

4

METODOLOGIA E RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Neste capítulo, serão descritas a bancada sobre a qual foram desenvolvidos os ensaios experimentais, as considerações na aquisição e processamento dos sinais e a descrição dos ensaios realizados.

O aparato experimental procura representar o comportamento axial da coluna de perfuração e a sua influência no dispositivo de impacto (RIMD) de acordo com as simplificações propostas nos capítulos anteriores.

4.1

Aparato Experimental

Para o trabalho experimental, será utilizada uma bancada equipada com diferentes dispositivos e instrumentos necessários para medições e aquisição de dados. O aparato experimental está montado no Laboratório de Dinâmica e Vibrações da PUC-Rio e a vista geral da bancada, bem como o seu desenho esquemático, podem ser observados nas figuras (4.1) e (4.2).

O experimento é composto por dois sistemas, ambos movimentando-se a partir da posição de equilíbrio ao longo da direção vertical. O primeiro sistema é composto do suporte principal (em aço) e possui a viga principal (aço - $\rho = 7.35 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$) em flexão e engastada no suporte. A viga principal possui comprimento total de 370 mm com uma seção transversal retangular com 25 mm de base e 5 mm de altura, pesando 353 g. O *shaker* é preso à viga principal através de um acoplamento rígido (parafuso), distante 100 mm do engaste.

O segundo sistema é composto pelo RIMD, um sistema massa mola acoplado ao sistema principal. O efeito mola é garantido por duas molas de flexão (aço mola), que nada mais são do que vigas bi-engastadas aos acoplamentos (alumínio - $\rho = 2.7 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$). Estas vigas têm seção transversal retangular com 22.3 mm de base e 0.6 mm de altura. Além disso, estas vigas possuem comprimento variável de forma a alterar a rigidez do

RIMD. A massa do RIMD é composta pelo acoplamento das vigas em flexão e também pelo dispositivo de impacto (aço).



Figura 4.1: Foto da bancada experimental.

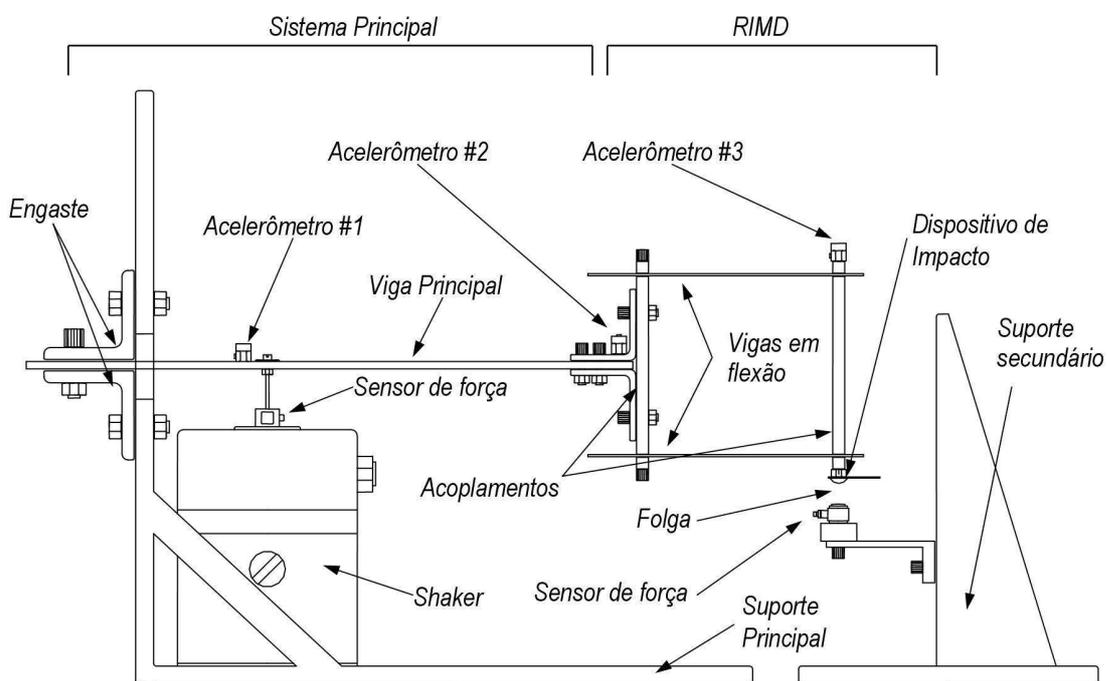


Figura 4.2: Desenho esquemático do experimento.

Os parâmetros de controle da bancada são:

- a rigidez da viga principal, que pode ser alterada variando-se o comprimento da viga;

- a rigidez do RIMD, ajustado de forma semelhante;
- e a folga do dispositivo de impacto, que é regulada a partir de um pequeno braço que desliza sobre uma guia vertical usinada no suporte secundário e medida a partir de calibradores de folga (lâminas).

O parâmetro de entrada é a força aplicada pelo *shaker* (LDS V408 SN 457281) sobre a viga principal. O *shaker* é acionado por um gerador de sinal (HP 35653C Source Module - interligado ao analisador HP 35650). O sinal do gerador passa por um amplificador (LDS PA100E) antes de chegar ao *shaker*.

As respostas medidas são:

- a força exercida pelo *shaker*, obtida a partir do sinal do sensor de força (Endevco 2311-100 SN 2348), colocado entre o *shaker* e a viga principal;
- os sinais de aceleração obtidos por acelerômetros colocados em pontos distintos do sistema, conforme mostra a figura (4.2). A lista dos acelerômetros é descrita a seguir:
 - acelerômetro 1: Endevco 751-100 SN AC40;
 - acelerômetro 2: Endevco 752-10 SN AB77;
 - acelerômetro 3: Endevco 751-10 SN AC69.
- a força de impacto aplicada pelo RIMD sobre um sensor de força (Endevco 2311-100 SN 2472).

Todos os sinais de saída passam pelo condicionador de sinal (Endevco Isotron 2792B) antes de chegar ao analisador (HP 35650). Um esquema simples de como é feito o tratamento dos sinais de entrada e saída é mostrado na figura (4.3).

A especificação de todos os sensores e do excitador são apresentados nas tabelas (4.1) e (4.2).

Tabela 4.1: Especificação dos sensores.

Acelerômetro 1 - 751-100 SN AC40		
Sensitividade	108.91	mV/g
Faixa de medição	± 50	g
Frequência de Ressonância	50	kHz
Acelerômetro 2 - 752-10 SN AB77		
Sensitividade	9.8497	mV/g
Faixa de medição	± 500	g
Frequência de Ressonância	50	kHz
Acelerômetro 3 - 751-10 SN AC69		
Sensitividade	10.194	mV/g
Faixa de medição	± 50	g
Frequência de Ressonância	50	kHz
Sensor de força 1 - 2311-100 SN 2348		
Sensitividade	23.29	mV/N
Faixa de medição	± 220	N
Frequência de Ressonância	75	kHz
Sensor de força 2 - 2311-100 SN 2472		
Sensitividade	24.73	mV/N
Faixa de medição	± 220	lb_f
Frequência de Ressonância	75	kHz

Tabela 4.2: Especificação do *shaker*.

<i>Shaker</i> LDS V408 SN 45728/1		
Força máxima	98.0	N
Faixa de frequência	5 – 9000	Hz
Massa total	14	kg
Massa em movimento	0.20	kg
Rigidez axial	12.3	kN/m
Ressonância da Armadura	9	kHz

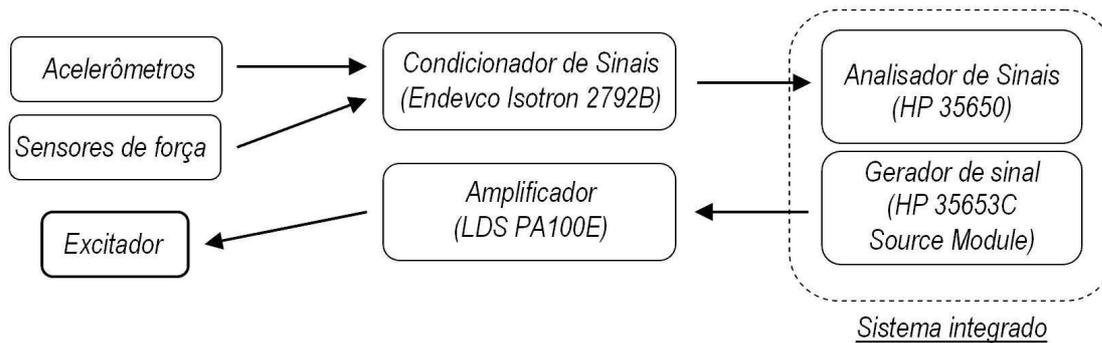


Figura 4.3: Tratamento dos sinais.

4.2 Metodologia Experimental

A metodologia aplicada na parte experimental é análoga ao estudo numérico realizado no capítulo 3. Procura-se estudar o problema sem impacto, primeiramente, com o sistema equivalente de 1 grau de liberdade ($k_2 \rightarrow \infty$) e, em seguida, observar o comportamento do sistema à medida que diminuimos o valor de k_2 (modelo já com 2 graus de liberdade), de forma a identificar os parâmetros da bancada (rigidezes, coeficientes de amortecimento, frequências naturais, etc.). Em seguida, segue-se a mesma metodologia considerando o impacto.

O modelo numérico, estudado no capítulo 3, procura descrever o comportamento dinâmico da bancada experimental. A viga principal da bancada é modelada como um sistema de 1 grau de liberdade com amortecimento. Da mesma forma, o dispositivo de impacto (RIMD) também é modelado como um sistema massa-mola-amortecedor, só que acoplado ao sistema principal. As implicações das simplificações impostas no modelo serão discutidas no capítulo que descreve a validação do modelo numérico. A figura (4.4) procura melhor representar a relação entre o modelo de 2 graus de liberdade com impacto estudado no capítulo 3 e a bancada experimental.

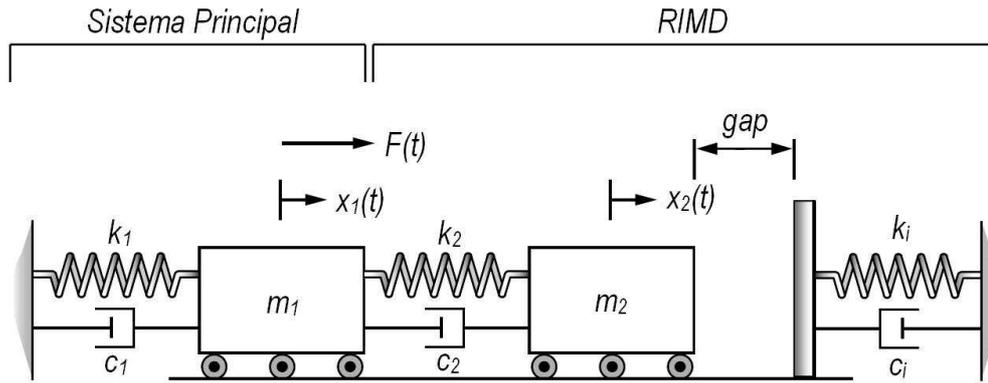


Figura 4.4: Correlação bancada - modelo (ver figura (4.2)).

4.3

Identificação de parâmetros e Resultados Experimentais

4.3.1

Caso sem Impacto

Primeiramente, com o sistema equivalente de 1 grau de liberdade ($k_2 \rightarrow \infty$) e sem impacto (ver figura (4.5)), levanta-se a curva de resposta em frequência do sistema à vibração livre, a partir de uma condição inicial em deslocamento não nula. A resposta no domínio da frequência é gerada automaticamente pelo analisador de sinais (HP 35650). O gráfico é mostrado na figura (4.6).

A partir deste dado experimental e da comprovação na bancada conclui-se que o sistema (até a faixa de 100 Hz) possui duas frequências naturais: a primeira em 9.5 Hz e a segunda em 77 Hz. Entretanto, observa-se a existência de três picos de amplitude em frequências intermediárias (34, 41 e 57 Hz). Estas frequências referem-se às frequências naturais das extremidades livres das molas de flexão do RIMD, uma vez que estas encontram-se presas somente aos acoplamentos. Apesar de assumirmos que o sistema é de 1 grau de liberdade aparece uma segunda frequência natural (em 77 Hz). Esta frequência está associada ao segundo modo de vibração da viga principal, fato reforçado pela queda brusca de aceleração do acelerômetro AC69 (acelerômetro 3 - ver figura 4.2). Entretanto, como poderá ser visto nos demais resultados experimentais, esta frequência encontra-se muito acima da faixa de trabalho pretendida, de forma que o sistema ainda sim pode ser modelado como de 1 grau de liberdade.



