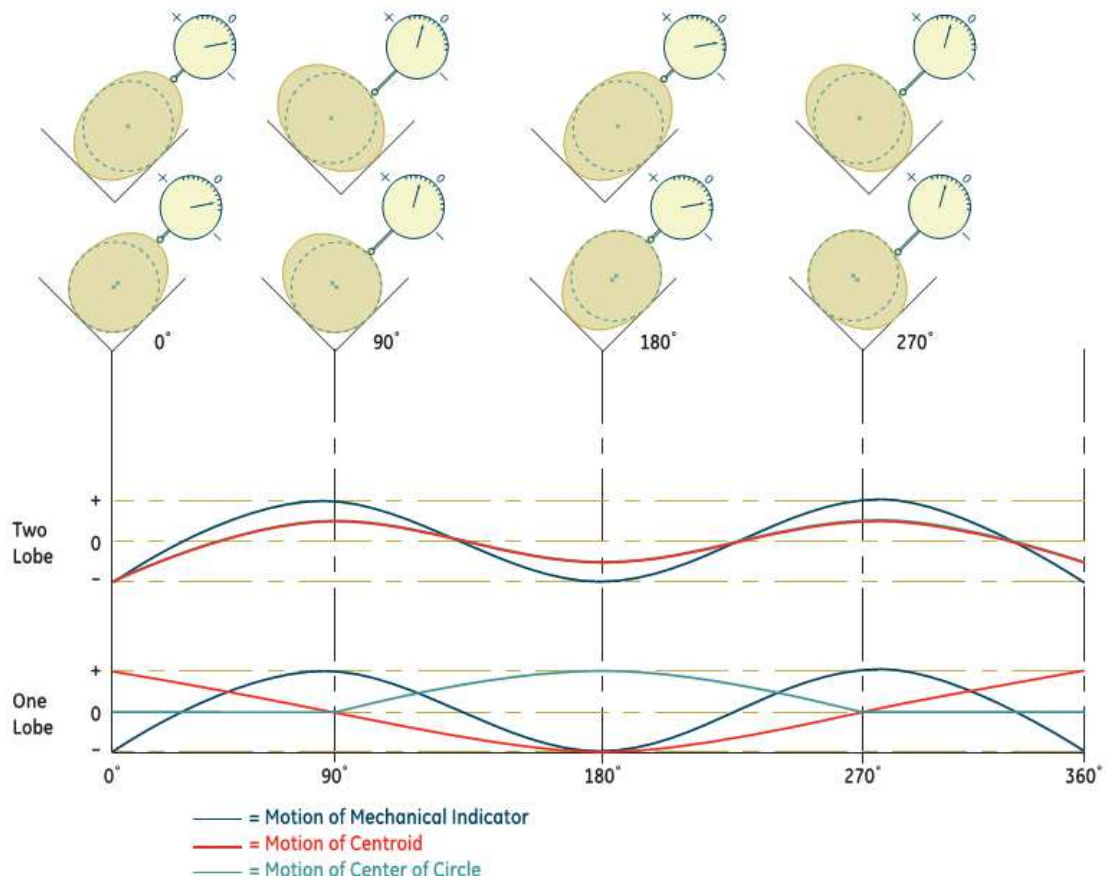


Figura 2.15 - Medição de *runout* em blocos V (fonte: (Littrell, 2005))

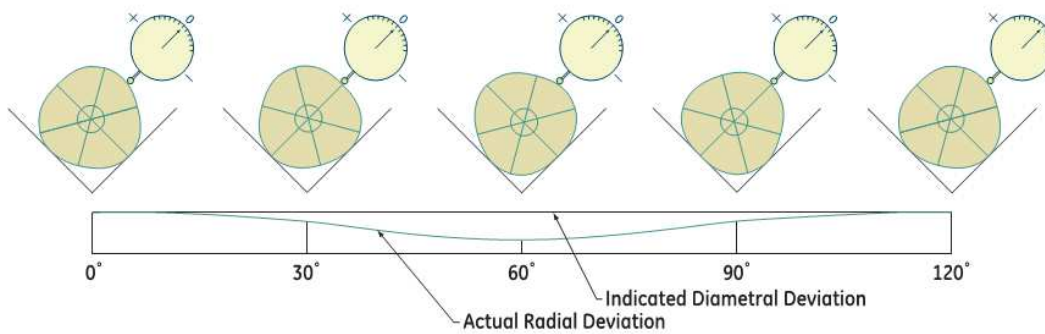


Figura 2.16 - *Runout* mecânico de veio com três ressaltos (fonte: (Littrell, 2005))

3 A Órbita

O sinal no tempo fornece informação importante e útil mas, desde que o veio se mova numa trajetória a duas dimensões, está limitado. Neste tipo de movimento, o sinal no tempo, fornecido simplesmente por um acelerómetro, não é o mais adequado.

Para monitorizar este movimento, precisa de ser instalado um segundo sensor, perpendicular ao primeiro. Após a instalação do segundo sensor, existem condições para se conhecer o movimento do centro do veio nesse plano. Esta informação poderia ser apresentada em dois sinais no tempo individuais, respetivamente a cada sensor mas, o ideal, é obter um gráfico que represente as duas dimensões do movimento do veio. Este é o objetivo da órbita.

A órbita (Bently, 2002) representa a trajetória do centro do veio no plano de leitura do par de sensores de proximidade. Os sensores são montados rigidamente na estrutura das máquinas, junto às zonas de apoio do veio (chumaceiras). Assim, a órbita representa a trajetória do centro do veio relativamente à estrutura da máquina. Devido à fácil interpretação e quantidade de informação que o gráfico contém, a órbita, conciliada com o *Keyphasor*® (Capítulo 3.1.1 - *Keyphasor*®), é um gráfico eficaz para o diagnóstico de avarias em máquinas rotativas.

3.1 Construção da Órbita

A órbita combina os dados presentes nas formas de onda do par de sensores de proximidade, desfasado 90°, para criar um gráfico que exhibe o movimento do centro do veio a duas dimensões. Na órbita da Figura 3.1 os sensores estão colocados a 0° e 90°. Os sinais dos sensores podem ser apresentados por dois sinais no tempo independentes ou podem ser combinados produzindo a órbita (Ehrich, 2004).

Na órbita, um ponto define-se por um par de valores X e Y, que se obtém através da informação contida nos sinais no tempo. O centro do gráfico é definido pela média de valores X e valores Y das duas formas de onda. Um impulso emitido pelo *keyphasor* atua como referência: o ponto a negro mostra a localização do centro do veio quando este impulso ocorre. Para completar o gráfico, a localização dos sensores e o sentido de rotação do veio estão presentes na Figura 3.1 (Muszynka, 2005).

Note-se que o sentido de rotação do veio não pode ser determinado a partir da órbita sem informação adicional. A melhor maneira de determinar o sentido de rotação é examinando a máquina. Outra opção é utilizando órbitas *slow roll*, as quais atuam no sentido *forward* (sentido do movimento de precessão (Bently, 2002; Eisenmann & Jr., 2005)). Assim, sabendo que a máquina está em *slow roll*, permite determinar o sentido de rotação observando o sentido de precessão. O sentido de precessão é determinado pela sequência espaço/ponto negro da órbita da Figura 3.1 (Bently, 2002).

O ponto de amplitude máxima dos sinais do tempo corresponde à distância mínima entre o sensor e a superfície do veio.

Na Figura 3.1 ilustra-se a progressão do centro do veio em volta da sua órbita desde o ponto 1 ao 5. O ponto 1 mostra a localização do centro do veio quando se dá o impulso do *keyphasor*, isto é, quando o primeiro vértice do entalhe produzido no veio passa junto ao sensor *keyphasor*.

Os pontos 2 e 4 referem-se ao ponto mais distante e mais próximo ao sensor X (o pico mínimo e máximo no gráfico do sinal no tempo X). Do mesmo modo, os pontos 3 e 5 referem-se ao ponto mais distante e mais próximo ao sensor Y (o pico mínimo e máximo no gráfico do sinal no tempo Y).

Geralmente, representam-se vários ciclos de vibração no gráfico. Na Figura, representa-se um ciclo de vibração no gráfico do sinal no tempo, o que significa que a órbita também apresenta um ciclo.

O pico positivo do sinal no tempo representa sempre a maior aproximação do veio ao sensor associado. Em vibração 1X a rotação, o ponto na superfície de um veio fletido a que corresponde a posição de menor distância ao sensor é chamado *high spot* (Bently, 2002). O pico positivo num sinal de deslocamento filtrado a 1X representa a passagem do *high spot* do veio pelo sensor. Este conceito estende-se também à órbita.

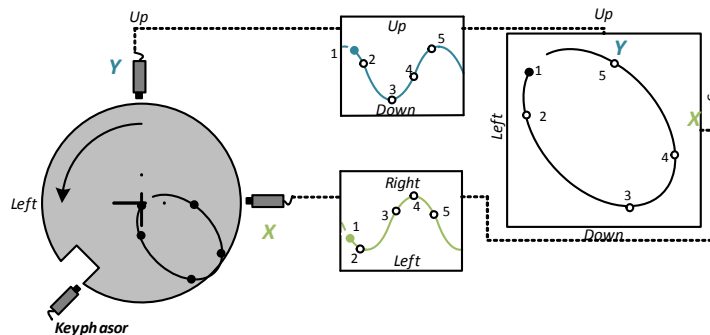


Figura 3.1 - Órbita resultante do par de sensores XY (adaptado de (Bently, 2002))

As orientações de montagem dos sensores definem-se relativamente à direção de referência da máquina. Para máquinas horizontais, por exemplo, a direção de referência é habitualmente designada por *Up/Down* e *Left/Right* (Southwick, 1993). O observador estará posicionado na direção axial do veio a partir da máquina condutora para a máquina movida (Bently, 2002). As localizações dos sensores são indicadas nas extremidades dos gráficos, o que fornece uma referência visual uniforme, independentemente da orientação de montagem dos sensores. Na Figura 3.1, a órbita está orientada de modo que, quem a observe, visualize como estando posicionado de acordo com a direção de referência, olhando ao longo do eixo da máquina.

A Figura 3.2 mostra dois exemplos de órbitas com orientações diferentes na montagem dos sensores. Em ambos os casos, a órbita é a mesma, apenas a orientação de montagem é diferente. Os gráficos mostram a mesma orientação relativamente à referência *Up*. Note-se que a indicação dos sensores nos gráficos representa a posição de montagem destes.

No lado direito da Figura 3.2, estão presentes órbitas equivalentes retiradas de um osciloscópio. Devido aos eixos X e Y do osciloscópio de baixo não corresponderem às posições dos sensores montados, o osciloscópio teria que ser rodado fisicamente 45°, contra o sentido dos ponteiros do relógio (como sucede na Figura), de forma a exibir a

órbita com a orientação correta. Nesta orientação, os eixos horizontal e vertical do osciloscópio coincidem com as orientações dos sensores. Quando se observam órbitas num osciloscópio, os eixos X e Y deste, têm de corresponder obrigatoriamente às orientações de montagem dos sensores, ou a órbita exibida não corresponderá à realidade (Bently, 2002).

As órbitas filtradas não são construídas diretamente a partir da informação indicada pelo par de formas de onda. O sinal do tempo recolhido pelos sensores é filtrado a determinada frequência e posteriormente utilizado para a construção da órbita filtrada (Eisenmann & Eisenmann Jr., 2005).

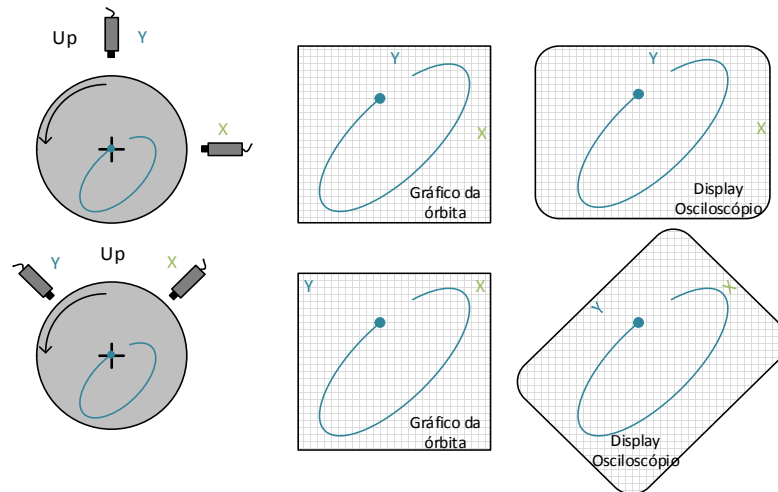


Figura 3.2 - Posição dos sensores e respetivas visualizações (adaptado de: (Eisenmann & Eisenmann Jr., 2005))

3.1.1 Keyphasor®

A sequência espaço/ponto da órbita representa o efeito do impulso do *keyphasor* (GE Oil & Gas, 2012). Este impulso representa um acontecimento no tempo que ocorre uma vez por rotação do veio. O sinal provém de um sensor de proximidade particular que é colocado radialmente em posição axial diferente. O impulso do *keyphasor* permite indicar a localização do centro do veio no instante em que, o entalhe produzido no veio para o efeito, passa por este sensor durante a rotação. A sequência espaço/ponto indica a direção de incremento de tempo.

A Figura 3.3 exhibe um veio em rotação. Durante o movimento de rotação, o centro do veio também se move (movimento de precessão) ao longo de uma trajetória que definirá a órbita. No momento em que o primeiro vértice do entalhe passa junto ao *keyphasor* (posição 3 da Figura 3.3), o centro do veio coincide com o ponto *keyphasor* da órbita.

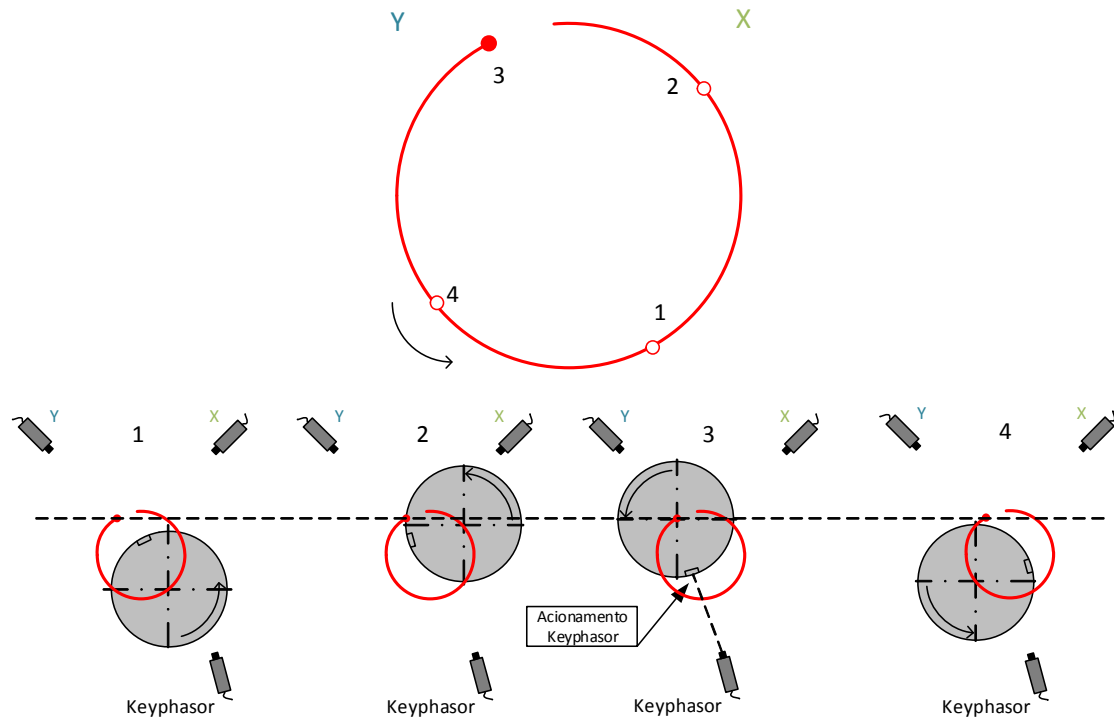


Figura 3.3 - Funcionamento do *keyphasor* (adaptado de: (Bently, 2002))

No sinal no tempo, o período entre dois impulsos do *keyphasor* representa uma rotação do veio. No gráfico da órbita, o veio move-se ao longo da trajetória entre dois pontos do *keyphasor*, durante a rotação. O ponto do *keyphasor* é adicionado ao gráfico cada vez que o veio completa uma rotação. Se o gráfico abranger informação de várias rotações, estará presente, nesse gráfico, o correspondente número de pontos *keyphasor*. Em órbitas filtradas a nX , em que n se trata de um número inteiro, serão inseridos no gráfico sucessivos pontos *keyphasor*, que se sobreporão uns aos outros. O ponto do *keyphasor* adiciona informação que é útil para determinar o sentido instantâneo do movimento do veio e para estimar a fase absoluta, a frequência de vibração em ordens da velocidade de rotação e, por último, o modo de vibração do rotor (Bently, 2002; GE Oil & Gas, 2012).

3.2 Compensação de Órbitas

O principal objetivo da compensação (Bently, 2002) é remover conteúdo não desejado (ruído) do sinal. As órbitas filtradas e as órbitas não-filtradas podem ser compensadas.

As órbitas filtradas podem ser compensadas através do movimento *slow roll* (Eisenmann & Eisenmann Jr., 2005). Enquanto a compensação do sinal no tempo requer um vetor *slow roll*, a compensação de uma órbita requer um par de vetores *slow roll* pois a órbita é constituída por dois sinais no tempo.

A compensação de forma de onda (Kelm & Pavelek, 2012) é uma alternativa. Pode ser aplicada à órbita não-filtrada. Para cada sensor, é selecionada uma forma de onda *slow roll*. Cada valor da onda *slow roll* pode ser subtraído ao seu valor correspondente na forma de onda original (o impulso do *keyphasor* é utilizado como referencial cronológico). Este método possui a vantagem de remover a maior parte, se não toda, a componente *slow roll* do sinal.

A Figura 3.4 mostra como funciona a compensação de forma de onda. Na esquerda, encontram-se dois gráficos do sinal no tempo não-compensados que são combinados para produzir a órbita não-compensada e ruidosa (em baixo). Para compensar a órbita, as formas de onda *slow roll* são subtraídas ponto-por-ponto da forma de onda original. O resultado é o par de formas de onda compensadas da direita, as quais produzem a órbita compensada que se encontra por baixo. O perfil da órbita é mais elíptico, menos ruidoso, e mais indicador da resposta dinâmica real do veio.

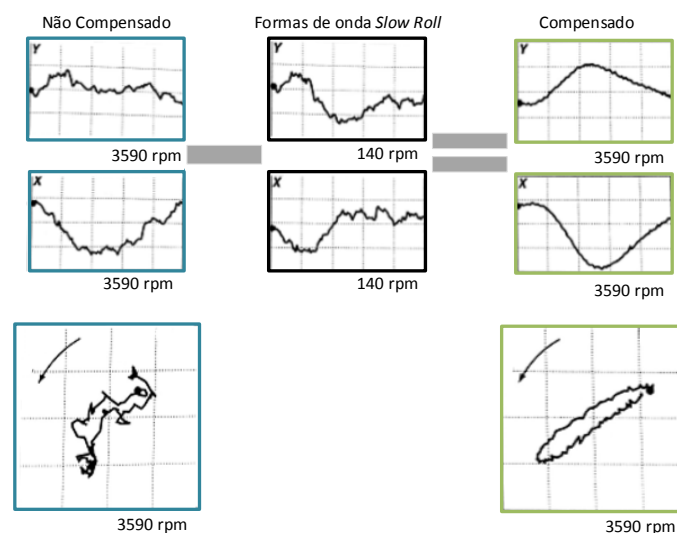


Figura 3.4 - Compensação *slow roll* aplicada a formas de onda (adaptado de: (Bently, 2002))

As órbitas também podem ser compensadas utilizando um filtro de rejeição de banda, *Notch filter* (Bently Nevada, Inc., 2012). Cada forma de onda compensada é construída a partir de um vetor de vibração filtrado a nX (Figura 3.5). Subtraem-se as formas de onda nX às originais e as duas novas formas de onda são utilizadas para construir a órbita *Not- nX* .

A Figura 3.5 apresenta uma órbita em que a componente $1X$ foi removida. A órbita *Not- $1X$* é criada subtraindo duas formas de onda filtradas a $1X$ às originais não-filtradas. A órbita resultante revela informação sobre frequências que possam ter sido disfarçadas pelo comportamento a $1X$. Note-se a presença da componente a $1/2X$ (dois pontos *keyphasor*, não coincidentes, na órbita).

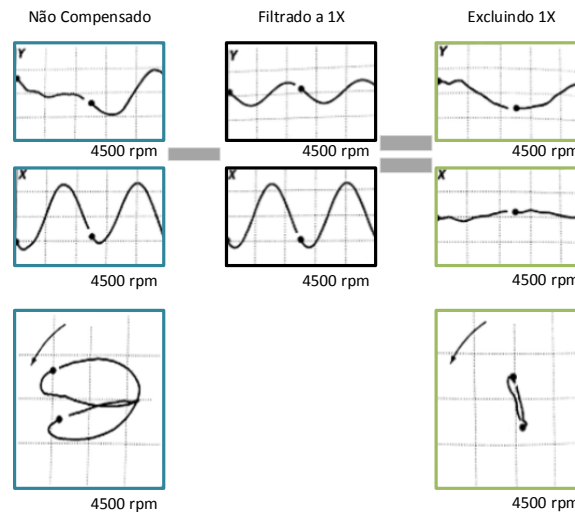


Figura 3.5 - Compensação através de rejeição de banda (adaptado de: (Bently, 2002))

3.3 Informação presente nas Órbitas

A órbita, especialmente se dotada de *keyphasor*, pode ser utilizada para medir a amplitude pico-a-pico em qualquer direção radial, a frequência relativa da vibração ou o sentido de precessão. O perfil da órbita pode fornecer pistas importantes sobre o comportamento das máquinas, realçar alterações na resposta que seriam imperceptíveis tradicionalmente, e ajudar a identificar a localização onde o problema pode ocorrer relativamente à posição dos componentes da máquina (Bently, 2002).

A órbita exhibe o percurso do veio relativamente à posição média, não existindo informação acerca de qual a posição média do veio. Para obter a posição média do veio, existem outros tipos de gráficos, os quais não fazem parte do âmbito deste trabalho (*Average shaft centerline plot*).

Podem criar-se gráficos de órbitas a partir da mesma localização e a velocidades diferentes (dados transientes), para mostrar a evolução da vibração dos veios com o aumento da velocidade. Por outro lado, as órbitas podem ser criadas a partir de localizações axiais diferentes e à mesma velocidade, para exhibir o modo de vibração do veio (Kelm & Pavelek, 2012).

A principal medição que se pode realizar numa órbita é a amplitude pico-a-pico (Figura 3.6). Este dado pode ser recolhido quer em gráficos filtrados como não-filtrados. Para medir a amplitude pico-a-pico (Bently, 2002):

1. Selecionar um sensor. No geral, a amplitude é diferente para cada sensor. Na Figura 3.6, escolheu-se o sensor Y.
2. Traçar uma linha (eixo de medida) desde a localização desse sensor pelo centro do gráfico. A linha deve ser extensa de modo a atravessar o limite da órbita.

3. Traçar duas linhas (3 e 4) que são perpendiculares ao eixo de medida e tangentes à órbita nos picos de vibração máximo e mínimo a respeito do sensor (círculos vermelhos).
4. Medir a distância entre as duas linhas tangentes numa direção paralela ao eixo de medida (na Figura encontra-se uma escala de modo a facilitar a visualização). Calcular a amplitude pico-a-pico utilizando a equação 1.1:

$$amplitude\ pp = (\text{número de div pp}) \left(\frac{\text{unidades}}{\text{div}} \right) \quad (1.1)$$

A amplitude pico é metade da amplitude pico-a-pico.

Na Figura 3.6, existem onze divisões entre as duas linhas de medida. Aplicando a equação 1.1, a amplitude pico-a-pico da órbita segundo o sensor Y é:

$$amplitude\ pp = (11\ div\ pp) \left(\frac{2\ \mu m}{div} \right) = 22\ \mu m\ pp$$

Existem dois aspetos fundamentais quando se utiliza esta técnica. Primeiro, a medição pico-a-pico necessita de ser feita paralelamente ao eixo de medida do sensor. Medir simplesmente na vertical ou horizontal, neste caso, produziria resultados diferentes e incorretos. Segundo, a medição pico-a-pico é feita entre as tangentes que também são perpendiculares ao eixo de medida do sensor.

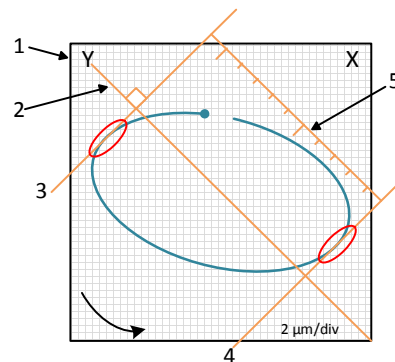


Figura 3.6 - Medida da amplitude pico-a-pico da órbita (adaptado de: (Bently, 2002))

A órbita é utilizada para determinar o sentido de precessão (Jordan, 1993) do veio. O ponto do *keyphasor* indica o sentido de incremento do tempo, sentido que será o de precessão do veio. Uma vez determinado, o sentido de precessão pode ser comparado ao sentido de rotação para confirmar se estamos perante precessão *forward* (sentido de rotação e precessão coincidentes) ou *reverse* (sentido de precessão contrário à rotação).

Em órbitas complexas, o veio pode ser submetido a precessão *forward* durante uma parte e precessão *reverse* durante o restante perfil da órbita. Note-se como os *loops* interiores das órbitas $1/2X$ da Figura 3.7 mantêm precessão *forward*, enquanto os *loops* exteriores mostram precessão *reverse*.

