

RENATO VENTURATTO JUNIOR

**OTIMIZAÇÃO PARAMÉTRICA CONSIDERANDO INTERAÇÃO
FLUIDO-ESTRUTURA DE UM PRÉ-DISTRIBUIDOR DE TURBINA
HIDRÁULICA**

Monografia apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para a obtenção do título de Bacharel em
Engenharia Mecatrônica.

São Paulo

2012

RENATO VENTURATTO JUNIOR

**OTIMIZAÇÃO PARAMÉTRICA CONSIDERANDO INTERAÇÃO
FLUIDO-ESTRUTURA DE UM PRÉ-DISTRIBUIDOR DE TURBINA
HIDRÁULICA**

Monografia apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para a obtenção do título de Bacharel em
Engenharia Mecatrônica.

Área de Concentração:
Engenharia Mecatrônica

Orientador:
Prof. Dr. Emílio Carlos Nelli Silva

São Paulo
2012

FICHA CATALOGRÁFICA

Venturatto Junior, Renato

Otimização paramétrica considerando Interação fluido-estrutura de um pré-distribuidor de turbina hidráulica / R, Venturatto Junior. – São Paulo, 2012.

103p.

Trabalho de Formatura – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos.

1. Turbinas hidráulicas (Otimização) 2. Interação fluido-estrutura (Simulação computacional) 3. Método dos elementos finitos I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos II. T.

Aos meus pais, Renato e
Elisabete.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos os colegas que ajudaram direta ou indiretamente neste trabalho e à minha família pelo apoio prestado durante toda a graduação. Realmente não teria sido possível ter a grande honra e responsabilidade de ser engenheiro sem a ajuda deles.

Não poderia deixar de agradecer especialmente ao Prof. Dr. Emílio Carlos Nelli Silva por acreditar e incentivar a realização deste trabalho, com todas as críticas que o tornaram cada vez melhor.

Aos colegas do laboratório de otimização agradeço pela companhia e sugestões nas manhãs, tardes e noites dedicadas a esse trabalho.

Ao colega Sandro Vatanabe agradeço o apoio fundamental na parte da simulação acústica e ao colega Felipe Langellotti agradeço pela paciência com todas as dúvidas, pelas brilhantes sugestões e pela empolgação com os bons resultados como se o trabalho fosse também seu.

*“Descendemos dos macacos!
Querido, tomara que não seja verdade,
mas, se for, rezemos para que isso
não se torne conhecido”.*

Observação atribuída à esposa
do bispo de Worcester após
explicarem a ela a teoria da evolução
de Darwin.

RESUMO

Vibrações em turbinas hidráulicas podem surgir devido ao formato do perfil de algumas de suas peças (pré-distribuidores, pás do rotor, palhetas diretrizes) não ser o mais adequado do ponto de vista dos efeitos da Interação Fluido-Estrutura (FSI) no desempenho do equipamento. Em outras palavras, o formato dessas peças influencia na rigidez do conjunto e nos modos de vibrar e frequências naturais a que a estrutura estará sujeita devido à sua interação com o fluido viscoso (água) ao seu redor.

O objetivo deste trabalho é avaliar através de uma simulação computacional qual o melhor formato do perfil de um pré-distribuidor de turbina Francis – obtido através de algoritmo de otimização - de modo a evitar que a frequência de ressonância da estrutura seja similar a da emissão de vórtices gerados pelo escoamento ao interagir com a estrutura. Para isso, foi utilizado o software comercial Ansys Mechanical para a análise estrutural através do Método dos Elementos Finitos (MEF), o módulo CFX do mesmo software, que cuida da dinâmica do escoamento (aplicando a análise CFD – Computational Fluid Dynamics) e o otimizador Mode Frontier, que trabalha para encontrar a estrutura mais eficiente variando-se os parâmetros pré-determinados da geometria da peça.

Palavras-chave: Turbinas Hidráulicas, Otimização Paramétrica, Interação Fluido-estrutura, Método dos Elementos Finitos, Simulação Computacional.

ABSTRACT

Vibrations in hydraulic turbines may arise because the shape of the profile of some of its parts (such as stay vanes, blade runners, guide vanes) is not the most appropriate when considering the effects of the fluid-structure interaction in the equipment performance. In other words, the shape of these parts influences the stiffness of the set and the mode shapes and natural frequencies of the structure due to its interaction with the viscous fluid (water).

The objective of this study is to evaluate through a computational simulation which is the best format of the profile of a Francis Turbine stay vane – obtained from an optimization algorithm - that has the natural frequencies far from the frequencies of vortex emission generated by flow while interacting with the structure. It was used, for this purpose, the software ANSYS Mechanical to perform the finite element method (FEM) structural analyses, the CFX module of the same software to perform the Computational Fluid Dynamics (CFD) analyses and the optimization software Mode Frontier, to find the most efficient structure varying some chosen parameters of the stay vanes geometry.

Key-words: Hydraulic Turbines, Parametric Optimization, Fluid-Structure Interaction, Finite Element Method, Computational Simulation.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Esquema geral de usina hidrelétrica e indicação das seções de montante (seção 1) e jusante (seção 2). Adaptado de Wikipédia (2012).	18
Figura 2: Componentes de Turbina Hidráulica (Turbina Francis – Usina de Três Gargantas). Adaptado de Gissoni (2005).	18
Figura 3: Pré-distribuidor de 3 Gargantas. Adaptado de IESA (2012).	19
Figura 4: Aproveitamento do Potencial Hidrelétrico Brasileiro, por Região (%) Adaptado de EPE (2007).	20
Figura 5: Primeira modificação no perfil do bordo de fuga das travessas (stayvanes) da UHE Capivara. Adaptado de Kurihara (2007).	26
Figura 6: Segunda modificação no perfil do bordo de fuga das travessas (stayvanes) da UHE Capivara, com redução para 8mm da espessura da aresta de saída. Adaptado de Kurihara (2007).	26
Figura 7: Comparação dos sinais medidos antes e após a última intervenção. (Kurihara, 2007).	27
Figura 8: Trincas detectadas em 9 travessas da UG 19 (6 seccionadas) durante parada para manutenção em Dezembro de 2012. Fonte: CESP.	27
Figura 9: Propostas de modificação do perfil das travessas da UG 19 e a comparação com o perfil original. Fonte:CESP.	28
Figura 10: Distribuição das travessas no pré-distribuidor da UG 19 e indicação de cada perfil adotado durante a realização dos ensaios. Fonte:CESP.	28
Figura 11: Análise modal experimental em ar das travessas da UG 19. Fonte:CESP.	29
Figura 12: Resultados obtidos para os 4 primeiros de vibrar (em ar) Fonte: CESP.	29
Figura 13: Extensômetros fixados na travessa. Fonte:CESP.	30
Figura 14: Resultados obtidos a partir dos extensômetros Fonte:CESP.	31
Figura 15: Pico na ressonância para sistema de 1 grau de liberdade e amortecimento 2,5% (Gissoni,2005).	38
Figura 16: Figura para cálculo da velocidade da equação (2.10) (Gissoni, 2005).	40
Figura 17: Fatores para placa biengastada. Adaptado de Blevins (1995).	43

Figura 18: Exemplo de como o campo estrutural influencia no campo fluídico e vice-versa.....	45
Figura 19: Exemplo de sistema estrutural contínuo tratado como discreto. (Silva,2010).	46
Figura 20: Exemplo clássico de otimização paramétrica. (Silva,2010).	48
Figura 21: Fluxograma com a metodologia computacional de otimização.....	51
Figura 22: Desenho com dimensões da seção transversal da travessa do pré-distribuidor. Fonte: CESP	51
Figura 23: Modelo computacional do perfil travessa da Figura 22.....	52
Figura 24: Elemento PLANE182 utilizado na malha estrutural 2D. Adaptado de ANSYS (2009b).....	52
Figura 25: Elemento utilizado para malha da travessa no domínio 3D. Adaptado de ANSYS (2009b).....	53
Figura 26: Elemento utilizado para malha do fluido ao redor da travessa no domínio 2D. Adaptado de ANSYS (2009b).	54
Figura 27: Elemento utilizado para malha do fluido ao redor da travessa no domínio 3D. Adaptado de ANSYS (2009b).	54
Figura 28: Aplicação de força distribuída em linha da geometria (destacada em vermelho) representando o efeito do vórtice. Seta indica vetor resultante.....	55
Figura 29: Flexão da travessa para força distribuída de 98,6 Hz.....	56
Figura 30: Torção da travessa para força distribuída de 206,6 Hz.	56
Figura 31: Gráfico de Deformação Total da Estrutura(m) em função do tempo(s) para o caso da Figura 29. O aumento progressivo dos deslocamentos com o tempo permite verificar a ocorrência da ressonância.	57
Figura 32: Gráfico de Deformação Total da Estrutura(m) em função do tempo(s) para o caso da Figura 30 . O aumento progressivo dos deslocamentos com o tempo permite verificar a ocorrência da ressonância.	57
Figura 33: Detalhe do descolamento do escoamento do perfil original da travessa.....	59
Figura 34: Figura anterior mostrando os contornos da travessa.....	59
Figura 35: Detalhe da aresta de saída indicando velocidade próxima à zero do escoamento.....	60
Figura 36: Fluxograma para estratégia de simulação FSI. Adaptado de Silva (2011).....	61

Figura 37: Detalhe da região da travessa próxima ao domínio fluido (que aparece com as linhas da malha). As 8 camadas mostram uma transição suave das velocidades desde a região em contato com a estrutura.	62
Figura 38: Malha do domínio fluido associada à geometria original, com 3,6 milhões de elementos.....	62
Figura 39:Características de frequências da travessa original.	65
Figura 40: Diagrama de colina das UGS 05 a 20 da UHE Ilha Solteira. Fonte:CESP.	66
Figura 41: Esquema demonstrando os parâmetros adotados na otimização,indicados sobre a geometria original.....	67
Figura 42:Diagrama do <i>Workflow</i> do Mode Frontier.	68
Figura 43: Vista frontal da malha Gerada para a travessa no ar.	70
Figura 44: Modelo de MEF com 4149 elementos e faces superior e inferior engastadas.....	71
Figura 45: 1º Modo - Freq. 98,6Hz.	71
Figura 46: 2º Modo - Freq. 206,3Hz.....	71
Figura 47: 3º Modo - Freq. 266,3Hz.....	72
Figura 48: 4º Modo - Freq. 435,8Hz.....	72
Figura 49:Condições de contorno para o modelo construído para simulação acústica.	73
Figura 50: Os três tipos de elementos utilizados na análise acústica: estrutural (tipo 1), fluido com estrutura (tipo 2) e fluido sem estrutura (tipo 3).	74
Figura 51: 1º Modo - Freq. 71,2Hz.....	74
Figura 52: 2º Modo - Freq. 174,1Hz.....	74
Figura 53: 3º Modo - Freq. 204,2Hz.....	75
Figura 54: 4º Modo - Freq. 369,3Hz.....	75
Figura 55: Matriz de correlações para o problema de otimização estudado. As variáveis na horizontal, a cima, estão no eixo x de cada um dos gráficos. Analogamente, as variáveis na vertical, à esquerda, estão no eixo y de cada um dos gráficos.....	78
Figura 56: Gráfico de Modo1XModo2 do problema de otimização em questão. Ponto escolhido em destaque.	79
Figura 57: Trecho da tabela com as variáveis de projeto definidas pelo otimizador. O ponto escolhido está com o <i>check box</i> habilitado.	79

Figura 58: Modelo da travessa otimizada. Visão geral.	80
Figura 59: Detalhe da travessa otimizada mostrando a aresta de saída.	80
Figura 60: Vetores velocidade do escoamento na região da aresta de saída da estrutura otimizada.	81
Figura 61: Distribuição de velocidades ao redor da travessa. Novamente, região de velocidade próxima de zero na aresta de saída.	82
Figura 62: Linhas de corrente ao redor da travessa.	82
Figura 63: Características de frequências da travessa otimizada.	83
Figura 64: Deslocamento Máximo Total da Malha na direção Z.	85
Figura 65: Gráfico anterior com tempo a partir de 0,04s.	85
Figura 66: Deslocamento Máximo Total da Malha na direção X.	86
Figura 67: Deslocamento Máximo Total da Malha na direção Z.	87
Figura 68: Gráfico anterior com tempo a partir de 0,04s.	87

LISTA DE TABELAS

Tabela 1:Dados geométricos da UG 19.....	69
Tabela 2: Alteração das frequências naturais da travessa com a mudança do tamanho do domínio fluido.	75
Tabela 3:Comparação dos valores obtidos pelo MEF com os experimentais para a travessa 12 da UG 19 de Ilha Solteira.....	76
Tabela 4: Comparação dos valores obtidos analiticamente e através do MEF.	76
Tabela 5:Razão entre frequencia natural na água e no ar para a travessa 12 da UG 19 de Ilha Solteira	77

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CFD - Computational Fluid Dynamics

FSI – Fluid-Structure Interaction

MEF – Método dos Elementos Finitos

UHE – Usina Hidrelétrica

UG – Unidade Geradora

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	17
1.1	Turbinas Hidráulicas	17
1.2	Simulação e Otimização em Turbinas Hidráulicas	19
1.3	Justificativa.....	22
1.4	Objetivos	23
1.5	Revisão Bibliográfica	23
2	FORMULAÇÃO TEÓRICA	33
2.1	Modelagem Computacional.....	33
2.1.1	<i>Simulação Acústica.....</i>	<i>34</i>
2.1.2	<i>Dinâmica dos Fluidos Computacional.....</i>	<i>35</i>
2.2	Frequência de emissão de vórtices	38
2.3	Frequências naturais para vigas.....	41
2.3.1	<i>Viga de Euler-Bernoulli</i>	<i>41</i>
2.3.2	<i>Teoria das placas finas</i>	<i>42</i>
2.3.3	<i>Massa adicional.....</i>	<i>44</i>
2.4	Interação Fluido Estrutura	45
2.5	Otimização	46
2.5.1	<i>Abordagens na otimização.....</i>	<i>47</i>
3	MODELO COMPUTACIONAL.....	49
3.1	Metodologia de otimização.....	49

3.2	Geometria.....	51
3.3	Elementos Utilizados no ANSYS para análise modal.....	52
3.4	Simulação de Interação Fluido-Estrutura.....	54
3.4.1	<i>Análise transiente da estrutura isolada.....</i>	<i>55</i>
3.4.2	<i>Análise CFD isolada.....</i>	<i>58</i>
3.4.3	<i>Análise de Interação Fluido-Estrutura Transiente Completa.....</i>	<i>60</i>
4	OTIMIZAÇÃO	64
4.1	Características do problema	64
4.2	Configuração do Mode Frontier	67
5	RESULTADOS	70
5.1	Análise Modal – Travessa no Ar.....	70
5.2	Análise Modal – Travessa na Água.....	72
5.3	Otimização	77
5.4	CFD Isolado	80
5.5	Interação Fluido-Estrutura Transiente.....	83
6	CONCLUSÕES	88
7	REFERÊNCIAS	90
	ANEXO A – SIMULAÇÃO ACÚSTICA TRAVESSA	93

1 INTRODUÇÃO

1.1 Turbinas Hidráulicas

O aproveitamento do uso da energia presente no escoamento da água é feito há muito tempo pelo homem. Desde as rodas d'água na antiguidade até as turbinas hidráulicas, a evolução da tecnologia tornou possível extrair cada vez mais potência dos diferentes dispositivos utilizados.

As Turbinas Hidráulicas são máquinas especialmente usadas em usinas hidrelétricas com o intuito de transformar a energia hidráulica em energia mecânica.

Pode-se quantificar a energia hidráulica disponível para ser transformada na turbina em termos da queda líquida (Andritz, 2011).

$$H_L = z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} - \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \right) \quad (1.1)$$

Onde:

z_i é a altura do fluido em relação a um referencial horizontal, representando a energia potencial na posição i do escoamento;

p_i é a pressão do fluido na posição i do escoamento, representando a energia de pressão;

γ é o peso específico do fluido (relação entre peso e volume);

v_i é a velocidade do fluido na posição i do escoamento.

Conforme pode ser visto na Figura 1, a seção 1 está a jusante da turbina (ou seja, em um ponto anterior ao rotor no fluxo da água) e a seção 2 a montante (em um ponto posterior ao rotor).

Quando se considera a formação de um reservatório para uma usina hidrelétrica, o termo z é alto a montante da turbina. Com as comportas abertas, o fluxo de água segue pelo conduto forçado, caixa espiral, pré-distribuidor e paletas diretrizes (onde o fluxo é corrigido para entrar em ângulo mais adequado nas pás) e passa pelo rotor até chegar ao tubo de sucção. Nesse trajeto, a energia potencial (termo z) diminui e é transferida para as energias de pressão e velocidade. No rotor,

a energia do escoamento faz rotacionar o eixo do conjunto turbina+gerador. No gerador, a energia mecânica é transformada em energia elétrica, passa pelos transformadores elevadores e segue para subestação e linha de transmissão.

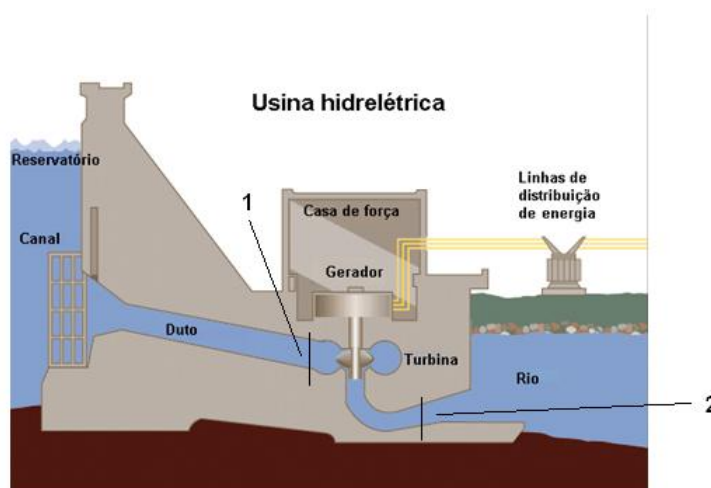


Figura 1: Esquema geral de usina hidrelétrica e indicação das seções de montante (seção 1) e jusante (seção 2). Adaptado de Wikipédia (2012).

Alguns componentes da turbina hidráulica podem ser vistos na Figura 2.

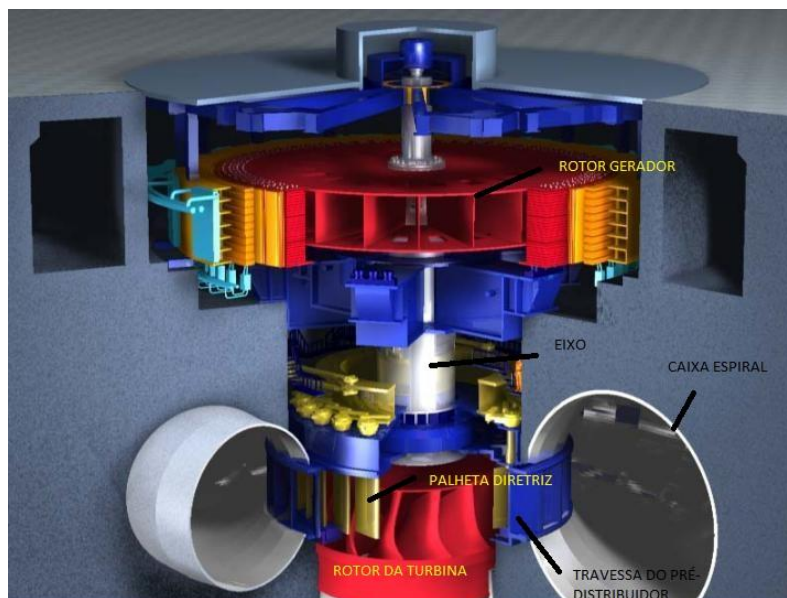


Figura 2: Componentes de Turbina Hidráulica (Turbina Francis – Usina de Três Gargantas). Adaptado de Gissoni (2005).

O presente trabalho destaca um dos componentes da turbina hidráulica: o pré-distribuidor. Na Figura 3 pode-se ver um exemplo:

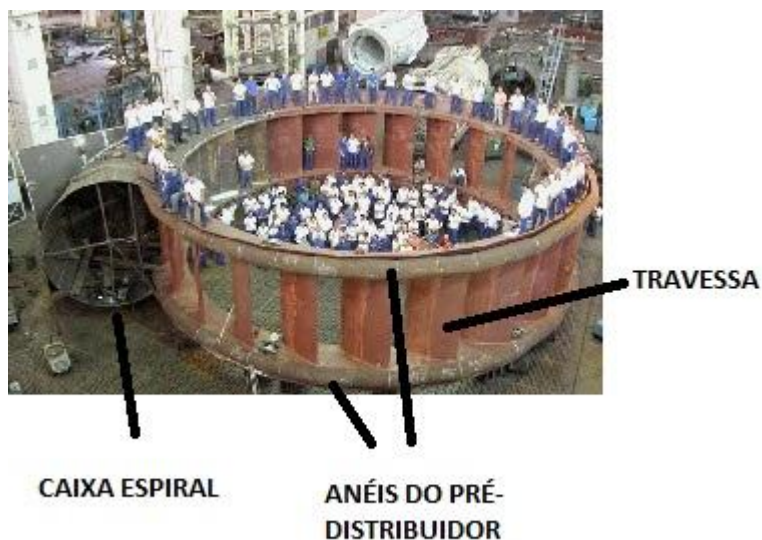


Figura 3: Pré-distribuidor de 3 Gargantas. Adaptado de IESA (2012).

Dentre suas funções, pode-se destacar:

- Proporcionar ângulo adequado de entrada no rotor;
- Evitar que a caixa espiral se “abra” devido à pressão de água;
- Transmitir esforços da turbina para fundações de concreto (pois o pré-distribuidor está fixo à caixa espiral, que, por sua vez, está apoiada sobre a fundação de concreto da usina).

1.2 Simulação e Otimização em Turbinas Hidráulicas

Sabe-se que o desenvolvimento da capacidade do setor energético é vital para o crescimento econômico. A hidroeletricidade é, especialmente no Brasil, um meio extremamente importante para se alcançar esse desenvolvimento. Segundo MME (2007), apenas 30% do potencial hidrelétrico está desenvolvido, o que representa, em termos de potência instalada, 70961 MW (Plano Decenal de Expansão de Energia Elétrica – PDEE 2006-2015). Cerca de 24050 MW (34% do

total), está em usinas hidrelétricas com mais de 20 anos de operação comercial (EPE, 2008).

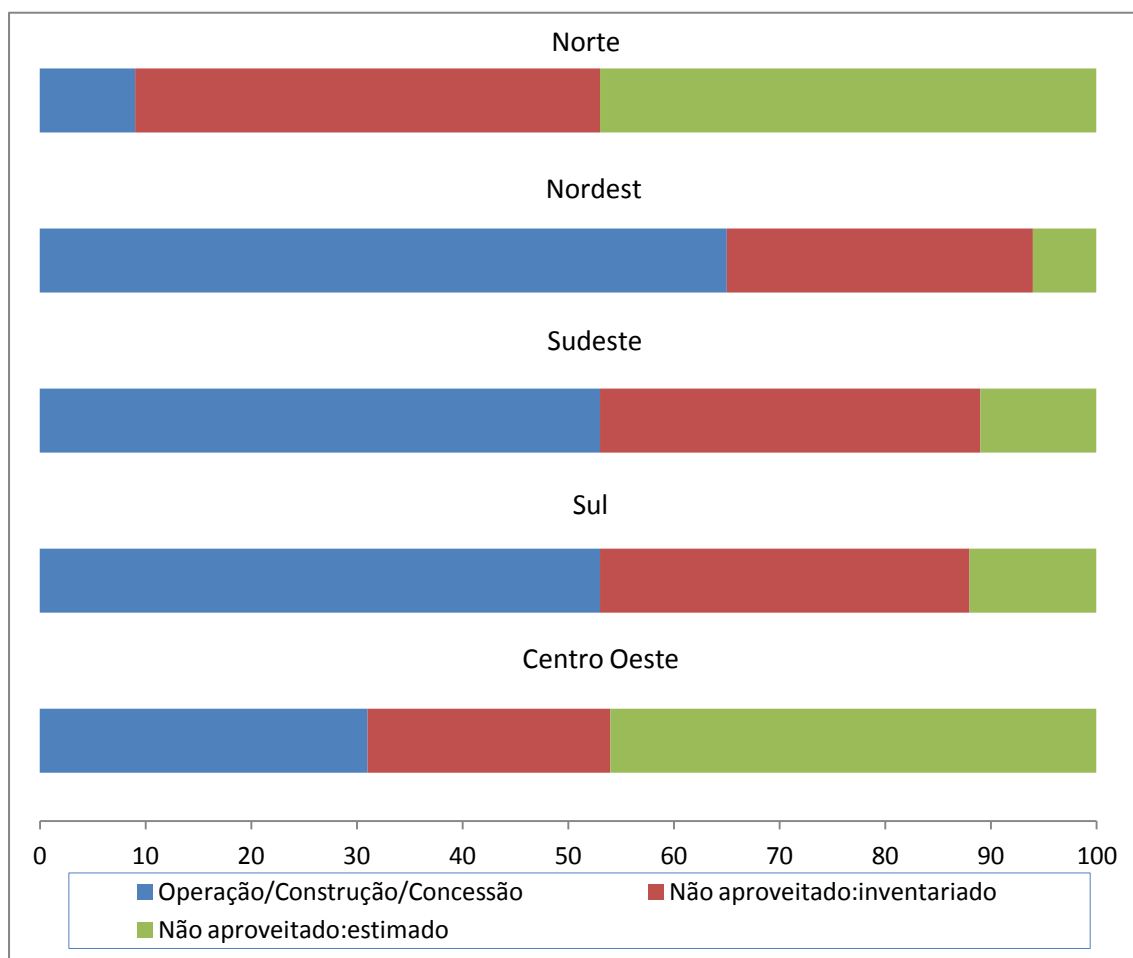


Figura 4: Aproveitamento do Potencial Hidrelétrico Brasileiro, por Região (%)
Adaptado de EPE (2007).

Dessa forma, parte considerável das máquinas em operação nas usinas brasileiras está hoje sujeita a desgastes em pás de rotores e pré-distribuidores devido ao longo tempo de exposição aos esforços causados pelo escoamento de água.