Figura 4.5: Foto do experimento 1 grau de liberdade, sem impacto.

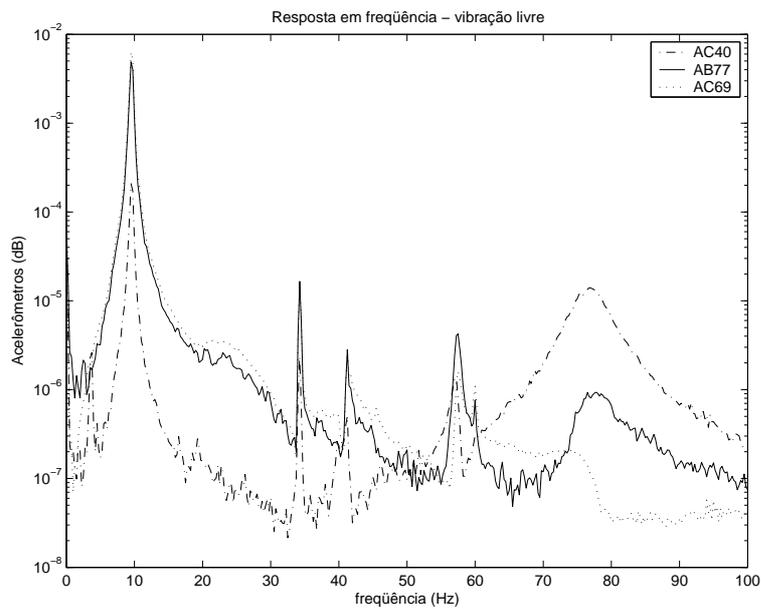


Figura 4.6: Resposta em frequência - vibração livre.

Com o valor da frequência natural, das massas dos acoplamentos e da viga principal, figura (4.2), é possível determinar a rigidez da viga em flexão a partir da equação:

$$f_1 = 10 \text{ Hz} \rightarrow \omega_1 = 62.8 \text{ rad/s} \quad (4-1)$$

$$k_1 = \omega_1^2(m_{eq}) \quad (4-2)$$

onde o valor da massa equivalente é dado por [11]:

$$m_{eq} = m_1 + m_2 + 0.23 m_{viga} \quad (4-3)$$

As massas dos componentes foram medidos diretamente através de uma balança digital com resolução de 0.01 g.

Tabela 4.3: Massas dos componentes.

Acoplamento 1	m_1	280×10^{-3}	kg
Acoplamento 2	m_2	360×10^{-3}	kg
Viga principal	m_{viga}	353×10^{-3}	kg

Com isso, temos o valor de k_1 :

$$k_1 = 2850 \text{ N/m} \quad (4-4)$$

Este valor pode ser comparado com a rigidez equivalente de uma viga engastada-livre em flexão [17]:

$$k_{eq} = \frac{3EI}{l^3} = \frac{3Ebh^3}{12l^3} = 3080 \text{ N/m} \quad (4-5)$$

onde a discrepância entre os valores (erro de 8%) pode ser atribuída à condição de engaste da viga no suporte da bancada.

O valor do fator de amortecimento pode ser determinado a partir da resposta temporal do sistema à vibração livre, conforme mostra a figura (4.7).

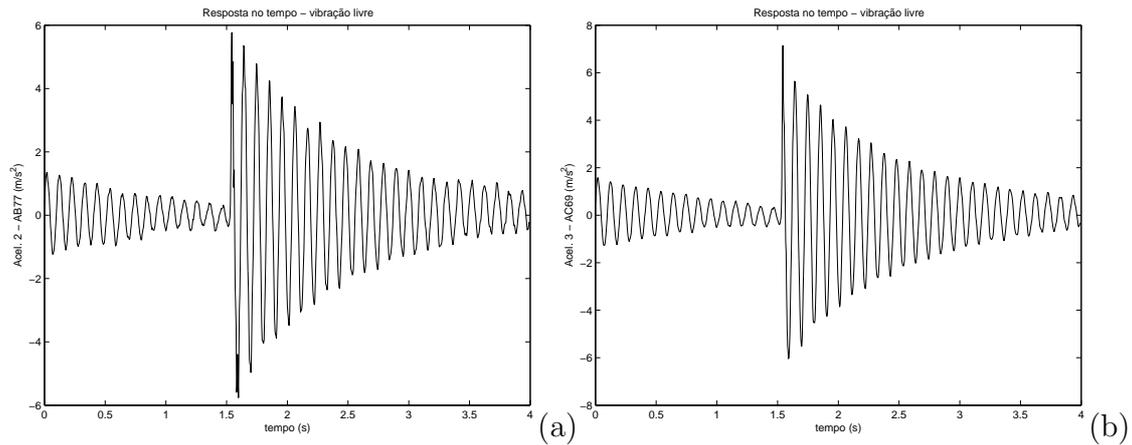


Figura 4.7: Resposta no tempo: a) acelerômetro 2 (AB77); b) acelerômetro 3 (AC69).

O fator de amortecimento é obtido a partir do valor do decremento logarítmico. O decremento logarítmico é definido como a razão entre as amplitudes máximas dadas em períodos subseqüentes [1].

$$\psi = \ln \frac{x(t)}{x(t+T)} = \frac{2\pi\xi}{\sqrt{1-\xi^2}} \quad (4-6)$$

Como pode ser facilmente deduzido, o decremento também pode ser obtido através da razão de velocidades ou de acelerações [1]. Para caracterizar o tipo de amortecimento, é necessário observar como se comporta o decaimento da resposta no tempo. Isto pode ser verificado plotando as amplitudes máximas para cada oscilação no tempo, conforme a figura (4.8).

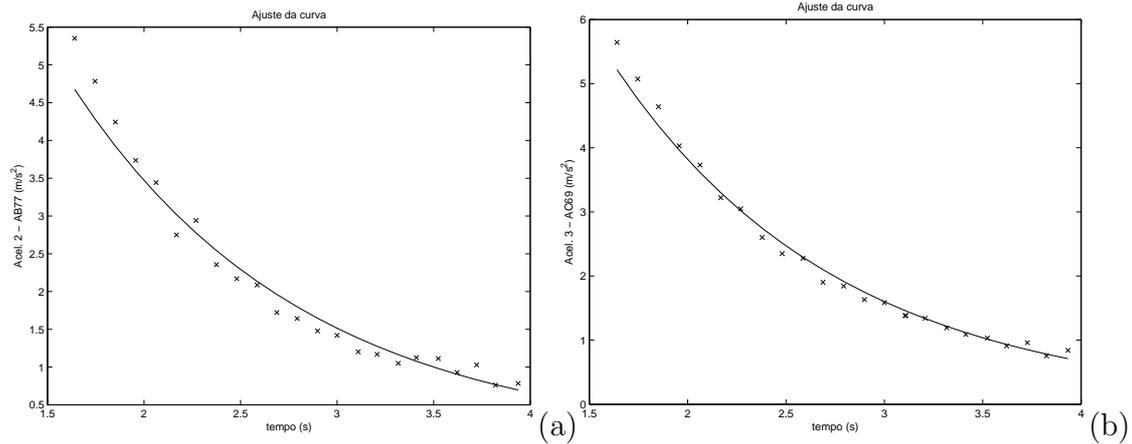


Figura 4.8: Picos de aceleração: a) acelerômetro 2 (AB77); b) acelerômetro 3 (AC69).

De acordo com a teoria [1] é esperado que a viga de aço, excitada em sua extremidade, comporte-se como um sistema de 1 grau de liberdade com amortecimento viscoso. Logo a melhor curva que descreve o decaimento das amplitudes máximas é uma exponencial. Isto pode ser verificado através do gráfico da figura (4.8), onde a melhor curva, que ajusta os pontos experimentais, é a exponencial.

Neste ponto, é importante destacar que, devido à característica dos dados experimentais, aplicamos a média móvel (usando como intervalo $T = 5$ períodos de oscilação) para calcular o decremento de maneira mais precisa. A partir do decremento, chegamos ao valor do fator de amortecimento, utilizando a equação (4-6).

$$\xi_1 = 0.014 \quad (4-7)$$

Conhecendo-se a relação entre o fator de amortecimento e o coeficiente de amortecimento, conforme mostra a equação (4-8), chegamos ao valor do coeficiente de amortecimento do sistema principal (modelado como 1 grau de liberdade).

$$\xi_1 = \frac{c_1}{2(m_{eq})\omega_1} \quad (4-8)$$

$$c_1 = 1.269 \frac{N}{m/s} \quad (4-9)$$

Em seguida, para o sistema de 2 graus de liberdade, tomamos diversos

valores de k_2 das vigas em flexão, variando a distância entre os acoplamentos.

Para determinar os parâmetros do RIMD, primeiramente, são retiradas a resposta em frequência e a resposta no tempo à vibração livre somente do RIMD. Isto é feito bloqueando o movimento transversal da viga principal através de um suporte. Em seguida, é medida a resposta em frequência somente do RIMD a partir de uma condição inicial não nula. No primeiro caso, a distância entre os acoplamentos é de 10 cm. Com o sistema principal fixo, são tomadas a resposta no domínio da frequência do tempo à vibração livre. Estas respostas são mostradas na figura (4.9).

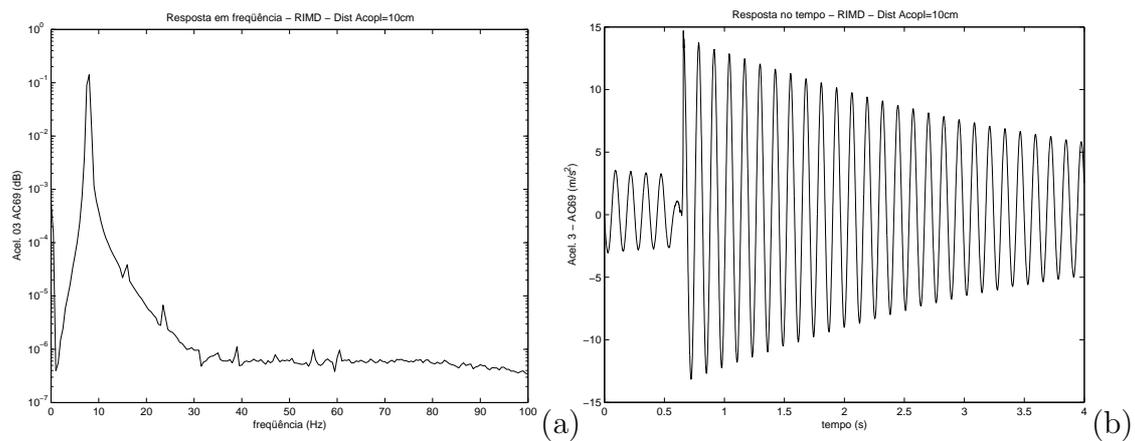


Figura 4.9: Vibração livre do RIMD, distância entre acoplamentos 10 cm: a) resposta em frequência; b) resposta no tempo.

A partir dos gráficos, é possível determinar os parâmetros do RIMD, i.e, a partir da frequência natural obtém-se a rigidez do RIMD e, a partir da resposta no tempo, obtém-se o fator de amortecimento e, conseqüentemente, o coeficiente de amortecimento. Para esta configuração, seguem abaixo os parâmetros do RIMD.

$$\omega_2 = 8Hz \rightarrow k_2 = \omega_2^2 m_2 = 910 \text{ N/m} \quad (4-10)$$

$$\xi_2 = 0.004 \rightarrow c_2 = 2 \xi_2 m_2 \omega_2 = 0.145 \frac{N}{m/s^2} \quad (4-11)$$

Com isso, partindo do modelo de 2 graus de liberdade sem impacto mostrado no capítulo 3 (3-6), pode-se implementar os parâmetros do sistema principal e do RIMD no modelo numérico e comparar os resultados com os experimentais.

Uma forma de obter diretamente as frequências naturais a partir das equações de movimento é utilizando a matriz de receptância, que relaciona a amplitude máxima do movimento com a frequência de forçamento:

$$H(\Omega) = \frac{\underline{X}_P}{\underline{F}} = (-\underline{M}\Omega^2 + \underline{C}i\Omega + \underline{K})^{-1} \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4-12)$$

Que para o caso da equação (3-6) torna-se:

$$H(\Omega) = \begin{bmatrix} -m_1\Omega^2 + (c_1 + c_2)i\Omega + (k_1 + k_2) & -c_2i\Omega - k_2 \\ -c_2i\Omega - k_2 & -m_2\Omega^2 + c_2i\Omega + k_2 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4-13)$$

Portanto, para a distância entre acoplamentos de 10 cm, podemos comparar as frequências naturais obtidas a partir do modelo numérico com as obtidas experimentalmente.

