

## **ESTUDO DE CASO: PROJETO DE UM TANQUE DE TESTE (DISPOSITIVO) PARA ENSAIOS DE VIBRAÇÃO DE BOMBAS DE COMBUSTÍVEIS**

Marcelo Leandro dos Santos<sup>1</sup>, André Morais Ferreira<sup>1</sup>, Dalton de Paula Cavalcanti<sup>1</sup> e Marcos Paulo Del Passo<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Robert Bosch Ltda.

E-mails: [marcelo.santos2@br.bosch.com](mailto:marcelo.santos2@br.bosch.com), [andremorais.ferreira@br.bosch.com](mailto:andremorais.ferreira@br.bosch.com),  
[dalton.cavalcanti@br.bosch.com](mailto:dalton.cavalcanti@br.bosch.com), [marcos.passo@br.bosch.com](mailto:marcos.passo@br.bosch.com)

### **RESUMO**

Este artigo apresenta um estudo de caso de um projeto de tanque (dispositivo) para ensaios de vibração de bombas de combustíveis. Os modos de vibração do tanque são obtidos através da Análise de Elementos Finitos para aperfeiçoar seu projeto estrutural considerando a faixa de frequência de teste. Após a construção do tanque, uma pesquisa de ressonância é realizada para validar o modelo físico.

### **INTRODUÇÃO**

Os ensaios de vibração estão presentes em praticamente todas as homologações de novos produtos automotivos. Eles são necessários para comprovar a integridade estrutural do produto durante toda sua vida útil quando submetido às vibrações do ambiente onde se encontra (motor, chassi, suspensão, etc.).

O projeto de dispositivos de teste para ensaios de vibração requer uma atenção especial para que a ressonância do dispositivo não interfira na vibração transmitida para a amostra sob teste. Cuidados devem ser tomados para que as frequências de ressonância do dispositivo estejam acima da faixa de frequência de teste. A simulação por elementos finitos (FEA) é bastante utilizada atualmente na indústria para projetos de dispositivos complexos a fim de reduzir custos com retrabalhos. Através dos resultados obtidos, o projeto do dispositivo pode ser modificado em termos de rigidez e massa para que as frequências de ressonância não influenciem os resultados do teste.

### **1. OBJETIVO**

O objetivo do projeto é a construção de um tanque de teste para ensaios de vibração de bombas de combustível sem que o dispositivo interfira na vibração de excitação das bombas, ou seja, que a vibração na base interna de fixação das bombas seja igual à vibração da mesa do shaker.

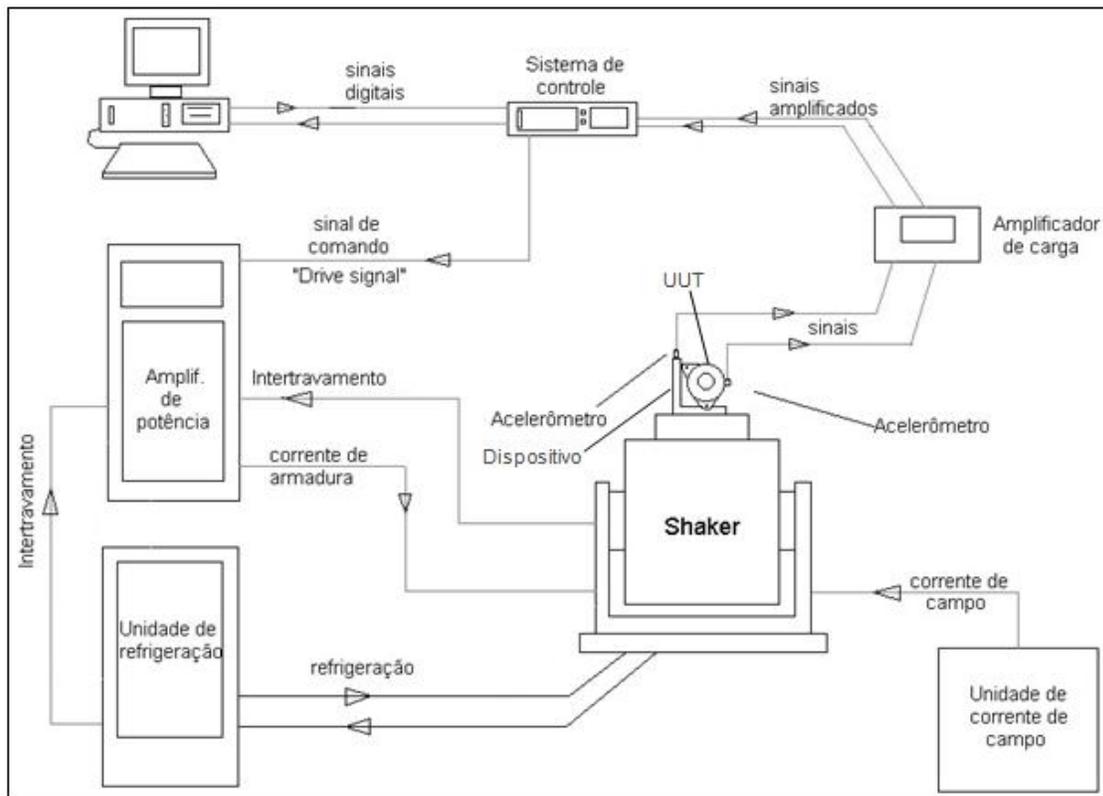
A condição de teste solicitada é a seguinte:

**Tabela 1 - Parâmetros do teste de vibração com varredura senoidal**

Tipo de ensaio	Varredura Senoidal
Frequência	50 a 500 Hz
Aceleração	150 m/s <sup>2</sup>
Tipo de varredura	Logarítmica
Velocidade de varredura	1 oitava por minuto
Duração	20h por direção

## 2. SISTEMA PARA ENSAIO DE VIBRAÇÃO

Um sistema completo para ensaios de vibração é mostrado na figura 1. Tal sistema é composto por: shaker, amplificador de potência, unidade de refrigeração, unidade de campo, unidade sob teste, acelerômetros, amplificador de carga (no caso de acelerômetros de carga) e sistema de controle (hardware e software).



**Figura 1 - Sistema completo para ensaio de vibração**

### 2.1. SHAKER

O Shaker é o equipamento que produz a vibração. Possui tamanhos variados podendo ser hidráulico ou eletrodinâmico. Este último é capaz de alcançar frequências mais elevadas (até 3 kHz) e geralmente é o mais utilizado nas indústrias.

O modelo eletrodinâmico necessita ser refrigerado à água ou ar. Seu princípio de funcionamento é similar ao de um alto falante. Uma corrente contínua circula pela bobina de campo gerando um campo magnético fixo. Uma corrente alternada (de acordo com o tipo de teste) circula pela bobina da armadura gerando um campo magnético alternado. A interação magnética entre os dois campos faz com que a armadura (peça móvel) se desloque para cima e para baixo gerando a vibração.

## 2.2. UUT (UNIT UNDER TEST)

A unidade sob teste nada mais é do que a amostra de teste. É o componente que se deseja avaliar durante o ensaio de vibração.

## 2.3. SISTEMA DE CONTROLE

O sistema de controle é constituído por um hardware e software conforme abaixo:

- Hardware: conjunto de canais de entrada para medição da vibração através dos acelerômetros e canal de saída para acionamento do shaker;
- Software: programa que permite o setup dos parâmetros do teste, acompanhamento do teste e análise de sinais.

## 2.4. ACELERÔMETROS

Os acelerômetros são os transdutores que convertem a aceleração em uma grandeza elétrica da ordem de pC (pico-Coulombs) no caso de transdutores de carga ou mV (mili-Volts) no caso de transdutores IPE. Através deles é estabelecida a malha fechada para o controle da aceleração que se deseja aplicar.