A erosão por cavitação é um dos fenômenos que diminui a vida útil à fadiga de peças sujeitas a um campo de pressão variável, podendo contribuir para a formação de buracos e trincas nessas peças com o prolongado tempo de operação (Lira e Filippin, 2001).

Vibrações em pré-distribuidores podem surgir devido à formação de vórtices de Von Karman (Sousa et al., 2009) que ocorrem, basicamente, por conta do descolamento do escoamento de água da superfície das travessas. Nesse caso,

tanto o desgaste da peça com o tempo (a remoção de material altera as características geométricas originais) quanto um projeto mal feito do perfil podem ser as causas da emissão de vórtices.

Esse tipo de problema foi constatado na UHE Capivara, onde um trabalho empírico de modificação do perfil hidráulico (Kurihara et al.,2007), com medições em campo para avaliação dos resultados foi realizado.

Procedimento semelhante foi adotado na Usina de Ilha Solteira, onde a adoção de um perfil modificado para as travessas eliminou as ressonâncias a que a peça estava submetida para níveis usuais de abertura do distribuidor. Mais detalhes desses procedimentos se encontram na revisão bibliográfica.

Nesse contexto, surge a necessidade de cada vez mais analisar a questão dos esforços hidrodinâmicos atuantes em componentes de turbinas hidráulicas. A formação de vórtices pode ocorrer, por exemplo, devido ao formato da aresta de saída das travessas dos pré-distribuidores. Dessa forma, deve-se estimar através da faixa de operação da máquina quais as possíveis frequências de excitação por esses vórtices e se podem coincidir ou não com as frequências naturais da estrutura em água. Isso deve ser levado em conta em um possível processo de otimização que atue modificando esse comprimento da aresta de saída. Como será visto, as soluções empíricas nesse sentido consistem em afinar a aresta de saída com a execução de um chanfro por esmerilhamento, removendo material.

Tão importante quanto os métodos empíricos aplicados aos problemas de desgaste nos pré-distribuidores das Usinas de Capivara e Ilha Solteira, a simulação computacional mostra ter um papel igualmente relevante na consideração dos efeitos da Interação Fluido-Estrutura e os esforços gerados pela presença do escoamento nos corpos imersos em água. Softwares que realizam análises CFD e de elementos finitos podem validar um determinado perfil obtido através de um método de otimização, servindo como uma alternativa de comparação aos métodos empíricos.

1.3 Justificativa

Conforme exposto nas seções anteriores, existe uma grande necessidade de otimizar formatos geométricos de perfis de peças de turbinas hidráulicas sujeitos à esforços hidrodinâmicos. Atualmente, muitos dos métodos de empregados são mistos, integrando simulação numérica e resultados experimentais. Assim, tensões e deformações são obtidas em determinados pontos experimentalmente e depois extrapoladas para os demais pontos via MEF. Ou, de outra forma, os perfis são simplesmente modificados (afinando arestas de saída, arredondando perfis hidráulicos) e as tensões são medidas em campo para só depois se descobrir se estão em níveis aceitáveis.

Uma análise cada vez mais baseada em simulações é justificável por vários aspectos:

- A capacidade dos computadores tem aumentado significativamente permitindo que malhas densas de elementos finitos possam ser resolvidas em menos tempo;
- A possibilidade de realizar uma simulação pode diminuir a dependência dos ensaios em campo, que demandam uma grande mobilização de equipamentos e pessoas. Embora não seja prudente dispensar completamente a abordagem empírica na maioria dos casos, a simulação computacional pode servir como um meio de comparação com resultados medidos em campo;
- O processo de otimização computacional pode fornecer uma determinada geometria de perfil com as respectivas características de tensão, rigidez e frequências naturais requeridas por meio de um processo racional comandado por um algoritmo. Esse procedimento torna a concepção de uma nova geometria menos dependente de ajustes feitos em campo baseados em experiências prévias.

1.4 Objetivos

Tem-se como objetivo otimizar uma travessa de pré-distribuidor de turbina Francis com relação a sua geometria para que as frequências naturais da estrutura não coincidam com as frequências de emissão de vórtices. Para isso, construiu-se uma malha de elementos finitos no ANSYS Mechanical que levasse em conta o efeito de massa adicional de água nos modos de vibrar da estrutura. O otimizador Mode Frontier foi o responsável por encontrar os parâmetros geométricos da peça que melhor se adequassem ao problema de otimização.

Assim, desenvolveu-se uma metodologia para parametrizar a geometria e variar o seu formato original em busca de soluções ótimas.

Complementando a análise de MEF, foi realizada a análise de interação fluido-estrutura (cujas equações da dinâmica do escoamento são resolvidas via CFD pelo solver CFX do ANSYS). Nessa última análise, o vórtice foi representado como uma força harmônica aplicada na travessa e foi possível resolver um problema transiente para determinar como as forças decorrentes do escoamento do fluido interagem com a estrutura para uma determinada frequência de excitação.

1.5 Revisão Bibliográfica

Existem referências na literatura que tratam da simulação de turbinas hidráulicas considerando seu comportamento em água e a otimização das estruturas para reduzir esforços hidrodinâmicos.

Os efeitos de massa adicional de água e da Interação Fluido-Estrutura em uma turbina Francis são mostrados por Liang et al. (2006) através de medição experimental. O efeito da inércia da água pode reduzir em até 40% uma dada frequência natural, dependendo do modo de vibrar, quando se compara para as mesmas pás do rotor a medição feita em ar.

Em trabalho posterior (Liang et al., 2007), os resultados experimentais foram confrontados com simulações computacionais utilizando MEF. Realizando a análise modal considerando os efeitos de massa adicional de água e utilizando um elemento

hexaédrico para contornar a dificuldade devida à complexidade geométrica da estrutura, modos de vibrar semelhantes foram obtidos, com desvio máximo de 3,5% nas frequências naturais, para mais ou para menos.

A otimização de pás de rotores é discutida por Rodrigues e Brasil Junior (2009), cujo trabalho consistiu em realizar a análise CFD utilizando o ANSYS-CFX 11 e acoplar esse módulo a um módulo de otimização utilizando algoritmo genético. Esse método trouxe melhores resultados de potência gerada pela máquina em relação a um método anterior em que se construiu um modelo matemático simplificado para descrever o comportamento do turbogerador.

Sendo de vital importância estudar os fenômenos que causam desgaste e vibrações nos componentes de hidrogeradores (para orientar as tomadas de decisão nos processos de otimização), o autor recomenda a leitura dos trabalhos de Phan e Reynaud (1997) e Escaler et al. (2006), que buscam investigar o fenômeno de cavitação nas turbinas hidráulicas. No primeiro, a análise MEF dos autores é usada para determinar os esforços hidráulicos externos a partir dos esforços internos medidos em uma seção transversal do rotor. Os carregamentos externos não estacionários (representando as forças cavitacionais) obtidos são, por sua vez, utilizados para obter as forças em outra seção transversal qualquer e caracterizar os efeitos da cavitação na peça como um todo.

No segundo, os autores fazem uma introdução ao fenômeno de cavitação, mostram ensaios que detectam o fenômeno e seus diferentes tipos. Uma das considerações faz uma comparação entre os diferentes tipos de cavitação e a probabilidade de ocorrência em turbinas Francis e Kaplan. Um desses tipos é devido, inclusive, à formação de vórtices (que está no núcleo central deste trabalho). Técnicas experimentais para a detecção de cada tipo de cavitação e resultados são apresentadas.

Como os autores puderam constatar na realização desses ensaios, o fenômeno da cavitação induz vibrações estruturais. Em outro trabalho, Neto (2007) explora as vibrações em travessas de pré-distribuidores devido à formação dos vórtices de Von Karman. Uma análise CFD foi realizada para investigar de que forma o perfil de bordo de fuga, velocidade do escoamento e rigidez estrutural interferem nas vibrações.

Uma importante conclusão obtida foi que a geometria do bordo de fuga influencia fortemente na amplitude das vibrações. Para estudar essa influência, o

autor realizou uma simulação computacional com 12 tipos pré-determinados de travessas de pré-distribuidor com diferentes perfis de bordo de fuga, sendo os bordos chanfrados uma boa alternativa para a solução de problemas de vibração.

Em sua tese de mestrado, Gissoni (2005) também discute o surgimento de vibrações em pré-distribuidores decorrente da geração de vórtices. Uma das hipóteses que levanta para isso é o crescente aumento no tamanho e potência unitária das máquinas, o que barateia o custo do megawatt produzido, mas leva a problemas dinâmicos desconhecidos, como o supracitado. Começando com um histórico das trincas em travessas de pré-distribuidores, o autor busca esclarecer os fenômenos que causam essas vibrações através do enfoque experimental, analítico e numérico. Dentre as conclusões apresentadas, destacam-se as seguintes: as forças induzidas pelos vórtices fora das frequências de ressonância não são suficientes para causar danos às travessas (o que demonstra a importância de projetar as travessas para terem frequências naturais adequadas), sendo apenas os dois primeiros modos (1º de flexão e 1º de torção) críticos nesse sentido – resultado amparado por dados experimentais e cálculo analítico. Além disso, concluiu-se que um projeto seguro das travessas deve conter arestas de saída finas, da ordem de 3 mm. Dentre os casos estudados pelo autor, está o da UHE Capivara. Nessa usina, devido ao histórico de trincas nas travessas presentes desde o início de sua operação comercial, na década de 1970, foram realizadas várias intervenções no perfil do bordo de fuga das peças com o intuito de corrigir o problema, conforme Figura 5 e Figura 6.

Perfil das Travessas 16-23

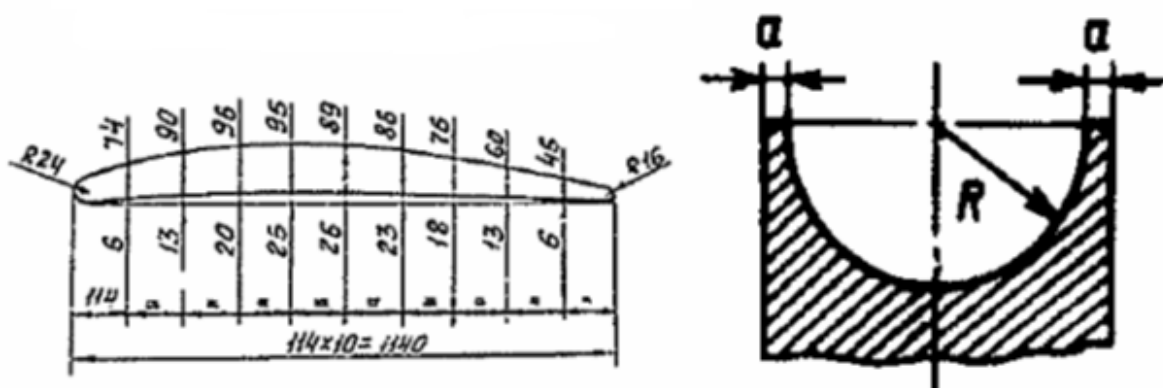


Figura 5: Primeira modificação no perfil do bordo de fuga das travessas (stayvanes) da UHE Capivara. Adaptado de Kurihara (2007).

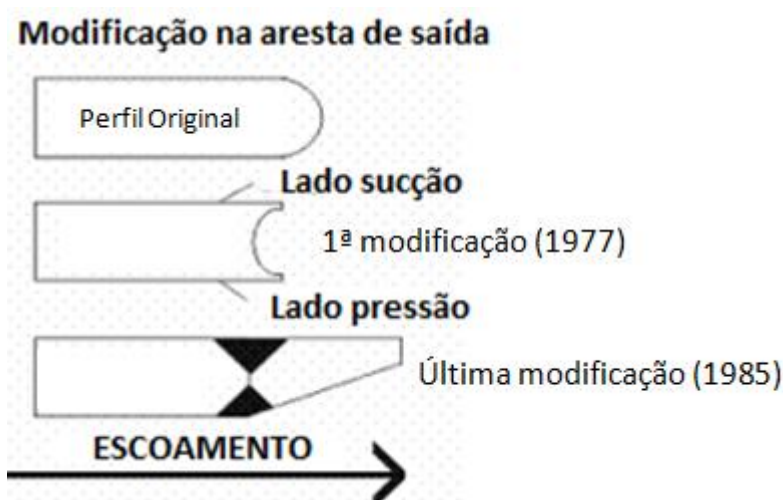


Figura 6: Segunda modificação no perfil do bordo de fuga das travessas (stayvanes) da UHE Capivara, com redução para 8mm da espessura da aresta de saída. Adaptado de Kurihara (2007).

A modificação final que efetivamente resolveu o problema foi realizada com intervenções desde o centro das travessas até o bordo de fuga. Os sinais medidos por extensômetros mostraram que havia uma ressonância em aproximadamente 95 Hz na travessa 17, que foi eliminada com a última modificação do perfil. Essa modificação afinou ainda mais a espessura do bordo de fuga, elevando a frequência de emissão de vórtices para uma frequência acima da 1ª frequência natural de torção (Figura 7).

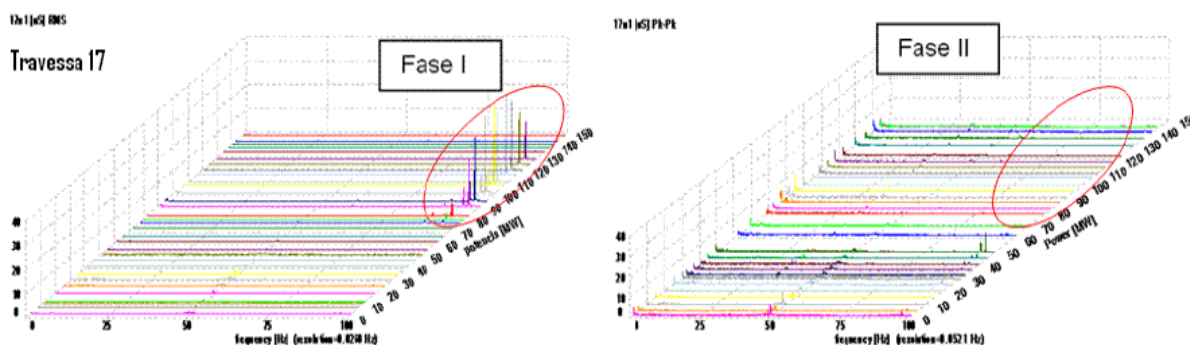


Figura 7: Comparação dos sinais medidos antes e após a última intervenção. (Kurihara, 2007).

Em procedimento experimental similar realizado na Usina de Ilha Solteira-SP, também se estudou como diferentes geometrias da travessa influenciavam nas vibrações dos pré-distribuidores da Unidade Geradora 19. A Figura 8 mostra a presença de trincas verificadas durante parada para manutenção.



Figura 8: Trincas detectadas em 9 travessas da UG 19 (6 seccionadas) durante parada para manutenção em Dezembro de 2012. Fonte: CESP.

As seguintes propostas de modificação do perfil foram feitas com o intuito de comparar, por meio de análise experimental, qual seria o melhor formato do perfil que reduzisse o problema do surgimento das trincas.

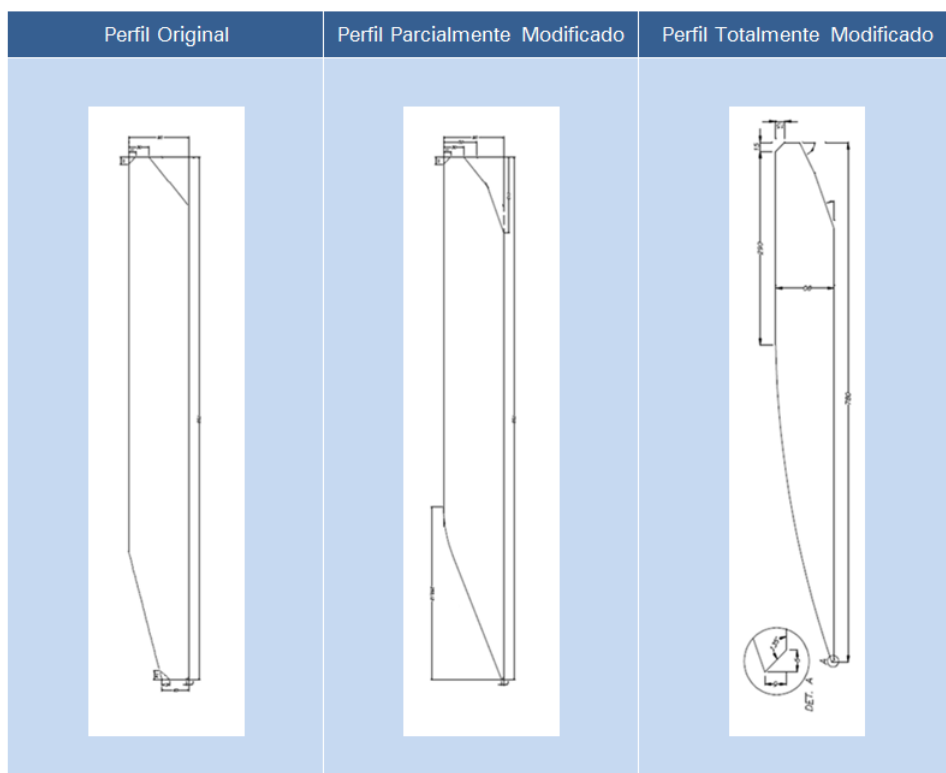


Figura 9: Propostas de modificação do perfil das travessas da UG 19 e a comparação com o perfil original. Fonte:CESP.

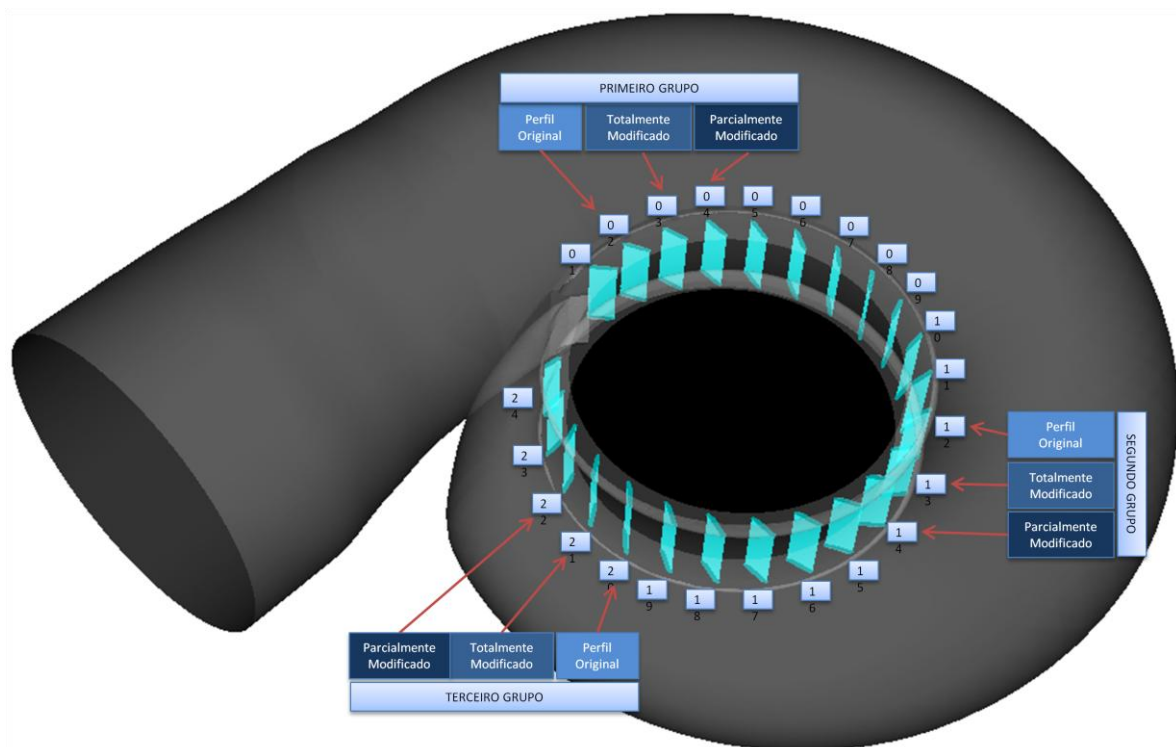


Figura 10: Distribuição das travessas no pré-distribuidor da UG 19 e indicação de cada perfil adotado durante a realização dos ensaios. Fonte:CESP.

A Figura 11 mostra o procedimento de análise modal experimental em ar e os valores obtidos para cada travessa.

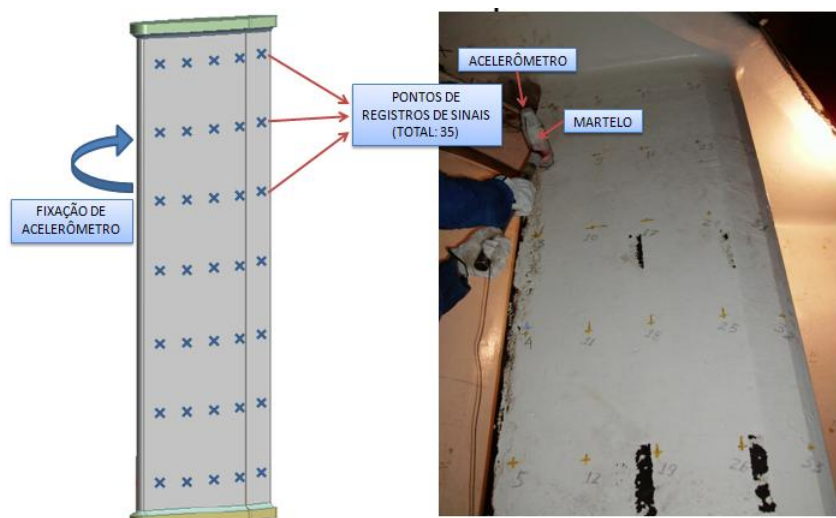


Figura 11: Análise modal experimental em ar das travessas da UG 19.
Fonte:CESP.

Pá No.:	Fn1	Fn2	Fn3	Fn4
	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]
1	93,7	207,0	252,9	436,5
2	93,8	206,1	252,9	433,6
3	86,9	203,1	232,2	417,0
4	92,8	215,8	252,0	449,0
5	93,8	206,1	252,9	434,6
6	93,8	206,1	252,9	433,6
7	92,8	206,1	252,0	434,6
8	92,8	206,1	253,9	433,6
9	94,7	206,1	253,9	434,6
10	94,7	208,0	253,9	438,5
11	90,8	204,1	250,0	431,6
12	93,8	207,0	252,0	434,6
13	87,9	203,1	233,4	418,0
14	92,8	214,8	252,0	448,2
15	94,7	207,0	254,9	434,6
16	95,7	207,0	255,9	437,5
17	92,8	205,1	252,0	433,6
18	94,7	206,1	253,9	434,6
19	92,8	205,8	252,9	432,6
20	94,7	206,1	253,9	436,5
21	88,9	202,1	234,4	415,0
22	92,8	238,3	249,0	489,5
23	90,8	237,3	246,1	485,4
24	100,6	275,4	304,7	662,7

Figura 12: Resultados obtidos para os 4 primeiros de vibrar (em ar) Fonte: CESP.

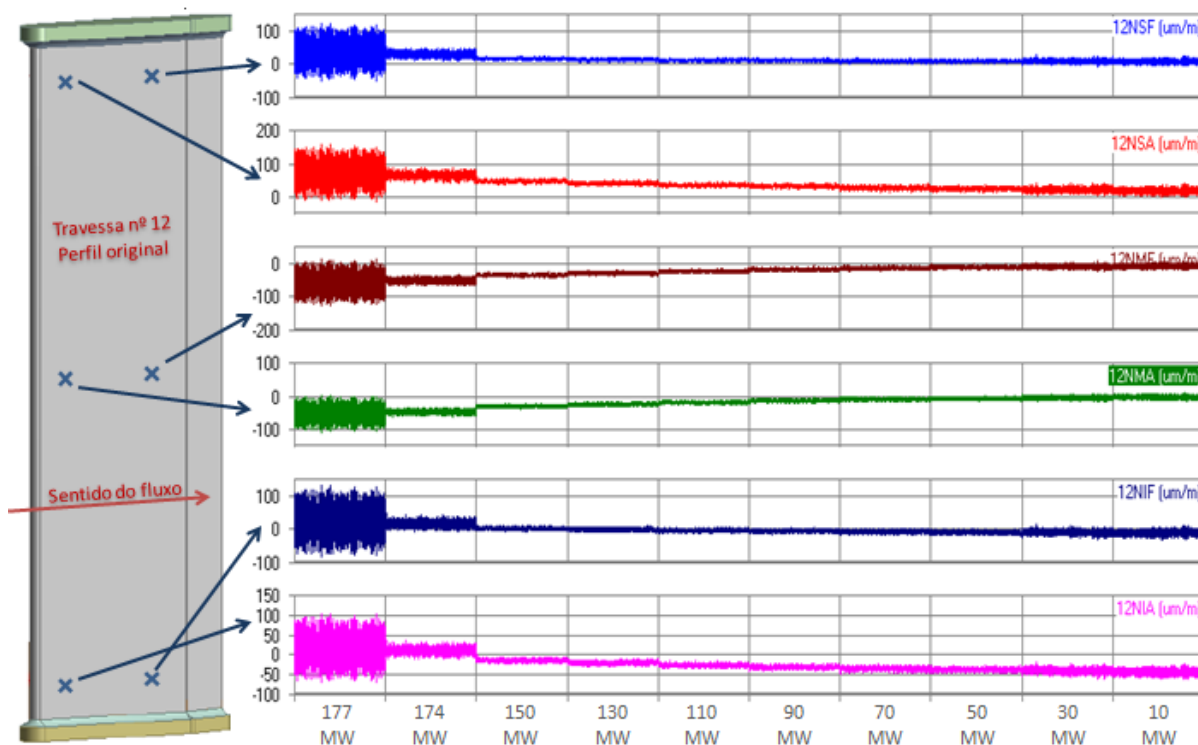
Posteriormente, foram colados extensômetros nas travessas com o intuito de medir deformações decorrentes de diferentes aberturas do distribuidor (diferentes

aberturas estão associadas a uma dada vazão, que, por sua vez, corresponde a uma determinada potência gerada). O desprendimento de vórtices, conforme equações (2.10) e (2.12), está intimamente relacionado à vazão.