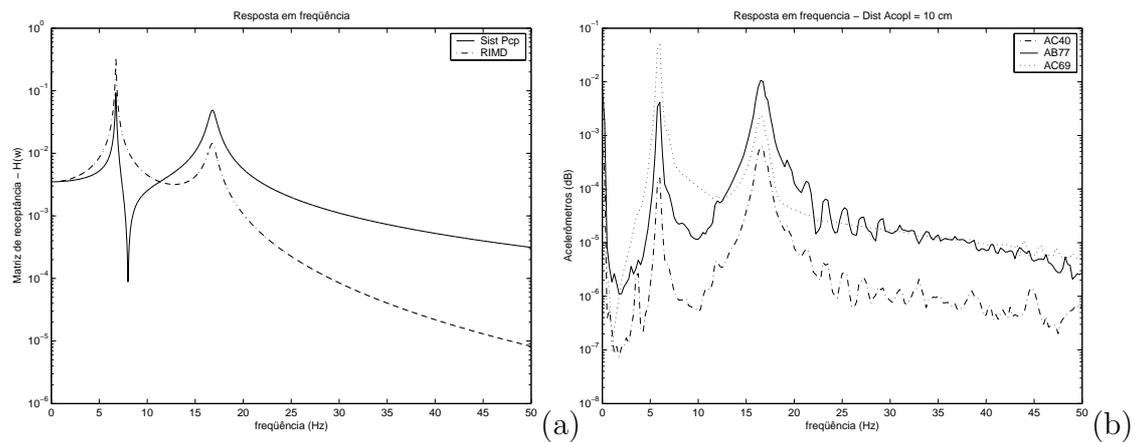


Figura 4.10: Frequências naturais, distância entre acoplamentos 10 cm:

a) modelo Numérico; b) experimental.

Os valores das frequências naturais obtidas numérica e experimentalmente são mostradas na tabela (4.4).

Tabela 4.4: Frequências naturais, distância entre acoplamentos 10 cm.

Frequências naturais	Numérico	Experimental
1 ^a frequência natural	6.65 Hz	6.0 Hz
2 ^a frequência natural	18.2 Hz	16.5 Hz

Os resultados descritos na tabela (4.4) relatam a boa confiabilidade dos parâmetros identificados. Este mesmo procedimento foi realizado para a distância entre acoplamentos de 12 cm. A tabela de comparação das frequências naturais é mostrada abaixo.

Tabela 4.5: Frequências naturais, distância entre acoplamentos 12 cm.

Frequências naturais	Numérico	Experimental
1ª frequência natural	5.55 Hz	5.0 Hz
2ª frequência natural	16.9 Hz	15.3 Hz

O que mostra que o modelo de 2 graus de liberdade é satisfatório para descrever a dinâmica da bancada experimental dentro da faixa de frequências estabelecida (0 - 50 Hz). É possível que em frequências maiores cada um dos sistemas (vigas em flexão) vibre em modos superiores, fato este não previsto pelo modelo proposto no capítulo 3.

4.3.2

Caso com Impacto

Para o estudo experimental com impacto, foram escolhidos diversos valores de rigidez e folga do RIMD. Para cada combinação rigidez/folga, primeiramente é realizado um breve estudo do sistema sem impacto, com o intuito de identificar os parâmetros da bancada para a combinação rigidez/folga estabelecida. Para tanto, determinam-se as frequências naturais, tanto do RIMD isoladamente (fixando-se a viga principal), quanto do sistema completo. Em seguida, realiza-se o estudo com impacto, excitando o sistema em diversas frequências, tendo, como referência, os dados apresentados no estudo sem impacto.

Os valores de rigidez foram tomados a partir da distância entre os acoplamentos de alumínio, figuras (4.1) e (4.2). Os valores escolhidos variam de 21 cm a 15 cm, em intervalos de 2 cm. Neste instante, é importante ressaltar que os valores em centímetros valem somente como referência, não possuindo qualquer relevância para a identificação dos parâmetros.

Distância entre acoplamentos 15cm, vibração livre

A primeira distância entre acoplamentos adotada foi de 15cm, que aparecem nos gráficos mostrados a seguir. Primeiramente, podemos ver os

diagramas de resposta no domínio da frequência: do RIMD isoladamente (viga principal fixa) e do sistema completo.

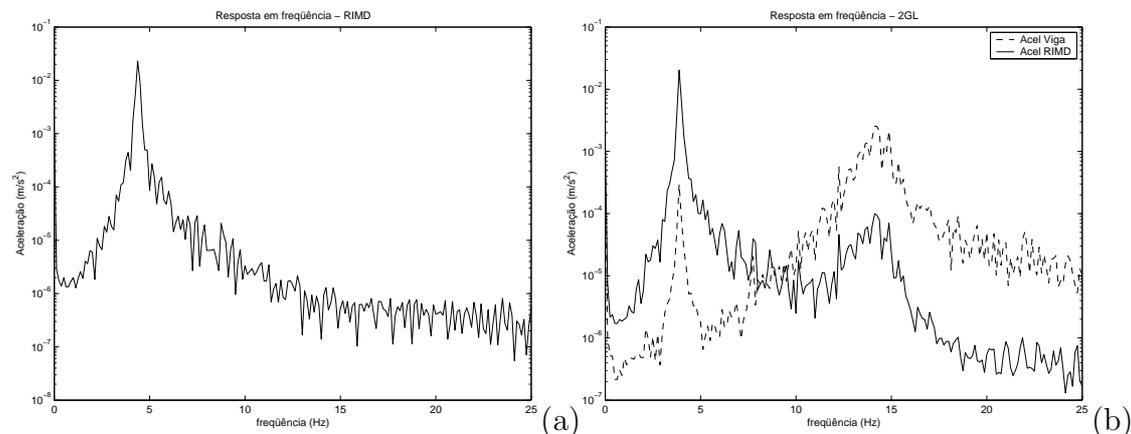


Figura 4.11: Frequências naturais, distância entre acoplamentos 15cm
a) RIMD; b) sistema.

A partir destes gráficos, pode-se determinar as frequências naturais do sistema bem como identificar seus parâmetros, e assim comparar os valores das frequências naturais obtidas experimentalmente com os valores dados pelo modelo numérico. Estes resultados são mostrados nas tabelas (4.6) e (4.7).

Tabela 4.6: Identificação de parâmetros - distância entre acoplamentos 15cm.

Rigidez 1	k_1	2850	N/m
Amortecimento 1	c_1	1.269	Ns/m
Rigidez 2	k_2	272.1	N/m
Amortecimento 2	c_2	0.079	Ns/m

Tabela 4.7: Frequências naturais - comparação numérico-experimental, distância entre acoplamentos 15cm.

Frequências naturais	Numérico	Experimental
1ª frequência natural	4.1 Hz	3.9 Hz
2ª frequência natural	16.0 Hz	14.5 Hz

Além da identificação dos parâmetros, partindo-se dos gráficos apresentados na figura (4.11) determinou-se que a variação da frequência

de excitação seria de 2.75Hz até 14.5Hz, em intervalos de 0.25Hz. Esta variação é suficiente para cobrir as frequências de ressonância do sistema e com isso capturar todos os fenômenos do experimento.

Distância entre acoplamentos 15cm, folga 0mm

Nas primeiras frequências de excitação, a força de impacto apresenta um comportamento de difícil caracterização, pois ora o sistema realiza três impactos por ciclo, ora realiza dois impactos por ciclo, e até mesmo um impacto por ciclo, com uma razão F_i/F_0 baixa. Todos estes fenômenos são apresentados a seguir, nas figuras (4.12), (4.13) e (4.14). Uma vez que em todas as faixas de frequência os fenômenos observados são semelhantes, algumas respostas não são apresentadas. Nos gráficos das acelerações, os sinais foram retirados do acelerômetro instalado na extremidade livre da viga principal (acelerômetro 2) e do acelerômetro colocado no acoplamento do RIMD (acelerômetro 3). Ver figura (4.2).

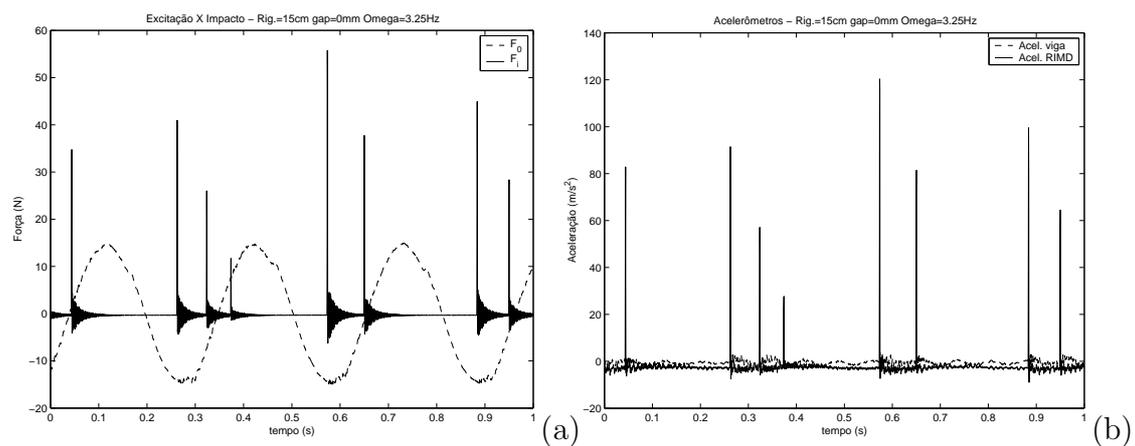


Figura 4.12: Resposta no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 3.25\text{Hz}$. a) F_i versus F_0 ; b) Acelerações.

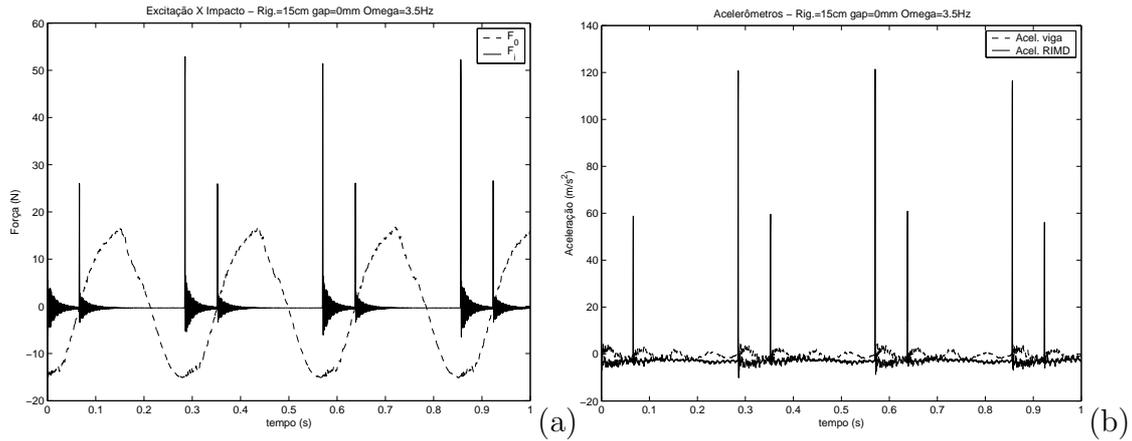


Figura 4.13: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 3.5\text{ Hz}$. a) F_i versus F_0 ; b) Acelerações.

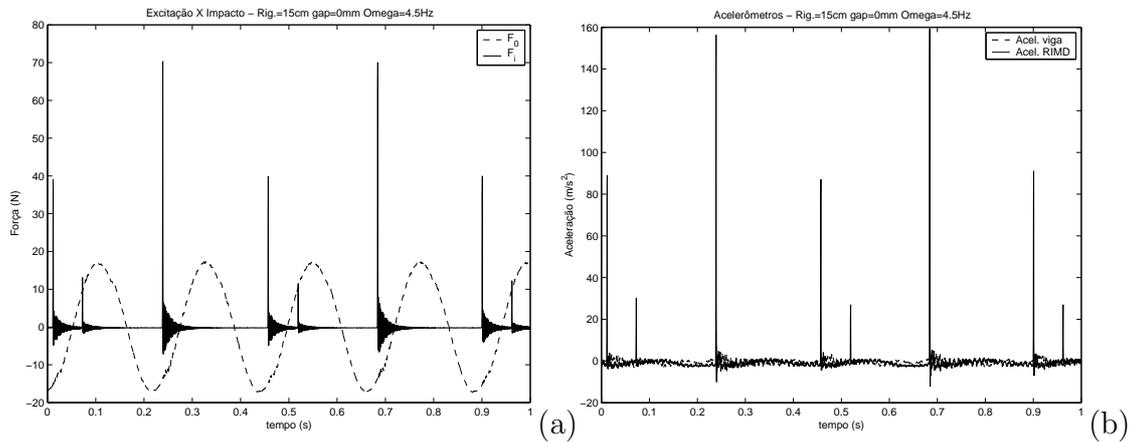


Figura 4.14: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 4.5\text{ Hz}$. a) F_i versus F_0 ; b) Acelerações.