A órbita filtrada pode ser utilizada para estimar a fase absoluta das duas componentes do sinal (Bently, 2002). Esta estimativa será mais precisa para órbitas circulares, e menos precisa para órbitas elípticas (Figura 3.8) devido ao movimento a velocidade angular constante da órbita circular ao longo da sua trajetória (intervalos de tempo iguais e ângulos semelhantes entre pontos). Nas órbitas elípticas, a velocidade angular da órbita não é constante (intervalos de tempo iguais mas ângulos diferentes entre pontos). Como a fase é uma medida no tempo, estas variações na velocidade angular causam imprecisões quando se tenta estimar a fase a respeito de cada sensor.

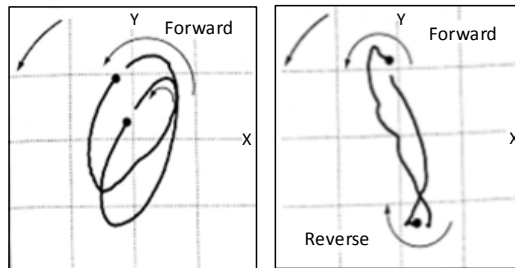


Figura 3.7 - Sentido de precessão das órbitas (adaptado de: (Bently, 2002))

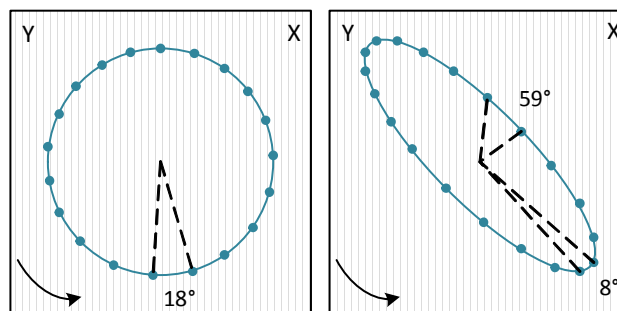


Figura 3.8 - Dificuldades na leitura de fase em órbitas (adaptado de: (Bently, 2002))

Para estimar a fase absoluta do sinal (Bently, 2002):

1. Órbita filtrada a uma harmónica da velocidade de rotação (1X, 2X, 3X, etc.). O sinal não-filtrado pode ser utilizado para estimar a fase se a órbita for dominada por uma única frequência. Na Figura 3.9, seleccionou-se o sensor Y.
2. Localizar o impulso *keyphasor* na órbita.
3. Determinar o sentido de precessão. Este vai ser o sentido a que o veio se está a mover na órbita.
4. A fase absoluta é a fração do ciclo de vibração, em graus, desde o impulso do *keyphasor* até ao primeiro pico positivo do sinal relativo ao sensor seleccionado. Na órbita, é desde o impulso *keyphasor*, no sentido de precessão, para o ponto da órbita que está mais próximo do sensor Y (intersecção da órbita com reta tangente).

5. Traçar linhas desde o impulso *keyphasor* até ao centro da órbita e desde o ponto de maior aproximação ao centro da órbita. O ângulo entre estas linhas é a estimativa de fase absoluta.

A fase relativa (Eisenmann & Eisenmann Jr., 2005) de dois sinais também pode ser estimada. A fase relativa é a relação do ciclo de vibração entre o ponto de maior aproximação a um sensor e a maior aproximação ao outro sensor. Para uma órbita 1X circular, serão 90°. Para uma órbita elíptica, este número varia desde perto de 0° até 180°, dependendo de quanto mais elíptica for a órbita e da sua orientação (Figura 3.10). Deve ser medida no sentido do movimento de precessão (Bently, 2002).

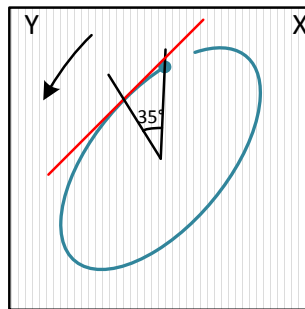


Figura 3.9 - Estimativa de fase absoluta numa órbita filtrada a 1X (adaptado de: (Bently, 2002))

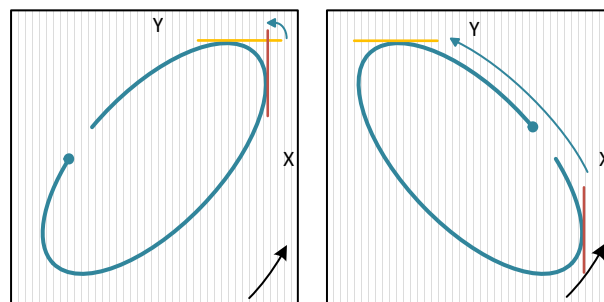


Figura 3.10 - Estimativa de fase relativa em órbitas filtradas a 1X (adaptado de: (Bently, 2002))

A órbita não-filtrada pode ser usada para determinar a frequência relativa de vibração vs. velocidade de rotação. Esta técnica aplica-se para frequências supersíncronas ou subsíncronas e usa o impulso do *keyphasor* (Bently, 2002):

1. Partindo de uma órbita não-filtrada, selecionar um sensor como referência.
2. Começar num ponto *keyphasor* da órbita. Traçar uma trajetória à volta da órbita, contando o número de ciclos de vibração completos relativamente ao sensor de referência, até voltar ao ponto *keyphasor* original. Pode exigir várias revoluções.
3. Contar o número de revoluções que ocorrem durante os ciclos de vibração.
4. Apresentar o resultado na forma nX , onde n define-se por:

$$n = \frac{\text{número de ciclos de vibração}}{\text{número de revoluções do veio}} \quad (2.1)$$

A Figura 3.11 mostra vários exemplos de órbitas com valores de frequência diferentes. Existem vários pontos a ter em conta (Bently, 2002; Kelm & Pavelek, 2012):

1. Para quocientes inteiros, o número de pontos *keyphasor* da órbita é igual ao denominador do quociente. Ambas as órbitas 1/3X e 2/3X têm três pontos *keyphasor*. De forma semelhante, 1/4X e 3/4X têm quatro.
2. Frequências com um no numerador (1/3X, 1/2X, 1X) apresentam órbitas com intervalos claramente definidos antes dos pontos *keyphasor*.
3. Frequências que apresentem números inteiros diferentes de um no numerador, podem disfarçar ou tornar pouco claras as regiões intervaladas. Por exemplo, numa órbita 2X, existem dois ciclos completos de vibração por cada revolução do veio. Assim, existirá um impulso do *keyphasor* por cada dois ciclos de vibração. Se a órbita não tem outras componentes de frequência, irá cobrir as zonas de intervalo originadas pelo *keyphasor* durante o segundo ciclo de vibração. Assim, à primeira vista, a órbita 2X ou 3X parecerá muito semelhante à órbita 1X.

Utilizando estas regras é possível determinar, rapidamente, diferentes valores de frequência (Figura 3.11):

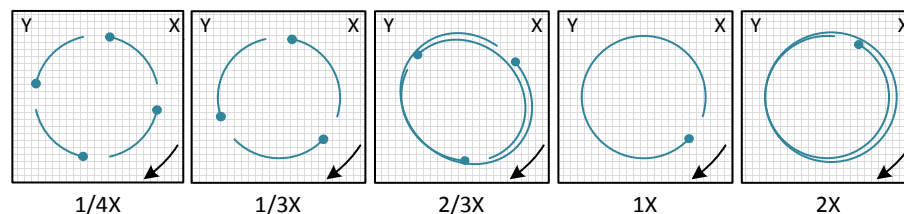


Figura 3.11 - Órbitas com frequências subsíncronas e supersíncrona (adaptado de: (Bently, 2002))

Cada órbita da Figura 3.12 mostra várias rotações do veio. No centro da Figura encontra-se uma órbita de exatamente 1/2X. No lado esquerdo, uma órbita ligeiramente abaixo de 1/2X e, do lado direito, uma órbita ligeiramente acima de 1/2X.

Quando a frequência é um quociente inteiro, cada ponto do *keyphasor* sobrepõe-se a cada ciclo de vibração. Quando a frequência é ligeiramente acima ou abaixo do quociente inteiro, os pontos do *keyphasor* movem-se lentamente à volta da órbita (Bently, 2002). O sentido pelo qual se movem irá depender se o valor da frequência de vibração está acima ou abaixo do quociente inteiro. A velocidade a que se movem depende do quão longe está o valor da frequência desde esse valor.

Quando o valor de frequência está ligeiramente abaixo do valor (órbita da esquerda), o movimento orbital do veio será mais lento e, assim, o veio completa menos ciclos de vibração por rotação. O ponto do *keyphasor* ocorre um pouco mais cedo no ciclo

e parece mover-se lentamente à volta da órbita no sentido oposto ao sentido de precessão do veio.

Quando o valor de frequência está ligeiramente acima do valor (órbita da direita), o movimento orbital do veio será mais rápido e, assim, o veio completa mais ciclos de vibração por rotação. O ponto do *keyphasor* ocorre um pouco mais tarde durante o ciclo e parece mover-se lentamente à volta da órbita no mesmo sentido do movimento de precessão.

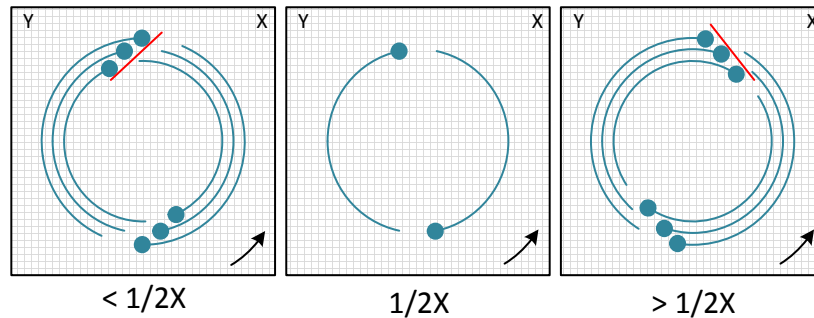


Figura 3.12 - Comportamento do ponto *keyphasor* relativamente ao valor de frequência

Devido à sensibilidade deste efeito, a órbita possui uma capacidade de visualização superior ao espectro de frequências, que está limitado à sua resolução (Bently, 2002). Os espectros de frequência possuem um limite em resolução, que é determinado pela frequência máxima e número de linhas de espectro. Por exemplo, um espectro de 400 linhas com frequência máxima de 500 Hz terá uma resolução, ou largura de banda, de $500/400 = 1.25 \text{ Hz} = 75 \text{ CPM}$. Uma máquina que rode a 3600 RPM, com vibração $1/2X$ tem uma frequência de 1800 CPM. À frequência de $0.49X$ correspondem 1764 CPM. Estas frequências diferem apenas em 36 CPM, menos que a resolução (Bilosová & Bilos, 2012) do espectro. Assim, nesta resolução, ambas as frequências traduzir-se-iam num espectro de frequência idêntico.

No entanto, esta diferença de frequência pode ser muito importante. Sob certas condições, a fricção (defeito de funcionamento estudado neste trabalho) entre o veio e a estrutura da máquina pode produzir vibração a exatamente $1/2X$. Por outro lado, a instabilidade induzida por fluidos ocorre tipicamente a frequências ligeiramente inferiores a $1/2X$. Determinar esta ligeira diferença na frequência pode ser muito importante para o diagnóstico correto de avarias nas máquinas (Eisenmann & Eisenmann Jr., 2005). Como resultado, a órbita iria apresentar pontos do *keyphasor* sobrepostos para vibração a $1/2X$ enquanto para vibração ligeiramente inferior a $1/2X$ os pontos *keyphasor* mover-se-iam contra o sentido do movimento de precessão.

A órbita não-filtrada pode ser utilizada para determinar a frequência relativa de vibração na direção X comparada à frequência de vibração na direção Y (Bently, 2002):

1. Obter uma órbita não-filtrada (Figura 3.13).
2. Começar a partir do ponto *keyphasor* e percorrer a órbita. Anotar quantos picos positivos (ou negativos) se encontram a respeito de um dos sensores.
3. Repetir o procedimento a respeito do outro sensor. A frequência relativa expressa-se como:

$$F_x : F_y$$

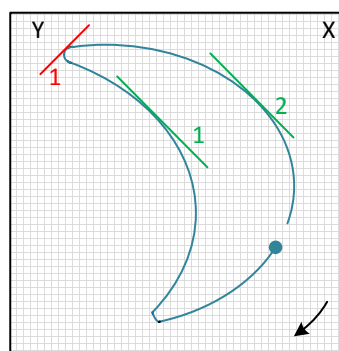


Figura 3.13 - Frequência relativa da órbita

Na Figura 3.13, encontram-se dois picos positivos ($F_x = 2$) na direção X (cor verde), e um pico positivo ($F_y = 1$) na direção Y (cor vermelha). Assim, a relação de frequência é 2:1 e as componentes são $2X$ e $1X$.

Até agora abordaram-se os conceitos relativos à órbita singular. No entanto, a análise simultânea de várias órbitas pode aumentar a capacidade deste tipo de gráfico. Podem ser criadas *múltiplas* órbitas (Muszynka, 2005; Kelm & Pavelek, 2012) em função da velocidade, posição, cargas variáveis, ou variações de parâmetros processuais.

Quanto à velocidade, utilizam-se dados de um único plano de leitura na máquina. Durante o arranque ou paragem, estabelecem-se intervalos de tempo, e recolhe-se uma amostra de dados que é utilizada para criar uma órbita. Podem-se combinar várias órbitas para mostrar o comportamento da máquina relativamente à velocidade de funcionamento. Esta técnica é utilizada para identificar ressonância (Bently, 2002).

A Figura 3.14 ilustra uma série de órbitas $1X$, registadas durante a paragem de uma máquina. Recorde-se que os pontos do *keyphasor* representam a posição do *high spot* do veio quando ocorre este impulso. Quando a máquina passa pela ressonância, a relação entre a localização do desequilíbrio (ponto de maior massa) e a resposta do veio (o *high spot*) altera-se: a localização do desequilíbrio não se modifica (está fixo no veio relativamente ao entalhe do *keyphasor*), mas, na paragem, o atraso do *high spot* vai reduzindo à medida que a máquina atravessa a ressonância. A órbita exhibe estas alterações. Primeiro, enquanto a velocidade diminui, a localização do *high spot* (que é identificado pelo ponto do *keyphasor*) move-se segundo o perfil da órbita no sentido da

rotação. Ao mesmo tempo, a dimensão da órbita aumenta, alcança uma dimensão máxima quando a máquina atravessa a frequência natural, e volta a diminuir posteriormente. Note-se que a orientação da elipse altera com a passagem do veio pela ressonância, devido à rigidez anisotrópica (Adams, 2001).

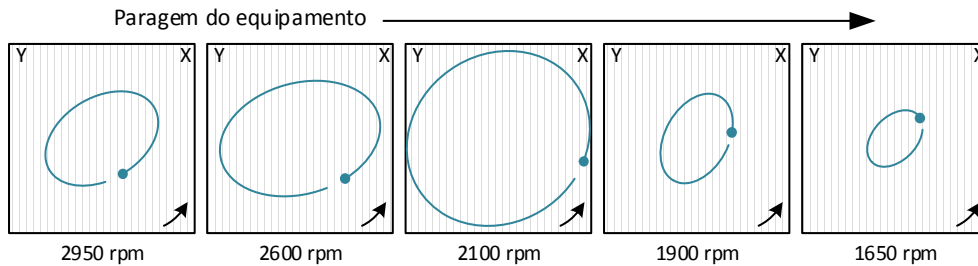


Figura 3.14 - Órbitas 1X resultantes da paragem de uma máquina

Quanto à posição (Muszynka, 2005; Kelm & Pavelek, 2012), as *múltiplas* órbitas resultam da recolha de dados de vários planos de medida simultaneamente. Como a órbita mostra o percurso do centro do veio, as *múltiplas* órbitas fornecem uma representação a três dimensões do movimento do veio ao longo do seu comprimento.

A Figura 3.15 ilustra um conjunto de órbitas 1X em que os pontos do *keyphasor* indicam a localização do centro do veio, em cada plano de medida, no instante em que ocorre o impulso. Estes pontos podem ser ligados entre si por uma linha, de modo a obter uma estimativa do que será o comportamento do veio ao longo do seu comprimento.

O movimento do veio ocorre a ritmos distintos nas diferentes partes da órbita. Sem indicações adicionais, não se conhece a localização do veio a determinado instante. O impulso do *keyphasor* é a solução, fornecendo a referência no tempo para um ponto, em particular, em cada órbita.

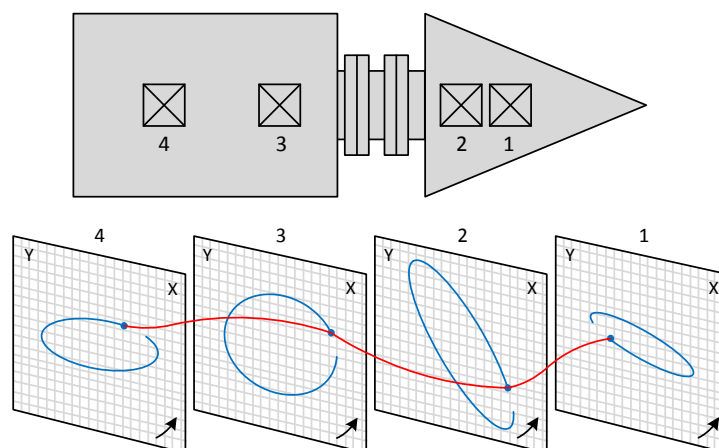


Figura 3.15 - Em cada órbita, o impulso do *keyphasor* exhibe a localização desse ponto do veio (adaptado de: (Muszynka, 2005))

3.4 Órbita associada à Forma de Onda do Sinal no Tempo

Este tipo de gráfico combina a órbita com duas formas de onda do sinal no tempo (Bently, 2002). A forma de onda resultante da leitura Y é exibida por cima da X, ambas à direita da órbita (Figura 3.16). O gráfico contém informação sobre o sentido de rotação, a velocidade, a escala utilizada na órbita e a escala de tempo presente nas formas de onda.

A Figura 3.16 é um exemplo de como utilizar estes gráficos para localizar um defeito na superfície do veio. Esta órbita possui um perfil que revela a existência de dano na superfície do veio. Normalmente, os defeitos de superfície traduzem-se por picos que apontam na direção dos sensores (caso estudado no Capítulo 4). As formas de onda ajudam a esclarecer o período entre estes picos e tornam possível determinar a localização angular do dano na superfície.

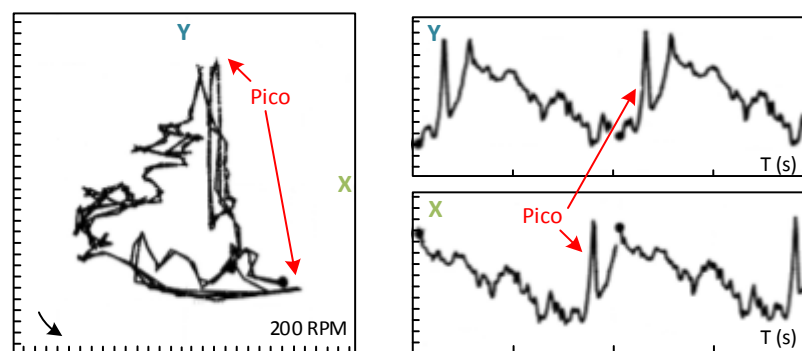


Figura 3.16 - Órbita associada às formas de onda Y e X (adaptado de: (Bently, 2002))

Recorde-se que os picos positivos da forma de onda representam a passagem do veio junto ao sensor e que, a localização de montagem dos sensores, é exibida no gráfico da órbita. O impulso do *keyphasor* representa o mesmo instante em todos os gráficos.

Esta combinação de gráficos permite correlacionar a informação presente na órbita com a informação das formas de onda.

3.5 Full Spectrum

O espectro de frequências resulta da aplicação da transformada FFT ao sinal no tempo. Já o *full spectrum* (Southwick, 1993) trata-se do espectro de uma órbita. Deriva das formas de onda provenientes do par de sensores de proximidade, combinado com o conhecimento do sentido de rotação. Os dois sensores fornecem informação sobre a fase o que permite ao algoritmo *full spectrum* (Figura 3.17) determinar o sentido de precessão a cada frequência.

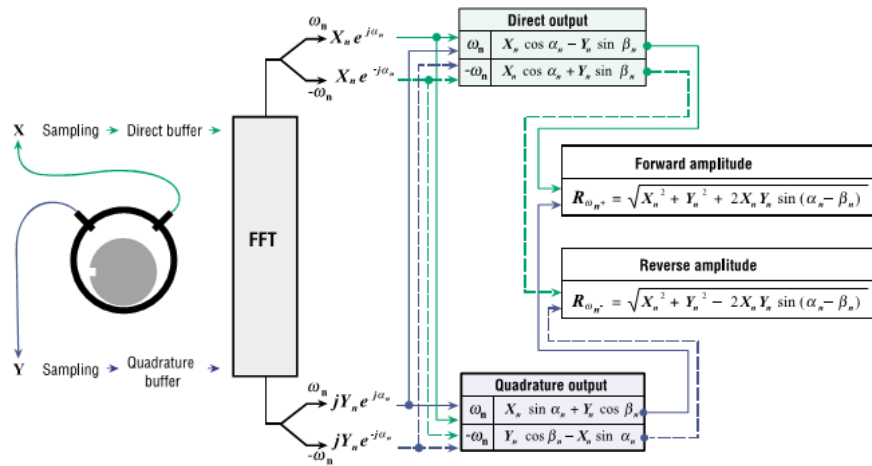


Figura 3.17 - Procedimento matemático para obter o *full spectrum* (fonte: (Goldman & Muszynska, 1999))

O *full spectrum* é calculado através da aplicação do algoritmo FFT à forma de onda de cada sensor. De seguida, os resultados são sujeitos a outra transformada (Goldman & Muszynska, 1999) que converte os dados em dois novos espectros que representam frequências de precessão, um espectro de precessão X para Y e um de precessão Y para X. Por último, o sentido de rotação é utilizado para determinar qual dos espectros representa frequências de precessão *forward* e qual representa frequências de precessão *reverse*. Quando este processo é concluído, combinam-se os dois espectros num único gráfico, o *full spectrum* (Figura 3.18):

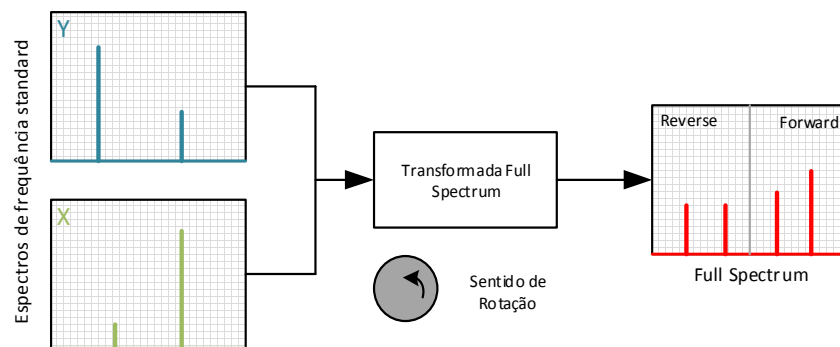


Figura 3.18 - Processo que resulta no *full spectrum*

A Figura 3.19 exhibe as relações entre as formas de onda, os espectros de frequência, a órbita e o *full spectrum*. As duas formas de onda combinam-se para produzir a órbita do canto inferior esquerdo. Os dados utilizados para gerar os espectros de frequência são posteriormente transformados para produzir o *full spectrum* do canto inferior direito. Note-se que o *full spectrum* não é construído apenas combinando os dois espectros de frequência.

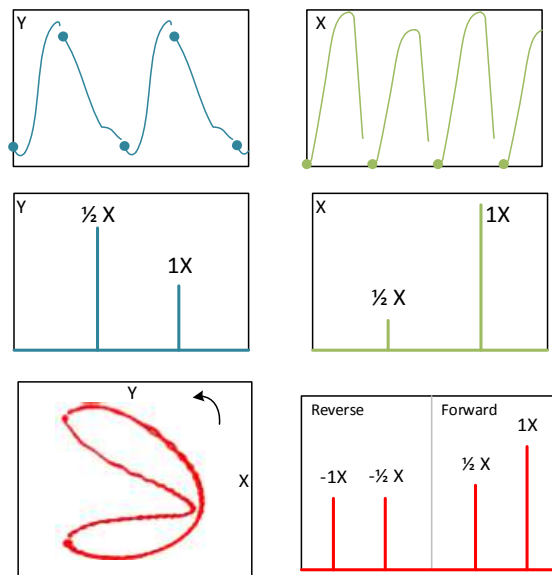


Figura 3.19 - Órbita e respetivo *full spectrum* resultantes das formas de onda X e Y (adaptado de: (Bently, 2002))

O gráfico *full spectrum* apresenta o espectro das frequências de precessão *forward* no lado positivo do eixo horizontal e apresenta o espectro das frequências de precessão *reverse* no lado negativo deste eixo (Bently, 2002). Assim, para cada frequência, existem duas linhas de espectro possíveis, *forward* e *reverse*. O comprimento relativo dessas componentes de espectro, para cada frequência, indica o perfil e sentido de precessão da órbita filtrada a essa frequência (Southwick, 1993).

A Figura 3.20 exhibe quatro órbitas 1X circulares, com sentidos de precessão diferentes, indicados pela sequência espaço/ponto, e diferentes sentidos de rotação, indicados pela seta do canto superior esquerdo. Por baixo de cada órbita, encontra-se o respetivo *full spectrum*. Se a órbita for circular, existirá apenas uma componente (*forward* ou *reverse*) a essa frequência, que indica a amplitude pico-a-pico da órbita (Goldman & Muszynska, 1999). Independentemente do sentido de rotação, quando o sentido de precessão é *forward* (sentidos coincidentes), a frequência estará presente no eixo positivo, e quando o sentido de precessão é *reverse* (oposta ao sentido da rotação) exibe-se no eixo negativo.