Figura 13: Extensômetros fixados na travessa. Fonte:CESP.

Os resultados obtidos para as travessas 12, 13 e 14 (perfis original, parcialmente e totalmente modificados, respectivamente) estão mostrados na Figura 14.



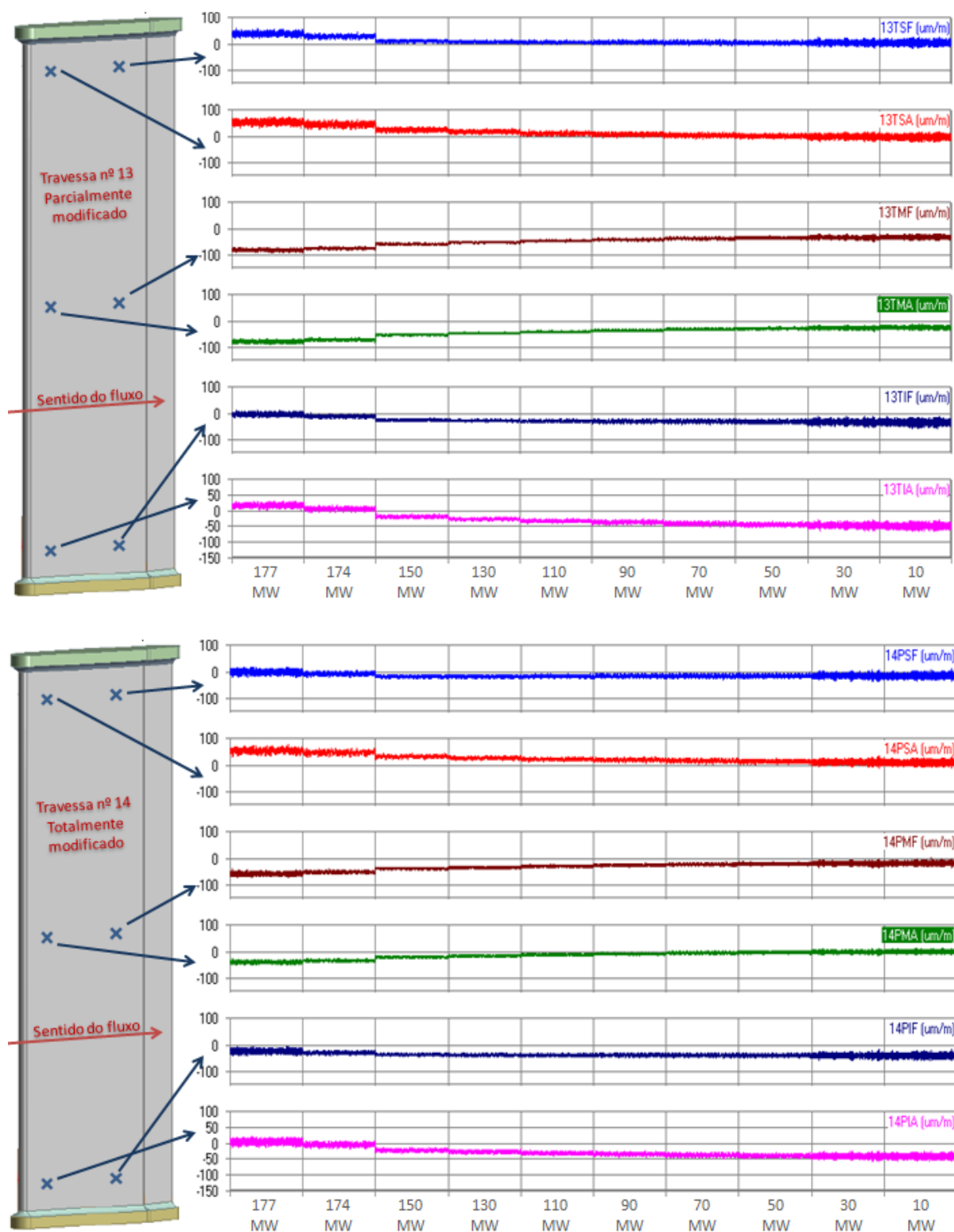


Figura 14: Resultados obtidos a partir dos extensômetros Fonte:CESP.

Como se pode observar dos resultados medidos, duas importantes conclusões são:

1. Em condições de abertura do distribuidor próximas a 80% (potência ativa entre 177 e 180 MW) há ressonâncias significativas nas pás originais do pré-distribuidor.
2. A alteração do perfil hidráulico elimina as ressonâncias, mesmo considerando o perfil parcialmente modificado.

Embora menos explícito, também é possível concluir que a travessa está vibrando no primeiro modo de flexão, no caso do perfil original. Basta observar que os sinais têm valores positivos nos extensômetros das extremidades e negativos no centro.

Mais detalhes desse caso serão explorados nas seções posteriores, visto que a análise de MEF/CFD bem como a otimização realizada neste trabalho são feitas a partir do perfil original da Figura 9.

2 FORMULAÇÃO TEÓRICA

O objetivo desta seção é apresentar alguns dos conceitos utilizados durante esse trabalho para servir como um guia para o seu entendimento. Os itens abordados são: MEF para simulação acústica (utilizado na estimativa das frequências naturais da peça em água), método analítico estimativo para frequência de emissão de vórtices (utilizado como restrição na otimização), cálculo analítico de frequências naturais utilizando teoria das placas finas (para comparação com os resultados de MEF), equações de dinâmica dos fluidos e aplicação no CFD, conceitos de interação fluido-estrutura (os dois anteriores utilizados para comparação da estrutura original com a otimizada) e de otimização aplicada a sistemas mecânicos.

2.1 Modelagem Computacional

Dada a complexidade dos sistemas mecânicos construídos atualmente, torna-se praticamente inviável a solução analítica dos problemas de análise de esforços e tensões aplicados à estrutura (em muitos casos nem há uma formulação analítica disponível).

No caso específico de turbinas hidráulicas, para se analisar a sensibilidade do sistema em relação à mudança de um parâmetro da geometria do pré-distribuidor utilizando simulação computacional, basta configurar seus parâmetros convenientemente. Construir modelos reais para observar o comportamento da estrutura em ensaios práticos exige maior mobilização, o que os torna viáveis quando realizados apenas algumas vezes.

O MEF foi utilizado nesse trabalho para, através do ANSYS promover a análise estrutural do problema proposto, tanto na parte do cálculo das frequências naturais da estrutura em ar quanto considerando o efeito de massa adicional da água. Para melhor compreensão, são apresentadas as equações e a ideia básica por trás do método.

Além da análise estrutural, existe a necessidade de compreender as equações que regem o escoamento fluido que circunda a peça. Por esse motivo, são também apresentadas as equações que regem a dinâmica dos fluidos, que são aplicadas na análise de CFD.

2.1.1 Simulação Acústica

Problemas resolvidos através do Método dos Elementos Finitos (MEF) frequentemente apresentam a seguinte forma:

$$\{F\} = [K]\{u\} \quad (2.1)$$

A equação (2.1) representa um sistema linear que é a equação base para a solução numérica de sistemas estruturais sujeitos a pequenos deslocamentos (que se aplica à estrutura utilizada nesse trabalho).

De forma geral, a matriz de carregamentos $\{F\}$ impõe um determinado deslocamento $\{u\}$ à estrutura segundo uma matriz de rigidez, $[K]$ que possui informações de um determinado elemento finito (variando para o caso de vigas, treliças, etc.). Para estender a análise do elemento isolado para um corpo completo (formado por vários desses elementos) basta-se utilizar o conceito de matriz global, em que o efeito individual de cada elemento da malha é somado para compor uma matriz que representa a estrutura como um todo. Para mais informações a respeito do método e sobre a formulação dos elementos descritos na seção 3.3, ver a referência ANSYS (2009b).

No caso do problema de simulação acústica (que considera o efeito de massa adicional da água sobre estrutura), as seguintes equações são implementadas pelo software de elementos finitos (ANSYS, 2009b) para determinação das frequências naturais em água (conforme seção 5.2):

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\}\{F^{pr}\} \quad (2.2)$$

A equação (2.2) acima é uma extensão da equação (2.1). Nela estão inclusas as acelerações $\{\ddot{u}\}$ e velocidades $\{\dot{u}\}$ referentes ao deslocamento $\{u\}$. Associadas

às acelerações e velocidades estão, respectivamente, as matrizes de massa $[M]$ e de amortecimento $[C]$.

O vetor de carregamentos de pressão do fluido na superfície S , $\{F^{pr}\}$, é obtido integrando a pressão sobre a área da superfície:

$$\{F^{pr}\} = \int_S \{N\} P \{n\} d(S) \quad (2.3)$$

Sendo:

$\{N\}$: funções de forma empregadas na discretização dos deslocamentos em cada uma das direções dos eixos coordenados;

$\{n\}$: vetor normal à superfície do fluido.

Mais informações sobre essas equações estão na referência ANSYS (2009).

2.1.2 Dinâmica dos Fluidos Computacional

Considerando que o fluido escoar ao redor da travessa, a dinâmica dos fluidos deve ser considerada na análise FSI. É importante salientar que dois tipos de análises de interação fluido-estrutura são feitas em separado neste trabalho. As equações (2.2) e (2.3) acima não consideram a dinâmica do escoamento, mas apenas a presença da água ao redor. Nesse contexto, a interação fluido-estrutura se resume apenas ao carregamento de pressão do fluido sobre a estrutura, sendo a água a massa adicional que acaba diminuindo as frequências naturais da estrutura. Chamaremos, nesse trabalho, a simulação que considera esses efeitos de simulação acústica. O termo interação fluido-estrutura ficará reservado para a simulação que envolve a dinâmica do escoamento. As equações relacionadas com a dinâmica (análise CFD) são a base, do lado do fluido, do que se considera interação fluido-estrutura propriamente dita. Mais detalhes estão na seção 2.4.

Os principais fenômenos que regem o movimento dos fluidos são a conservação de massa, a conservação de quantidade de movimento linear e a conservação de energia. Nesse contexto, surgem cinco equações utilizadas pelos solvers de CFD (CFX, no caso deste trabalho) na resolução dos escoamentos dos problemas de engenharia:

- Continuidade (formas diferencial e integral):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \cdot (\nabla \cdot \vec{V}) = 0 \quad (2.4)$$

$$\frac{\delta}{\delta t} \iiint_V \rho dv + \iint_S \rho \cdot \vec{V} \cdot d\vec{S} \quad (2.5)$$

Sendo:

$\nabla \equiv \vec{i} \frac{\partial}{\partial x} + \vec{j} \frac{\partial}{\partial y} + \vec{k} \frac{\partial}{\partial z}$ o operador divergente;

\vec{V} o vetor velocidade;

ρ a densidade da água;

V na integral tripla representando um volume genérico;

S na integral dupla representando uma superfície genérica.

Essas equações representam a hipótese de que a variação temporal da massa no interior de um volume de controle é igual à taxa de variação de massa que sai pela superfície do mesmo volume. As duas equações são equivalente a menos da exigência de que a função seja contínua na forma diferencial, não havendo essa exigência para a forma integral. Como não são tratados escoamentos com descontinuidades nesse trabalho, a forma diferencial das equações será a adotada.

- As três equações de conservação de quantidade de movimento linear:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} = & -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \left(\lambda \nabla \cdot \vec{V} + 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right)}{\partial x} + \frac{\partial \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right]}{\partial y} \\ & + \frac{\partial \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right]}{\partial z} + \rho f_x \end{aligned} \quad (2.6)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial z} = & -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \left(\lambda \nabla \cdot \vec{V} + 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right)}{\partial y} + \frac{\partial \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right]}{\partial x} \\ & + \frac{\partial \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right]}{\partial z} + \rho f_y \end{aligned} \quad (2.7)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u w)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v w)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w^2)}{\partial z} = -\frac{\partial \rho}{\partial z} + \frac{\partial \left(\lambda \nabla \cdot \vec{V} + 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right)}{\partial z} + \frac{\partial \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right]}{\partial x} \\ + \frac{\partial \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right]}{\partial y} + \rho f_z \end{aligned} \quad (2.8)$$

Sendo:

u, v e w as componentes da velocidade das direções \vec{i} , \vec{j} e \vec{k} dos eixos coordenados;

$\lambda = -\frac{2}{3\mu}$, relação válida para fluidos Newtonianos, com μ a viscosidade dinâmica.

Essas equações são a expressão da segunda lei de Newton para o volume de controle, no qual é feito o equilíbrio de forças para cada um dos eixos coordenados.

As três equações acima são as chamadas equações de Navier-Stokes para fluidos Newtonianos (fluidos para os quais existe uma relação linear entre a tensão de cisalhamento e a componente normal à velocidade para uma determinada direção).

- Conservação de energia:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \right] + \nabla \cdot \left[\rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \vec{V} \right] = \rho \dot{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \frac{\partial}{\partial x} (u\rho) - \frac{\partial}{\partial y} (v\rho) - \frac{\partial}{\partial z} (w\rho) + \frac{\partial}{\partial x} (u\tau_{xx}) + \frac{\partial}{\partial y} (u\tau_{yx}) \\ + \frac{\partial}{\partial z} (u\tau_{zx}) + \frac{\partial}{\partial x} (v\tau_{xy}) + \frac{\partial}{\partial y} (v\tau_{yy}) + \frac{\partial}{\partial z} (v\tau_{zy}) + \frac{\partial}{\partial x} (w\tau_{xz}) + \frac{\partial}{\partial y} (w\tau_{yz}) \\ + \frac{\partial}{\partial z} (w\tau_{zz}) + \rho \cdot \vec{f} \cdot \vec{V} \end{aligned}$$

(2.9)

Sendo:

$\tau_{xx}, \tau_{yy}, \tau_{zz}$ as tensões normais

$\tau_{xy}, \tau_{yx}, \tau_{yz}, \tau_{zy}, \tau_{zx}, \tau_{xz}$ as tensões cisalhantes

Essa equação é a expressão do fluxo de energia no elemento fluido (aplicação da 1ª lei da termodinâmica). Representa, dessa forma, a taxa de variação de energia do elemento fluido equivalente à soma do fluxo líquido de calor entrando no elemento e da taxa de trabalho realizado pelo elemento devido às forças de corpo e de superfície.

As equações de (2.4) a (2.9) são exploradas em todas as suas passagens no trabalho de Anderson (1995).

2.2 Frequência de emissão de vórtices

A resposta de um sistema de um grau de liberdade e fator de amortecimento 2,5% a uma excitação harmônica pode ser avaliada na Figura 15, abaixo:

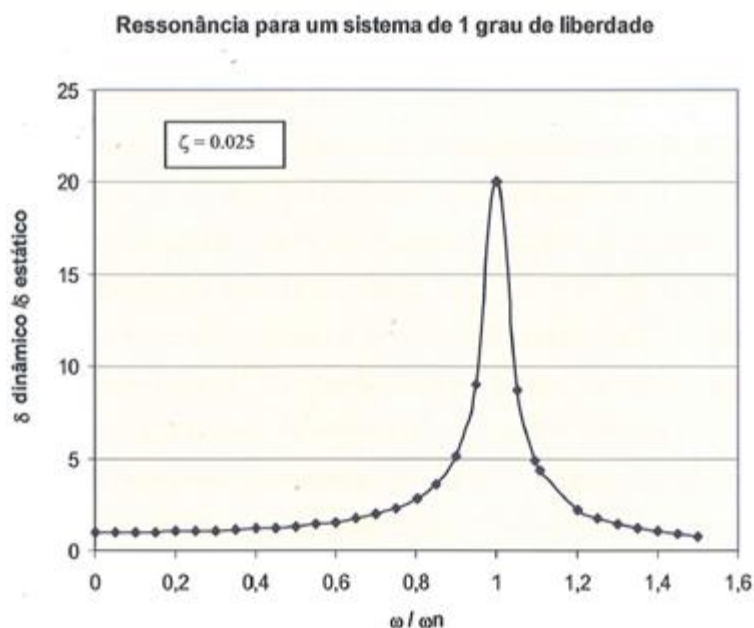


Figura 15: Pico na ressonância para sistema de 1 grau de liberdade e amortecimento 2,5% (Gissoni,2005).

Nela, pode-se ver a relação entre o deslocamento dinâmico e o deslocamento estático (normalizado para deslocamento na frequência zero) em função da relação entre a frequência de excitação e a frequência natural. Nota-se, dessa forma, a importância de se avaliar as frequências de excitação a que a máquina está submetida no caso de desprendimento de vórtices. Caso as frequências de excitação e natural coincidam, pode ocorrer o fenômeno de ressonância.

O amortecimento adotado é válido para travessas imersas em água e será explorado na simulação transiente com interação fluido estrutura (seção 3.4.3) para observar o comportamento da travessa em água sujeita a uma força periódica representando o efeito dos vórtices.

Para maiores detalhes, consultar a discussão feita por Gissoni (2005).

Tendo em vista os grandes deslocamentos causados pelo fenômeno da ressonância, mostra-se importante obter uma estimativa da frequência da força de excitação externa, no caso a de emissão de vórtices.

Pode-se estimar essa frequência através do número de Strouhal (S), dado pela seguinte relação (Gissoni, 2005):

$$S = \frac{f_v d}{V_e} \quad (2.10)$$

Sendo:

f_v a frequência de emissão de vórtices;

V_e a velocidade livre da corrente no ponto de separação do escoamento;

d a largura da esteira no ponto de separação.

No entanto, existe grande dificuldade em calcular o valor de S para os casos de escoamento em geometrias semelhantes às da travessa do pré-distribuidor (placa plana com aresta de saída em cunha). Os melhores resultados experimentais foram obtidos para esferas e cilindros.

Outras dificuldades adicionais podem ser citadas para o cálculo do número de Strouhal, dentre as quais: o escoamento que deixa a caixa espiral não é verdadeiramente bidimensional e apresenta recirculação e turbulência. O ângulo de ataque de cada travessa varia ao longo do pré-distribuidor, o que também interfere na frequência de emissão de vórtices, segundo Liess (1986).

Outro fator que altera o escoamento e afeta a formação da esteira de vórtices é a presença da palheta diretriz a jusante da travessa, inviabilizando os resultados obtidos para o escoamento em placas planas (Belykh et al., 1990).

Mesmo com as dificuldades expostas, no trabalho de Gissoni (2005) há uma série de considerações que, com base em resultados experimentais como os obtidos por Liess (1987), permitiram considerar o número de Strouhal aproximadamente igual a 0,22. Liess mediu esse adimensional através de valores experimentais de vibração utilizando como dimensão característica (a variável d da equação (2.10)) a

largura da esteira de vórtices, ou seja, a espessura da aresta de saída mais a espessura da camada limite dos dois lados da aresta.

Sabendo que, segundo Gissoni (2005), a espessura média da camada limite de deslocamento na região da aresta de saída das travessas é dada por:

$$\delta_d = \frac{b}{138,8} \quad (2.11)$$

Sendo b o comprimento da travessa em milímetros.

Ainda segundo Gissoni (2005), a velocidade V_e da equação (2.10) é dada por:

$$V_e = \frac{Q}{\pi \cdot DTi \cdot L \cdot \cos \beta} \quad (2.12)$$

Onde:

Q é a vazão da turbina na condição de operação;

DTi é o diâmetro de localização da aresta de saída da travessa (ver Figura 16);

L é a altura da passagem de água = altura da travessa;

β é o ângulo entre a travessa e uma linha radial que passa pela aresta de saída (ver Figura 16).

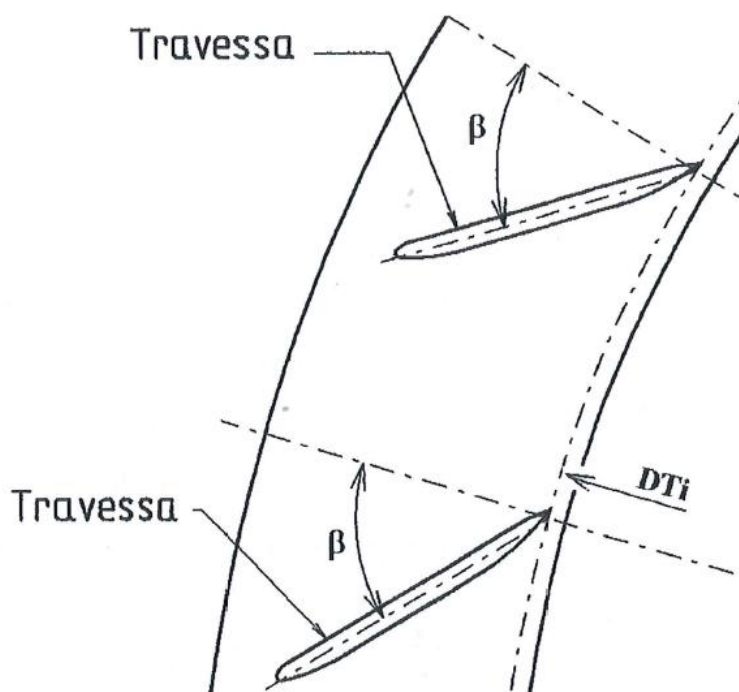


Figura 16: Figura para cálculo da velocidade da equação (2.10) (Gissoni, 2005).

Adotando o termo d da equação (2.10) como sendo:

$$d = 2 * \delta_d + \delta_s \quad (2.13)$$

Sendo δ_s a espessura da aresta de saída da travessa, δ_d dado por (2.11) e o número de Strouhal igual a 0,26. Assim, obtém-se uma estimativa da frequência de emissão de vórtices com uma incerteza de 20% (Gissoni, 2005). Ou seja:

$$f_v = \frac{V_e \cdot S}{2 * \delta_d + \delta_s} \quad (2.14)$$

Essa estimativa de frequência será utilizada no problema de otimização (definido na seção 4) para definir as restrições de frequência natural a que a estrutura estará sujeita.

2.3 Frequências naturais para vigas

As fórmulas para cálculo de frequências naturais dessa seção são importantes para realizar comparações com as obtidas pelo modelo de MEF, sendo esta uma forma adicional de verificação e comparação. Na próxima seção, será apresentada uma forma de calcular analiticamente o efeito da massa adicional nas frequências naturais da estrutura para comparar, da mesma forma, com os resultados obtidos considerando o modelo de MEF com a presença da massa adicional.

2.3.1 Viga de Euler-Bernoulli

Um primeiro modelo útil na compreensão de como os modos naturais de uma viga biengastada variam com os parâmetros de sua geometria é o modelo de viga de Euler-Bernoulli. Embora segundo Gissoni (2005), esse modelo seja menos preciso que o da próxima seção, decidiu-se apresentar sua formulação pelo fato de a simplicidade da equação nos permitir desenvolver a sensibilidade de quais parâmetros influencia nos modos naturais e de que maneira.

Os modos naturais (em radianos) podem ser dados por:

$$\omega_i = \varphi_i^2 \sqrt{\frac{EI}{mL^4}} \quad (2.15)$$

Onde φ_i obedece a seguinte equação:

$$\cos \varphi \cosh \varphi = 1$$

A solução numérica fornece:

$$\varphi_1 = 4,7300 \quad \varphi_2 = 7,8532 \quad \varphi_3 = 10,9956 \quad \varphi_4 = 14,1372 \quad \varphi_5 = 17,2788$$

Para $i > 5$: $\varphi_i = (2i + 1) \frac{\pi}{2}$ (Blevins, 1995).

Onde:

ω_i é a i-ésima frequência natural em rad/s;

I é o momento de inércia da seção transversal da viga;

m é a massa por unidade de comprimento da viga $= \rho X A$,

A é a área da seção transversal da viga. No caso, $A = bh$,

E é o módulo de elasticidade do material,

ρ é a densidade do material,

L é o comprimento da viga.

2.3.2 Teoria das placas finas

Para uma placa fina retangular de espessura constante, as frequências naturais são dadas por (Blevins, 1995):

$$\omega_{ij} = \frac{\lambda_{ij}^2}{L^2} \sqrt{\frac{Eh^3}{12\rho h(1-\nu^2)}} \quad (2.16)$$

O valor de λ_{ij}^2 depende das condições de contorno e da razão L/b .

Para o caso que está sendo modelado, a figura abaixo mostra os valores desses parâmetros:

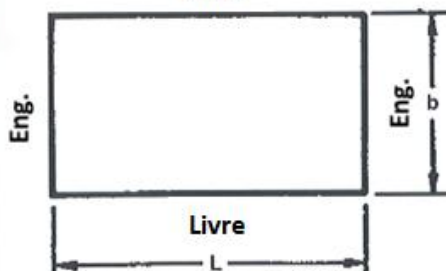
Descrição	λ_{ij}^2 e (ij)																																																
<p>Engastado-Livre – Engastado-Livre</p> <p>Livre</p> 	<table><tr><th rowspan="2">$\frac{L}{b}$</th><th colspan="6">Sequência do Modo</th></tr><tr><th>1</th><th>2</th><th>3</th><th>4</th><th>5</th><th>6</th></tr><tr><td>0.4</td><td>22.35 (11)</td><td>23.09 (12)</td><td>25.67 (13)</td><td>30.63 (14)</td><td>38.69 (15)</td><td>49.86 (16)</td></tr><tr><td>2/3</td><td>22.31 (11)</td><td>24.31 (12)</td><td>31.70 (13)</td><td>46.82 (14)</td><td>61.57 (21)</td><td>64.34 (22)</td></tr><tr><td>1.0</td><td>22.27 (11)</td><td>26.53 (12)</td><td>43.66 (13)</td><td>61.47 (21)</td><td>67.55 (22)</td><td>79.90 (14)</td></tr><tr><td>1.5</td><td>22.21 (11)</td><td>30.90 (12)</td><td>61.30 (21)</td><td>70.96 (13)</td><td>74.26 (22)</td><td>118.3 (23)</td></tr><tr><td>2.5</td><td>22.13 (11)</td><td>41.69 (12)</td><td>61.00 (21)</td><td>92.38 (22)</td><td>119.9 (31)</td><td>157.8 (32)</td></tr></table> <p>$\nu = 0,3$</p>	$\frac{L}{b}$	Sequência do Modo						1	2	3	4	5	6	0.4	22.35 (11)	23.09 (12)	25.67 (13)	30.63 (14)	38.69 (15)	49.86 (16)	2/3	22.31 (11)	24.31 (12)	31.70 (13)	46.82 (14)	61.57 (21)	64.34 (22)	1.0	22.27 (11)	26.53 (12)	43.66 (13)	61.47 (21)	67.55 (22)	79.90 (14)	1.5	22.21 (11)	30.90 (12)	61.30 (21)	70.96 (13)	74.26 (22)	118.3 (23)	2.5	22.13 (11)	41.69 (12)	61.00 (21)	92.38 (22)	119.9 (31)	157.8 (32)
$\frac{L}{b}$	Sequência do Modo																																																
	1	2	3	4	5	6																																											
0.4	22.35 (11)	23.09 (12)	25.67 (13)	30.63 (14)	38.69 (15)	49.86 (16)																																											
2/3	22.31 (11)	24.31 (12)	31.70 (13)	46.82 (14)	61.57 (21)	64.34 (22)																																											
1.0	22.27 (11)	26.53 (12)	43.66 (13)	61.47 (21)	67.55 (22)	79.90 (14)																																											
1.5	22.21 (11)	30.90 (12)	61.30 (21)	70.96 (13)	74.26 (22)	118.3 (23)																																											
2.5	22.13 (11)	41.69 (12)	61.00 (21)	92.38 (22)	119.9 (31)	157.8 (32)																																											

Figura 17: Fatores para placa biengastada. Adaptado de Blevins (1995).

