



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO

Departamento de Engenharia Mecânica

DEM/POLI/UFRJ



ANÁLISE DE CAVITAÇÃO EM UMA TURBINA HIDRÁULICA DO TIPO KAPLAN

Rana Cerise Loreto dos Santos

Projeto de Graduação apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheira Mecânica.

Orientador: Reinaldo De Falco.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

DEZEMBRO DE 2013



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO

Departamento de Engenharia Mecânica

DEM/POLI/UFRJ



ANÁLISE DE CAVITAÇÃO EM UMA TURBINA HIDRÁULICA DO TIPO KAPLAN

Rana Cerise Loreto dos Santos

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRA MECÂNICA.

Aprovado por:

Prof. Reinaldo De Falco

Prof. Gustavo Bodstein, Ph.D.

Prof. Marcelo Colação, D. Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

DEZEMBRO DE 2013

Loreto dos Santos, Rana Cerise.

Análise de cavitação de uma turbina hidráulica do tipo Kaplan/
Rana Cerise Loreto dos Santos – Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola
Politécnica, 2013.

X, 74 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Reinaldo de Falco.

Projeto de Graduação – UFRJ/ POLI/ Engenharia Mecânica,
2013.

Referências Bibliográficas: p. 71-72.

1. Usina Hidroelétrica. 2. Turbina Hidráulica. 3. Cavitação. 4.
Análise de Cavitação em uma turbina hidráulica. I. De Falco, Reinaldo.
II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica,
Engenharia Mecânica. III. Análise de cavitação em uma turbina
hidráulica do tipo Kaplan.

Agradecimentos

Aos meus pais, pelo eterno comprometimento, amor e dedicação em fazer de mim uma pessoa melhor. Aos meus irmãos e minha irmã por me acompanharem em todas as etapas de minha vida.

Aos meus amigos de 1º e 2º grau, cuja amizade permanece forte até hoje. Aos companheiros de curso por compartilharem comigo os momentos bons e difíceis da vida acadêmica. Aos amigos de escalada, por me ajudarem a aliviar meu estresse nesse período tenso.

À empresa M&D – Monitoração e Diagnose, pela ideia do tema do trabalho e por ter oferecido as informações necessárias para realizá-lo.

Ao professor Reinaldo De Falco, pela tranquilidade e positividade com que me orientou no projeto.

Aos professores Gustavo Bodstein e Marcelo Colaço, por aceitarem o convite para participar da banca avaliadora.

Aos professores do Departamento de Engenharia Mecânica, pelos conhecimentos transmitidos.

A todos que de alguma forma me ajudaram e incentivaram na realização deste trabalho.

Resumo do Projeto de Graduação apresentado ao DEM/UFRJ como parte dos requisitos necessários para obtenção do grau de Engenharia Mecânica.

ANÁLISE DE CAVITAÇÃO EM UMA TURBINA HIDRÁULICA DO TIPO KAPLAN

Rana Cerise Loreto dos Santos

Dezembro/2013

Orientador: Reinaldo De Falco

Curso: Engenharia Mecânica

O presente trabalho apresenta um estudo sobre o fenômeno da cavitação que ocorre nas turbinas hidráulicas, e uma análise do fenômeno nas turbinas do tipo Kaplan. Inicialmente é feito uma revisão bibliográfica sobre as unidades geradoras de uma usina hidrelétrica e sobre o fenômeno da cavitação, bem como sua localização específica e suas consequências, quando ocorre em turbinas hidráulicas. Em seguida, são apresentados os diversos métodos de identificar e analisar a cavitação nas turbinas hidráulicas, especificamente nas turbinas de reação. É apresentada toda a instrumentação necessária para a detecção e os processamentos dos sinais obtidos para a análise. Finalmente, com o objetivo de colocar em prática tudo o que foi estudado, é apresentado um trabalho de diagnóstico e análise de cavitação em uma turbina do tipo Kaplan. Este trabalho foi desenvolvido pela empresa M&D – Monitoração e Diagnose em uma usina hidrelétrica que, no presente trabalho, utilizaremos o nome fictício de UHE Pedacinho do Céu.

Abstract of Undergraduate Project present to DEM/UFRJ as a part of fulfillment of the requirements for the degree of Mechanical Engineer.

ANALYSIS OF A KAPLAN TURBINE CAVITATION

Rana Cerise Loreto dos Santos

December/2013

Advisor: Reinaldo De Falco

Course: Mechanical Engineering

This paper presents a study of the cavitation phenomenon that occurs in hydraulic turbines, and an analysis of this phenomenon in Kaplan turbines. Initially, is done a literature review about the generating units of a hydroelectric power plant, and about the cavitation phenomenon, as well as its specific location and its consequences, when it occurs in hydraulic turbines. Then, is shown the several methods to identifying and analyzing cavitation in hydraulic turbines, specifically in reaction turbines. All the necessary instrumentation for the detection and processing of the signals for the analysis is presented. Finally, in order to put into practice everything that was studied, is presents a work about diagnostic and analysis of cavitation in a Kaplan turbine. This work was developed by M&D - Monitoring and Diagnosis in a hydroelectric power plant that in the present work, we use the fictitious name “Little Piece of Heaven”.

Índice

1. Objetivo	1
2. A importância da energia hidrelétrica na matriz energética brasileira	2
3. Usinas Hidrelétricas.....	5
3.1. Definição.....	5
3.2. Classificação	6
3.3. As etapas da construção.....	6
4. Unidade Geradora.....	8
5. Turbinas Hidráulicas.....	12
5.1. Classificação	12
5.2. Tipos	13
5.2.1. Turbina Pelton	14
5.2.2. Turbina Francis.....	15
5.2.3. Turbina Kaplan	17
5.3. Sistema Mecânico dos Servomotores	19
5.4. Distribuição de pressão e velocidade.....	20
6. Cavitação	23
6.1. O fenômeno da Cavitação.....	23
6.2. A Nucleação da Bolha	25
6.3. Pressão x Cavitação	25
6.4. Cavitação em Turbinas Hidráulicas	26
6.4.1. Consequências da Cavitação.....	26
6.4.2. Cavitação nas Turbinas de Ação.....	27

6.4.3. Cavitação nas Turbinas de Reação	28
6.4.3.1. O Coeficiente de Cavitação.....	28
6.4.3.2. Tipos de Cavitação.....	29
6.4.3.2.1. Cavitação em Vórtices.....	30
6.4.3.2.2. Cavitação no Bordo de Ataque.....	35
6.4.3.2.3. Cavitação em Bolhas	36
6.4.3.2.4. Cavitação em Nuvens	37
7. Análise e Detecção de Cavitação em Hidrogeradores	40
7.1. Métodos de Análise.....	40
7.1.1. Em uma Turbina Kaplan	41
7.2. Sensores	42
7.2.1. Sensores de Proximidade	42
7.2.2. Acelerômetros	43
7.2.3. Sensores de Pressão.....	45
7.2.4. Sensores de Emissão Acústica	46
7.3. Técnicas de Processamento de Sinal	46
7.3.1. RMS	47
7.3.2. Espectro.....	47
7.3.3. Filtragem	49
7.3.4. Demodulação da Amplitude.....	49
7.3.5. Densidade Espectral de Potência	51
8. Análise de Cavitação na UHE Pedacinho do Céu	52
8.1. Características Técnicas e Operacionais	52
8.2. Instrumentação	53

8.3. Instalação	55
8.4. Medição.....	58
8.5. Processamento do sinal medido	61
8.6. Resultados	62
8.6.1. Análise dos sinais dos sensores de Emissão Acústica	62
8.6.2. Análise dos sinais dos Acelerômetros e do sensor de Pressão.....	67
9. Conclusão	70
10. Referências	71
11. Anexos	73

Índice de Figuras

Figura 1: Matriz Energética Brasileira	3
Figura 2: Usina Hidrelétrica – Diagrama Esquemático.....	5
Figura 3: Vista explodida da Unidade Geradora da Usina de Itaipu mostrando seus componentes	8
Figura 4: Diagrama de escolha de turbina	13
Figura 5: Esquema de uma turbina Pelton e seus componentes	14
Figura 6: Pelton com 5 bicos injetores	14
Figura 7: Desenho em corte de uma Turbina Francis	15
Figura 8: Francis Lenta, Normal e Rápida da esquerda para a direita	16
Figura 9: Desenho em corte de uma Turbina Kaplan.....	17
Figura 10: Rendimentos de alguns tipos de turbinas com variações de vazões	18
Figura 11: Desenho de uma Turbina Tipo Bulbo	19
Figura 12: Componentes do sistema de movimentação do distribuidor	20
Figura 13: Esquema do funcionamento e posição dos servomotores	20
Figura 14: Distribuição das pressões e velocidade no distribuidor e na roda	20
Figura 15: Gráfico do diagrama de fase da água	23
Figura 16: Colapso da bolha em três situações características	24
Figura 17: Perfil de velocidade e de pressão	26
Figura 18: Erosão no bordo de ataque das pás, provocada por cavitação	27
Figura 19: Esquema da Turbina com o Tubo de Sucção.....	29
Figura 20: Cavitação em vórtice em uma Francis	30
Figura 21: Principais faixas de operação de uma turbina Francis	32
Figura 22: Diagrama de vetores que descrevem a cinemática em um escoamento de uma Francis ..	32
Figura 23: Diagrama de velocidades na saída de um rotor de uma Francis	34
Figura 24: Vetor de velocidade atuante no rotor de uma Francis	34

Figura 25: Perfil de pressão em uma turbina Kaplan	34
Figura 26: Cavitação no bordo de ataque.....	35
Figura 27: Cavitação em bolhas	36
Figura 28: Cavitação em nuvens – surgimento, evolução, desaparecimento	37
Figura 29: Localização da cavitação em uma Kaplan	39
Figura 30: Sensor de Proximidade	43
Figura 31: Gráfico de Força x Tempo e Sinal x Tempo de um acelerômetro.....	44
Figura 32: Desenho em corte de um Sensor de Pressão	45
Figura 33: Tipo de Montagem: descarga e orifício	45
Figura 34: Sensor de Emissão Acústica	46
Figura 35: Amplitude de um sinal do domínio do tempo	48
Figura 36: Amplitude de um sinal do domínio da frequência	49
Figura 37: Modulação de amplitude	50
Figura 38: Erosão na pá da turbina	53
Figura 39: Solda cobrindo a erosão.....	53
Figura 40: Distribuição espacial dos sensores	56
Figura 41: Corte da unidade geradora com a localização dos sensores	57
Figura 42: Foto dos sensores de emissão acústica nas palhetas do distribuidor	57
Figura 43: Detalhe do sensor de emissão acústica e sua base	57
Figura 44: Sinal do sensor de emissão acústica em $v=9$ com $P= 10$ MW.....	60
Figura 45: Sinal RMS do sensor de emissão acústica em $v=9$ com $P= 10$ MW	60
Figura 46: Espectro do sinal do sensor de emissão acústica nº9 – 10 MW	60
Figura 47: Sinais do sensor de emissão acústica em $v=1$ para $5 < P < 20$ MW	62
Figura 48: Sinais do sensor de emissão acústica em $v=1$ para $45 < P < 55$ MW	63
Figura 49: Sensor de emissão acústica em $v=2$ na potência 55MW	64

Figura 50: Sensor de emissão acústica em $v=6$ na potência 55MW	64
Figura 51: Sensor de emissão acústica em $v=22$ na potência 55MW	64
Figura 52: Sensor de emissão acústica em $v=24$ na potência 55MW	64
Figura 53: Representação das palhetas com maior possibilidade de ocorrência de cavitação	66
Figura 54: Gráfico da Amplitude Máxima do Sinal x Potência	67
Figura 55: Espectro da modulação para acelerômetro AC1, potências 15MW e 55 MW	68
Figura 56: Espectro da modulação banda para acelerômetro AC2, potências 15MW e 55 MW	68
Figura 57: Espectro da modulação para sensor de pressão PR1, potências 15MW e 55 MW	68

Índice de Tabelas

Tabela 1: Matriz Energética Brasileira	3
Tabela 2: Os tipos de cavitação e suas características	38
Tabela 3: Características Técnicas da Usina	52
Tabela 4: Características Técnicas da Turbina	53
Tabela 5: Características Técnicas do Acelerômetro	54
Tabela 6: Características Técnicas do Sensor de Emissão Acústica	55
Tabela 7: Características Técnicas do Sensor de Pressão	55
Tabela 8: Detalhamento dos pontos medidos nos respectivos canais	56
Tabela 9: Detalhamento da medição	58
Tabela 10: Faixa de frequências para cada tipo de sensor	61
Tabela 11: Sensores de maior amplitude para uma potência $P=55\text{MW}$	65
Tabela 12: Sensores de maior amplitude para uma potência $P=50\text{MW}$	65
Tabela 13: Amplitude máxima de cada potência medida	66

Índice de Equações

Equação 1: Equação de Faraday	10
Equação 2: Equação de Bernoulli	21
Equação 3: Equação da Altura de Suspensão de uma Turbina	28
Equação 4: RMS para N valores	47
Equação 5: RMS para funções contínuas	47
Equação 6: Transformada Rápida de Fourier	48
Equação 7: Transformada de Hilbert	50

1. Objetivo

O objetivo deste trabalho é fazer um estudo sobre o fenômeno da cavitação nas turbinas hidráulicas. O estudo engloba a localização específica na turbina aonde a cavitação ocorre, o quanto esta pode ser prejudicial à máquina, e as formas de diagnóstico e de análise do fenômeno, afim de descobrir os pontos de operação da máquina aonde ocorre com mais intensidade, e evitá-los.

Ao final do trabalho será apresentada uma análise de cavitação em uma turbina hidráulica do tipo Kaplan, em uma usina já em operação.

2. A importância da energia hidrelétrica na matriz energética brasileira.

A água é o recurso natural mais abundante na Terra: com um volume estimado de 1,36 bilhões de quilômetros cúbicos (km^3), recobre 2/3 da superfície do planeta sob a forma de oceanos, calotas polares, rios e lagos. Além disso, pode ser encontrada em aquíferos subterrâneos, como o Guarani, no Sudeste brasileiro. A água também é uma das poucas fontes para produção de energia que não contribui para o aquecimento global – o principal problema ambiental da atualidade. E ainda é renovável: pelos efeitos da energia solar e da força da gravidade, de líquido transforma-se em vapor que se condensa em nuvens, que retornam à superfície terrestre sob a forma de chuva.[5]

O Brasil é o país com o maior potencial hidrelétrico, um total de 260 mil MW.

Ser favorecido por recursos naturais que se transformam em fontes de produção de energia é estratégico para qualquer país. Entre outros fatores, porque reduz a dependência do suprimento externo e, em consequência, aumenta a segurança quanto ao abastecimento de um serviço vital ao desenvolvimento econômico e social. No caso dos potenciais hídricos, a esses argumentos favoráveis, somam-se outros dois: o baixo custo do suprimento na comparação com outras fontes (carvão, petróleo, urânio e gás natural, por exemplo) e o fato de a operação das usinas hidrelétricas não provocar a emissão de gases causadores do efeito estufa. A energia hidrelétrica é classificada como uma das mais limpas no mercado internacional. [5]

Uma desvantagem das usinas hidrelétricas é a localização destas cada vez mais distantes dos centros de consumo, uma vez que depende da disponibilidade dos recursos hídricos, o que cria a necessidade de altos investimentos em linhas de transmissão de energia para o escoamento da produção. Além disso, estudos recentes mostram que a grande reserva de biomassa depositada no fundo dos reservatórios deteriora-se liberando gases como o dióxido de carbono e o metano, que contribuem para o aumento do efeito estufa. Segundo ambientalistas, esse tipo de construção gera graves impactos ambientais, também devido à necessidade de inundação de grandes áreas verdes. Os próprios relatórios da Agência Nacional de Energia Elétrica (Aneel) indicam os problemas ambientais como a principal causa de atrasos no cronograma energético brasileiro. [1]

A figura abaixo mostra uma tabela e um gráfico da Matriz Energética Brasileira, com a divisão da potência instalada por tipo de fonte energética.

Empreendimentos em Operação							
Tipo		Capacidade Instalada		%	Total		%
		N.º de Usinas	(kW)		N.º de Usinas	(kW)	
Hidro		1.073	85.399.360	64,37	1.073	85.399.360	64,37
Gás	Natural	110	11.936.349	9	149	13.620.012	10,27
	Processo	39	1.683.663	1,27			
Petróleo	Óleo Diesel	1.081	3.505.854	2,64	1.115	7.474.501	5,63
	Óleo Residual	34	3.968.647	2,99			
Biomassa	Bagaço de Cana	372	9.030.112	6,81	468	10.873.158	8,20
	Licor Negro	15	1.304.182	0,98			
	Madeira	50	422.837	0,32			
	Biogás	22	79.594	0,06			
	Casca de Arroz	9	36.433	0,03			
Nuclear		2	1.990.000	1,50	2	1.990.000	1,50
Carvão Mineral	Carvão Mineral	12	3.024.465	2,28	12	3.024.465	2,28
Eólica		96	2.109.341	1,59	96	2.109.341	1,59
Importação	Paraguai		5.650.000	5,46		8.170.000	6,16
	Argentina		2.250.000	2,17			
	Venezuela		200.000	0,19			
	Uruguai		70.000	0,07			
Total		2.934	132.667.836	100	2.934	132.667.836	100

Tabela 1 - Matriz Energética Brasileira [ANEEL-09/2013]

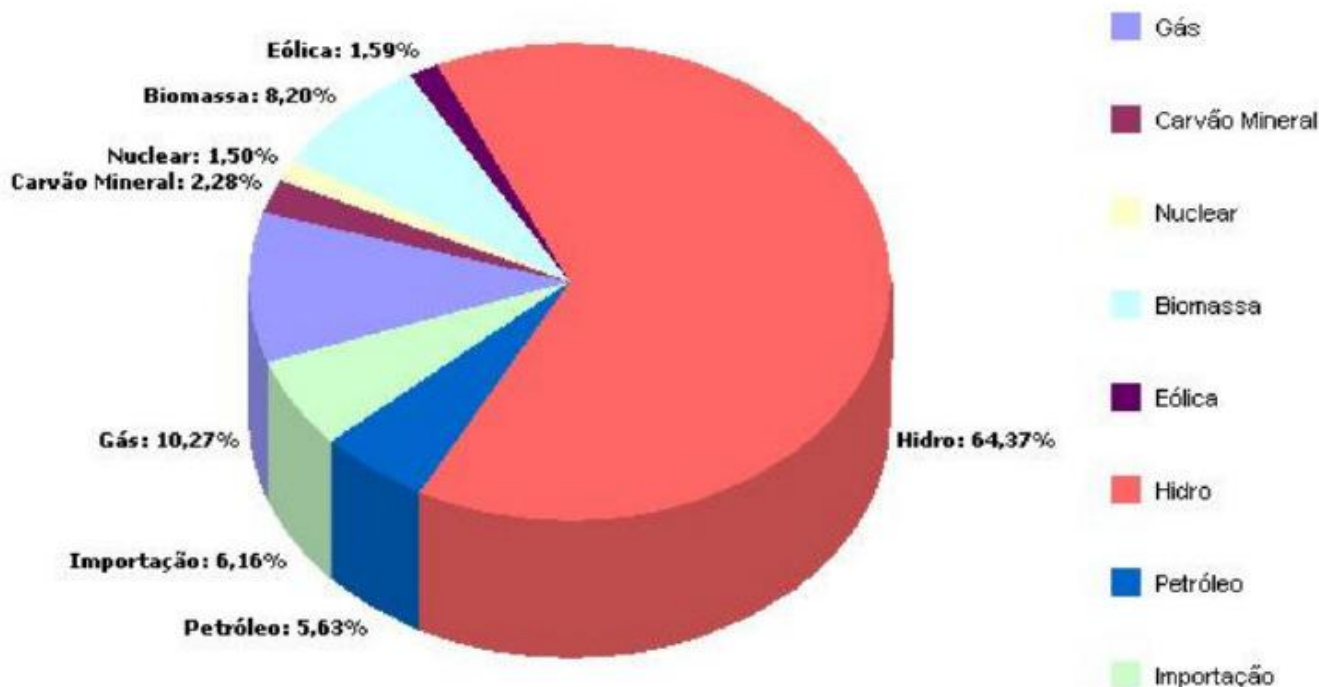


Figura 1 - Matriz Energética Brasileira [ANEEL-09/2013]

Pelo gráfico, podemos destacar a importância das usinas hidrelétricas na matriz energética brasileira.

O objetivo desta pequena introdução às fontes de energia é de destacar o quanto é prejudicial a parada de operação de uma máquina em uma usina hidrelétrica, não só no ponto de vista econômico, quanto ambiental. Além do risco de apagão por falta de energia, para substituir a energia que deixou de ser fornecida, terão que ser acionadas as usinas termoeletricas, que além de terem o custo do MW/h muito mais elevado, são as que mais poluem o meio ambiente. [6]

Em virtude disso, ressaltamos a importância do perfeito funcionamento das máquinas das usinas hidrelétricas e os estudos de manutenção para mantê-las em perfeita operação e evitar imprevistos.

3. Usinas Hidrelétricas

3.1. Definição

Uma usina hidrelétrica é um complexo constituído por um conjunto de obras e de equipamentos que têm por finalidade produzir energia elétrica através do aproveitamento do potencial hidráulico existente em um curso d'água. Na usina hidrelétrica, a eletricidade é produzida pela conversão de energia potencial gravitacional de uma massa de água em energia mecânica na turbina, e desta em energia elétrica no gerador. Para aproveitar o potencial hídrico de um curso d'água, geralmente é feita uma barragem de forma a interromper seu curso normal, a qual provoca a formação de um lago artificial denominado reservatório. A barragem é atravessada por dutos (condutos forçados) que conduzem a água do reservatório até as turbinas, instaladas em um nível mais baixo [1]. A Figura 2 mostra um diagrama esquemático de uma usina hidrelétrica.