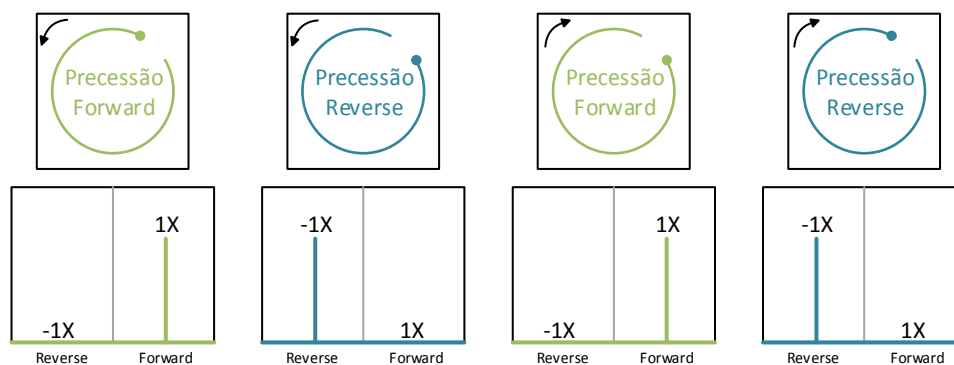


Figura 3.20 - Influência do sentido de rotação e precessão (adaptado de: (Bently, 2002))

O perfil das órbitas circulares é gerado por um único vetor. O comprimento do vetor é o valor (Bently, 2002) em amplitude pico da órbita (metade da dimensão da linha de frequência, a qual representa a amplitude pico-a-pico). A rotação dá-se à frequência da componente e no sentido de precessão indicado por esta. A ponta do vetor traça a trajetória da órbita durante a rotação. Tal como no espectro de frequências, não existe nenhuma informação acerca de fase (Bently, 2002) no *full spectrum*. Então a localização do ponto *keyphasor* é arbitrária.

Na órbita elíptica a 1X da Figura 3.21, o sentido de precessão é o mesmo sentido da rotação e, assim, a órbita trata-se de um exemplo de precessão *forward*. O seu *full spectrum* exibe uma componente de precessão 1X *forward* e exibe uma componente 1X *reverse* inferior. Os vetores *a* e *b* são definidos por metade do valor das componentes 1X *forward* e *reverse* do *full spectrum* e rodam em sentidos opostos. A soma dos vetores *a* e *b* gera a trajetória da órbita. Como rodam em sentidos opostos (sentido *forward* e sentido *reverse*), irão adicionar e subtrair-se a si próprios, alternadamente, duas vezes por rotação, definindo o eixo de maior e o de menor dimensão da órbita elíptica. (A soma e a diferença dos comprimentos das componentes positiva e negativa do *full spectrum* são valores pico-a-pico e definem o comprimento dos eixos).

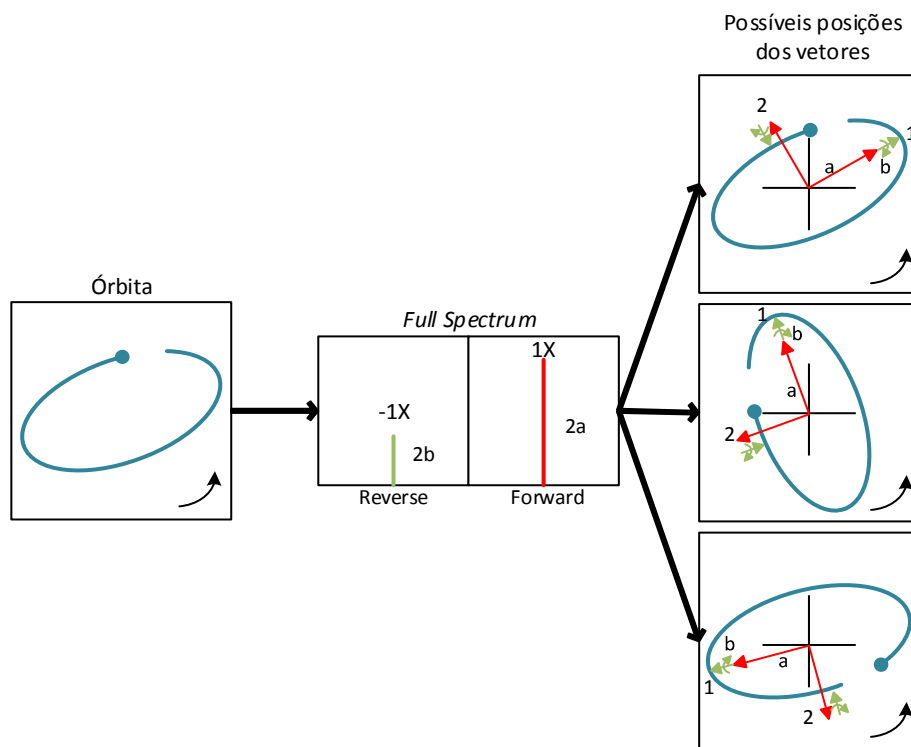


Figura 3.21 - Hipóteses de configuração dos vetores *forward* e *reverse* (adaptado de: (Bently, 2002))

Note-se que a orientação da órbita elíptica exibida na Figura 3.21 é arbitrária. O *full spectrum* contém informação acerca da dimensão, elipticidade e sentido de precessão mas, devido a não existir informação sobre fase, não se conhece a orientação da órbita. A Figura 3.21 sugere que as órbitas que possuam a mesma elipticidade, dimensão e sentido de precessão, terão o mesmo *full spectrum*. Assim, o *full spectrum* é independente da orientação dos sensores. Já o espectro de frequências depende da orientação dos sensores (Goldman & Muszynska, 1999; Adams, 2001).

A Figura 3.22 exibe a trajetória de várias órbitas filtradas a 1X. O comprimento das componentes *forward* e *reverse* correlaciona-se com o perfil e sentido de precessão da órbita (Goldman & Muszynska, 1999):

1. Uma única componente, seja *forward* ou *reverse*, resulta numa órbita circular.
2. A maior componente determina o sentido de precessão.
3. Quanto mais reduzida for a diferença entre a componente *forward* e *reverse*, mais elíptica será a órbita.
4. Componentes iguais resultam numa simples reta.

Cada par de componentes representa dois vetores que rodam nos sentidos *forward* e *reverse* a uma frequência específica. Uma órbita influenciada por diversas frequências pode ser descrita através de um conjunto de vetores e componentes *full spectrum*. Cada par de componentes de frequência (*forward* e *reverse*) descreve uma *sub*-órbita (circular, elíptica ou reta) com sentido e frequência de precessão particulares. A órbita final é expressa como a soma das suas componentes orbitais da mesma forma que uma simples forma de onda é expressa como a soma das suas componentes sinusoidais (Goldman & Muszynska, 1999; Bently, 2002).

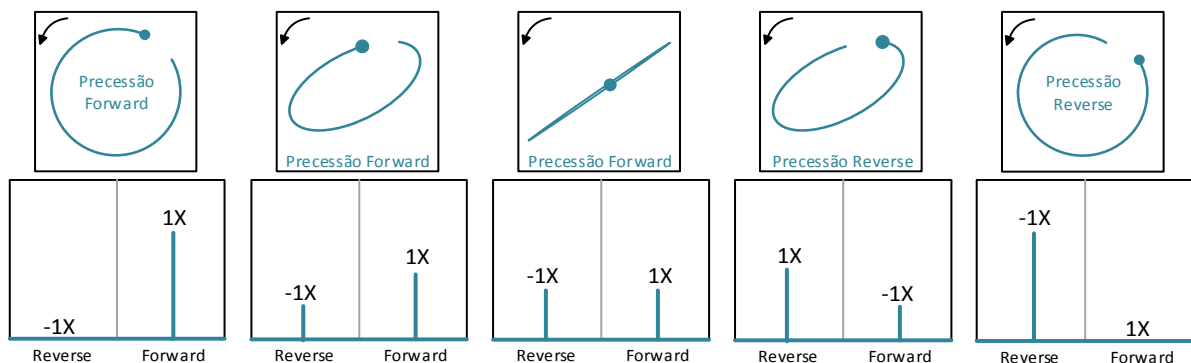


Figura 3.22 - Órbitas 1X circulares e elípticas com os respetivos *full spectrums*.

A Figura 3.23 ilustra a órbita complexa de uma turbina a vapor. A órbita contém componentes a $1/2X$, $1X$ e a algumas frequências superiores devido a fricção entre os seus elementos constituintes (Southwick, 1994; Jr., 2001). O *full spectrum* ajuda a clarificar a complexidade: O par de componentes espectrais a $1X$ mostra que a componente $1X$ *forward* é superior à *reverse*, formando uma *sub*-órbita elíptica. O par de componentes a $1/2X$ mostra que esta *sub*-órbita é praticamente uma reta (as componentes possuem comprimentos semelhantes). Para além disto, estão presentes componentes a $2X$ que também são traduzidas numa reta.

Assim, o *full spectrum* permite identificar características de órbitas que, de outra maneira, estariam disfarçadas. O sentido de precessão e a elipticidade fornecem informação sobre o estado da máquina. Esta ferramenta pode ser utilizada para discriminar entre problemas diferentes que produzam vibração a frequências semelhantes.

Um exemplo (Bently, 2002) do que foi descrito anteriormente é a distinção entre o defeito de fricção e instabilidade induzida por fluidos (Kicinski, 2006). Note-se a semelhança entre os espectros de frequência de ambos os defeitos (Figura 3.24). No entanto, analisando os *full spectrums*, a instabilidade induzida por fluidos aparece predominantemente segundo a sua componente $1/2X$ *forward*, resultando numa *sub-órbita* praticamente circular.

O gráfico que representa a fricção mostra que a componente $1/2X$ é extremamente elíptica devido à semelhança de comprimento das componentes $1/2X$ *forward* e *reverse*. O comportamento subsíncrono *forward* e circular é atípico de fricção (Southwick, 1994).

O *full spectrum* trata-se de uma ferramenta recente na análise de vibrações (Bently, 2002).

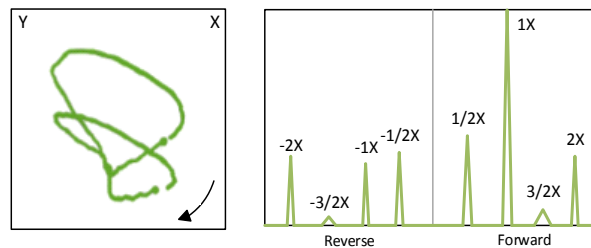


Figura 3.23 - O *full spectrum* como apoio ao diagnóstico (fonte: (Bently, 2002))

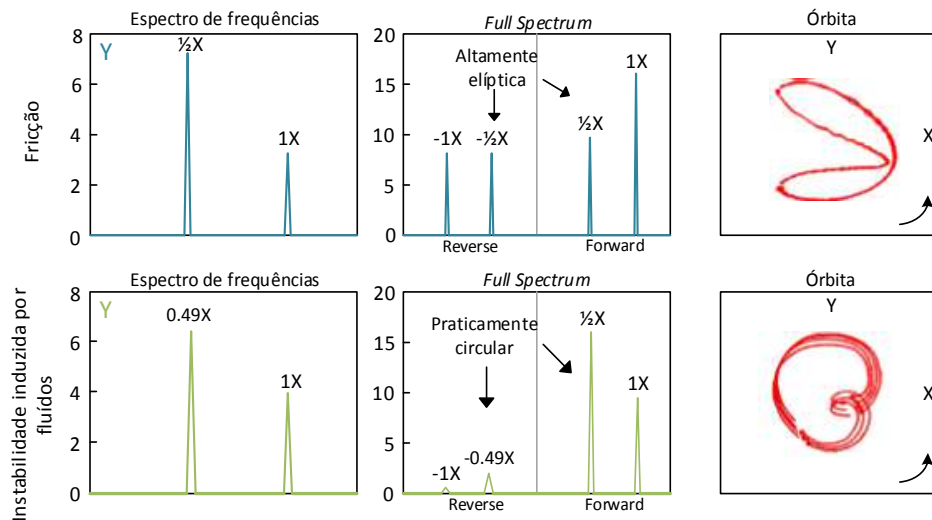


Figura 3.24 - Importância da ferramenta utilizada no diagnóstico (adaptado de: (Bently, 2002))

4 Trabalhos Realizados

4.1 Introdução

Para realizar a componente prática deste trabalho, foi gentilmente cedida a unidade demo (*rotor kit*) presente na Figura 4.1, pela *Emerson Process Management*, uma das maiores empresas mundiais no que se refere ao Controlo de Condição. Esta unidade está equipada com: sensores de proximidade montados radialmente (Figura 4.2), acelerómetros, sensor de proximidade *keyphasor* (Figura 4.3). Estão disponíveis, também, sensores de proximidade montados axialmente para medir deslocamentos do veio nesta direção.

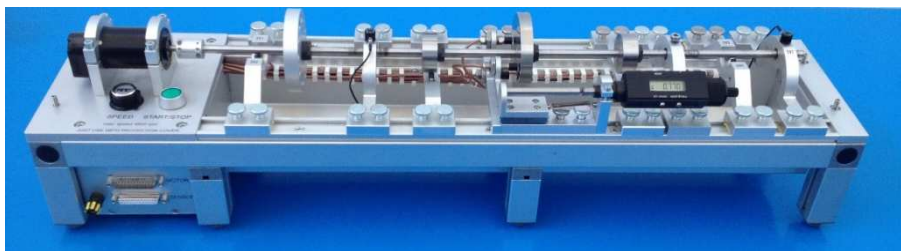


Figura 4.1 - Rotor kit da Emerson Process Management

O rotor kit está ligado a um sistema de monitorização *online* de vibração *CSI 6500* (Figura 4.4).



Figura 4.2 - Par de sensores de proximidade montados radialmente a 90° SV3/SV4

O sistema de monitorização *online* é configurado através do *router* para que trabalhe em rede com um computador. O sistema utilizado é constituído por dois módulos independentes (*Emerson Process Management*, 2014): Preditivo e Proteção. Cada um dos módulos tem uma função específica. O primeiro módulo encarrega-se de fazer a recolha de dados *online*. Estes dados podem ser analisados posteriormente (são armazenados em disco) e mostram o que está a acontecer na máquina em tempo real. O segundo módulo tem por objetivo efetuar a paragem da máquina quando as condições de alarme definidas para a sua proteção forem atingidas - Proteção.

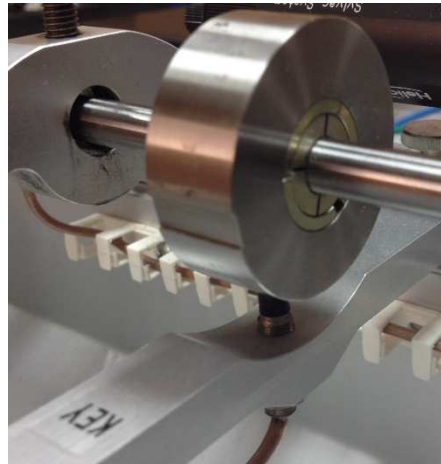


Figura 4.3 - Sensor de proximidade *keyphasor*

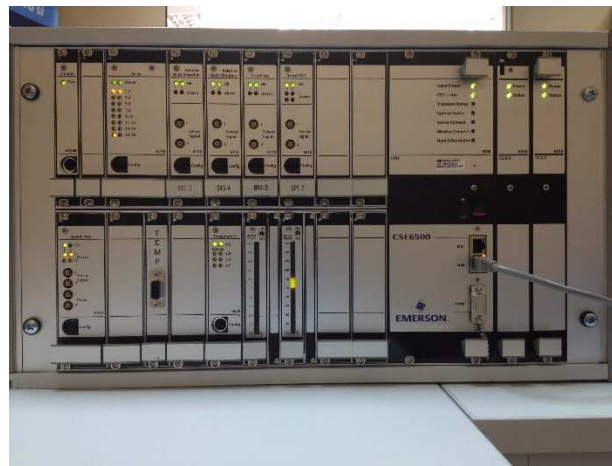


Figura 4.4 - Rack *CSI 6500*

O *rotor kit* possui dois pares de sensores de proximidade rigidamente instalados, junto a cada chumaceira (neste tipo de equipamentos não é viável a instalação dos sensores no interior de chumaceiras lisas por questões de dimensão). Para introdução de desequilíbrio, o *rotor kit* possui um disco acoplado ao veio no qual se inserem massas de desequilíbrio. Na Figura 4.5, encontram-se esquematizados os componentes que fazem parte do *rotor kit*.

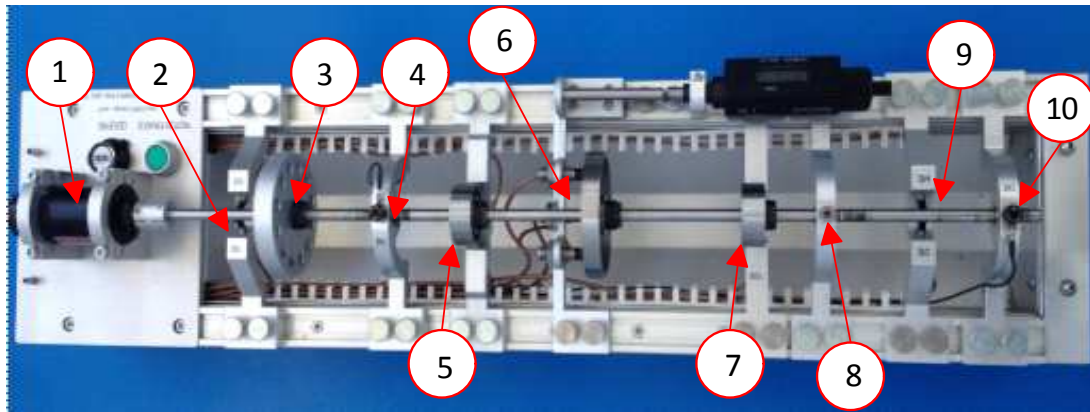


Figura 4.5 - Identificação dos componentes

- 1- Motor Elétrico;
- 2- Par de sensores de proximidade SV1/SV2;
- 3- Disco para introdução de massas de desequilíbrio;
- 4- Chumaceira;
- 5- Sensores de proximidade utilizados para medir velocidade;
- 6- Sensores de proximidade utilizados para medir movimento axial;
- 7- *Keyphasor*;
- 8- Solução para a introdução de fricção;
- 9- Par de sensores de proximidade SV3/SV4;
- 10- Chumaceira.

Com o sistema de monitorização *online* devidamente configurado, o passo seguinte é iniciar o *software AMS Machinery Manager*, onde está a base de dados configurada à *priori*. Após iniciar o *software*, deve ser seleccionado o módulo *Online*, como mostra a Figura 4.6:

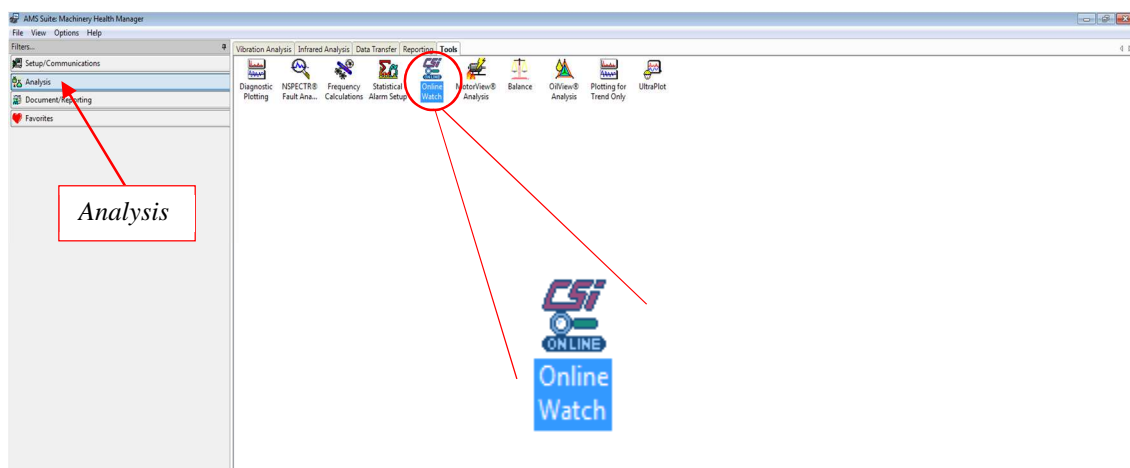


Figura 4.6 - Online Watch

A aplicação é iniciada e, a partir desse momento, o utilizador tem acesso à condição geral do rotor kit:

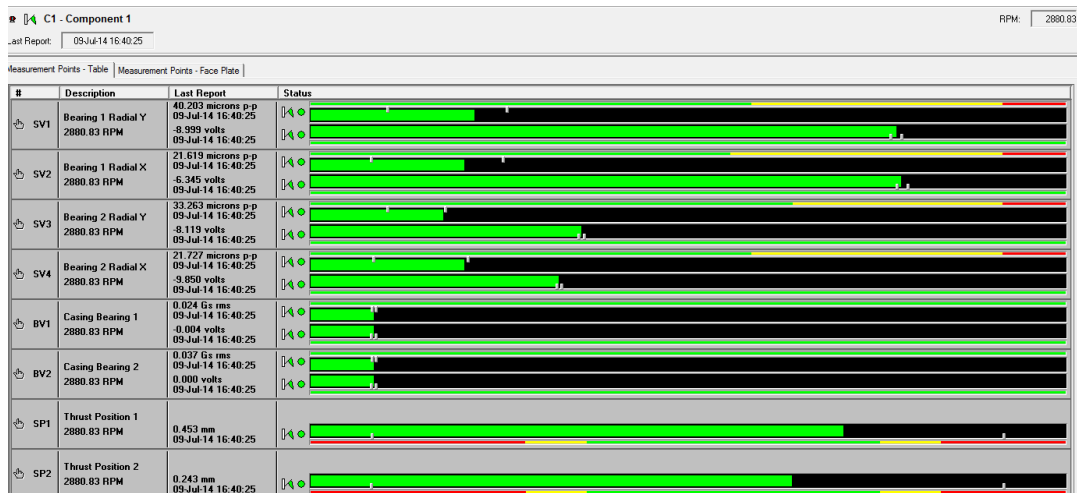


Figura 4.7 - Display da condição do equipamento

A Figura 4.7 exhibe o aspeto da janela principal que permite a rápida visualização sobre o estado de funcionamento do equipamento monitorizado.

O sistema de monitorização *online* permite a recolha de dados transientes (Figura 4.8), adicionalmente à recolha automática que executa. Estas recolhas transientes definem-se como dados que são recolhidos a pedido do utilizador, para além da recolha que o sistema efetua automaticamente.

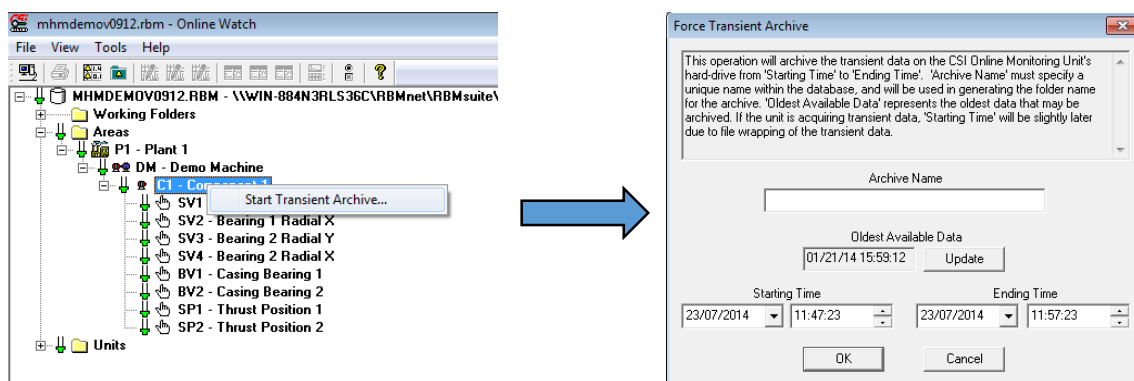


Figura 4.8 - Procedimento para recolha de dados transientes

Estes sistemas são programados para recolher dados como a forma de onda, espetro de frequências, nível global de vibração, etc. a cada intervalo de tempo predeterminado. No entanto, a recolha de dados transientes é uma característica importante nestes sistemas. Na ocorrência de qualquer problema no funcionamento da máquina, permite ter acesso aos dados que correspondem à data de deteção do problema assim como, adicionalmente, estudar a evolução do defeito.