Numa segunda faixa de frequência as primeiras frequências de excitação (de 5Hz até aproximadamente 10Hz), o impacto caracteriza-se de período-1 (1 impacto por ciclo), passando pela primeira frequência natural do sistema com impacto em aproximadamente 7.75Hz. Conforme varia-se a frequência de excitação, além da magnitude da força de impacto variar, a diferença de fase entre a força de excitação (F_0) e a força de impacto (F_i) também varia. Estes fenômenos são apresentados a seguir, nas figuras (4.15), (4.16), (4.17) e (4.18).

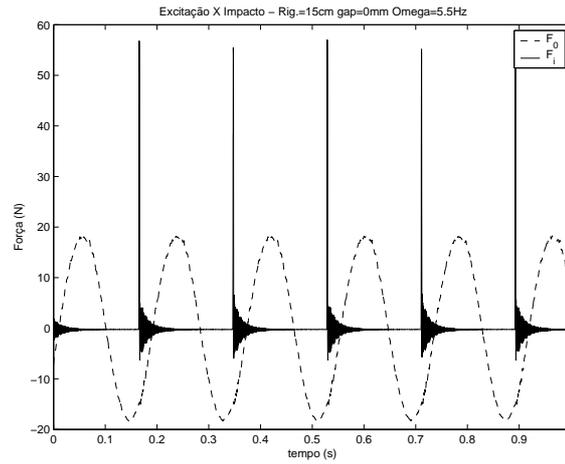


Figura 4.15: Resposta no tempo. F_i versus F_0 . Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 5.5Hz$.

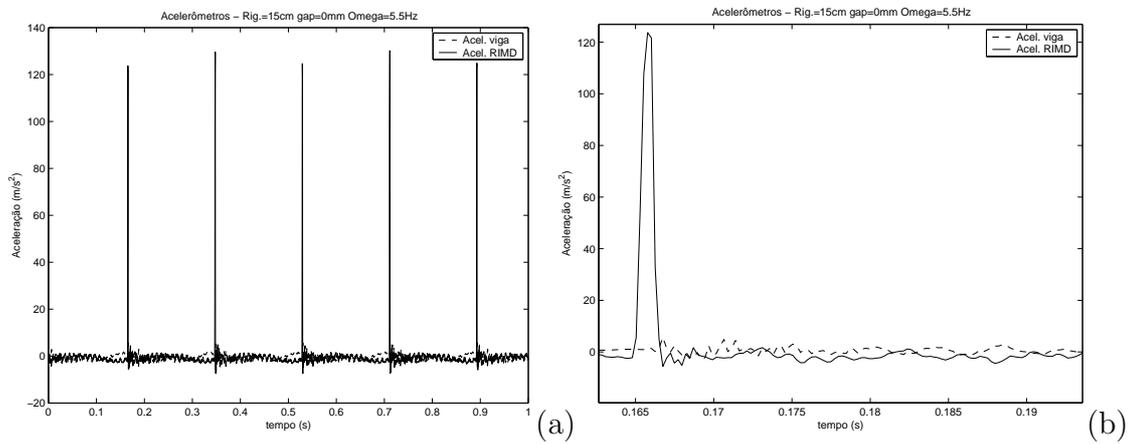


Figura 4.16: Resposta no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 5.5Hz$: a) acelerações; b) detalhe do gráfico.

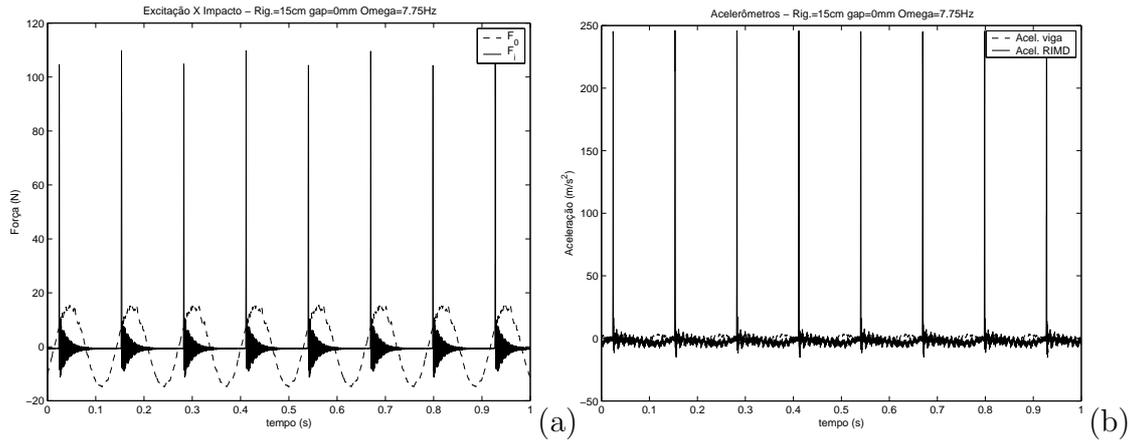


Figura 4.17: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 7.75\text{Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

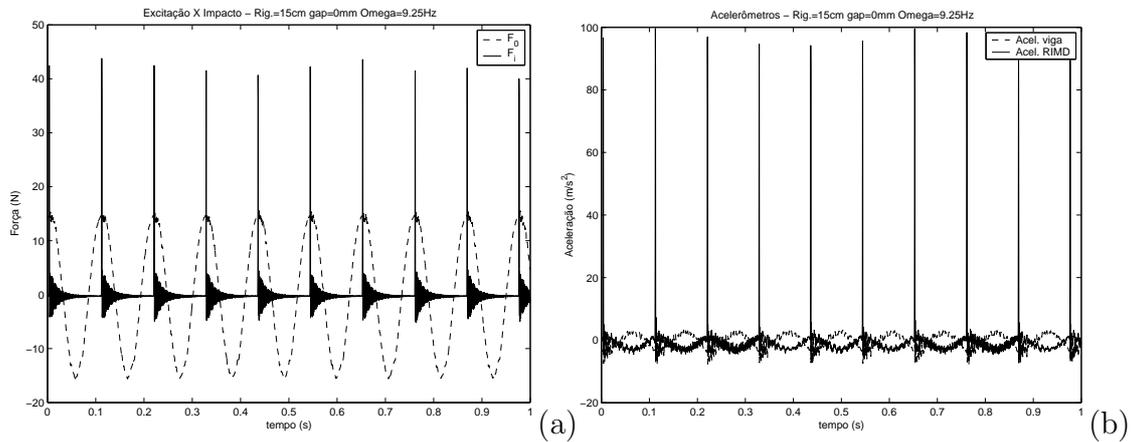


Figura 4.18: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 9.25\text{Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

A partir dos gráficos e da experiência adquirida na execução do experimento, nota-se também que em todas as faixas de frequência, a única variação relevante de aceleração é causada pelo impacto. Quando não há impacto entre o RIMD e a superfície, as acelerações observadas são muito pequenas.

Numa terceira faixa de frequência (de 10Hz a 12.75Hz) o sistema passa por uma mudança de comportamento de impacto, isto é, de período-1 passa para período-0.5 (1 impacto a cada 2 ciclos), fato que pode ser observado nas figuras (4.19), (4.20), e (4.21). Entretanto, as forças de impacto desenvolvidas nesta faixa de frequência são muito baixas, sendo da ordem de grandeza da força de excitação. Além disso, nesta transição, o sistema passa

por um comportamento caótico, podendo-se verificar intervalos de tempo onde não há impacto algum ou há vários impactos num único período de oscilação.

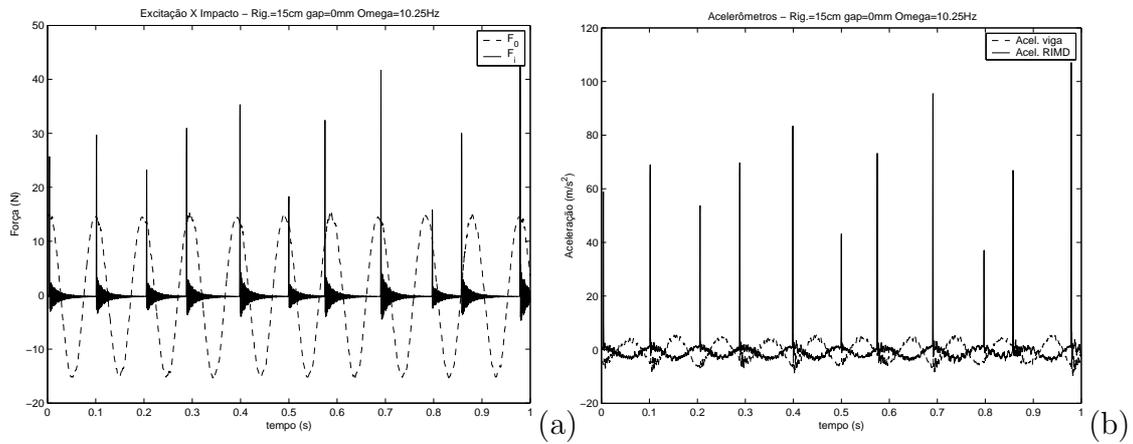


Figura 4.19: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 10.25 \text{ Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

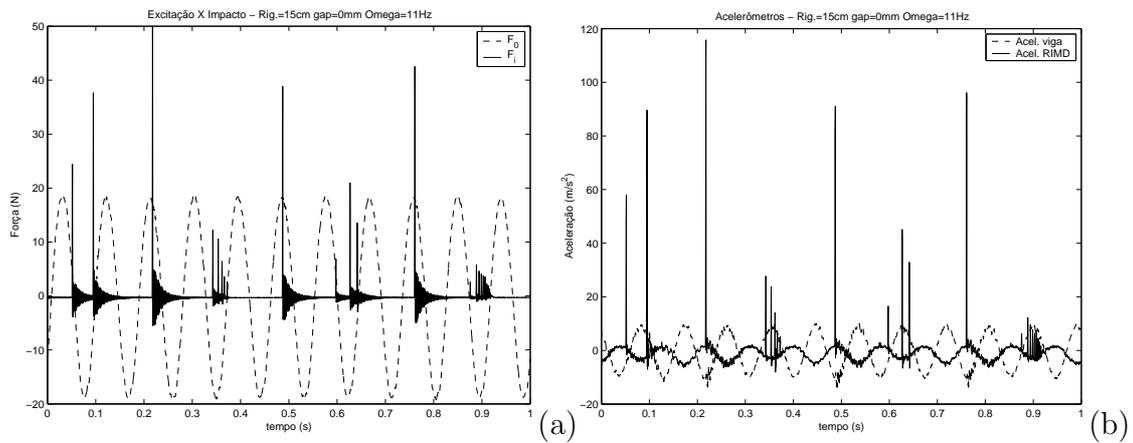


Figura 4.20: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 11 \text{ Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

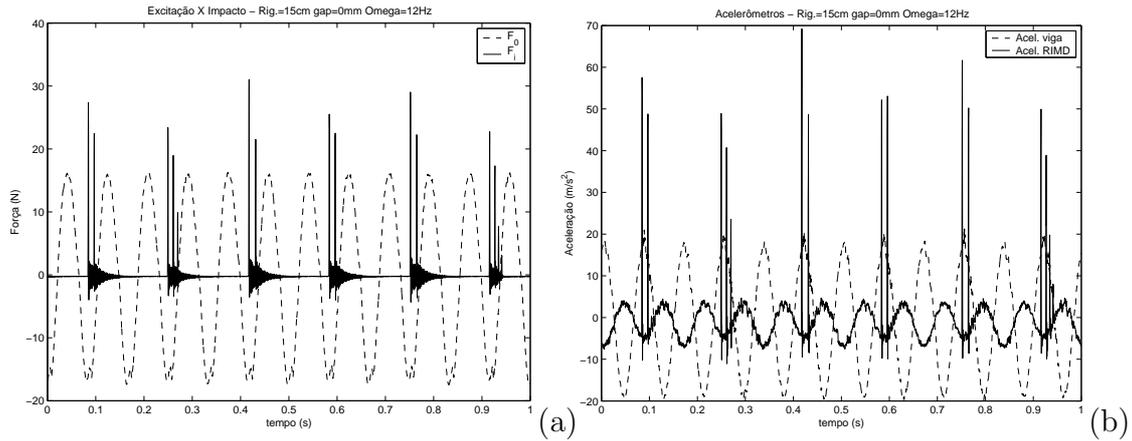


Figura 4.21: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 12Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

A segunda ressonância do sistema (13.25Hz) apresenta impactos em período-0.5 (1 impacto a cada dois ciclos). Esta característica é observada numa faixa de frequência de 12.75Hz a 14.75Hz.