Na representação dessa teoria, não se trata os modos por flexionais ou torcionais e sim pelo número de meias ondas i na direção da dimensão L e j na dimensão b .

A correspondência para a teoria de vigas seria: 1º Flexão – Modo (11), 1º Torção – Modo (12), 2º Flexão – Modo (21) e 2º Torção – Modo (22).

Como forma de tornar a estimativa mais precisa, Gissoni (2005), propõe um fator f de redução na frequência calculada pela teoria das placas finas baseado na teoria de viga de Timoshenko. Todas as passagens e deduções estão em seu trabalho e não serão abordadas aqui, pois fugiria do escopo deste trabalho.

O fator f de redução em relação à frequência dada pela equação(2.16) fica sendo, para uma placa retangular e de aço carbono:

$$f = \frac{1}{\sqrt{1 - 0,3434J\left(\frac{h}{L}\right)^2 \lambda_{ij}^2}} \quad (2.17)$$

E a constante J assume os seguintes valores:

Modo (11): $J = -1,811$

Modo (21): $J = -1,527$

Modo (12): $J = -1,843 - \frac{0,1376}{\left(\frac{b}{L}\right)^2}$

$$\text{Modo (22): } J = -1,472 - \frac{0,0209}{\left(\frac{b}{L}\right)^2}$$

Para estender a aplicação da teoria de placas para seções não-retangulares (como são as seções das travessas de pré-distribuidores), Gissoni (2005), propõe utilizar bases e alturas equivalentes. Assim:

$$h_{eq} = \sqrt{\frac{12I}{A}} \quad (2.18)$$

$$b_{eq} = \frac{A}{h_{eq}} \quad (2.19)$$

2.3.3 Massa adicional

Dado que as relações acima são uma estimativa para as frequências naturais no ar, uma relação útil para estimar a redução dessas frequências devido à presença da massa adicional do fluido, pode ser dada por (Gissoni, 2005):

$$\frac{\omega_{\text{água}}}{\omega_{\text{ar}}} = \sqrt{\frac{m_{\text{viga}}}{m_{\text{viga}} + m_w}} \quad (2.20)$$

$$m_w = \frac{\rho_w \pi b^2}{4} \quad (2.21)$$

$$m_w = \frac{3}{8} \frac{\rho_w \pi b^2}{4} \quad (2.22)$$

Onde m_{viga} se refere à massa da travessa sendo modelada como uma viga biengastada, na mesma medida que ρ_w se refere à densidade da água. O termo m_w é a estimativa da massa adicional do fluido. Para o 1º modo de flexão o termo é dado pela equação (2.21), e expressa a massa adicional por unidade de comprimento de uma placa fina vibrando na direção da espessura. De forma análoga, para o 1º modo de torção, a massa adicional é dada pela equação (2.22). O termo b é a largura da seção transversal.

2.4 Interação Fluido Estrutura

A ideia básica do conceito de interação fluido-estrutura pode ser expressa através da Figura 18, onde pode ser visto como uma determinada estrutura com uma malha de fluido ao seu redor e sob determinadas condições de escoamento interage com um *solver* de elementos finitos que avalia os deslocamentos da malha estrutural. Os deslocamentos são passados ao fluido que, por sua vez, passa as forças para o MEF calculadas via CFD. Essa relação de duas vias envolvendo carregamentos e deformações nos dois meios é a chamada interação fluido-estrutura duas vias.

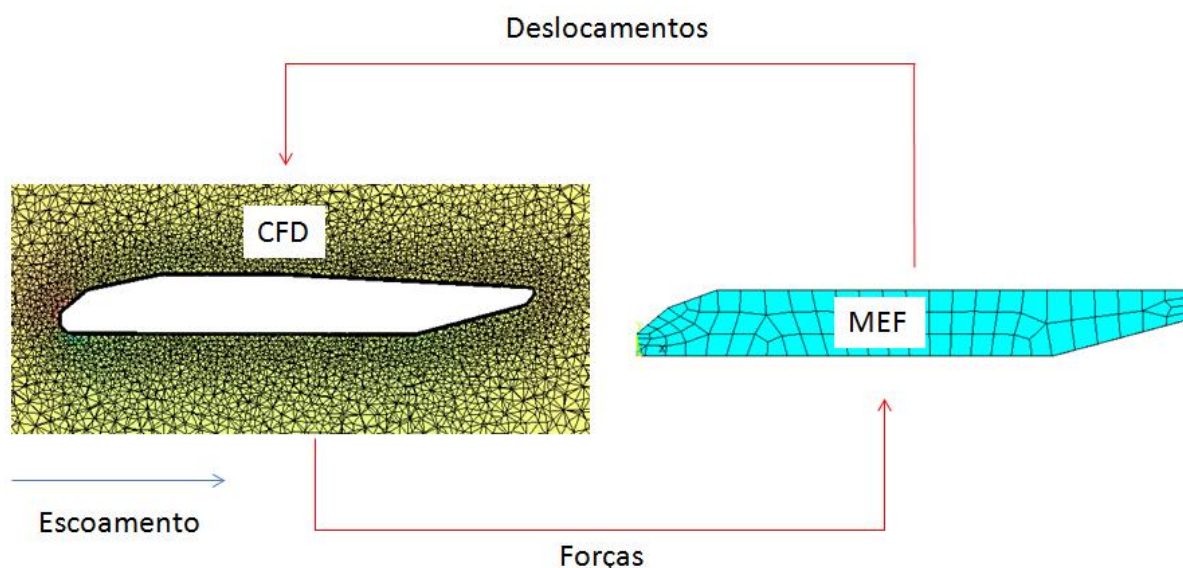


Figura 18: Exemplo de como o campo estrutural influencia no campo fluídico e vice-versa.

O tratamento desse tipo de interação entre as malhas é feito no ANSYS com o módulo CFX realizando a análise do escoamento e o pacote de MEF do *software* realizando a análise estrutural. O acoplamento entre os dois campos é feito pelo ANSYS Multi-Field Solver (MFX). A maneira pela qual isso é feito consiste em configurar, nos parâmetros do solver CFX, um determinado número de iterações pelo qual a análise CFD é resolvida antes de passar os carregamentos (forças) para os nós da malha associada à estrutura. O solver da estrutura, por sua vez, passa os

deslocamentos da malha estrutural devido às forças vindas do fluido ao CFX, reiniciando o ciclo. Esse processo continua até que a solução de ambos tenha convergido segundo um critério pré-estabelecido de convergência (por exemplo, o resíduo das equações ser menor que um determinado valor). Para ver um fluxograma demonstrando a relação entre esses softwares, ver seção 3.4.3.

2.5 Otimização

O principal interesse da otimização está em explorar determinados recursos limitados em prol de maximizar (ou minimizar) uma dada saída que pode ser, no caso de sistemas estruturais, uma característica geométrica (como área da seção ou momento de inércia) ou uma característica associada à dinâmica do sistema (frequências e modos naturais de vibração).

A primeira etapa de um problema de otimização está em definir a função a ser otimizada e com quais restrições.

De acordo com Silva (2010), as definições básicas para um problema de otimização são:

- Variáveis de projeto: são basicamente os parâmetros do problema que podem ser alterados para otimizar o sistema. Podem ser contínuas ou discretas. Em problemas práticos de engenharia, as variáveis são contínuas mas o sistema é discretizado para a análise por elementos finitos.

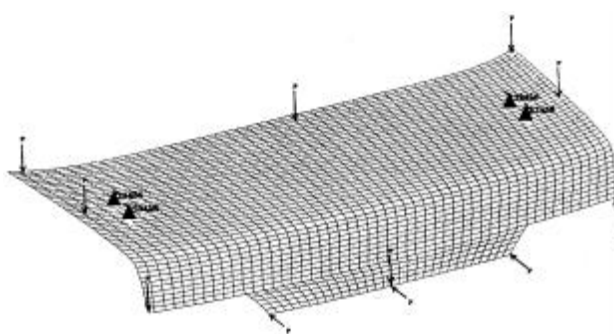


Figura 19: Exemplo de sistema estrutural contínuo tratado como discreto. (Silva,2010).

- Função objetivo: função que quantifica o que se quer otimizar, sendo escrita em termos das variáveis de projeto

- Restrições: limitações impostas para se obter o problema otimizado. São classificadas em: laterais, igualdade e desigualdade.

Restrição lateral:

$$xmin_i \leq x_i \leq xmax_i, i = 1, \dots, n \quad (2.23)$$

Inigualdade:

$$g_j(\mathbf{x}) \geq 0, j = 1, \dots, n_g \quad (2.24)$$

Igualdade:

$$h_k(\mathbf{x}) = 0, k = 1, \dots, n_e \quad (2.25)$$

Podendo definir o problema de otimização como:

Minimizar $f(\mathbf{x})$

\mathbf{x}

tal que $h_k(\mathbf{x}) = 0, k = 1, \dots, n_e$

$g_j(\mathbf{x}) \geq 0, j = 1, \dots, n_g$

Convém ressaltar algumas das equivalências clássicas: maximizar f corresponde a minimizar $-f$ ou $1/f$ (excluindo-se a singularidade em $f=0$) ou maximizar $k*f$, com k constante.

2.5.1 Abordagens na otimização

A otimização é basicamente dividida em três abordagens (Silva, 2010): paramétrica, de forma e topológica.

Na otimização paramétrica uma topologia pré-definida é escolhida e são variados, através de um algoritmo de otimização, alguns parâmetros que definem essa geometria a fim de maximizar ou minimizar uma determinada função objetivo. Cada combinação dos parâmetros dentro de um intervalo determinado gera uma

estrutura que possui suas próprias características. Cabe ao algoritmo decidir qual delas possui o valor ótimo da função objetivo respeitando as restrições.

Na figura abaixo um exemplo clássico de otimização paramétrica é ilustrado, onde objetiva-se encontrar as dimensões b e h que minimizem o deslocamento na extremidade da viga em balanço sujeita à aplicação de uma carga F .

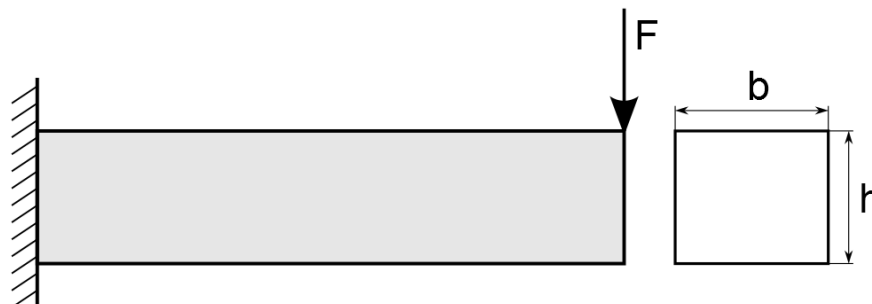


Figura 20: Exemplo clássico de otimização paramétrica. (Silva,2010).

Na otimização de forma, os contornos da estrutura são parametrizados por curvas que tem seus parâmetros otimizados em função das condições impostas na formulação do problema. Assim, diferentemente do que ocorre na abordagem paramétrica, a otimização de forma altera a geometria da estrutura. Como um exemplo desse tipo de abordagem no caso das travessas de pré-distribuidores, poder-se-ia adotar uma função interpoladora (como uma curva spline) que tivesse seus coeficientes alterados pelo otimizador a fim de construir de maneira otimizada o seu perfil hidrodinâmico.

Na última abordagem, a topológica, encontra-se a topologia que atenda a um determinado critério sem considerar uma distribuição fixa de material. Dessa forma, considera-se um domínio inicial (região em que a estrutura pode existir) e as condições de contorno (vínculos) e de carregamentos da estrutura. A partir desse ponto, encontra-se a distribuição ótima de “furos” no interior da estrutura que, por exemplo, minimizem a massa e maximizem a flexibilidade.

Para mais informações sobre as otimizações topológica e de forma, o autor recomenda a leitura de Silva (2010). O presente trabalho se concentrará na abordagem paramétrica.

3 MODELO COMPUTACIONAL

As simulações realizadas neste trabalho empregam o software de elementos finitos Ansys Mechanical e o módulo CFX (para resolver via CFD o escoamento do fluido em torno da travessa) configurado a partir do *Workbench*.

Primeiramente, foi desenvolvido um programa na linguagem APDL (*ANSYS Parametric Design Language*) com o intuito de criar a geometria e realizar a análise modal no ar e na água (simulação acústica) de maneira automática de modo a permitir o acoplamento com o otimizador, evitando assim a necessidade de refazer qualquer simulação na interface gráfica do programa. O código em APDL facilita a alteração de parâmetros geométricos da travessa e a criação de modelo parametrizado para processo de otimização supracitado, cujo fluxograma de metodologia pode ser visto na seção 3.1. Detalhes sobre os elementos utilizados na análise modal no ar e na água (simulação acústica) estão na seção 3.3.

Posteriormente desenvolveu-se uma simulação através do Ansys Workbench que considerou a interação fluido-estrutura para comparar as travessas original e otimizada. Diferentemente da abordagem anterior, não se mostrou necessário construir uma macro para realizar as simulações, tendo em vista que a análise é feita apenas duas vezes. A vantagem de usar o *Workbench* está na sua interface mais amigável e a semelhança com sistemas CAD. Mais detalhes podem ser vistos na seção 3.4.

3.1 Metodologia de otimização

Pretende-se neste trabalho otimizar a estrutura da travessa utilizando a simulação acústica de modo que suas duas primeiras frequências naturais não sejam próximas às de emissão de vórtices, ou seja, o problema de otimização pode ser posto da seguinte forma:

Minimizar M

tal que

1ª frequência modo de flexão $< f_v$

1ª frequência modo de torção $> f_v$

Sendo:

M a massa da estrutura;

f_v a frequência de emissão de vórtices.

Mais detalhes do problema de otimização podem ser visto na seção 4.

No fluxograma da Figura 21, o Mode Frontier, no bloco à esquerda da figura, gera os parâmetros P1 e P2 (a quantidade de parâmetros é meramente ilustrativa) que são dimensões características da geometria da peça. A geração dos parâmetros ocorre no DOE (*Design of Experiments*), onde se define como o otimizador percorre o domínio do projeto, ou seja, como são escolhidos os valores dentre os possíveis para cada iteração da otimização. Opções de amostragem são “Monte-Carlo”, “LatinHypercube” e aleatoriamente. O otimizador, ainda no mesmo bloco, define qual o algoritmo de otimização utilizado entre outras características como número de iterações através do *Scheduler* (ver Figura 42, seção 4.2).

Gerados os parâmetros, no segundo bloco passa a atuar um algoritmo de Matlab responsável por recebê-los e gerar um arquivo em APDL que realiza a análise modal da estrutura imersa em água no ANSYS (simulação acústica). A chamada de execução do ANSYS e a geração da saída são controladas pelo próprio Matlab. Finalmente, ainda no Matlab, o algoritmo lê as saídas geradas pelo ANSYS (frequências naturais ω_i da estrutura) e calcula a massa M e a frequência de emissão de vórtices de acordo com os parâmetros P1 e P2 de um determinado laço de otimização. Para os resultados obtidos nessa análise, ver seções 5.1 e 5.2.

De posse dos valores de interesse (massa, frequências naturais e frequências de emissão de vórtices), o fluxograma vai para o terceiro bloco - novamente o Mode Frontier – onde são avaliadas função objetivo e restrições.

O fluxograma pode voltar para mais iterações ou terminar no caso de ser encontrada uma solução ótima.



Figura 23: Modelo computacional do perfil travessa da Figura 22.

3.3 Elementos Utilizados no ANSYS para análise modal.

A análise modal realizada no ANSYS foi feita inicialmente sem a presença do fluido ao redor da estrutura com o intuito de conhecer seu comportamento em ar.

O elemento utilizado para modelar a estrutura no domínio 2D foi o PLANE182, cujas características estão na figura abaixo:

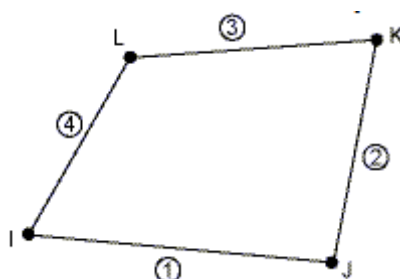


Figura 24: Elemento PLANE182 utilizado na malha estrutural 2D. Adaptado de ANSYS (2009b).

O elemento tem 4 nós e 2 graus de liberdade por nó: UX, UY.

Na segunda etapa, a geometria foi extrudada utilizando a base do código considerando domínio 2D e a estrutura recebeu malha com o elemento SOLID185, que tem 8 nós e os graus de liberdade UX, UY e UZ em cada nó.

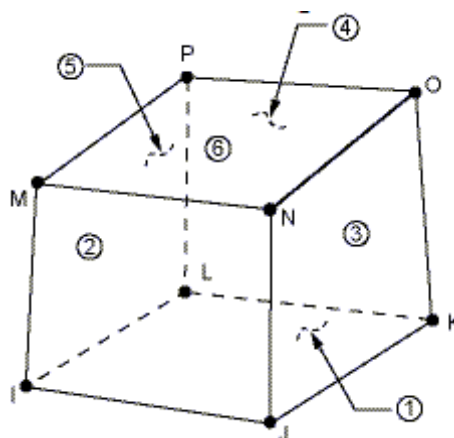


Figura 25: Elemento utilizado para malha da travessa no domínio 3D. Adaptado de ANSYS (2009b).

Para o fluido, os elementos escolhidos foram o FLUID 29 e FLUID 30. Esses elementos modelam o meio fluídico e a interface em problemas de interação fluido-estrutura, sendo utilizados na simulação acústica. Da mesma forma que os elementos estruturais, o fluido foi modelado inicialmente no domínio 2D (com o FLUID 29) e posteriormente extrudado (utilizando o FLUID 30).

O FLUID29 tem quatro nós e os graus de liberdade X, Y e PRES (pressão). Analogamente, o FLUID30 tem 8 nós e os graus de liberdade X, Y, Z e PRES. Modelando o fluido ao redor da estrutura com esses elementos, é possível levar em conta o efeito da massa adicional na estimativa das frequências naturais.

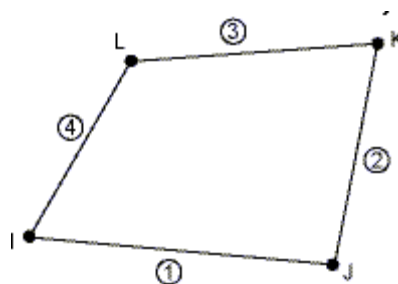


Figura 26: Elemento utilizado para malha do fluido ao redor da travessa no domínio 2D. Adaptado de ANSYS (2009b).

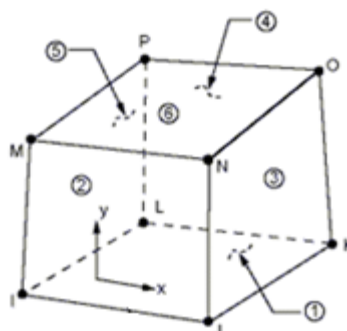


Figura 27: Elemento utilizado para malha do fluido ao redor da travessa no domínio 3D. Adaptado de ANSYS (2009b).

3.4 Simulação de Interação Fluido-Estrutura

Nessa seção explora-se a simulação transiente considerando interação fluido-estrutura, que tem o intuito de comparar as estruturas original e otimizada do ponto de vista dos esforços causados pelo escoamento ao redor da travessa e da força harmônica representando o efeito dos vórtices. Antes de realizar essa simulação foram realizados dois testes.

Primeiramente foram realizados testes com a estrutura submetida a uma força harmônica distribuída em uma linha da geometria mas sem a presença da água ao redor. O intuito foi observar se essa força conseguia representar o efeito gerado pelo desprendimento dos vórtices e excitar os dois primeiros modos naturais. A aplicação de um momento harmônico no bordo de fuga foi testado e não se revelou uma boa alternativa por deformar demais a malha localmente e comprometer a leitura dos resultados.

Um segundo teste consistiu em realizar apenas a análise CFD isolada para verificar se as condições de escoamento estavam satisfazendo as necessárias para a otimização da seção 4. Basicamente, o fluxo de simulação é o mesmo da Figura 36 sem o acoplamento com o MEF.

Com esses testes realizados e todos os parâmetros de simulação ajustados, procedeu-se à simulação fluido-estrutura transiente completa. Essa simulação segue o fluxograma da Figura 36.

Os resultados de comparação das estruturas através da simulação FSI serão vistos na seção 5.

3.4.1 Análise transiente da estrutura isolada

A Figura 28 mostra a aplicação da força distribuída na estrutura isolada. As frequências da força escolhidas para verificar a ocorrência da ressonância foram as frequências naturais da travessa no ar calculadas pelo MEF. (ver seção 5.1).

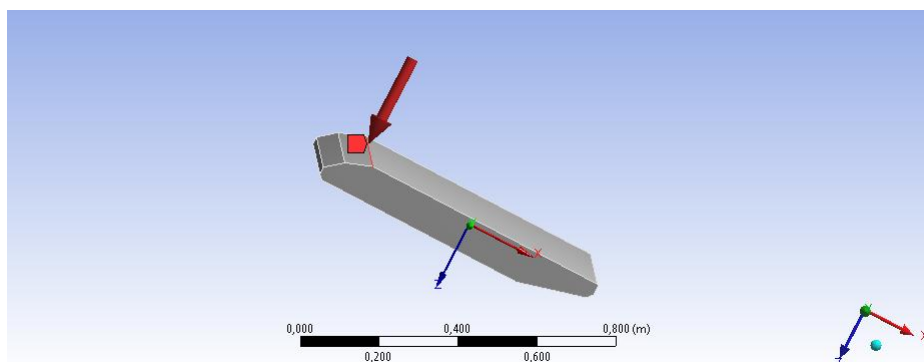


Figura 28: Aplicação de força distribuída em linha da geometria (destacada em vermelho) representando o efeito do vórtice. Seta indica vetor resultante.

Os resultados obtidos foram conforme o esperado: para uma força harmônica com frequência igual ao do primeiro modo de flexão no ar (98,6Hz) houve ressonância e flexão da travessa. De modo análogo, para a força de excitação com frequência igual a 206,3 Hz, houve ressonância e flexão da travessa.

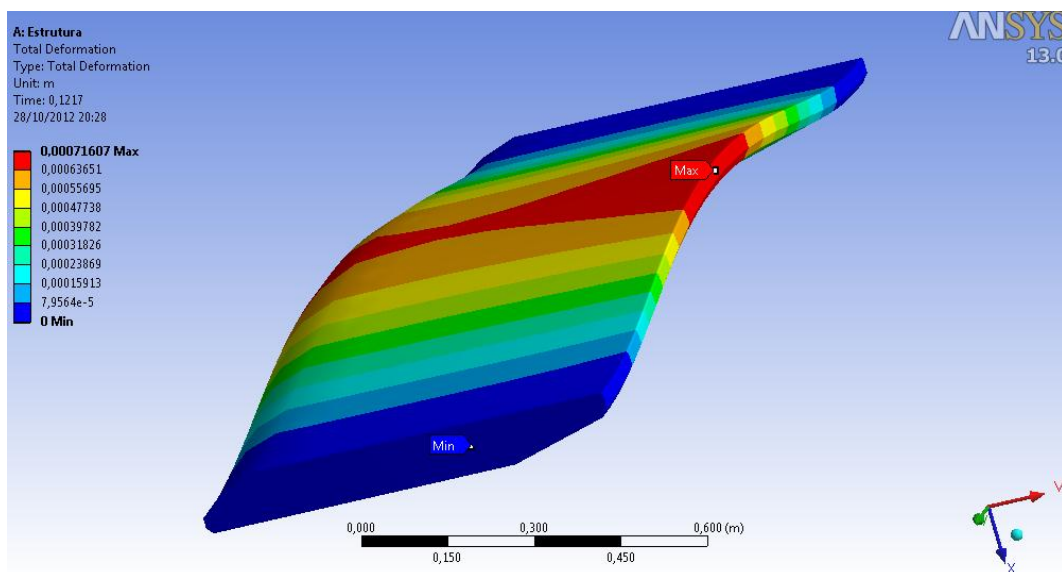


Figura 29: Flexão da travessa para força distribuída de 98,6 Hz.