4.2 Recolha de dados na Condição *sem defeitos*

De seguida analisam-se os dados recolhidos sem introdução de defeitos. Para o estudo efetuado nos capítulos seguintes, é necessário conhecer o comportamento do *rotor kit* enquanto não é alvo de qualquer perturbação no seu funcionamento:

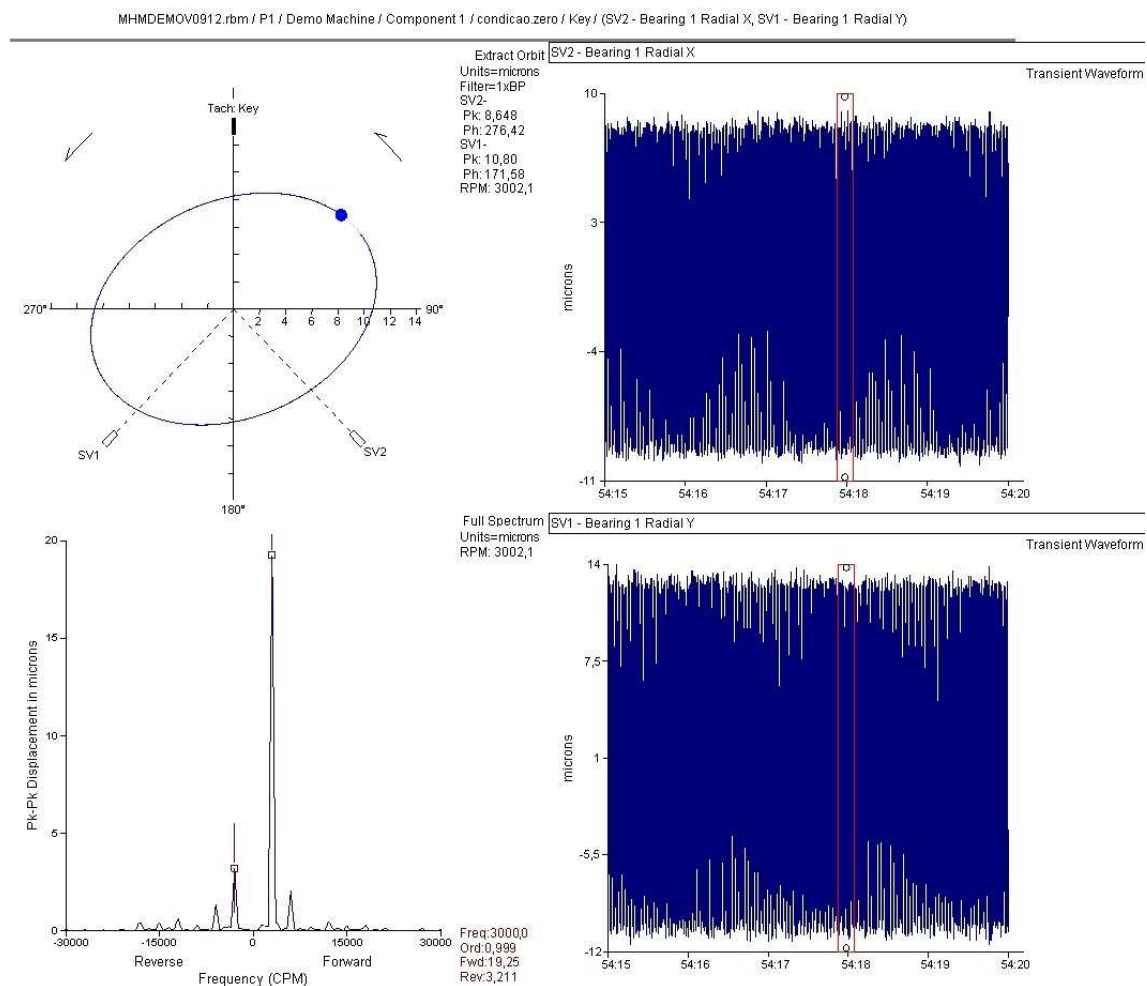


Figura 4.9 - Órbita 1X, *full spectrum* e formas de onda transientes na condição sem defeitos - SV1/SV2

A Figura 4.9 exibe o resultado dos dados recolhidos. No lado direito da Figura, encontram-se as formas de onda transientes que foram recolhidas durante o intervalo de tempo requisitado. As formas de onda contêm um cursor rectangular (vermelho) que permite selecionar especificamente o intervalo a analisar. Cada forma de onda transiente corresponde a um dos sensores de proximidade SV1 e SV2.

A partir do intervalo selecionado surge a órbita e o *full spectrum* correspondente. A legenda da órbita dá indicações sobre as unidades de medida (μm), o filtro aplicado (1X BP), a amplitude pico que cada sensor registou assim como fase e, por último, a velocidade de rotação (RPM). Já a legenda do *full spectrum* revela a frequência selecionada (3000 CPM, velocidade de rotação), a sua ordem e correspondentes amplitudes das componentes *forward* e *reverse* (μm pico-a-pico).

A órbita fornece toda a informação mencionada no fundamento teórico do presente trabalho, como é o caso do sentido de rotação, do sentido de precessão, da indicação do *keyphasor* e o perfil da órbita. A estes dados acrescentam-se a orientação dos sensores de proximidade assim como do *keyphasor*.

Analisando a órbita conclui-se que esta não é perfeitamente circular. Teoricamente, quando o *rotor kit* não se encontra sob qualquer constrangimento ou tipo de defeito, deveria produzir órbitas de perfil circular. Embora seja visível que não é circular, a componente 1X *reverse* é muito reduzida quando comparada a 1X *forward*. Sendo um equipamento para demonstrações, isto deve-se a três razões fundamentais:

1. Muito tempo armazenado em repouso, na horizontal, o que provoca um ligeiro empeno (Bently, 2002) no veio que é longo (630 mm) e de diâmetro reduzido (8 mm);
2. Possui discos que, por melhores que sejam os processos de fabrico, a sua composição não é uniforme e o material não é homogéneo, introduzindo desequilíbrios residuais num equipamento ligeiro, como é o caso (Littrell, 2005);
3. O *rotor kit* exibirá algum grau de anisotropia (Bently, 2002), o que resulta em disparidades no amortecimento ou rigidez nas diferentes direções radiais.

O sentido de rotação coincide com o sentido de precessão (visível pela sequência do *keyphasor*) e, desta forma, o movimento de precessão é *forward*.

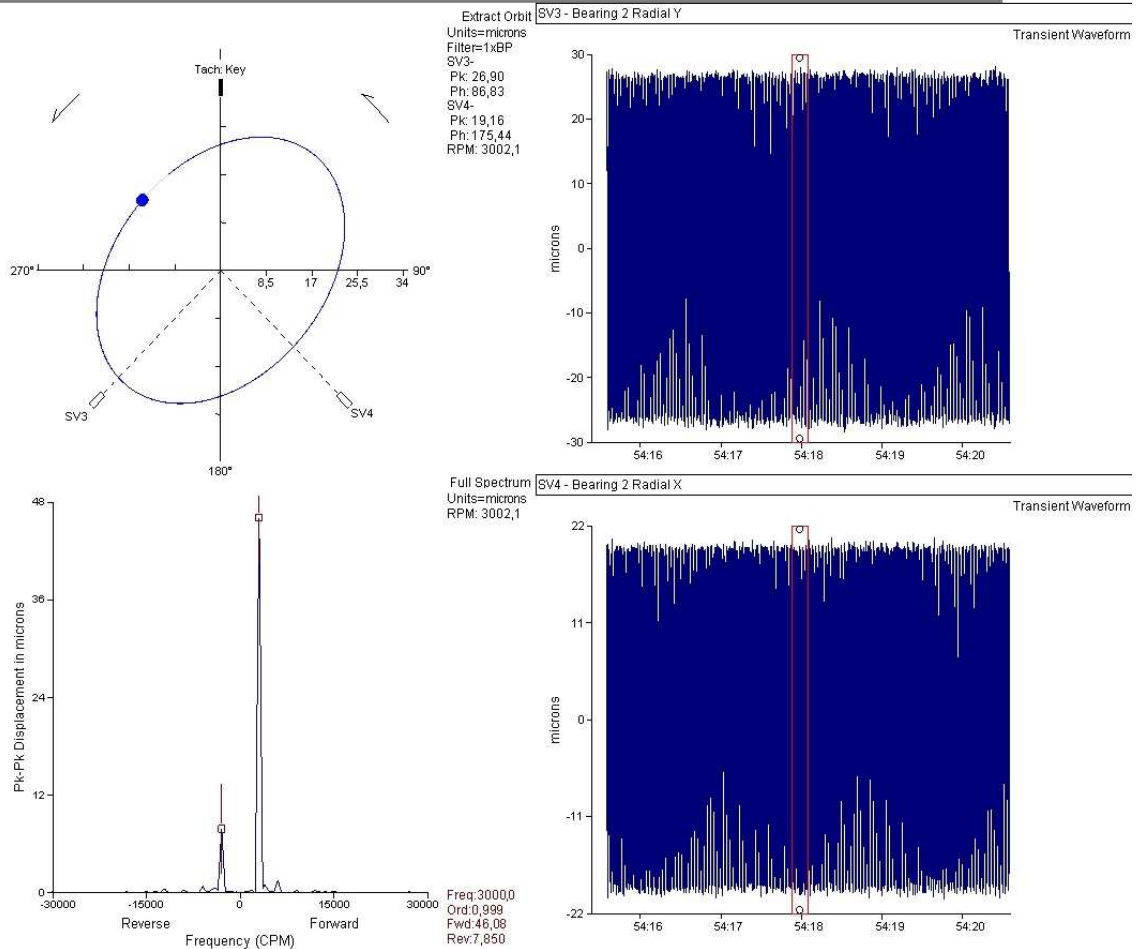


Figura 4.10 - Órbita 1X, full spectrum e formas de onda transientes na condição sem defeitos - SV3/SV4

A Figura 4.10 corresponde à órbita 1X resultante da leitura do par SV3/SV4 no mesmo intervalo de tempo utilizado na recolha representada na Figura 4.9. O perfil da órbita é ligeiramente diferente mas continua a adotar uma forma próxima da circular. O movimento de precessão continua a ser *forward*, como se comprova no gráfico da órbita e do *full spectrum*. No entanto, verifica-se que as amplitudes são superiores às registadas em SV1/SV2, o que se justifica pelo ligeiro empeno que o veio possa apresentar. Mais uma vez a componente 1X *reverse* existe mas é reduzida, daí o perfil não ser perfeitamente circular. A maior amplitude pico-a-pico é registada pelo sensor SV3 (53,8 μm).

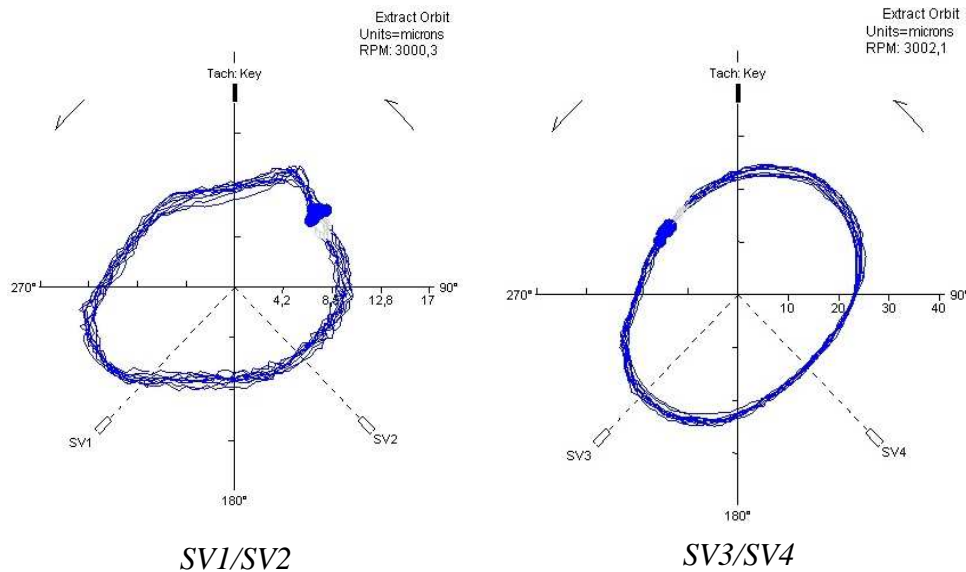


Figura 4.11 - Órbitas não-filtradas resultantes de SV1/SV2 e SV3/SV4

As órbitas não-filtradas da Figura 4.11 são dominadas pela frequência da velocidade de rotação, dada a semelhança com os perfis filtrados a 1X da Figura 4.9 e Figura 4.10.

Partindo destes dados em condições normais de funcionamento, analisar-se-á, nos próximos capítulos, o que cada tipo de defeito provoca na órbita e no seu espetro.

4.3 Desequilíbrio

O desequilíbrio (Goldman & Muszynska, 1999; Bently, 2002; Muszynka, 2005) é o problema mais comum em máquinas rotativas. Apresenta, como sintoma principal, amplitudes de vibração elevadas a 1X. Normalmente, quando se deteta um aumento de vibração a 1X, suspeita-se imediatamente que se trata de desequilíbrio. No entanto, existem outros problemas no funcionamento das máquinas que também geram aumento de vibração a 1X. Hoje em dia, muitas máquinas são equilibradas com precisão para que se possa investigar, posteriormente, a causa real da anomalia presente.

Como a massa de desequilíbrio no rotor está solidária com o veio, o desequilíbrio ocorre à velocidade de rotação. Assim, a força dinâmica causada pelo desequilíbrio é síncrona (1X). No entanto, os sistemas possuem não linearidades que levam ao surgimento de harmónicas da velocidade de rotação.

O desequilíbrio puro resultaria numa órbita circular e *forward*. O perfil da órbita pode resultar numa elipse se a máquina possuir disparidades em termos de rigidez entre as diferentes direções radiais, ou se o veio estiver sujeito a alguma carga radial (Eisenmann & Eisenmann Jr., 2005).

4.3.1 Desequilíbrio, introdução de massa (2,3 g)

Para proceder ao estudo do desequilíbrio, utilizou-se o disco que o *rotor kit* possui para o efeito. Existe apenas um disco para introdução de massa, não sendo possível provocar desequilíbrios de momento e, assim, estudou-se o desequilíbrio estático.

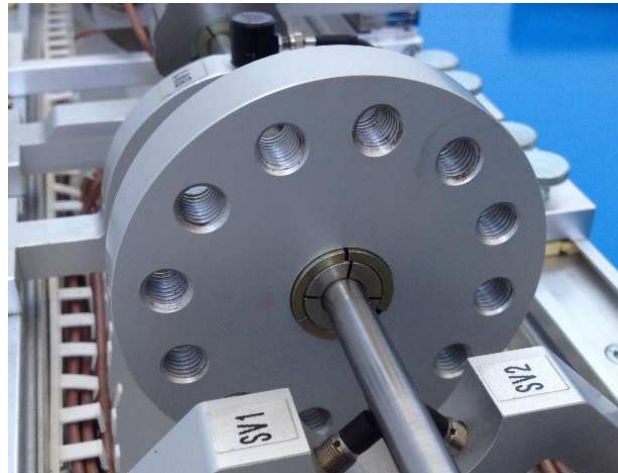


Figura 4.12 - Disco para introdução de desequilíbrio

Este disco (Figura 4.12) possui 80 mm de diâmetro e uma espessura de 13 mm. É constituído por 12 furos M8 e a distância entre furos diametralmente opostos é de 62 mm. Os ensaios iniciaram-se utilizando uma massa de desequilíbrio com 2,3 g (Figura 4.13):



Figura 4.13 - Massa de 2,3 g

Nestes ensaios, a atenção incide, sobretudo, no par SV1/SV2 pois, como a Figura 4.12 indica, é o par mais afetado pela introdução de desequilíbrio.

Na Figura 4.14 é possível perceber a alteração sucedida na forma de onda a partir do momento em que se parou o *rotor kit* para a introdução da massa de 2,3 g. Os resultados seguintes devem ser comparados com os resultados de referência da Figura 4.9.

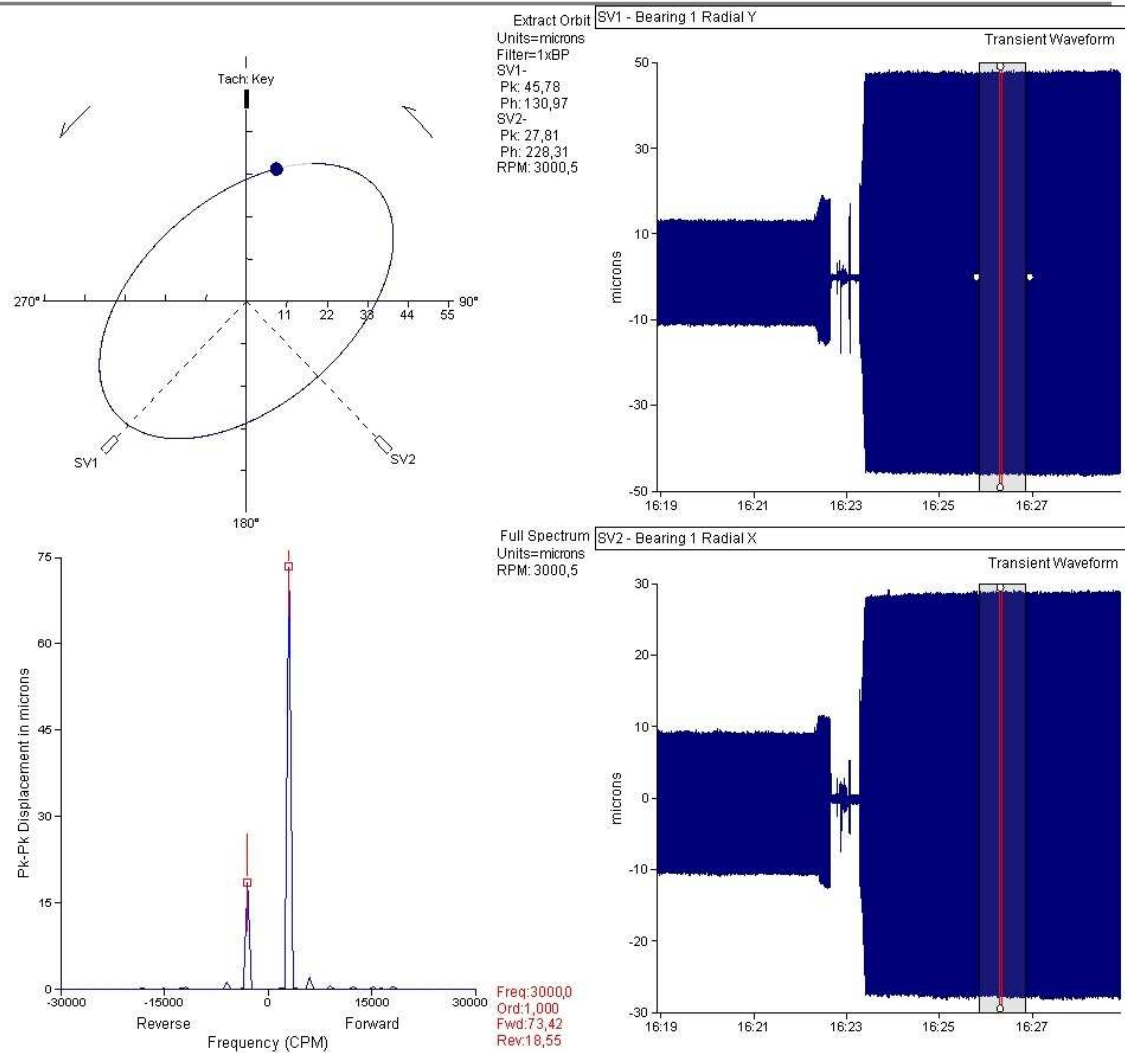


Figura 4.14 - Órbita 1X, full spectrum e formas de onda transientes na condição desequilíbrio 2,3 g - SV1/SV2

A componente 1X *forward* aumentou consideravelmente (de 19,25 para 73,42 μm pico-a-pico), aumento que também se registou em 1X *reverse*, de forma mais acentuada (3,211 para 18,55 μm pico-a-pico), de acordo com os valores de referência do *rotor kit*. Assim, o perfil tornou-se ligeiramente mais elíptico (Capítulo 3.5 *Full Spectrum*).

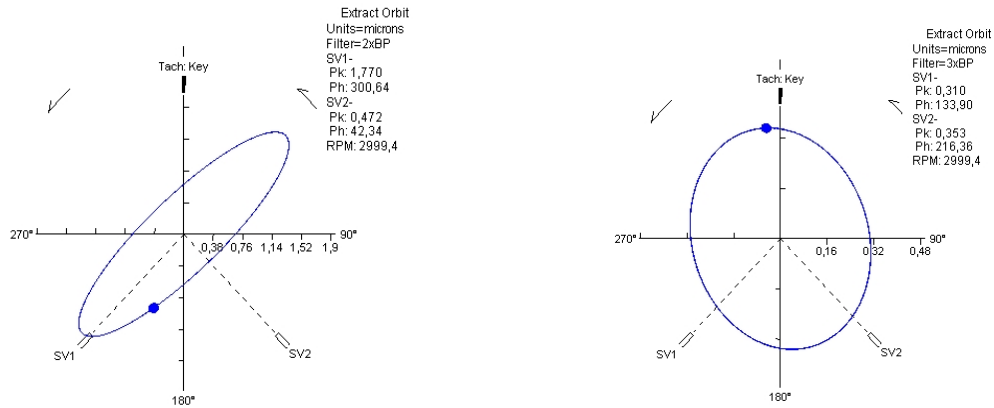


Figura 4.15 - Órbitas filtradas a 2X e 3X

As harmónicas da velocidade de rotação apresentam amplitudes muito reduzidas de maneira que estamos perante desequilíbrio puro, justificado pela Figura 4.15. Esta Figura exhibe as órbitas filtradas às harmónicas 2X e 3X da esquerda para a direita, respetivamente. Confirmando o *full spectrum* deste ensaio, estas componentes registam amplitudes muito reduzidas, sendo desprezáveis.

4.3.2 Desequilíbrio, introdução de massa (4,1 g)

Após o primeiro ensaio a 3000 RPM, optou-se por, mantendo a velocidade de rotação, aumentar a massa de desequilíbrio para 4,1 g (Figura 4.17). Assim como no ensaio anterior, a massa foi colocada na posição indicada pela Figura 4.16.

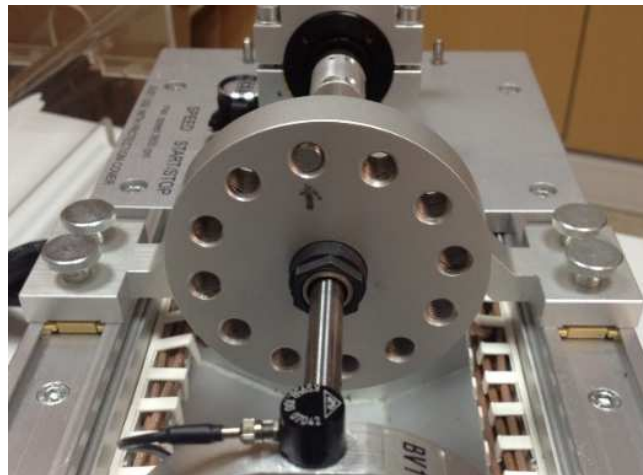


Figura 4.16 - Localização da massa de desequilíbrio



Figura 4.17 - Massa de 4,1 g

Os resultados apresentam-se na Figura 4.18. É importante analisar o aumento das amplitudes de vibração, resultantes do aumento da força de desequilíbrio causada pelo aumento da massa:

$$F_{desequilíbrio} = m_{desequilíbrio} \times r \times \omega^2 \quad (4.1)$$

O valor de amplitude pico-a-pico 1X *forward* passa agora a ser 121,36 μm (73,42 μm no caso anterior) enquanto 1X *reverse* evoluiu para 30,75 μm (18,55 μm anteriormente). Quanto à órbita, registou-se a semelhança do perfil face à anterior, facto que se deve aos seguintes coeficientes que são idênticos:

$$\text{Forward: } \frac{121,36}{73,42} = 1,65; \text{ Reverse: } \frac{30,75}{18,55} = 1,65$$

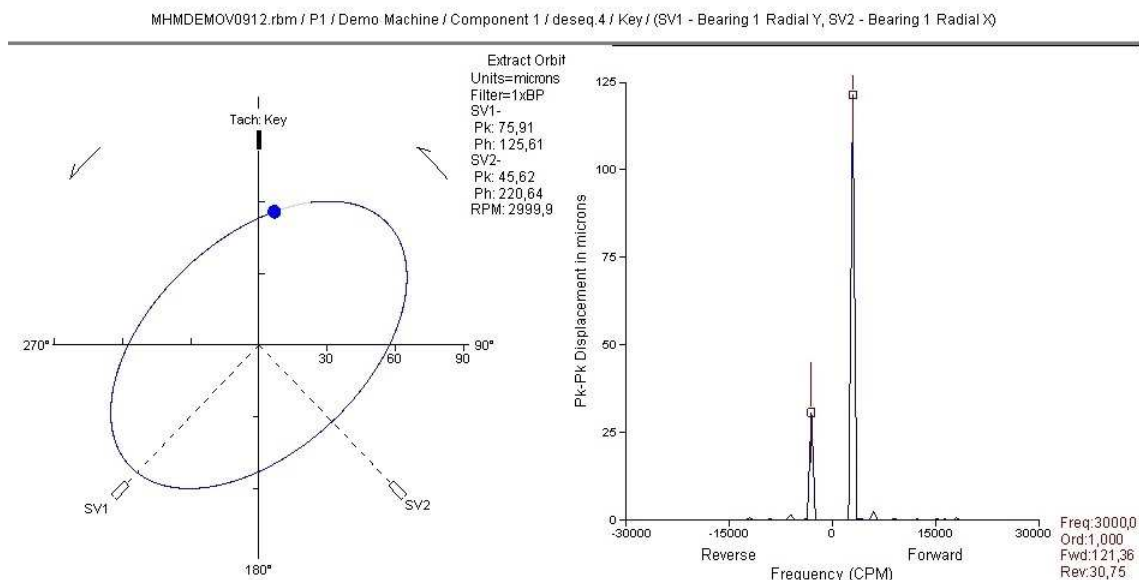


Figura 4.18 - Órbita 1X e full spectrum na condição desequilíbrio 4,1 g (3000 RPM) - SV1/SV2

Nesta fase é apropriado voltar a fazer referência ao sistema *online*, uma vez que, à medida que estes ensaios são produzidos, alerta para os problemas que o *rotor kit* atravessa (Figura 4.19 e Figura 4.23):

II	Description	Last Report	Status
SV1	Bearing 1 Radial Y 3000.73 RPM	121.36 microns p-p -9.191 volts 07-Jul-14 18:23:34	[Icons]
SV2	Bearing 1 Radial X 3000.73 RPM	30.75 microns p-p -6.276 volts 07-Jul-14 18:23:34	[Icons]
SV3	Bearing 2 Radial Y 3000.73 RPM	134.261 microns p-p -8.296 volts 07-Jul-14 18:23:34	[Icons]
SV4	Bearing 2 Radial X 3000.73 RPM	76.025 microns p-p -9.775 volts 07-Jul-14 18:23:34	[Icons]

Figura 4.19 - Alertas do sistema de monitorização online

A Figura 4.20 exhibe os resultados do ensaio realizado nas mesmas condições embora a velocidade seja, agora, máxima (3700 RPM). Os resultados permitem visualizar que a amplitude de vibração aumentou, uma vez que a componente 1X *forward* regista uma amplitude pico-a-pico de 188,75 μm (contra os 121,36 μm anteriores) e uma amplitude pico-a-pico 1X *reverse* de 40,78 μm (face aos 30,75 μm):

$$\text{Forward: } \frac{188,75}{121,36} = 1,55; \text{ Reverse: } \frac{40,78}{30,75} = 1,33$$

Assim, o perfil da órbita permanece parcialmente idêntico, ligeiramente menos elíptico. Devido à resolução do *full spectrum*, os picos 1X e -1X não estão exatamente coincidentes com a velocidade de rotação de 3716,4 RPM.