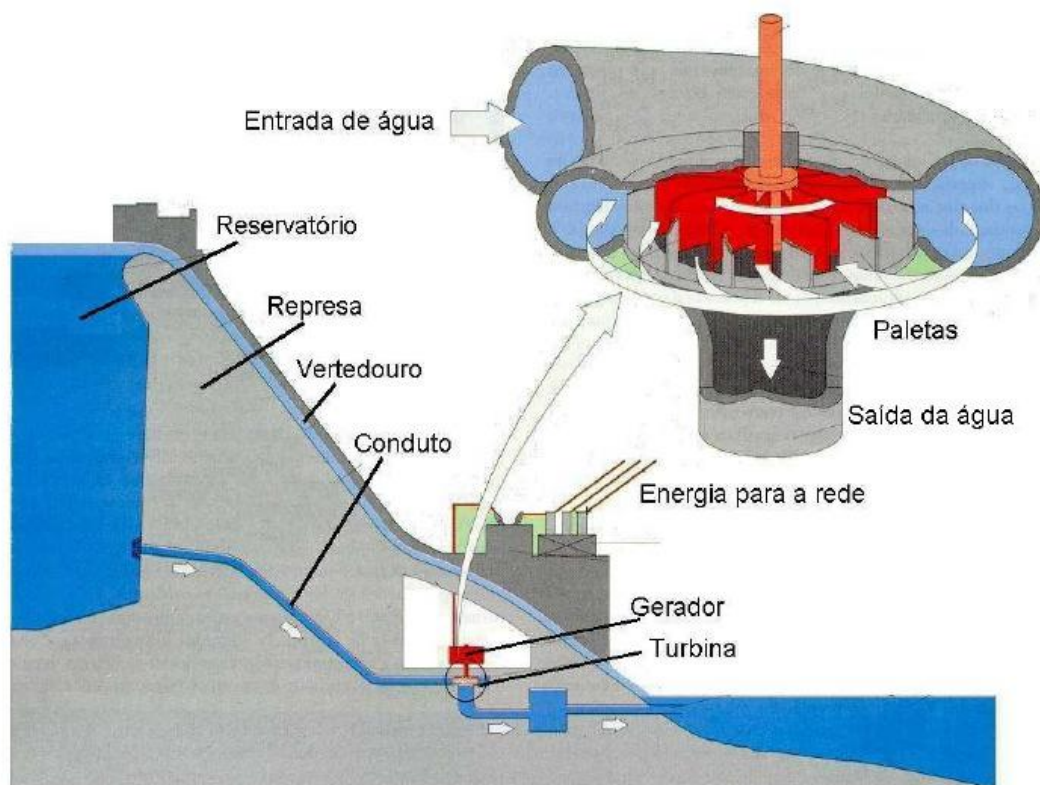


Figura 2 - Usina Hidrelétrica – Diagrama Esquemático [1]

3.2. Classificação

As principais variáveis utilizadas na classificação de uma usina hidrelétrica são: altura da queda d'água, vazão, capacidade ou potência instalada, tipo de turbina empregada, localização, tipo de barragem e reservatório. Todos são fatores interdependentes. Assim, a altura da queda d'água e a vazão dependem do local de construção e determinarão qual será a capacidade instalada - que, por sua vez, determina o tipo de turbina, barragem e reservatório.

Existem dois tipos de reservatórios: acumulação e fio d'água.

O primeiro, geralmente localizado na cabeceira dos rios, em locais de altas quedas d'água, dado o seu grande porte permite o acúmulo de grande quantidade de água e funcionam como estoques a serem utilizados em períodos de estiagem. Além disso, como pode estar localizados a montante de demais hidrelétricas (usinas em cascata), podem regular a vazão da água que irá fluir para elas, de forma a permitir uma operação integrada do conjunto de usinas. As unidades a fio d'água geram energia com o fluxo de água do rio, ou seja, pela vazão com mínimo ou nenhum acúmulo do recurso hídrico. [5]

A queda d'água, no geral, é definida como de alta, baixa ou média altura. O Centro Nacional de Referência em Pequenas Centrais Hidrelétricas (Cerpch, da Universidade Federal de Itajubá – Unifei) considera baixa queda uma altura de até 15 metros e alta queda, superior a 150 metros. Mas não há consenso com relação a essas medidas.[5]

A potência instalada determina se a usina é de grande ou médio porte ou uma Pequena Central Hidrelétrica (PCH). A Agência Nacional de Energia Elétrica (Aneel) adota três classificações: Centrais Geradoras Hidrelétricas (com até 1 MW de potência instalada), Pequenas Centrais Hidrelétricas (PCH, entre 1,1 MW e 30 MW de potência instalada) e Usina Hidrelétrica de Energia (UHE, com mais de 30 MW). [5]

2.3. As Etapas da Construção

A primeira etapa é de **Inventário Hidrelétrico**, constitui-se da análise preliminar das características da bacia hidrográfica, especialmente quanto aos aspectos topográficos, hidrológicos, geológicos e ambientais. O objetivo fundamental é verificar e determinar a potencialidade da referida bacia para geração de energia elétrica. Também é estabelecida a melhor divisão (partição) de quedas,

mediante a identificação do conjunto de aproveitamentos que propiciem um máximo de energia ao menor custo aliada a um mínimo de efeitos negativos sobre o ambiente. [8]

Após a elaboração dos estudos de inventário hidrelétrico inicia-se o estudo de **Viabilidade**, etapa de definição da concepção global de um dado aproveitamento. Esse estudo parte da identificação da melhor alternativa de divisão de quedas estabelecida na etapa anterior. Os estudos de viabilidade vislumbram a otimização técnico-econômica e ambiental, além da avaliação dos benefícios e custos associados. Essa concepção compreende o dimensionamento do aproveitamento, as obras de infraestrutura local e regional necessárias à sua implantação, o seu reservatório e respectiva área de influência, os outros usos da água e as ações ambientais correspondentes. [8]

O Relatório Final do Estudo de Viabilidade constituirá a base técnica para a licitação da concessão de projetos de geração de energia hidrelétrica, iniciando o leilão dos empreendimentos. Conhecido o vencedor do leilão, será iniciada a elaboração do **Projeto Básico**. Nesta etapa, o aproveitamento, como concebido nos estudos de viabilidade, é detalhado e o seu orçamento é definido com mais precisão. Paralelamente, é concebido o **Projeto Executivo**, onde se processam a elaboração dos desenhos de detalhamento das obras civis e dos equipamentos hidromecânicos e eletromecânicos, necessários à execução da obra e à montagem dos equipamentos. [8]

É nesta etapa em que, já sabendo a altura e queda de projeto, podemos fazer a seleção do tipo de turbina utilizada em cada unidade geradora, que serão estudadas nos capítulos seguintes.

4. Unidade Geradora

A Unidade Geradora é responsável pela transformação da energia potencial, e posteriormente cinética, em energia elétrica. O fluxo de água, a uma determinada vazão e velocidade, passa pelas palhetas da turbina fazendo esta girar. A turbina, que está acoplada a um eixo, ao iniciar o movimento de rotação, transmite esse movimento ao rotor do gerador, que está acoplado ao mesmo eixo da turbina.

O rotor é envolto, a uma distância projetada chamada de entreferro, do chamado estator, que é fixo. A energia mecânica fornecida ao rotor é então transformada em energia elétrica, por um processo que iremos estudar mais a frente.

Abaixo é exibida uma figura dos componentes mecânicos e elétricos de uma Unidade Geradora.

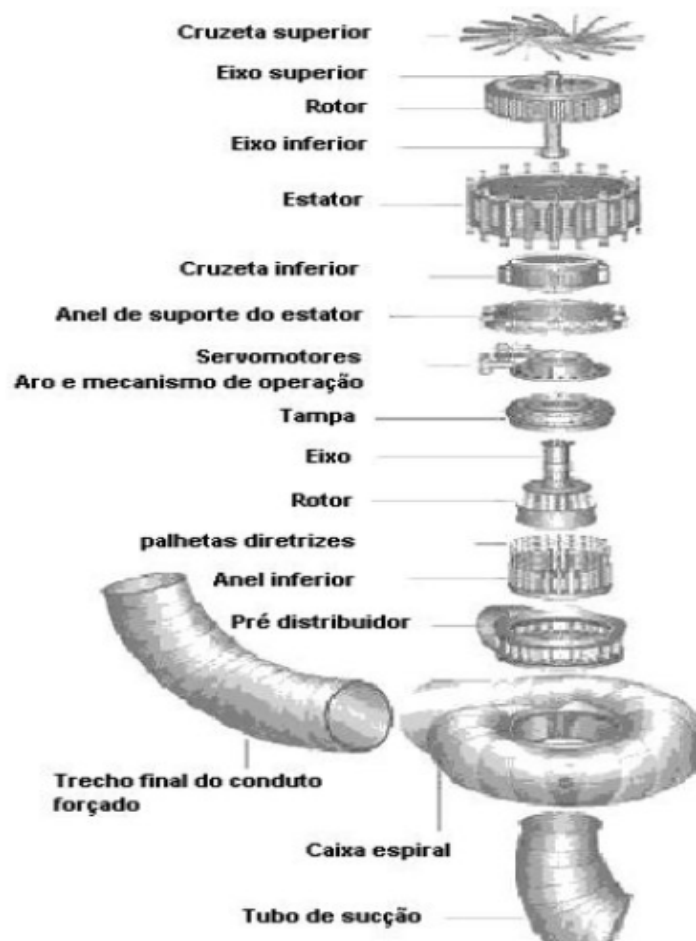


Figura 3 – Vista explodida da Unidade Geradora da Usina de Itaipu mostrando seus componentes [1]

Caixa espiral

É uma tubulação de forma toroidal que envolve a região do rotor. Esta parte fica integrada à estrutura da usina, não sendo possível ser removida ou modificada facilmente. Tem como função distribuir a água igualmente na entrada da turbina, e é fabricada em chapas de aço carbono soldadas em segmentos. Ela conecta-se ao Conduto Forçado na seção de entrada, e ao Pré-distribuidor na seção de saída.[2]

Pré-distribuidor

A função do **pré-distribuidor** é direcionar a água para a entrada do distribuidor. É composto de dois anéis superiores, entre os quais são montados um conjunto de 18 a 24 palhetas fixas, com perfil hidrodinâmico de baixo arraste, de modo a não gerar perda de carga e a não provocar turbulência no escoamento. É uma parte sem movimento, soldada à caixa espiral e fabricada com chapas de aço carbono.[2]

Distribuidor

O distribuidor, também conhecido como palhetas diretrizes, é composto de uma série de 18 a 24 palhetas móveis, acionadas por um mecanismo hidráulico montado na tampa da turbina, o qual não fica em contato com a água. Todas as palhetas têm seu movimento conjugado, isto é, todas se movem ao mesmo tempo e de modo igual.

O distribuidor controla a potência da turbina, pois regula vazão da água. É um sistema que pode ser operado manualmente ou em modo automático, tornando o controle da turbina praticamente isento de interferência do operador [2]. É no distribuidor que ocorre a transformação, total ou parcialmente, da energia de pressão em energia cinética, à entrada da roda da turbina. [3]

Turbina hidráulica

Turbina hidráulica, ou simplesmente roda, é o componente munido de pás que tem por finalidade transformar grande parte da energia de pressão e da energia cinética, em trabalho mecânico [3].

Tubo de sucção

Tubo de sucção é um tubo de saída de água, geralmente apresentando um diâmetro final maior do que o inicial, desacelerando o fluxo de água após esta ter passado pela turbina e devolvendo-a ao rio na parte jusante da casa de força. [2] Tem por finalidade principal a recuperação sob forma de energia de pressão, da maior parte de energia cinética possuída pela água deixando a roda.[3]

Gerador

É a parte da Unidade Geradora que converte energia mecânica em energia elétrica.

Um gerador síncrono, que é utilizado nas unidades geradoras, é basicamente formado por um estator e por um rotor. O rotor possui vários enrolamentos alimentados por corrente elétrica contínua, em que uma vez energizados, gera um campo magnético. O movimento rotativo do rotor resulta em variação do campo magnético que induz uma tensão alternada nos enrolamentos do estator.

Em resumo, a variação do campo magnético (rotor) próximo a um condutor (estator) gera, neste último, a corrente elétrica. Esse fenômeno é explicado pela Equação de Faraday:

$$\nabla \cdot E = - \frac{\partial B}{\partial t}$$

Equação 1 - Equação de Faraday [4]

Aonde:

E = Campo Elétrico

B= Campo Magnético

A seguir, explicaremos um pouco sobre o rotor e o estator.

- **Rotor**

É a parte girante da máquina, constituído de um material ferromagnético envolto em um enrolamento chamado enrolamento de campo (bobinas), que tem como função produzir um campo magnético para induzir uma corrente elétrica muito maior nos enrolamentos do estator. A tensão nos enrolamentos do rotor é contínua e a corrente que suporta é bem menor que os enrolamentos do

estator, o numero de enrolamentos sempre será numero par e todos conectados em serie, e cada enrolamento serão responsáveis pela produção de um dos pólos do eletroímã.[2]

- **Estator**

É a parte fixa na maquina geradora, e se encontra montado em volta do rotor, este componente e também constituído de um material ferromagnético envolto em um conjunto de enrolamentos distribuídos ao longo de sua circunferência, sendo que estes enrolamentos produzem um sistema de tensões alternadas trifásicas.

O enrolamento do estator suporta intensidades de corrente bem maior que as toleradas no enrolamento do rotor, até porque o enrolamento do rotor tem como função apenas de produzir um campo magnético para excitar a maquina, e assim induzir tensões nos enrolamentos do estator.[2]

5. Turbinas Hidráulicas

5.1. Classificação das Turbinas Hidráulicas

a) As turbinas hidráulicas podem ser classificadas com relação às transformações da energia em trabalho mecânico: turbinas de ação ou de reação. [3]

Turbinas de Ação ou Impulso

O líquido ao atravessar a roda não apresenta nenhuma variação de pressão, e toda a energia na saída do distribuidor (entrada da roda) está sob forma cinética, que é transformada em trabalho mecânico. A pressão na saída do distribuidor é igual à pressão atmosférica, e com a ausência do tubo de sucção na saída da roda, a pressão permanece constante.

Exemplo de turbina de ação: Pelton.

Turbinas de Reação

Já nas turbinas de reação, o líquido ao atravessar a roda, sofre variação de pressão e de velocidade, sendo a transformação em trabalho mecânico provocada por essas variações. Nessas turbinas é fundamental a presença do tubo de sucção, pois este tem como uma de suas funções a redução na pressão na saída da roda.

Exemplo de turbina de reação: Kaplan e Francis.

Em um capítulo mais a frente iremos fazer uma análise da distribuição das pressões e velocidades ao longo de uma turbina de ação e reação.

b) As turbinas hidráulicas também podem ser classificadas conforme a direção do escoamento da água na roda, desde a entrada até a saída, com relação ao eixo da turbina. [3]

Tangencial

O fluxo de água é lançado sobre a forma de um jato, sobre um número limitado de pás. Exemplo: Pelton.

Radial

O fluxo é aproximadamente perpendicular ao eixo de rotação. Não é muito utilizada nas usinas atualmente. Exemplo: Fourneyron.

Axial

O fluxo é aproximadamente paralelo ao eixo de rotação. Exemplo: Kaplan, Bulbo e Hélice.

Mista ou Diagonal

O fluxo não está nem paralelo, e nem perpendicular ao eixo, e sim em um meio termo. Exemplo: Francis.

5.2. Tipos de Turbinas Hidráulicas

A seleção é feita entre a etapa do Projeto Básico e Executivo, na construção de uma usina hidrelétrica. Cada tipo de turbina é adequado para uma determinada faixa de altura de queda e vazão volumétrica. O diagrama abaixo permite determinar a turbina que melhor se adapta a partir destes dois parâmetros.

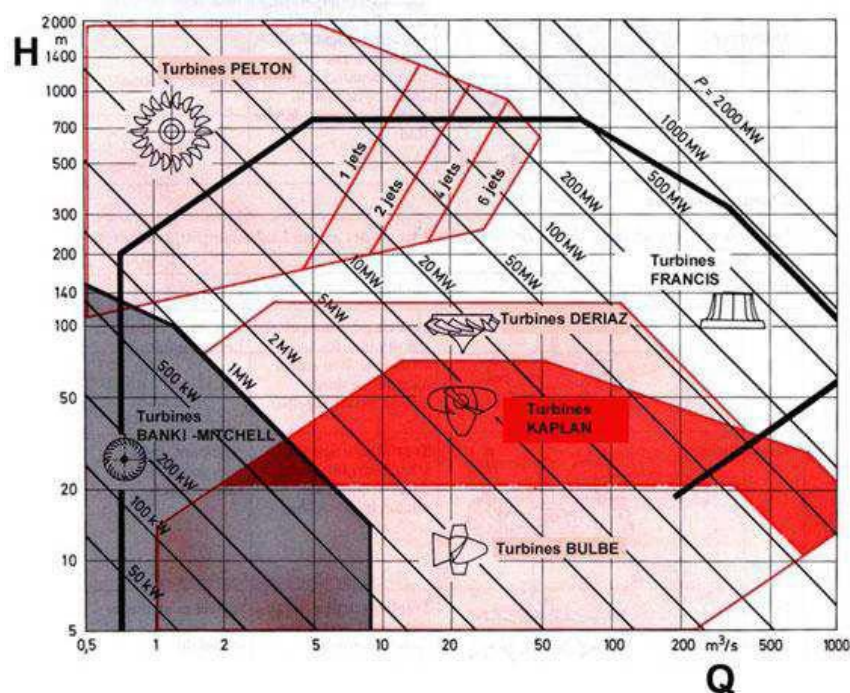


Figura 4 - Diagrama de escolha de turbina [11]

5.2.1. Turbina Tipo Pelton

Turbina de ação e tangencial.

A turbina Pelton foi criada pelo americano Allan Lester Pelton. Em 1878 iniciou experimentos envolvendo rodas d'água que o conduziram a invenção de um novo conceito de rodas d'água baseadas no chamado “splitter”.

Como todas as turbinas, a Pelton possui um distribuidor e um rotor. O distribuidor possui um formato de bocal injetor que guia o fluxo de água proporcionando um jato cilíndrico sobre a pá do rotor. O rotor tem um determinado número de pás as quais possuem um formato de concha e são presas na periferia de um disco que gira em torno de um eixo.

Além disso, é aconselhável utilizar um defletor de água, colocado à frente de cada jato para evitar o forte impacto nas pás do rotor, reduzindo o desgaste e contribuindo para uma rotação constante do rotor.

A elevação do ponto mais baixo do rotor deve ser aproximadamente um metro acima do nível de água máximo de jusante, de modo que suas conchas fiquem distantes do espelho d'água, evitando o efeito indesejável de frenagem. Essas turbinas podem ser de eixo vertical ou horizontal e podem ter até 6 jatos d'água.

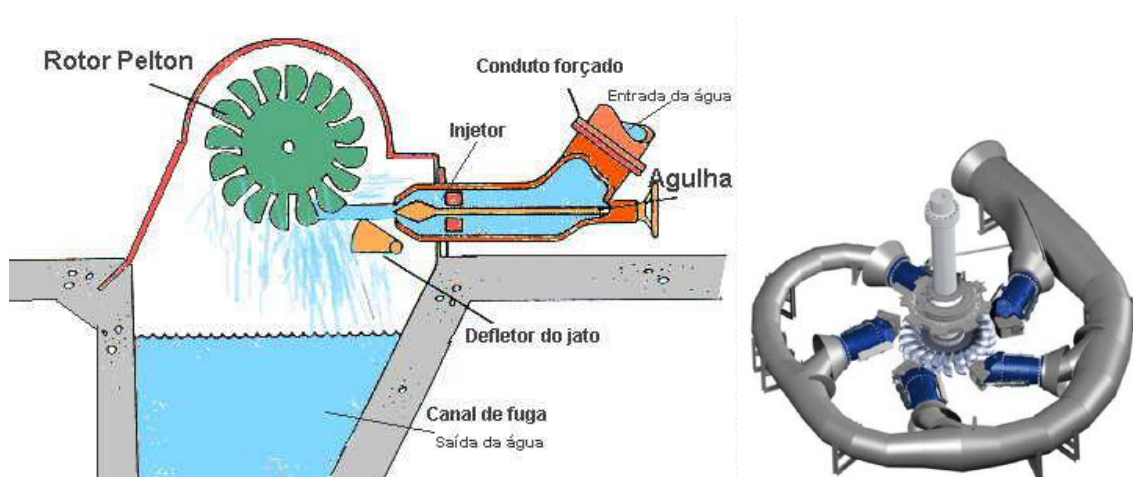


Figura 5 - Esquema de uma turbina Pelton e seus componentes (esquerda) [12]

Figura 6 - Pelton com 5 bicos injetores (direita) [10]

O controle da vazão turbinada e, conseqüentemente, da potência desenvolvida, é feito por meio de uma agulha móvel disposta no interior de cada injetor e acionada por mecanismo hidráulico, aproximando ou afastando a agulha do bocal do injetor.

Geralmente as turbinas Pelton são empregadas em baixas vazões e altas quedas (100m a 500m). Em casos excepcionais a queda pode ir até 1000m.

Em geral, é escolhido o arranjo com eixo horizontal, com um ou dois jatos. Para maiores vazões, e/ou para conseguir velocidades de rotação maiores, o arranjo poderá ser feito com três (menos utilizado) ou quatro jatos e o eixo na disposição vertical. Assim, é aconselhável fazer uma comparação entre os custos do conjunto turbina-gerador para as diversas opções.

Exemplo de uso de Turbina Pelton: Usina de Henry Borden (889MW), em Cubatão.

5.2.2. Turbina Tipo Francis

Turbina de reação e de fluxo misto.

A turbina Francis foi desenvolvida por James Bicheno Francis (1815-1892) nascido na Inglaterra. Em 1874, nos EUA, ficou encarregado de estudar uma turbina para o aproveitamento energético do desnível de um rio, focando seu interesse na máquina centrípeta de Samuel Dowd (1804-1879). As modificações que Francis fez no equipamento foram tão importantes que a turbina acabou ganhando o seu nome.

As turbinas Francis são essencialmente centrípetas e utilizam o tubo de sucção, proposto inicialmente por Jonval em 1843, para conduzir a água da saída do rotor até o poço. O tubo de sucção permite que a água escoe de forma contínua ao invés de ser descarregada livremente na atmosfera. Isso implica em um ganho na energia cinética na saída do rotor e também, num ganho do desnível topográfico entre saída do rotor e o nível da água no poço. Também possui uma caixa espiral em aço ligada em seu lado montante a um conduto forçado. Na periferia interna da caixa espiral, um anel rígido suporta as pás fixas do pré-distribuidor.