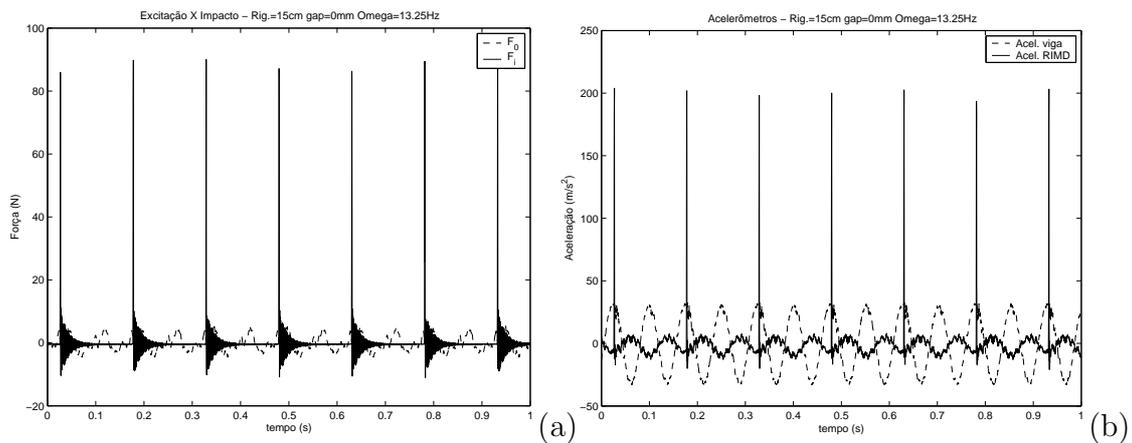


Figura 4.22: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 13.25Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

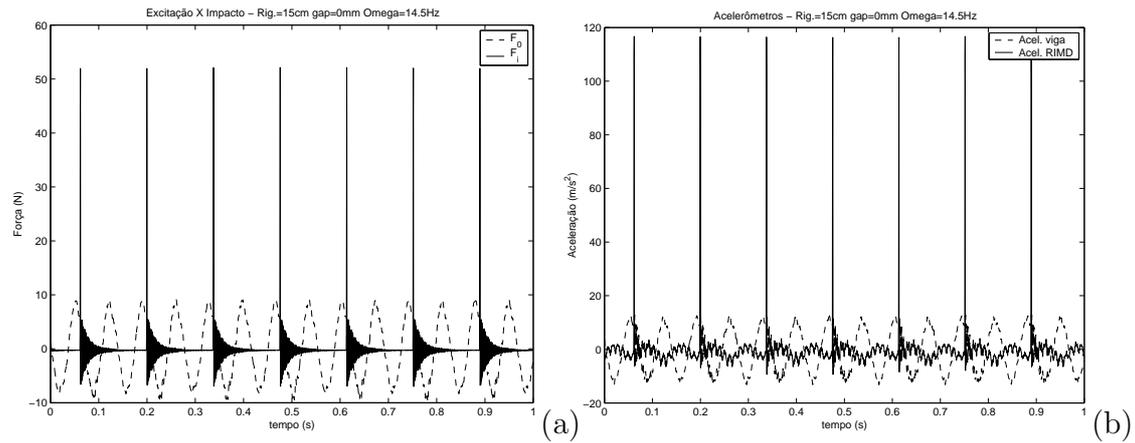


Figura 4.23: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 14.5Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

Com estes dados, é possível analisar o comportamento do sistema no domínio da frequência. Para tanto, cria-se um rotina computacional de forma a determinar os valores de F_i e F_0 para cada frequência estudada. Para o valor de F_0 , uma vez que a força de excitação é cíclica, adota-se o valor da amplitude máxima. Para F_i , é extraído o valor máximo. Conforme já visto nos gráficos das figuras (4.19), (4.20) e (4.21), esta determinação da força de impacto pode ocultar o resultado real, visto que, em algumas faixas de frequência, os picos da força de impacto não se revelam constantes e existem transições no tipo de comportamento da força de impacto. Entretanto, o intuito desta análise visa obter os parâmetros ótimos que maximizam a força de impacto e, conforme constatado na análise dos dados experimentais, nas faixas de frequências em torno da ressonância, a força de impacto revela-se periódica e constante. Desta forma, apesar desta técnica de obter somente os valores de força de impacto máximas mascarar algumas condições de impacto (comportamento caótico), a análise torna-se válida, à medida que o objetivo principal é determinar os parâmetros ótimos do sistema que maximizam a força de impacto e que nessas condições, a força F_i máxima é constante. Por fim, com o intuito de adimensionalizar o gráfico para compará-lo com as respostas nas demais configurações, é utilizada a razão de forças F_i/F_0 .

Logo, para estas condições de rigidez e folga, o gráfico da razão de forças (F_i/F_0) no domínio da frequência é mostrado na figura (4.24).

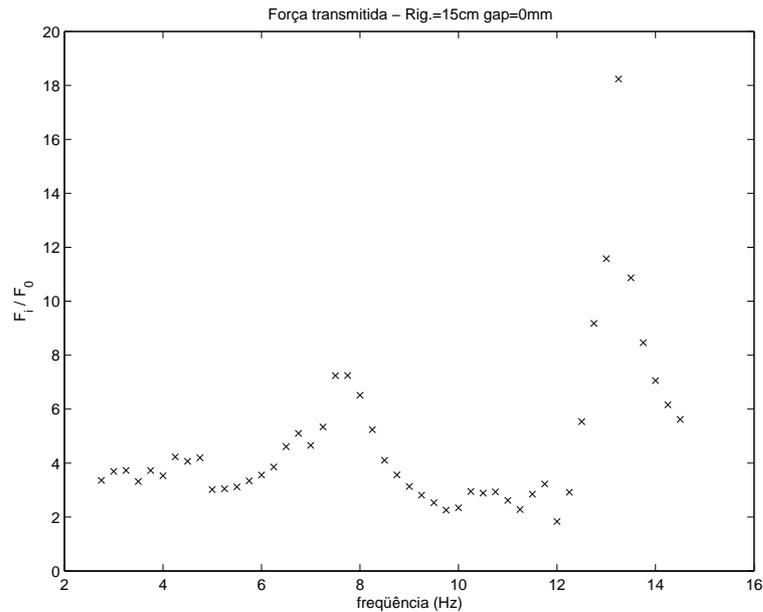


Figura 4.24: Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; F_i/F_0 versus Ω .

Alguns fatos interessantes podem ser observados a partir do gráfico da figura (4.24). Ele apresenta dois picos de máxima força de impacto na faixa de frequência estudada, fato este que reforça a hipótese de usar um modelo de 2 graus de liberdade para modelar o experimento. A primeira ressonância gera uma força de impacto cerca de 7.5 vezes maior que a força de excitação. A força máxima é obtida no segundo modo de vibração, onde a razão F_i/F_0 chega a 18. Um último fato relevante encontra-se na faixa de frequência próxima a primeira ressonância, onde o sistema apresenta um segundo pico de força, por volta de 6.75Hz, antes do sistema chegar à força máxima.

Outro fenômeno interessante a ser observado aqui diz respeito às frequências naturais do sistema sem e com impacto. Para o primeiro modo de vibração (primeira frequência), a presença dos impactos alterou significativamente a frequência natural do sistema, como pode ser observado na tabela (4.8). Esta alteração da frequência natural devido a presença de impactos já foi estudada [20] anteriormente e já era esperada, conforme verificado no estudo numérico realizado no capítulo 3. No entanto, a mesma alteração não é verificada para o segundo modo, sendo que a diferença de 0.5 Hz pode ser atribuída à imprecisão na determinação experimental desta frequência.

Distância entre acoplamentos 15cm, folga 1mm

De maneira similar ao sistema com folga nula, a resposta do sistema com folga de 1mm também pode ser classificada de acordo com a faixa de frequência imposta na excitação.

Na primeira faixa de frequência (de 2.75Hz a 8.25Hz) os impactos ocorrem em período-1 apresentando a mesma diferença de fase (comentada anteriormente) entre o pico da força e impacto com a força de excitação. Aqui a primeira frequência natural ocorre em 6.25Hz. Entretanto, um fato não ocorrido para folga nula ocorre nesta configuração. Justamente o aparecimento da folga entre o ponto de equilíbrio do RIMD e a superfície de impacto faz com que para certas faixas de frequência, o sistema não impacte com a superfície. Para a faixa de frequência em torno da primeira ressonância, este fato ocorre logo após o pico de ressonância.

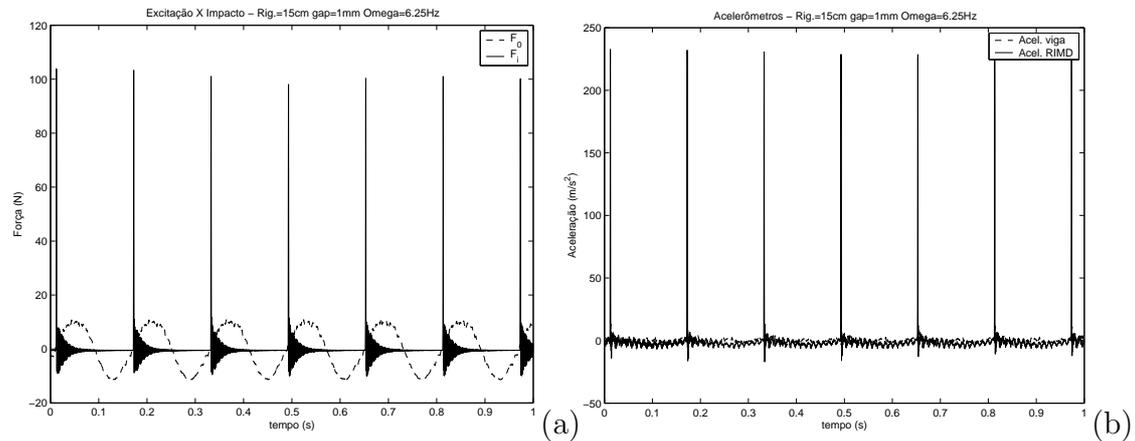


Figura 4.25: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 1mm; $\Omega = 6.25Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

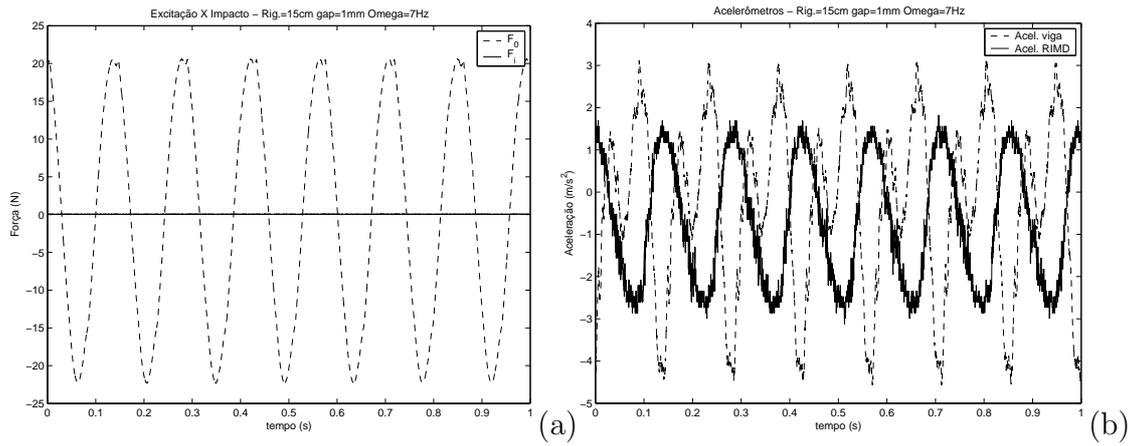


Figura 4.26: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 1mm; $\Omega = 7 \text{ Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

Para a segunda faixa de frequência (de 8.5 a 10Hz) o sistema apresenta a transição do comportamento do impacto de período-1 para período-0.5, com um comportamento caótico, uma vez que as forças desenvolvidas nesta faixa são baixas. Após esta frequência, o sistema assume um comportamento periódico de período-0.5 (um impacto a cada 2 ciclos).

