

Análise de vibração no diagnóstico de fenômenos aerodinâmicos em turbomáquinas

Marcos Roberto Pedro¹
Ubatan Almeida Miranda²

Resumo

Para o melhor funcionamento de turbomáquinas existentes nas indústrias de processo torna-se imprescindível a avaliação de sua condição em suas etapas de partida, operação e parada. Cabe ao usuário buscar o conhecimento apropriado, além de dispor de estratégias de manutenção para assegurar o aumento da disponibilidade. O desempenho das turbomáquinas pode ser afetado por anomalias hidráulicas e aerodinâmicas, que podem fazer com que seu funcionamento não represente a condição real. O presente trabalho trata as anomalias aerodinâmicas clássicas e as técnicas de análise de vibração para estes fenômenos, com ênfase em um estudo de caso de identificação de "surge" num compressor centrífugo por análise espectral de vibração.

Palavras chave: Ressonância. Surge. Stonewall.

1 Introdução

Na busca de maior produtividade e competitividade, a produção mecanizada e automatizada tem garantido produtos de melhor qualidade, em grandes volumes e a custos reduzidos. Máquinas com maiores potências e velocidades, além de mais caras, tornam-se cada vez mais necessárias. Tais máquinas e processos somente podem produzir com as características de qualidade exigidas se conseguirem desempenhar suas funções básicas de forma constante, sem afetar a segurança humana e a integridade ambiental. A qualidade dos produtos depende, cada vez mais, do bom funcionamento dos equipamentos e das instalações de produção. Essas preocupações têm afetado significativamente a tarefa da gestão industrial, resultando em busca intensa da aplicação de novas tecnologias, metodologias e filosofias.

Falhas dessas instalações podem ter as mais variadas conseqüências. Se em alguns casos o prejuízo resultante não passa do custo de manutenção do equipamento, em outros pode chegar a comprometer a lucratividade da empresa devido a perdas de produção, acidentes e agressões ambientais.

¹ Engenheiro Mecânico ELEKEIROZ. Aluno do curso de Especialização em ENGENHARIA DA CONFIABILIDADE, turma 25456. marcos.pedro@elekeiroz.com.br

² Faculdade de Tecnologia SENAI-CIMATEC. Mestre em Engenharia Mecânica, professor da disciplina MONITORAMENTO DINÂMICO DE EQUIPAMENTOS ROTATIVOS, do curso de Especialização em ENGENHARIA DA CONFIABILIDADE. ubatan.miranda@fieb.org.br

2 Classificação das turbomáquinas

As turbomáquinas podem ser de vários tipos e servir para várias aplicações industriais. A maneira mais simples de classificá-las está ilustrada na figura 1, abaixo.

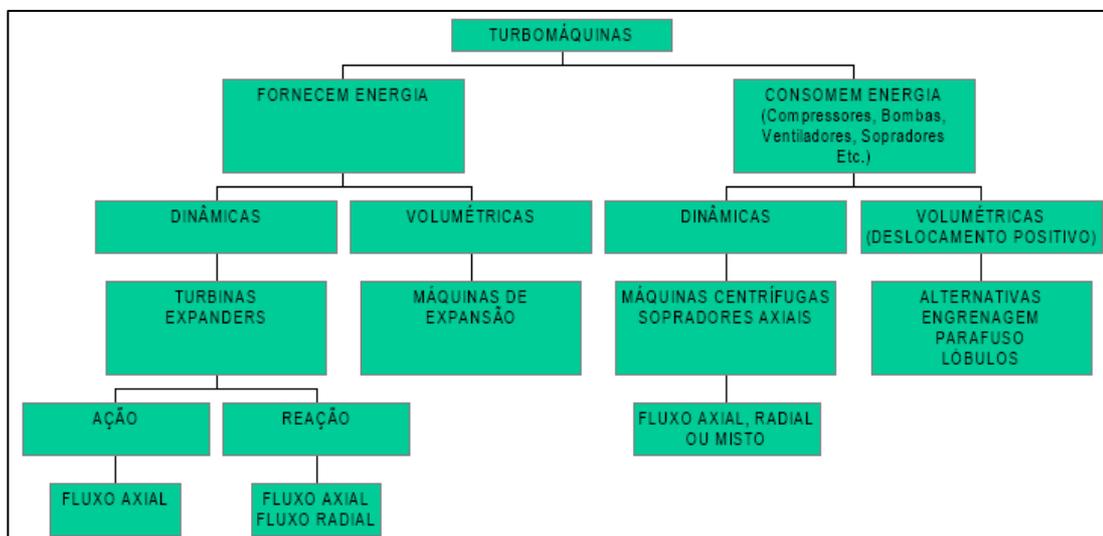


Figura 1 – Classificação das Turbomáquinas (Fonte: Juliani, 2003)

Neste trabalho, será dada ênfase às “turbomáquinas dinâmicas” que consomem energia em plantas Químicas e Petroquímicas.

2.1 Princípio de funcionamento das máquinas de fluxo dinâmico

As máquinas de fluxo do tipo “Dinâmicas” são aquelas em que o intercâmbio de energia entre o fluido e o eixo ocorre por transferência de energia “cinética”, e essa é transformada para energia de “pressão” e vice-versa, por meio da variação das áreas das seções de escoamento do fluido.