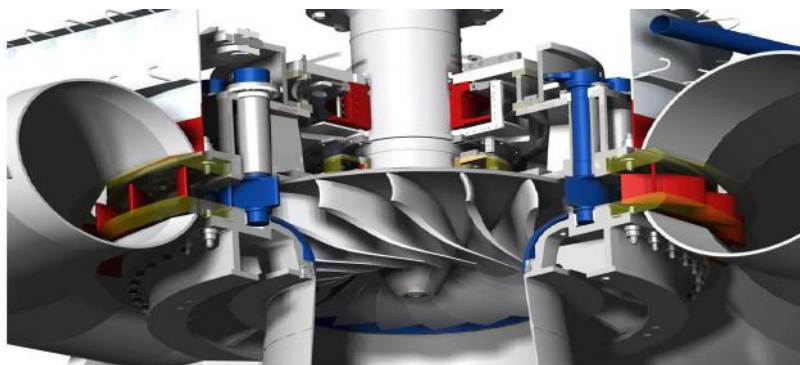


Figura 7 - Desenho em corte de uma Turbina Francis [10]

A variação da potência fornecida pela turbina é obtida com a abertura ou fechamento das palhetas diretrizes (ou distribuidor), regulando a vazão.

O rotor da turbina Francis é normalmente feito em uma única peça fundida e usinada. Atualmente, é vantajoso utilizar o rotor em aço inoxidável fundido, onde a qualidade e a garantia de menor manutenção compensam o custo maior.

São turbinas destinadas a grandes e médias vazões e para queda que vão desde alguns metros até 400m ou mais. É o tipo de turbina mais utilizado no Brasil.

Exemplo de uso de Turbina Francis: Usina de Itaipu (14.000 MW) e Usina de Tucuruí (8.340MW).

Podemos classificar as turbinas Francis quanto a sua velocidade específica:

- Lentas: diâmetro de entrada sensivelmente maior que o de saída
- Normais: diâmetro de entrada e saída iguais.
- Rápidas: diâmetro de entrada menor que o de saída.
- Muito rápidas: bordo de entrada das pás fica muito inclinado até ao eixo, que

lhe dá características de hélice.



Figura 8 - Francis Lenta, Normal e Rápida da esquerda para a direita [2]

5.2.3. Turbina Tipo Kaplan

Turbina de reação e axial.

Victor Kaplan, reconhecido engenheiro austríaco, que após investigações na área da hidráulica, com o objetivo de desenvolver um modelo que funcionasse a grandes velocidades específicas, em pequenas quedas de água e com grandes caudais, onde os outros modelos de turbinas falhavam; em 1912 consegue desenvolver um modelo conhecido hoje por turbinas de Hélice e Kaplan.

A única diferença da Kaplan para a Francis é o rotor, que pode possuir desde 3 a 8 pás em forma de hélice, e se assemelha a um propulsor de navio. As turbinas Kaplan são adequadas para operar em baixas alturas de queda (até 70m) e com grandes e médias vazões.

Inicialmente existiam apenas as turbinas **Hélices**, cujas pás eram fixas. Porém, nessa turbina existia a dificuldade de operar longe da faixa ideal de operação. Depois de inúmeras pesquisas e experiências que mostravam haver uma estreita relação entre a potência da máquina, a abertura das palhetas do distribuidor e o rendimento, construiu-se uma turbina dotada de um dispositivo de regulação que possibilitou as hélices acompanhar a variação das palhetas do distribuidor, foi criada então a Kaplan. O acionamento das pás é conjugado ao das palhetas do distribuidor, de modo que para uma determinada abertura do distribuidor, corresponde um determinado valor de inclinação das pás do rotor. A Kaplan é um dos tipos de turbinas mais caras do mercado, devido a sua complexidade. Exemplos de Usinas que utilizam as turbinas Kaplan: UHE Porto Estrela (120 MW) e UHE Risoleta Neves (140 MW). As usinas do Complexo Hidrelétrico de Tapajós (10.682 MW) também irão utilizar esse tipo de turbina.

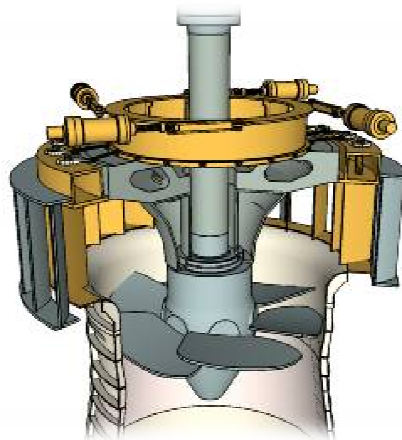


Figura 9 - Desenho em corte de uma Turbina Kaplan [Google Imagens]

A grande vantagem da regulação das pás motrizes, além de regularem a vazão, é que permitem que as turbinas Kaplan também apresentem uma curva de rendimento "plana", garantindo bom rendimento em uma ampla faixa de operação. Com gráfico abaixo podemos observar que, comparada com as outras turbinas, é a Kaplan que possui o maior rendimento por maior faixa de operação.

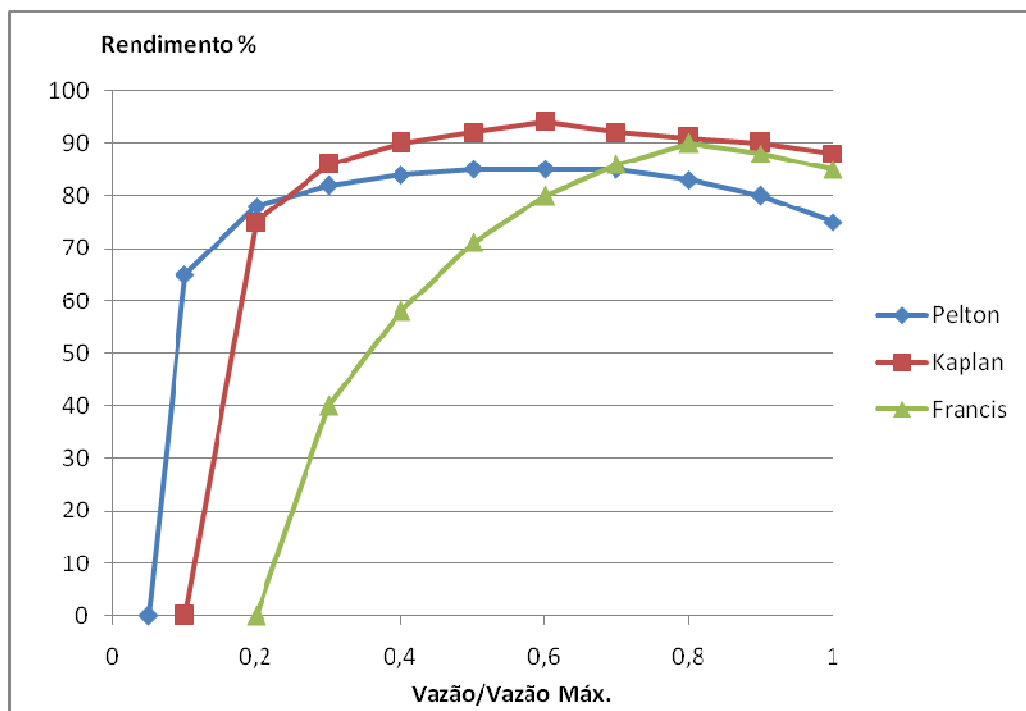


Figura 10 - Rendimentos de alguns tipos de turbinas com variações de vazões [12]

Existe também outro tipo de Kaplan, denominada Turbinas **Bulbo**.

Essa turbina apresenta-se como uma solução compacta da turbina Kaplan, sendo geralmente utilizadas em aproveitamentos com quedas muito baixas (até 20m), geralmente de reservatórios a fio d'água. Caracteriza-se por ter o gerador montado na mesma linha da turbina em posição quase horizontal e envolto por um casulo (bulbo) que o protege do fluxo normal da água.

Sua concepção compacta de uma turbina Kaplan reduz consideravelmente o volume das obras civis, tornando a mesma de menor custo. Em compensação, o custo dos equipamentos eletromecânicos, turbina e gerador são maiores que os das turbinas convencionais, pela tecnologia e processos de fabricação aplicáveis em termos de ajustes e vedações.

Um exemplo de Usina que irá utilizar turbinas do tipo Bulbo é Belo Monte, cuja entrada em operação da primeira máquina está prevista para 2015. A UHE Belo Monte terá 6 turbinas Bulbo em sua casa de força complementar (38,85 MW cada), além das 18 turbinas Francis na casa de força principal (611,1 MW cada), totalizando 11.233 MW de Potência Instalada. As UHE Santo Antônio (3150 MW) e UHE Jirau (3750 MW) também utilizarão turbinas Bulbo.

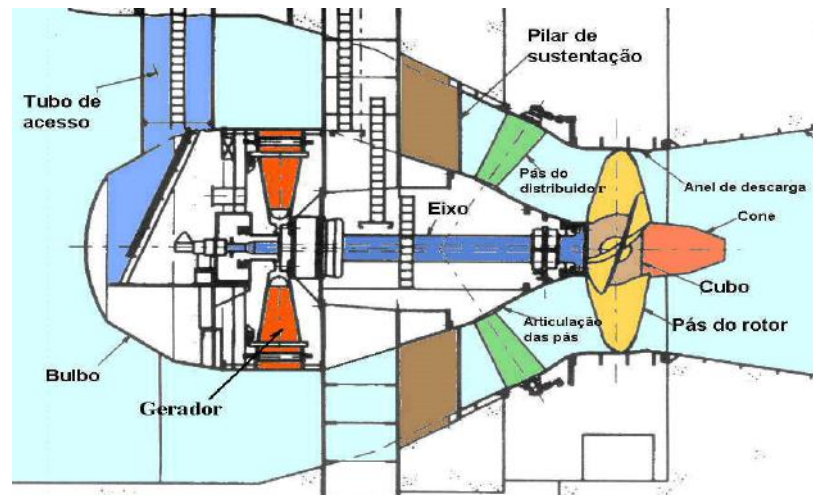
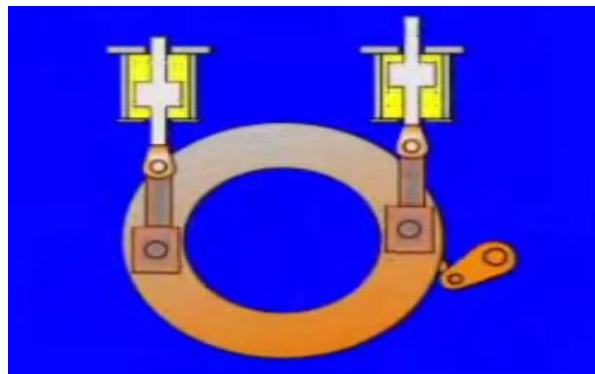
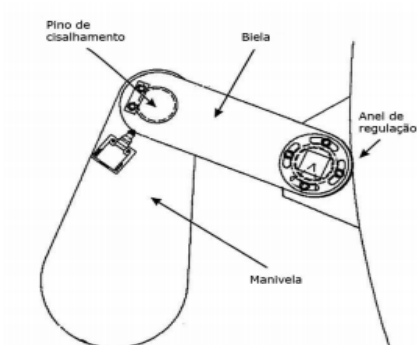


Figura 11 - Desenho de uma Turbina Tipo Bulbo [12]

5.3. Sistema mecânico dos servomotores.

Para a movimentação das palhetas do distribuidor, são utilizados dois servomotores hidráulicos localizados na tampa da turbina. Os servomotores estão localizados um em cada lado do anel de regulação e funcionam como um pistão hidráulico, sempre com sentidos opostos um em relação ao outro, como ilustrado na figura 13.

Estes servomotores são responsáveis pelo movimento rotativo do anel de regulação, que transmite o movimento às palhetas por um sistema biela-manivela, como mostrado na figura 12. Um pino de cisalhamento faz a conexão da biela com a manivela, que está, por sua vez, conectada à palheta. Esse sistema se repete para todas as palhetas diretrizes. Como todas as bielas estão conectadas ao anel de regulação, o movimento de abertura/fechamento do distribuidor é igual e simultâneo a todas as palhetas.



Figuras 12 – Componentes do sistema de movimentação do distribuidor (à esquerda) [2]
 Figura 13 – Esquema do funcionamento e posição dos servomotores (à direita) [Google Imagens]

Nas turbinas Kaplan, o movimento de variação do ângulo das pás da turbina é através de um sistema hidráulico, localizado dentro do cubo do rotor.

5.4. Distribuição da pressão e da velocidade.

Neste capítulo iremos fazer uma análise da distribuição da pressão e da velocidade ao longo de toda uma unidade geradora, em turbinas de ação e de reação.

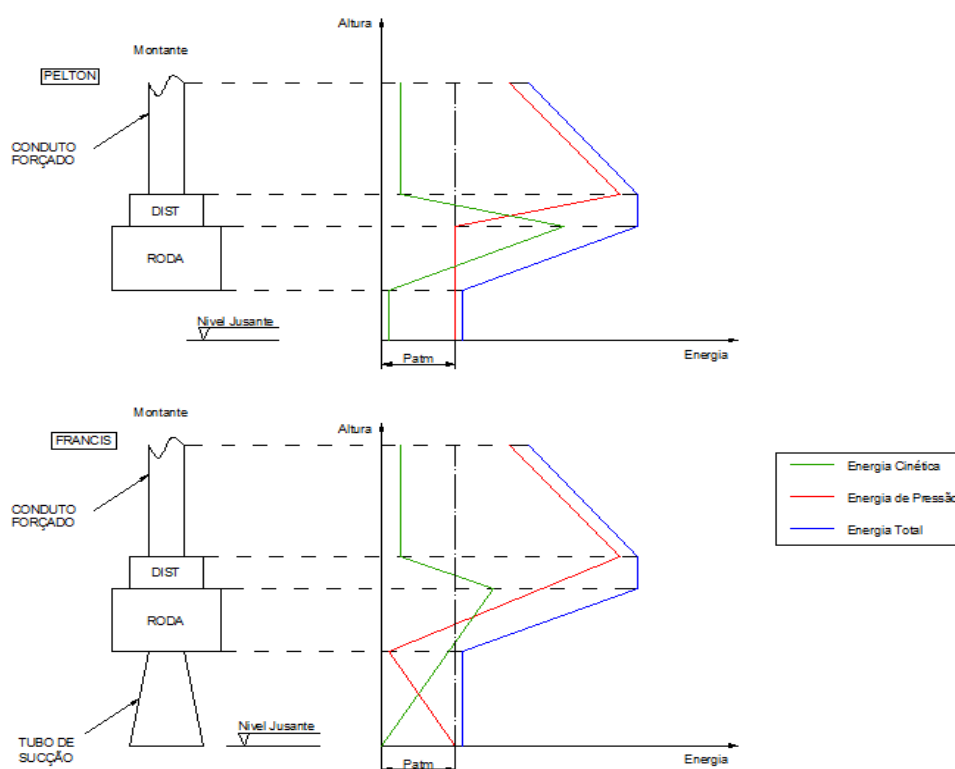


Figura 14 - Distribuição das pressões e velocidade no distribuidor e na roda [3]

Na figura acima temos uma representação gráfica da energia de pressão, cinética e total, para uma turbina Pelton (ação) e Francis (reação). Para a análise dessas energias, usamos a equação de Bernoulli.

A equação de Bernoulli para um fluido incompressível (no caso a água) submetido a um campo gravitacional uniforme diz que:

$$\frac{\rho v^2}{2} + \rho gh + p = \text{Constante}$$

Equação 2- Equação de Bernoulli

Onde ρ = densidade do fluido, v = velocidade do fluido ao longo do conduto, g = aceleração da gravidade, h = altura com relação a um referencial, p = pressão ao longo do conduto.

Em ambos os tipos de turbina, a velocidade do fluxo da água, desde sua entrada (à montante) no conduto forçado até sua saída (à jusante), permanece constante. Já a pressão aumenta devido à redução da altura da queda (h da equação). No distribuidor, parte dessa energia de pressão é convertida na forma de energia cinética.

Na turbina Pelton, a roda está à pressão atmosférica, e como não existe tubo de sucção, a pressão permanecerá constante e igual à atmosférica. É unicamente a energia cinética que terá uma boa parte transformada em trabalho mecânico. Após a saída da roda, o fluido entrará no canal de fuga, permanecendo sua velocidade constante.

Na turbina Francis, tanto a energia cinética, quanto a energia de pressão terão uma parte transformadas em trabalho mecânico ao fazerem a roda girar. O tubo de sucção tem a finalidade de converter a velocidade da saída da roda em pressão, para reduzir as perdas de saída. O tubo de sucção se alarga para baixo de maneira que o retardamento do fluxo cause uma redução de pressão na entrada do tubo (menor que a pressão atmosférica), e com isso aumente a diferença de pressão útil na máquina. Quanto maior essa diferença, maior a eficiência da máquina.

Porém, o ganho na diferença de pressão não é ilimitado porque quando se aumenta o comprimento na direção vertical do tubo de sucção aparece o fenômeno de cavitação (que será estudado no capítulo seguinte), o que é necessário contornar. Algumas das soluções adotadas preveem o prolongamento do tubo de sucção em forma horizontal.[3], [13]

Vale a pena ressaltar então que esse ponto de pressão reduzida na saída da roda/entrada no tubo de sucção é um ponto crítico para o aparecimento de cavitação. É bom deixar claro que o fenômeno da cavitação tem um caráter pontual, específico; enquanto que essa análise da distribuição da pressão e velocidade é uma aproximação média do escoamento em cada secção.

Na turbina Kaplan, a distribuição de pressão e velocidade se assemelha ao da Francis.

6. Cavitação.

6.1. O fenômeno da cavitação

A palavra cavitação tem origem do latim “*cavus*” que significa buraco ou cavidade e é utilizada para descrever o processo de nucleação, crescimento e colapso das bolhas de vapor em um fluido. A cavitação é um fenômeno físico pertinente somente à fase líquida das substâncias, podendo ser observado em diversos sistemas hidrodinâmicos como em hélices de navios, bombas radiais, bombas centrífugas, turbinas e válvulas, sendo na maioria das vezes indesejada a sua presença, pois provoca redução na eficiência do equipamento e desgaste superficial por erosão.

Basicamente existem dois processos químicos que transformam a substância em estado líquido, para o estado gasoso. Se o processo ocorrer à pressão constante e com o aumento da temperatura, este se chama EBULIÇÃO. Se ocorrer à temperatura constante, com a diminuição da pressão, chamamos de CAVITAÇÃO. Na figura 15, tem-se um gráfico da Pressão x Temperatura, aonde se podem observar os dois fenômenos ocorrendo.

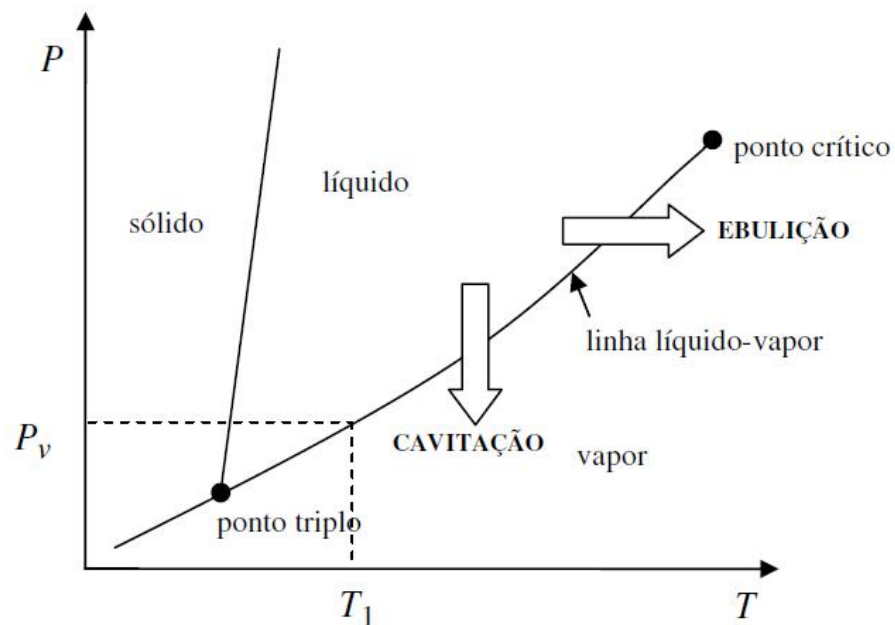


Figura 15 - Gráfico do diagrama de fase da água [16]

Nos sistemas hidráulicos há uma variação da pressão estática absoluta devido às perdas de carga e características do equipamento. Nestes sistemas, caso ocorra uma diminuição da pressão

estática absoluta do fluido transportado e se esta pressão se torne igual ou inferior a pressão de vapor desta substância, pressão P_v na figura 15, pode ocorrer a vaporização instantânea do líquido, devido a possibilidade de coexistirem a fase líquida e a fase vapor, ocasionando a formação de bolhas de vapor no seio do líquido. A pressão de vapor da água a 20°C é igual 17,5 mm Hg ($\approx 0,02$ atm).

Nestas condições, caso a mistura atingir alguma região aonde a pressão absoluta for novamente superior à pressão de vapor, haverá o colapso das bolhas com retorno à fase líquida. Entretanto, como o volume específico do líquido é inferior ao volume específico do vapor, o colapso das bolhas implicará a existência de um vazio, proporcionando o aparecimento de ondas de choque.

Este processo de formação, crescimento e colapso das bolhas de vapor no meio líquido é chamado de cavitação. A cavitação pode ocorrer em qualquer líquido no qual a pressão estática local do fluido esteja igual ou abaixo da pressão de vapor desta substância, sem alteração da temperatura.

Com a formação das bolhas de vapor há uma mudança nas características do escoamento, que pode tornar-se transiente. Esta mudança pode ocasionar oscilações no escoamento e vibrações na máquina que por conseqüência pode afetar o rendimento do sistema hidráulico. Como dissemos anteriormente, com o colapso das bolhas ocorre um micro-jato d'água e ondas de choque, e se isso acontecer próximo a uma superfície, pode vir a ocorrer desgaste por erosão. A cavitação em máquinas hidráulicas apresenta o surgimento de efeitos indesejados como: instabilidade no escoamento do fluido, vibração, ruído excessivo e desgaste superficial nas paredes das superfícies metálicas.