## 2.5. DISPOSITIVO

O dispositivo é o componente que faz a interface entre a mesa de vibração e a amostra de teste. Ele permite a fixação da amostra conforme aplicação em veículo e é responsável por transmitir a vibração da mesa para a amostra sem alterar os níveis de aceleração ao longo de todo o range de frequência de teste. Este item é o foco principal desse artigo.

# 3. OBTENÇÃO DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS ATRAVÉS DA TRANSMISSIBILIDADE

Um método direto para encontrar ressonâncias é medir a função transferência entre o sinal de resposta da amostra (aceleração, velocidade ou deslocamento) e o sinal de força de excitação. A ressonância será o pico da curva da função transferência. Infelizmente esse método é inviável na operação de controle do shaker porque a medição da força não é fácil de ser obtida (em caso de shakers grandes voltados para ensaios de durabilidade). Ao invés disso, a transmissibilidade é normalmente usada para encontrar a ressonância.

De acordo com Harris [1], a frequência de ressonância é definida como a frequência na qual a resposta é máxima quando comparada à excitação.

#### 4. PROJETO DO TANQUE

Com base na necessidade de se testar o maior número possível de bombas e de acordo com o espaço disponível para fixação na mesa de vibração (440 mm de diâmetro), definiu-se um tanque no formato cilíndrico, o que permite simetria dos modos, e internamente projetou-se uma base para fixação de quatro bombas com seus respectivos pré-filtros.

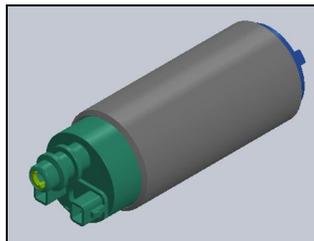


Figura 2 – Modelo da bomba a ser testada (UIT)

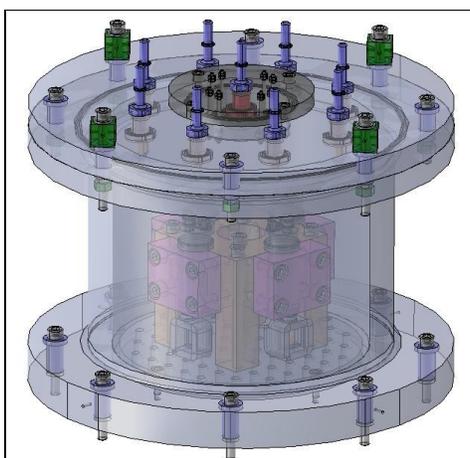


Figura 3 – Modelo do tanque de teste (dispositivo)

Com a necessidade de se testar as bombas em funcionamento, na tampa do tanque foram adaptadas nove conexões hidráulicas sendo uma saída e um retorno para cada bomba e um “respiro” no centro.

Visando a redução de massa e aumento da rigidez do tanque para que a frequência do 1º modo de vibração tendesse a um valor superior à frequência máxima do teste (500 Hz), optou-se pela construção do tanque em alumínio, segundo material mais utilizado para este tipo de finalidade, sendo o magnésio (ou ligas de magnésio) o primeiro. O inconveniente do magnésio é o risco de ignição em contato com fluídos à base de água durante a usinagem e, por esse motivo, muitos fornecedores não trabalham com esse material.

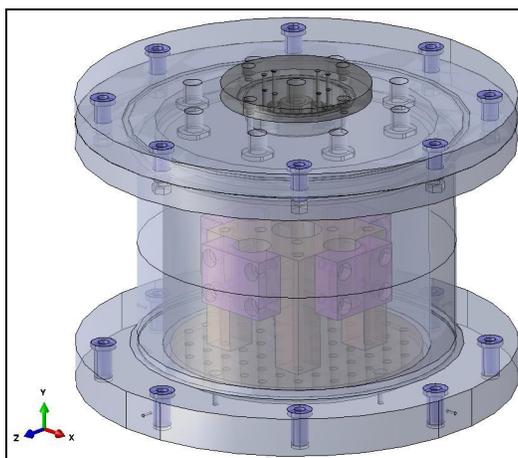
**Tabela 2 – Comparativo dos principais materiais usados na construção de dispositivos de vibração**

Material	Densidade	Módulo de Elasticidade	Coefficiente de Poisson
Aço	7,85g/cm <sup>3</sup>	200 a 207 GPa	0,30
Alumínio	2,71g/cm <sup>3</sup>	69 a 72,4 GPa	0,33
Magnésio	1,74 g/cm <sup>3</sup>	45 GPa	0,35

## 5. FEA

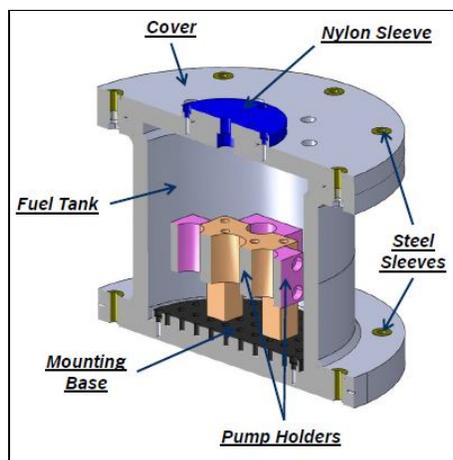
Uma análise pelo Método de Elementos Finitos (FEM) foi realizada através dos softwares ANSYS e ABAQUS para levantamento das frequências naturais.

Um modelo de simulação simplificado (conforme figura 3) foi utilizado visando reduzir cálculos e tempo de processamento. Os componentes que não afetavam a rigidez do tanque foram removidos. As bombas e filtros foram substituídos por pontos de massa concentrada (170g) localizados no centro de gravidade de cada bomba. O fluido de teste foi desconsiderado e os contatos entre componentes foram modelados como “tie constraints”.



**Figura 4 – Modelo simplificado do tanque de teste**

Os componentes do tanque são mostrados na figura 5 e as propriedades dos materiais utilizados são apresentadas na tabela 3.

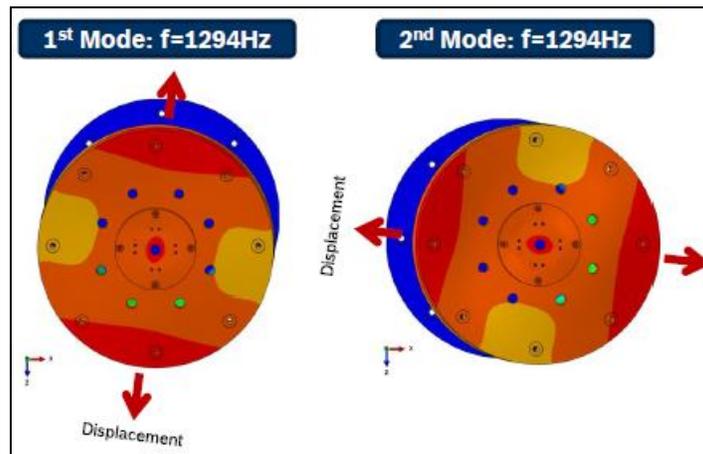


**Figura 5 – Componentes do tanque de teste**

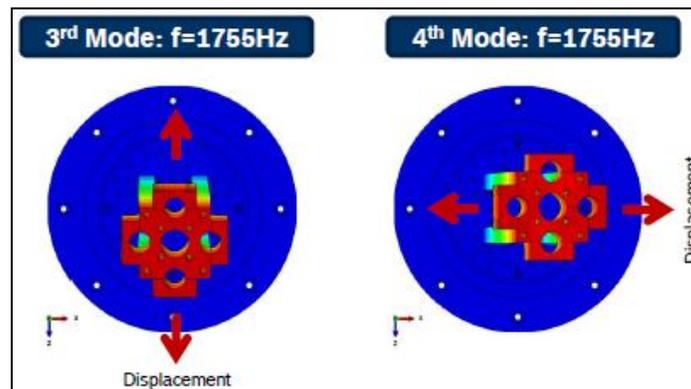
**Tabela 3 – Propriedade dos materiais utilizados na simulação**