2.1.1 Ventiladores

De acordo com Macintyre (1997), os ventiladores são designados máquinas turbodinâmicas e estudados conforme sua aplicação a fluidos incompressíveis, uma vez que o grau de compressão verificado é extremamente pequeno, não sendo ideal analisá-los como máquinas térmicas. Existem vários critérios para classificar os ventiladores:

- Através do nível energético de pressão até $1,0 \text{ kgf/cm}^2$;
- Pela modalidade;
- Segundo as formas das pás;
- Por números de entradas de aspiração no rotor;
- Pelo número de rotores, sendo o de simples estágio o caso mais usual.
- Razão de compressão $R_c < 1,3$.

2.1.2 Sopradores

Os sopradores têm como objetivo transferir para o fluido a maior parte de energia aplicada no eixo do rotor. O aumento de energia mássica se traduz por um aumento de pressão estática e dinâmica de acordo com o tipo de máquina e ponto de trabalho. Esta transferência acompanha um aumento de temperatura que

depende da taxa de compressão, do rendimento, da natureza do fluido, da temperatura inicial e do eventual resfriamento da máquina.

São classificados como centrífugos ou axiais e a pressão de trabalho é de acordo com a relação de compressão:

$$- 1,3 > Rc < 2.$$

2.1.3 Compressores centrífugos

Chamados de turbo compressores são indicados para movimentações de grandes volumes, a baixa ou média razão de compressão. Os compressores centrífugos ou radiais como também são conhecidos, em função das diferenças entre seus princípios de funcionamento, as características construtivas diferem bastante uma das outras proporcionando aplicações diferentes quanto às faixas de vazão, pressão de sucção e descarga, sendo a faixa de utilização compreendida entre:

- Pressão de descarga máxima – 100 a 700 bar;
- Vazão de sucção – 3,3 Mm³/h a 330 Mm³/h;
- Razão de compressão por estágio –, $Rc > 2$ a 4,5.

3 Anomalias aerodinâmicas

Antes de qualquer discussão, três definições serão apresentadas de modo que não haja confusão quanto à interpretação dessas condições.

3.1 “Surge”

O “surging” ou “surge” é um fenômeno caracterizado pela instabilidade do ponto de operação. É um fenômeno que não depende somente da máquina, mas de todos os componentes do processo, tais como tubulações, vasos de pressão, válvulas, volume, etc. (MARTINS & AFFONSO, 2009).

De acordo com Juliani (2003), o “surge” acontece exatamente quando a pressão de descarga que o gás adquire na saída do difusor não é suficiente para vencer a pressão existente no meio seguinte, ocorrendo a frenagem da corrente de gás mesmo com o rotor girando. Instantaneamente, ocorre turbilhonamento do gás dentro dos estágios iniciando-se o seu refluxo para a sucção, sendo então definido como a condição de operação em que ocorre reversão de vazão de gás no compressor, progredindo no sentido inverso, saindo pela sucção. Uma vez dissipada a pressão de descarga, as condições de fluxo se normalizam e a máquina volta a operar normalmente. Esse processo se repete muitas vezes num curto espaço de tempo. Se a vazão não se normalizar, o fenômeno se mantém. O intervalo de tempo varia de caso para caso, porém, não passa de frações de segundos, fazendo com que o compressor oscile e trepide com violência, gerando ondas sonoras características.

Um compressor que entrar em “surge” permanecerá nessa situação até que uma ação externa modifique as condições do sistema e permita que o fenômeno seja interrompido (MARTINS & AFFONSO, 2009). Esta ação compreende em reduzir a pressão de descarga ou alterar a rotação para uma nova condição de equilíbrio.

O “surge” acontece quando um compressor não é mais capaz de desempenhar sua função quando submetido a condições operacionais críticas, ou seja, baixo fluxo ou alta relação de pressão (MARTINS & AFFONSO, 2009).

Tal fenômeno é bastante prejudicial e necessita ser evitado a qualquer custo. Quando um compressor “entra em surge”, as pressões e vazões do gás pulsam erráticamente, o rotor ou rotores, entra em vibração anormal e a intensidade de ruído

pode atingir níveis assustadores, além de se verificar que as temperaturas de sucção elevam-se consideravelmente.

De acordo com Juliani (2003), a partir da compreensão de como e por que o “surge” ocorre, fica fácil entender a importância de se saber em que condições ele acontece para um determinado compressor. A região de funcionamento estável é definida por duas linhas descritas no mapa de performance da figura 2: a linha de “surge” e a linha de “stonewall”, ou choque. Conhecendo-se sua linha, pode-se determinar a curva de proteção ao “surge” e o “range” operacional do compressor.

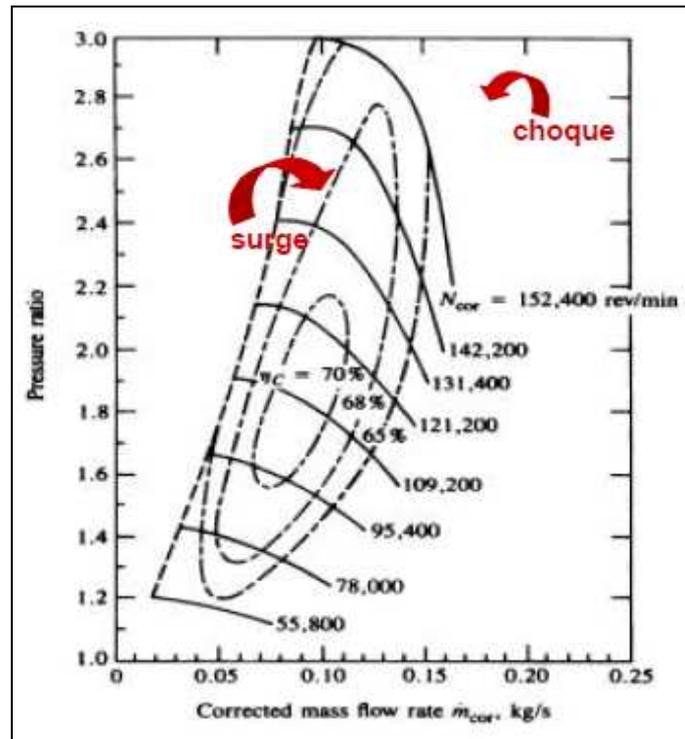


Figura 2 – Mapa de performance (Fonte: Nebra, 2005)