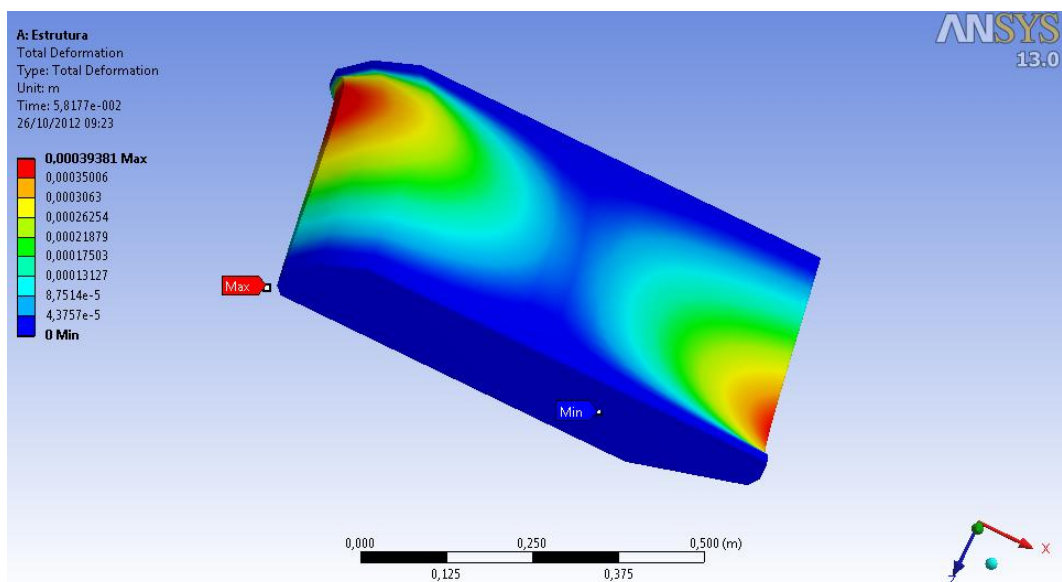


Figura 30: Torção da travessa para força distribuída de 206,6 Hz.

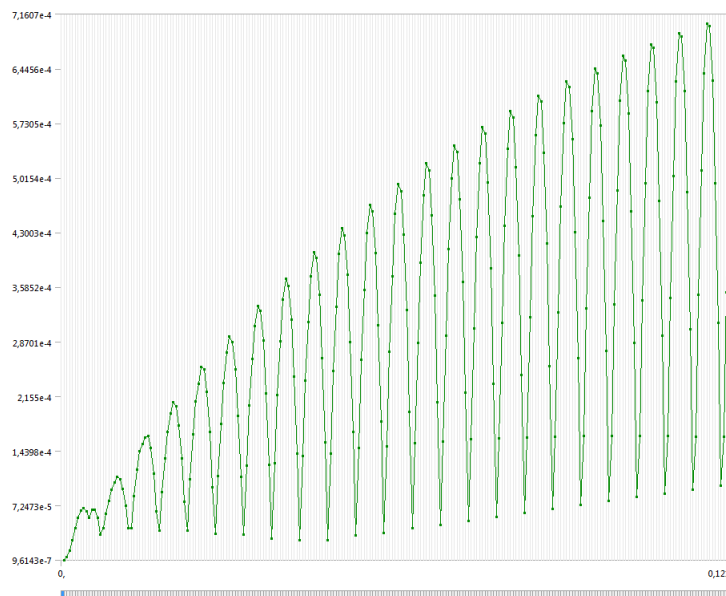


Figura 31: Gráfico de Deformação Total da Estrutura(m) em função do tempo(s) para o caso da Figura 29. O aumento progressivo dos deslocamentos com o tempo permite verificar a ocorrência da ressonância.

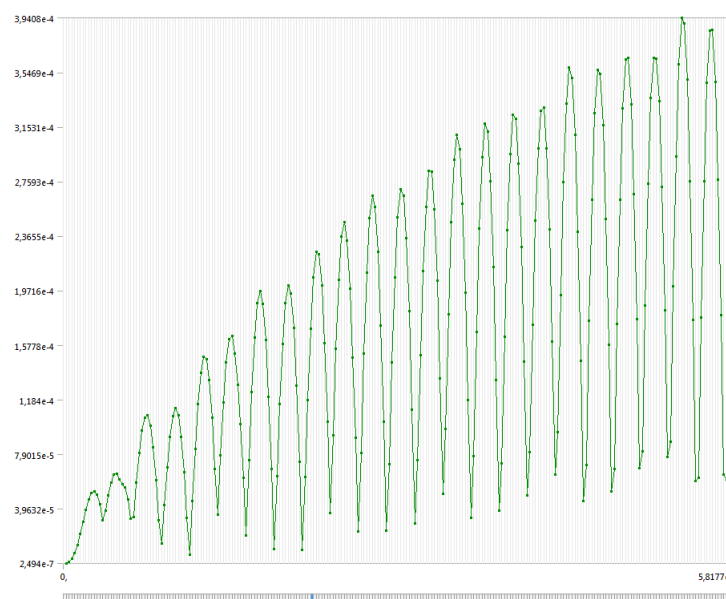


Figura 32: Gráfico de Deformação Total da Estrutura(m) em função do tempo(s) para o caso da Figura 30. O aumento progressivo dos deslocamentos com o tempo permite verificar a ocorrência da ressonância.

Vale destacar que o valor de amortecimento usado para configurar os parâmetros da simulação transiente realizada acima foi diferente do que está na seção 2.2, que foi de 2,5%. Como nesse caso as travessas não estão imersas em água os valores são menores. Segundo Gissoni (2005), valores que podem ser adotados são 0,5% para o primeiro modo e 0,2% para o segundo modo.

3.4.2 Análise CFD isolada

Para que a equação (2.14), de estimativa de frequência de emissão de vórtices tenha validade, é necessário que o escoamento descole na região da aresta de saída da travessa, já que o comprimento de referência é a espessura dessa aresta. A análise CFD isolada foi realizada com o intuito de verificar principalmente esse ponto. Para verificar o comportamento do escoamento conforme necessário, não foi preciso realizar uma análise transiente nem tampouco com interação fluido-estrutura. Dessa forma, as figuras a seguir são resultado de uma análise em regime permanente apenas do CFD isolado, o que consumiu um tempo de simulação consideravelmente menor.

Na Figura 33 pode-se ver um detalhe do campo de velocidades ao redor da travessa. Na Figura 34 , a travessa pode ser vista.

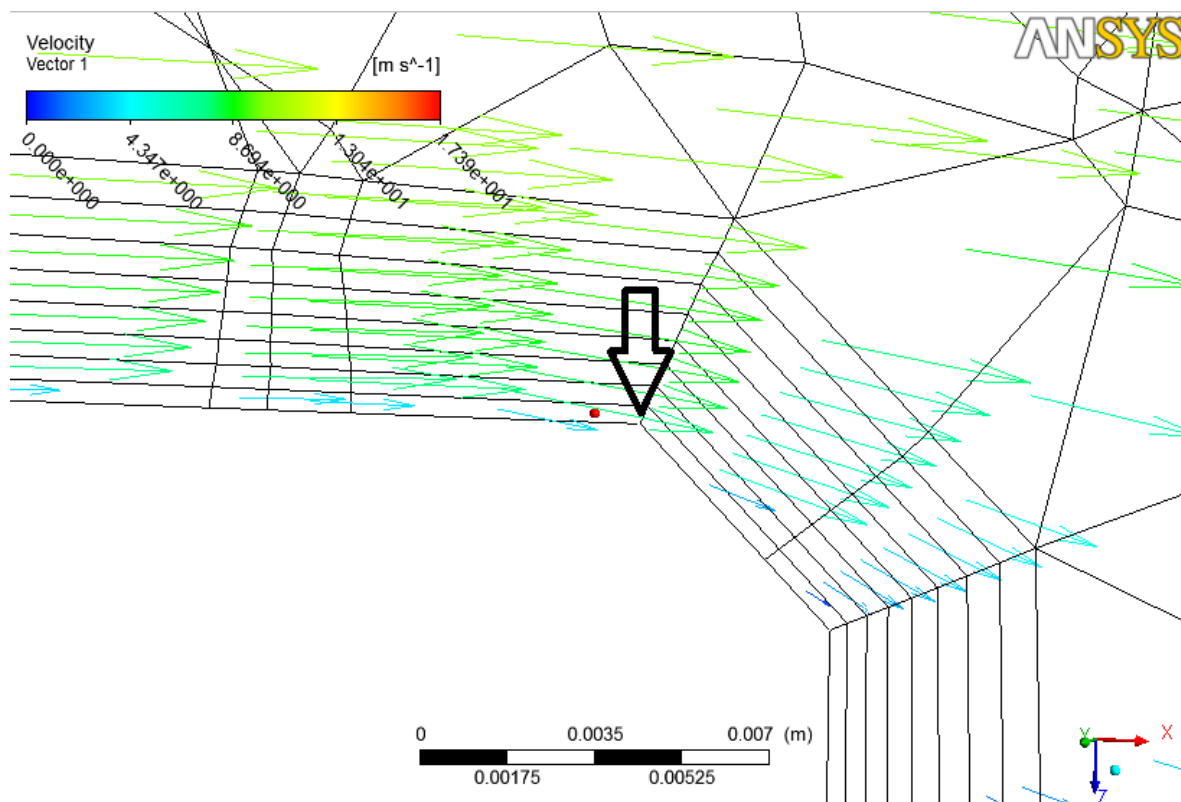


Figura 33: Detalhe do descolamento do escoamento do perfil original da travessa.

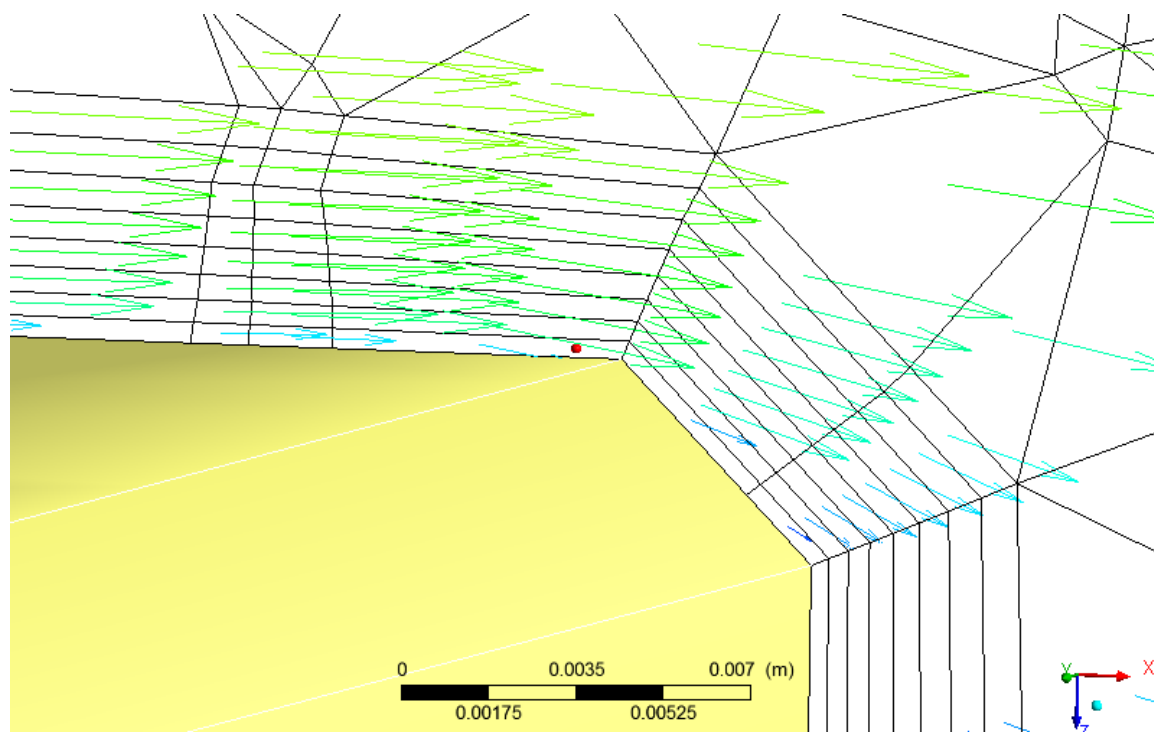


Figura 34: Figura anterior mostrando os contornos da travessa.

A seta indica o ponto onde o escoamento descola, pois é o ponto em que o vetor velocidade começa a ter seu o módulo reduzido (como é de se esperar quando

o gradiente de pressões na direção do escoamento começa a ser maior que zero). Para mais informações, ver o trabalho de Neto (2007). O ponto indicado pela seta é o início do filete que se liga à aresta de saída do perfil.

Outro indício de que houve o descolamento pode ser observado na Figura 35, onde é possível ver como o gradiente de pressões adverso acelerou o escoamento de forma a reduzir as velocidades na região da aresta de saída. É desse fenômeno que deriva a liberação dos vórtices se o descolamento ocorrer suficientemente próximo à aresta de saída, como se verificou na Figura 33.

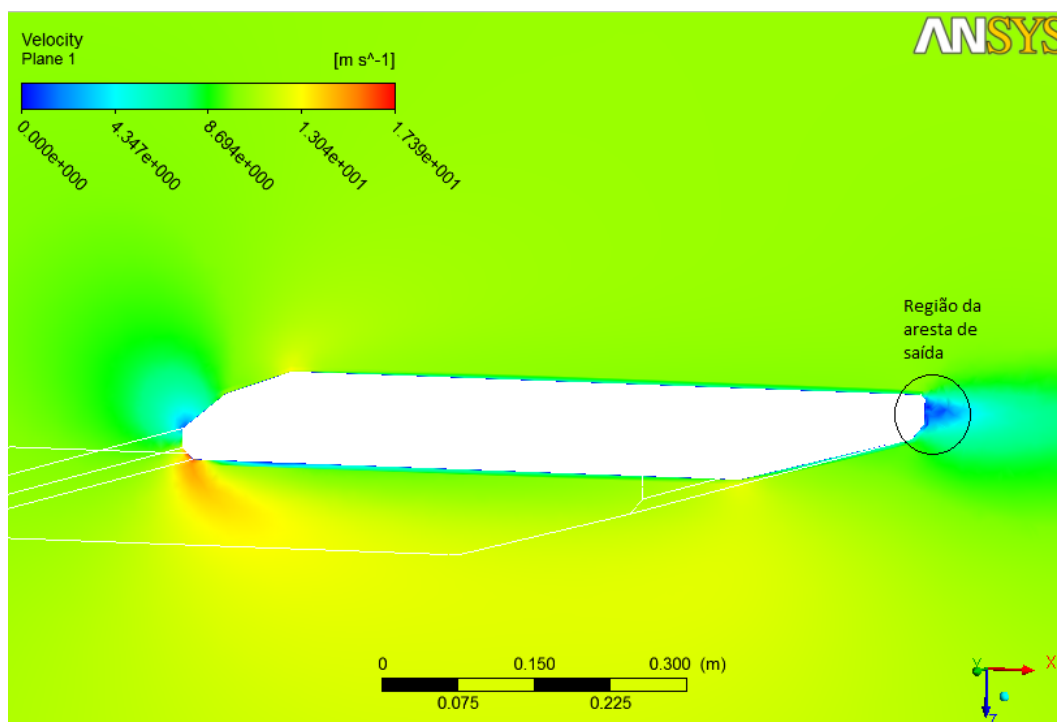


Figura 35: Detalhe da aresta de saída indicando velocidade próxima à zero do escoamento.

3.4.3 Análise de Interação Fluido-Estrutura Transiente Completa

Com todos os testes realizados, a estrutura original pôde ser simulada para avaliação dos efeitos da interação fluido-estrutura.

Foi utilizado o *Ansys Workbench* para configuração da parte CFD e da parte MEF.

O solver de CFD utilizado foi o CFX, com geração de malha de volumes finitos através do *ANSYS Meshing*. Para a estrutura, foi utilizado o *Ansys Mechanical*

para ser tanto o solver quanto o gerador de malhas. Para acoplar os dois campos é utilizado o *ANSYS Multi-Field Solver – Multiple Code Coupling (MFX)*.

A relação existente entre os *solvers* na análise FSI pode ser resumida através do fluxograma da Figura 36, abaixo.

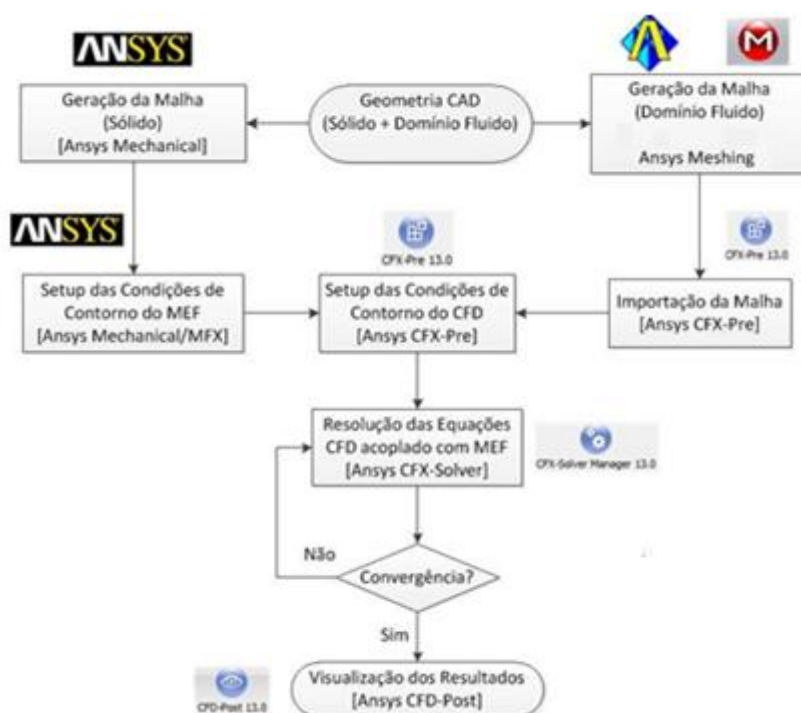


Figura 36: Fluxograma para estratégia de simulação FSI. Adaptado de Silva (2011)

Partindo de uma geometria construída em software CAD, que engloba não só a travessa mas também o domínio fluido ao redor, gerou-se a malha através do ANSYS Mechanical e foram introduzidas as condições de contorno e a força harmônica distribuída representando os vórtices (conforme seção 3.4.1). Posteriormente, gerou-se a malha do fluido no *Ansys CFX-Pre*. Vale destacar que nesse processo se mostrou necessário criar uma camada de elementos hexaédricos na região de contato da travessa com o fluido, de maneira a permitir uma melhor discretização da malha na região da camada limite. Para isso, utilizou-se o recurso *Inflation*. Nessa região, o tamanho máximo dessa camada foi estimado com o auxílio da equação (2.11), tendo sido considerado o valor de $5,5 \cdot 10^{-3}$, com 8 camadas e razão de crescimento de 1,1. A Figura 37 mostrou que a escolha foi adequada por deixar visível que não houve transição brusca de velocidades de uma camada para outra.

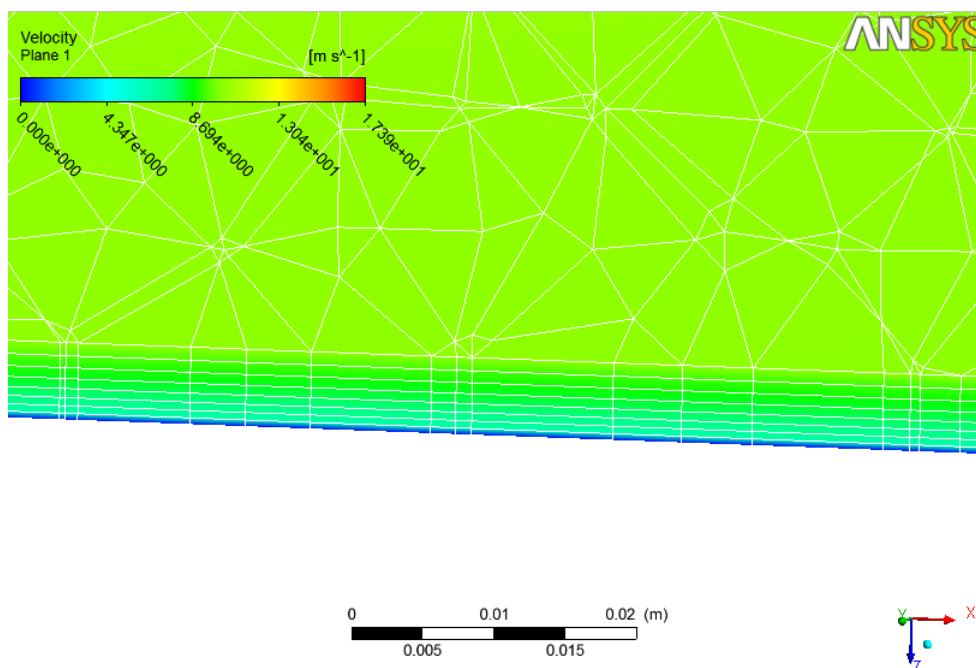


Figura 37: Detalhe da região da travessa próxima ao domínio fluido (que aparece com as linhas da malha). As 8 camadas mostram uma transição suave das velocidades desde a região em contato com a estrutura.

Nas demais regiões do domínio fluido, empregou-se o *Patch Conforming Method* para introduzir elementos tetraédricos, conforme Figura 38. Nessas regiões, o máximo tamanho do elemento foi de $2 \cdot 10^{-2}$ m e o mínimo foi de $1 \cdot 10^{-3}$ m.

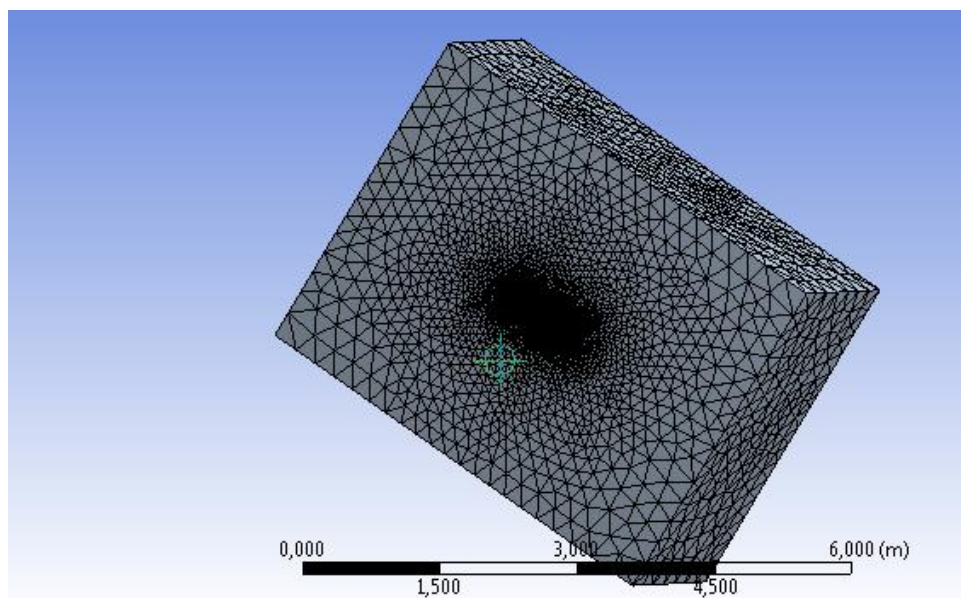


Figura 38: Malha do domínio fluido associada à geometria original, com 3,6 milhões de elementos.

As dimensões desse domínio fluido foram definidas com base em simulações que aumentaram gradativamente o tamanho do bloco até não mais ser possível

observar grandes gradientes de pressões ou velocidades em suas fronteiras. O comprimento ficou da ordem de 7 vezes o comprimento da seção transversal da travessa (755mm) e a largura da ordem de 5 vezes.

A discretização que levou a 3,6 milhões de elementos não é considerada extremamente refinada e nem tampouco grosseira. Considerando que o objetivo da simulação FSI é observar qualitativamente o comportamento da estrutura antes e depois da otimização, não se mostrou necessário refinar a malha além do que foi feito e aumentar ainda mais o já custoso custo computacional da simulação FSI.

4 OTIMIZAÇÃO

Devido ao problema de desprendimento de vórtices e vibração das travessas das turbinas de Ilha Solteira, foram desenvolvidas nas seções anteriores metodologias para calcular frequências naturais da travessa em água e utilizar essa informação para através do software Mode Frontier escolher o melhor conjunto de parâmetros da geometria de modo a afastar essas frequências daquelas estimadas para a emissão de vórtices considerando uma determinada condição de operação da máquina.

Nesta seção serão apresentadas as características do problema a ser resolvido e as configurações empregadas no Mode Frontier.

4.1 Características do problema

Conforme apresentado na seção 3.1, pretende-se resolver um problema do tipo:

Minimizar M

tal que

1ª frequência modo de flexão $< f_v$

1ª frequência modo de torção $> f_v$

Sendo:

M a massa da estrutura;

f_v a frequência de emissão de vórtices.

A escolha da função objetivo é menos importante que as restrições, que estão no centro do problema. Como será visto adiante, a travessa foi parametrizada de modo a fazer cortes que retiram material da estrutura (chanfros nas arestas de entrada e saída). Dessa forma, é razoável que a função objetivo seja compatível com este procedimento. Na Figura 39 mostra-se o ponto em que acontece a intersecção da curva de emissão de vórtices - crescente com a vazão e calculada através da equação(2.14) - com o Modo 1 (ver seção 5.2). A otimização buscará fazer com que essa intersecção ocorra fora da faixa de vazões em que a turbina opera.

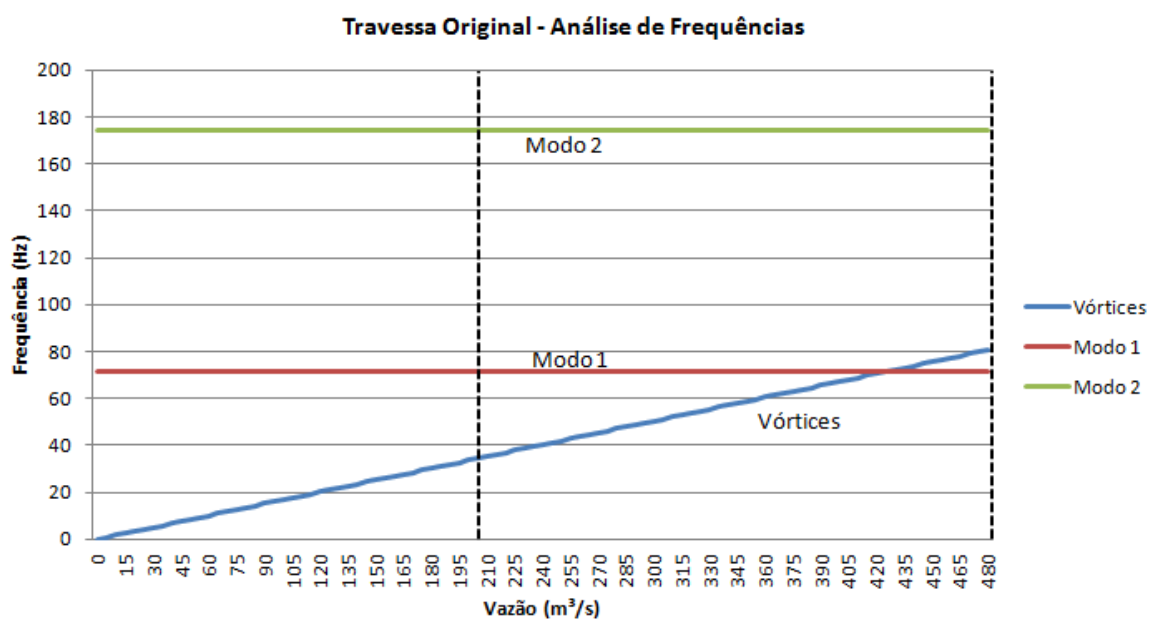


Figura 39: Características de frequências da travessa original.