Part	Material	Density [g/cm <sup>3</sup> ]	Young's Modulus [GPa]	Poisson's Ratio	Structural Damping
Tank	Aluminum 6351-T6	2,71	68,9	0,33	0,06
Cover					
Pump Holders					
Mounting Base	Steel SAE1020	7,85	207	0,30	0,06
Steel Sleeves	Stainless 304	8,0	193	0,30	0,06
Nylon Sleeve	Poluacetal w/o fibre	1,42	3,1	0,38	0,06

Obteve-se como resultado as seguintes frequências naturais:

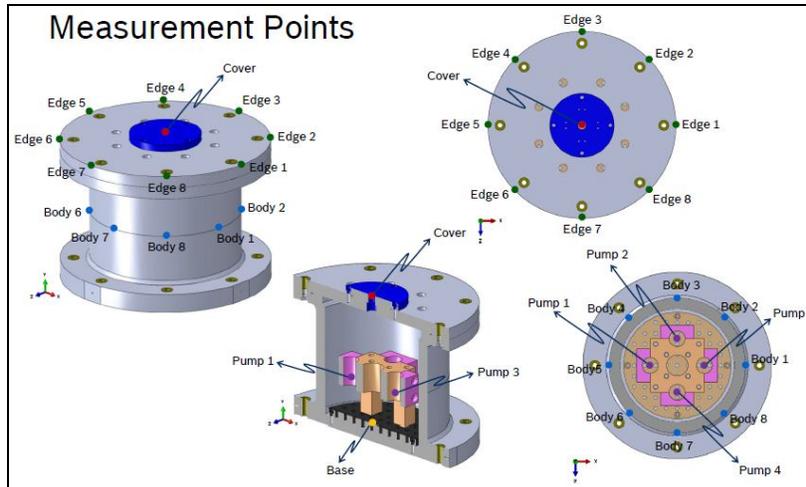


**Figura 6 - Frequências naturais do 1º e 2º modo**



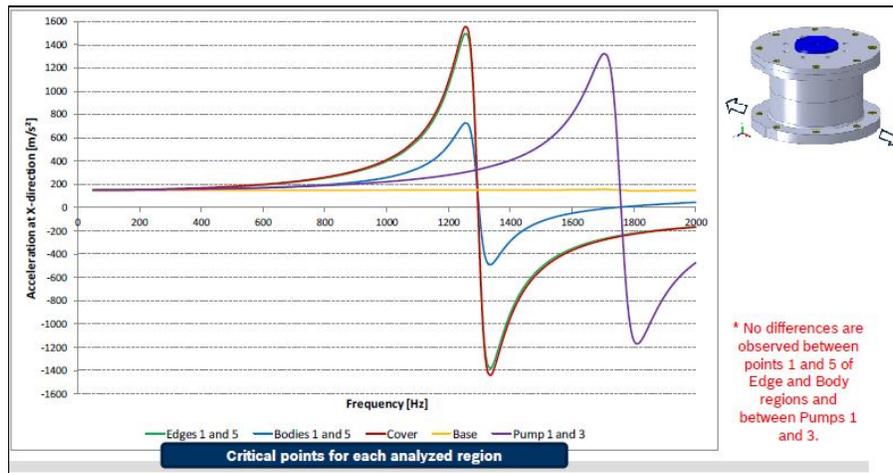
**Figura 7 - Frequências naturais do 3º e 4º modo**

Adicionalmente foram levantadas, através da análise harmônica, as acelerações em pontos estratégicos quando aplicada na base uma aceleração constante de 150 m/s<sup>2</sup> variando de 50 a 2000Hz.

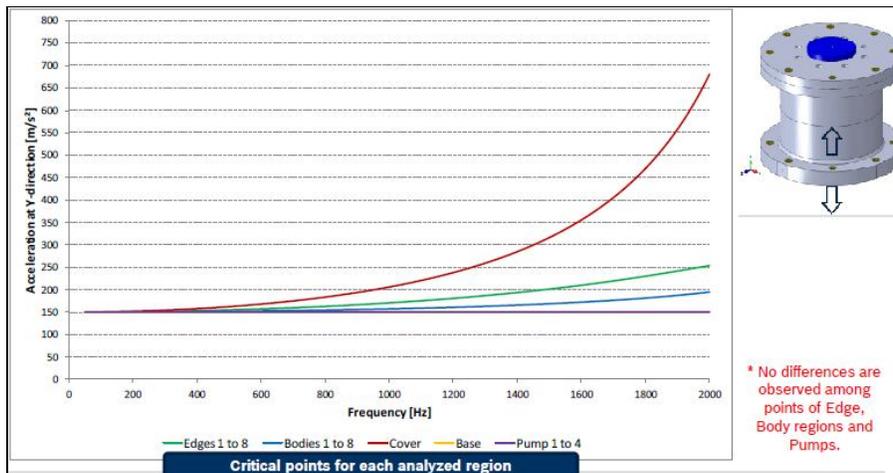


**Figura 8 – Pontos de interesse**

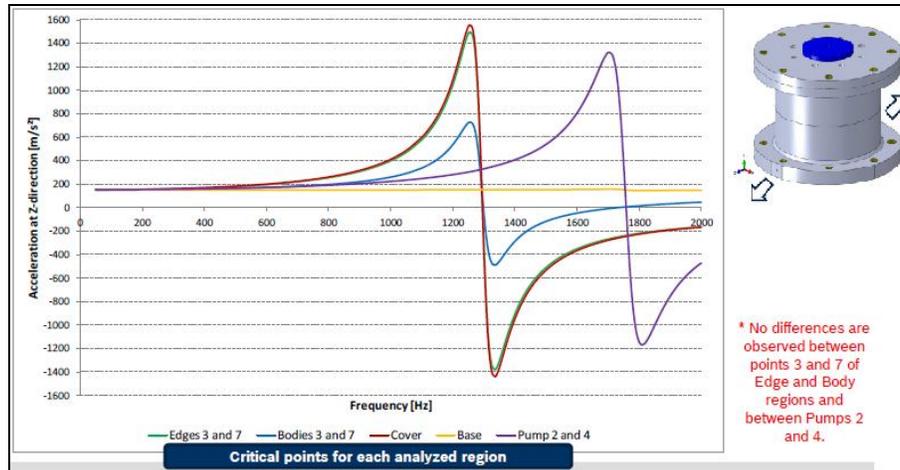
Obtiveram-se os seguintes níveis de aceleração:



**Figura 9 – Níveis de aceleração na direção X**



**Figura 10 – Níveis de aceleração na direção Y**



**Figura 11 – Níveis de aceleração na direção Z**

**Tabela 4 – Máximas acelerações obtidas**

Region	X-Direction		Y-Direction		Z-Direction	
	Point	Maximum Acceleration	Point	Maximum Acceleration	Point	Maximum Acceleration
Edge	1 and 5	1496m/s <sup>2</sup> at 1253Hz	1 to 8	253m/s <sup>2</sup> at 2000 Hz	3 and 7	1497m/s <sup>2</sup> at 1253Hz
Body	1 and 5	728m/s <sup>2</sup> at 1253Hz	1 to 8	195m/s <sup>2</sup> at 2000Hz	3 and 7	729m/s <sup>2</sup> at 1253Hz
Cover	-	1553m/s <sup>2</sup> at 1253Hz	-	680 m/s <sup>2</sup> at 2000Hz	-	1553m/s <sup>2</sup> at 1253Hz
Base	-	156m/s <sup>2</sup> at 1701Hz	-	150m/s <sup>2</sup> at 2000Hz	-	156m/s <sup>2</sup> at 1701Hz
Pump	1 and 3	1321m/s <sup>2</sup> at 1701Hz	1 to 4	150m/s <sup>2</sup> at 2000Hz	2 and 4	1316m/s <sup>2</sup> at 1701Hz

## 6. CONSTRUÇÃO DO TANQUE

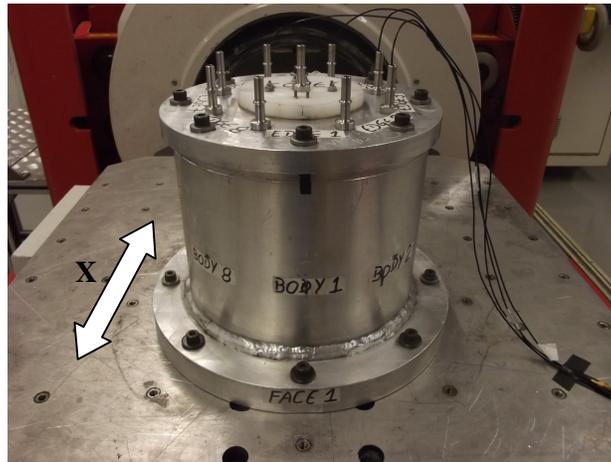
Verificou-se que as frequências de ressonância obtidas pela análise de elementos finitos se apresentaram bem acima da máxima frequência do teste, ou seja, acima de 500Hz. No entanto notou-se a possibilidade de melhoria com a redução de massa na região da tampa e com o aumento da área de fixação do dispositivo central no fundo do tanque. O objetivo dessa melhoria seria o uso do tanque para testes em frequências mais elevadas. Esta avaliação será feita num trabalho futuro.



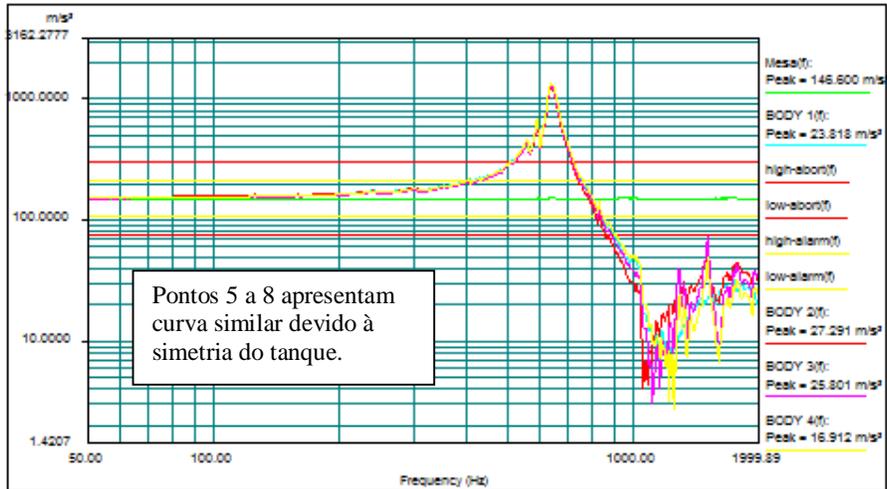
**Figura 12 – Vistas do tanque construído**

## **7. ANÁLISE EXPERIMENTAL**

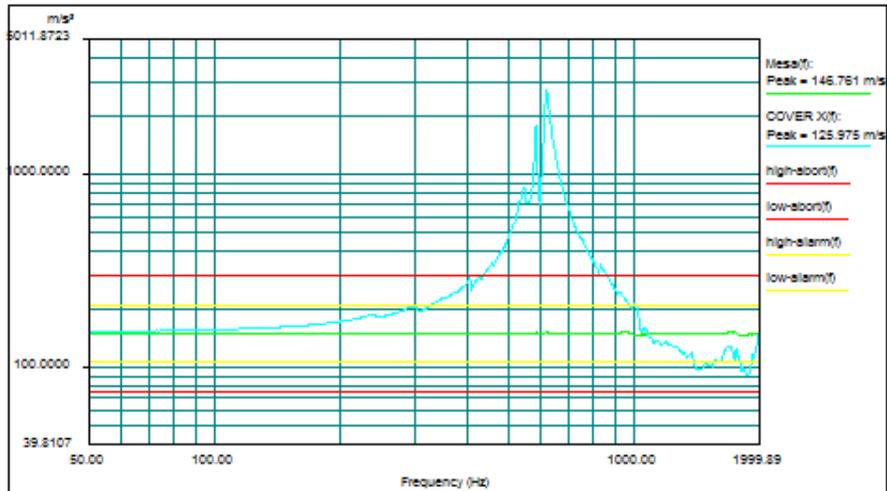
Após a usinagem do tanque foi realizada uma pesquisa de ressonância nos três eixos ortogonais para comparação, ajuste e validação dos parâmetros de simulação.



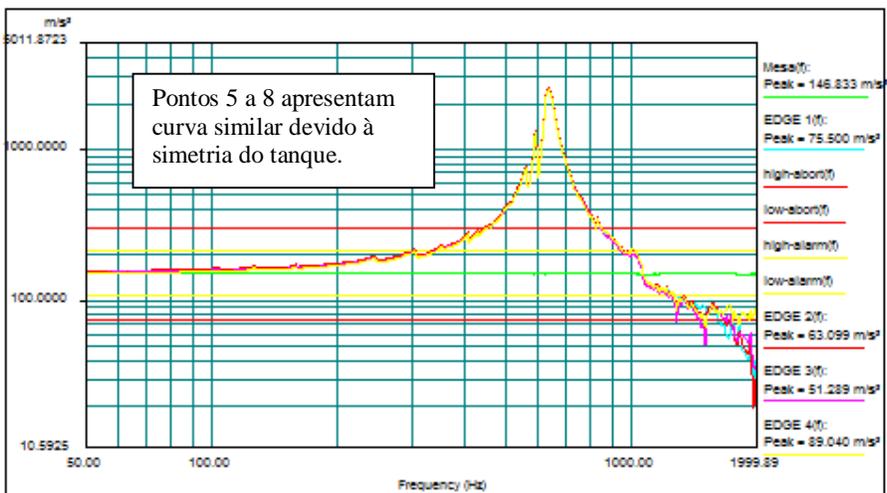
**Figura 13 – Pesquisa de ressonância na direção X**



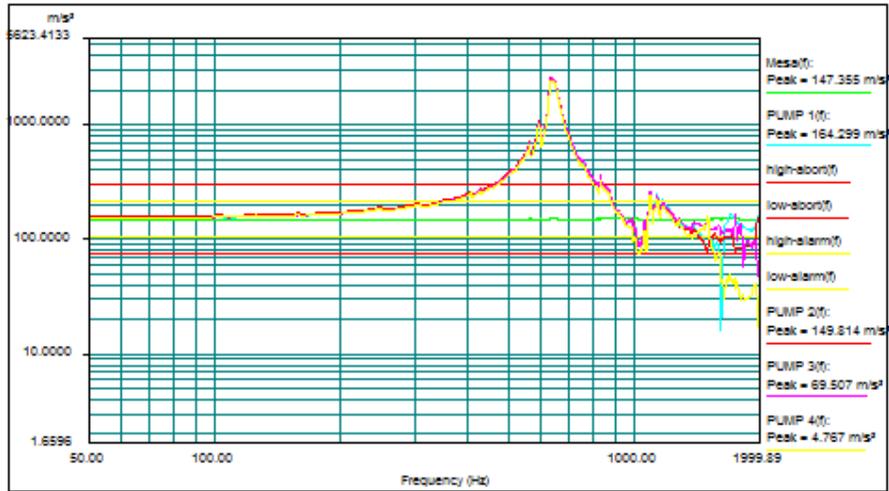
**Figura 14 – Níveis de aceleração na direção X – “Body”**