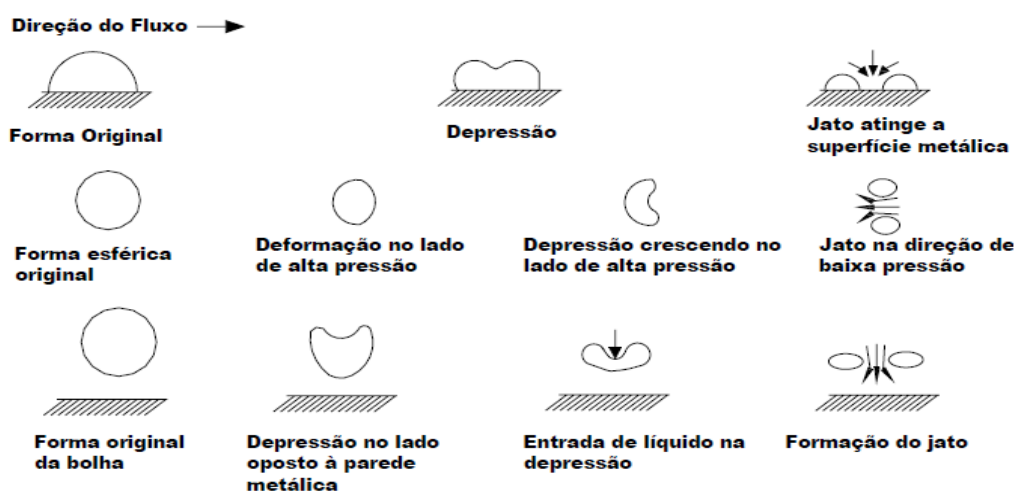


Figura 16 - Colapso da bolha em três situações características [16]

Porém, a cavitação também pode trazer alguns benefícios como por exemplo a sua utilização na limpeza de cascos de navios. Nesse caso o fenômeno da cavitação é gerado próximo da superfície do casco e os micro-jatos ocasionados pelo colapso das bolhas retiram as cracas, limpando o casco.

6.2. A Nucleação da Bolha.

O fenômeno da cavitação é um pouco mais complexo do que simplesmente dizer que ele ocorre quando a pressão se reduz à pressão de vaporização do fluido ou inferior a ela. Para que uma cavidade possa ser criada há necessidade de ruptura do líquido, e esta ação não é medida pela pressão de vapor e sim pela resistência à tensão, correlacionada à tensão superficial do fluido na temperatura de operação.

Líquidos puros e homogêneos podem resistir a valores bem altos de pressão negativa ou tensão, sem cavitarem. Se as máquinas hidráulicas operassem com esse tipo de líquido praticamente não existiria o fenômeno da cavitação, apenas em velocidades tremendamente altas ou com elevadas temperaturas. No entanto, isto não acontece e a cavitação inicia quando a pressão do sistema em um ponto atinge valores da ordem da pressão de vaporização. Com este fato se conclui que devem existir impurezas, ou micro bolhas de gás presente no fluido que resulta na diminuição da resistência à tração do fluido.

Estas impurezas ou micro bolhas tendem a formar pequenas bolhas de vapor, este processo é chamado de nucleação. A nucleação é o princípio do fenômeno da cavitação. [3] [16]

6.3. Pressão X Cavitação

A pressão é uma grandeza que possui influência direta na ocorrência da cavitação. Conforme dito anteriormente, a equação de Bernoulli para um fluido incompressível submetido a um campo gravitacional uniforme diz que:

$$\frac{\rho v^2}{2} + \rho gh + p = Constante$$

Equação 2 - Equação de Bernoulli

Por essa equação, pode-se observar que, caso haja um aumento da velocidade, haverá uma redução da pressão para uma energia potencial constante.

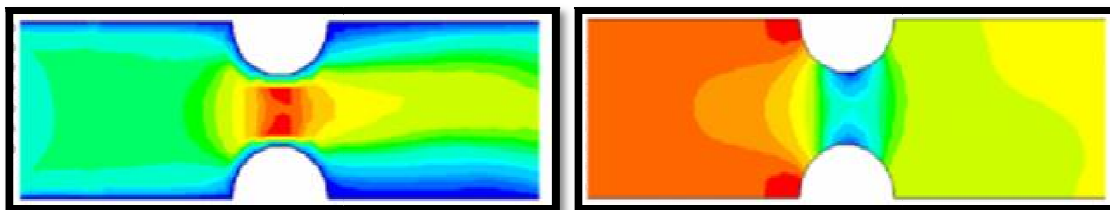


Figura 17 - Perfil de velocidade (esquerda) e perfil de pressão (direita) [20]

Em uma abordagem superficial, é possível dizer que os pontos onde há uma queda de pressão são locais de alta possibilidade de ocorrência de cavitação. Na Figura (esquerda), pode-se ver que, no estrangulamento, há um aumento de velocidade e, para essa mesma região, na Figura (à direita) podemos notar que há uma queda de pressão, principalmente na superfície do duto. Nesses locais há alta probabilidade de cavar, dependendo das condições de operação.

6.4. Cavitação em Turbinas Hidráulicas.

O fenômeno da cavitação em hidroturbinas é um problema frequente em grandes plantas geradoras. Devido à ação da aceleração, e devido ao fato de que a energia mecânica presente no fluido tende a se conservar, há uma redução na pressão da água quando ocorre o escoamento.

Em alguns locais do equipamento, devido a essa aceleração imposta, a pressão pode cair a um valor inferior à pressão de vaporização do fluido, e logo depois aumentar, ocorrendo a cavitação.

6.4.1. Consequências da Cavitação

- Redução da Performance da Turbina

A alteração no desempenho da máquina é devida à diferença de volume específico entre o líquido e o vapor, bem como à turbulência gerada pelo fenômeno. [15]

- Vibrações excessivas

Como o volume específico do líquido é inferior ao volume específico do vapor, o colapso das bolhas de vapor em líquido, implicará a existência de um vazio, proporcionando o aparecimento de ondas de choque e, conseqüentemente, a vibrações na máquina. Essa vibração, dependendo de sua intensidade, gera diferentes tipos de ruídos e pode danificar algum componente da máquina.

- Desgaste e Erosão

No processo de colapso das bolhas, a penetração do líquido na depressão originada pela deformação da bolha produz o microjato, que pode chegar a uma pressão de até 1000 atm [16]. Se isso ocorrer próximo a uma superfície metálica, podem provocar microscópicas trincas no material que, com o tempo, pode ocasionar no desgaste do material superficial, originando uma erosão localizada. A erosão em uma turbina hidráulica é bem perceptível nas pás, e é uma das piores consequências da cavitação, pois além de prejudicar a rotação do rotor provocando o desbalanceamento, é necessário a parada da máquina para manutenção corretiva (aplicação de solda ou até mesmo a troca das pás).

Projetos recentes estão utilizando rotores de aço inoxidável, que reduz consideravelmente a erosão devido à cavitação. [17]



Figura 18 – Erosão no bordo de ataque das pás, provocada por cavitação [17]

Os problemas de cavitação vêm se tornando mais frequentes porque as condições atuais de operação da maioria das máquinas propiciam o fenômeno. A tendência de se operar turbinas em condições longe de seu melhor ponto de eficiência, dependendo da turbina, pode contribuir para o agravamento da situação. Uma vez que os procedimentos corretivos são muito difíceis de serem aplicados a unidades já existentes, os sistemas de vigilância para detecção da cavitação simultânea à operação surgem para evitar situações mais prejudiciais aos equipamentos.

6.4.2. Cavitação nas turbinas de ação.

A cavitação nas turbinas de ação (Pelton), diferente das turbinas de reação, não ocorre na roda, e sim no injetor (distribuidor). A agulha, localizada no bico do injetor, ao se aproximar deste,

aumenta a velocidade do fluxo, diminuindo a pressão que, em virtude disso, gera a cavitação. A principal consequência da cavitação nesse tipo de turbina é a corrosão do material da agulha, além de prejudicar a homogeneidade do jato, afetando o rendimento da turbina. A gravidade dos efeitos da cavitação pode ser anulada quase inteiramente por disposições construtivas apropriadas. Por isso o problema de cavitação nas turbinas Pelton não tem a importância, nem apresentará dificuldades comparáveis às do mesmo problema nas turbinas de reação [11] [14].

Logo, não entraremos em detalhes do fenômeno da cavitação nas turbinas Pelton neste trabalho.

6.4.3. Cavitação nas turbinas de reação

6.4.3.1. O coeficiente de cavitação

Na instalação de uma turbina hidráulica de reação, é dada muita importância à altura de suspensão (H_s) definida como a distância da turbina ao nível de jusante. Como primeira tentativa de evitar a cavitação nas turbinas de reação, a altura de suspensão deve ser tal que a pressão estática na saída do rotor seja maior ou igual à pressão de vaporização. Com isso, para cada tipo de turbina e ambiente em que ele é operado, é definido um coeficiente de cavitação, ou número de Thoma (σ_{Thoma}). Esse coeficiente, que é determinado experimentalmente e fornecido pelo fabricante da turbina, ajuda a determinar a altura de suspensão em um projeto de uma unidade geradora: [18]

$$H_s \leq H_A - H_V - \sigma_{\text{Thoma}} \times H$$

Equação 3 – Equação da Altura de Suspensão de uma Turbina [3]

Onde:

$H_s \rightarrow$ Altura de Suspensão

$H_A \rightarrow$ Altura correspondente à pressão atmosférica ($p_{\text{atm}}/\gamma = 10,33\text{m}^3$)*

$H_V \rightarrow$ Altura correspondente à pressão de vapor ($p_v/\gamma = 2,066\text{ m}^3$)*

$\sigma_{\text{Thoma}} \rightarrow$ Número de Thoma

$H \rightarrow$ Diferença de altura entre montante e jusante (queda)

*Os cálculos de H_A e H_V foram feitos para água a 20°C.

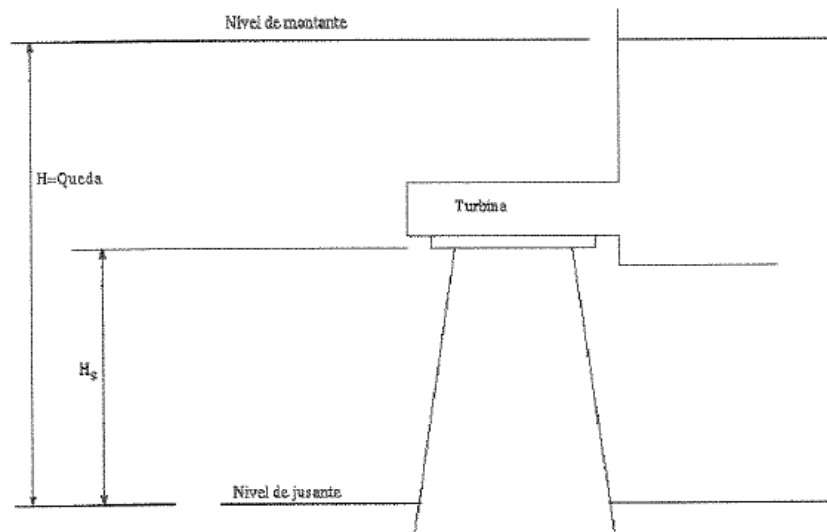


Figura 19 – Esquema da Turbina com o Tubo de Sucção [3]

O coeficiente de Thoma mínimo para as Turbinas de Reação são:

- **Francis:** $\sigma_{\text{Thoma}} = 4,68 \times 10^{-4} \times n^{1,41}$
- **Kaplan:** $\sigma_{\text{Thoma}} = 4,24 \times 10^{-4} \times n^{1,46}$

Sendo: $n \rightarrow$ rotação específica.

As turbinas Francis e Kaplan se assemelham na formação da cavitação devido às suas semelhanças operacionais, no entanto, algumas diferenças devem ser levadas em consideração. No item a seguir veremos os diferentes tipos de cavitação encontrados nas turbinas de reação.

6.4.3.2. Tipos de Cavitação

O fenômeno da cavitação deve ser analisado de forma localizada, pois muitas vezes não basta simplesmente estimar uma média da pressão em uma determinada secção do escoamento. A cavitação pode ocorrer quando o fluxo é obstruído a seguir numa direção, e assim, é desviado de sua direção inicial; ou quando a camada limite se desprende da ponta das pás, gerando um ponto localizado de baixa pressão.

Dependendo da origem do fenômeno, são desenvolvidos diferentes tipos de cavitação, tais como cavitação no bordo de ataque, cavitação em bolhas, cavitação de vórtices, cavitação em nuvem, vórtices entre as pás, etc.

Para hidrogeradores, alguns tipos são de fundamental importância uma vez que provocam desgaste nos componentes das máquinas, além de provocar uma queda no rendimento das mesmas e, por isso, serão destacados a seguir.

6.4.3.2.1. Cavitação em Vórtices

Vórtice de Núcleo

Este fenômeno é bastante evidente em usinas hidrelétricas que utilizam turbinas Francis, isto se deve ao fato que este tipo de turbina não possui pás móveis em seu rotor, de forma, a adequar o fluxo as condições de operação, principalmente em cargas parciais e sobrecargas evitando a formação de vórtice. É verificado que este fenômeno é pouco comum em turbinas Kaplan, que podem alterar o ângulo de entrada e saída das pás do rotor.

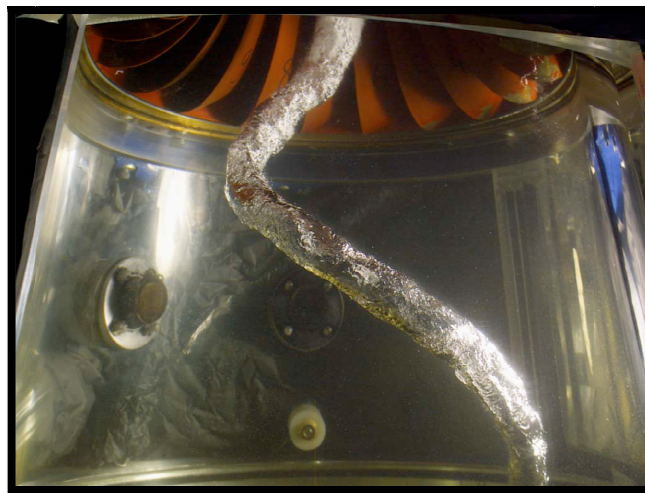


Figura 20 – Cavitação em vórtice em uma Francis [20]

A formação do vórtice de núcleo se dá na saída do rotor da turbina e estende-se ao do tubo de sucção. Este vórtice possui movimento de rotação em torno de seu centro e um movimento de precessão em torno do centro do tubo de sucção.

A figura 21 retrata as principais faixas de operação de uma turbina Francis. Em cargas muito baixas ou a vazio, o vórtice está centrado preenchendo todo o tubo de sucção, o sentido de rotação da trança é igual à rotação do rotor. O ruído de cavitação aparece em cargas muito baixas e as oscilações de pressão são pequenas, mas crescem à medida que é aumentada a abertura do distribuidor. A operação nesta faixa ocorre sem problemas.

Para uma faixa de operação de 30 a 40% da carga nominal o vórtice apresenta núcleo excêntrico de forma helicoidal. A resposta do hidrogerador a esta condição de operação é uma grande oscilação da pressão e potência. Recomenda-se não operar nesta condição. [20]

Na faixa de 40 a 55% da carga nominal, o vórtice de núcleo apresenta-se na forma helicoidal, apesar de ser menor que no caso anterior possui grandes oscilações de pressão. É recomendado não operar nesta faixa.

Para a faixa de operação de 70 a 80% de plena carga o comportamento do vórtice de núcleo é estável, as oscilações de pressão são pequenas e sua operação nesta faixa é recomendável. Na faixa de operação de 80% até a nominal não é produzido vórtice e o funcionamento da máquina, ocorre sem registro de oscilação da pressão.

Para a condição de sobrecarga o vórtice está centrado e com sentido de rotação contrário ao do rotor, são apresentadas pequenas oscilações de pressão e o vórtice aumenta de diâmetro logo após a saída do rotor.

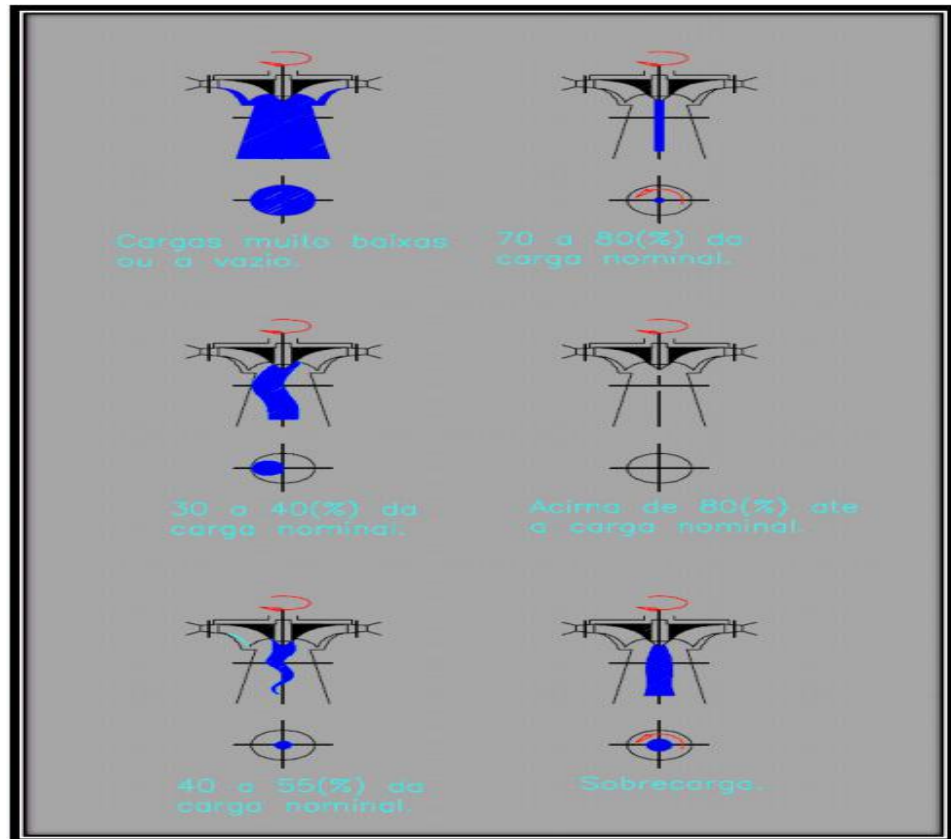


Figura 21 – Principais faixas de operação de uma turbina Francis [20]

Uma forma simples de explicar o fenômeno de vórtice em interiores dos tubos de sucção é pelo método da análise do triângulo de velocidades na entrada e na saída do rotor, conforme mostrado na figura abaixo.

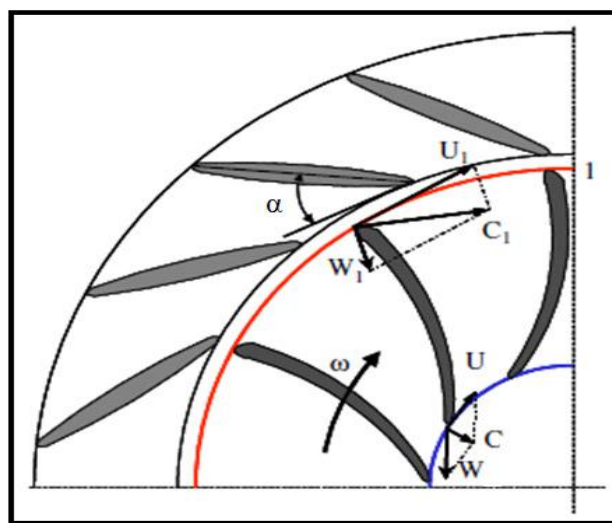


Figura 22 - Diagrama de vetores que descrevem a cinemática em um escoamento de uma Francis [21]

Sendo U_1 = velocidade da palheta na entrada ($w \times R_1$), C_1 = velocidade absoluta de entrada do fluido, W_1 = velocidade relativa de entrada do fluido na palheta, α = ângulo de abertura das palhetas diretrizes, U = velocidade da palheta na saída ($w \times R$), C = velocidade absoluta de saída do fluido e W = velocidade relativa de saída do fluido na palheta.

Ao operar em sua potência nominal, é obtido o ponto de melhor rendimento, no qual a direção de velocidade da palheta U é perpendicular a direção da saída do fluido C , como mostrado na figura xx. Neste ponto de operação, o fluxo não apresenta componente tangencial.

No ponto fora da operação de melhor rendimento, a velocidade da palheta apresenta um ângulo diferente de 90° com a velocidade do fluido, desta forma, aparece uma componente da velocidade do fluido na saída nesta direção, C_u . Estas componentes fazem com que a água apresente um valor rotacional do campo de velocidade diferente de zero, isto é: $\vec{U} \times \vec{C} \neq 0$. Com isso há formação de um rodópio de água na saída do rotor, que é denominado de vórtice de núcleo.

Quando a máquina opera em regime de carga parcial, o sentido de rotação do vórtice é o mesmo sentido da rotação da máquina, pois é quando C_u tem o mesmo sentido de U . Entretanto em regime de sobrecarga, o sentido de rotação do vórtice é contrário ao sentido de rotação da máquina, devido ao vetor C_u ser no sentido oposto à velocidade absoluta. Isso pode ser observado na figura 23.

As turbinas hidráulicas têm seu regime de operação baseado em três variáveis, que são: a vazão Q , a altura efetiva H e a rotação n . O vórtice de núcleo está diretamente relacionado à vazão e a rotação com pequenas influencia da altura efetiva. Como nos hidrogeradores a rotação é mantida constante, portanto a variável de maior influência na formação de vórtice de núcleo é a vazão que passa pelo rotor, controlada pelas palhetas diretrizes.

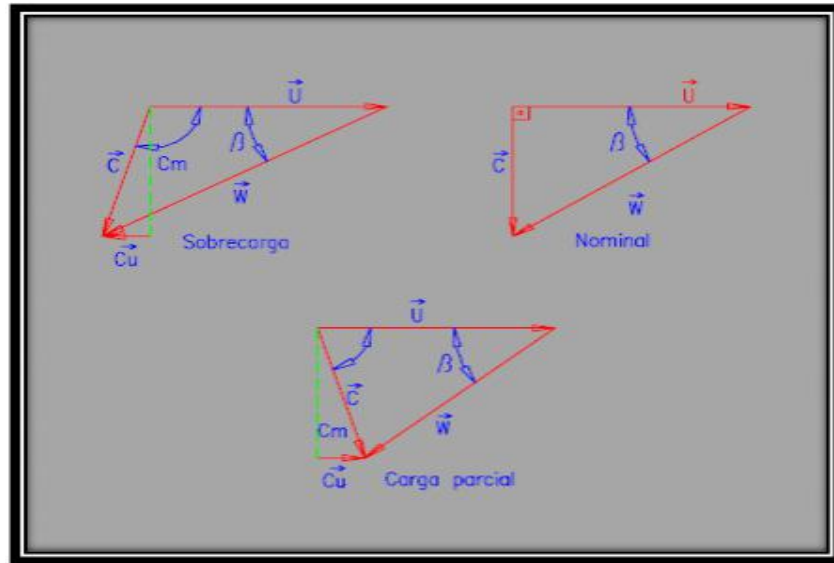


Figura 23 – Diagrama de velocidades na saída de um rotor de uma Francis [20]

Vórtices nas pás

Tanto nas turbinas Francis, quanto nas Kaplan, é observada a formação dos vórtices entre as pás do rotor, isso se deve ao aumento significativo da velocidade de escoamento, proveniente da abertura do distribuidor e do incremento proporcionado pela inércia rotativa do rotor ao fluido. A grande velocidade associada à aderência do fluido com as pás resultam nesses vórtices, que contribuem para formação de regiões de baixa pressão, que posteriormente, podem se tornar possíveis regiões de cavitação.