De acordo com Martins e Affonso (2009), à esquerda da curva a altura manométrica cai junto com a vazão. Nesta região, o funcionamento do compressor é instável, ou seja, pequenas perturbações podem alterar a vazão, assumindo, inclusive, valores negativos.

Do lado direito, o limite é estabelecido pelo choque, ou seja, aumentando a vazão no compressor, pode-se atingir velocidade sônica dentro dos canais das palhetas. Se isto acontece com um pequeno aumento da vazão, o aumento da velocidade de rotação pode também acontecer (NEBRA, 2005).

É importante salientar que a maioria dos compressores centrífugos possui alguma forma de proteção contra o surge, figura 3, sendo essa, em geral, uma “válvula de reciclo” para sistemas fechados ou “blow-off” para sistemas abertos, comandada por instrumentação sofisticada.

Tais sistemas são conhecidos como “sistemas de controle anti-surge” e constam basicamente de um sensor de vazão do gás, outro de pressão de descarga e um dispositivo lógico que compara essas informações com a posição da linha de segurança contra o “surge” (JULIANI, 2003).

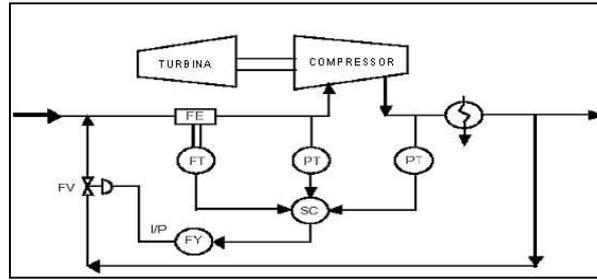


Figura 3 - Sistema de controle “anti-surge” (Fonte: Turbotech, xxxx)

Quando o compressor estiver operando numa condição sobre ou à esquerda da curva, ou da linha de proteção, o dispositivo lógico comanda a abertura da válvula “anti-surge” que aumenta a vazão ou reduz a pressão de descarga. Normalmente, essa linha de segurança situa-se 10% em vazão a mais do que a “linha de surge” para se evitar qualquer risco. Vale ressaltar que a válvula “anti-surge” deve permanecer fechada quando a máquina estiver em operação normal para economia de energia (MARTINS & AFFONSO, 2009).

A vazão em que o compressor entra em “surge” pode ser ligeiramente modificada em função da compressibilidade do gás, sendo maior com gases mais compressíveis.

3.2 “Stonewall”

O fenômeno “stonewalling” ou efeito de “stonewall” consiste simplesmente na incapacidade em aumentar a vazão do compressor em função de ter sido atingida a velocidade sônica em alguns pontos no interior da máquina (NOBREGA, 2011).

De acordo com Martins e Affonso (2009), compressores centrífugos industriais são projetados para funcionar com regime de escoamento subsônico. Se a vazão de operação é elevada, no entanto, é possível que a velocidade do gás atinja o valor sônico, $Mach = 1$. Isso geralmente ocorre na região de sucção do compressor usualmente na entrada do rotor e o resultado prático deste fato é a impossibilidade de aumentar a vazão a partir deste ponto, além de uma acentuada queda de eficiência do processo de compressão. O risco se agrava na compressão de gases de elevado peso molecular. Gases de alto peso molecular e baixas temperaturas normalmente possuem menores velocidades sônicas. Isso resulta uma menor vazão máxima para ocorrência de stonewall, podendo resultar em não atendimento ao processo.

De acordo com Gresh (2001), o efeito “stonewall” depende da geometria do rotor e das pás, podendo ser explicado por análise vetorial, como segue:

$$\mathbf{V} = \mathbf{U}_1 + \mathbf{V}_{rel}, \text{ onde;}$$

\mathbf{V} = velocidade absoluta do gás de admissão;

\mathbf{U}_1 = velocidade tangencial da ponta da lamina;

\mathbf{V}_{rel} = velocidade relativa do gás, em relação a lamina.

A figura 4 mostra que à medida que aumenta o fluxo, \mathbf{V} aumenta também. Conforme aumenta \mathbf{V} , o mesmo acontece com \mathbf{V}_{rel} , resultando em um ângulo negativo, condição conhecida como ângulo de ataque negativo.