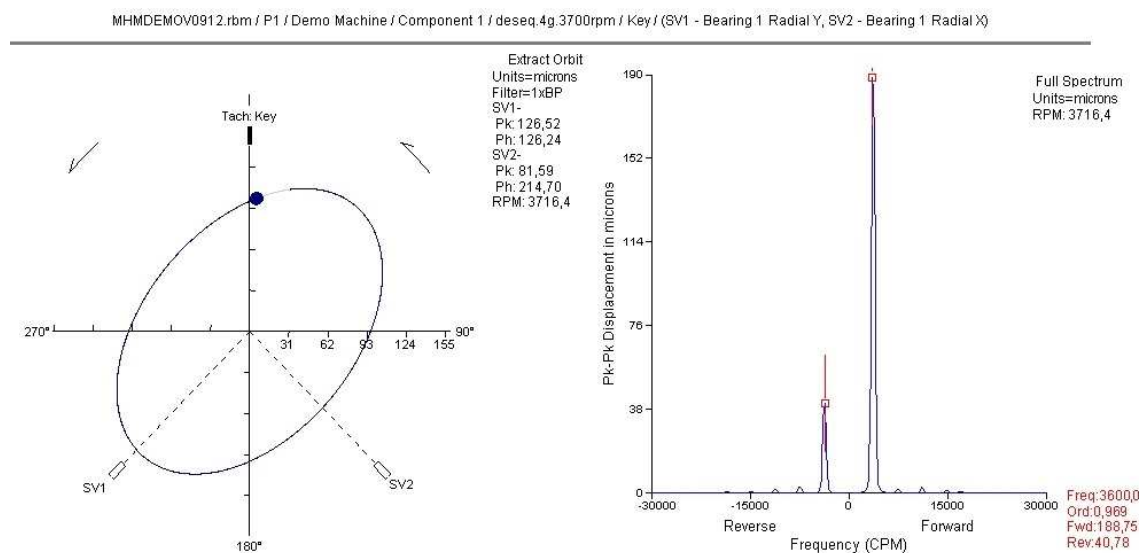


Figura 4.20 - Órbita 1X e *full spectrum* na condição de desequilíbrio 4,1 g (3700 RPM) - SV1/SV2

A Figura 4.21 exhibe os mesmos resultados embora a órbita não seja filtrada. O perfil desta é muito semelhante à órbita filtrada a 1X da Figura 4.20 devido à parca manifestação de outras frequências no *full spectrum*. Mais abaixo, a Figura 4.23, traduz o aumento da severidade em alarmes a respeito aos sensores SV1, SV2, SV3 e SV4.

MHMDEMOV0912.rbm / P1 / Demo Machine / Component 1 / deseq.4g.3700rpm / Key / (SV1 - Bearing 1 Radial Y, SV2 - Bearing 1 Radial X)

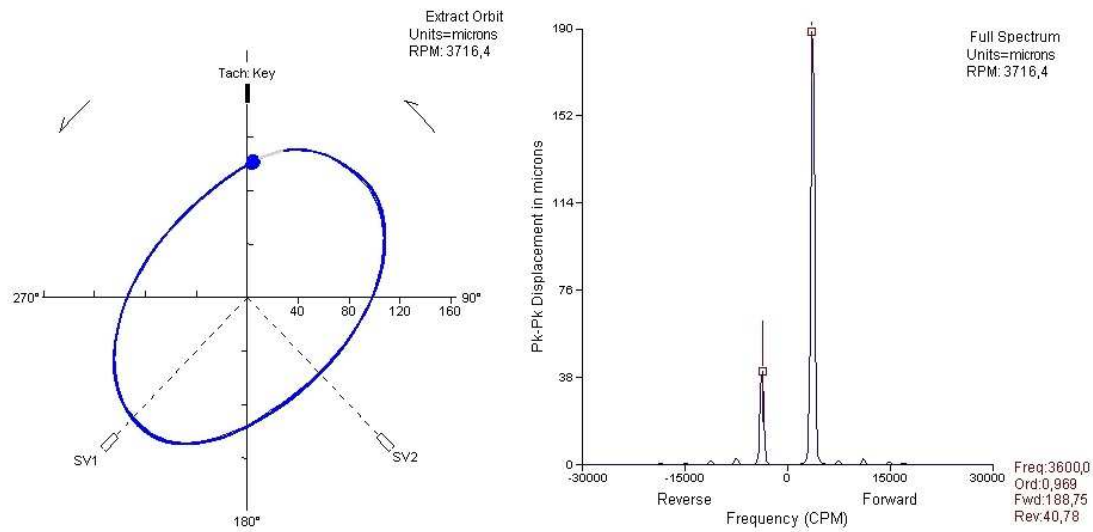


Figura 4.21 - Órbita não-filtrada e *full spectrum* na condição desequilíbrio 4,1 g, 3700 RPM - SV1/SV2

Devido ao efeito mais severo provocado no *rotor kit*, optou-se por inserir a Figura 4.22 que representa a órbita 1X proveniente do par SV3/SV4. O seu perfil é muito semelhante ao perfil resultante do primeiro par embora, observando o *full spectrum*, o valor de amplitude 1X *forward* seja inferior (143,93 vs. 188,75 μm), o que se justifica pela distância à fonte do desequilíbrio. No que diz respeito à componente 1X *reverse*, esta é ligeiramente superior (41,4 vs. 40,78 μm), resultado do efeito que o ténue empeno do veio provoca. Desta forma, a órbita traduz-se num perfil mais elíptico quando comparada com a órbita proveniente do par SV1/SV2.

MHMDEMOV0912.rbm / P1 / Demo Machine / Component 1 / deseq.4g.3700rpm / Key / (SV3 - Bearing 2 Radial Y, SV4 - Bearing 2 Radial X)

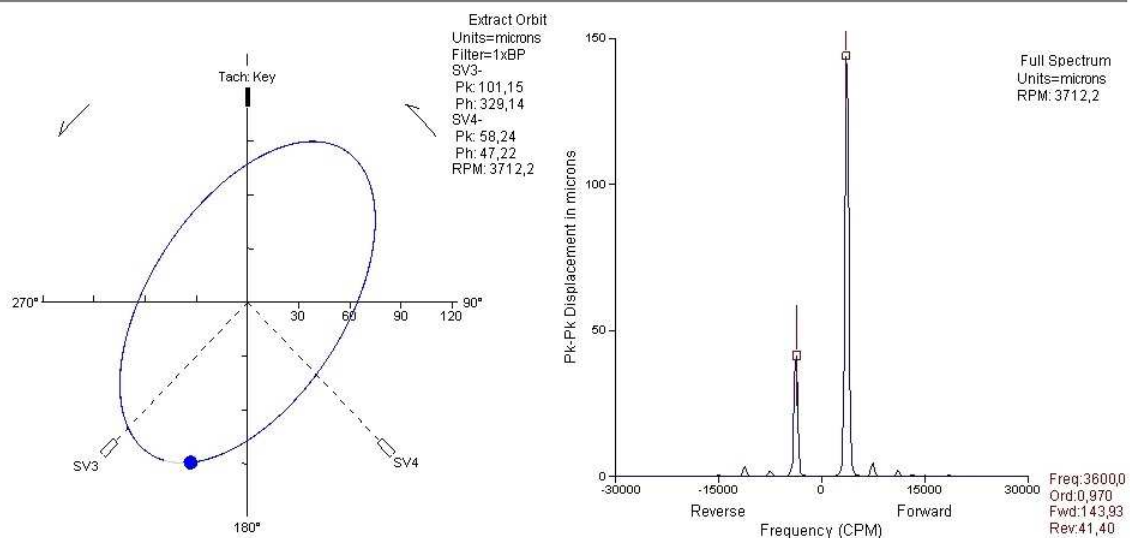


Figura 4.22 - Órbita 1X e *full spectrum* na condição desequilíbrio 4,1 g, 3700 RPM - SV3/SV4

#	Description	Last Report	Status
SV1	Bearing 1 Radial Y 3502.85 RPM	358.276 microns p-p 09-Jul-14 16:56:21 -9.027 volts 09-Jul-14 16:56:21	
SV2	Bearing 1 Radial X 3502.85 RPM	212.722 microns p-p 09-Jul-14 16:56:21 -6.390 volts 09-Jul-14 16:56:21	
SV3	Bearing 2 Radial Y 3502.85 RPM	212.722 microns p-p 09-Jul-14 16:56:21 -8.393 volts 09-Jul-14 16:56:21	
SV4	Bearing 2 Radial X 3502.85 RPM	212.722 microns p-p 09-Jul-14 16:56:21 -9.808 volts 09-Jul-14 16:56:21	

Figura 4.23 - Alertas do sistema de monitorização *online*

4.3.3 Desequilíbrio, introdução de massa (8 g)

Este foi o ensaio mais severo a respeito de desequilíbrio. Colocou-se a massa de 8 g no disco do veio e deu-se início ao movimento a 3700 RPM. Os resultados são apresentados de seguida (Figura 4.24):

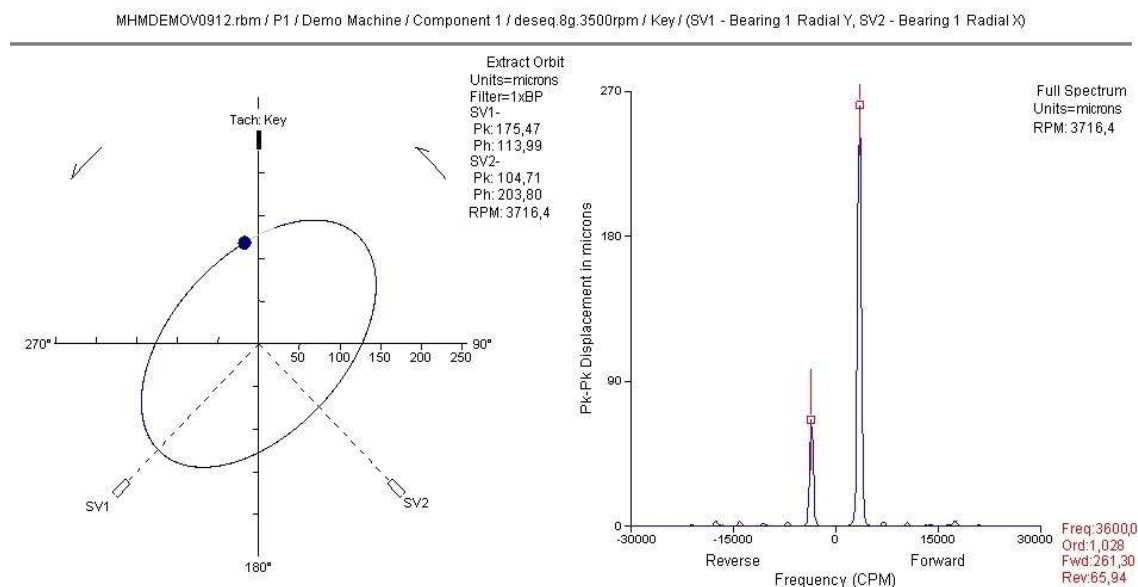


Figura 4.24 - Órbita 1X e *full spectrum* na condição desequilíbrio 8 g, 3700 RPM - SV1/SV2

Examinando o *full spectrum*, pode afirmar-se que a tendência se manteve e, assim, as componentes 1X *forward* e 1X *reverse* aumentaram para 261,30 μm e 65,94 μm , respetivamente. Face aos valores do ensaio anterior com 4,1 g, à mesma velocidade de rotação, resultam os seguintes coeficientes:

$$\text{Forward } \frac{261,3}{188,75} = 1,38 \quad \text{Reverse } \frac{65,94}{40,78} = 1,62$$

Calculados estes coeficientes, pode afirmar-se que o perfil da órbita ficou ligeiramente mais elíptico, devido à redução da diferença de amplitude entre componente *forward* e *reverse*.

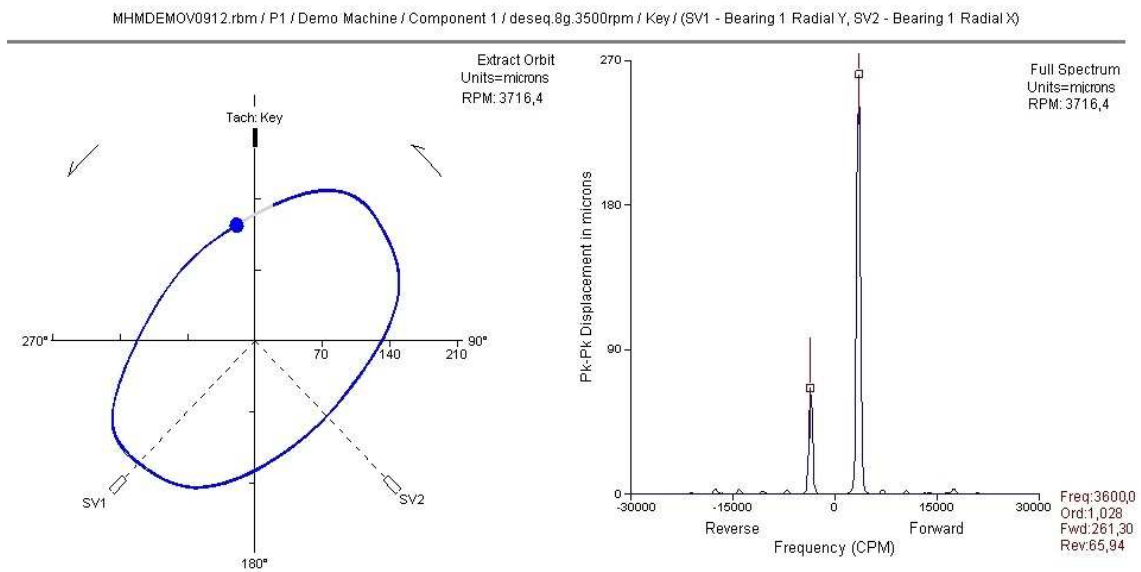


Figura 4.25 - Órbita não-filtrada e *full spectrum* na condição de desequilíbrio 8 g, 3700 RPM - SV1/SV2

A Figura 4.25 apresenta a órbita não-filtrada do par SV1/SV2 e, tal como no ensaio do Capítulo 4.3.2, esta é muito semelhante à órbita filtrada a 1X.

Já a Figura 4.26 exibe o aumento da massa de desequilíbrio registado pelos sensores SV3 e SV4. Em relação ao Capítulo 4.3.2, adotou uma forma mais elíptica, como provam os cálculos dos coeficientes seguintes:

$$Forward \frac{167,97}{143,93} = 1,17 ; Reverse \frac{55}{41,4} = 1,33$$

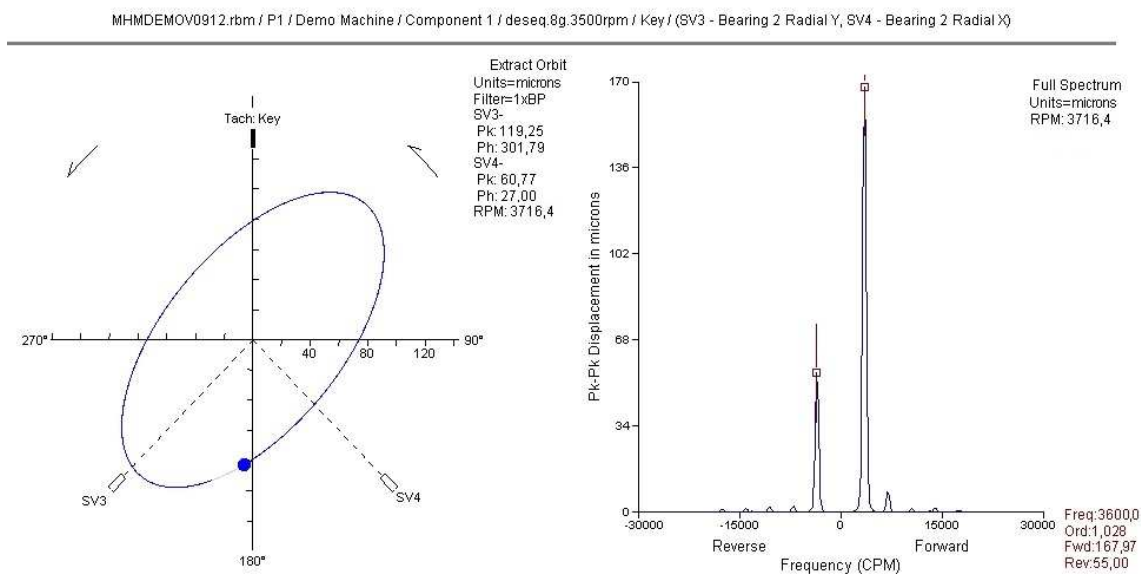


Figura 4.26 - Órbita 1X e *full spectrum* na condição de desequilíbrio 8 g, 3700 RPM - SV3/SV4

No que diz respeito ao desequilíbrio, todos os perfis resultantes dos ensaios coincidiram sobre órbitas *forward*.

Para além disto, durante os ensaios, os perfis resultantes adquiriram uma orientação semelhante (o eixo de medida dos sensores SV1 e SV3 registou sempre as maiores amplitudes, ao contrário dos sensores SV2 e SV4). Este é um facto que também sucede nas condições de referência (ver Figura 4.9 e Figura 4.10), agravado com o desequilíbrio.

Aludindo de novo às condições de referência, perante um modelo teórico e, por consequência, isotrópico (Bently, 2002), existiria apenas componente $1X$ *forward* (velocidade de rotação) no *full spectrum*. No entanto, o *rotor kit* trata-se de um equipamento real e, desta forma, a existência da componente $1X$ *reverse* e o seu aumento à medida do incremento de desequilíbrio, significa que se está na presença de um equipamento cuja rigidez é anisotrópica (Goldman & Muszynska, 1999).

Após estes ensaios pode afirmar-se que, quando existe desequilíbrio, a trajetória da órbita “*alarga*” tanto quanto maior for a massa de desequilíbrio presente ou a velocidade de rotação, no mesmo raio. No entanto, o perfil da órbita não altera até que o desequilíbrio origine um problema secundário, como fricção.

4.4 Cargas Radiais Aplicadas e Desalinhamento

O segundo maior problema (Bently, 2002) em máquinas rotativas trata-se das elevadas temperaturas registadas nos rolamentos. Estão quase sempre relacionadas com cargas radiais dinâmicas ou estáticas elevadas. Estas cargas podem resultar do próprio peso do rotor, aspetos mecânicos como defeitos nos acoplamentos, desequilíbrio ou desalinhamento (Eisenmann & Jr., 2005; Muszynka, 2005).

Existem três tipos básicos de desalinhamento (Muszynka, 2005). Desalinhamento paralelo ocorre quando os eixos dos veios estão paralelos mas não colineares. Desalinhamento angular ocorre quando os eixos dos veios não estão paralelos. A situação mais comum é a combinação destes dois tipos de desalinhamento. O terceiro tipo de desalinhamento é o axial que ocorre quando a posição axial dos veios acoplados excede as tolerâncias do acoplamento.

Como consequência do desalinhamento, as órbitas e respetivos *full spectrums* comportam-se segundo afirma (Goldman & Muszynska, 1999) e como se comprova pelos ensaios: com o aumento da severidade, as componentes $1X$ e $2X$ *forward* diminuem e as componentes $1X$ e $2X$ *reverse* aumentam. Por último, o perfil das órbitas filtradas a $1X$ adota um perfil elíptico acentuado.

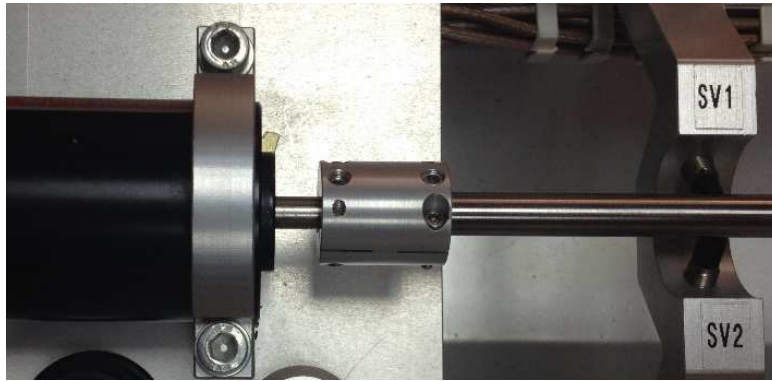


Figura 4.27 - Acoplamento do rotor kit

Aproveitando a existência do acoplamento à saída do motor (Figura 4.27), junto à chumaceira BV1 e ao par de sensores SV1/SV2, introduziu-se desalinhamento angular no sistema através da introdução de calços calibrados. Nestes ensaios, foram utilizados calços de 0,05 mm e 0,1 mm, colocados através do alívio momentâneo ao sistema de aperto da chumaceira do rotor kit (Figura 4.28). Apesar da pouca espessura destes calços, esta não podia ser superior devido ao constrangimento provocado.



Figura 4.28 - Presença de um calço no sistema

A tolerância (Bently, 2002) ao desalinhamento entre dois componentes depende do tipo de acoplamento que é usado. Os acoplamentos rígidos (como é o caso) apresentam uma tolerância nula ao desalinhamento. De seguida apresentam-se os resultados da presença deste defeito utilizando o rotor kit.