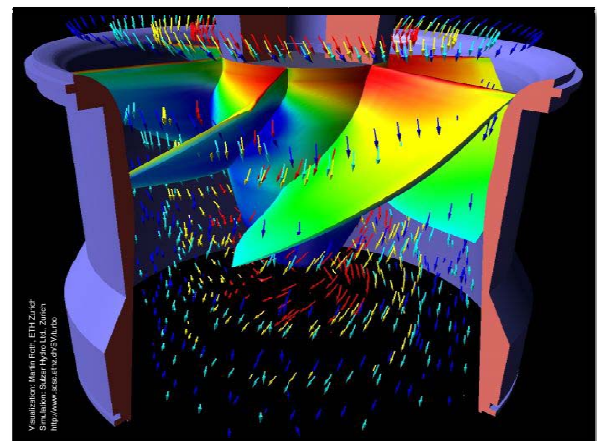
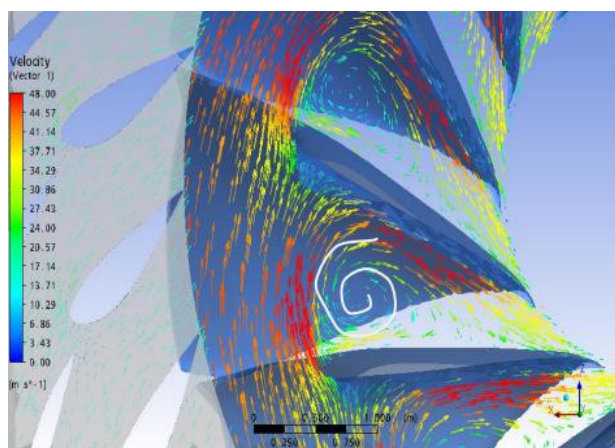


Figura 24 – Vetor de velocidade atuante no rotor de uma Francis (à esquerda) [20]

Figura 25 – Perfil de pressão em uma turbina Kaplan (à direita) [20]

Nas turbinas Kaplan, aparecem vórtices localizados principalmente nas extremidades das pás, em diferentes direções, e vórtices localizados no cubo, que se assemelhem ao vórtice de núcleo, mas que não causam tanta pulsação de pressão.

6.4.3.2.2. Cavitação no bordo de ataque

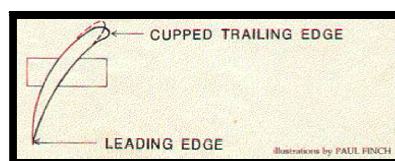


Figura 26 – Cavitação no bordo de ataque [21]

O fenômeno ocorre quando a formação das bolhas se dá nos bordos de ataque das pás. Sendo assim, alguns fatores que podem influenciar o surgimento da cavitação são: irregularidades no bordo de ataque, porosidade na superfície da pá, cup¹ em excesso ou até mesmo uma falha de projeto da pá.

Este tipo de cavitação, caso se torne instável, possui um potencial erosivo alto, podendo ocasionar, inclusive, flutuações de pressão. Das causas citadas, podemos perceber que todas elas acentuam a primeira: irregularidades no bordo de ataque. Uma vez que esse tipo de cavitação acontece nesses locais, os mesmos sofrerão um desgaste, gerando maiores irregularidades neles e, por sua vez, aumentando progressivamente o efeito.

¹*Cupping* - é o ato de curvar-se apenas uma parte da pá, a fim de alterar o ângulo de ataque da mesma. Curvar a pá inteira traz mais desvantagens do que vantagens e por isso essa técnica é utilizada.



É muito comum ocorrer quando a queda-bruta é maior do que aquela ideal projetada para a máquina, quando o ângulo de incidência na entrada é positivo e há um desvio muito alto em relação aquele valor projetado. Também pode ocorrer para quedas-brutas menores do que a de projeto da máquina quando o ângulo de incidência for negativo. Ou seja, possui uma ligação direta com o ângulo de ataque, onde pode haver uma separação da camada limite muito próxima ao bordo de ataque, levando à ocorrência do fenômeno.

Em turbinas Kaplan o problema é minimizado uma vez que o movimento das pás, conjugado ao movimento das palhetas do distribuidor, mantém o ângulo de ataque sempre baixo.

6.4.3.2.3. Cavitação em bolhas

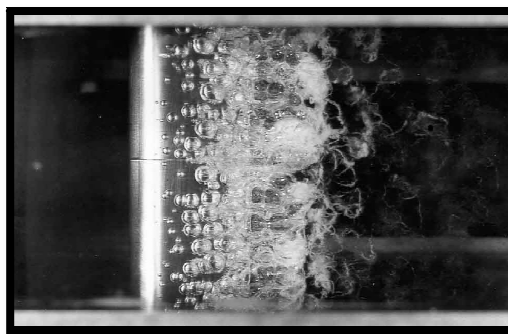


Figura 27 – Cavitação em bolhas [21]

Este tipo de cavitação afeta principalmente o desempenho e a eficiência da máquina, podendo também causar erosão nas pás da unidade geradora. Em turbinas hidráulicas ocorre geralmente no lado de sucção das pás e no meio delas. É desenvolvida quando um núcleo existente no fluido passa por uma região de baixa pressão, causando a nucleação e colapso da bolha. Quando o equipamento opera em carga além daquela de projeto e em altas vazões, ocorre o pico deste tipo de cavitação.

O risco de danos à máquina se dá caso o colapso das bolhas ocorra em cima das pás. Este tipo de cavitação gera muitos ruídos e provoca uma diminuição significativa na eficiência da turbina.

6.4.3.2.4. Cavitação em nuvens

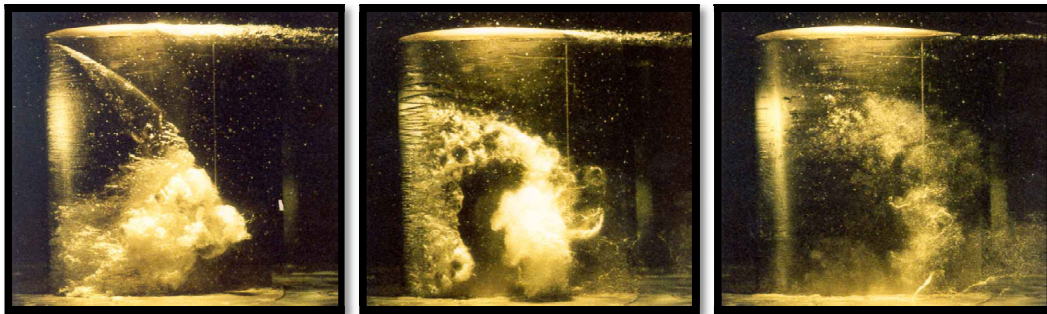


Figura 18 – Cavitação em nuvens – surgimento, evolução, desaparecimento [21]

Pode causar grande efeito erosivo na máquina. Tem início como uma cavitação em bolhas, porém, sob determinadas condições, há um descolamento do fluido, formando os jatos reentrantes que, por sua vez, geram uma interação coletiva entre as bolhas, levando a um colapso quase instantâneo delas ao longo de toda a superfície. Isso provoca pulsos de pressão de grandes amplitudes, originando ondas de choque que são extremamente prejudiciais ao equipamento.

A Figura 18 mostra o desprendimento, o início do colapso e o desaparecimento da nuvem.

Abaixo temos uma tabela com os diferentes tipos de cavitação e suas características.

Tipos de Cavitação	Turbina	Efeito	Localização
Bordos de ataque	Francis/Kaplan	Erosão dos bordos de ataque	Anel na fronteira da saída do distribuidor com a entrada da pá da turbina
Em bolhas	Francis/Kaplan	Possível erosão da parte central da pá	Ocorre no meio das pás
Em vórtice	Francis/Kaplan	Possível erosão	Ocorre nos bordos de saída, entre as pás e na entrada do tubo de sucção
Em nuvens	Francis/Kaplan	Erosão é muito forte em diversos pontos da pá	Ocorre simultaneamente em quase toda a pá

Tabela 2 – Os tipos de cavitação e suas características

A figura a seguir nos mostra a localização dos diferentes tipos de cavitação, em uma turbina Kaplan. Sendo:

- 1- Cavitação em bolhas
- 2- Cavitação no bordo de ataque
- 3- Cavitação entre pás
- 4- Cavitação em nuvens
- 5- Cavitação em vórtice do casco de hélice
- 6- Cavitação em vórtice da ponta das pás
- 7- Cavitação em vórtice do cubo

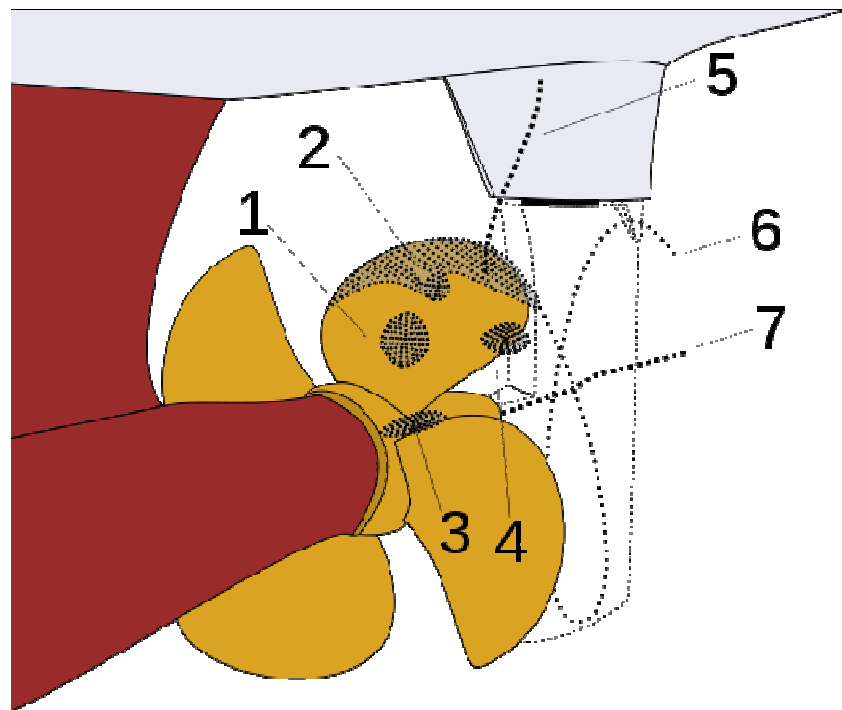


Figura 29 – Localização da cavitação em uma Kaplan [Google Images]

7. Análise e Detecção de Cavitação em Hidrogeradores.

7.1. Métodos de Análise.

Desde o início da década de 80, diversos estudos sobre cavitação e métodos de detecção do fenômeno vêm sendo realizados. Tais métodos sempre são relacionados à vibração, ao ruído, à queda de performance do hidrogerador, à redução da pressão e ao coeficiente de cavitação.

- **Vibração**

Ocorre devido à formação das ondas de choque em contato com a estrutura dos hidrogeradores. É medido através de acelerômetros e de sensores de deslocamento, localizados nos mancais guias da turbina e do gerador. Sendo este último sensor não muito utilizado. Normalmente esses sensores são colocados ao redor do mancal com um ângulo de 90° entre eles, para medição na duas direções (horizontal e vertical).

- **Ruído**

Estudos experimentais mostram que o som associado ao processo de cavitação é em alta frequência e superior a 10KHz. Para fazer a medição é necessário sensores de emissão acústica, localizados ao redor do duto, próximos à região da turbina; ou hidrofones, localizados também próximos à turbina, porém dentro do duto. Embora este último não seja muito utilizado devido à intensidade do impacto do fluido no sensor, gerando manutenções excessivas, que necessitam da parada da máquina; além da manutenção ser mais complicada devido à dificuldade de acesso.

Medição de cavitação através da emissão acústica é um dos métodos mais eficaz, pois consegue captar os sinais de todos os tipos de cavitação que ocorrem na turbina e o local aonde ocorre com mais intensidade.

- **Queda de Performance**

Apesar de ser uma consequência da cavitação, estudos comprovam que ela só é percebida bem depois do início do fenômeno. Quando a queda de potência do hidrogerador passa a ser perceptível, o fenômeno da cavitação já está em um estado bem avançado. Por isso, este não é um indicador eficaz de cavitação.

- **Variação da Pressão**

A medição é feita através da colocação de transdutores de pressão no tubo de sucção. É utilizada para detecção de cavitação do tipo vórtice de núcleo, nas turbinas Francis, detectando variações abruptas de pressões.

Nas turbinas Kaplan, em que este tipo de cavitação não ocorre, é um pouco diferente. Teoricamente, o fenômeno da cavitação ocorre quando o sensor detecta uma pressão menor que a de vaporização do fluido. Porém, antes de ser detectado esse nível de pressão através dos transdutores, podem acontecer as cavitações localizadas descritas anteriormente, que também precisam ser monitoradas. Com isso, os sensores de pressão não são utilizados exclusivamente para detectar a cavitação, e sim como um parâmetro a mais que merece destaque quando o fenômeno ocorre, seja aonde for a sua localização.

- **Coefficiente de Cavitação**

A detecção da cavitação é determinada pelo monitoramento da eficiência total e do coeficiente de cavitação no tubo de sucção. A detecção por esse método não é muito confiável porque o coeficiente de cavitação em turbinas não fornece uma exata informação das características do fluxo, já que este é muito complexo através da turbina (cavitação localizada) e no tubo de sucção devido à formação do vórtice de núcleo. Além disso, uma variação de eficiência só é notória em estados avançados de cavitação, conforme dito anteriormente.

Todos os sensores utilizados para detecção de cavitação nos hidrogeradores (acelerômetros, transdutores de pressão, sensores de emissão acústica, etc) não estão livres de detectar outros sinais senão aqueles gerados pelo fenômeno da cavitação. Ruído de sinal, vibrações de outras partes da máquina, vibração causadas por outros fenômenos com o desbalanceamento do eixo também são detectadas. Com isso, é necessário conhecer a amplitude do sinal, bem como a faixa de frequência em que a cavitação ocorre. [18]

7.1.1. Em uma turbina Kaplan

Em 2007, foram apresentados os resultados de um estudo sobre monitoramento e detecção de Cavitação em turbinas Kaplan de autoria de SU-YI-LIU e SHU-QING WANG.

No projeto, foram utilizados acelerômetros como um dos métodos de detecção de cavitação. Os acelerômetros, além de medir a vibração provida da cavitação, captavam também outros sinais de origem mecânica, geralmente de altas frequências. Com isso, para medir apenas a vibração da cavitação, o sinal era filtrado e utilizado para análise uma banda de 3kHz – 15kHz.

Além dos acelerômetros, foram utilizados também sensores emissão acústica, para medir o ruído de alta frequência gerado quando as bolhas de vapor entram em colapso. Deste modo, para se medir o ruído da cavitação, foi utilizado um filtro passa alta com uma frequência de corte de 20 kHz, até um limite de 250kHz.

Os sensores foram colocados próximos às pás do rotor e ao tubo de sucção, que são os locais mais suscetíveis à cavitação. Os sinais foram medidos em várias condições de operação, processados e analisados, fazendo uma interpretação do relacionamento e dependência de parâmetros de operação da turbina, como frequência de passagem das pás da turbina e frequência de passagem nas palhetas diretrizes. [19]

7.2. Sensores

Os acelerômetros, sensores de emissão acústica e sensores de pressão utilizados baseiam-se no princípio piezoelétrico. Quando elementos piezelétricos são comprimidos, cargas deslocam-se em seu interior e acumulam-se em superfícies opostas. Esta carga é proporcional ao esforço realizado. Dois tipos de materiais piezelétricos são normalmente utilizados: monocristais (por exemplo, quartzo, turmalina e fosfato de gálio) e cerâmicas artificiais.

7.2.1. Sensores de Proximidade

Os sensores de proximidade verificam a presença de objetos quando há aproximação de sua face. Especificações importantes dos sensores de proximidade incluem distância útil, precisão e distância mínima. Distância útil é a distância até a qual o sensor é capaz de detectar um objeto e distância mínima é o valor mínimo para o qual o sensor não distingue mais mudanças no afastamento.

Existem dois tipos principais de sensores de proximidade, os indutivos e os capacitivos.

Indutivos

Sensores de proximidade indutivos são transdutores sem contato que operam através de um campo eletromagnético, gerado por um oscilador e um enrolamento. A presença de um objeto no campo causa uma alteração, e o sensor é capaz de detectá-la. Quando é preciso utilizar um sensor perto de gerador (rotor-estator) o sensor de proximidade indutivo não é o mais indicado pois pode ser afetado pelo campo eletromagnético gerado.

O enrolamento do sensor emite um campo eletromagnético oscilante de alta frequência através de sua face sensível. Quando um objeto metálico se aproxima deste campo, correntes de Foucault são geradas. As perdas de energia resultantes reduzem as oscilações do sistema. Esta redução é então lida pelo sensor, que transforma esta informação em distância.

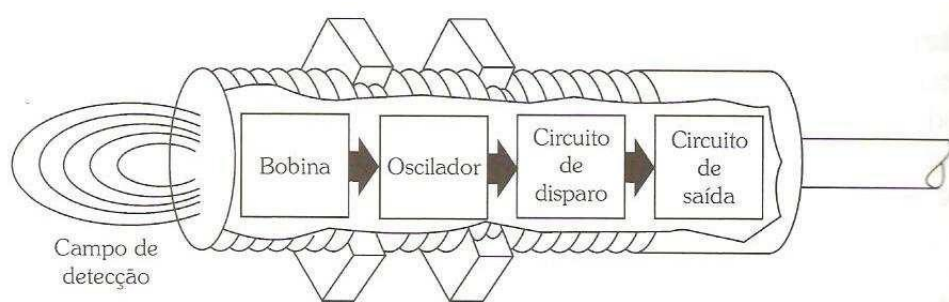


Figura 30 – Sensor de Proximidade [18]

Capacitivos

O alvo varia a capacitância de um capacitor na face do sensor, que é a parte de um circuito de um oscilador. Existem duas placas do capacitor dispostas lado a lado na face do sensor; para esse tipo de sensor, o alvo externo age com o dielétrico. À medida que o alvo se aproxima do sensor, ocorre uma mudança no dielétrico, aumentando a capacitância interna do capacitor do oscilador, causando aumento na sua amplitude. Esse aumento de amplitude é transformado em medida de distância.

O sensor de proximidade capacitivo não sofre com a interferência eletromagnética, é um sensor mais caro e seu sinal apresenta menos ruído.

7.2.2. Acelerômetros

Os acelerômetros são sensores ou transdutores que medem acelerações. São constituídos por uma massa de reação suspensa por uma estrutura estacionária. Este aparelho pode ser visto como um

transdutor massa-mola, que se encontra no interior de um sensor, que por sua vez está unido ao corpo. Sempre que o mesmo acelera, a inércia faz com que a massa resista. A força exercida pela massa é aplicada na mola e, como o deslocamento permitido pela mola é proporcional à força, a aceleração do corpo é proporcional ao deslocamento da massa.

Os sensores de aceleração fornecem um sinal elétrico proporcional à aceleração do sistema. Esses componentes são do tipo inercial e dão indicação sobre o movimento do sistema com relação a uma variável pré-fixada do eixo inercial. Os acelerômetros podem ser usados como instrumentos para monitorar as mudanças na velocidade devido ao choque, vibração ou impacto.

Dentre os acelerômetros, o mais utilizado é o piezoelétrico, como dito anteriormente. A montagem é feita com uma parte fixa (invólucro) onde é preso um dos lados do sensor piezoelétrico, que será a referência de tensão. Na parte superior do sensor é fixado o outro terminal elétrico e uma massa que se deslocará quando houver acelerações do sistema. Ao se mover, esta massa provocará as deformações no material piezoelétrico que responderá ao estímulo apresentando uma diferença de tensão entre suas faces. Este conjunto é preso à carcaça do equipamento no qual se deseja medir a frequência de vibração ou a aceleração. Um sinal nos terminais V+ e V- terá a seguinte forma mostrada na figura abaixo.

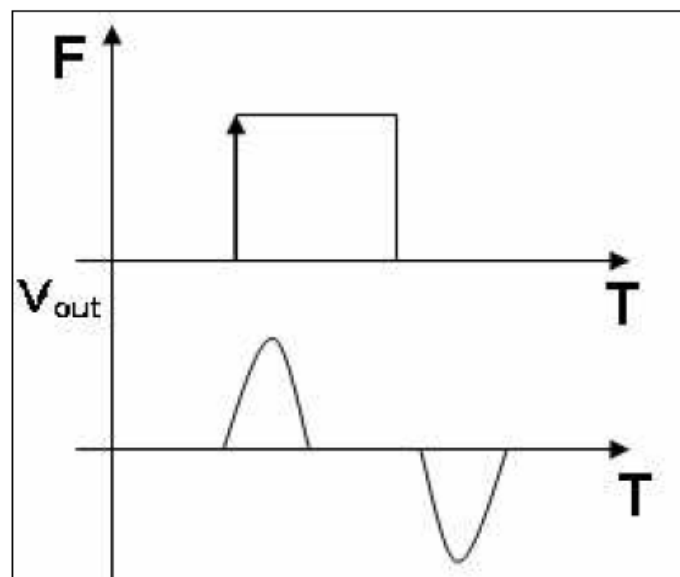


Figura 31 – Gráfico de Força x Tempo e Sinal x Tempo de um acelerômetro [18]

7.2.3. Sensores de Pressão

Neste tipo de sensor, os cristais de quartzo são os mais utilizados de forma a garantir a operação estável e constante. O cristal sofre um pré-carregamento para garantir a linearidade do sistema. Os sensores de pressão normalmente são construídos com a geometria de compressão, o que garante alta resposta em frequência.

A figura abaixo em corte de um sensor de pressão ajuda a visualização do mecanismo utilizado.