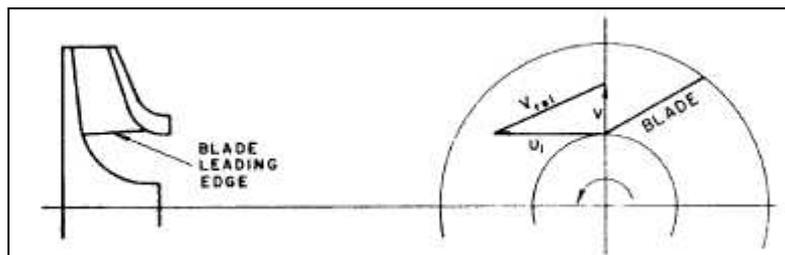


Figura 4 – Vetores de fluxo para a condição do rotor (Fonte: Gresh, 2001)

Quando se trabalha com gases leves e aspirados em temperaturas normais, o limite de Stonewall pode estar muito à direita, correspondendo a vazões totalmente fora das perspectivas de utilização do compressor e por isso não é representado nas curvas características do compressor.

Ângulos de ataque negativo contribuem para o fenômeno de “stonewall” por causa da redução de área efetiva, limitado na garganta do rotor devido uma onda de choque e separação do fluxo na velocidade sônica, $Mach=1$, conforme indicado na figura 8, abaixo. Entre os mecanismos que causam significativa instabilidade nos rotores, o atrito interno de amortecimento é o que está presente em todas as máquinas, até certo ponto, e reduz a estabilidade se tornando, em certos casos, uma fonte significativa de instabilidade a ser considerada (HANLON, 2001).

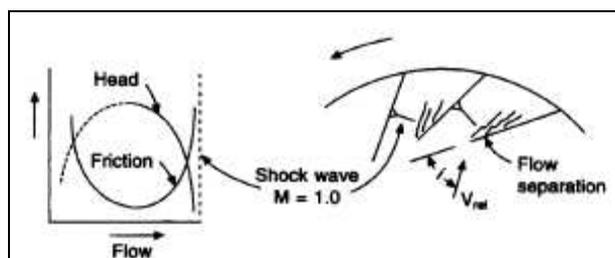


Figura 8 – Fluxo limitado na garganta e ondas de choque em desenvolvimento (Fonte: Hanlon, 2001)

Por outro lado um compressor axial não deve operar nessas condições, uma vez que as pás podem ser sujeitas a problemas de vibração conforme a excitação mecânica e as instabilidades aeroelásticas.

3.3 “Stall”

De acordo com Martins e Affonso (2009), o “stall” é um fenômeno similar ao surge, porém mais localizado, ocorrendo quando existe uma reversão localizada de fluxo ou uma diminuição localizada de pressão ou velocidade, além de uma separação do fluxo no caso de curvas muito acentuadas. O stall pode acontecer dentro de um componente ou estágio e é frequentemente acompanhado de um aumento na vibração subsíncrona e nas pulsações de pressão, além de uma possível redução no aumento de pressão no estágio onde ocorre.

É importante notar que o “stall” pode acontecer em qualquer ponto de operação do compressor, sendo mais comum em vazões muito afastadas da de eficiência máxima, onde a turbulência e os ângulos de incidência do gás são mais desfavoráveis. A figura 5 ilustra a reversão de fluxo em um rotor.

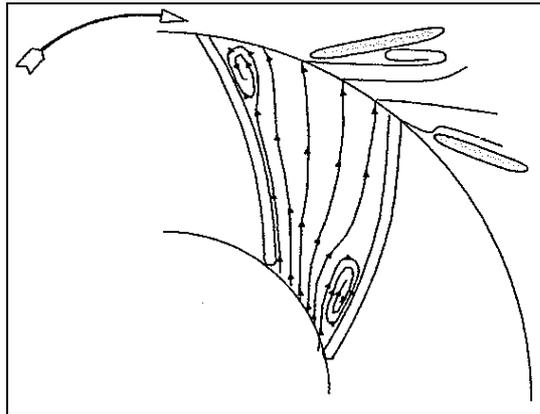


Figura 5 – Ilustração da recirculação localizada num rotor (stall), (Fonte: Martins & Affonso, 2009)

5 Descrição do comportamento dinâmico das máquinas

O projeto de uma máquina inclui dimensionamento, materiais, garantias de desempenho com relação ao comportamento dinâmico e operacional. A existência de comportamentos vibratórios produz efeitos indesejáveis em estruturas, em peças vitais, além do desconforto humano. As peças móveis produzem vibração e, por isso, durante o projeto deve-se considerar os problemas vibratórios visando diminuir seus efeitos. Mesmo assim, convivemos com vibrações inesperadas onde devemos descobrir as fontes e aplicar correções. Por exemplo: sistemas que apresentam significativas variações de torque, velocidades elevadas, mudanças de direção dos movimentos e principalmente os fenômenos fluidodinâmicos na indústria de processo. O diagnóstico das condições de funcionamento de máquinas por parâmetros de vibração, temperatura, ruído, entre outros, se torna importante à medida que o desempenho destas é exigido no seu máximo e tal diagnóstico permite a previsão de falhas, panes ou funcionamento precário, contribuindo decisivamente nas atividades de manutenção (KHATER, 1999).

Ainda de acordo com Khater (1999), o método mais simples de verificar o comportamento dinâmico de uma máquina consiste em medir o valor eficaz (RMS) de um sinal proveniente de um transdutor. Através do nível obtido na leitura compara-se a determinados padrões normatizados em função do tipo de máquina. Podemos citar também outros métodos utilizados, como análise de órbita, medição de vibração torcional, análise estatística global, método da limpeza de assinaturas, entre outros, indispensáveis e insubstituíveis nas atividades da manutenção.