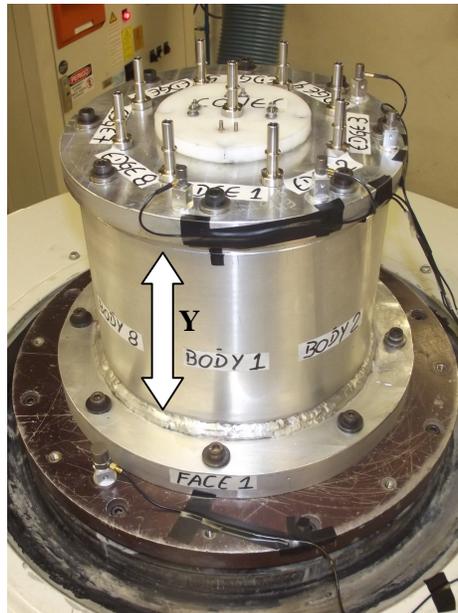
**Figura 15 – Níveis de aceleração na direção X – “Cover”**



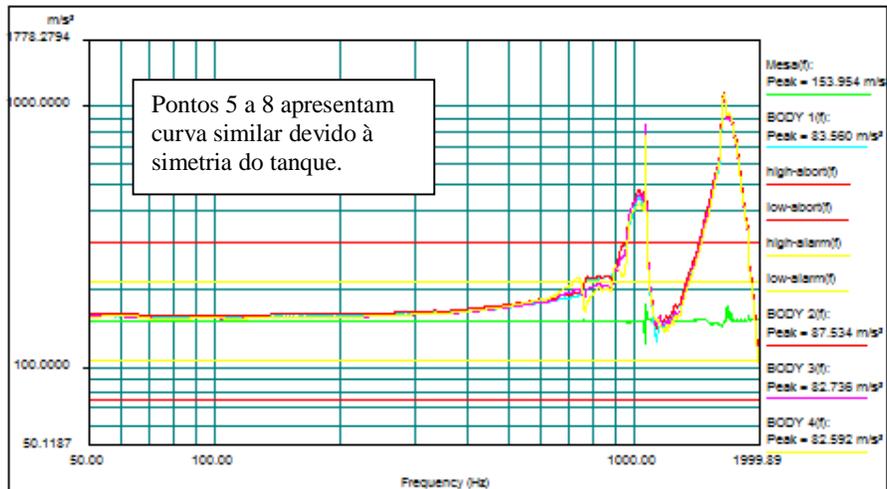
**Figura 16 – Níveis de aceleração na direção X – “Edge”**



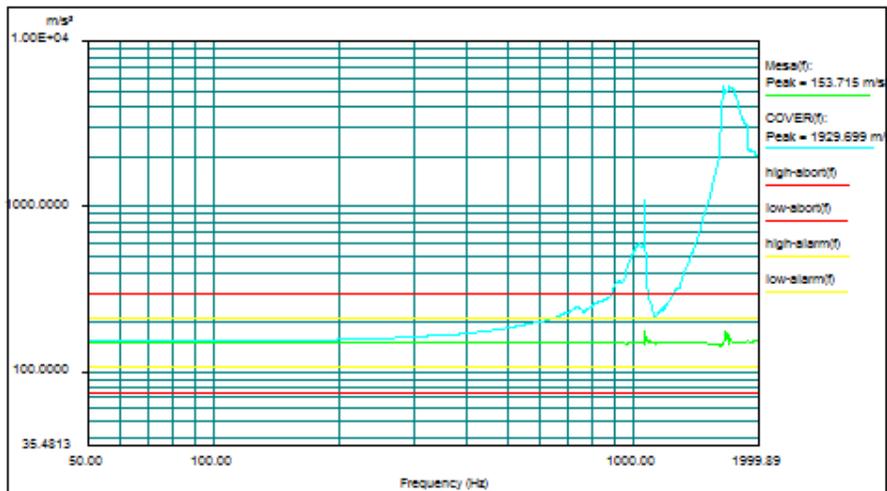
**Figura 17 – Níveis de aceleração na direção X – “Pump”**



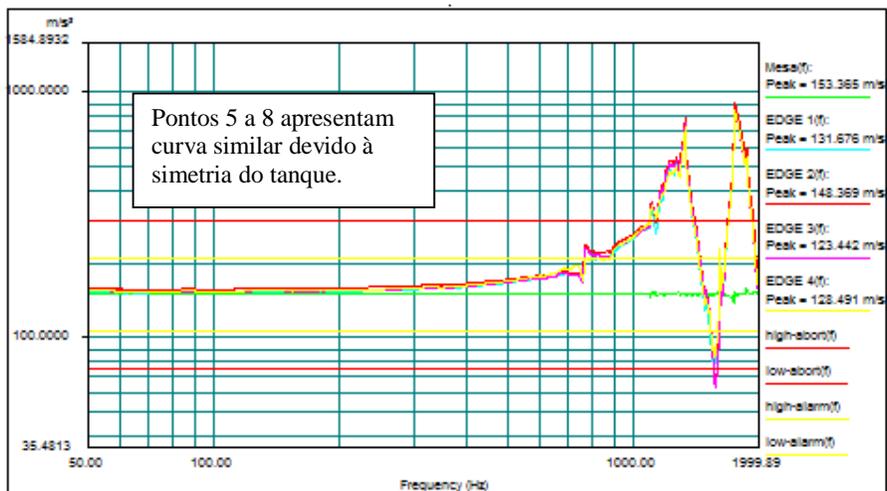
**Figura 18 – Pesquisa de ressonância na direção Y**



**Figura 19 – Níveis de aceleração na direção Y – “Body”**



**Figura 20 – Níveis de aceleração na direção Y – “Cover”**



**Figura 21 – Níveis de aceleração na direção Y – “Edge”**

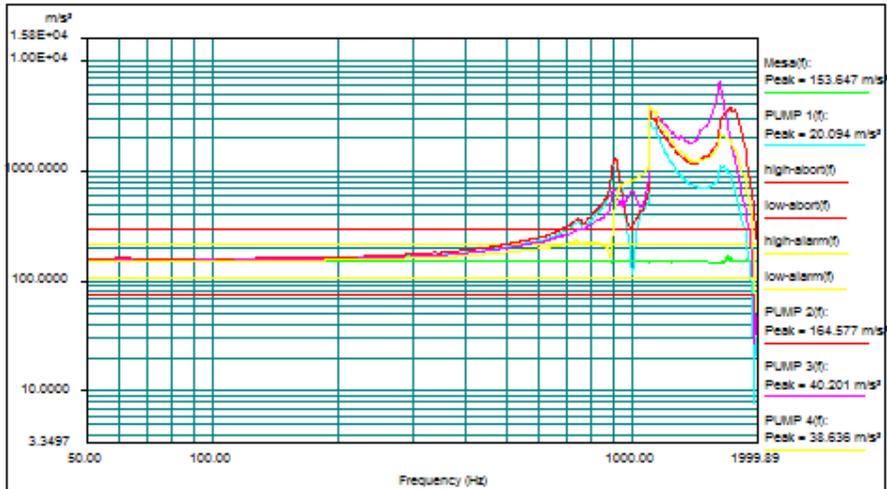


Figura 22 – Níveis de aceleração na direção Y – “Pump”