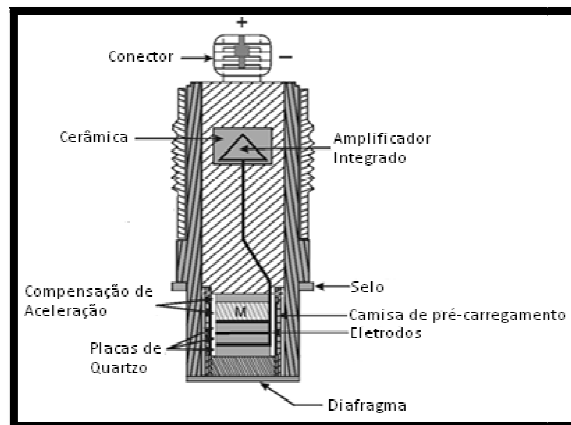


Figura 32 – Desenho em corte de um Sensor de Pressão

A montagem do sensor de pressão pode ser feita de duas maneiras: descarga ou orifício. Nos casos onde é desejável minimizar turbulências, evitar o efeito de cavidades ou do aumento de volume é aconselhável utilizar a montagem em descarga. A montagem em orifício é indicada onde o sensor fica exposto às temperaturas excessivas ou onde se deseja evitar o depósito de partículas no diafragma.

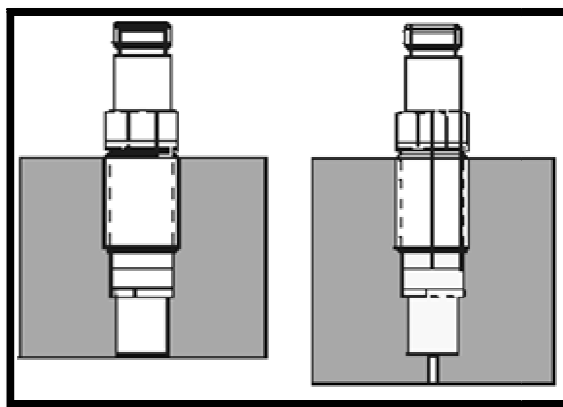


Figura 33 – Tipo de Montagem: descarga e orifício [18]

7.2.4. Sensores de Emissão Acústica

A emissão acústica é um fenômeno gerado por uma redistribuição de tensões no corpo. Quando um material é carregado, fontes pontuais liberam energia de forma localizada, que se expande na forma de ondas elásticas e alcançam a superfície, sendo assim detectadas por sensores específicos. Sistemas corretamente configurados podem medir deslocamentos da ordem de picômetros.

As ondas elásticas normalmente se dispersam em todas as direções, de forma bastante direcional. Este fato permite a detecção de um evento acústico em locais afastados da fonte. No entanto, conforme a distância aumenta, a intensidade do sinal diminui. Isto se deve à conservação de energia e ao amortecimento do meio. A emissão acústica fornece também a possibilidade de localização dos defeitos no material, utilizando um número suficientemente grande de sensores corretamente distribuídos. Essa característica é fundamental para poder detectar o local aproximado da ocorrência de cavitação.

Na figura abaixo está ilustrado um sensor de emissão acústica. Sua construção é semelhante aos demais sensores piezoelétricos. No entanto, como o cristal fica mais intimamente acoplado à amostra, este tipo de sensor é consideravelmente mais frágil que outros modelos.

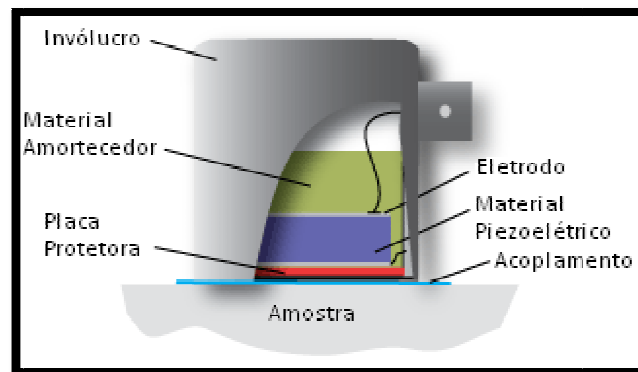


Figura 34 – Sensor de Emissão Acústica [18]

7.3. Técnicas de Processamento de Sinal.

Com o objetivo de melhorar a interpretação dos sinais captados pelos sensores, são utilizadas diversas técnicas de processamento de sinal. A seguir veremos as técnicas mais usuais em monitoramento de hidrogeradores, que também pode ser aplicada para análise e detecção de cavitação.

7.3.1. RMS

O valor RMS, abreviação de *root mean square*, é a raiz quadrada da média aritmética dos quadrados dos valores, em outras palavras, é um valor estatístico da magnitude de uma quantidade variável. Ela é especialmente importante para grandezas que assumem valores positivos e negativos, como senóides.

Para uma coleção de N valores (x_1, x_2, \dots, x_N), o valor RMS é dado pela expressão:

$$\sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i^2} = \sqrt{\frac{x_1^2 + x_2^2 + \dots + x_N^2}{N}}$$

Equação 4– RMS para N valores

Para funções contínuas, em um intervalo de tempo $T_1 \leq t \leq T_2$, o valor RMS pode ser calculado pela seguinte fórmula:

$$f_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T_2 - T_1} \int_{T_1}^{T_2} [f(t)]^2 dt}$$

Equação 5–RMS para funções contínuas

O valor RMS de um sinal periódico durante um tempo infinito tende ao valor de RMS de um período. Logo, os valores RMS de um sinal serão consistentes independentemente da fase do início da aquisição, desde que sejam adquiridos períodos suficientes.

Na análise mecânica, o nível RMS é uma medida da energia contida em um sinal, e, portanto, um indicador de severidade.

7.3.2. Espectro

O espectro permite a visualização do sinal no domínio da frequência. Para isso, aplicamos no sinal a Transformada Rápida de Fourier (Fast Fourier Transform – FFT), descrita na equação abaixo, aonde N é o número de amostras.

$$\frac{1}{N} \sum_{X=0}^{N-1} f(x) e^{-j*2\pi/N}$$

Equação 6 – Transformada Rápida de Fourier

Normalmente é muito difícil distinguir as frequências presentes em um sinal, caso mais de uma exista, observando apenas a sua evolução no tempo. O espectro permite identificar facilmente a energia contida em cada frequência.

Na figura 35, tem-se um sinal no domínio do tempo. Apesar de ter um período bem definido de 1 segundo, é difícil descobrir quaisquer outras frequências ou suas intensidades relativas apenas com o sinal no tempo.

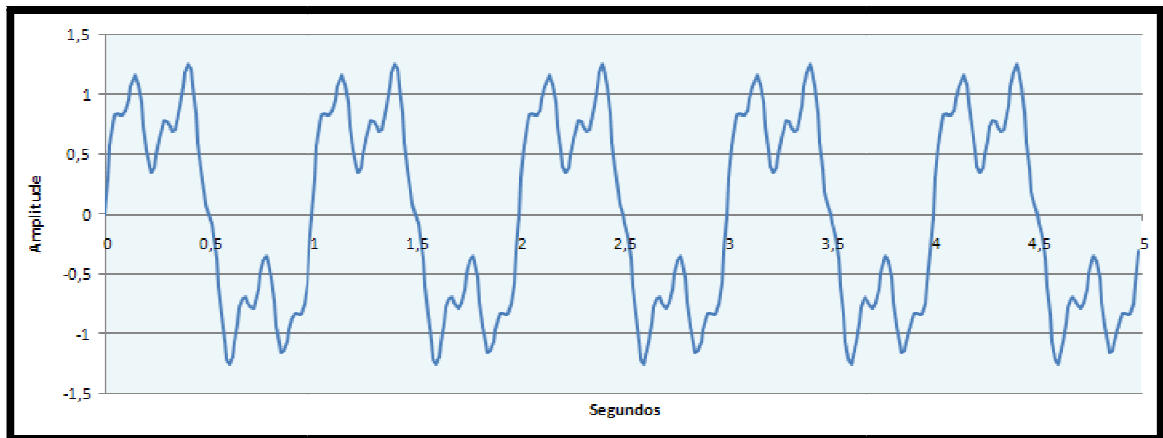


Figura 35 – Amplitude de um sinal do domínio do tempo [13]

Na figura 36 abaixo tem-se o espectro do sinal anterior. Nele são facilmente identificadas as frequências presentes, bem como as suas intensidades. Porém, o espectro não possui resolução temporal. Caso uma frequência surgisse aos 2 segundos, por exemplo, a observação somente do espectro não permitiria o conhecimento deste detalhe.

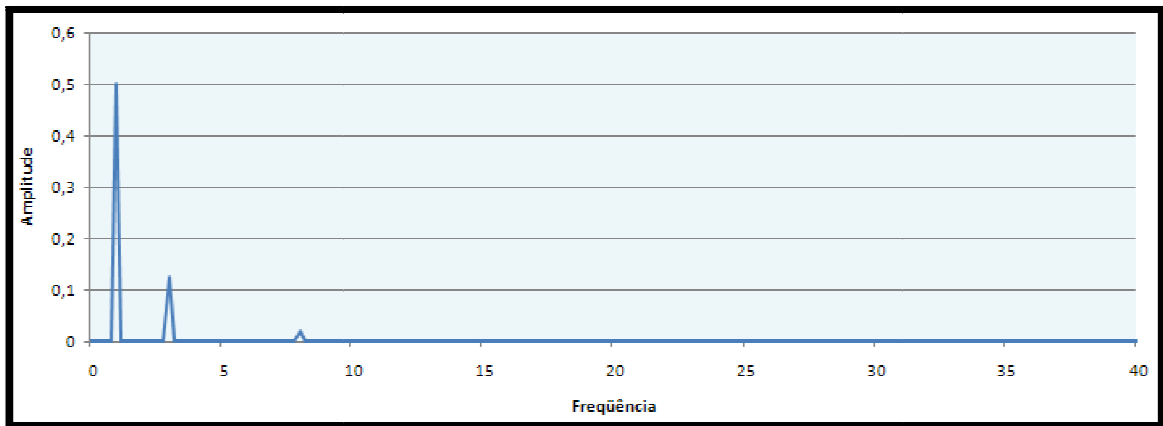


Figura 36 – Amplitude de um sinal do domínio da frequência [13]

O espectro é útil pois vários defeitos geram frequências conhecidas ou calculáveis. No caso de mancais em hidrogeradores, por exemplo, o oil whirl (similar ao desbalanceamento do rotor) é um defeito que gera frequências de $0,42 \times \text{RPM}$ até $0,48 \times \text{RPM}$. A presença de uma frequência característica no espectro é indicação da existência do problema em questão.

7.3.3. Filtragem

Os sinais enviados pelos sensores geralmente vem contaminados com ruídos de alta frequência, provenientes de fenômenos eletromagnéticos. Os fenômenos mecânicos, que é o que interessa para fazer a análise, geralmente se identificam em frequências mais baixas. Para isso, o uso do filtro é necessário, para manter apenas a faixa de interesse para a análise. Existem 4 tipos de filtro: filtro passa baixa, filtro passa alta, filtro passa faixa e filtro rejeita faixa.

Um filtro passa baixa permite a passagem de baixas frequências sem dificuldades e atenua (ou reduz) a amplitude das frequências maiores que a de corte. O filtro de passa alta é o oposto, utilizando-se do mesmo princípio. Já nos filtros de passa faixa é escolhida uma faixa de frequência aonde é permitido o sinal passar sem sofrer alterações, enquanto que o filtro rejeita faixa é o contrário.

7.3.4. Demodulação da Amplitude

Para entender a demodulação da amplitude de um sinal, primeiramente é preciso compreender a modulação. A modulação da amplitude é um fenômeno no qual uma onda de alta frequência, também chamada portadora, tem sua amplitude variando numa frequência mais baixa, de acordo com outra

função chamada moduladora. Normalmente, a frequência portadora está relacionada com ressonâncias da estrutura, ou frequências naturais de vibração.

Como exemplo, podemos imaginar um eixo de um hidrogenador com um defeito (uma pequena reentrância). Um pulso será gerado cada vez que esse defeito passar pelo sensor de proximidade que está fixo no mancal do eixo. Logo, a frequência de passagem do local do defeito no eixo (1/rotações por segundo do eixo) será o sinal modulador. No entanto, o pulso com a frequência de ressonância do metal do eixo, que é bem maior, funcionará como portadora.

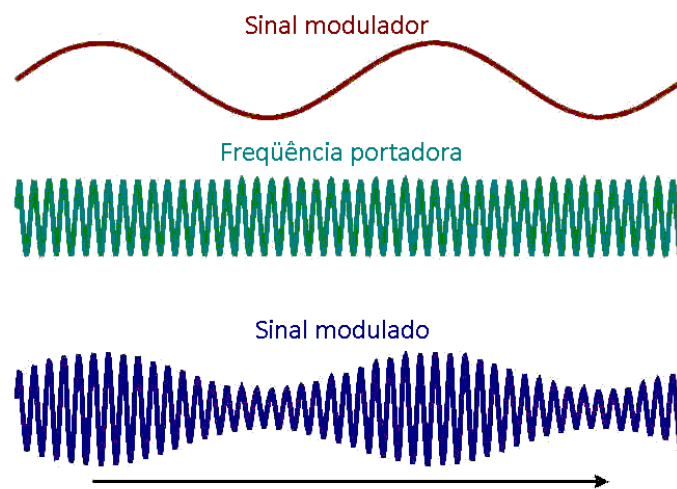


Figura 37 – Modulação de amplitude [13]

A demodulação permite extrair as frequências moduladoras relacionadas aos defeitos através do sinal modulado, cuja frequência base é muito maior e portanto menos suscetível à contaminação de outras fontes de vibração.

O processo de demodulação começa com a filtragem do sinal de forma a eliminar todas as baixas frequências. Em seguida, é aplicada a transformada de Hilbert, que tem a seguinte forma:

$$Hi\{x(t)\} = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} x(\tau) \frac{1}{t - \tau} d\tau$$

Equação 7 - Transformada de Hilbert

Um sinal complexo é então definido como $X(t) = x(t) - i \times Hi\{x(t)\}$, sendo $X(t)$ = sinal modulador, $x(t)$ = sinal modulado e $Hi\{x(t)\}$ = sinal portador. A partir dessa expressão é retirada a amplitude do sinal modulador.

Essa técnica de processamento de sinal é muito importante para análise de cavitação, pois a presença de frequências como passagem das pás ou passagem das palhetas como moduladoras indica a presença de cavitação na turbina.

7.3.5. Densidade Espectral de Potência

A função Densidade Espectral de Potência (PSD) de um sinal define a densidade de potência por unidade de banda em função da frequência (potência média por unidade de banda) deste sinal, basicamente é área da senóide do sinal (V^2) por uma faixa de frequência (Hz), resultando em um sinal com unidade V^2/Hz . A soma dos produtos (sua integral) de reduzidas bandas pelas amplitudes correspondentes fornece a potência média do sinal, em outras palavras, a energia contida no sinal.

8. Análise de Cavitação na UHE Pedacinho de Céu

No capítulo anterior foi apresentado um estudo de análise de cavitação em uma turbina Kaplan, a instrumentação e as técnicas de processamento de sinal utilizadas no trabalho. Neste capítulo iremos aplicar o que foi visto, apresentando um Estudo de Análise e Diagnóstico de Cavitação em uma turbina Kaplan.

Apesar de o estudo ter sido realizado em uma usina real, no trabalho utilizaremos o nome fictício UHE Pedacinho do Céu. O trabalho apresentado a seguir se baseou no estudo de SU-YI-LIU e SHU-QING WANG, mostrado do capítulo 7.1.1.

8.1. Características técnicas e operacionais

UHE Pedacinho do Céu

Potência Instalada	658 MW
Energia Firme	434 MW
Nível Máximo de Montante	431,5 m
Nível Mínimo de Montante	428 m
Nível Máximo de Jusante	407 m
Nível Mínimo de Jusante	394 m
Queda Nominal	34 m

Tabela 3 – Características Técnicas da Usina

UHE Pedacinho do Céu possui 10 unidades geradoras, 6 possuíam turbinas do tipo Kaplan (54 MW) e 4 possuíam turbinas do tipo Francis (84 MW), totalizando 658 MW de Potência Instalada.

Para o trabalho foi escolhida uma das turbinas Kaplan. Esta turbina em questão apresentava muita vibração e ruído em algumas faixas de operação, e elevada erosão nas pás. As figuras abaixo mostram a erosão em uma das pás da turbina e a solda colocada posteriormente. O processo de soldagem, apesar de resolver parcialmente o problema da erosão, não possui as propriedades de resistência ideais, tem um custo elevado e é necessário técnica para devolver à pá o formato original, pois qualquer alteração na superfície gera instabilidade hidrodinâmica e contribui para o aparecimento da cavitação.



Figura 38 – Erosão na pá da turbina (à esquerda) [22]

Figura 39 – Solda cobrindo a erosão (à direita) [22]

Turbina Kaplan

Tipo de Turbina	Kaplan de Eixo vertical
Potência Máxima	54 MW
Rotação (N)	128,6 RPM
Nº de Pás do Rotor (Z_b)	5
Nº de Palhetas do Distribuidor (Z_v)	24

Tabela 4 – Características Técnicas da Turbina

8.2. Instrumentação

Para fazer as medições na unidade geradora, foram utilizados acelerômetros, sensores de emissão acústica e sensores de pressão. A localização destes está descrita no capítulo seguinte. A seguir apresentaremos a especificação técnica de cada sensor.

- **Acelerômetro**

Fabricante: PCB

Modelo: 352A60



CARACTERÍSTICA	SI
Sensibilidade ($\pm 15\%$)	1,02 mV/(m/s ²)
Faixa de Medida	± 4905 m/s ² pk
Faixa de Frequência (± 3 dB)	5 a 60.000 Hz
Frequência de Ressonância	≥ 95 kHz
Resolução (1 a 10.000 Hz)	0,02 m/s ² rms
Elemento Sensível	Cerâmica
Geometria	Cisalhamento
Material Externo	Aço Inoxidável

Tabela 5 – Características do Acelerômetro

- **Sensor de Emissão Acústica**

Fabricante: PhysicalAcoustics

Modelo: S9208

CARACTERÍSTICA	SI
Limite de Choque	10g
Material Externo	Aço Inoxidável
Material da Face	Aço Inoxidável
Sensibilidade Máxima (ref. 1 V/ μ m)	45 dB

Faixa de Operação em Frequência	20 a 1000 kHz
Frequência de Ressonância	500 kHz
Direcionalidade	$\pm 1,5$ dB

Tabela 6 – Características do Sensor de Emissão Acústica

- **Sensor de Pressão**



Fabricante: PCB

Modelo: 113B28

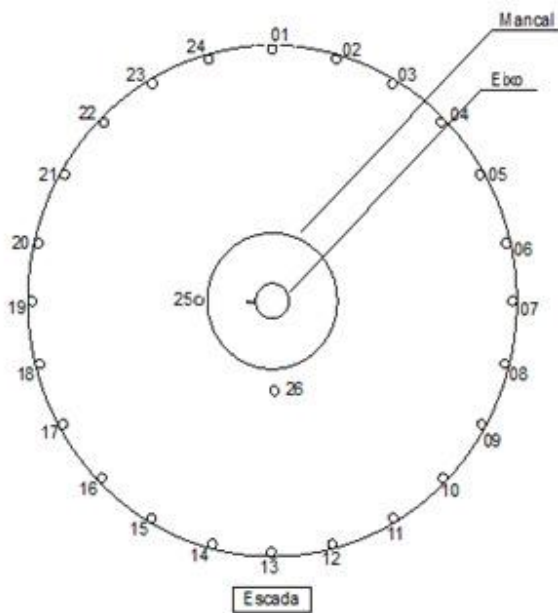
CARACTERÍSTICA	SI
Faixa de Medida (± 5 V na saída)	344,7 kPa
Sensibilidade ($\pm 15\%$)	14,5 mV / kPa
Pressão Máxima	6895 kPa
Resolução	0,007 kPa
Frequência de Ressonância	≥ 500 Hz
Material Externo	Aço Inoxidável
Geometria	Compressão

Tabela 7 – Características Técnicas do Sensor de Pressão

8.3. Instalação

Para fazer a instalação dos sensores na UHE Pedacinho do Céu, foi preciso realizar a parada da máquina. Por conta disso, a instalação foi feita de madrugada, no horário em que o consumo de energia elétrica é menor, e as outras unidades geradoras puderam suprir a energia necessária para enviar à rede elétrica.

- 2 acelerômetros foram colocados no mancal guia superior, defasados de um ângulo de 90°, para avaliar a influência da cavitação na estrutura.
- 24 sensores de emissão acústica, localizado em cada uma das 24 palhetas do distribuidor, para detectar e distinguir o tipo de cavitação.
- 1 sensor de pressão no tubo de sucção, para avaliar a influência de cavitação no fluxo.



Palheta do distribuidor (v)	EA	Palheta do distribuidor (v)	EA
1	EA13	13	EA11
2	EA14	14	EA12
3	EA15	15	EA9
4	EA16	16	EA10
5	EA7	17	EA21
6	EA8	18	EA22
7	EA3	19	EA19
8	EA4	20	EA20
9	EA1	21	EA17
10	EA2	22	EA18
11	EA5	23	EA23
12	EA6	24	EA24

Tabela 8 – Detalhamento dos pontos medidos nos respectivos canais [22]

Figura 40 – Distribuição espacial dos sensores [22]

A figura 40 apresenta o diagrama da distribuição espacial dos sensores no distribuidor. Os pontos numerados de 01 a 24 representam a localização dos sensores de emissão acústica, os pontos 25 e 26

representam os acelerômetros e finalmente o ponto 27, o sensor de pressão, instalado no tubo de sucção. Já a tabela ao lado, representa os canais que recebem o sinal medido de cada sensor de emissão acústica. Na figura abaixo é representada o corte da máquina e a localização dos sensores.