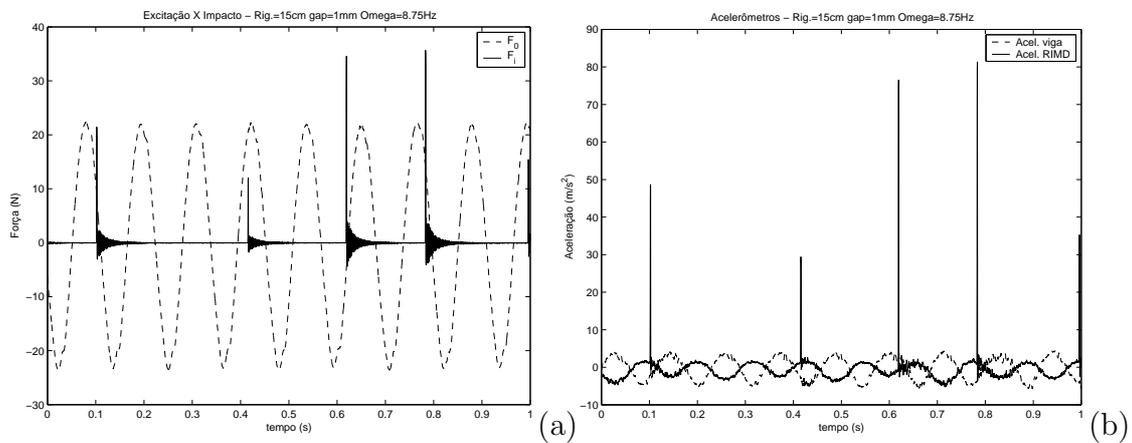


Figura 4.27: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 1mm; $\Omega = 8.75 \text{ Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

A segunda frequência natural ocorre em 13.5Hz, apresentando impactos a cada 2 ciclos de excitação.

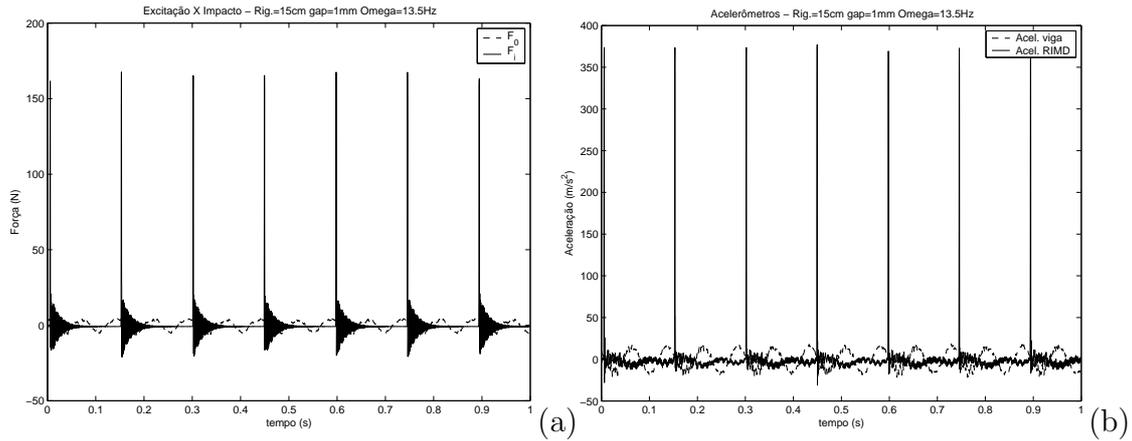


Figura 4.28: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 1mm; $\Omega = 13.5\text{Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

Por fim, segue na figura (4.29) o gráfico da razão de forças no domínio da frequência.

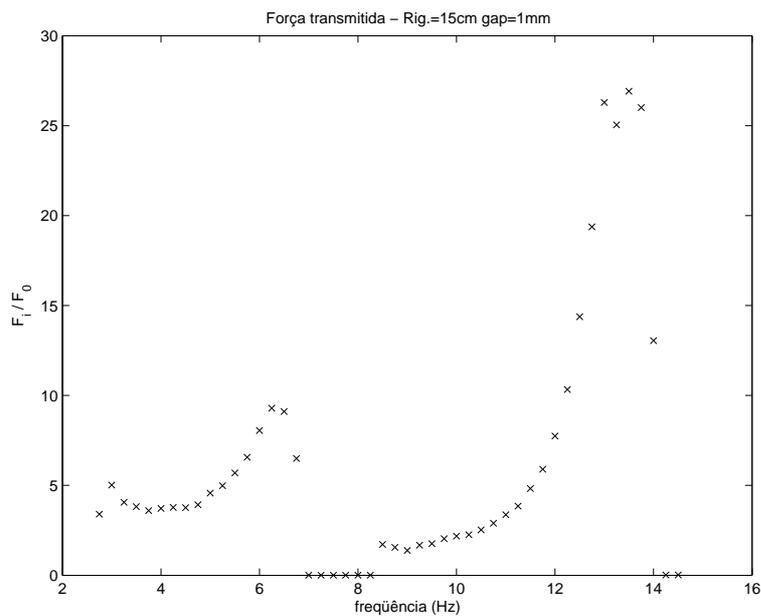


Figura 4.29: Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 1mm; F_i/F_0 versus Ω .

Assim como no caso de folga 0mm, para esta configuração também foi observada uma alteração na frequência natural devido à folga. Entretanto, este fenômeno será comentado com maiores detalhes ao final da análise das três folgas estudadas.

Distância entre acoplamentos 15cm, folga 3mm

Para a folga de 3mm, o sistema apresenta um comportamento similar ao observado nas folgas anteriores, com suas ressonâncias em 6Hz (1 impacto por ciclo) e 12.5Hz (um impacto a cada 2 ciclos). Um fato interessante a ser observado aqui diz respeito à existência da folga. Devido à não simetria do pico de ressonância (após o ponto máximo a força de impacto decresce rapidamente com o aumento da frequência de excitação), a força de impacto na presença de folga não nula, rapidamente decai para zero, após o pico de ressonância. Este fato foi observado, tanto para a folga de 1mm, quanto para a folga de 3mm, não ocorrendo para folga nula, uma vez que qualquer perturbação no RIMD, nesta configuração, acarreta em impactos.

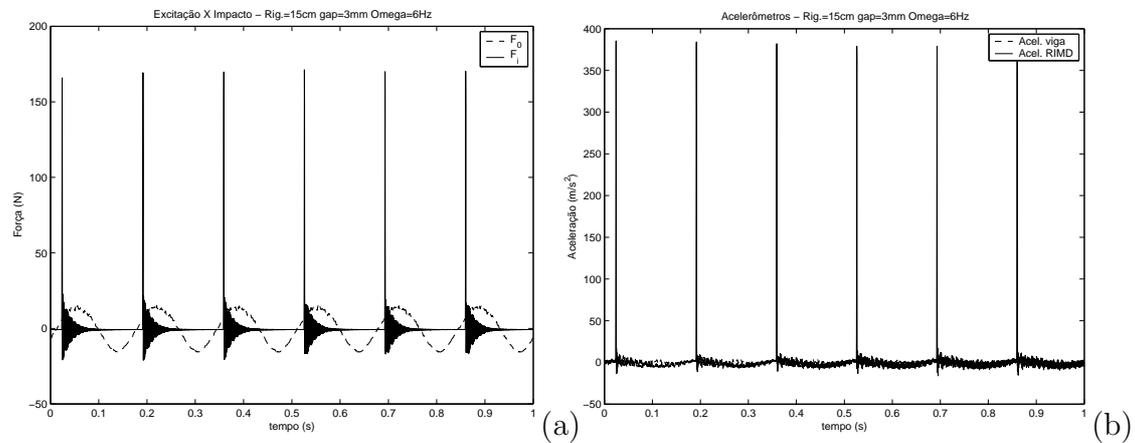


Figura 4.30: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 3mm; $\Omega = 6\text{Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

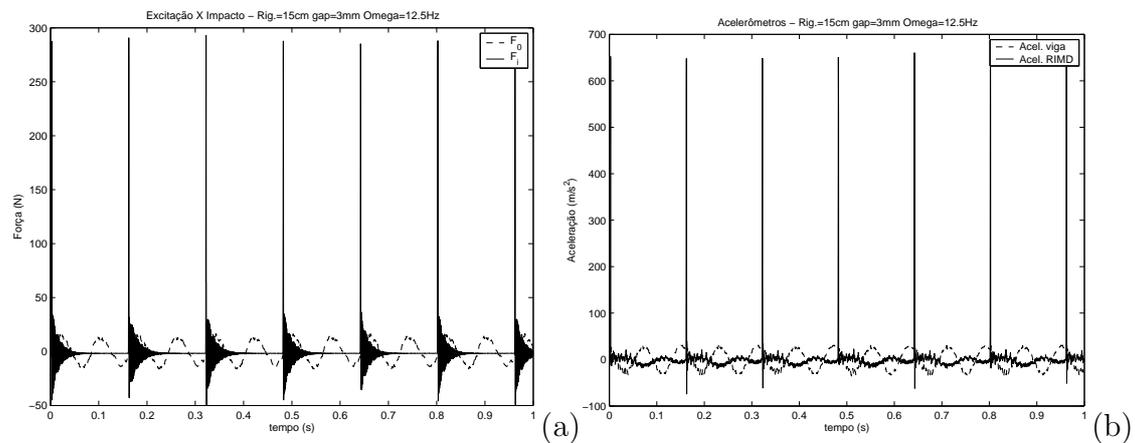


Figura 4.31: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 3mm; $\Omega = 12.5\text{Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

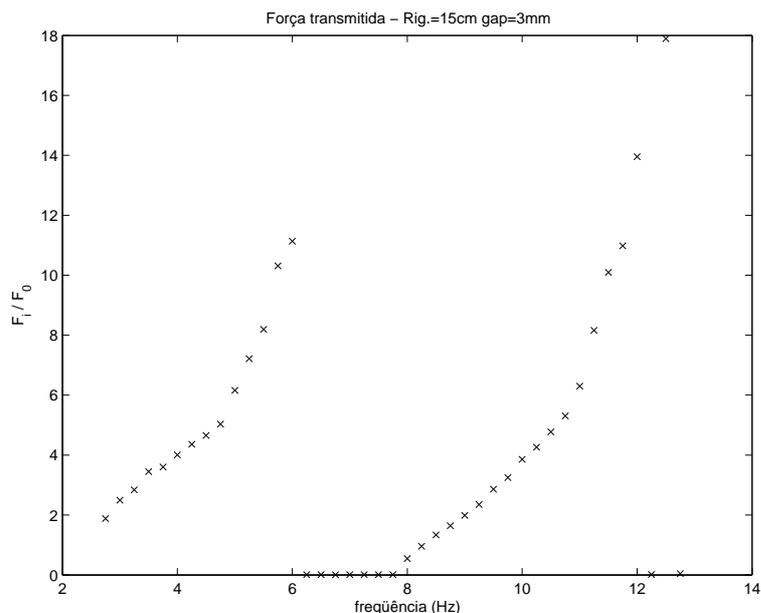


Figura 4.32: Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 3mm; F_i/F_0 versus Ω .

Para esta primeira análise experimental, é possível comparar a força de impacto para cada uma das folgas escolhidas, mantida a rigidez do RIMD constante. O gráfico é mostrado na figura (4.33).

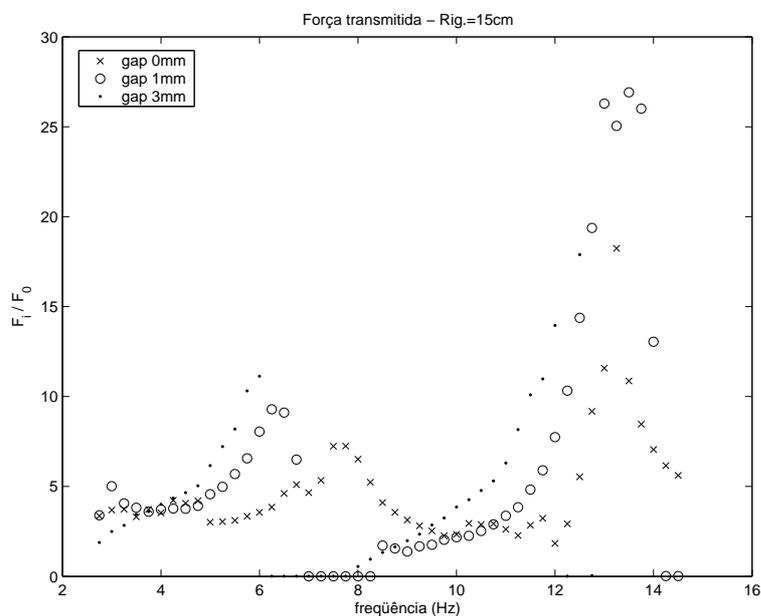


Figura 4.33: Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 15cm; comparação entre folgas. F_i/F_0 versus Ω .