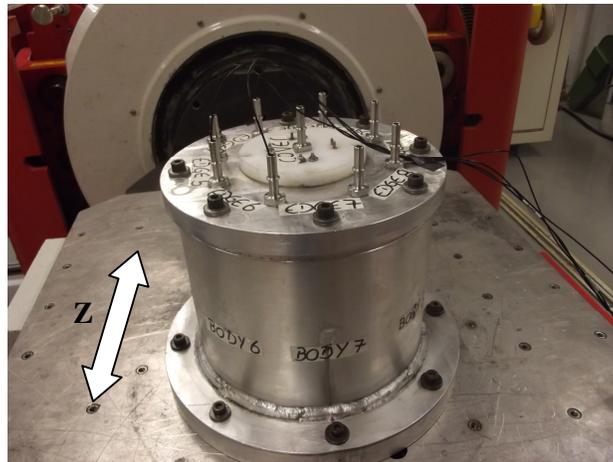


Figura 23 – Pesquisa de ressonância na direção Z

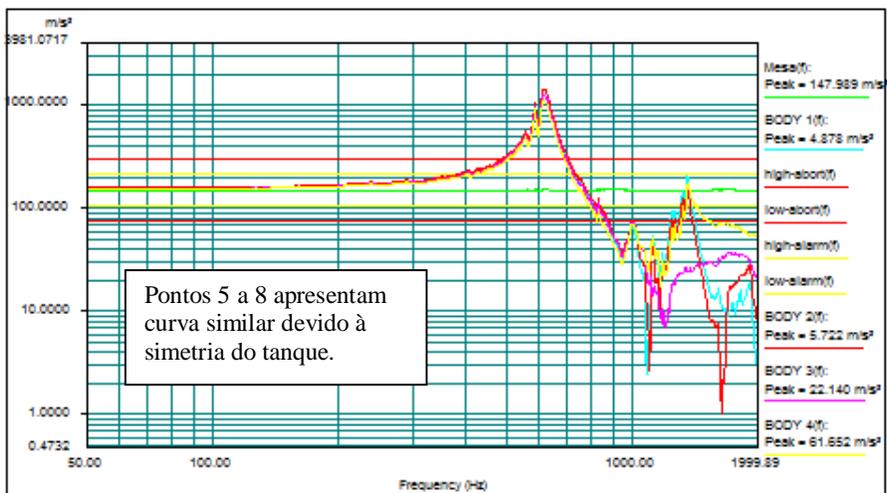
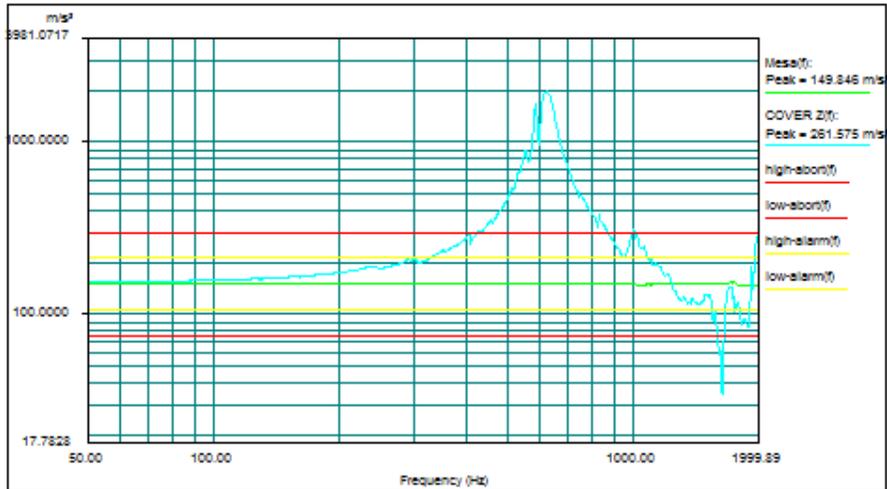
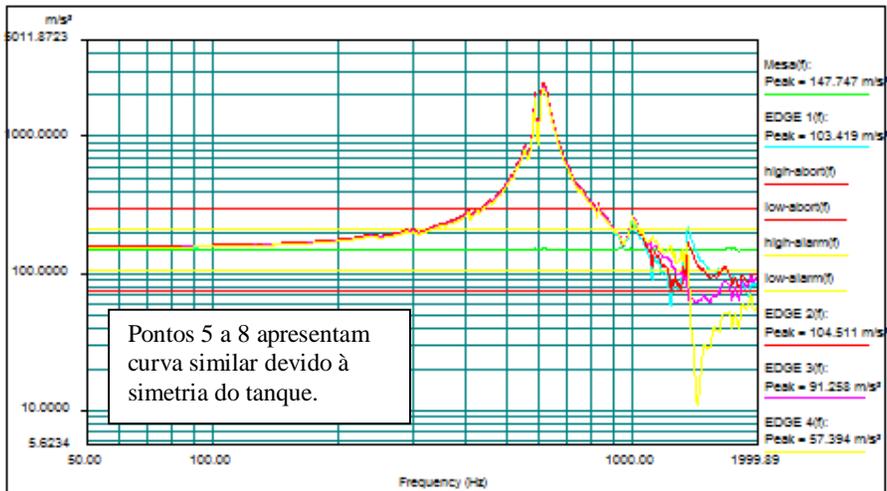


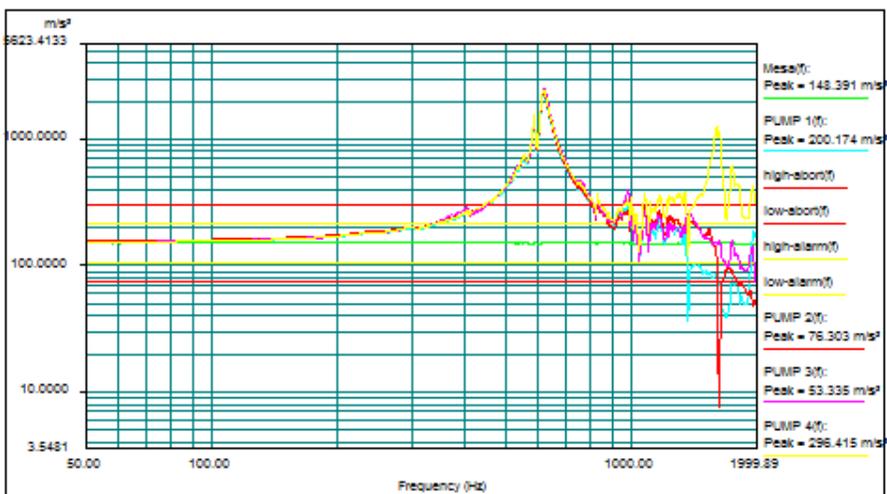
Figura 24 – Níveis de aceleração na direção Z – “Body”