No gráfico acima temos: Modo 1 em 71,2 Hz, Modo 2 em 174,2 Hz e a intersecção da curva Vórtices com Modo 1 em 423,4 m^3/s .

Para estimar a faixa de vazões em que a turbina opera, pode-se consultar o diagrama de colina abaixo:

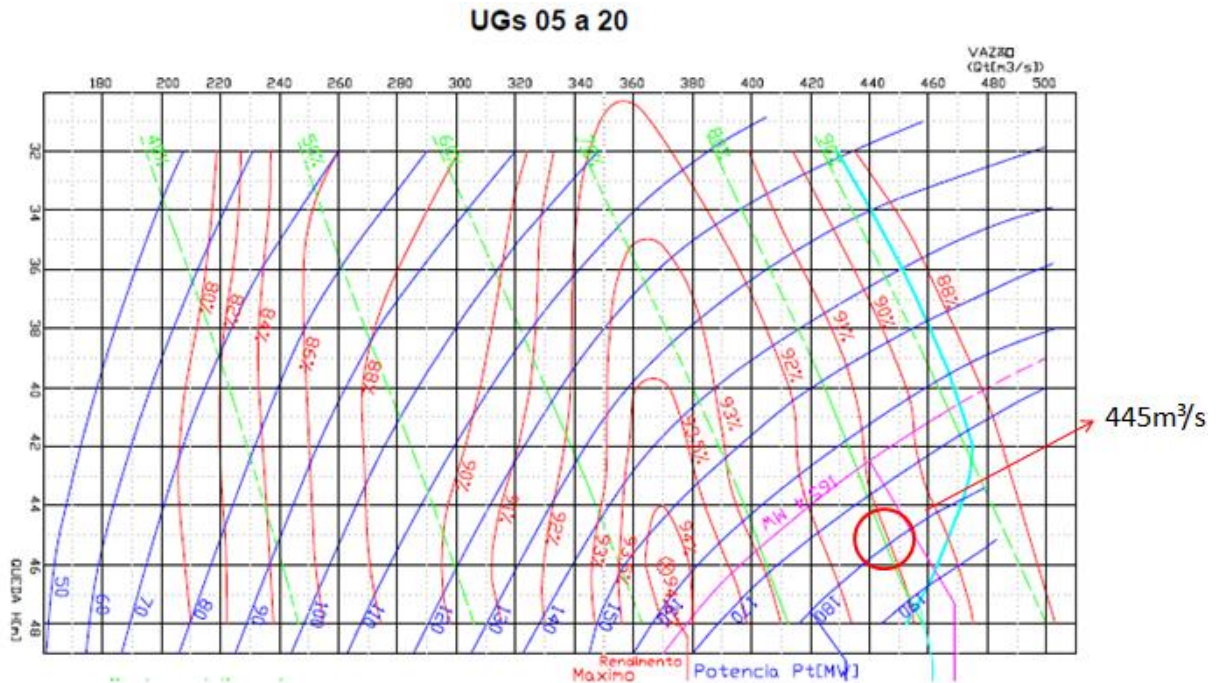


Figura 40: Diagrama de colina das UGS 05 a 20 da UHE Ilha Solteira.
Fonte: CESP.

Para fins da resolução do problema de otimização, considerou-se como vazão mínima de operação a vazão de 200 m³/h e a vazão máxima como 480 m³/h. Como foi visto na seção 2.2, a vazão é necessária para o cálculo da velocidade do escoamento e consequentemente da emissão de vórtices. Definindo esses limites operacionais, impõe-se que interseção das curvas Vórtices e Modo 1 ocorra em uma vazão menor que a operacional mínima e que a intersecção das curvas Vórtices e Modo 2 ocorra em uma vazão maior que a operacional máxima.

Dessa forma, o problema de otimização fica mais bem definido como:

Minimizar M

tal que

$$1^{\text{a}} \text{ frequência modo de flexão} < f_{V_{\min}}$$

$$1^{\text{a}} \text{ frequência modo de torção} > f_{V_{\max}}$$

Sendo:

M a massa da estrutura;

$f_{V_{\min}}$ a frequência de emissão de vórtices na vazão de operação mínima;

$f_{V_{\max}}$ a frequência de emissão de vórtices na vazão de operação máxima;

Outro ponto a se destacar na Figura 40 é o que está indicado pela seta. De acordo com os dados colhidos no procedimento experimental descrito na página 32, podemos concluir que a frequência onde está ocorrendo a ressonância dos vórtices com a travessa é de aproximadamente 445Hz. Tal conclusão apresenta um desvio de apenas 5% em relação ao calculado através da Figura 39.

4.2 Configuração do Mode Frontier

Partindo de uma geometria parametrizada com três parâmetros (c_1 , c_2 e c_3) buscou-se alterar principalmente a aresta de saída da travessa (parâmetros c_1 e c_2 da figura). Além disso, buscando testar a flexibilidade do método foi inserido um terceiro parâmetro c_3 , que além de auxiliar a diminuir a frequência do primeiro modo (por retirar parte da área da seção), auxiliou a suavizar a aresta de entrada para garantir que o escoamento não descolasse antes da aresta de saída. Ver Figura 41.

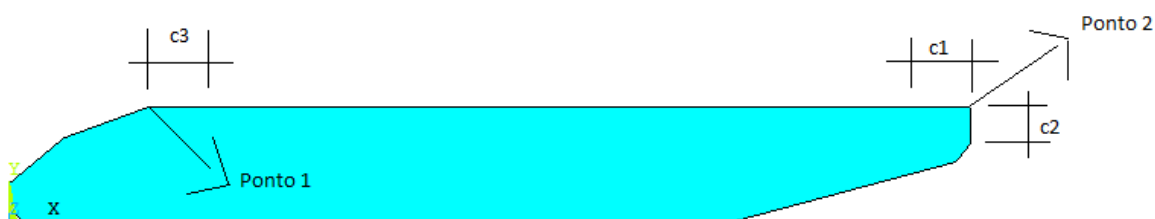


Figura 41: Esquema demonstrando os parâmetros adotados na otimização, indicados sobre a geometria original.

O parâmetro c_3 realiza um incremento na coordenada x do Ponto 1. Esse novo ponto é ligado com o ponto anterior. Já c_1 e c_2 criam dois novos pontos a partir do Ponto 2, que são posteriormente unidos para execução do chanfro. Ou seja, o Ponto 2 deixa de existir na nova geometria.

A metodologia de otimização demonstrada através da Figura 21 pode ser também explicada através da Figura 42, que mostra as relações entre as variáveis do otimizador.

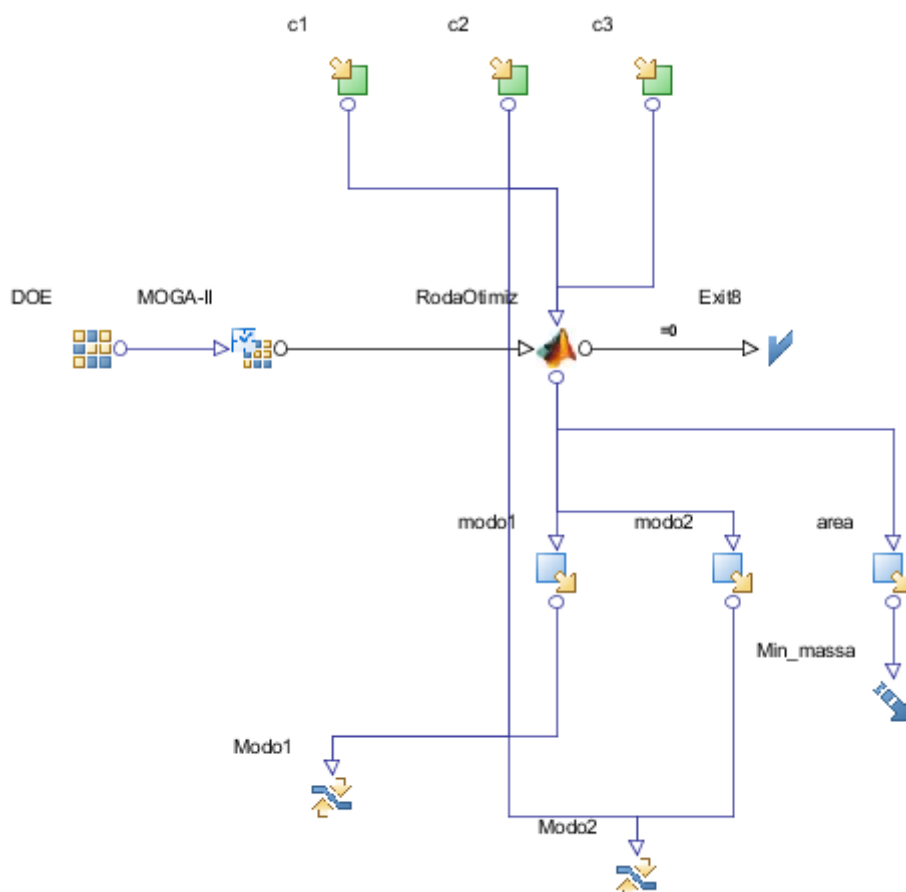


Figura 42:Diagrama do *Workflow* do Mode Frontier.

A primeira linha mostra as variáveis de entrada para o script do Matlab responsável por comandar a otimização. Basicamente o que se define nessa etapa é o intervalo de valores que os parâmetros podem assumir. Nesse caso, de acordo com o que se conhece dos ensaios experimentais e pelo que foi explorado na revisão bibliográfica, o valor de c2 deveria deixar a aresta de saída com um mínimo de 2mm e máximo de 28mm (valor do perfil original). O valor de c1 foi tomado com um valor mínimo de 300mm e máximo de 400mm. Esses valores foram escolhidos para tornar o chanfro o mais suave possível e evitar o descolamento do escoamento antes da aresta de saída. O valor de c3 variou de 5 mm a 100 mm, e teve o intuito de tornar a restta de entrada mais suave, evitando o descolamento precocemente.

Na segunda linha são definidos, conforme dito na seção 3.1, os parâmetros utilizados em cada laço de otimização (nó DOE) e o algoritmo utilizado (nó Scheduler, que nesse caso é o MOGA-II, o algoritmo genético). Foram utilizados 15 indivíduos na população inicial com propriedades de *crossing over*, seleção e mutação de 50%, 10% e 10%, respectivamente. A escolha dos indivíduos foi feita aleatoriamente utilizando do modelo SOBOL.

Optou-se pelo genético por sua grande eficiência e versatilidade. Apesar de ser computacionalmente mais custoso quando comparado aos algoritmos de programação matemática, foram utilizados computadores nas simulações que possuíam bom hardware, o que não tornou impeditivo seu uso. Nenhuma simulação demorou mais que 40 minutos, mesmo com as três variáveis de projeto c_1 , c_2 e c_3 .

Ainda na segunda linha, o script de Matlab recebe todas as informações e chama o Ansys em modo batch para realizar a simulação acústica. Os resultados obtidos são enviados para os nós da terceira linha, que, por sua vez, alimentam a função objetivo e as restrições. Calcula-se a função objetivo “Min_massa” simplesmente multiplicando a área pela densidade do material da travessa vezes a sua altura (2140 mm).

As restrições “Modo1” e “Modo2” buscar representar o que foi expresso pelo problema de otimização reformulado (seção 4.1). Para calcular os termos das equações da seção 2.2, foram utilizadas as informações da tabela abaixo.

Tabela 1:Dados geométricos da UG 19

Variável	Símbolo	Unidade	Valor
Diâmetro de Localização da Aresta de Saída da Travessa	Dti	Metros	9,6
Ângulo entre a Travessa e uma Linha radial pela Aresta de Saída	Beta	Graus	51

Fonte: CESP

Lembrando que a velocidade da equação (2.12) depende de cada vazão (se mínima ou máxima) e o valor de δ_s , da equação (2.13) é o valor de c_2 .

5 RESULTADOS

Nessa seção serão apresentados os resultados das análises modal da travessa no ar e na água e da otimização que teve as características apresentadas na seção 4. Posteriormente, a comparação das estruturas original e otimizada será feita.

Como comentado anteriormente, para que a otimização tenha validade deve-se ter o deslocamento do escoamento próximo à aresta de saída. Da mesma forma como foi feito na seção 3.4.2 para a estrutura original, a análise CFD isolada será realizada para a estrutura otimizada, validando assim a otimização.

5.1 Análise Modal – Travessa no Ar

A análise modal foi realizada com o intuito de avaliar as frequências de ressonância da estrutura. O material da estrutura é de aço carbono, tendo as seguintes propriedades:

Módulo de Elasticidade $E=200000$ MPa

Coeficiente de Poisson $\nu=0,3$

Densidade do Aço $\rho= 7850 \text{ kg/m}^3$

Os resultados a seguir foram obtidos. A condição de contorno imposta foi o engaste das faces superior e inferior da travessa.

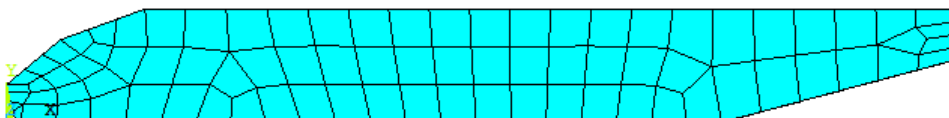


Figura 43: Vista frontal da malha Gerada para a travessa no ar.

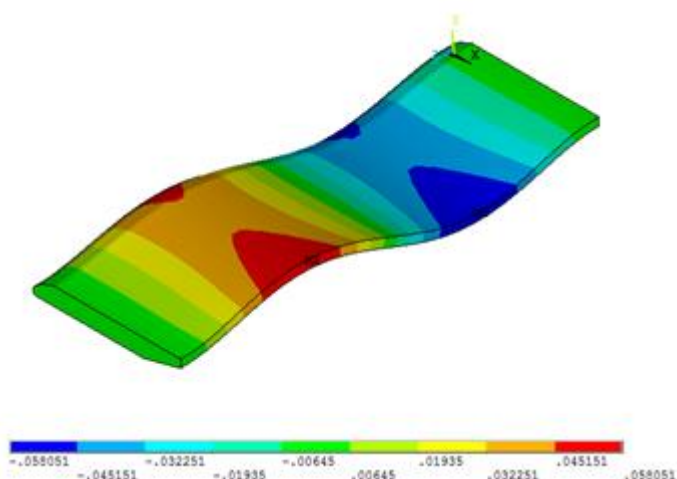


Figura 47: 3º Modo - Freq. 266,3Hz.

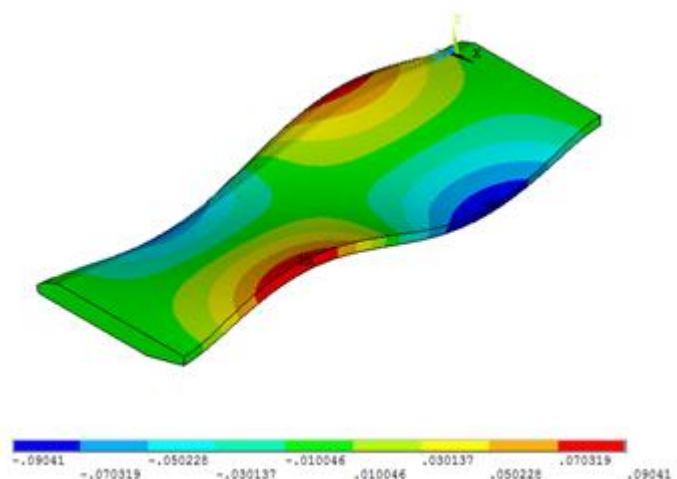


Figura 48: 4º Modo - Freq. 435,8Hz.

Os testes mostraram que todas as malhas com discretizações maiores que a adotada conforme a Figura 44 alteraram as frequências em apenas alguns décimos de Hertz. Portanto, é adequada a discretização adotada.

5.2 Análise Modal – Travessa na Água

Para o caso do fluido imerso em água, o seguinte modelo foi gerado, com as propriedades de água conforme as que seguem:

Velocidade de propagação do som: 1500 m/s

Densidade $\rho = 998 \text{ kg/m}^3$

As condições de contorno impostas foram o engastamento ideal da estrutura nas superfícies superior e inferior (da mesma forma como foi feito na seção anterior). Para o fluido, adotou-se deslocamento nulo na direção dos anéis do pré-distribuidor (direção z), além de impedância unitária nos bordos do domínio fluido. O valor de impedância unitária é utilizado para incluir o amortecimento das ondas de som que se propagam pelo fluido. Dessa forma, simula-se um meio infinito. Podem-se observar as condições de contorno na Figura 49.

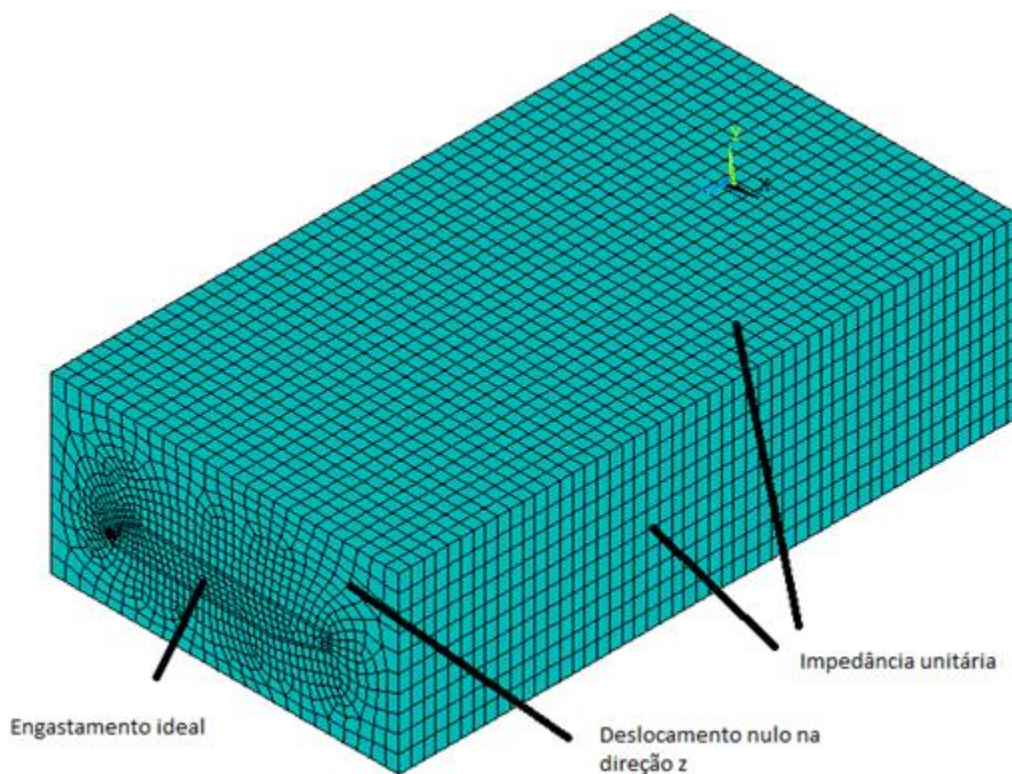


Figura 49: Condições de contorno para o modelo construído para simulação acústica.

Na Figura 50, é mostrado o procedimento utilizado para a malha que considera a interação do fluido com a estrutura. Uma camada de fluido é construída ao redor da travessa e é habilitada a interação do elemento FLUID 30 com a estrutura (fazendo KEYOPT (2) = 0 para o elemento tipo 2). Para o restante do domínio fluido, os elementos FLUID 30 não estão interagindo com a estrutura (KEYOPT (2) = 1 para o elemento tipo 3).

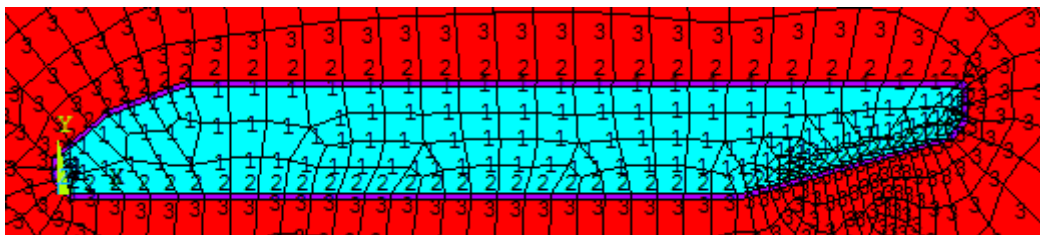


Figura 50: Os três tipos de elementos utilizados na análise acústica: estrutural (tipo 1), fluido com estrutura (tipo 2) e fluido sem estrutura (tipo 3).

Os resultados obtidos seguem nas figuras abaixo:

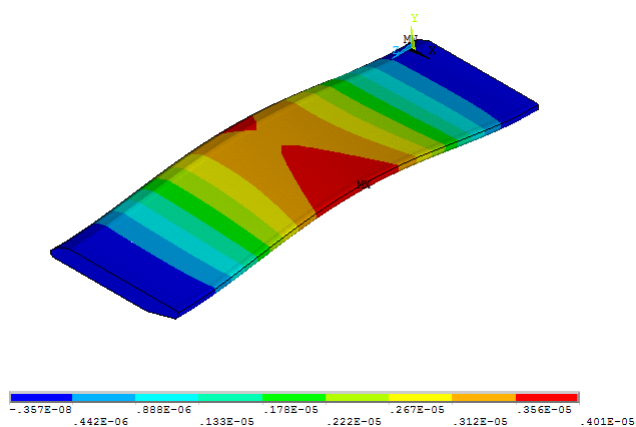


Figura 51: 1º Modo - Freq. 71,2Hz

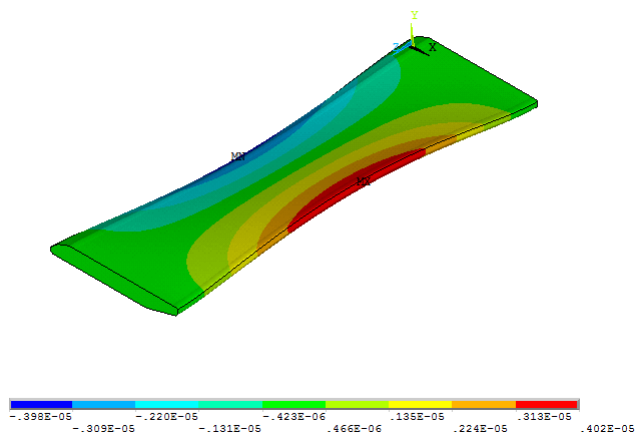


Figura 52: 2º Modo - Freq. 174,1Hz

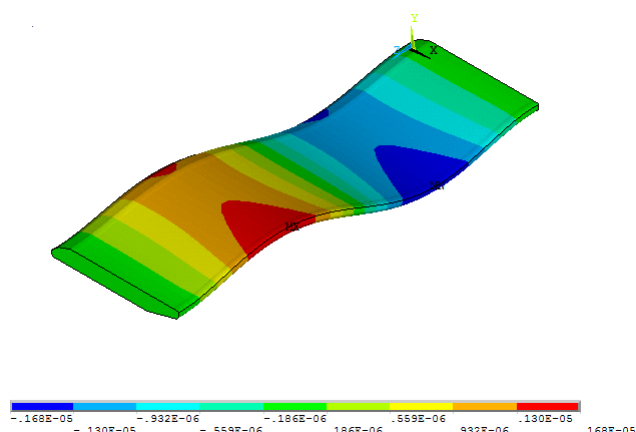


Figura 53: 3º Modo - Freq. 204,2Hz

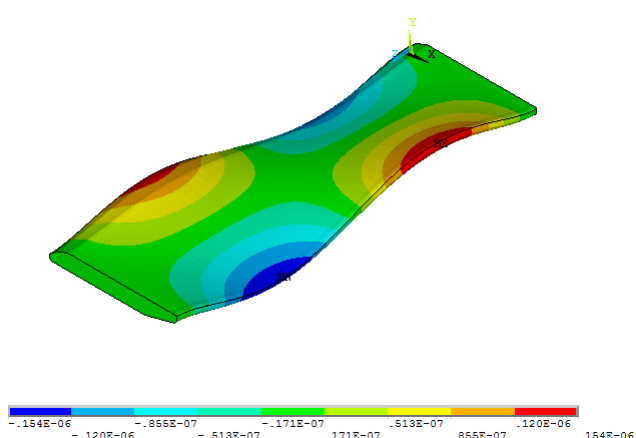


Figura 54: 4º Modo - Freq. 369,3Hz.

Os resultados acima foram obtidos testando-se, primeiramente, as dimensões do domínio fluido (que recebe o elemento tipo 3 da Figura 50) ao redor da travessa. A espessura da camada de elementos tipo 2 foi fixada inicialmente em 15 mm nesses testes.

A Tabela 2 mostra como variaram os valores da frequência de cada modo em função da alteração de alguns parâmetros que controlam os valores das coordenadas dos vértices do retângulo de elementos tipo 3 que circunda a travessa.