Do ponto de vista do diagnóstico de turbomáquinas dinâmicas, o “surge” é definido como uma condição de operação em que ocorre a inversão do fluxo. Segundo Marshall & Sorokes (2000), é geralmente acompanhado de altas vibrações radiais e axiais, além de nível de ruído audível na descarga do compressor e som pulsante de baixa frequência (THEODORE GRESH, 2001).

No “surge” incipiente, ou na proximidade de surge, pode-se encontrar valores em frequência na faixa de 1 a 100 Hz. A frequência esperada para o “surge” incipiente deverá ser bem próxima de alguma frequência natural do sistema. Já o “surge” profundo nos compressores centrífugos industriais de múltiplos estágios, a frequência na qual o surge é observado situa-se usualmente entre 0,1 e 1,0 Hz, assim como as flutuações extremas de admissão e descarga de pressão e temperatura.

O “stall”, por exemplo, difere das outras instabilidades, devido a sua forte dependência do funcionamento do compressor, devendo desaparecer com o aumento de fluxo (BENTLY & GOLDMAN, 2000).

De acordo com Marshall & Sorokes (2000), é importante notar que pode ocorrer em qualquer ponto do mapa de funcionamento do compressor, mas é mais comum em taxas de fluxo muito alta ou muito baixa.

O “stall” apresenta como características onda de freqüência proporcional a velocidade rotativa e de caráter predominantemente axial de impulsos de vibração. Vibração radial com indicação de componente subsincrona com freqüência proporcional a velocidade de rotação (0,1 a 0,8 X rotação). Vibração axial com indicação de componente subsincrona com freqüência baixa constante (BENTLY & GOLDMAN, 2000).

De acordo com Marshall & Sorokes (2000), para ilustrar a diferença entre “stall” e “surge”, considerar a figura 6, a seguir, no domínio do tempo. O sinal da figura (a) é de um transdutor de pressão dinâmica quando o difusor esta em modo de “stall”. O sinal da figura (b) foi obtido quando a máquina estava em “surge”. Observam-se as freqüências extremamente baixas.

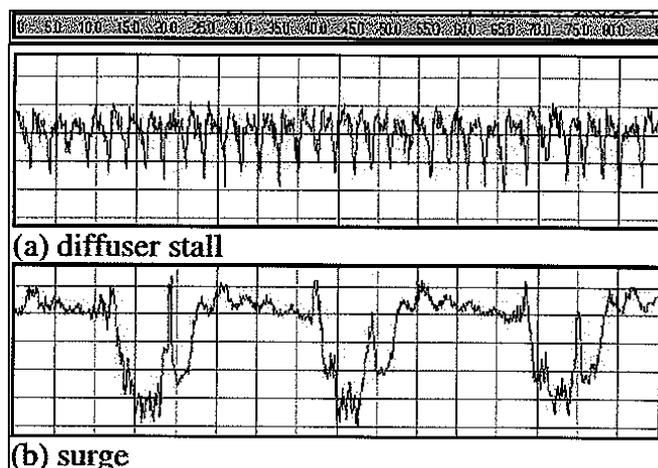


Figura 6 – Sinal no tempo de pressão comparando “surge” e “stall”, (Fonte: Marshall & Sorokes, 2000)

Espectros de freqüência para testes de vibração nas mesmas condições (Surge e Stall) são mostrados a seguir na figura 7. As distinções entre as duas condições são bastante evidentes (MARSHALL & SOROKES, 2000).

O resultado apresentado em “surge” é associado a um impulso de excitação, que pode ou não excitar alguma freqüência natural, dependendo da quantidade de amortecimento do sistema, enquanto que a resposta do “stall” é principalmente de propagação e perda.

O limite de “stonewall” não representa nenhuma ameaça à integridade do compressor e não altera seu comportamento dinâmico, mas pode se constituir num grave inconveniente caso venha a ocorrer dentro da faixa de vazão necessária à operação do sistema.

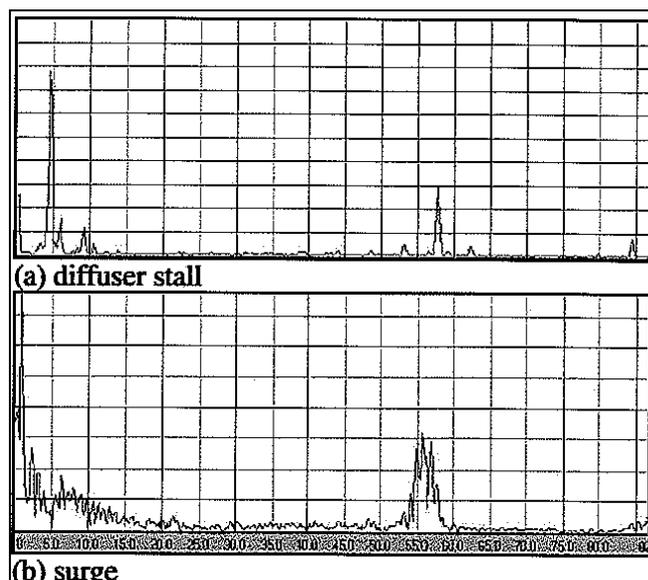


Figura 7 – Espectro de vibração comparando “surge” e “stall”, (Fonte: Marshall & Sorokes, 2000)

4 Relato de auto-excitação provocada pela presença de ressonância por instabilidade de fluxo por proximidade de surge em um compressor centrífugo após manutenção geral.