Nesta análise verifica-se uma variação de frequência natural para o primeiro modo de vibração (frequência natural aumenta com a diminuição

da folga). Neste modo o valor máximo da razão de forças encontra-se na configuração de folga 3mm, cuja razão alcança o valor de 12. Para o segundo modo de vibração, da mesma forma que nos casos anteriores, a variação da folga parece não ter influência sobre a frequência natural, uma vez que não há alteração significativa deste valor com a mudança da folga. Para as três folgas estudadas, o valor máximo foi encontrado para a folga de 1mm, com uma razão de aproximadamente 27. Abaixo segue a tabela que compara os valores das frequências naturais para cada folga.

Tabela 4.8: Frequências naturais (experimentais) - sistema com e sem impacto, distância entre acoplamentos 15cm.

Frequências naturais	1 ^a Freq.	2 ^a Freq.
Folga 0mm	7.75 Hz	13.25 Hz
Folga 1mm	6.25 Hz	13.5 Hz
Folga 3mm	6.0 Hz	12.25 Hz
Sem Impacto (folga $\rightarrow \infty$)	3.9 Hz	14.5 Hz

Distância entre acoplamentos 17cm

Seguindo a metodologia, seguem nas tabelas (4.9) e (4.10) a identificação dos parâmetros bem como a comparação numérico-experimental das frequências naturais, e na figura (4.34) o gráfico comparativo da razão de forças no domínio da frequência para cada uma das folgas estudadas.

Tabela 4.9: Identificação de parâmetros - Distância entre acoplamentos 17cm.

Rigidez 1	k_1	2530	N/m
Amortecimento 1	c_1	1.269	Ns/m
Rigidez 2	k_2	186.3	N/m
Amortecimento 2	c_2	0.066	Ns/m

Tabela 4.10: Frequências naturais - comparação numérico-experimental, distância entre acoplamentos 17cm.

Frequências naturais	Numérico	Experimental
1ª frequência natural	3.5 Hz	3.3 Hz
2ª frequência natural	14.6 Hz	13.2 Hz

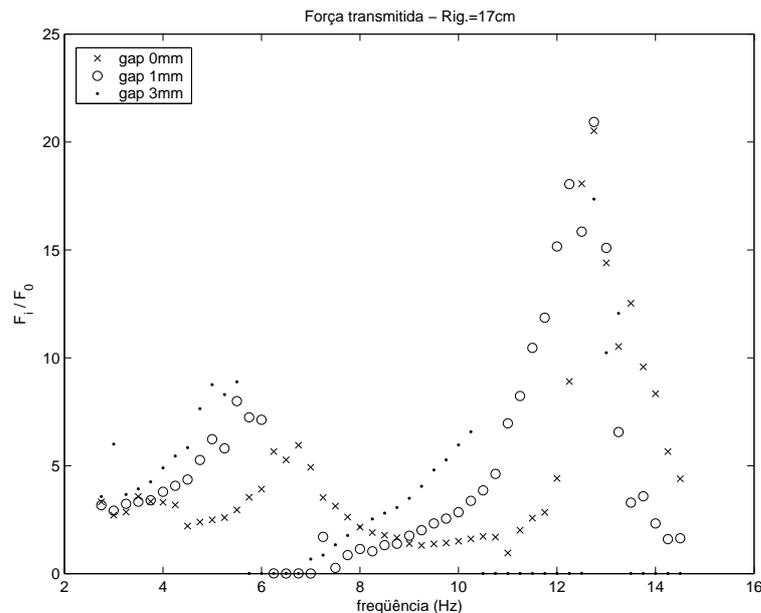


Figura 4.34: Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 17cm; comparação entre folgas. F_i/F_0 versus Ω .

A partir do gráfico comparativo das razões de forças para o primeiro modo de vibração (4.34) verificou-se a mesma variação de frequência natural vista anteriormente, isto é, o valor da frequência natural aumenta com a diminuição da folga, embora não constata-se uma diferença na frequência natural para as folgas de 1mm e 3mm. Para o segundo modo de vibração, da mesma forma que nos casos anteriores, a variação da folga parece não ter influência sobre a frequência natural, uma vez que não há alteração significativa deste valor com a mudança da folga. Para as três folgas estudadas, o valor máximo foi encontrado para a folga de 1mm, com uma razão de aproximadamente 22. Abaixo segue a tabela que compara os valores das frequências naturais para cada folga.

Tabela 4.11: Frequências naturais (experimentais) - sistema com e sem impacto, distância entre acoplamentos 17cm.

Frequências naturais	1ª Freq.	2ª Freq.
Folga 0mm	6.75 Hz	12.75 Hz
Folga 1mm	5.5 Hz	12.75 Hz
Folga 3mm	5.5 Hz	12.75 Hz
Sem Impacto (folga $\rightarrow \infty$)	3.3 Hz	13.2 Hz

Distância entre acoplamentos 19cm, vibração livre

A partir das respostas no domínio da frequência, determinam-se as frequências naturais do sistema e identificam-se os parâmetros da bancada para esta configuração. Os resultados são mostrados nas tabelas (4.12) e (4.13).

Tabela 4.12: Identificação de parâmetros - Distância entre acoplamentos 19cm.

Rigidez 1	k_1	2850	N/m
Amortecimento 1	c_1	1.269	Ns/m
Rigidez 2	k_2	138	N/m
Amortecimento 2	c_2	0.057	Ns/m

Tabela 4.13: Frequências naturais - comparação numérico-experimental, distância entre acoplamentos 19cm.

Frequências naturais	Numérico	Experimental
1ª frequência natural	3.0 Hz	2.85 Hz
2ª frequência natural	14.5 Hz	13.5 Hz

Distância entre acoplamentos 19cm, folga 0mm

Em sua essência, o comportamento do sistema para esta configuração revelou-se similar ao equivalente com distância entre acoplamentos de 21cm. A primeira ressonância encontra-se em 5.75Hz, com um comportamento de impacto de período-1. A segunda ressonância, em 12.25Hz, apresenta impactos a cada dois ciclos de excitação.

O gráfico da razão de forças no domínio da frequência (4.35) apresenta-se similar aos estudados anteriormente, com a primeira ressonância gerando uma força de impacto cerca de 7 vezes maior que a força de excitação. A força máxima é obtida no segundo modo de vibração, onde a razão F_i/F_0 chega a 21. Um outro fato relevante encontra-se na faixa de frequência próxima à segunda ressonância, onde o sistema possui um segundo pico de força.

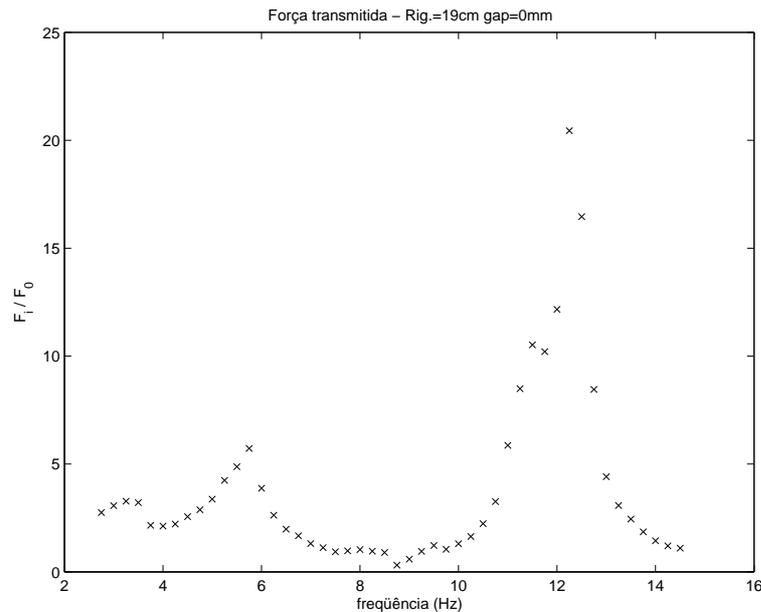


Figura 4.35: Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 19cm; folga 0mm; F_i/F_0 versus Ω .

Distância entre acoplamentos 19cm, folga 1mm

Esta configuração apresentou o mesmo padrão de comportamento estudado anteriormente, com primeira ressonância em 5Hz, com um comportamento de impacto de período-1 e a segunda ressonância em 12.5Hz, apresentando impactos a cada dois ciclos de excitação.

O gráfico da razão de forças no domínio da frequência (4.36) apresenta a primeira ressonância, gerando uma força de impacto cerca de 7 vezes maior que a força de excitação. A força máxima é obtida no segundo modo de vibração, onde a razão F_i/F_0 chega a 11. Um outro fato relevante encontra-se na faixa de frequência próxima a segunda ressonância, onde o sistema possui um segundo pico de força.

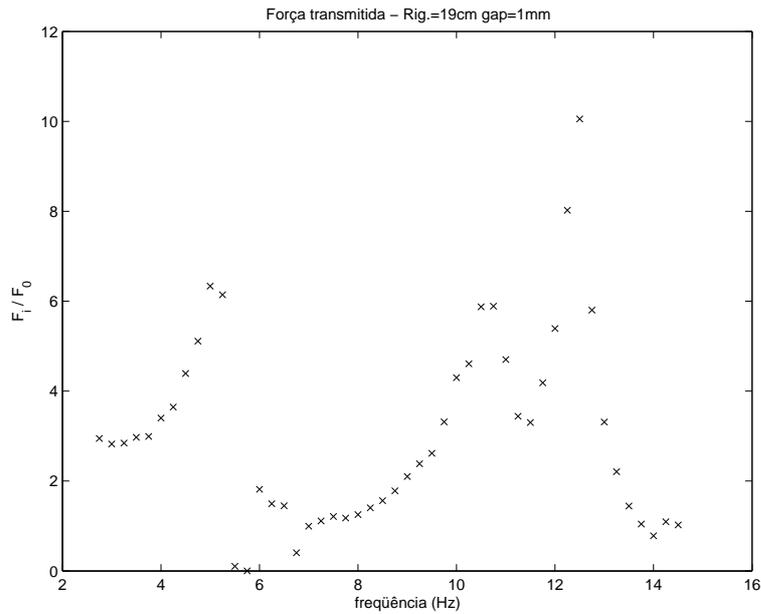


Figura 4.36: Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 19cm; folga 1mm; F_i/F_0 versus Ω .

Distância entre acoplamentos 19cm, folga 3mm

Para a configuração com folga de 3mm, o sistema apresentou sua primeira ressonância em 4.5Hz, com impactos em período-1, de forma similar aos demais experimentos. Entretanto, sua segunda ressonância, em 12.5Hz, apresentou resultados não esperados, com impactos a cada três ciclos, contudo em alguns momentos o RIMD apresenta impactos consecutivos, conforme mostra a figura (4.37).

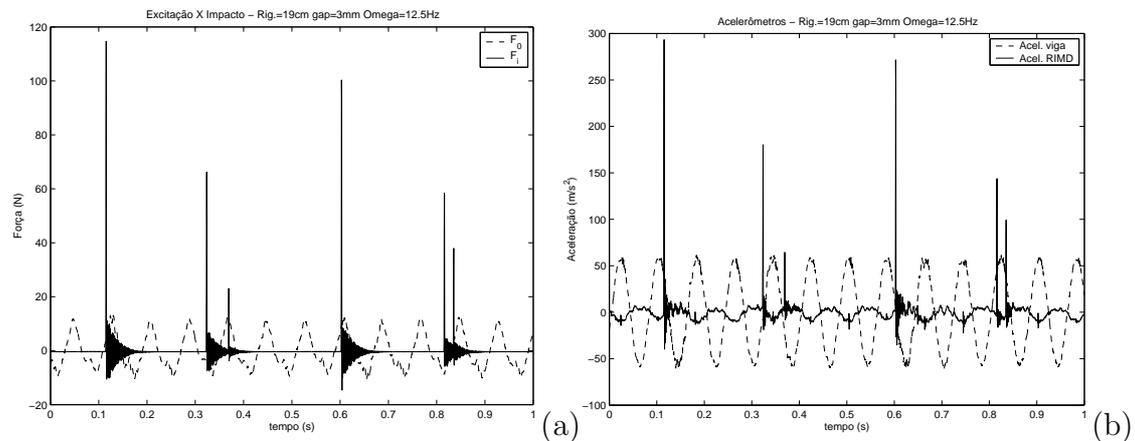


Figura 4.37: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 19cm; folga 3mm; $\Omega = 12.5Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

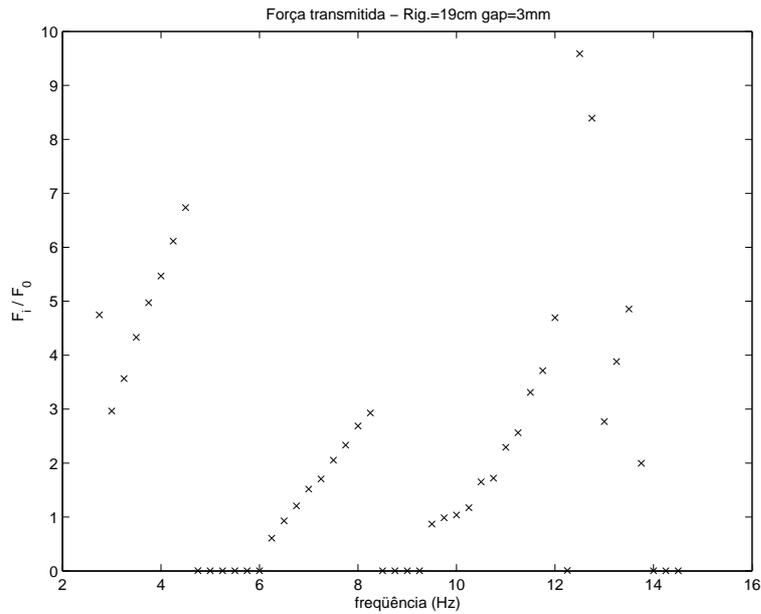


Figura 4.38: Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 19cm; folga 3mm; F_i/F_0 versus Ω .