Tabela 2: Alteração das frequências naturais da travessa com a mudança do tamanho do domínio fluido.

l1	l2	e1	e2	Largura	Comprimento	Modo 1	Modo 2	Modo 3	Modo 4
0,5	0,9	1	0,8	0,26	1	58,23	163,18	173,62	361,06
2	1,2	2	1,4	0,48	1,6	65,31	170,78	191,01	364,69
3	1,4	2	1,6	0,52	2	66,20	168,94	193,09	366,11
4	1,6	4	2,5	0,9	2,4	69,89	173,72	201,46	370,13
6	2	6	4	1,4	3,2	71,16	174,09	204,14	369,00

A alteração dos valores de frequência de cada modo do último conjunto (5ª linha) para o conjunto anterior (4ª linha) se mostrou de no máximo 1,82%. Dessa forma, os parâmetros e_1 , e_2 , l_1 , l_2 foram escolhidos iguais a 6, 2, 6, 4, respectivamente. A aplicação desses parâmetros no código APDL pode ser vista no Anexo A. Uma vez escolhidos esses parâmetros, variou-se o tamanho da camada dos elementos tipo 2. Dos testes iniciais com 15 mm, chegou-se a 5 mm passando por 10 mm. As variações foram de décimos de Hertz. O valor de 5 mm foi escolhido por apresentar o menor número de *shape warnings*, que são as distorções de forma provocadas no elemento durante a formação da malha. O número total de elementos da malha mostrada na Figura 49 foi de 49549.

A Tabela 3 faz uma comparação dos resultados experimentais medidos conforme procedimento descrito na seção 1.5 com os resultados numéricos obtidos nesta seção (tomando como referência a travessa 12, conforme Figura 12).

Tabela 3: Comparação dos valores obtidos pelo MEF com os experimentais para a travessa 12 da UG 19 de Ilha Solteira.

	Experimental	Experimental	MEF	MEF
	Freq. no Ar [Hz]	Freq. na Água [Hz]	Freq. no Ar [Hz]	Freq. na Água [Hz]
1º Modo	93,8	67,8	98,5	71,2
2º Modo	207	181	206,2	174,1
3º Modo	252	226	266,2	204,2
4º Modo	434,6	408,6	435,77	369,3

Na Tabela 4 observa-se uma comparação entre o cálculo analítico das frequências naturais no ar (feito através da teoria das placas com fator f de redução em função da espessura, seção 2.3.2) com o resultado obtido através do MEF.

Tabela 4: Comparação dos valores obtidos analiticamente e através do MEF.

	Analítico	Analítico	MEF	MEF
	Freq. no Ar [Hz]	Freq. na Água [Hz]	Freq. no Ar [Hz]	Freq. na Água [Hz]
1º Modo	99,3	71,3	98,5	71,2
2º Modo	191,9	165,0	206,2	174,1
3º Modo	262,3	-	266,2	204,2
4º Modo	415,0	-	435,77	369,3

Observa-se uma razoável correlação entre os valores experimentais e de MEF para o ar, com desvio máximo de 5,0%. De maneira similar, o máximo desvio do MEF em relação ao analítico foi de 7,4 %. Para o caso da água, o máximo desvio

considerando apenas os dois primeiros modos (são os dois principais modos de interesse) é de 4,8% em relação ao experimental e 5,5% em relação ao analítico.

A Tabela 5 mostra os fatores de transposição água/ar para as três abordagens adotadas.

Tabela 5: Razão entre frequência natural na água e no ar para a travessa 12 da UG 19 de Ilha Solteira

	Experimental	MEF	Analítico
	Água/Ar	Água/Ar	Água/Ar
1º Modo	72,3%	72,3%	71,8%
2º Modo	87,4%	84,4%	86,0%
3º Modo	89,7%	76,7%	-
4º Modo	94,0%	84,7%	-

O comparativo mostra uma excelente correlação entre o método analítico, o MEF e o experimental quando se considera apenas os dois primeiros modos.

5.3 Otimização

Algumas tabelas fornecidas pelo otimizador ajudam a interpretar os resultados obtidos. A Figura 55 a seguir mostra como os modos 1 e 2 variam em função dos parâmetros c_1 , c_2 e c_3 :

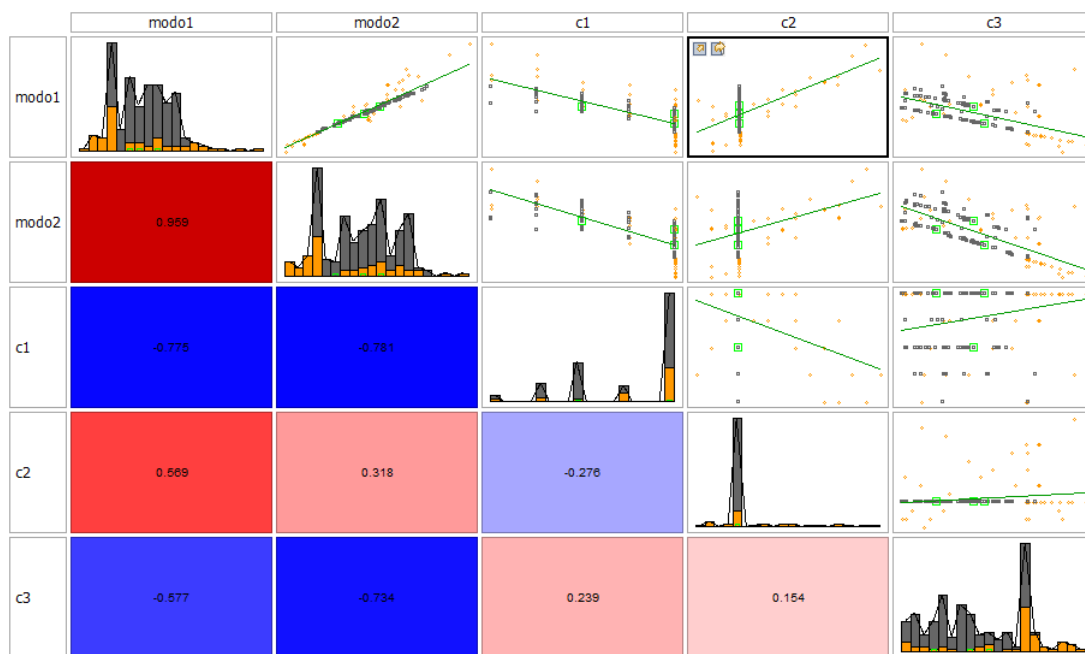


Figura 55: Matriz de correlações para o problema de otimização estudado. As variáveis na horizontal, a cima, estão no eixo x de cada um dos gráficos. Analogamente, as variáveis na vertical, à esquerda, estão no eixo y de cada um dos gráficos.

Levando-se em consideração que uma viga biengastada com comprimento constante tem seus modos naturais reduzidos se a sua área da seção transversal também se reduz (ver equação (2.15)), pode-se, olhando para a matriz acima, perceber a coerência dos resultados obtidos. Da maneira como a travessa foi parametrizada, o aumento de $c1$ e $c3$ reduzem a área da seção transversal da travessa, o que reduz os modos 1 e 2. De forma similar, valores de $c2$ pequenos significam um chanfro maior e uma área da seção transversal menor.

Para escolher qual dos pontos obtidos pelo otimizador utilizar para a geometria otimizada, utilizou-se a seguinte tabela da Figura 57:

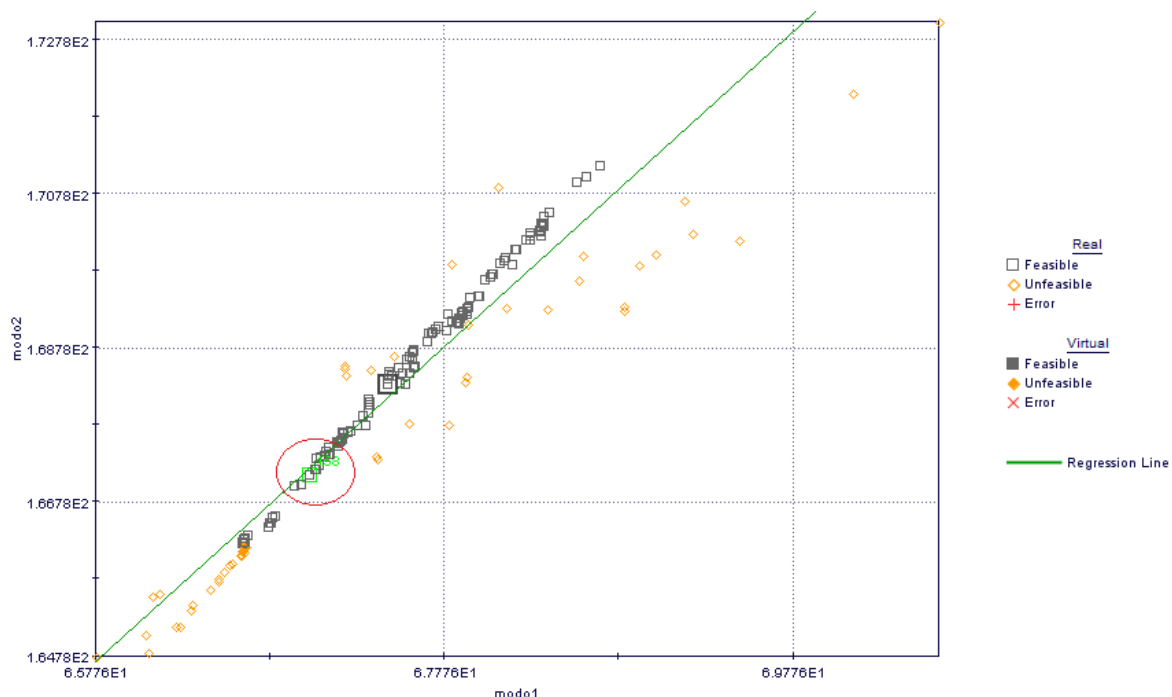


Figura 56: Gráfico de Modo1XModo2 do problema de otimização em questão. Ponto escolhido em destaque.

Qualquer ponto que o otimizador indica como *Feasible* é um ponto viável e que pode ser utilizado. Escolheu-se um ponto com Modo 1 e Modo 2 mais baixos, mas poderia ter sido escolhido qualquer outro. A escolha depende basicamente de quais condições a turbina opera, ficando a cargo da empresa que a administra. Os parâmetros do ponto em questão ficam marcados na tabela com as variáveis de projeto obtidas pelo otimizador.

156	<input type="checkbox"/>	MOGA2...	0.40000000	0.00800000	0.04647035	5.5900E-2	6.7039E1	1.6721E2	9.3906E2	-2.2214E0	9.8516E-1
157	<input type="checkbox"/>	MOGA2...	0.40000000	0.00800000	0.03769140	5.6100E-2	6.7196E1	1.6767E2	9.4242E2	-2.0642E0	1.4429E0
158	<input checked="" type="checkbox"/>	MOGA2...	0.40000000	0.00800000	0.04912085	5.5900E-2	6.7000E1	1.6714E2	9.3906E2	-2.2601E0	9.1286E-1
159	<input type="checkbox"/>	MOGA2...	0.40000000	0.00800000	0.07048635	5.5700E-2	6.6609E1	1.6615E2	9.3570E2	-2.6509E0	-7.8036E-2
160	<input type="checkbox"/>	MOGA2...	0.40000000	0.00800000	0.03963035	5.6000E-2	6.7162E1	1.6752E2	9.4074E2	-2.0980E0	1.2909E0
162	<input type="checkbox"/>	MOGA2...	0.40000000	0.00800000	0.07090340	5.5600E-2	6.6649E1	1.6635E2	9.3402E2	-2.6110E0	1.2686E-1

Figura 57: Trecho da tabela com as variáveis de projeto definidas pelo otimizador. O ponto escolhido está com o *checkbox* habilitado.

Os valores foram: $c1 = 400\text{mm}$, $c2 = 8\text{mm}$ e $c3 = 49\text{mm}$. Nas Figuras 58 e 59 abaixo, pode-se ver o modelo da travessa otimizada.



Figura 58: Modelo da travessa otimizada. Visão geral.

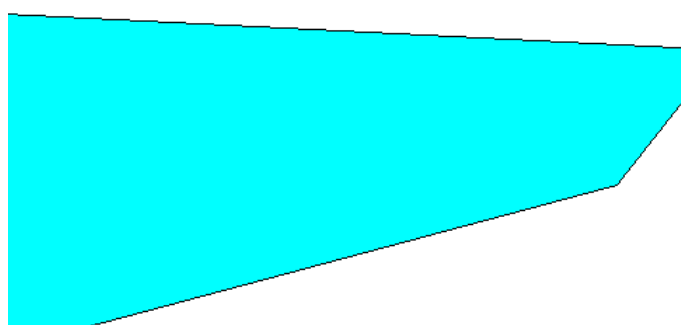


Figura 59: Detalhe da travessa otimizada mostrando a aresta de saída.

5.4 CFD Isolado

Assim como para a estrutura original, as Figuras 60 e 61 abaixo indicam que houve o descolamento do escoamento na região da aresta de saída da travessa:

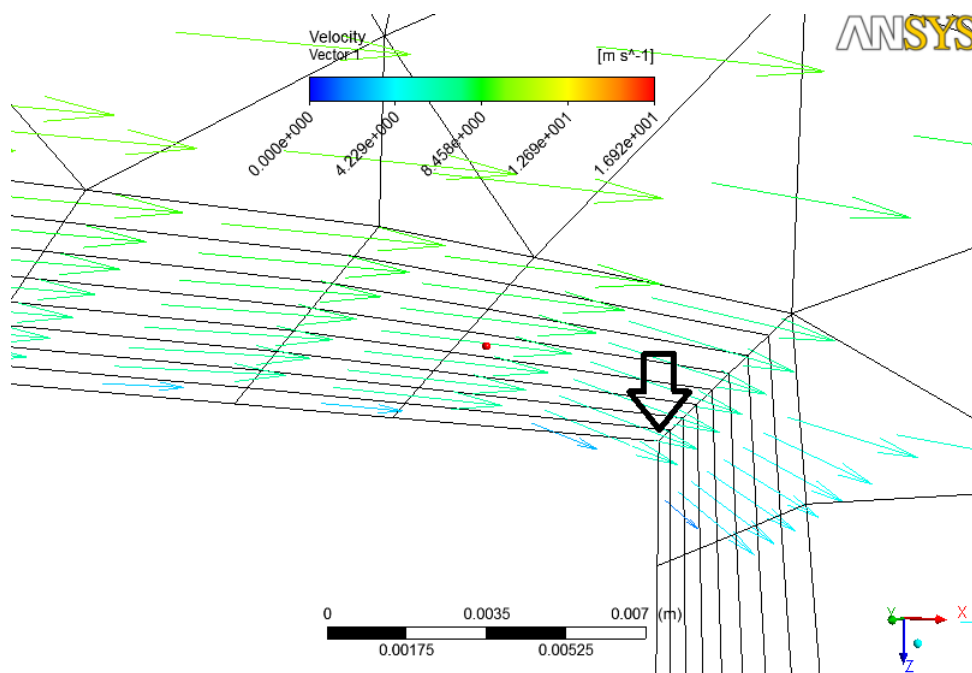


Figura 60: Vetores velocidade do escoamento na região da aresta de saída da estrutura otimizada.

Como se vê na Figura 60, o módulo dos vetores velocidade começa a se alterar após a passagem pela aresta de saída, estando nesse ponto o descolamento. Na Figura 61 abaixo, observa-se a visão geral da travessa com a distribuição de velocidades ao redor, com as linhas de corrente na figura seguinte. Novamente, há uma região de baixas velocidades na aresta de saída que pode vir a causar os vórtices. No entanto, nessa estrutura a frequência de emissão não coincide com os dois primeiros modos naturais da travessa, como ocorria para a estrutura original. (ver Figura 63 abaixo e Figura 67 na seção 5.5).

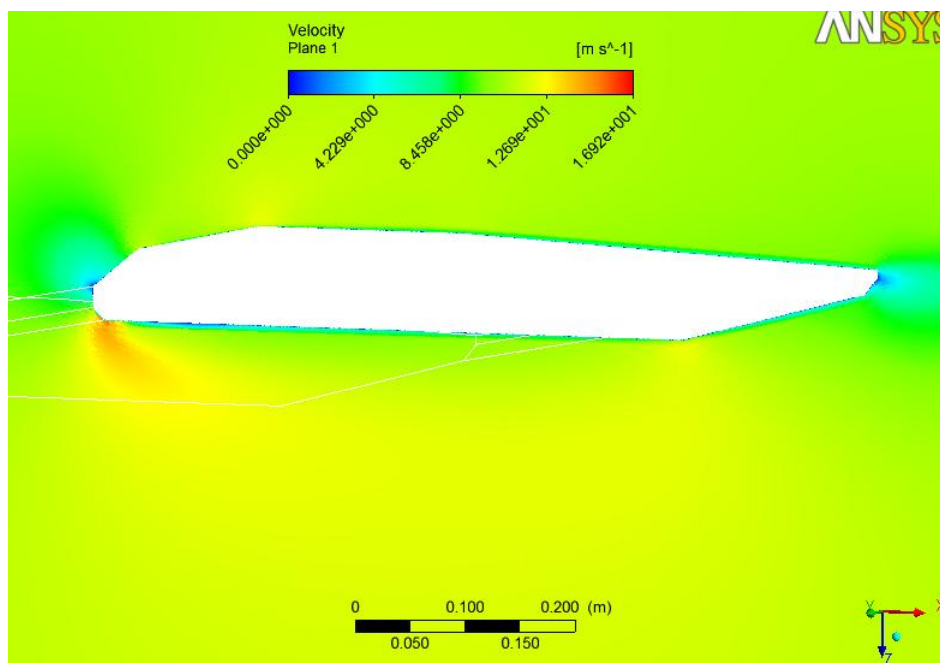


Figura 61:Distribuição de velocidades ao redor da travessa. Novamente, região de velocidade próxima de zero na aresta de saída.

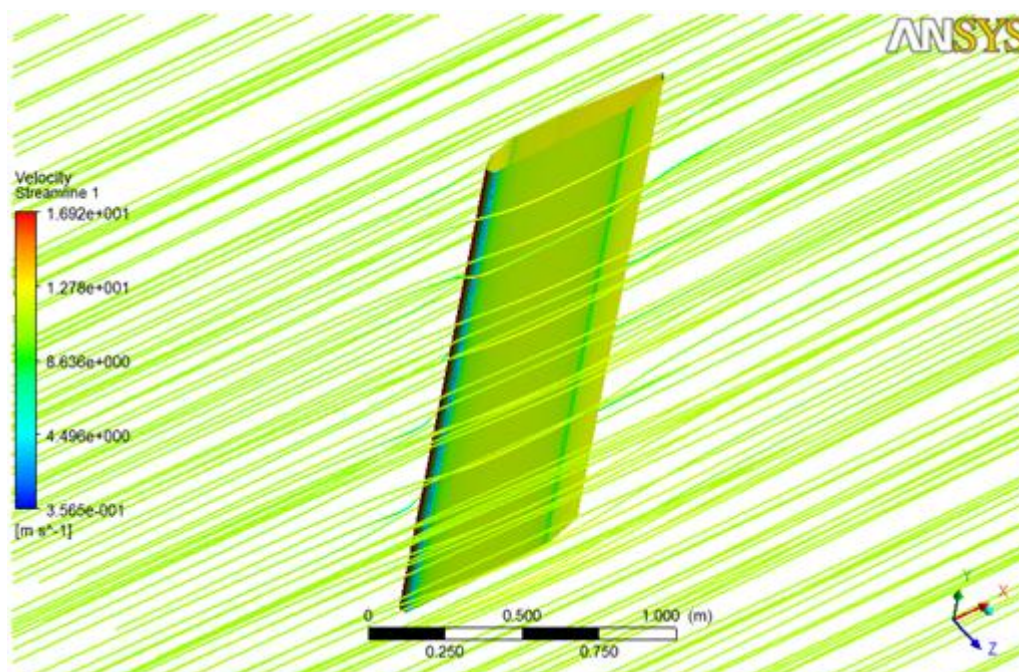


Figura 62:Linhas de corrente ao redor da travessa.

Sendo válida a estimativa de frequência de emissão de vórtices devido às considerações anteriores, o gráfico abaixo pode ser considerado válido. Pode-se através dele confirmar que o objetivo da otimização foi atingido: a primeira intersecção está em 193,5 m³/s (menor que 200 m³/s, como foi imposto) e a segunda

intersecção está em 482,7 m³/s (maior que 480 m³/s, como foi imposto). O Modo 1 está em 67 Hz, enquanto o Modo 2 está em 167,1 Hz.

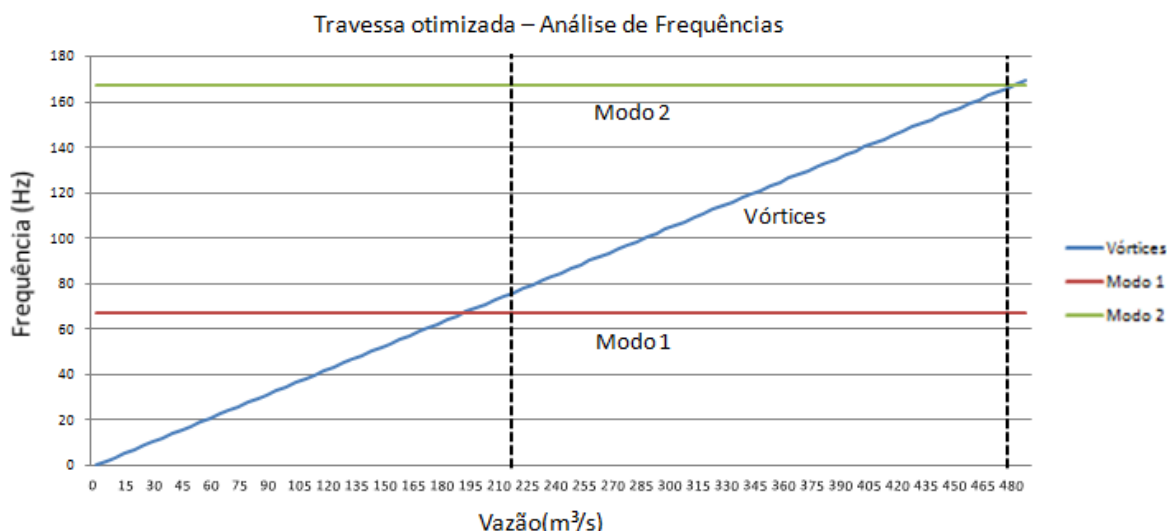


Figura 63: Características de frequências da travessa otimizada.

5.5 Interação Fluido-Estrutura Transiente

Para validar os resultados expostos nas seções anteriores, serão apresentados os gráficos dos deslocamentos totais da malha da região do fluido próxima à travessa. Embora o deslocamento da malha não seja exatamente a mesma grandeza que a deformação plotada na seção 3.4.1, para análise da estrutura isolada, essa foi a grandeza mais próxima disponível no *CFD Post* para ser plotada, e representa razoavelmente o que ocorre durante o tempo de simulação.

A simulação teve um tempo total aproximado de 0,12s. Utilizou-se como força de excitação uma onda senoidal na mesma frequência que a 1ª frequência natural do primeiro modo para a travessa original. Para reconstruir a onda, utilizou-se o critério de uma frequência de amostragem 10 vezes maior que a de interesse (Modo 1 – 71,2 Hz). Adotou-se como magnitude o valor de 5000N, que é uma amplitude suficiente para provocar deslocamentos da mesma ordem de grandeza que os medidos experimentalmente para a travessa em ressonância, ou seja, 10⁻⁴ m (ver Figura 14) Para simulações transientes é necessário adotar um valor β que representa o amortecimento associado à matriz de amortecimento, segundo a

referência ANSYS (2009b). O valor de β utilizado é o que satisfaz a relação $\beta = \frac{2\zeta}{\omega_i}$, sendo $\zeta = 2,5\%$, conforme seção 2.2 e $\omega_i = 2\pi f$, sendo f a frequência do Modo 1 em Hertz.

Na Figura 64, observamos a tendência de aumento do *Total Mesh Displacement* (TMD) na direção Z (direção onde atua a força distribuída dos vórtices) a partir de 0,04s, o que pode ser confirmado na Figura 65.

As direções X, Y e Z citadas nessa seção estão de acordo com o que foi apresentado anteriormente, como na Figura 61 e na Figura 62, por exemplo.

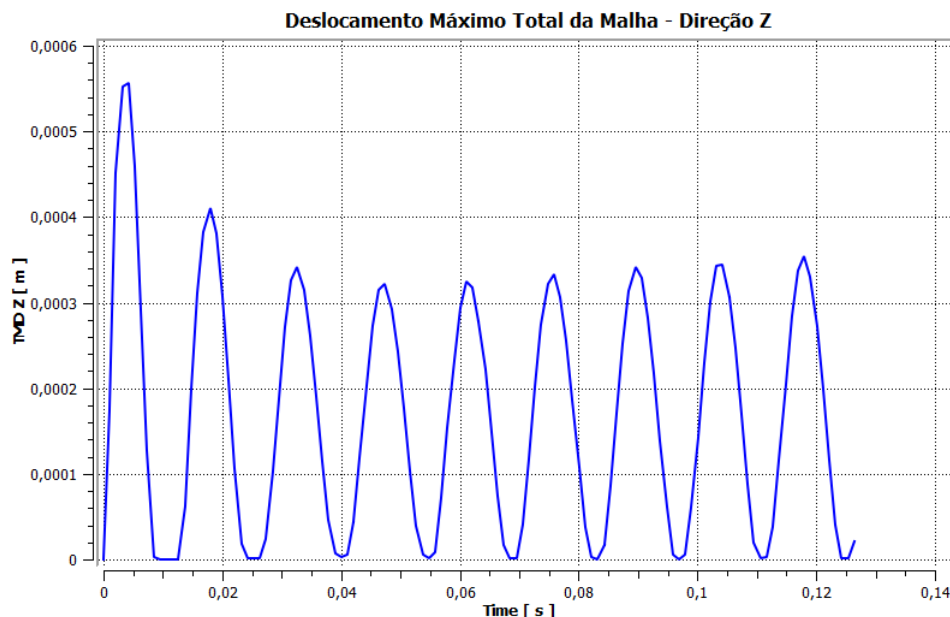


Figura 64: Deslocamento Máximo Total da Malha na direção Z.