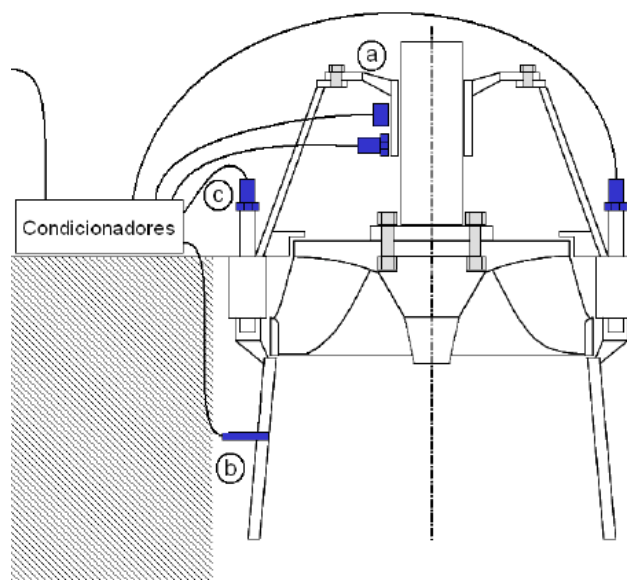


Figura 41 – Corte da unidade geradora com a localização dos sensores [22]

Sendo: a → acelerômetros, b → transdutores de pressão, c → sensores de emissão acústica



Figura 42 – Foto dos sensores de emissão acústica nas palhetas do distribuidor (à esquerda) [22]

Figura 43 – Detalhe do sensor de emissão acústica e sua base (à direita) [22]

Na figura 43, é possível observar como a base do sensor o pressiona contra a palheta, pois este tipo de sensor deve ser instalado bem acoplado à amostra, para melhor aquisição dos sinais. Para preencher algum vazio que possa se formar, é depositado vaselina entre a face do sensor e o equipamento.

8.4. Medição

As medições foram feitas variando a potência da máquina de 5 a 55 MW, em intervalos de 5 MW. Para cada potência, os sinais foram medidos ao longo de 100 rotações da máquina, para então tirar uma média e obter um resultado livre de eventos pontuais que possam ter acontecido durante a medição de alguma volta da máquina.

A potência da máquina varia de acordo com a abertura do distribuidor, que possui seu movimento de abertura conjugado com a inclinação das pás do rotor, conforme é mostrado na tabela de medições abaixo.

Medição	Hora	Potência solicitada (MW)	Potência real (MW)	Nível Montante (m)	Nível Jusante (m)	Abertura do Distribuidor (%)	Posição Pá Kaplan (%)
1	14:40	5	4,2	431,27	398,22	23,04	3,02
2	14:46	10	9,8	431,25	398,30	34,89	11,44
3	14:52	15	14,1	431,24	398,56	42,77	19,72
4	14:59	20	20,0	431,24	398,80	49,95	31,51
5	15:05	25	25,1	431,21	398,91	56,25	40,02
6	15:11	30	29,5	431,21	398,98	62,17	49,15
7	15:17	35	35,8	431,19	398,95	67,74	57,72
8	15:23	40	39,6	431,19	398,96	73,51	66,91
9	15:29	45	44,7	431,18	398,99	79,21	76,14
10	15:35	50	49,8	431,18	399,00	84,68	84,35
11	15:40	55	53,8	431,17	399,00	89,93	91,57

Tabela 9 – Detalhamento da medição [22]

Sabendo que a rotação da turbina (N) é de 128,6 RPM, então:

- Frequência Fundamental da máquina ($f_f = \frac{128,6 \text{ RPM}}{60 \text{ s/min}} \rightarrow f_f = 2,14 \text{ Hz}$)
- Frequência de passagem das pás do rotor ($f_b = f_f \times Z_b = 2,14 \text{ Hz} \times 5 \rightarrow f_b = 10,7 \text{ Hz}$)
- Frequência de passagem nas palhetas diretrizes ($f_v = f_f \times Z_v = 2,14 \text{ Hz} \times 24 \rightarrow f_v = 51,36 \text{ Hz}$)
- Período de uma rotação da máquina ($T = \frac{1}{f_f} = \frac{1}{2,14 \text{ Hz}} = 0,467 \text{ s}$)

Logo, o tempo de cada medição, para 100 voltas da máquina é de 46,7 s. Em um sensor de emissão acústica, a frequência de amostragem (F_s) é de 20 MHz. Com isso, nos é permitido calcular o período de tempo entre um sinal e outro:

$$\Delta t = \frac{1}{F_s} = \frac{1}{20 \text{ MHz}} = 5 \times 10^{-7} \text{ s}$$

O número aproximado de amostras (n_a), desconsiderando o tempo em que elas captam o sinal seria: $n_a = \frac{T}{\Delta t} = \frac{0,467 \text{ s}}{5 \times 10^{-7} \text{ s}} = 934000$ amostras. Lembrando que este não é o numero real de amostras.

Após a aquisição dos sinais, e de posse das informações acima, foi feito uma plotagem do gráfico do sinal x tempo, utilizando o Programa Matlab, da média das 100 rotações da máquina. Para o gráfico abaixo foi utilizado o sinal de um sensor de emissão acústica.

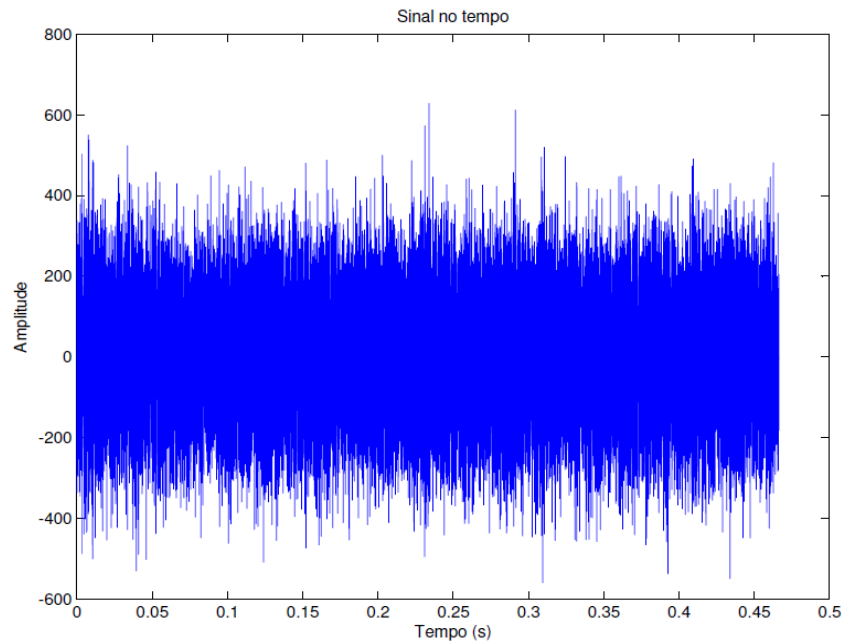


Figura 44 – Sinal do sensor de emissão acústica em $v=9$ com $P= 10\text{ MW}$

Através do programa, também foi possível se obter o numero exato de amostras:

- $n_a = 932765$ amostras em uma rotação da máquina.

Para uma melhor visualização do sinal foi calculado a média RMS e o Espectro de Frequências do sinal, também utilizando o Matlab.

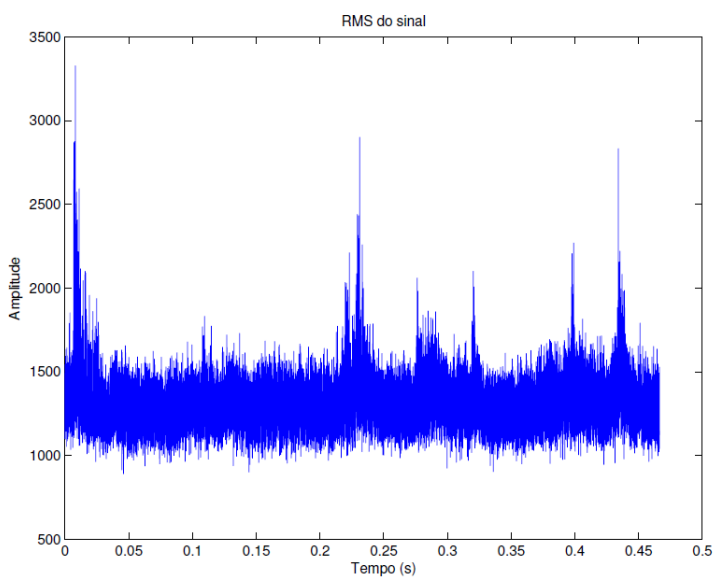


Figura 45 – Sinal RMS do sensor de emissão acústica em $v=9$ com $P= 10\text{ MW}$

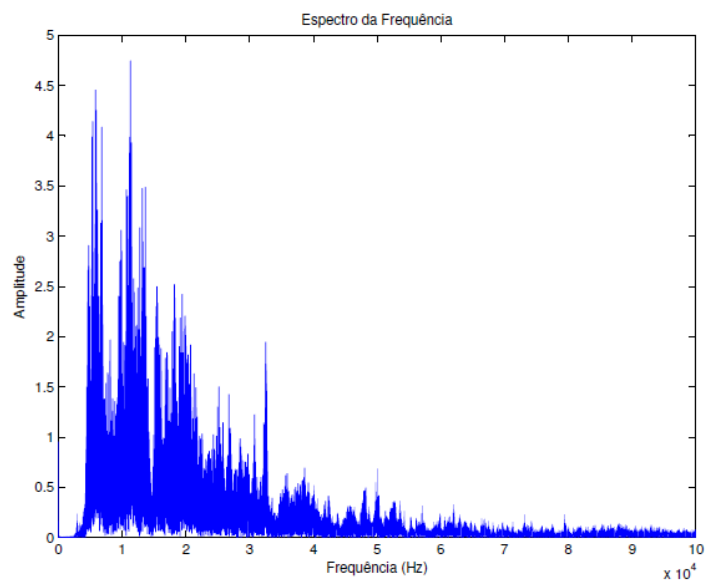


Figura 46 – Espectro do sinal do sensor de emissão acústica $n^o9 - 10\text{ MW}$

Apesar de o Matlab ser um bom programa para processamento de sinais, devido à quantidade de dados, foi optado por apresentar os resultados obtidos através de um software específico para análise de cavitação, utilizado pela equipe que participou do trabalho.

8.5. Processamento do sinal medido.

Como foi dito anteriormente, calculou-se a média RMS do sinal ao longo de 100 voltas, afim de excluir eventos pontuais. O procedimento seguinte é a filtragem do sinal no domínio do tempo em banda na ordem de kHz para remover faixas de frequência que não contribuem para a análise. Baseado no trabalho de LIU e WANG, a banda dependerá do tipo de sensor, o detalhe é apresentado na tabela abaixo.

Tipo de sensor	Faixa de frequência (kHz)
Emissão acústica	30 - 40
Acelerômetro	10 - 15
Transdutor de pressão	10 - 15

Tabela 10 - Faixa de frequências para cada tipo de sensor [22]

O sinal filtrado é então demodulado, utilizando a Transformada de Hilbert para separar o sinal com frequência portadora, que provém de ressonâncias do metal e de sinais eletromagnéticos; do sinal modulador, que é resultado de vibrações mecânicas, aonde será feita a análise.

Em seguida, a partir do sinal modulador obtido, é calculada a densidade espectral da potência (PSD), com o objetivo de quantificar a energia do sinal contida em diversas faixas de frequência. Para isso, a faixa considerada para cada sensor é dividida e reduzida em função do quão específico seja a análise da quantidade de energia.

Os picos do sinal processado, que estejam em frequências que sejam múltiplas de características físicas da unidade geradora (número de pás da turbina Z_b ou número de palhetas do distribuidor Z_v , por exemplo) é um bom indicador da ocorrência de cavitação. Assim, nosso interesse é analisar se os pontos de maior energia do espectro de frequências do sinal modulador possuem alguma relação com a frequência de passagem nas pás de turbina ($f_b = 10,7$ Hz) e a frequência de passagem nas palhetas do distribuidor ($f_v = 51,36$ Hz).

8.6. Resultados.

Após todo o processamento do sinal, sua unidade fica igual a V^2/Hz , devido ao cálculo da PSD.

8.6.1. Análise dos sinais de Emissão Acústica

Abaixo iremos apresentar os gráficos do sensor de emissão acústica, localizado na palheta distribuidora $v=1$, cujo canal é o EA13. Cada gráfico representa o PSD do sinal pela Frequência Reduzida ou Ordem, que é obtida através da razão entre a frequência do espectro e a frequência de rotação da UG. Os gráficos abaixo variam de acordo com a potência ativa da unidade geradora, e a relação com Z_b (5 pás), Z_v (24 palhetas) é detectada e apresentada. Nos gráficos são identificadas com frequências (f_f , f_b ou f_v), mas é válido lembrar que a frequência reduzida é resultado da divisão pela frequência fundamental da máquina.

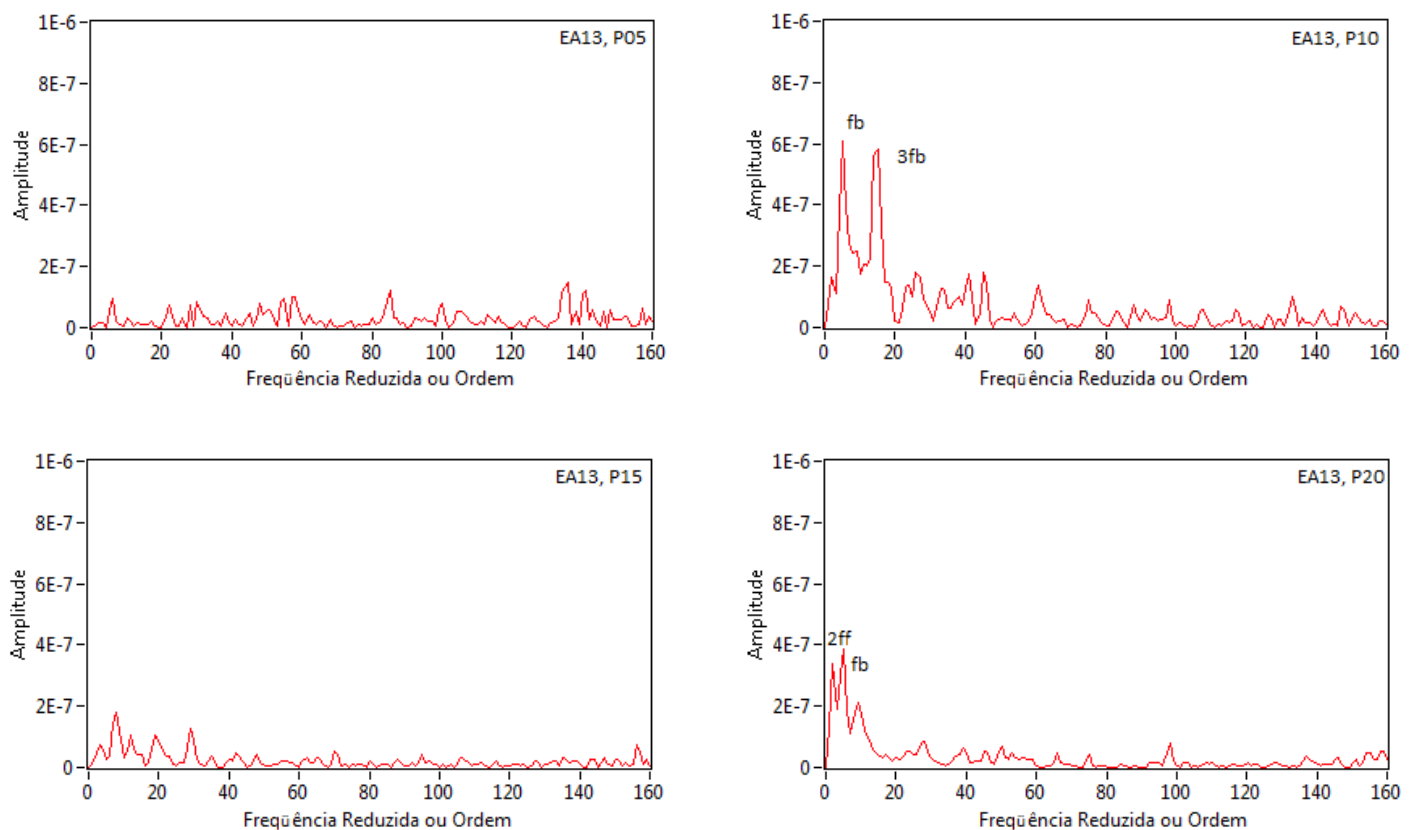


Figura 47 – Sinais do sensor de emissão acústica em $v=1$ para $5 < P < 20MW$ [22]

Faixa de potências 25MW a 40MW: sinal desprezível. Nesta faixa o sinal não é considerado por qualquer Ordem.

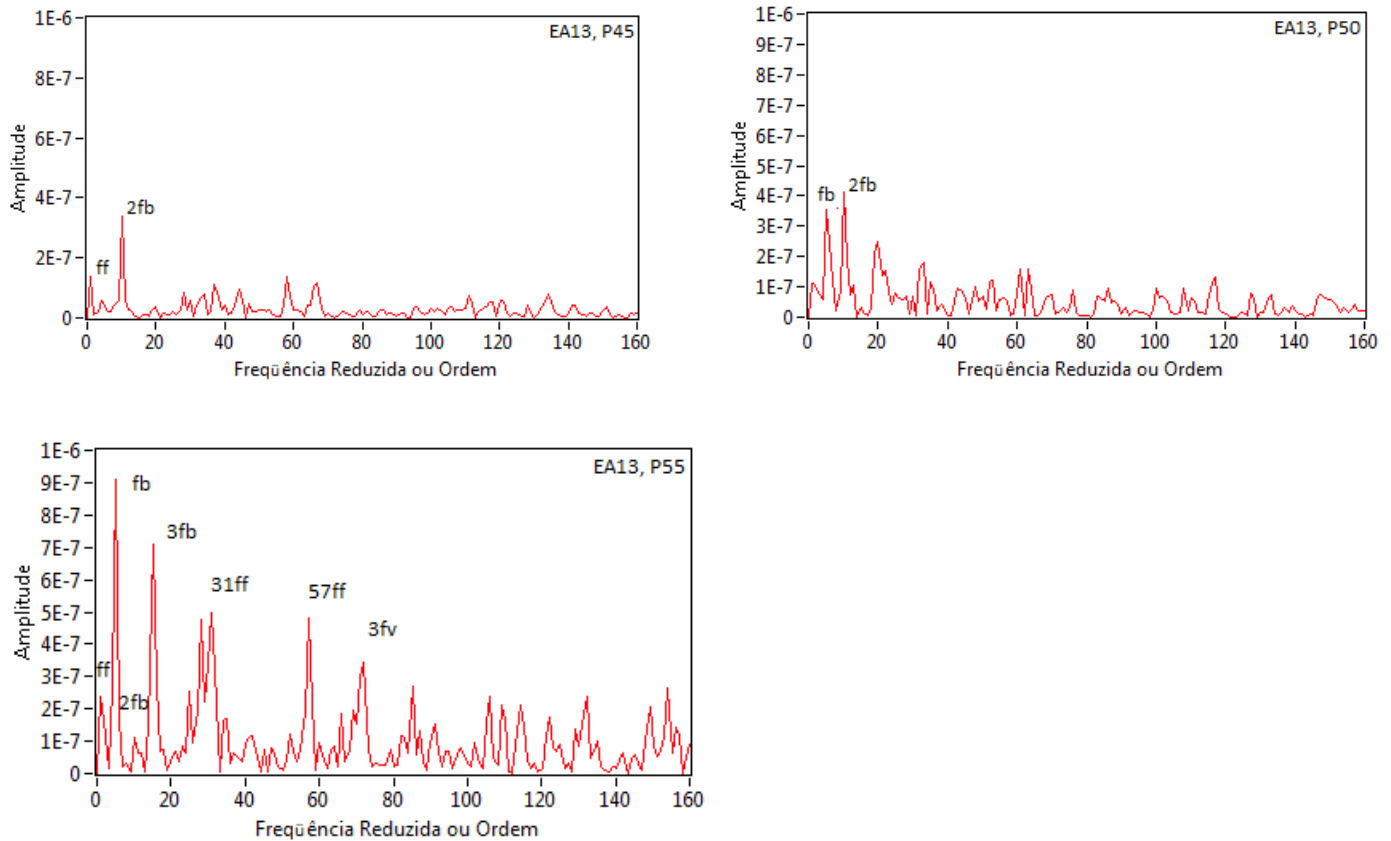


Figura 48 – Sinais do sensor de emissão acústica em $v=1$ para $45 < P < 55\text{MW}$ [22]

O objetivo é analisarmos os sinais obtidos através do processamento a fim de identificarmos os pontos de operação aonde a cavitação ocorre, bem como sua localização. Como etapa inicial, faremos uma análise dos sinais de todos os sensores de emissão acústica para cada potência ativa, começando com $P=55\text{ MW}$. A seguir são apresentados os gráficos dos sensores que obtiveram a maior amplitude do sinal.

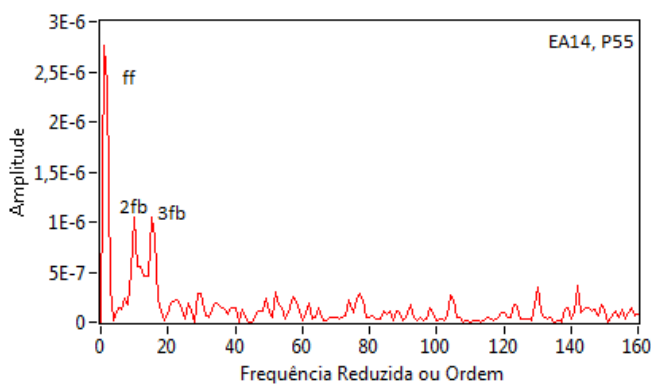


Figura 49 – Sensor de emissão acústica em $v=2$ na potência 55MW (à esquerda) [22]

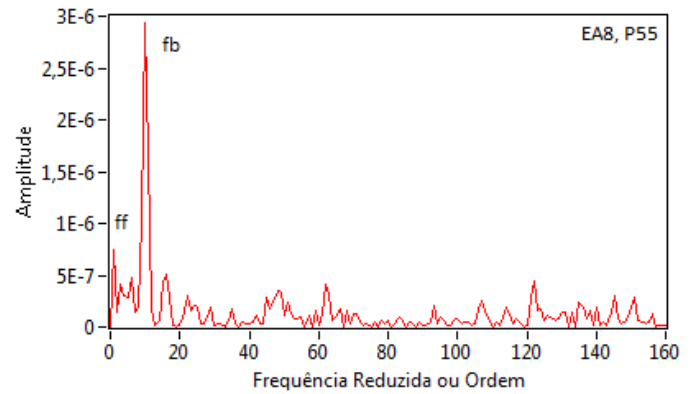


Figura 50 – Sensor de emissão acústica em $v=6$ na potência 55MW (à direita) [22]

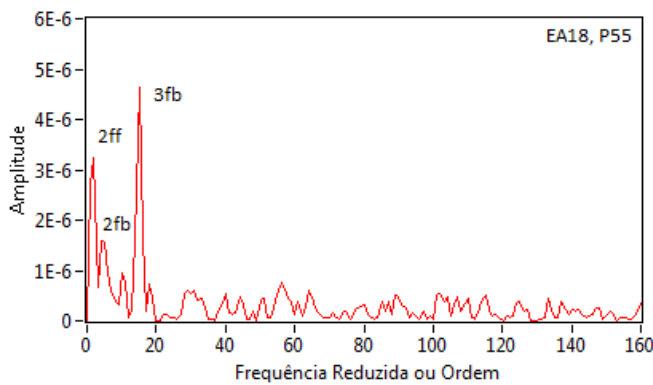


Figura 51 – Sensor de emissão acústica em $v=22$ na potência 55MW (à esquerda) [22]

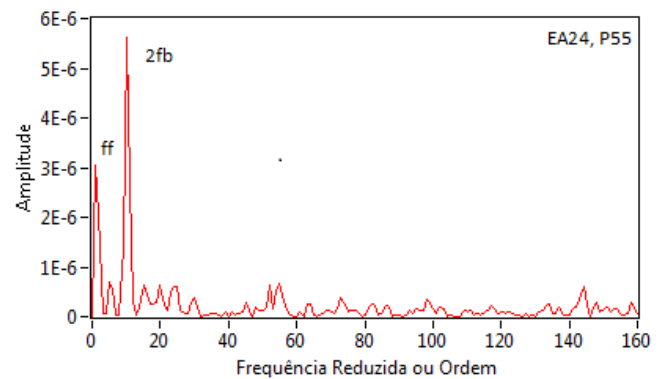


Figura 52 – Sensor de emissão acústica em $v=24$ na potência 55MW (à direita) [22]

Como critério para avaliarmos as amplitudes dos picos dos sinais de cada sensor, estipulamos um limite mínimo de amplitude de pico de 50% da amplitude máxima da potência analisada. Ou seja, os sinais de um determinado sensor que esteja abaixo deste limite, não serão analisados. A seguir é feita uma tabela com os sensores que tiveram as amplitudes máximas acima do limite, com a máquina operando na potência de 55 e 50 MW.