4.4.1 Desalinhamento, calços 0,05 mm

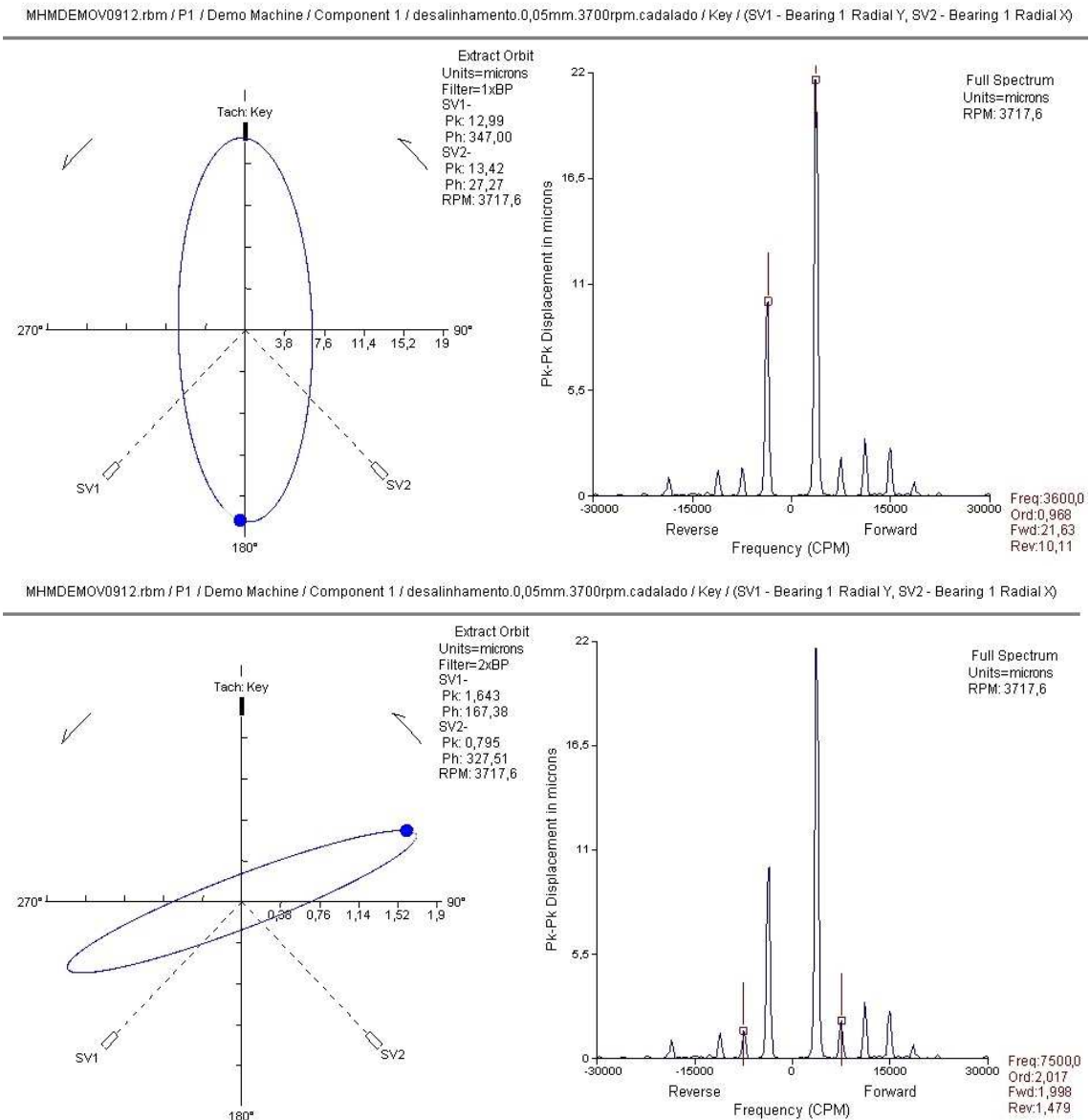


Figura 4.29 - Órbitas 1X e 2X e respetivos *full spectrums* na condição desalinhamento 0,05 mm, 3700 RPM - SV1/SV2

Estabelecendo uma comparação entre os resultados da Figura 4.29 e os resultados de referência (Figura 4.9), inclusive com o aumento da velocidade de rotação em 700 RPM, a componente 1X *forward* aumentou (19,25 para 21,63 μm) enquanto a componente *reverse* aumentou consideravelmente (3,211 para 10,11 μm). Através destes resultados conclui-se que, na presença de desalinhamento, o principal sintoma indicativo deste problema será a elipticidade que o perfil da órbita adota. Consequentemente, a presença e crescimento da componente 1X *reverse*. Surgem harmónicas 2X e 3X da velocidade de rotação (*reverse* e *forward*). Na Figura 4.30, apresenta-se a órbita não-filtrada (resultante de SV1 e SV2) nas mesmas condições:

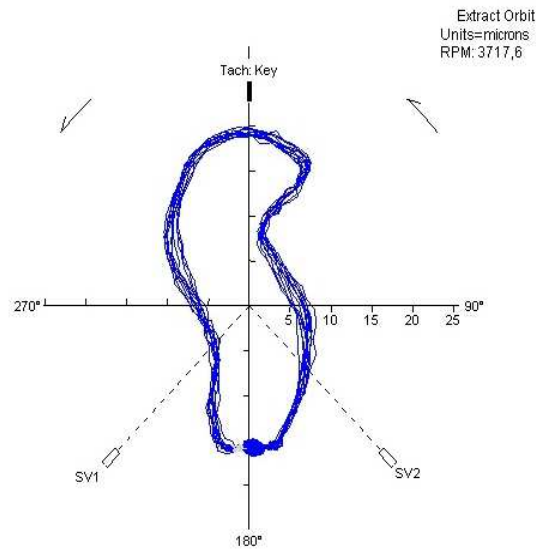


Figura 4.30 - Órbita não-filtrada na condição desalinhamento 0,05 mm, 3700 RPM - SV1/SV2

4.4.2 Desalinhamento, calços 0,1 mm

Substituíram-se os calços de 0,05 mm pelos de 0,1 mm de espessura e procedeu-se ao mesmo ensaio:

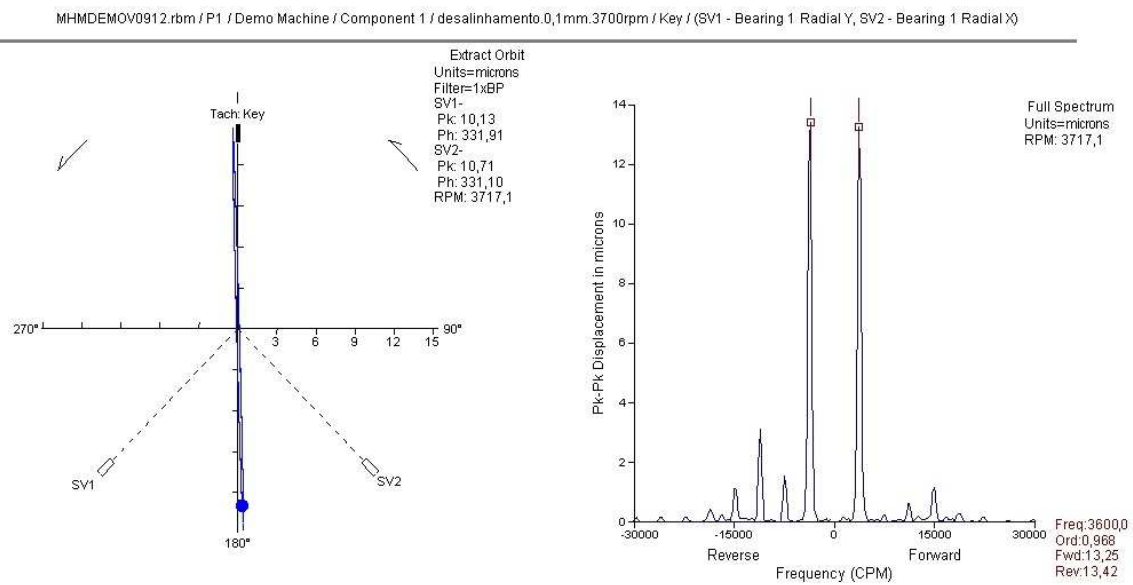


Figura 4.31 - Órbita 1X e *full spectrum* na condição desalinhamento 0,1 mm, 3700 RPM - SV1/SV2

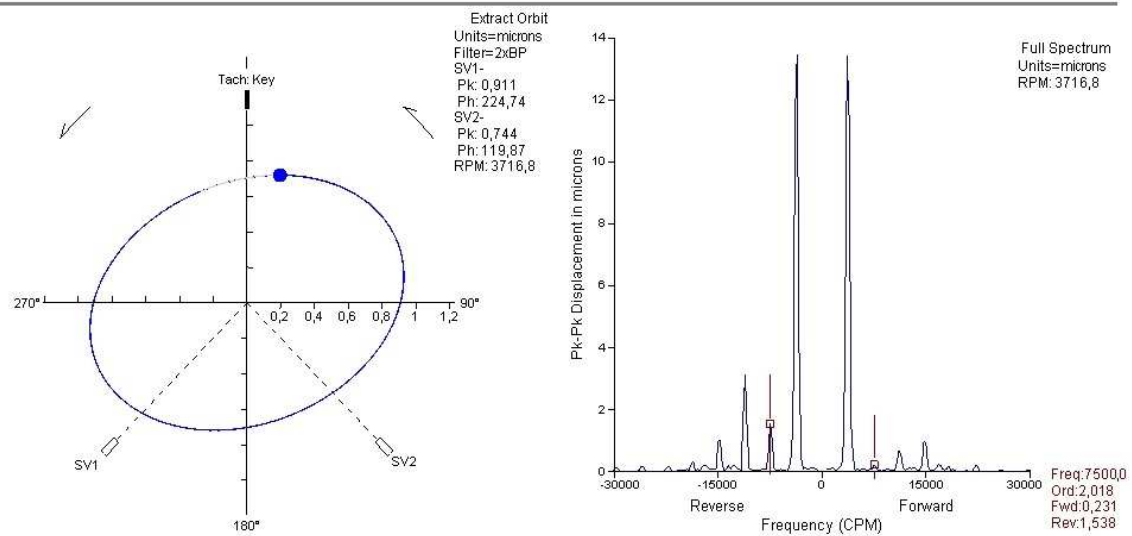


Figura 4.32 - Órbita 2X e full spectrum na condição desalinhamento 0,1 mm, 3700 RPM - SV1/SV2

Os resultados reforçam a introdução teórica sobre desalinhamento. Com o aumento da severidade, todos os sintomas mencionados por (Goldman & Muszynska, 1999) confirmam-se (Figura 4.31): a órbita tornou-se mais elíptica, as componentes 1X e 2X *forward* viram as suas amplitudes reduzidas e as componentes 1X e 2X *reverse* viram as suas amplitudes aumentadas. Por último, quando filtrada a 1X, a órbita possui uma trajetória mais elíptica.

Note-se que, quando filtrada a 2X (Figura 4.32), a órbita resultante é *reverse*, uma vez que o comprimento da componente *reverse* da harmónica da velocidade de rotação é superior no *full spectrum*.

De seguida apresenta-se a órbita não-filtrada do ensaio na Figura 4.33. No entanto, aplicando a análise de órbitas, deve filtrar-se a recolha à velocidade de rotação dos equipamentos (Bently, 2002).

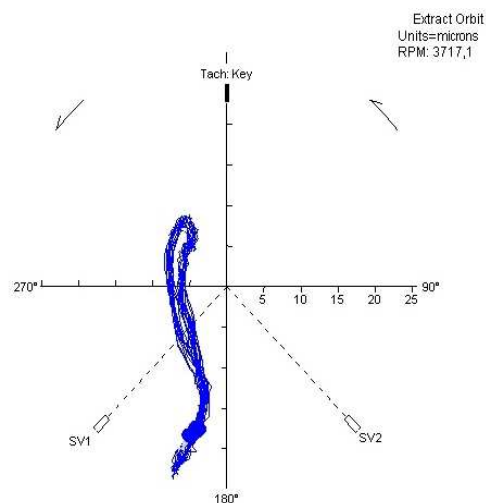


Figura 4.33 - Órbita não-filtrada na condição desalinhamento 0,1 mm, 3700 RPM - SV1/SV2

4.5 Fricção (Rub)

A fricção (Muszynka, 2005) trata-se de um defeito no funcionamento das máquinas em que o veio fricciona qualquer parte estacionária da máquina e pode levar até à falha catastrófica. Trata-se de um problema recorrente (Jordan, 1993) em máquinas e, assim, optou-se por estudar este defeito no *rotor kit*, que oferece essa possibilidade, como ilustra a Figura 4.34. A fricção estabelece-se a partir do aperto dado ao parafuso assinalado na Figura.

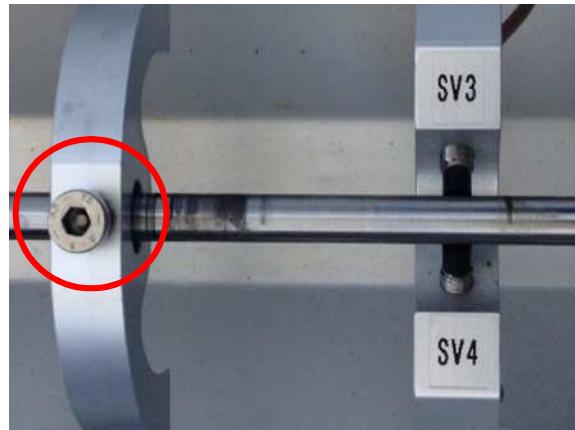


Figura 4.34 - Solução para introdução de fricção metal-metal

A fricção ocorre como efeito secundário (Southwick, 1994) de outro defeito no funcionamento das máquinas. É evidenciado pelo aumento das amplitudes de vibração e alteração do perfil da órbita. Se este fenómeno persistir, transformar-se-á no defeito principal da máquina e pode adquirir diferentes perfis de órbita. Estes perfis podem variar desde um autêntico *loop* (Muszynka, 2005) até ao perfil perfeitamente circular (Jordan, 1993). Este defeito existe em dois tipos fundamentais:

- Fricção estática (Jordan, 1993) ocorre quando o veio contacta ocasionalmente um componente estacionário da máquina. Nestes casos, a frequência fundamental é geralmente $1/2X$. Devido ao movimento irregular do veio, resultante de fricção estática num componente estacionário, podem aparecer outras frequências.

No entanto, a frequência $1/2X$ nem sempre é dominante, existindo uma tabela que ajuda a clarificar quando e o porquê da ausência desta frequência (Jordan, 1993; Goldman & Muszynska, 1999):

Tabela 1

	Frequências geradas
$\Omega < 2\omega_n$	1X
$\Omega \geq 2\omega_n$	1X ou 1/2X
$\Omega \geq 3\omega_n$	1X, 1/2X ou 1/3X
$\Omega \geq 4\omega_n$	1X, 1/2X, 1/3X ou 1/4X

Ω = Velocidade de rotação; ω_n = Primeira frequência natural do veio

No caso do *rotor kit*, sabe-se que a componente que se manifesta predominantemente é a 1X a velocidade de rotação (ver ensaios realizados em 4.5.1 e 4.5.2). Não conhecendo a primeira frequência natural do veio (as frequências naturais não foram averiguadas), conclui-se que a velocidade de rotação do veio é menor que duas vezes a sua frequência natural ou, por outro lado, maior ou igual a duas vezes essa mesma frequência natural.

- Fricção dinâmica é diagnosticada quando a folga entre o veio e a selagem é nula, existindo contato entre ambos. Com a presença de atrito seco entre o veio e selagem, e presença de amortecimento ou desequilíbrio, o sistema pode exibir resposta a 1X *forward*, ou componentes *reverse* à frequência natural do sistema veio-selagem (Goldman & Muszynska, 1999).

Este tipo de defeito é muito destrutivo (Bently, 2002) e é identificado pelo seu perfil circular que percorre todo o perímetro em torno da selagem.

4.5.1 Fricção estática, 3000RPM

Na presença de fricção, as componentes 1X e 2X exibem um comportamento semelhante ao registado quando se aplicam cargas radiais unidireccionais (Goldman & Muszynska, 1999): crescimento da componente *reverse* e redução da componente *forward*, proporcionalmente à severidade da fricção. As órbitas filtradas correspondentes são altamente elípticas e a componente *reverse* poderá ser dominante.

As Figuras seguintes, referem-se aos resultados recolhidos dos ensaios efetuados para estudar o fenómeno de fricção. Os valores de amplitude, assim como as alterações nos perfis das órbitas, devem ser comparadas com os dados de referência da Figura 4.9 e Figura 4.10. Analisaram-se as órbitas resultantes da leitura dos sensores SV3 e SV4. Estes sensores encontram-se junto à localização do defeito.

A Figura 4.35 é o resultado da presença de fricção no sistema. Assim, confirmam-se os conceitos descritos na introdução deste defeito, pois podem retirar-se as seguintes conclusões a partir do *full spectrum*:

- Componente 1X diminuiu;
- Componente -1X aumentou consideravelmente;
- Tornam-se evidentes algumas harmónicas da velocidade de rotação.

Como resultado, a órbita adotou um perfil extremamente elíptico, dada a semelhança entre as componentes 1X *forward* e *reverse*:

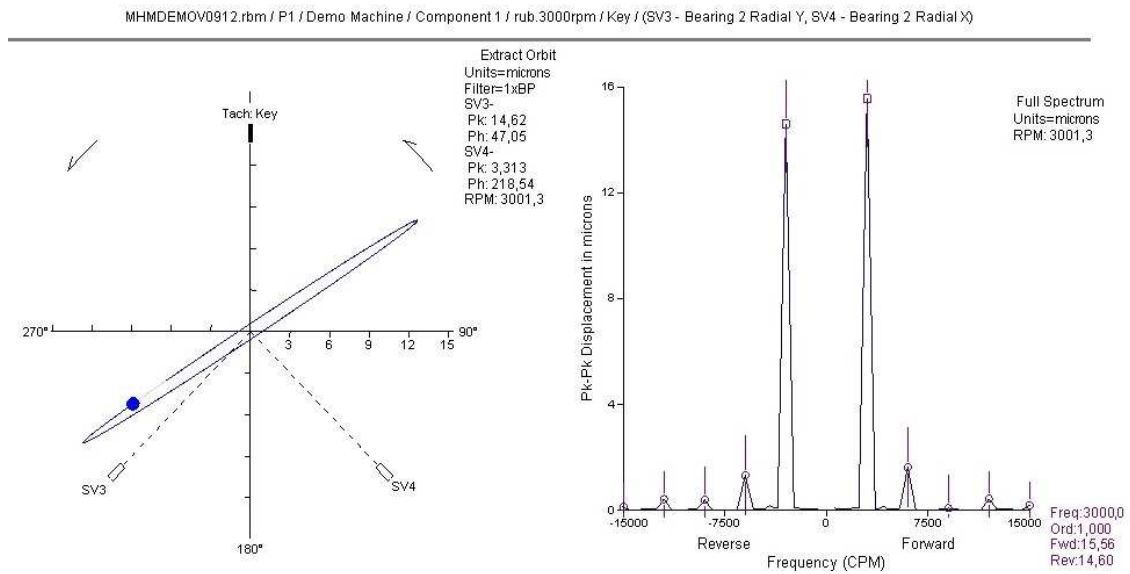


Figura 4.35 - Órbita 1X e *full spectrum* na condição fricção estática, 3000 RPM - SV3/SV4

A Figura 4.36 trata-se da órbita não-filtrada deste ensaio. Apesar da presença de outras frequências no perfil, continua a reconhecer-se facilmente a sua forma elíptica, semelhante à órbita filtrada da Figura 4.35. Isto deve-se ao facto das componentes de 1X serem claramente dominantes no *full spectrum*.

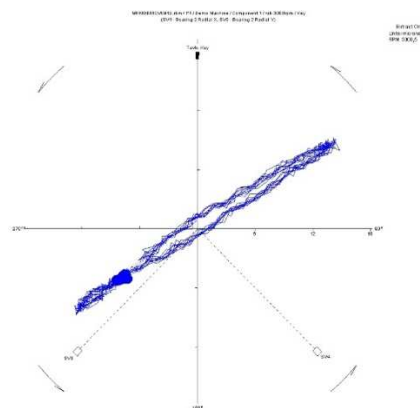


Figura 4.36 - Órbita não-filtrada na condição fricção estática, 3000 RPM - SV3/SV4

4.5.2 Fricção estática, 3700RPM

Neste ensaio, respeitaram-se as condições anteriores e a velocidade aumentou até 3700 RPM (Figura 4.37):

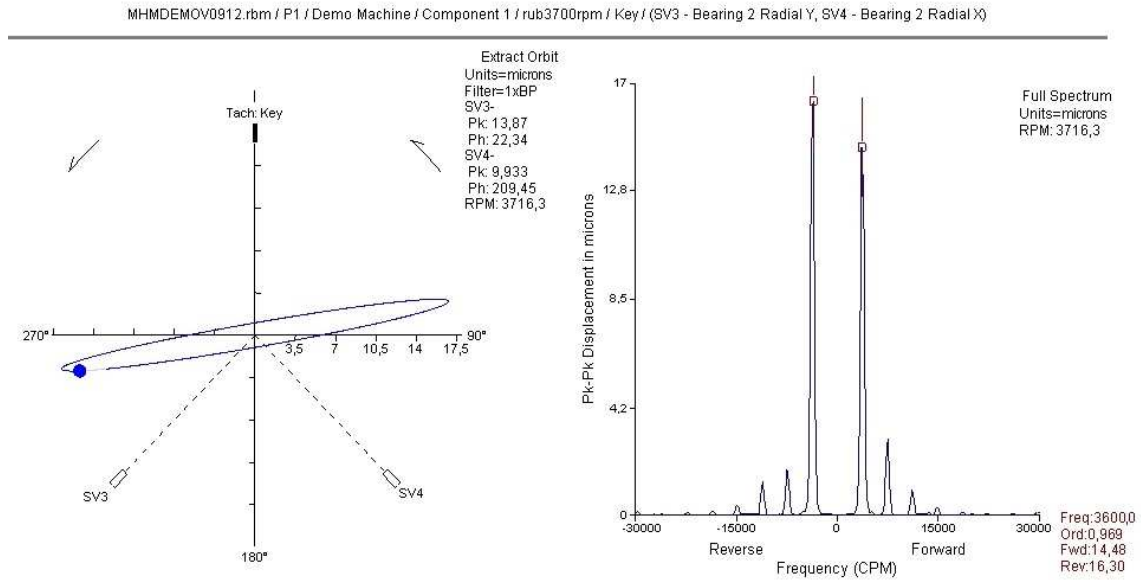


Figura 4.37 - Órbita 1X e *full spectrum* na condição fricção estática, 3700 RPM - SV3/SV4

A órbita filtrada permanece com perfil elíptico, embora as amplitudes aumentem. Muito importante é o facto do sentido do movimento de precessão ter invertido, o que pode ser analisado no *full spectrum*. Confirmando os conceitos teóricos, o resultado do aumento na severidade de fricção, traduz-se na redução da amplitude da componente *forward* 1X e do crescimento em *reverse* de tal forma que, *reverse* é a frequência predominante. Devido ao crescimento das harmónicas da velocidade de rotação, observa-se que a órbita não-filtrada a 3700 RPM possui um perfil em oito (Figura 4.38):

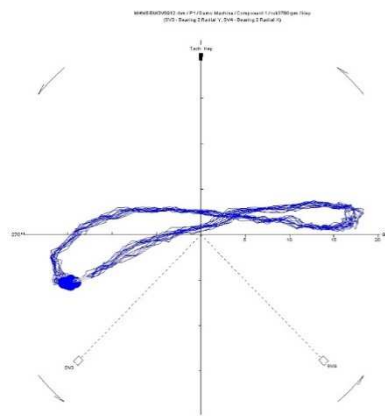


Figura 4.38 - Órbita não-filtrada na condição fricção estática, 3700 RPM - SV3/SV4

Com o aumento de severidade, a órbita resultante do par SV1/SV2 torna-se interessante para análise (Figura 4.39). Desde a origem do defeito, a vibração propaga-se

peelo veio até à posição axial que estes sensores ocupam. A órbita, quando filtrada a 1X, possui um perfil menos elíptico, assim como movimento de precessão *forward*. No entanto, tornam-se perceptíveis frequências harmônicas de 1X. De acordo com a Figura 4.40, a órbita não-filtrada apresenta um perfil dominado pelas componentes 1X onde a influência por parte das frequências harmônicas está representada.

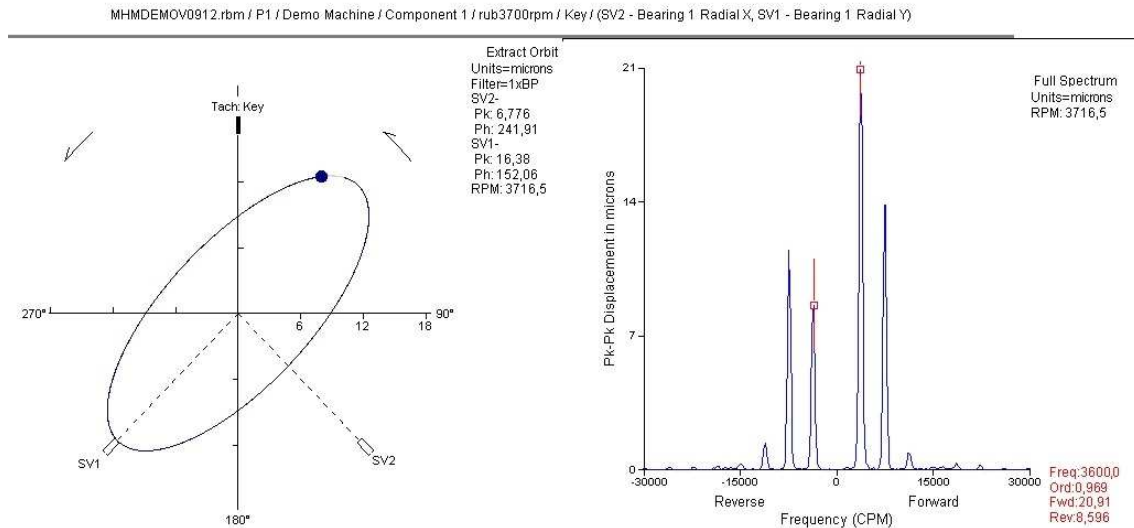


Figura 4.39 - Órbita 1X e *full spectrum* na condição fricção estática, 3700 RPM - SV1/SV2

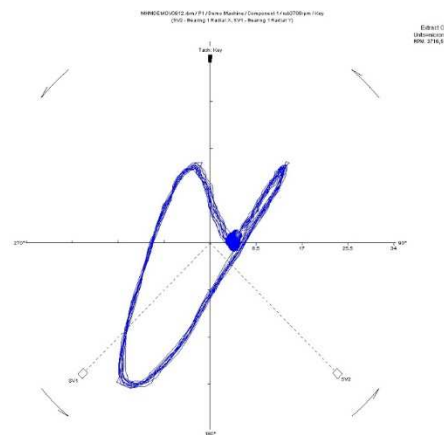


Figura 4.40 - Órbita não-filtrada na condição fricção estática, 3700 RPM - SV1/SV2

4.6 Folgas

Folgas (Bently, 2002) é um fenómeno muito semelhante a fricção, produzindo comportamentos dinâmicos muito idênticos no veio. As folgas são a condição onde o constrangimento normalmente presente no movimento do veio não atua durante uma parte do ciclo de vibração. Por vezes, a resposta dinâmica devido a folgas leva ao fenómeno de fricção e, por esta razão, as folgas são, várias vezes, tratadas como fricção (Muszynka, 2005).

Os principais sintomas de folgas são: presença de harmónicas da velocidade de rotação com amplitudes elevadas; a hipótese da frequência subsíncrona da velocidade de rotação se manifestar (The Lifetime Reliability Solutions, n.d.; Muszynka, 2005).

Nos ensaios efetuados (a 3700 RPM), optou-se por aliviar o aperto da chumaceira BV1, provocando folga neste local. O desaperto traduziu-se numa alteração drástica do comportamento do veio, especialmente segundo a leitura dos sensores SV1 e SV2, próximos de BV1 (Figura 4.41). É pela órbita gerada por este par de sensores que começará a análise:

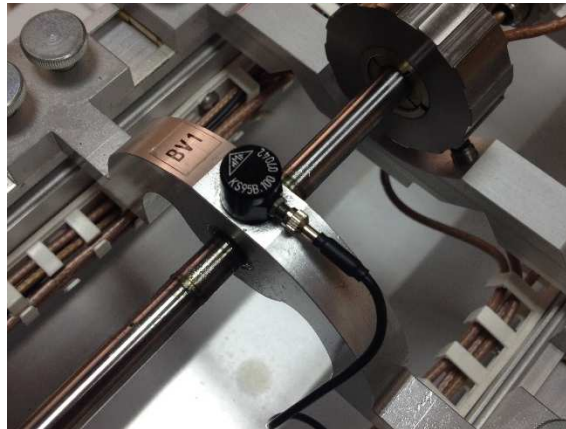


Figura 4.41 - Chumaceira BV1

Observando a Figura 4.42, os resultados são muito semelhantes aos da Figura 4.37 (fricção a 3700 RPM). As componentes 1X aumentaram para valores semelhantes aos registados na Figura 4.37, sendo 1X *reverse* a componente dominante. Observando a órbita, pode afirmar-se que ocorre movimento de precessão *reverse*, tal como em fricção a 3700 RPM. O perfil da órbita também é acentuadamente elíptico, embora a sua orientação seja, agora, maioritariamente na vertical (devido ao desaperto da chumaceira que reduziu a rigidez do sistema nesta direção). A diferença entre os dois casos são as amplitudes registadas nas frequências harmónicas da velocidade de rotação. No caso das folgas, as amplitudes são superiores às registadas na Figura 4.37.