**Figura 25 – Níveis de aceleração na direção Z – “Cover”**



**Figura 26 – Níveis de aceleração na direção Z – “Edge”**



**Figura 27 – Níveis de aceleração na direção Z – “Pump”**

**Tabela 5 – Máxima aceleração obtida experimentalmente**

Region	Point	X-Direction		Y-Direction		Z-Direction	
		Freq. [Hz]	Max. Acc. [m/s <sup>2</sup> ]	Freq. [Hz]	Max. Acc. [m/s <sup>2</sup> ]	Freq. [Hz]	Max. Acc. [m/s <sup>2</sup> ]
Edge	1	635,4	2483	1330,6	757	612,8	2350
	2	635,4	2483	1330,6	806	612,8	2387
	3	635,4	2403	1330,6	764	615,1	2274
	4	635,4	2407	1330,6	731	612,8	2177
	5	635,4	2406	1103,1	410	615,1	2149
	6	635,4	2450	1103,1	432	615,1	2293
	7	637,6	2359	1103,1	444	615,1	2609
	8	637,6	2358	1103,1	507	615,1	2435
Body	1	639,9	1305	1064,0	763	615,1	1383
	2	639,9	1243	1064,0	823	617,3	1405
	3	639,9	1276	1064,0	855	615,1	1234
	4	639,9	1335	1064,0	778	615,1	1086
	5	639,9	1344	1064,0	714	621,8	995
	6	639,9	1252	1064,0	679	621,8	1051
	7	642,3	1276	1064,0	657	619,5	1176
	8	639,9	1250	1064,0	745	619,5	1348
Cover	-	617,3	2699	1064,0	1095	617,3	1943
Pump	1	637,6	2496	1103,1	3562	617,3	2262
	2	637,6	2523	1103,1	4293	617,3	2352
	3	637,6	2509	1103,1	4682	617,3	2501
	4	637,6	2393	1103,1	4702	617,3	2409

Após a pesquisa de ressonância em shaker verificou-se que as frequências e amplitudes ficaram bem abaixo dos valores de frequência simuladas. A comparação direta ficou prejudicada devido à alteração feita na geometria no momento da construção do tanque.

## 8. FEA – AJUSTE DE MODELO

Com o intuito de se ajustar o modelo de simulação para condizer com os valores experimentais, um novo modelo foi feito e uma nova simulação foi realizada. Para essa nova simulação utilizou-se o mesmo coeficiente de amortecimento da simulação anterior, porém mudanças nas condições de contorno foram realizadas, como por exemplo a fixação do tanque no shaker pelos parafusos e não mais pela base.

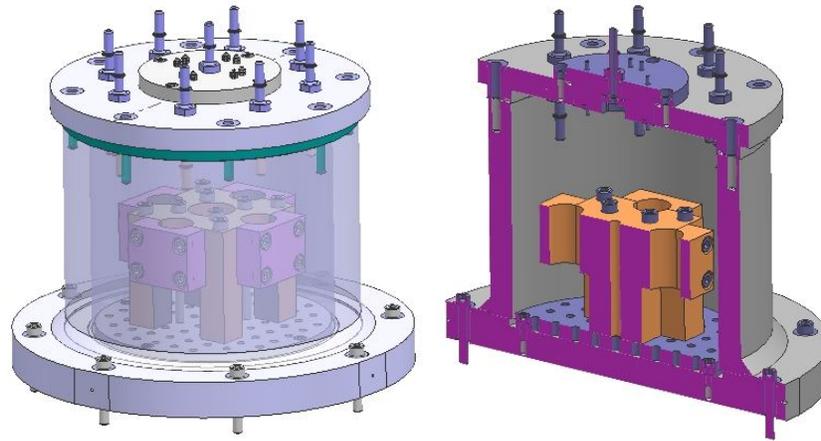


Figura 28 – Novo modelo do tanque de teste baseado no tanque construído

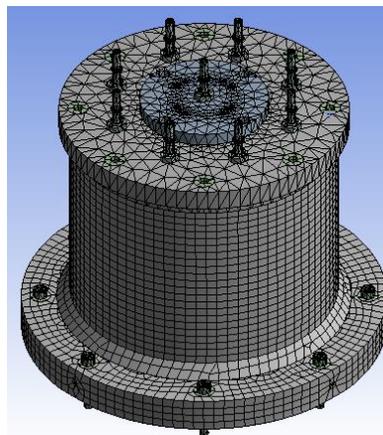


Figura 29 – Malha com 205.529 elementos

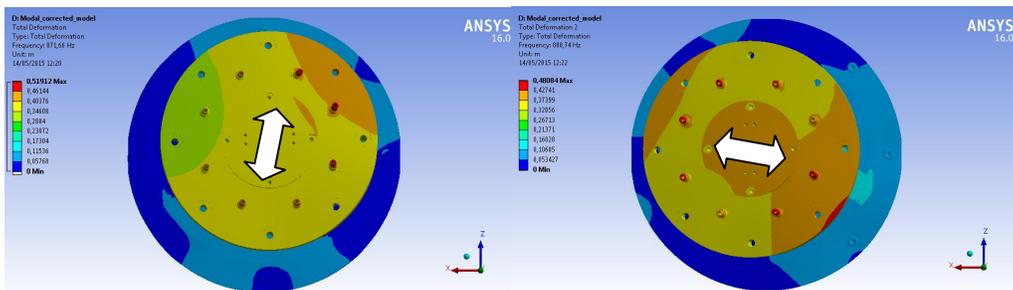


Figura 30 - Frequências naturais do 1º e 2º modo: 871,6 Hz e 888,74Hz respectivamente

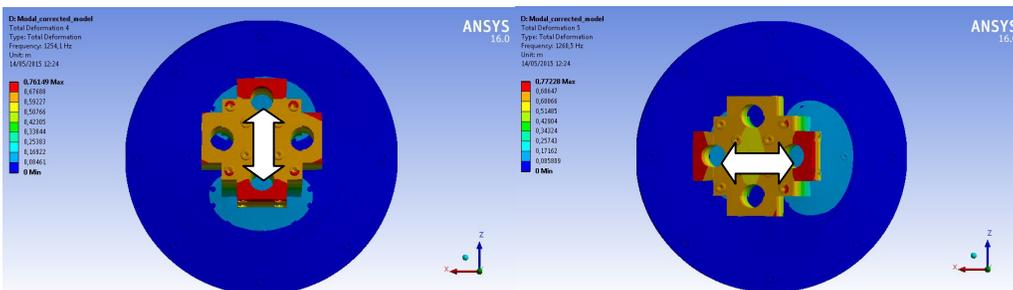
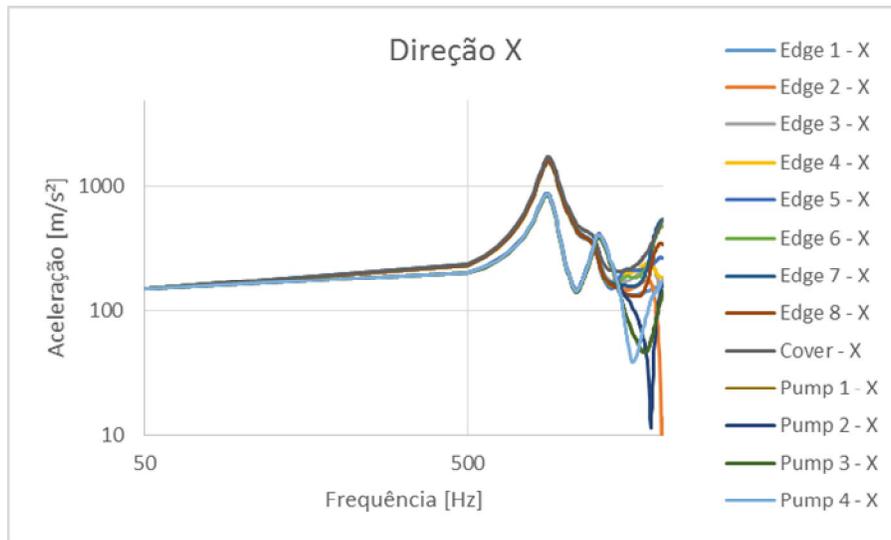