Palheta do distribuidor	Nome do sensor
2	EA14
6	EA8
22	EA18
24	EA24

Palheta do distribuidor	Nome do sensor
5	EA7
6	EA8
17	EA21
23	EA23
24	EA24

Tabela 11 - Sensores de maior amplitude para uma potência $P=55\text{MW}$ (à esquerda)

Tabela 12 - Sensores de maior amplitude para uma potência $P=50\text{MW}$ (à direita)

Esse critério foi utilizado em todas as potências estudadas. Com isso foi possível fazer uma análise das maiores amplitudes em cada potência, em quais sensores ocorreram e em quais sensores foram detectadas a maior ocorrência. Acredita-se que o aumento da amplitude dos sinais está relacionado com a severidade da cavitação.

Abaixo é ilustrado um esquema da distribuição espacial das palhetas diretrizes, cujos sensores de emissão acústica tiveram sinais de maior amplitude, em outras palavras, o esquema identifica as possíveis zonas aonde a cavitação ocorreu com mais intensidade e aonde ela foi identificada mais vezes. Os sensores com círculos vermelhos são aqueles que tiveram amplitudes altas (>50% da máxima) para mais de duas potências, e os com círculos verdes são aqueles em que as altas amplitudes só ocorreram apenas para duas potências. Os sensores que não foram destacados tiveram seu sinal inferior ao critério utilizado, ou as amplitudes altas só apareceram em uma potência.

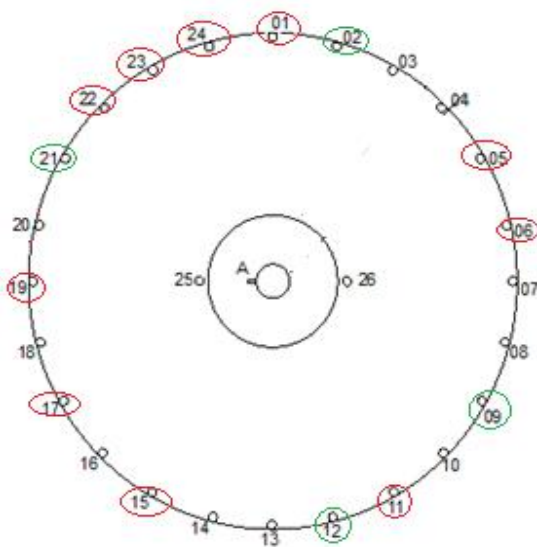


Figura 53 – Representação das palhetas com maior possibilidade de ocorrência de cavitação [22]

A tabela apresentada abaixo foi preenchida com os valores da máxima amplitude encontrada em cada potência estudada, identificando as palhetas (em vermelho) em que ocorreram.

P(MW)	Palheta do distribuidor (emissão acústica)											Amplitude máxima (V ² /Hz)
05	9	11	5	6	15	22	19	23	24			4,0E-7
10	15	1	21	19	23							9,0E-7
15	5	6	15	2	21	23	24					6,0E-7
20	11	5	15	1	19	17	23					8,0E-7
25	9	11	12	5	6	15	1	22	17	23	24	4,5E-8
30	11	5	6	15	1	22	19	23	24			5,0E-8
35	6	22	19	23								1,6 E-7
40	5	6	2	22	23	24						3,0E-7
45	5	23	24									2,25E-6
50	5	6	17	23	24							2,5E-6
55	6	2	22	24								6,0E-6

Tabela 13 – Amplitude máxima de cada potência medida [22]

Através de um gráfico no Excel, é possível visualizar melhor a variação da máxima amplitude do sinal processado em função da sua respectiva potência.

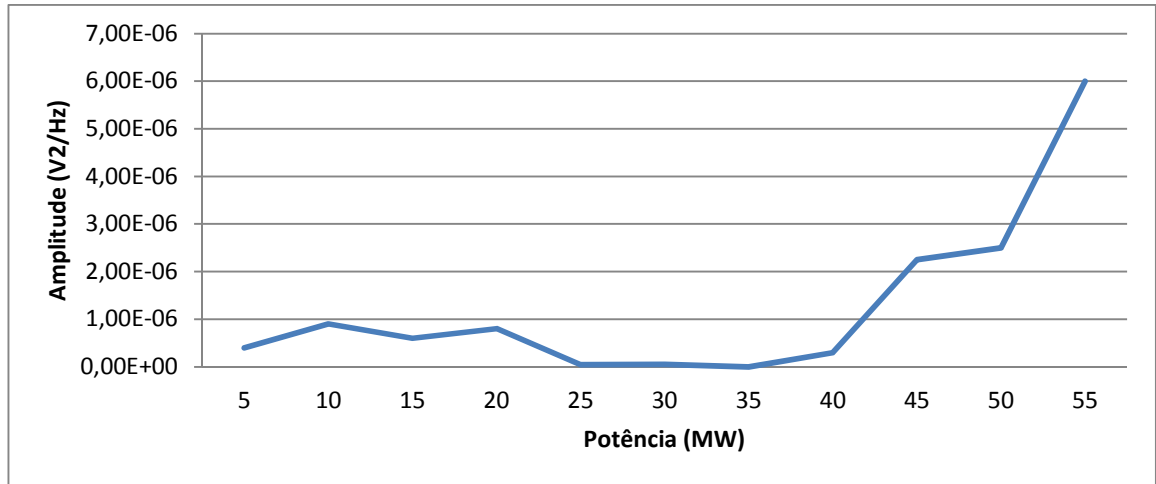


Figura 54 – Gráfico da Amplitude Máxima do Sinal x Potência

Podemos verificar então que as palhetas 22, 23 e 24 são as mais suscetíveis à cavitação, e a máxima amplitude encontrada no geral foi quando a unidade geradora estava operando em sua potência máxima. Esse resultado é um tanto inesperado, visto que a cavitação ocorre com mais intensidade no ponto de operação no qual o hidrogerador foi projetado.

8.6.2. Análise dos sinais dos Acelerômetros e do sensor de Pressão

Os acelerômetros e o sensor de pressão possuem a mesma faixa de potência do sensor de emissão acústica, em que o sinal é desprezível, $25\text{MW} \leq P \leq 40\text{MW}$. Fora desta faixa, os sinais apresentam predominantemente picos com valores múltiplos de f_b . As amplitudes das frequências moduladoras são muito sensíveis às condições de operação. Por exemplo, a figura 55 à esquerda não apresenta sinal para uma potência 15MW, mas a mesma figura à direita apresenta componentes na frequência relacionadas com as características da turbina para uma potência 55MW. Assim, percebe-se claramente o efeito da carga, isto é, quando aumenta, alguns picos aparecem e crescem.

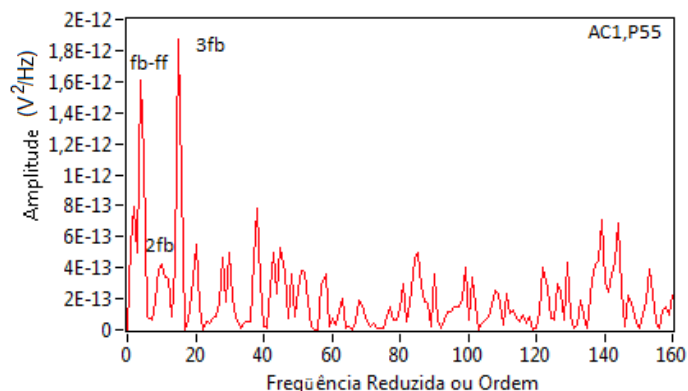
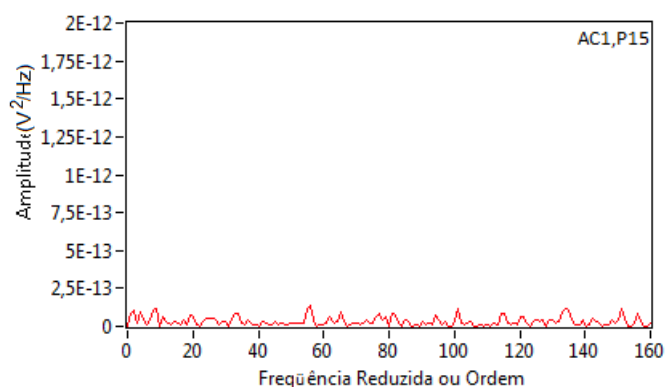


Figura 55 – Espectro da modulação para acelerômetro AC1, potências 15MW e 55 MW [22]

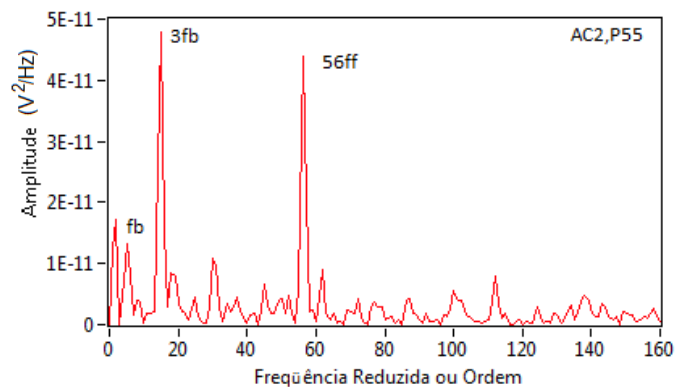
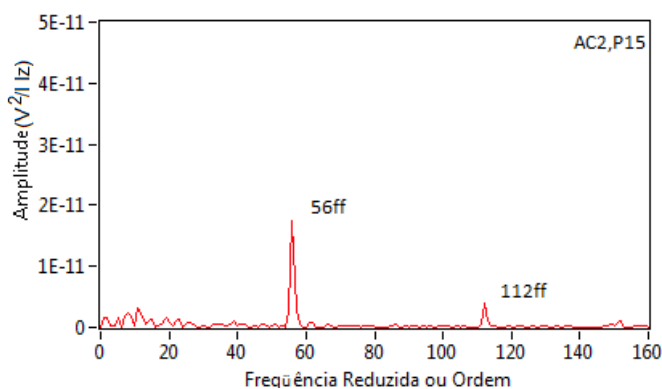


Figura 56 – Espectro da modulação banda para acelerômetro AC2, potências 15MW e 55 MW [22]

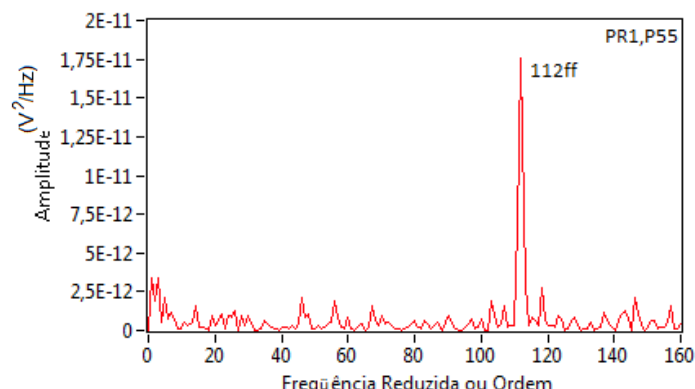
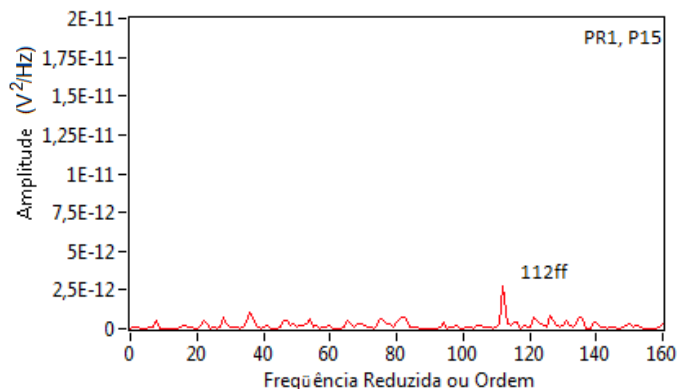


Figura 57 – Espectro da modulação para sensor de pressão PR1, potências 15MW e 55 MW [22]

Das figuras 56 e 57 pode-se observar que o acelerômetro AC2 e o sensor de pressão PR1 apresentam componentes na frequência muito próximo a múltiplos de 60Hz. Por exemplo, na figura 56 observa-se uma componente $56f_f$ ($\approx 120\text{Hz}$), similarmente a figura 57 apresenta outra componente em $112f_f$ ($\approx 240\text{Hz}$), as quais podem ser originadas por algum tipo de ruído elétrico. Conforme dito

anteriormente, ainda não se tem evidenciado claramente se a utilização do sensor de pressão traz alguma vantagem na detecção da cavitação nas turbinas Kaplan, e sim apenas como um parâmetro identificador relacionado com o resultado de outros sensores.

9. Conclusão

Destacamos neste trabalho a importância do estudo da cavitação em turbinas hidráulicas afim de evitar efeitos indesejáveis como erosão, altas vibrações e queda no rendimento da máquina. Como no Brasil, a grande maioria das hidrelétricas utilizam turbinas do tipo Francis, grande parte dos estudos de cavitação são direcionados a ela. Recentemente, muitos projetos de usina hidrelétrica estão sendo realizados em uma geografia diversificada, com baixas quedas e altas vazões, abrindo cada vez mais as portas para as turbinas Kaplan e Bulbo.

Como resultado encontrado na análise de cavitação na turbina Kaplan da UHE Pedacinho do Céu, podemos ressaltar o quanto é importante o ajuste dos ângulos das pás do rotor. Além de melhorar o rendimento da turbina para uma ampla faixa de operação, reduz os riscos de cavitação quando operadas fora do ponto de projeto. Isto é explicado principalmente pela não ocorrência de cavitação do tipo vórtice de núcleo, que é encontrada nas turbinas Francis quando operada em cargas parciais. Lembrando que esse tipo de cavitação não ocorre nas Kaplan devido à movimentação das pás do rotor que direciona melhor o fluxo da água na saída das pás.

A partir dos resultados da análise, também verificamos que a cavitação ocorre com mais intensidade juntamente com o aumento da vazão, que por sua vez aumenta a velocidade do fluido. O ponto aonde os sinais indicam maior intensidade de cavitação ocorre justamente na potência máxima de operação da turbina.

Através da análise também foi encontrado uma faixa de potência (25 MW a 40 MW, referentes a 46,3% a 74% da potência máxima) aonde o ruído da cavitação é pequeno e desprezível. A partir deste resultado é recomendável que a turbina, sempre que possível, opere nesta faixa. Por exemplo, quando a demanda de energia para duas turbinas Kaplan for de 54 MW, ao invés de uma turbina operar em sua potência máxima e a outra ficar desligada, as duas podem operar a 27 MW. Porém, é valido destacar que o controle de operação de uma usina hidrelétrica não é tão simples. É necessário atender a demanda de energia estipulada pelo ONS e ter o controle da vazão do fluxo do rio tais como: vazão mínima, acúmulo de água no reservatório para épocas de seca, controle de vazão de rio quando existem usinas em cascata.

10. Referências

- [1] GONÇALVES, B. H. B. - *Estudo Comparativo da Resistência à Erosão por Cavitação do Metal de Solda* - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, 2007.
- [2] MAZARINI, J. A. F. e OLIVEIRA, M. V. A. – *Monitoramento de Vibrações em Hidrogeradores* - Projeto de Graduação em Eng. Mecânica, Centro Universitário Católica Salesiano Auxilium, Araçatuba, 2009.
- [3] DE FALCO, R. – *Turbinas Hidráulicas*, Apostila de Máquinas de Fluxo II - Universidade Federal do Rio de Janeiro.
- [4] HALLIDAY – *Fundamentos de Física*, vol.3, 8 edição
- [5] ATLAS DE ENERGIA HIDRÁULICA – *Energia Hidráulica*, Fontes Renováveis – Aneel.
- [6] ONS – Operador Nacional do Sistema Elétrico, disponível em: < www.ons.org.br >
- [7] ANEEL – Agencia Nacional de Energia Elétrica, disponível em: < www.anel.gov.br >
- [8] FACURI, M. F. - *A Implantação de Usinas Hidrelétricas e o Processo de Licenciamento Ambiental: A Importância da Articulação entre os Setores Elétricos e de Meio Ambiente no Brasil* – Programa de Pós-Graduação em Eng. da Energia, Universidade Federal de Itajubá, 2004.
- [9] TOSHIBA – *Catálogo Turbinas*
- [10] SOARES, R. L. – *Projeto Conceitual de uma Turbina Hidráulica a ser utilizada na Usina Hidrelétrica Externa de Henry Borden* - Projeto de Graduação em Eng. Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2013.
- [11] MOREIRA, R. H. C. e KAKAZU, T. K. – *Cavitação em bocal de uma turbina Pelton* - Universidade Estadual de Campinas, 2010.
- [12] LIMA, F. – *Tipos de Turbinas Hidráulicas aplicada às pequenas, mini e microcentrais hidráulicas*, 2013.
- [13] NAUPA, R. M. P. – *Monitoramento e Diagnose de Cavitação em Turbinas Hidráulicas Utilizando Técnicas de Vibração e Acústica* – Projeto de Pós-Graduação em Eng. Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1995.
- [14] LOPES, G. L. A. – *A cavitação nas Turbinas Hidráulicas*, 1º edição - 1989

- [15] DE FALCO, R. e MATTOS, E. E. – *Bombas Industriais* , 2ª edição - Universidade Federal do Rio de Janeiro, 1998.
- [16] COELHO, W. R., *Análise do Fenômeno de Cavitação em Bomba Centrífuga* – Projeto de Pós Graduação em Eng. Mecânica, Universidade Estadual Paulista, 2006.
- [17] RIBAS, F.A.C. – *Otimização da Geração de Energia em Centrais Hidrelétricas* – Simpósio de Especialistas em Operação de Centrais Hidrelétricas, Tractebel.
- [18] FRANCHI, M. C.; CAMARGO, V. L. A. – *Controladores Lógicos Programáveis: Sistemas Discretos*. 2º edição - Sao Paulo, 2009.
- [19] LIU, SU-YI e WANG, SHU WQING – *Cavitations Monitoring and Diagnosis of Hydropower Turbine on line based on Vibration and Ultrasound Acoustic Turbine on line based on Vibration And Ultrasound Acoustic* - Proceedings of the Sixth International Conference on Machine Learning and Cybernetics, Hong Kong, 2007.
- [20] LIMA, A.K.F. – *Análise do Escoamento uma Unidade Hidrogeradora da Usina Hidrelétrica de Tucuruí* – Projeto de Graduação em Eng. Mecânica, Universidade Federal do Pará, 2011.
- [21] ESCALER, X. – *Detections of Cavitation in Hidraulic Turrbines* - Universitat Politecnica de Catalunya, Espanha, 2004.
- [22] M&D – MONITORAÇÃO E DIAGNOSE – Relatório Técnico nº : M & D – 3.1/0110/11, 2011.

11. Anexos

- Algoritmo utilizado no MATLAB para plotagem do sinal no tempo, processamento do sinal para o domínio da frequência e, posteriormente seu gráfico.

11/09/13 18:40

MATLAB Command Window

1 of 1

```
>> % Algoritmo para plotar o gráfico do sinal no tempo.
>> %
>> %
>> sinal=importdata('C:\Users\Rana e Rebeca\ufrj\ufrj\Projeto Final\medições\Medias
Turbinakaplan 2010\kaplan Simple 2010\sinais eal.txt');
>> Fs=2000000;
>> tempo=0:1/Fs:0.466382;
>> plot(tempo,sinal);
>> title('Sinal no tempo');
>> xlabel('Tempo (s)');
>> ylabel('Amplitude');
>>
>> % Algoritmo para plotar o gráfico do Espectro da frequência do sinal.
>> %
>> %
>> x=sinal;
>> [X,freq] = fftf(x,Fs);
>>
```

```
% Função que faz a Transformada de Fourier de um sinal e o plota no domínio  
% da frequência.
```

```
%
```

```
% function [X,freq] = fftf (x,Fs)
```

```
%
```

```
% Variáveis de entrada:
```

```
% x - Sinais de entrada
```

```
% Fs - Frequência de amostragem
```

```
% Variáveis de saída:
```

```
% X - Módulo do sinal no domínio da frequência
```

```
% freq - Vetor de frequência
```

```
function [X,freq] = fftf (x,Fs)
```

```
N=length(x);
```

```
k=0:N-1;
```

```
T=N/Fs;
```

```
freq=k/T;
```

```
X=fftn(x)/N;
```

```
corte_freq=ceil(N/2);
```

```
X=X(1:corte_freq);
```

```
plot(freq(1:corte_freq),abs(X));
```

```
title('Espectro da Frequência');
```

```
xlabel('Frequência (Hz)');
```

```
ylabel('Amplitude');
```