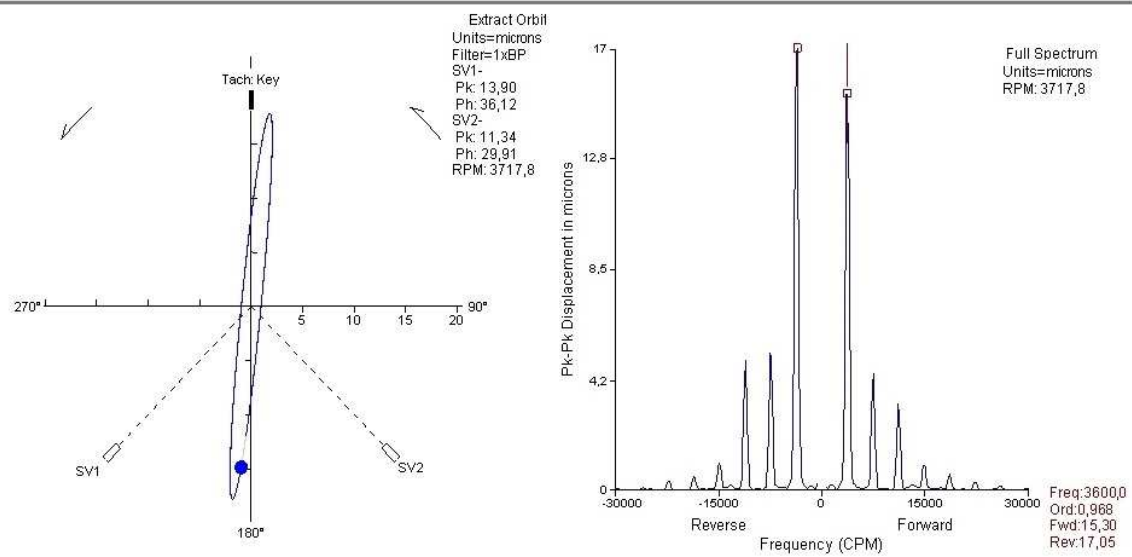


Figura 4.42 - Órbita 1X e full spectrum na condição de folgas, 3700 RPM - SV1/SV2

O par SV3/SV4 também regista a presença de folgas no sistema (Figura 4.44). Solicitando os dados no mesmo instante da Figura anterior, o resultado da órbita filtrada é menos elíptico mas regista amplitudes superiores e o movimento de precessão é *forward*. Com a propagação da vibração ao longo do veio, algumas frequências desapareceram (ver *full spectrum*) mas as amplitudes *forward* e *reverse* de 1X aumentaram consideravelmente para valores de 97,7 e 33,9 μm pico-a-pico, respetivamente.

De forma a acentuar mais a semelhança entre estes dois tipos de defeito, apresenta-se, na Figura 4.43, a órbita não-filtrada do par SV1/SV2. Esta órbita adota um perfil em oito mas, neste caso, é influenciado pelas frequências 2X e 3X, devido às amplitudes superiores (comparar com Figura 4.38).

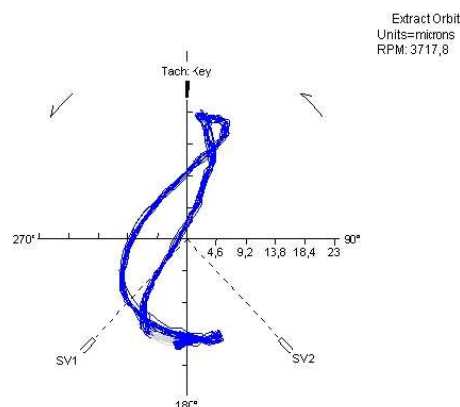


Figura 4.43 - Órbita não-filtrada na condição de folgas, 3700 RPM - SV1/SV2

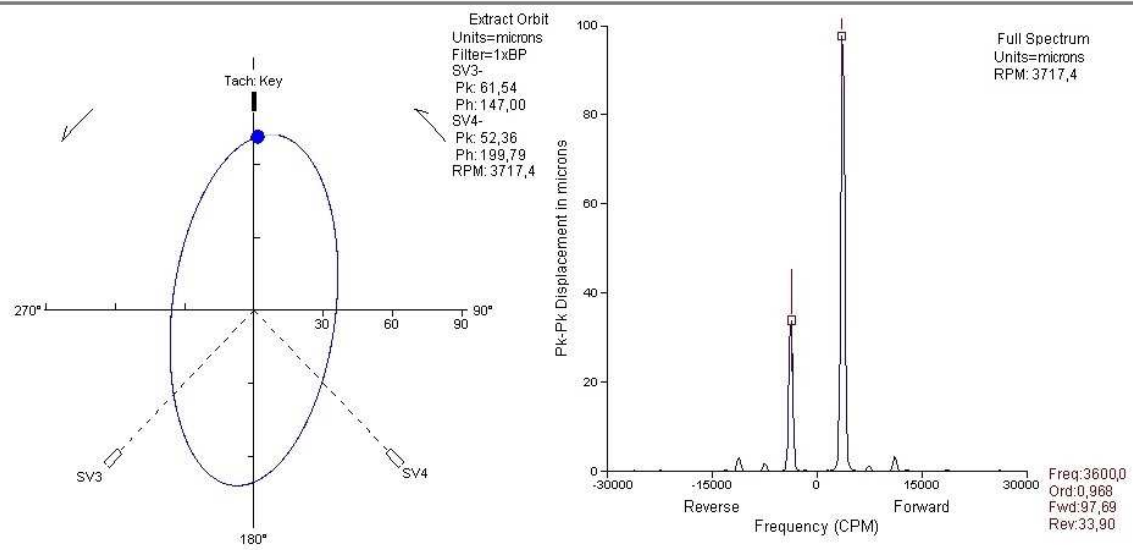


Figura 4.44 - Órbita 1X e *full spectrum* na condição de folgas, 3700 RPM - SV3/SV4

4.7 Estudo de Caso Real – REPSOL, Complexo Petroquímico de Sines

A primeira visita às instalações da Repsol, Complexo Petroquímico de Sines aconteceu no dia 22 de Maio, tratando-se de uma primeira abordagem aos turbocompressores que, mais tarde, seriam analisados.



Figura 4.45 - Complexo Petroquímico de Sines

No departamento de Engenharia e Manutenção, programou-se o coletor de vibrações portátil para a recolha de leituras através da transferência da rotina existente na base de dados utilizada pelos técnicos de análise de vibrações do Complexo de Sines. De seguida, com os esquemas técnicos de cada grupo turbocompressor, procedeu-se à recolha de dados dos *Bently Nevada 3500* (Figura 4.46) instalados para a proteção dos três grupos turbocompressores. Estes grupos revelam-se fundamentais e críticos na produção do Complexo Petroquímico de Sines. São responsáveis pelo tratamento dos gases resultantes da queima da matéria-prima que são, posteriormente, utilizados para produzir polímeros.



Figura 4.46 - Bently Nevada 3500 instalado no Complexo Petroquímico

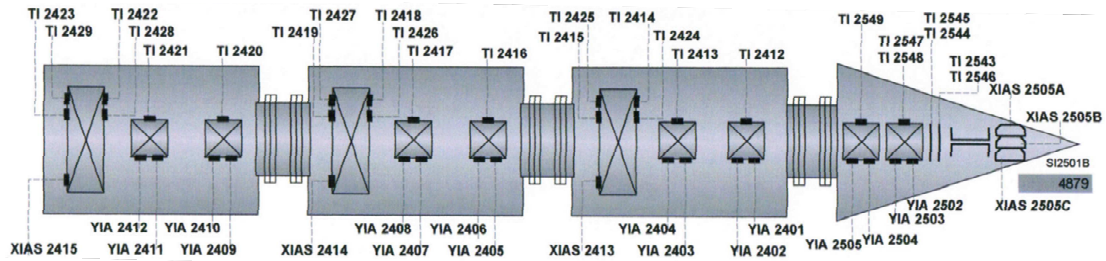
O *Bently Nevada 3500* encontra-se a monitorizar *online* parâmetros como temperatura, deslocamento radial, deslocamento axial, etc.. A Figura exhibe a recolha de dados de um par de sensores de proximidade. Os dois cabos ligados à mesma carta recolhem simultaneamente os dados de cada sensor enquanto o terceiro cabo serve para adquirir o sinal do *keyphasor*.

O grupo turbocompressor do gás bruto (identificado como X2501) é o equipamento mais importante do Complexo (Figura 4.47 e Figura 4.48). É constituído por uma turbina e três estágios de compressão.

Cada um destes elementos é constantemente monitorizado pelo sistema *online* que está parametrizado através de condições de alarme (Figura 4.58). Quando os alarmes são atingidos, alertam os técnicos responsáveis pelos equipamentos. O sistema possui diferentes tipos de sensores no interior (Figura 4.47), nomeadamente de temperatura (TI...), expansão axial (XI...) e, por último, sensores de proximidade para medição de deslocamento radial (YI...).



Figura 4.47 - Recolha manual utilizando coletor portátil



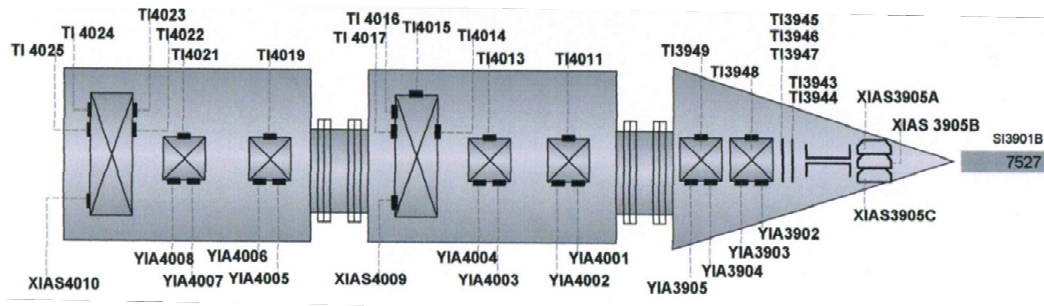
Siemens S.A. - Power Generation (PG)	
Turbine No.	: 18425 (X2501)
Type	: VE 40.8
Load	: 19396/22566 kW
Speed	: 4105/5390 RPM
Main Steam	: P 102 bar 9 490 °C
Maximum	: P 103 bar 9 518 °C
Extraction	: P 43,5 bar
Exhaust steam	: P 0,15 bar
Maximum	: P 0,295 bar

Figura 4.47 - X2501 esquema turbocompressor do gás-bruto e suas características técnicas



Figura 4.48 - X2501 turbocompressor do gás-bruto

Os segundo e terceiro grupos de turbocompressores são o do gás etileno (X3901, Figura 4.49 e Figura 4.50) e o do gás propileno (X4201, Figura 4.51 e Figura 4.52), respetivamente. Tratam-se de dois grupos secundários relativamente ao primeiro X2501 mas igualmente fundamentais na produção do Complexo.

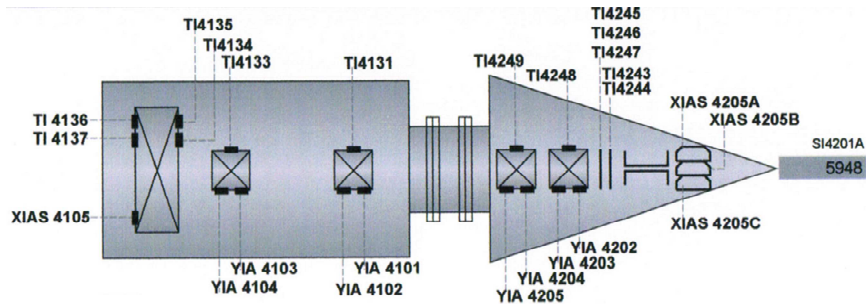


Siemens S.A. - Power Generation (PG)	
Turbine No.	: 18426 (X3901)
Type	: VE 25.8
Load	: 10225/11850 kW
Speed	: 6630/8190 RPM
Main Steam	: P 43,5 bar ϑ 380 °C
Maximum	: P 45,5 bar ϑ 410 °C
Extraction	: P 14,5 bar
Exhaust steam	: P 0,15 bar
Maximum	: P 0.295 bar

Figura 4.49 - X3901 esquema turbocompressor do gás etileno e suas características técnicas



Figura 4.50 - X3901 turbocompressor do gás etileno



Siemens S.A. - Power Generation (PG)			
Turbine No.	:	18427 (X4201)	
Type	:	VE 32	
Load	:	4740/5500 kW	
Speed	:	4960/6510 RPM	
Main Steam	:	P 14,5 bar	ϕ 280 °C
Maximum	:	P 15,0 bar	ϕ 350 °C
Admission Steam	:	P 4,9 bar	ϕ 220 °C
Maximum	:	P 5,5 bar	ϕ 310 °C
Exhaust steam	:	P 0,15 bar	
Maximum	:	P 0,295 bar	

Figura 4.51 - X4201 esquema turbocompressor do gás propileno e suas características técnicas



Figura 4.52 - X4201 turbocompressor gás propileno

Todos estes grupos estão equipados com sensores de proximidade *Bently Nevada 3300 XL 8mm* ou, *3300 5mm*, nos casos em que, fisicamente, não é possível instalar os sensores de 8 mm de diâmetro. Os *3300* (Figura 4.53) vieram substituir o anterior modelo *BN 7200* que equipava estas máquinas.

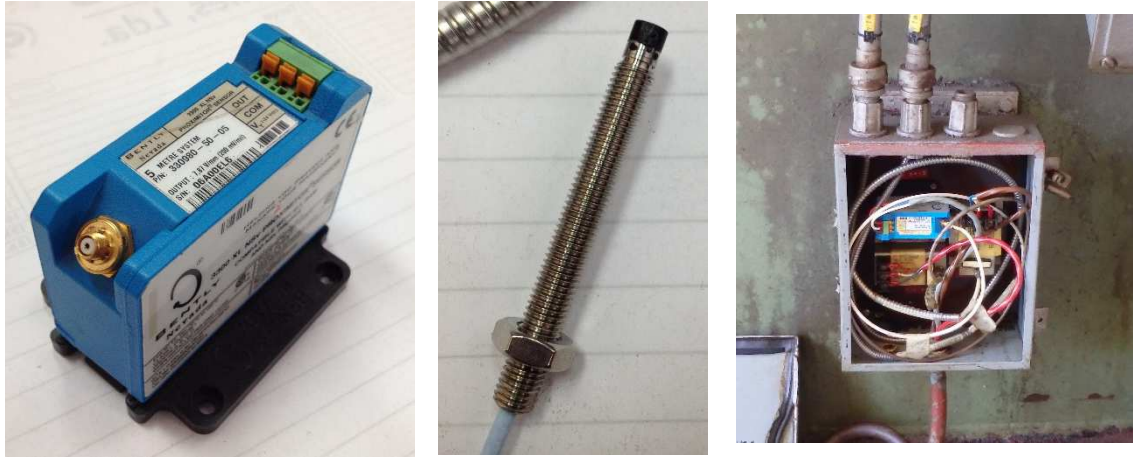


Figura 4.53 - Sensor de proximidade *BN 3300 5mm*

Em visitas posteriores, surgiu a oportunidade do responsável pela Instrumentação e Eletricidade do Complexo contribuir com a sua vasta experiência. Nestas ocasiões, foi possível anotar informações importantes sobre o dia-a-dia deste tipo de sensores: as pequenas infiltrações de lubrificante nos cabos (como ilustra a Figura 4.54) traduzem-se como a principal razão que leva os sensores de proximidade a danificar-se e, posteriormente, à falha. Os sensores de deslocamento axial avariaram devido à expansão das almofadas isoladoras que, por vezes, alcançam o sensor, danificando a sua estrutura. Os sensores de temperatura são os mais vulneráveis devido à presença dos gases no interior das turbinas e compressores.



Figura 4.54 - Um dos sensores deste par encontra-se mergulhado em lubrificante

O sistema *online* monitoriza a condição geral das máquinas em tempo real e, se as condições de alarme forem atingidas, protege a máquina, parando o seu movimento. A

recolha manual (*offline*) é descarregada periodicamente para a base de dados. Em caso de alarme, solicita-se que os técnicos *BN* analisem o problema.

A recolha de dados limita-se às formas de onda dos sensores, aos espectros de frequência respetivos e à curva de tendência.

Para além da ausência de *full spectrum*, não se efetua recolha de dados transientes. O Complexo não pode parar nem abrandar a produção mas, como abordado em capítulos anteriores, a recolha de dados transientes constitui uma ferramenta de análise e diagnóstico importante (Bently, 2002). Sem estas ferramentas, o sentido de precessão da órbita é desconhecido.

A base de dados integra recolhas anteriores à data de início deste trabalho. No entanto, os perfis das órbitas não sofreram alterações significativas desde a primeira recolha, impossibilitando a análise da evolução de um eventual defeito de funcionamento. Assim, com base nas órbitas filtradas e não-filtradas, temperaturas registadas e deslocamentos axiais, procedeu-se ao diagnóstico dos grupos turbocompressores. A análise aos grupos realizou-se por ordem crescente de estágios de compressão. Como foi referido, o *full spectrum* é importante no diagnóstico a máquinas rotativas. No entanto, sabendo que as amplitudes de vibração relativa não ultrapassam as condições de alarme, a utilização desta ferramenta só será necessária no caso de alteração da tendência.

4.7.1 Análise ao Grupo Gás Propileno X4201

O grupo turbocompressor do gás propileno é constituído por uma turbina e um estágio de compressão. Possui quatro sensores de proximidade para medição da expansão axial (XI...); treze sensores de temperatura (TI...); quatro pares de sensores de proximidade para medição de deslocamento radial (YI...); e um sensor de velocidade (SI4201A) que permite conhecer a velocidade de rotação (5948 RPM).

Para a análise, utilizaram-se órbitas filtradas a 1X e não-filtradas, apoiadas pelo quadro que apresenta os valores de temperatura, expansão axial e deslocamento radial a cada instante. Na Figura 4.55, apresenta-se o esquema da máquina, as órbitas filtradas a 1X e não-filtradas (a que correspondem os sensores de proximidade identificados) e o quadro de parâmetros processuais.

A tolerância limite de alarme dos sensores de proximidade XI (expansão axial) presentes na turbina é $-0,364/+0,364$ mm. Analisando os valores exibidos pelos sensores XI, não existem razões para preocupação, uma vez que o valor limite de alarme está longe de ser atingido: $-0,032$ mm segundo o sensor XIAS4205A, $-0,058$ mm segundo o sensor XIAS4205B e $-0,060$ mm segundo o sensor XIAS4205C. Quanto ao sensor XIAS4105 (instalado no compressor), o valor máximo permissível de expansão ($-0,444/+0,444$ mm) está próximo de ser atingido, situando-se em $-0,326$ mm. Este valor deriva de anomalias no funcionamento da máquina que são identificadas pela análise de órbitas. Como o valor do deslocamento é negativo, significa que o veio expandiu no sentido positivo do referencial da Figura 4.55. Em caso de situação severa, os sensores TI4136 e TI 4137 apresentariam valores superiores de temperatura, indicando acumulação de calor mas, segundo os técnicos, os valores situam-se dentro da normalidade ($64,7$ e $58,4$ °C, respetivamente).

Quanto à análise e diagnóstico de órbitas, deve respeitar-se o sentido do referencial, uma vez que representa a sequência da máquina:

Sensores YI4202 e YI4203 – A órbita não-filtrada resultante da leitura deste par de sensores é dominada pela frequência da velocidade de rotação, visível quando comparada ao perfil da órbita 1X correspondente, que é semelhante. Os perfis revelam que existe uma carga radial unidirecional aplicada sobre o veio a cerca de 45° ou 225°. Esta conclusão deve-se ao perfil achatado nas direções referidas. No entanto, as amplitudes são reduzidas.

Sensores YI4204 e 4205 – O perfil resultante da leitura deste par revela que existe um ligeiro desequilíbrio, justificado pelo aumento uniforme da trajetória a 1X enquanto a carga anterior é atenuada. A órbita não-filtrada continua a ser dominada pela frequência a 1X.

Sensores YI4101 e YI4102 – O terceiro par de sensores de proximidade exhibe o caso mais severo desta máquina. Para além do agravamento do desequilíbrio, evidenciado pelo aumento geral da amplitude, a elipticidade do perfil sugere a presença de nova carga radial sobre o veio. A combinação dos dois defeitos resulta no registo de 82 °C pelo sensor de temperatura TI4131. Como se refere no Capítulo 4.4, as cargas radiais e o desalinhamento são considerados como defeito conjunto de funcionamento das máquinas. Desta forma, a temperatura elevada deve associar-se a desalinhamento.

Este par de sensores registou as maiores amplitudes de vibração (17 e 10 µm respetivamente, distante dos 71 µm definidos como alarme).

Sensores YI4103 e YI4104 – A órbita resultante da leitura do último par de sensores instalados no compressor insiste na presença de desalinhamento (o perfil é mais elíptico, sugerindo que a componente 1X *reverse* aumentou). Os 0,326 mm de expansão axial registados pelo sensor XIAS4105 devem-se à presença deste desalinhamento. O sensor TI4133 reforça a presença do defeito uma vez que regista a temperatura de 73,2 °C, superior ao valor médio de temperatura monitorizado pelos sensores TI. O desalinhamento manifesta-se exatamente após o acoplamento entre a turbina e o compressor.

A análise anterior, baseada nos dados da Figura 4.55, caracteriza-se pela utilização de múltiplas órbitas. A informação adicional obtida pode ser muito útil para detetar e diagnosticar problemas em máquinas (Bently, 2002). Com esta análise, é possível estudar a evolução do comportamento da máquina ao longo do seu veio.

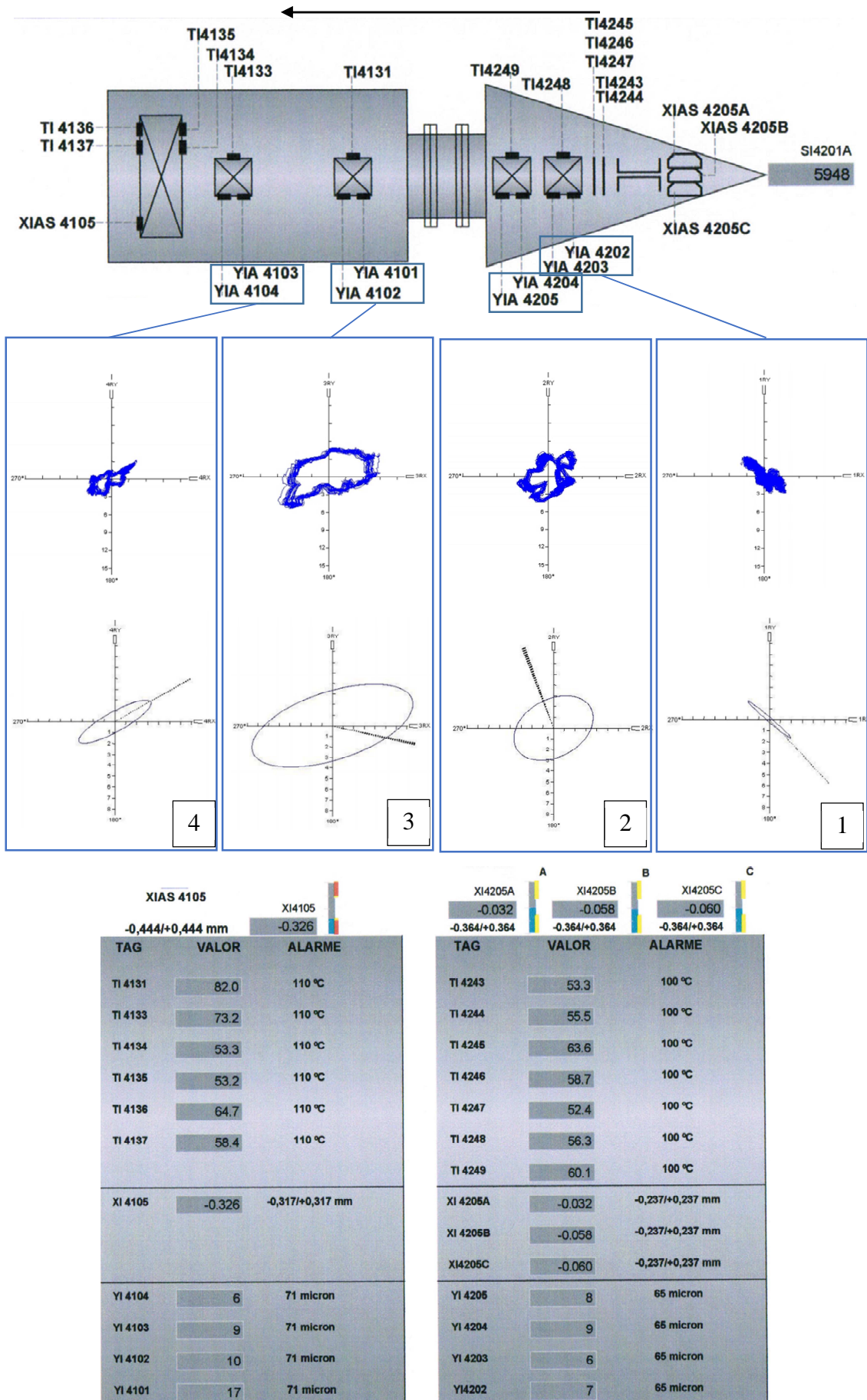


Figura 4.55 - Dados para a análise ao turbocompressor do gás propileno X4201

4.7.2 Análise ao Grupo Gás Etileno X3901

O grupo turbocompressor do gás etileno é composto por uma turbina e dois estágios de compressão. O grupo é constituído por dezanove sensores de temperatura e quatro estão fora de serviço. Os técnicos afirmam que a qualidade deste tipo de sensores tem diminuído o que contribui para a falha precoce. Nesta máquina existem cinco sensores para medição da expansão axial, seis pares de sensores de proximidade para medição de deslocamento radial e um sensor de velocidade (SI3901B) revelando que a velocidade de rotação é de 7527 RPM.