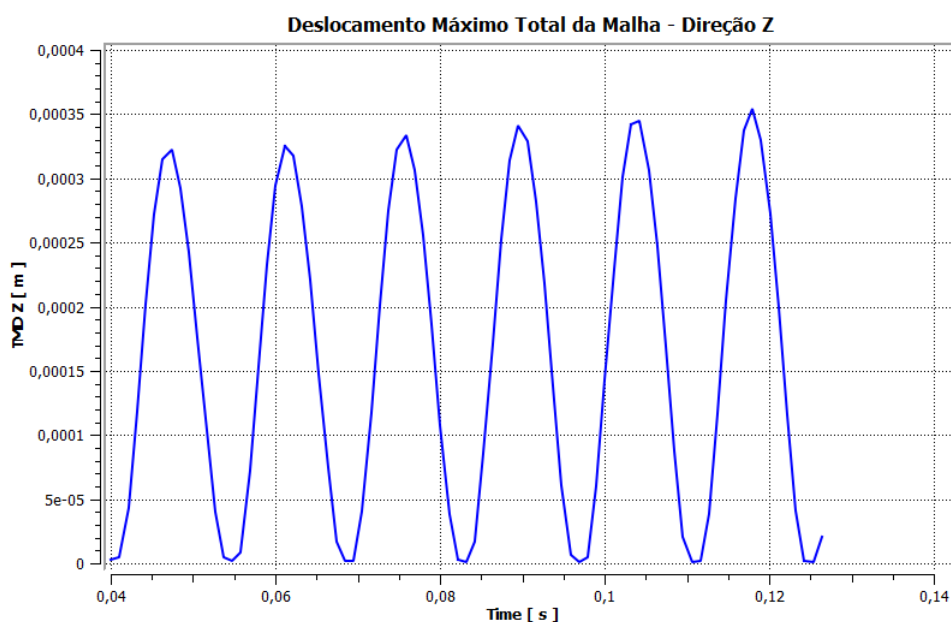


Figura 65: Gráfico anterior com tempo a partir de 0,04s.

Como se observa na Figura 64, há um pico de deslocamentos de 0 a 0,02s. Pode-se atribuir esse fenômeno ao fato de no início haver um impacto resultante do primeiro contato entre o fluido e a travessa. Como o que está plotado são os deslocamentos totais, esse efeito do impacto se soma aos deslocamentos devido às forças decorrentes dos vórtices, aplicados na estrutura. Quando as forças hidrodinâmicas de sustentação estabilizam e se tornam menores em relação ao momento do impacto, consegue-se perceber o efeito da ressonância que os vórtices provocam. A

ordem de grandeza desses deslocamentos na ressonância é coerente com o dos resultados experimentais (Figura 14).

Na Figura 66, pode-se ver a o mesmo gráfico em relação aos dois anteriores, com a diferença de ser na direção X (direção do escoamento).

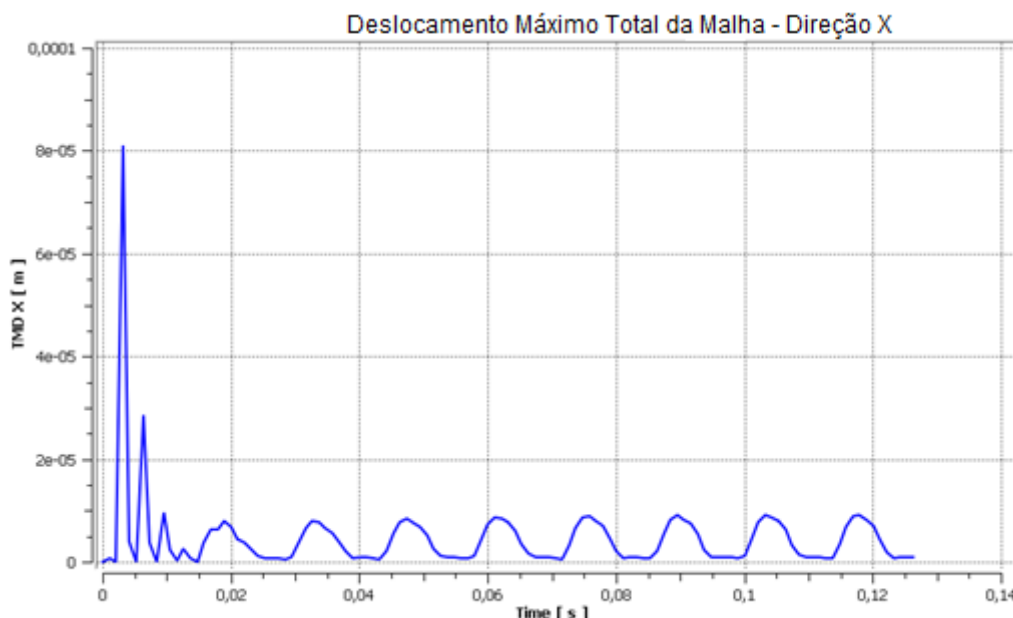


Figura 66: Deslocamento Máximo Total da Malha na direção X.

Pode-se observar o fenômeno do impacto do escoamento também nessa direção, além da posterior diminuição dos deslocamentos com a estabilização.

Tendo em vista que os gráficos acima estão analisando fenômeno semelhante ao que ocorre na Figura 14 na faixa de 177 MW, observa-se a coerência dos resultados obtidos já que a frequência de excitação nas simulações acima corresponde à frequência de excitação para 177MW, que é a igual à do 1º Modo natural da travessa.

Quando se observa os mesmos gráficos para a geometria otimizada, tem-se o que se observa nas Figuras 67 e 68:

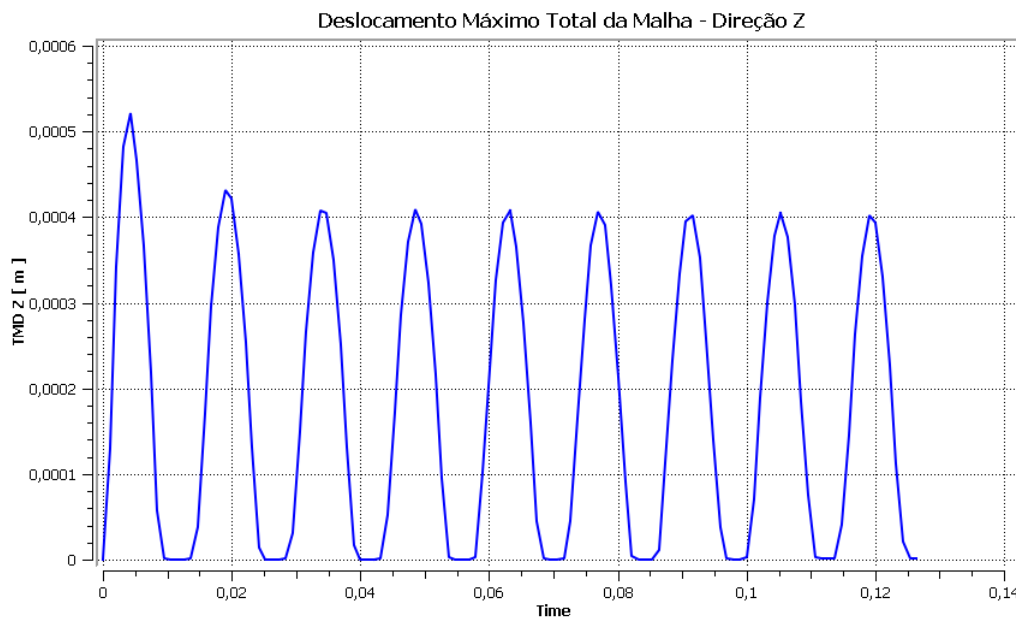


Figura 67: Deslocamento Máximo Total da Malha na direção Z.

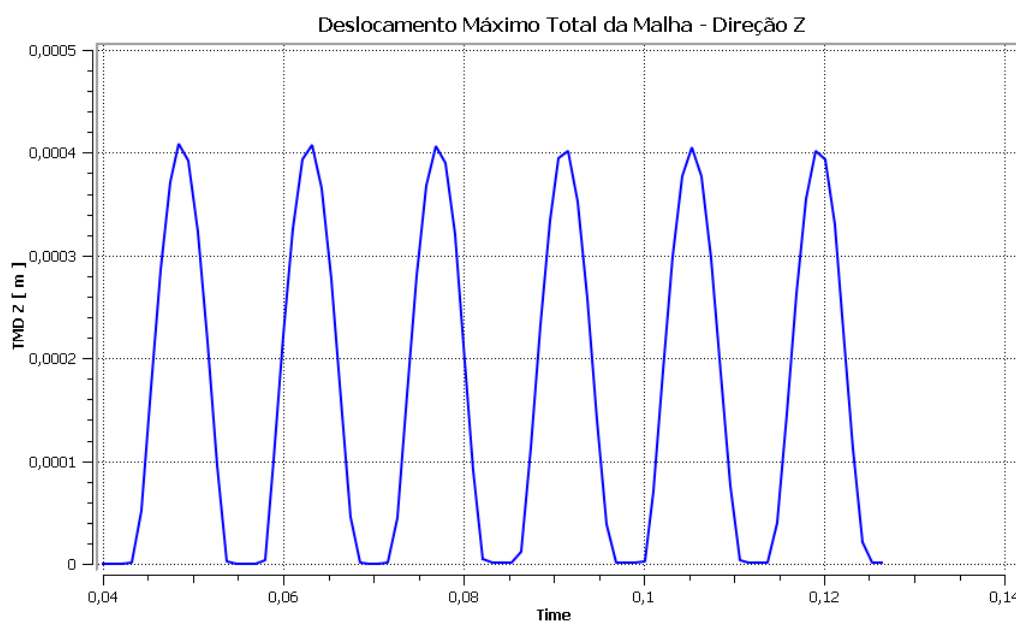


Figura 68: Gráfico anterior com tempo a partir de 0,04s.

Claramente, quando se observa a Figura 67, percebe-se a estabilização dos deslocamentos passado o instante do impacto. Esse é um bom indício que a travessa não está em ressonância, conforme esperado.

6 CONCLUSÕES

A metodologia para otimização da travessa foi desenvolvida com sucesso. Há uma grande versatilidade do método desenvolvido, pois é possível parametrizar a geometria da forma que o projetista desejar. Nesse trabalho foram alteradas a aresta de saída na face de sucção (menor pressão) e a aresta de entrada. No entanto, seria possível alterar também o lado de pressão da aresta de saída ou até mesmo introduzir outros formatos geométricos, como curvas spline de forma a suavizar o formato do perfil. Fica, assim, a sugestão para trabalhos futuros.

A simulação acústica, que obteve as frequências naturais da travessa em água teve seus resultados comparados com resultados experimentais e analíticos, mostrando desvio máximo da ordem de 5%. Da mesma forma, a frequência da travessa no ar foi calculada pelo modelo de MEF e comparada ao método analítico (teoria das placas finas) e resultados experimentais. O desvio máximo foi da ordem de 7%

A fórmula para estimativa de emissão de vórtices, extremamente simples, apresentou ótimos resultados quando apresentada ao que foi medido em campo. Utilizando-se essa fórmula e os dados da simulação acústica, chegou-se à conclusão que a ressonância ocorria em uma determinada vazão de operação da máquina apenas 5% inferior à medida experimentalmente. Esses resultados permitiram realizar a otimização com boa segurança.

A hipótese de que o descolamento do escoamento deveria ocorrer na região da aresta de saída da travessa para preservar a validade da fórmula de estimativa de emissão, tornou necessária a realização de uma verificação (através da análise CFD isolada) desse fenômeno. Não foi escopo nesse momento realizar uma simulação CFD que conseguisse estimar a frequência de emissões de vórtices e acoplar esses resultados à otimização. Trabalhos posteriores a esse poderiam acoplar essa informação ao problema de otimização evitando, assim, a necessidade de verificação através da análise CFD isolada.

Através da análise FSI transiente, foi possível verificar a ocorrência da ressonância para a estrutura original com excitação senoidal representando a força induzida pelos vórtices. Tal comportamento é compatível com o obtido experimentalmente, o que mostra que essa simulação é eficiente para observar esse

tipo de comportamento. Outro aspecto importante dessa simulação é o fato de ser uma extensão da CFD isolada. Dessa forma, configurar a simulação de interação fluido-estrutura torna simples, com pequenos ajustes, realizar a CFD isolada (que ajuda a verificar, por sua vez, as condições para a otimização).

Com a otimização realizada, verificou-se o que ocorria para a estrutura construída a partir dos novos parâmetros. Não houve ressonância, conforme esperado.

7 REFERÊNCIAS

ANDERSON, J. D. *Computational Fluid Dynamics: The Basics with applications*. New York: McGraw-Hill, 1995.

ANDRITZ HYDRO INEPAR. *Curso de Usinas Módulo I*. Barueri, São Paulo, Setembro de 2011. Não Publicado.

ANSYS. "ANSYS CFX-Solver Theory Guide Release 12.0. [S.l.]: Ansys." 2009a.

ANSYS. *Theory Reference for the Mechanical APDL and Mechanical Applications*. Release 12.0. [S.l.]: Ansys Inc., 2009b.

BELYKH, V.A. et al. "Experimental determination of karman vortex separation frequency from stay vane hydrofoil and effect of a guide vane cascade on it." *IAHR SYMPOSIUM - Paper F5*. Belgrade, 1990. 1-9.

BLEVINS, R.D. *Formulas for natural frequency and mode shape*. re-edição. Malabar: Krieger Publishing Company, 1995.

Boletim Informativo IESA - Edição nº 3. Junho de 2005. Disponível em: <<http://www.iesa.com.br/informativo/062005/>> (acesso em 07 de Abril de 2012).

EPE. *Nota Técnica DEN. "Considerações sobre repotenciação e modernização de usinas hidrelétricas."*. Brasília, 2008.

ESCALER, X., E. EGUSQUIZA, M. FARHAT, F. AVELLAN, e M. COUSSIRAT. "Detection of cavitation in hydraulic turbines." *Mechanical Systems and Signal Processing*, Maio de 2006: 983-1007.

GISSONI, H.C. *"Análise mecânica de vibrações em travessas do pré-distribuidor de turbinas hidráulicas"*, *Dissertação (Mestrado)*. São Paulo: EPUSP, 2005.

KURIHARA, F., H. POLL, D. DIAS, e H. GISSONI. "Diagnóstico de Máquinas para a eliminação da origem de trincas em pré-distribuidores: a otimização da UHE Capivara." *XIX SNPTEE*. Rio de Janeiro, 2007.

LIANG, Q.W., C.G. RODRÍGUEZ, E. EGUSQUIZA, X. ESCALER, M. FARHAT, e F. AVELLAN. "Numerical simulation of fluid added mass effect on a francis turbine runner." *Computers & Fluids*, 6 de 07 de 2007: 1106-118.

LIANG, Q.W., C.G. RODRÍGUEZ, E. EGUSQUIZA, X. ESCALER, M. FARHAT, e F. AVELLAN. "Experimental investigation of added mass effects on a

Francis turbine runner in still water.” *Journal of Fluids and Structures*, 07 de 2006: 699-712.

LIESS, C. “Flow induced stress fluctuations in stay vanes of large hydraulic turbine.” *International Conference on Flow Induced Vibrations*. Bowness-on-Windermere, 1987. p.157-170.

LIESS, C. “The cause and avoidance of vortex-excited vibrations of turbine stay vanes.” *Voith Research and Construction*, n. 32 (1986): P. 61 - 68.

LIRA, C. G., e A. T. FILIPPIN. “Análise Estrutural de rotores de turbinas hidráulicas para estudo da incidência de trincas e desempenho de vida de fadiga.” 1º CITENEL – Congresso de Inovação Tecnológica em Energia Elétrica, 2001.

MME, EPE. *Matriz Energética Nacional 2030 p. 254 : il.* Brasília, 2007.

NETO, A. D'A. “Estudo de Vibrações induzidas por escoamento em pré-distribuidores de turbinas hidráulicas utilizando CFD”. São Paulo: Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo - Departamento de Engenharia Mecânica, 2007.

PARMAKIAN, J., e R.S. JACBSON. “Measurement of hydraulic-turbine vibratio.” *Transactions of the ASME, Paper 51-A-130. Apresentado a Diamond Jubilee Annual Meeting of the ASME, Chicago, 1955.* July 1956. 1141-1147.

PHAN, A.V., e G. REYNAUD. “Determination of the asynchronous load on a rotor from the measured internal forces.” *Journal of Sound and Vibration*, 11 de Setembro de 1997: 15-22.

RODRIGUES, A.P.S.P, e A.C.P BRASIL JUNIOR. “Numerical Simulation of the Optimized Hydraulic Turbine Blades.” *20th International Congress of Mechanical Engineering, Gramado - RS*, 2009.

SILVA, E. C. N. “PMR5215 – Otimização Aplicada ao Projeto de Sistemas Mecânicos.” *Apostila para Disciplina de Pós-Graduação do Departamento de Engenharia Mecatrônica e Sistemas Mecânicos*. São Paulo: Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2010.

SILVA, F.L. “Otimização estrutural acoplada à interação fluido-estrutura de uma asa de aeronave tipo UAV”. São Paulo: Monografia (Trabalho de Formatura) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2011.

SOUSA, F.O.S., L.G. NOLETO, A.C.G.C. DINIZ, e A.C.P. BRASIL Jr. “Hydrodynamic Loads on a Hydraulic Turbine Wicket Gate.” *20th International Congress of Mechanical Engineering. Gramado - RS*, 2009.

Wikipédia. *Usina Hidrelétrica*. Disponível em :
<http://pt.wikipedia.org/wiki/Usina_hidrel%C3%A9trica> (acesso em 06 de Abril de 2012).

ANEXO A – SIMULAÇÃO ACÚSTICA TRAVESSA

/CLEAR,START

/GO

/PREP7

/RGB,INDEX,100,100,100, 0

/RGB,INDEX, 80, 80, 80,13

/RGB,INDEX, 60, 60, 60,14

/RGB,INDEX, 0, 0, 0,15

/REPLOT

!Parâmetros para ajuste das dimensões do domínio fluido

l1=6

l2=2

e1=6

e2=4

!Parâmetros de otimização

c1=0.4

c2=0.008

c3=0.04912085

!Definição dos elementos

!Estrutura 2D

ET,1,PLANE182

KEYOPT,1,1,3

!Fluido com estrutura 2D

ET,2,FLUID29

KEYOPT,2,2,0

KEYOPT,2,3,0

!Fluido sem estrutura 2D

ET,3,FLUID29

```

KEYOPT,3,2,1
KEYOPT,3,3,0
!Estrutura 3D
ET,4,SOLID185
KEYOPT,4,2,3
!Fluido com estrutura 3D
ET,5,FLUID30
KEYOPT,5,2,0
KEYOPT,5,3,0
!Fluido sem estrutura 3D
ET,6,FLUID30
KEYOPT,6,2,1
KEYOPT,6,3,0

```

```

!Geometria

```

```

!Keypoints travessa
K,1,0.011,0,0
K,2,0,0.011,0
K,3,0,0.03,0
K,4,0.04289,0.06557,0
K,5,0.11+c3,0.090,0
K,6,0.755-c1,0.090,0
K,7,0.755,0.062+c2
K,8,0.755,0.062
K,9,0.743,0.04679
K,10,0.568,0,0
!Keypoints domínio fluido
K,11,l1*(-0.2),e1*(-0.1),0
K,12,l2*(1.0),e1*(-0.1),0
K,13,l2*(1.0),e2*(0.2),0
K,14,l1*(-0.2),e2*(0.2),0

```

```

!Keypoints camada ao redor da travessa

```

$o=0.005$

!Offset de "o" mm

K,15,0.011,-o,0

K,16,-o,0.011,0

K,17,-o,0.030,0

K,18,0.04289,(0.06557+o),0

K,19,0.11+c3,(0.090+o),0

K,20,(0.755-c1+o),(0.090+o),0

K,21,(0.755+o),((0.062+c2)+o),0

K,22,(0.755+o),(0.062-(o/2)),0

K,23,(0.743+o),(0.04679-(o/3)),0

K,24,0.568,-o,0

!Linhas travessa - 1 até 10

L,1,2

L,2,3

L,3,4

L,4,5

L,5,6

L,6,7

L,7,8

L,8,9

L,9,10

L,10,1

!Linhas camada fluido - 11 até 14

L,11,12

L,12,13

L,13,14

L,14,11

!Linhas camada externa = 15 até 24

L,15,16

L,16,17

L,17,18

L,18,19

L,19,20

L,20,21

L,21,22

L,22,23

L,23,24

L,24,15

!Criação de áreas

!Fluido

AL,11,12,13,14

!Travessa

AL,1,2,3,4,5,6,7,8,9,10

!Camada externa

AL,15,16,17,18,19,20,21,22,23,24

!Subtração de áreas

!A1 - Fluido/A2 - Travessa/A3 - Travessa + Camada

ASBA,1,3,,DELETE,KEEP

ASBA,3,2,,DELETE,KEEP

AGLUE,ALL

!Resultado operações booleanas: A1 - Camada(Fluido com estrutura)/A2 - Travessa/A4 - Fluido sem Estrutura

!Atribuição de propriedades a cada material

!Metal:1

MP,EX,1,2e11

MP,PRXY,1,0.3

MP,DENS,1,7850

!Água: 2

MP,DENS,2,998

MP,SONC,2,1500

MP,MU,1

!Associação de áreas aos respectivos elementos

ASEL,S,AREA, ,2

AATT,1,,1

ASEL,ALL

ASEL,S,AREA, ,1

AATT,2,,2

ASEL,ALL

ASEL,S,AREA, ,4

AATT,2,,3

ALLS

!Malha

! Linhas Y externas

LSEL,S,,,12,14,2

LESIZE,ALL,,,10

ALLS

! Linhas X externas

LSEL,S,,,11,13,2

LESIZE,ALL,,,20

ALLS

!Grupo A

LSEL,S,,,6,20,14

LESIZE,ALL,,,15

ALLS

!Grupo B

LSEL,S,,,7,21,14

LESIZE,ALL,,,1

ALLS

!Grupo C

LSEL,S,,,8,22,14

LESIZE,ALL,,,2

ALLS

!Grupo D

LSEL,S,,,9,23,14

LESIZE,ALL,,,15

ALLS

!Grupo E

LSEL,S,,,10,24,14

LESIZE,ALL,,,20

ALLS

!Grupo F

LSEL,S,,,2,16,14

LESIZE,ALL,,,2

ALLS

!Grupo G

LSEL,S,,,3,17,14

LESIZE,ALL,,,6

ALLS

!Grupo H

LSEL,S,,,4,18,14

LESIZE,ALL,,,4

!Grupo I

LSEL,S,,,5,19,14

LESIZE,ALL,,,20

ALLS

MSHAPE,0

AMESH,ALL

!Extrusão a partir da malha 2D

TYPE,4

EXTOPT,ESIZE,50,0,

EXTOPT,ATTR,1,0,0

VEXT,1,4 , ,0,0,2.14,,,,

ACLEAR,1,4

ESEL,U,MAT,,1 ! Tira seleção de elemento do material da travessa

EMODIF,ALL,TYPE,6 ! Muda para fluido sem estrutura

!Rotaciona eixo do sistema de coordenadas a fim de tirar

!seleção de elementos tipo 6

NSLE,S,1

NSEL,U,LOC,X,-1,-(o+0.002)

NSEL,U,LOC,X,(0.755+o+0.002),2

NSEL,U,LOC,Y,-1,-(o+0.002)

NSEL,U,LOC,Y,(0.090+o+0.002),2

CLOCAL,20,0,,0.011,, -45

CSYS,20
 NSEL,U,LOC,Y,-1,-(o-0.001)
 CSDELE,20

CLOCAL,20,0,0,0.03,,40
 CSYS,20
 NSEL,U,LOC,Y,(o+0.003),2
 CSDELE,20

*AFUN,DEG

CLOCAL,20,0,0.04289,0.06557,,ATAN((0.090-0.06557)/(0.06711+c3))
 CSYS,20
 NSEL,U,LOC,Y,(o+0.003),2
 CSDELE,20

CLOCAL,20,0,0.743,0.04679,,50
 CSYS,20
 NSEL,U,LOC,Y,-2,-(o+0.003)
 CSDELE,20

CLOCAL,20,0,.568,,,15
 CSYS,20
 NSEL,U,LOC,Y,-2,-(o+0.003)
 CSDELE,20

CLOCAL,20,0,.755-c1,.090,-(ATAN((0.028-c2)/c1))
 CSYS,20
 NSEL,U,LOC,Y,o+0.005,2
 CSDELE,20

ESLN,R,1

EMODIF,ALL,TYPE,5 ! Muda para fluido com estrutura

ALLS

ASUM

*GET,area,area,2,area

/REPLOT

!Condições de Contorno

!Engaste na região de contato com os anéis

ASEL,S,,,2,25,23

DA,ALL,ALL,0

ALLS

!Restrição de deslocamento do fluido na direção z, dos anéis

ASEL,NONE

ASEL,S,,,1,4,3

ASEL,A,,,3,26,23

DA,ALL,UZ,0

ALLS

!Aplicação de FSI

ASEL,NONE

!Selecionando região da travessa em contato com a "camada"(elemento fluido com estrutura)

ASEL,S,,,15,24,1

NSLA,S,1

SFA,ALL,1,FSI

ALLS

!Aplicação de impedância unitária nas bordas

ASEL,NONE

ASEL,S,,,27,30,1

```
NSLA,S,1  
SFA,ALL,1,IMPD,1
```

```
ALLS
```

```
/SOLU  
ANTYPE,2  
MODOPT,UNSYM,6,20,600,,OFF
```

```
SOLVE  
SAVE
```

!Selecionando apenas estrutura para plotagem dos modos de vibrar

```
VSEL,S,,,2  
ESLV,S,1  
NSLE,S,1
```

```
/POST1  
SUBSET,FIRST  
PLNSOL, U,Y, 0,1.0  
/VIEW,1,1,1,1  
/REPLOT  
/IMAGE,SAVE,1,JPEG
```

```
SUBSET,NEXT  
PLNSOL, U,Y, 0,1.0  
/VIEW,1,1,1,1  
/REPLOT  
/IMAGE,SAVE,2,JPEG
```

```
SUBSET,NEXT  
PLNSOL, U,Y, 0,1.0  
/VIEW,1,1,1,1  
/REPLOT
```

/IMAGE,SAVE,3,JPEG

SUBSET,NEXT

PLNSOL, U,Y, 0,1.0

/VIEW,1,1,1,1

/REPLOT

/IMAGE,SAVE,4,JPEG

SUBSET,NEXT

PLNSOL, U,Y, 0,1.0

/VIEW,1,1,1,1

/REPLOT

/IMAGE,SAVE,5,JPEG

SUBSET,NEXT

PLNSOL, U,Y, 0,1.0

/VIEW,1,1,1,1

/REPLOT

/IMAGE,SAVE,6,JPEG