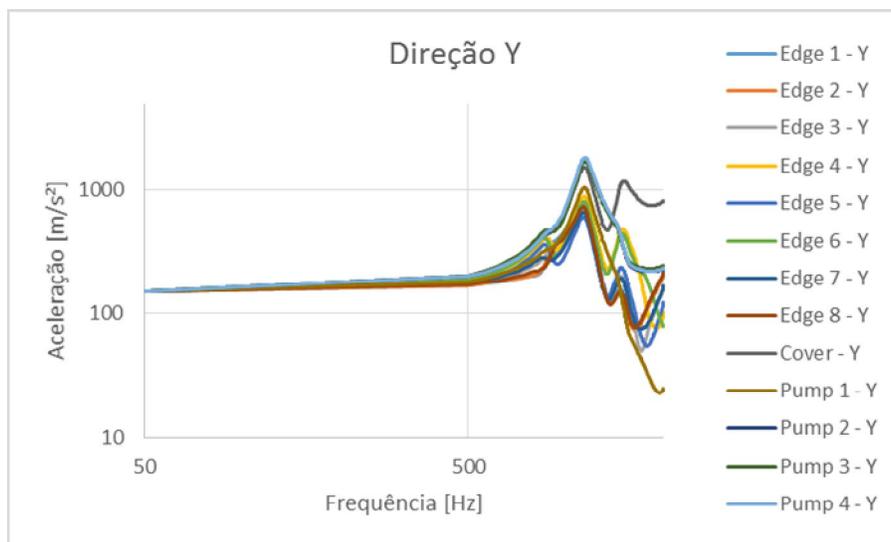
Figura 31 - Frequências naturais do 4º e 5º modo: 1254,1Hz e 1260,5Hz respectivamente

Mais uma vez foram levantadas, através da análise harmônica, as acelerações em pontos estratégicos quando aplicada na base uma aceleração constante de 150 m/s<sup>2</sup> variando de 50 a 2000Hz.

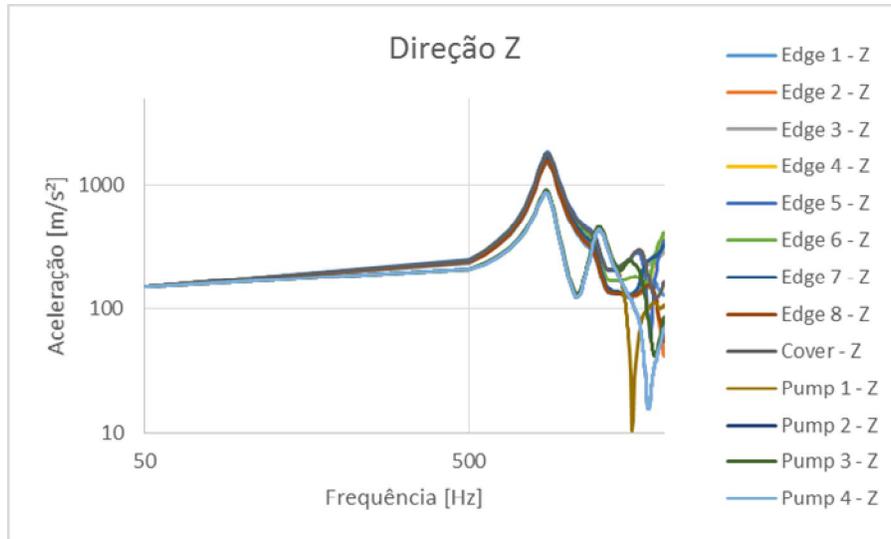
Obtiveram-se os seguintes níveis de aceleração:



**Figura 32 – Níveis de na direção X**



**Figura 33 – Níveis de na direção Y**



**Figura 34 – Níveis de na direção Z**

**Tabela 6 – Máximas acelerações obtidas**

Region	X-Direction		Y-Direction		Z-Direction	
	Point	Maximum Acceleration	Point	Maximum Acceleration	Point	Maximum Acceleration
Edge	1	1641m/s <sup>2</sup> at 885Hz	4	885m/s <sup>2</sup> at 1138Hz	5	1850m/s <sup>2</sup> at 872Hz
Cover	-	1738m/s <sup>2</sup> at 885Hz	-	1532m/s <sup>2</sup> at 1140Hz	-	1803m/s <sup>2</sup> at 872Hz
Pump	2	877m/s <sup>2</sup> at 879Hz	4	1839m/s <sup>2</sup> at 1146Hz	2 and 4	906,3m/s <sup>2</sup> at 864Hz

As tabelas 7, 8 e 9 apresentam um comparativo dos resultados obtidos.

**Tabela 7 – Máximas acelerações obtidas em X**

Region	X-Direction	
	Experiment	2nd simulation
Edge	2483m/s <sup>2</sup> at 635Hz	1641m/s <sup>2</sup> at 885Hz
Body	1344m/s <sup>2</sup> at 640Hz	-
Cover	2699m/s <sup>2</sup> at 617Hz	1738m/s <sup>2</sup> at 885Hz
Pump	2523m/s <sup>2</sup> at 638Hz	1085m/s <sup>2</sup> at 880Hz

**Tabela 8 – Máximas acelerações obtidas em Y**

Region	Y-Direction	
	Experiment	2nd simulation
Edge	806m/s <sup>2</sup> at 1331Hz	885m/s <sup>2</sup> at 1138Hz
Body	855m/s <sup>2</sup> at 1064Hz	-
Cover	1095m/s <sup>2</sup> at 1064Hz	1532m/s <sup>2</sup> at 1140Hz
Pump	4702m/s <sup>2</sup> at 1103Hz	1905m/s <sup>2</sup> at 1146Hz

**Tabela 9 – Máximas acelerações obtidas em Z**

Region	Z-Direction	
	Experiment	2nd simulation
Edge	2609m/s <sup>2</sup> at 615Hz	1850m/s <sup>2</sup> at 872Hz
Body	1405m/s <sup>2</sup> at 617,3Hz	-
Cover	1943m/s <sup>2</sup> at 617Hz	1803m/s <sup>2</sup> at 872Hz
Pump	2501m/s <sup>2</sup> at 617Hz	1083m/s <sup>2</sup> at 867Hz

## CONCLUSÃO

Devido à modificação do tanque em relação ao design original não foi possível a comparação direta com os resultados do experimento e da segunda simulação. Comparando-se então os valores desses dois últimos, nota-se um erro médio de 27% para as frequências naturais e de 25% para as amplitudes. Esse erro provavelmente se deve às condições de contorno utilizadas e que não representam totalmente a realidade. Devemos levar em conta que as análises modais e harmônicas consideram que todos os contatos envolvidos na análise são do tipo linear (bounded), ou seja, não há deslocamento relativo entre os componentes da montagem. Outro fator de erro se deve ao coeficiente de amortecimento utilizado na análise.

Novas análises e mudanças podem ainda serem feitas no intuito de se conseguir valores mais próximos dos valores experimentais, por exemplo, alteração do coeficiente de amortecimento.

Como trabalhos futuros, sugere-se a inclusão do fluido de teste tanto na simulação como na pesquisa de ressonância em laboratório, onde o objetivo final é termos um modelo para o dispositivo que nos permita via simulação atingir um nível de correspondência com o shaker acima de 90% tanto para frequências quanto amplitudes.

## REFERÊNCIAS

- [1] Harris Cyril. **Shock and Vibration Handbook**. 5ª Edição. New York: McGraw-Hill.
- [2] Bruel & Kjaer. **Shaker Control User Guide**, Revisão 8.0, página 511, 2009.