A análise a esta turbina processa-se do mesmo modo que a anterior através das respetivas órbitas não-filtradas, órbitas 1X e quadro de parâmetros processuais (Figura 4.56 e Figura 4.57).

Da análise aos sensores de expansão axial, pode concluir-se que nenhum dos sensores monitoriza valores perto da condição de alarme. Os mais críticos estão instalados na turbina (XI3905A e XI3905B) e exibem 0,120 e 0,107 mm de deslocamento no sentido contrário ao referencial, distante dos -0,242/+0,242 mm de condição de alerta ou -0,369/+0,369 mm de condição de alarme. Adicionalmente, os sensores de temperatura exibem valores dentro do intervalo expectável, incluindo nas chumaceiras onde os sensores de proximidade estão alojados. Quanto à análise e diagnóstico de órbitas, começa-se pela turbina:

Sensores YI3902 e YI3903 – A órbita não-filtrada demonstra que estão presentes outras frequências para além da frequência da velocidade de rotação, resultando num perfil aleatório. Quanto à órbita filtrada, apresenta uma certa elipticidade mas as amplitudes são reduzidas.

Sensores YI3904 e YI3905 – As órbitas (filtrada e não-filtrada) apresentam perfis muito semelhantes. A órbita não-filtrada é dominada pela frequência da velocidade de rotação. Isto deve-se ao grande crescimento da amplitude desta frequência. O crescimento uniforme do perfil, à velocidade de rotação, indica que o veio apresenta desequilíbrio.

Sensores YI4001 e YI4002 – Os perfis resultantes da leitura deste par de sensores demonstram que a amplitude da órbita 1X diminuiu. O perfil aleatório da órbita não-filtrada também não revela a existência de qualquer problema.

Sensores YI4003 e YI4004 – A órbita recolhida por estes sensores sugere que não existe qualquer problema pois a amplitude é muito reduzida.

Sensores YI4005 e YI4006 – A órbita resultante deste par de sensores (tal como a seguinte) apresenta sintomas particulares, debatidos no Capítulo 3.4. Os dois picos presentes na órbita não-filtrada resultam do fenómeno *Scratch* (superfície do veio danificada). Pode afirmar-se que a frequência dominante é 1X e que se está perante desequilíbrio, dado o aumento uniforme da amplitude da órbita filtrada.

Um simples arranhão no veio produz componente a 1X e harmónicas no sinal (Bently, 2002). Enquanto o veio roda, este arranhão passa em frente ao sensor X, produzindo um pico (Eisenmann & Eisenmann Jr., 2005) na órbita que aponta na direção de leitura X. O arranhão passa depois pelo sensor Y, produzindo de novo um pico na

órbita que aponta, por sua vez, na direção de leitura Y. A resposta devida ao arranhão será exibida no *full spectrum* a qualquer velocidade desde o arranque da máquina. Este fenómeno está presente e, de facto, o pico da órbita oposto ao sensor Y, repete-se quando passa pelo sensor X, produzindo novo pico. Esta é a chumaceira onde se regista a temperatura mais elevada (83,3 °C).

Sensores YI4007 e YI4008 – Perfis semelhantes aos anteriores, com a particularidade de possuírem menor dimensão, sugerindo a não existência de desequilíbrio. Esta órbita exhibe os mesmos picos resultantes do fenómeno *Scratch* o que indica que, em determinada paragem para manutenção, este veio foi danificado superficialmente.

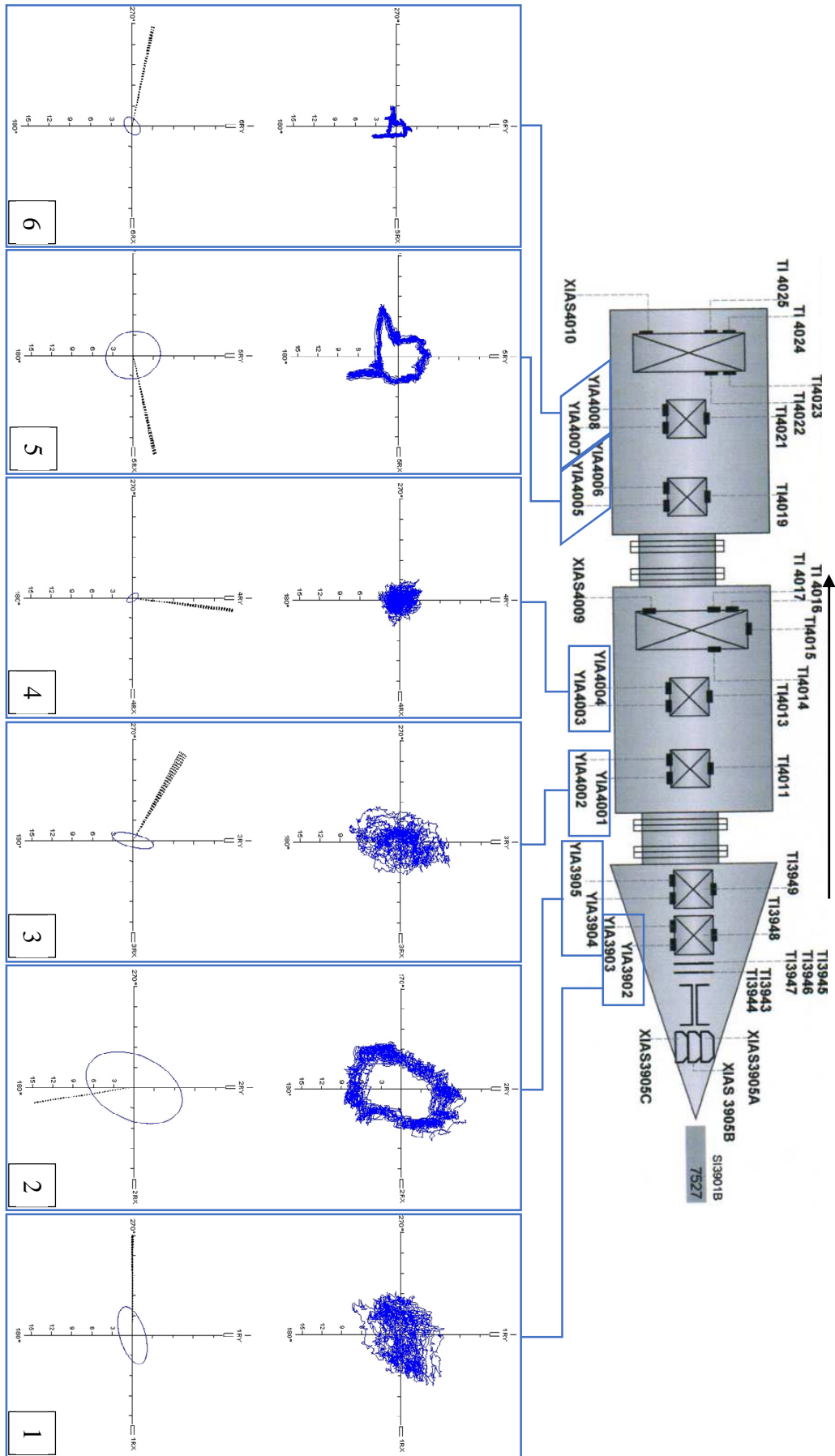


Figura 4.56 - Dados para a análise ao turbocompressor do gás etileno X3901

4.7.3 Análise ao Grupo Gás Bruto X2501

O grupo turbocompressor responsável pelo tratamento do gás bruto, resultante da queima da matéria-prima do Complexo de Sines, é composto por uma turbina e três estágios de compressão. É constituído por seis sensores que se encarregam de medir a expansão axial, vinte e cinco sensores de temperatura, quatro fora de serviço devido às razões já abordadas anteriormente e contém oito pares de sensores de proximidade a medir o deslocamento radial em planos axialmente distintos. O sensor de velocidade SI2501B indica que a velocidade de rotação do veio é 4879 RPM revelando que se trata do grupo que roda a menos velocidade (Figura 4.59).

Da análise aos valores registados pelos sensores de deslocamento axial, o valor que, teoricamente, será mais perigoso é registado pelo XI2415 que indica 0,482 mm de deslocamento no sentido negativo do referencial, ultrapassando os 0,377 mm de alerta e aproximando-se do valor 0,504 mm de alarme. No entanto, segundo o técnico responsável, este valor mantém-se há cerca de dois anos e não sofre alterações desde então. Contrariando o sucedido nos grupos turbocompressores estudados, em que a expansão axial é registada apenas num sentido, no segundo corpo de compressão, regista-se (XI2414) deslocamento em sentido oposto aos restantes, revelando que o acoplamento entre o segundo e terceiro corpos de compressão trabalha sob tensões elevadas. Os sensores de temperatura registam valores dentro das tolerâncias, exceto as unidades TI2423 e TI2429. Estes sensores encontram-se na almofada de isolamento do terceiro corpo de compressão, na extremidade da máquina, acumulando a expansão axial. A análise e diagnóstico das órbitas apresenta-se nos próximos parágrafos:

Sensores YI2502 e 2503 – As órbitas (não-filtrada e filtrada) resultantes do movimento do veio neste plano, indicam que existe desequilíbrio, justificado pela elevada e uniforme amplitude que a órbita filtrada a 1X apresenta. Para além disto, os picos representados demonstram que, mais uma vez, o veio possui defeitos superficiais. Estas duas órbitas sugerem que será esta a área mais complexa do veio.

Sensores YI2504 e YI2505 – Ainda na turbina, as órbitas resultantes continuam a exhibir a presença de defeitos superficiais. No entanto, o grau de desequilíbrio reduziu, apesar de continuar presente.

Sensores YI2401 e YI2402; Sensores YI2403 e YI2404; Sensores YI2405 e YI2406 – Estes três pares de sensores exibem resultados muito satisfatórios não existindo indicações de defeito nestas localizações do veio. As órbitas filtradas e não-filtradas apresentam amplitudes reduzidas assim como perfis circulares.

Sensores YI2407 e YI2408 – Órbita não-filtrada dominada pela frequência da velocidade de rotação, exibindo desequilíbrio, que é confirmado pela órbita filtrada. Os perfis circulares não sugerem outro tipo de defeito.

Sensores YI2409 e YI2410 – Tal como no caso anterior, os perfis (não-filtrado e filtrado) sugerem a presença de desequilíbrio, justificado pelas mesmas razões.

Sensores YI2411 e YI2412 – A órbita não-filtrada indica que a frequência da velocidade de rotação é dominante, sugerindo que o desequilíbrio inserido em δ (ver Figura 4.59) propaga-se até este ponto. No entanto, as amplitudes são reduzidas.

XIAS 4010			XIAS 4009			XIAS 3905A			XIAS 3905B			XIAS 3905C		
TAG	VALOR	ALARME	TAG	VALOR	ALARME	TAG	VALOR	ALARME	TAG	VALOR	ALARME	TAG	VALOR	ALARME
TI 4019	83.3	110°C	TI 4011	80.8	110°C	TI 3943	57.3	100°C						
TI 4021	75.5	110°C	TI 4013	77.7	110°C	TI 3944	55.5	100°C						
TI 4022	61.8	110°C	TI 4014	NaN	110°C	TI 3945	52.0	100°C						
TI 4023	NaN	110°C	TI 4015	62.9	110°C	TI 3946	NaN	100°C						
TI 4024	55.2	110°C	TI 4016	NaN	110°C	TI 3947	53.1	100°C						
TI 4025	57.1	110°C	TI 4017	65.0	110°C	TI 3948	53.1	100°C						
						TI 3949	54.4	100°C						
XI 4010	0.027	-0,317/+0,317mm	XI 4009	0.080	-0,297/+0,297mm	XI 3905A	0.120	-0,242/+0,242mm	XI 3905B	0.107	-0,242/+0,242mm	XI 3905C	0.056	-0,242/+0,242mm
YI 4008	5	61micron	YI 4004	7	61micron	YI 3905	12	60micron						
YI 4007	5	61micron	YI 4003	7	61micron	YI 3904	16	60micron						
YI 4006	11	61micron	YI 4002	16	61micron	YI 3903	12	60micron						
YI 4005	12	61micron	YI 4001	10	61micron	YI 3902	12	60micron						

Figura 4.57 - Quadro de valores registados do turbocompressor do gás etileno X3901

XIAS 2415			XIAS 2414			XIAS 2413			XIAS 2505A			XIAS 2505B			XIAS 2505C		
TAG	VALOR	ALARME	TAG	VALOR	ALARME	TAG	VALOR	ALARME	TAG	VALOR	ALARME	TAG	VALOR	ALARME	TAG	VALOR	ALARME
TI 2420	75.6	110°C	TI 2416	76.8	110°C	TI 2412	56.9	110°C	TI 2543	48.7	100°C						
TI 2421	71.8	110°C	TI 2417	60.9	110°C	TI 2413	62.6	110°C	TI 2544	50.2	100°C						
TI 2422	48.4	110°C	TI 2418	57.8	110°C	TI 2414	NaN	110°C	TI 2545	49.6	100°C						
TI 2423	94.6	110°C	TI 2419	54.6	110°C	TI 2415	NaN	110°C	TI 2546	47.5	100°C						
TI 2428	48.9	110°C	TI 2426	56.1	110°C	TI 2424	53.0	110°C	TI 2547	50.3	100°C						
TI 2429	91.1	110°C	TI 2427	54.1	110°C	TI 2425	NaN	110°C	TI 2548	NaN	100°C						
									TI 2549	56.7	100°C						
XI 2415	-0.482	-0,377/+0,377mm	XI 2414	0.019	-0,347/+0,347mm	XI 2413	-0.066	-0,437/+0,437mm	XI 2505A	-0.110	-0,302/+0,302mm	XI 2505B	-0.111	-0,302/+0,302mm	XI 2505C	-0.154	-0,302/+0,302mm
YI 2412	5.6	76micron	YI 2408	17.9	76micron	YI 2404	7.1	76micron	YI 2505	19.0	76micron						
YI 2411	6.1	76micron	YI 2407	15.6	76micron	YI 2403	7.8	76micron	YI 2504	19.8	76micron						
YI 2410	13.5	76micron	YI 2406	4.7	76micron	YI 2402	6.2	76micron	YI 2503	32.6	75micron						
YI 2409	14.9	76micron	YI 2405	4.8	76micron	YI 2401	6.8	76micron	YI 2502	32.5	76micron						

Figura 4.58 - Quadro de valores registados do turbocompressor do gás bruto X2501

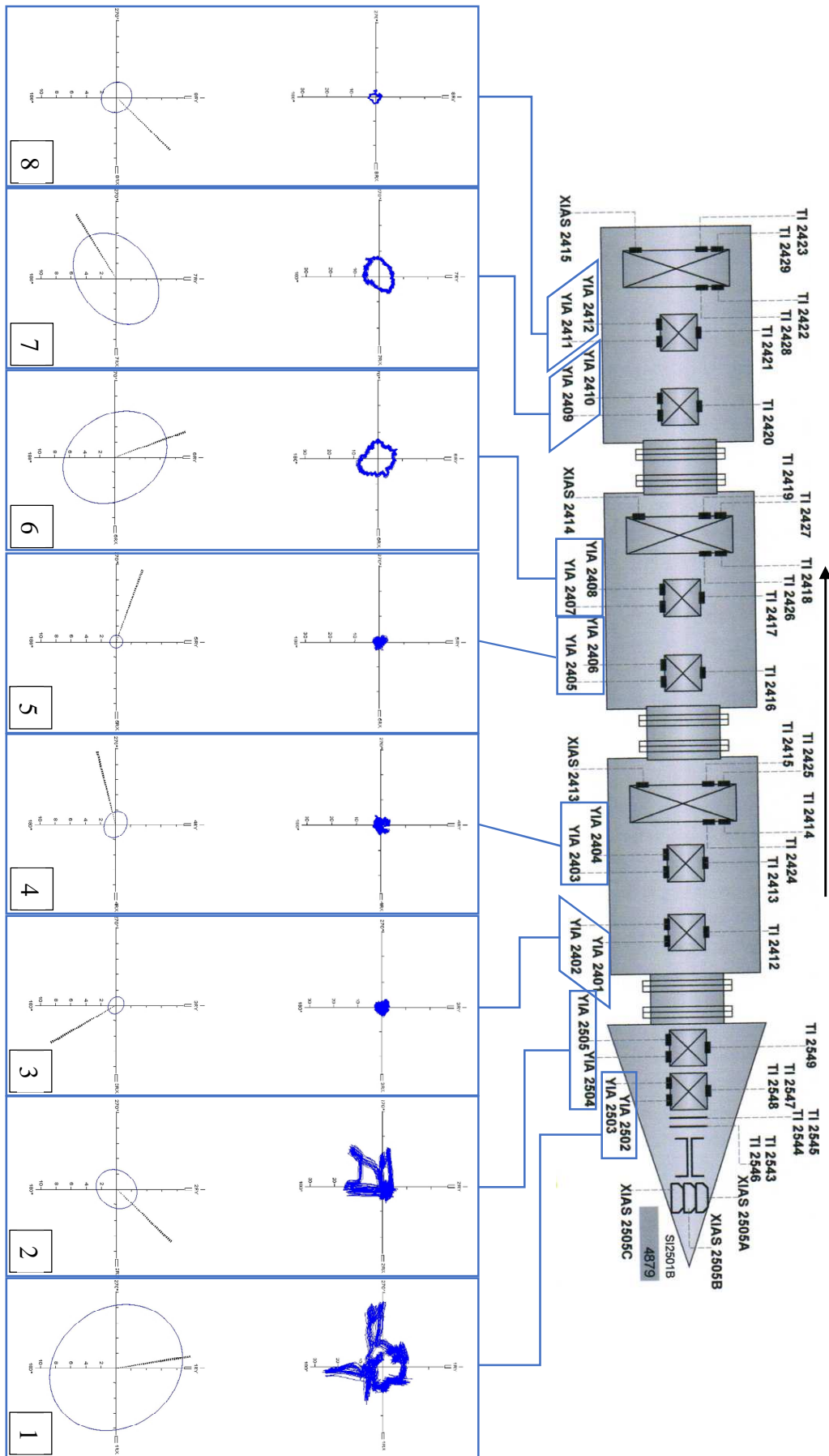


Figura 4.59 - Dados para a análise ao turbocompressor do gás bruto X2501

5 Conclusões

A análise de órbitas é considerada uma técnica avançada de diagnóstico de máquinas rotativas. Resultado de ser baseada na monitorização de vibrações relativas, é uma técnica que exige que o analista de vibrações saia da sua zona de conforto, a da vibração absoluta. Isto leva a que, na indústria, os técnicos responsáveis por este tipo de máquinas, confiem o estado destas aos sistemas *online* de proteção que as equipam. No entanto, como se demonstra no presente trabalho, a análise de órbitas apresenta a capacidade de detetar problemas numa fase insípida do seu desenvolvimento e, posteriormente, a capacidade de diagnosticar esses problemas com precisão.

Após a introdução e exposição dos primeiros conceitos gerais, partiu-se para a análise da órbita, do seu significado, como é construída, o seu espectro (*full spectrum*), a informação vital que ele contém para o reforço do diagnóstico. O passo seguinte consistiu num conjunto de ensaios em que foram estudados alguns tipos de defeito no funcionamento das máquinas rotativas como desequilíbrio, desalinhamento, fricção ou contacto metal-metal e folgas, utilizando uma unidade demo. Por último, aplicaram-se os conhecimentos adquiridos e experimentados nos casos de estudo real de três grupos turbocompressores da indústria petroquímica onde se diagnosticaram, numa fase prematura de desenvolvimento, defeitos como desequilíbrio, cargas radiais ou defeitos de superfície.

Durante a conceção deste trabalho surgiram algumas dificuldades, das quais se destacam: a pesquisa bibliográfica, devido à existência de um número reduzido de fontes bibliográficas que abordem este tema; a disponibilidade do *rotor kit* para efetuar os ensaios em laboratório, ao qual se subtrai o período necessário à aprendizagem de como o sistema de monitorização *online* funciona (tratando-se de uma unidade de demonstração que percorre o mundo, é muito solicitada); a conjugação de agendas para a marcação de visitas ao caso real.

Espera-se que este trabalho fomente a utilização da análise de órbitas no controlo de condição levando a que os técnicos analistas de vibrações se encarreguem de analisar as alterações que vão ocorrendo no funcionamento das máquinas, em especial, nas turbomáquinas, prevenindo que o defeito se propague ao longo do tempo, originando a falha.

Na perspetiva de trabalhos passíveis de serem realizados no futuro, dando seguimento ao presente trabalho, seria interessante o estudo de outros tipos de defeitos de funcionamento como, por exemplo, o desequilíbrio dinâmico. A introdução de um veio empenado ou de um veio construído a partir de material diferente, também são hipóteses a ser desenvolvidas. Seria interessante, por outro lado, explorar a componente de calibração dos sensores de proximidade que é um passo fundamental para a recolha correta de órbitas.

6 Referências

- Adams, M. L. (2001). *Rotating Machinery Vibration from Analysis to troubleshooting*. Nova Iorque: Marcel Dekker, Inc.
- Bently Nevada, Inc. (2012). 3500/64 Dynamic Pressure Monitor. *Bently Nevada Specifications and Ordering Information Part Number 141536-01*.
- Bently, D. E. (2002). *Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics*. Minden: Bently Pressurized Bearing Press.
- Bilosová, A., & Bilos, J. (2012). *Vibration Diagnostics*. Ostrava: OP Education for Competitiveness.
- Ehrich, F. F. (2004). *Handbook of Rotordynamics*. Florida: Krieger Publishing Company.
- Eisenmann, R. C., & Eisenmann Jr., R. (2005). *Machinery Malfunction Diagnosis and Correction*. Texas: Pearson Education, Inc.
- Emerson Process Management . (2014). CSI 6500 Machinery Health™ Monitor. *Online Machine Monitoring O-6500-010614*.
- GE Oil & Gas. (2012). Texas A&M Turbomachinery Symposium. *ORBIT Vol.32 No.4*, 1-24.
- Goldman, P., & Muszynska, A. (1999). Application of full spectrum to rotating machinery diagnostics. *ORBIT Magazine*, 17-21.
- IPQ, I. P. (2007). NP EN 13306. *Terminologia da manutenção*.
- Jordan, M. A. (1993). What are Orbit Plots, anyway? *ORBIT Magazine*, 8-15.
- Kalsi Engineering, Inc. (2014). Shaft deflection, runout, vibration, and axial motion. Em I. Kalsi Engineering, *Kalsi Seals Handbook* (pp. 1-10). n.d.: n.d.
- Kardec, A., & Nascif, J. (2001). *Manutenção - Função Estratégica*. Rio de Janeiro: Qualitymark.
- Kelm, R. D., & Pavelek, D. (2012). Orbit Analysis. *Vibration Institute Annual Training Seminar*, 1-16.
- Kicinski, J. (2006). *Rotor Dynamics*. Gdansk: IFFM Publishers.
- Lai, Y. (2005). *Eddy Current Displacement Sensor with LTCC Technology*. Tese de Doutorado : Universidade de Friburgo, Brisgau. 118.
- Leon, R. T. (2012). *Vibration Measurement for Rotatory Machines - Importance of maintenance practices*. Tese de Bacherlato em Engenharia da Automação: HAMK University of Applied Sciences, Valkeakoski. 55.
- Littrell, N. (2005). Understanding and Mitigating Shaft Runout. *ORBIT Magazine Vol.25 No.3*, 5-17.

- Littrell, N., & Bell, A. (2009). Application Considerations for Eddy Current Proximity Probes. *ORBIT Magazine Vol.29 No.1* , 44-52.
- Maalouf, P. E. (2007). Slow Speed Vibration Signal Analysis. *ORBIT Magazine Vol.27 No.2* , 4-16.
- Muszynka, A. (2005). *Rotordynamics*. Nova Iorque: Taylor & Francis Group.
- Piersol, A. G., & Paez, T. L. (2009). *Harris' Shock and Vibration Handbook*. Nova Iorque: McGraw-Hill.
- Pinto, C. V. (1999). *Organização e Gestão da Manutenção*. Lisboa: Monitor - Projetos e Edições, Lda.
- Scheffer, C., & Girdhar, P. (2008). *Machinery Vibration Analysis & Predictive Maintenance*. Oxford: Newnes.
- Sensonics - Sensors & Systems. (2003). Techniques for the monitoring & protection of power plant equipment. *Turbine Supervisory Guide*, 12-13.
- Southwick, D. (1993). Using Full Spectrum Plots. *ORBIT Magazine*, 19-21.
- Southwick, D. (1994). Using Full Spectrum Plots Part 2. *ORBIT Magazine*, 11-15.
- The Lifetime Reliability Solutions. (n.d.). Vibration Analysis for Fault Diagnosis. *Certificate Course in Maintenance and Reliability Module 2 – Machinery Vibration Analysis Fundamentals*, 1-16.
- Vyas, M. (s.d.). *Vibration Monitoring System Basics*. Forbes Marshall.