Em fevereiro/11 ocorreu uma Parada de Manutenção na planta de Anídrido Ftálico aproveitando-se a troca do catalisador. Dois Moto-compressores foram submetidos a revisões gerais. Na partida, um dos compressores apresentou um ruído anormal e vibração elevada no eixo de saída, em um dos mancais do multiplicador. Na tentativa de descobrir o motivo do ruído e das vibrações apresentadas, o corpo técnico composto tanto pelos Engenheiros da Manutenção quanto pelos Engenheiros contratados para Análise de Vibração iniciaram as investigações e a análise dos dados encontrados, conforme figura 8 ilustrativa dos pontos de medição.

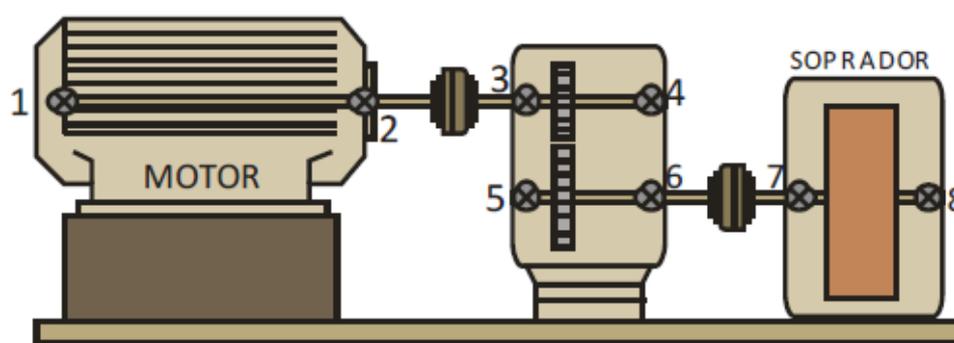


Figura 8 – Pontos de medição para análise de vibração, (Fonte: Vibrotécnica, 2011)

Constatou-se que o mancal radial-axial do multiplicador do eixo de alta rotação, ponto 5 de medição do lado oposto ao compressor, apresentava severa aceleração vibratória com nível global de 9,1 G como mostrado a seguir na figura 9.

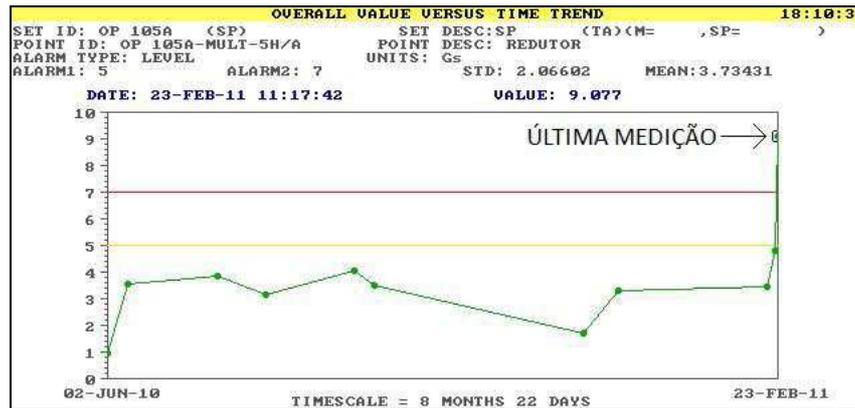


Figura 9 – Nível global do compressor, ponto 5, IGV 12%, (Fonte: Vibrotécnica, 2011)

O espectro de vibração apresenta características em que se suspeita de ressonância associada a folga mecânica. A folga em um componente provoca redução na frequência natural desse, tornando-o suscetível a entrar em ressonância, se excitado por frequências iguais, múltiplas ou submúltiplas exatas.

No relatório de manutenção apresentado a folga diametral deixada para o mancal radial-axial referido foi de 0,160 mm. O mínimo recomendado é de 0,130 mm e o máximo permitido é de 0,164 mm, portanto, a manutenção realizada foi dentro dos padrões desejados, porem, próximo de sua folga máxima permitida.

Outra constatação foi abertura do difusor "IGV", apenas com 12%, limitando a vazão do sistema quando o normal é 22%. Os técnicos da operação relataram que a abertura do difusor deveria ser gradativa e com espaçamento de tempo maior que o normal devido a calcinação em que o catalisador foi submetido, ou seja, acúmulo de energia. Isso se deve pela espera na partida da planta já com o catalisador ativado. Uma abertura brusca do difusor poderia resultar em uma reação indesejada.

Nessa condição de difusor fechado podem ocorrer frequências excitadoras sobre o mancal do multiplicador, provocando sua ressonância, uma vez que a folga do mesmo está em seu limite.

No espectro desta vibração, figura 10, observa-se as seguintes frequências:

- 137.250 CPM – Valor metade da frequência de engrenamento;
- 274.500 CPM – Frequência de engrenamento;
- 147.750 CPM – Possível frequência de ressonância.

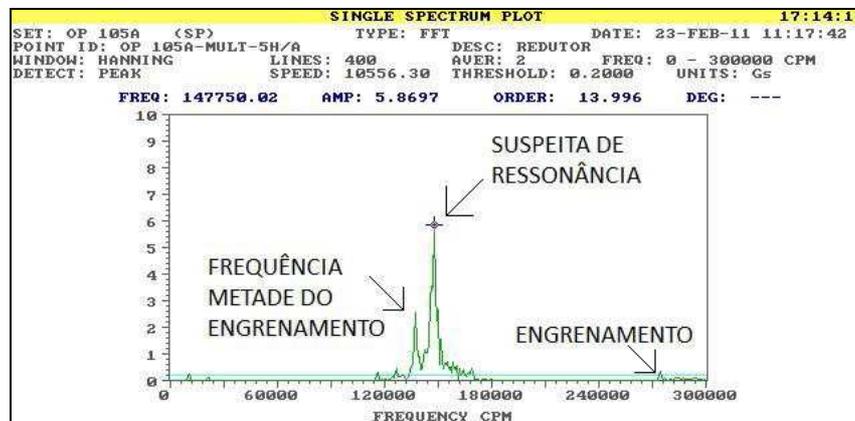


Figura 10 – Espectro de vibração, ponto 5, (Fonte: Vibrotécnica, 2011)

Na impossibilidade de análise do equipamento em operação normal, foi verificado o relatório de manutenção quanto às folgas e o desgaste das engrenagens, sendo o resultado satisfatório tanto para o contato do engrenamento quanto na folga encontradas: LA = 0,12 mm e LNA = 0,16 mm. Recomenda-se para essa condição o máximo de 0,15 mm e 0,20 mm respectivamente, descartando a possibilidade de frequência de engrenamento.

O ruído apresentado é de caráter oscilatório e modulado. Nos espectros de vibração, observa-se esse mesmo comportamento de modulação, figura 12. Essa constatação sugeriu a investigação para o fenômeno do “surge”.

No ponto 7, entrada do compressor, também foi verificado um acréscimo vibratório de 0,7 G para 1,4 G, conforme figura 11 abaixo.

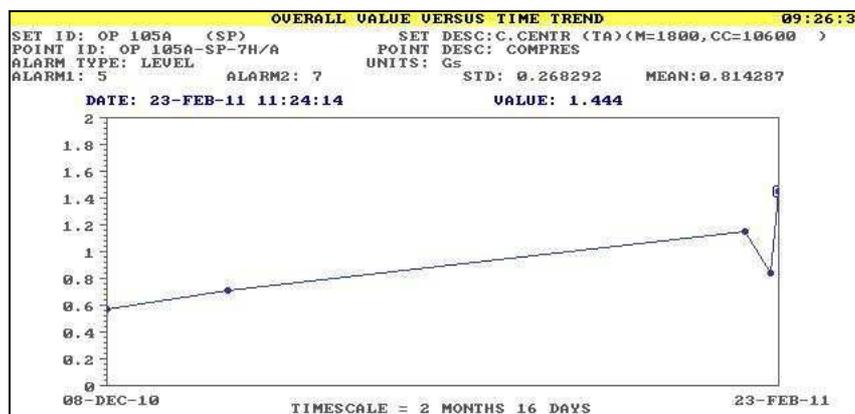


Fig. 11 – Valor global, ponto 7, IGV 12%, (Fonte: Vibrotécnica, 2011)

Ao ser analisado o espectro do mancal do mesmo ponto 7, verifica-se a mesma característica, embora com níveis relativamente baixos. Frequência de 126.750 CPM embora em baixíssima amplitude está presente, conforme mostrado na figura 12 a seguir.

A suspeita de influência de proximidade de “surge” associado à folga mecânica, tendo como conseqüência a ocorrência de ressonância, traz a necessidade de se aprofundar no conhecimento do fenômeno. Houve a necessidade de analisar então os mesmos pontos do eixo em escala de amplitude logarítmica com inclusão do cursor de harmônicos verificando as subsíncronas. Novamente os impulsos com características oscilatória e modular estavam presentes.

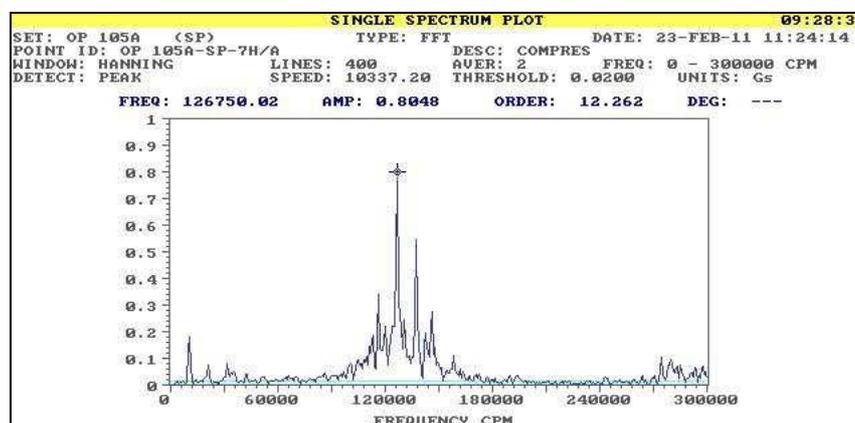


Fig. 12 – Espectro, ponto 7, (Fonte: Vibrotécnica, 2011)

É importante ressaltar que a vibração aqui analisada só ocorre com a válvula restringida aproximadamente 12%. Com o compressor na condição ideal de funcionamento com a válvula em 22% a análise foi repetida e a vibração no multiplicador, reduziu de 9,1 G para 1,9 G, não ocorrendo nenhum alarme conforme espectro abaixo, figura 13, e no compressor também houve uma redução de 1,4 G para 0,8 G, figura 14.

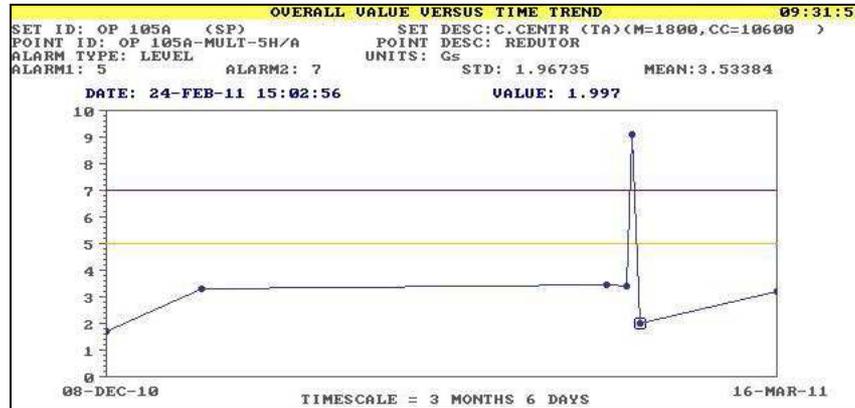


Fig. 13 – Valor global, ponto 5, IGV 22%, (Fonte: Juliani, 2003)

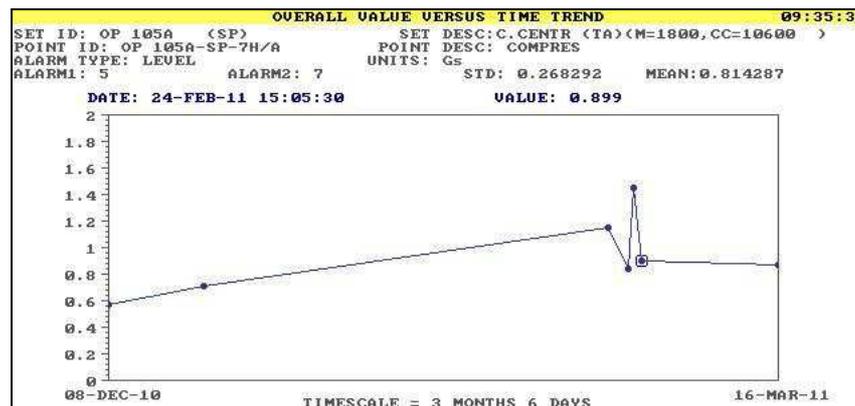


Fig. 14 – Valor global, ponto 7, IGV 22%, (Fonte: Vibrotécnica, 2011)

6 Conclusões

O baixo fluxo condicionou o compressor a uma condição operacional crítica, dando origem ao fenômeno do “surge”, no caso, proximidades de “surge”.

A frequência esperada para o “surge” incipiente citado deverá apresentar vibrações em baixa frequência. Por outro lado, a folga do mancal radial-axial do multiplicador provoca a redução da sua frequência natural, tornando-o suscetível a ressonância quando excitado por frequências iguais, múltiplas ou submúltiplas exatas. Como o resultado apresentado em “surge” é um impulso de excitação que pode excitar a frequência natural, concluímos que, embora muito inferiores à situação de alarme, estas atuaram como excitadoras, implicando em amplificar por ressonância a vibração em todo o equipamento e estrutura, com maior severidade no multiplicador, devido as suas próprias frequências naturais.

7 Agradecimentos

Engº. Marcos Misson, Coordenador de Manutenção, Elekeiroz S.A.

Engº. Marcos Delfini, Diretor Técnico, Delfini Service Ltda.

Engº. Luiz Coelho, Diretor Técnico, “Vibrotécnica” Vibração Planejamento e Projetos de Sistema de Monitoração Ltda.

Engº. Alexsandro, Engenheiro de Aplicações, Elliott Ebara Group.

8 Referências Bibliograficas

BENTLY, Donald E.; GOLDMAN, Paul.. *Vibrational Diagnostics of Rotating Stall in Centrifugal Compressors*, ORBIT, Vol. 21 Nº 1, Bently Nevada Corporation, 2000.

GRESH, Theodore.. *Compressor Performance, Aerodynamics for the User*, Publisher: Elsevier Science & Technology Books, 2001.

HANLON, Paul C.. *Compressor Handbook*, Editora McGraw Hill, New York, 2001.

JULIANI, Armando.. *Turbomáquinas, Principais Modelos e Tipos usados em Plantas de Separação de Gases*, Teoria e Prática, XVIII Encontro de Produtores e Consumidores de Gases Industriais, São Paulo, 2003.

KHATER, Evaldo.. *Diagnóstico de Falhas em Máquinas Rotativas através da Análise da Vibração Torcional*, FUNREI, São João Del Rei, 1999.

MACINTYRE, Archibald J.. *Equipamentos Industriais e de Processo*, Editora LTC, Rio de Janeiro, 1997.

MARSHALL, Fred.; SOROKES, James M.. *A Review of Aerodynamically Induced Forces Acting on Centrifugal Compressors, and Resulting Vibration Characteristics of Rotors*, Proceedings of the 29th Turbomachinery Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas, 2000.

MARTINS, Guilherme L.; AFFONSO, Luiz Otávio A.. *Desempenho de Turbomáquinas no Campo*, IBP, Editora Synergia, Rio de Janeiro, 2009.

NEBRA, Silvia A.. *Máquinas Térmicas, Compressores*, apostila elaborada em 2005.

NOBREGA, Paulo R.L.. *Manutenção de Compressores Alternativos e Centrífugos*, IBP, Editora Synergia, Rio de Janeiro, 2011.