Terminados os estudos para esta rigidez do RIMD, é possível comparar a força de impacto para cada uma das folgas escolhidas. O gráfico é mostrado na figura (4.39).

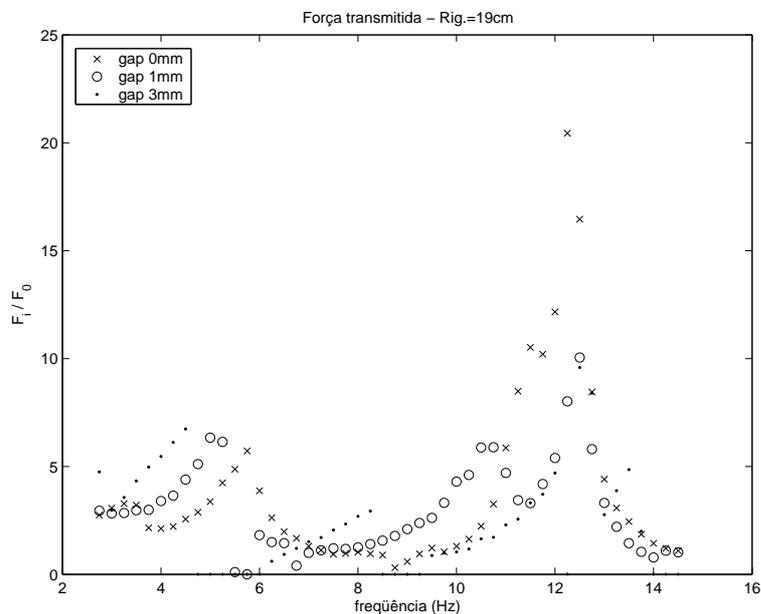


Figura 4.39: Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 19cm; comparação entre folgas; F_i/F_0 versus Ω .

A partir do gráfico comparativo das razões de forças para o primeiro modo de vibração (4.39), verificou-se a mesma variação de frequência

natural vista anteriormente, isto é, o valor da frequência natural aumenta com a diminuição da folga. Entretanto, não há uma alteração significativa entre o valor máximo da razão de forças para cada folga, ficando este valor perto de 7. Para o segundo modo de vibração, a variação da folga parece não ter influência sobre a frequência natural, uma vez que não há alteração significativa deste valor com a mudança da folga. Para as três folgas estudadas, o valor máximo foi encontrado para a folga de 0mm, com uma razão de aproximadamente 21. Abaixo, segue a tabela que compara os valores das frequências naturais para cada folga.

Tabela 4.14: Frequências naturais (experimentais) - sistema com e sem impacto, distância entre acoplamentos 19cm.

Frequências naturais	1ª Freq.	2ª Freq.
Folga 0mm	5.75 Hz	12.25 Hz
Folga 1mm	5 Hz	12.5 Hz
Folga 3mm	4.5 Hz	12.5 Hz
Sem Impacto (folga $\rightarrow \infty$)	2.85 Hz	13.5 Hz

Distância entre acoplamentos 21cm, vibração livre

A partir da análise do sistema em vibração livre, pode-se determinar as frequências naturais do sistema bem como identificar seus parâmetros. Estes resultados são mostrados na tabela (4.15).

Tabela 4.15: Identificação de parâmetros - Distância entre acoplamentos 21cm.

Rigidez 1	k_1	2850	N/m
Amortecimento 1	c_1	1.269	Ns/m
Rigidez 2	k_2	112	N/m
Amortecimento 2	c_2	0.051	Ns/m

Distância entre acoplamentos 21cm, folga 0mm

Nas primeiras frequências de excitação (de 2.75Hz até aproximadamente 6.5Hz), o impacto caracteriza-se de período-1 (1 impacto por ciclo), passando pela primeira frequência natural do sistema

com impacto em aproximadamente 5.25Hz. Conforme a variação da frequência de excitação, além da magnitude da força de impacto variar, a diferença de fase entre a força de excitação (F_0) e a força de impacto (F_i) também varia. Todos estes fenômenos são apresentados a seguir, nas figuras (4.41), (4.40) e (4.42). Uma vez que nesta faixa de frequência os fenômenos observados são semelhantes, algumas respostas não são apresentadas. Nos gráficos das acelerações, os sinais foram retirados do acelerômetro instalado na extremidade livre da viga principal (acelerômetro 2) e do acelerômetro colocado no acoplamento do RIMD (acelerômetro 3). Ver figura (4.2).

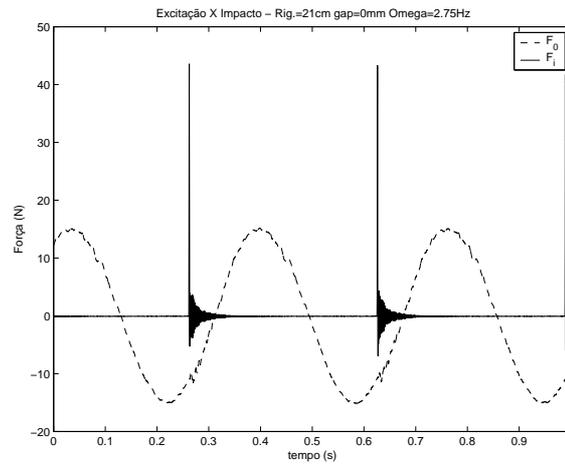


Figura 4.40: Resposta no tempo. F_i versus F_0 . Distância entre acoplamentos 21cm; folga 0mm; $\Omega = 2.75Hz$.

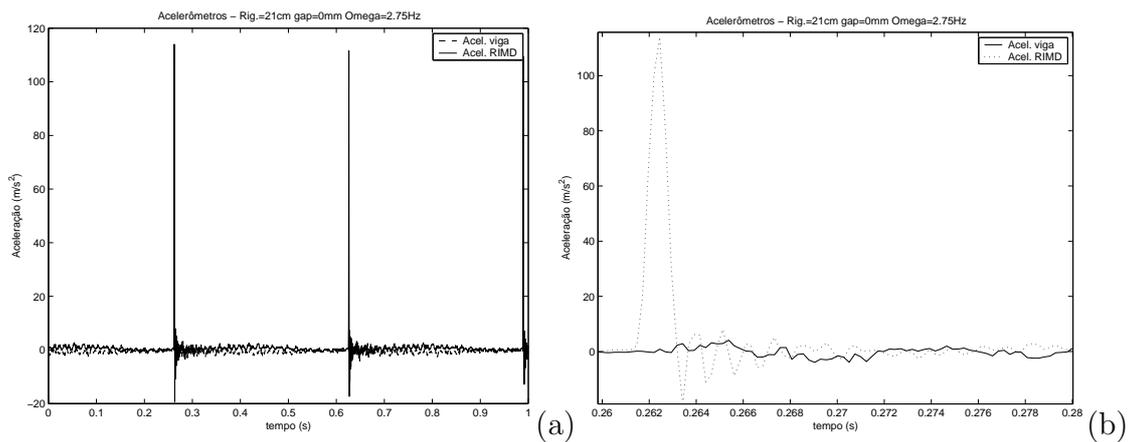


Figura 4.41: Resposta no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 0mm; $\Omega = 2.75Hz$: a) acelerações; b) detalhe do gráfico.

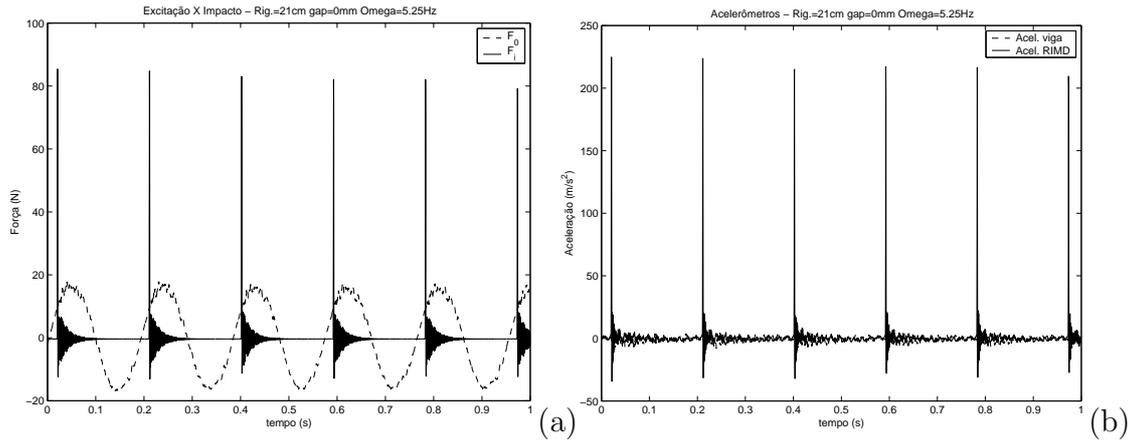


Figura 4.42: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 0mm; $\Omega = 5.25 \text{ Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

Numa segunda faixa de frequência (de 6.75Hz a 8.5Hz), o sistema passa por uma mudança de comportamento de impacto, isto é, de período-1 passa para período-0.5 (1 impacto a cada 2 ciclos), fato que pode ser observado nas figuras (4.43), (4.44), (4.45) e (4.46). Entretanto, as forças de impacto desenvolvidas nesta faixa de frequência são muito baixas, sendo da ordem de grandeza da força de excitação. Além disso, nesta transição, o sistema passa por um comportamento caótico, podendo-se verificar intervalos de tempo onde não há impacto algum ou há vários impactos num único período de oscilação.

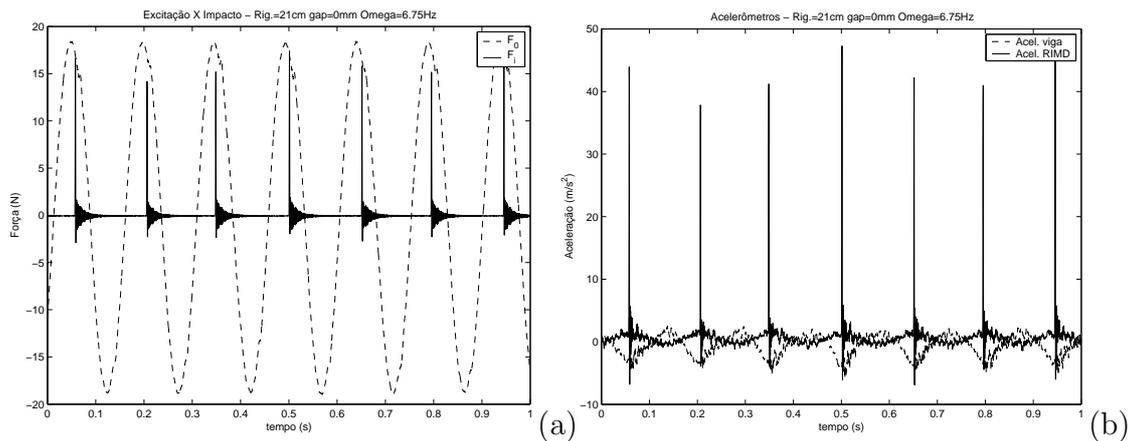


Figura 4.43: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 0mm; $\Omega = 6.75 \text{ Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

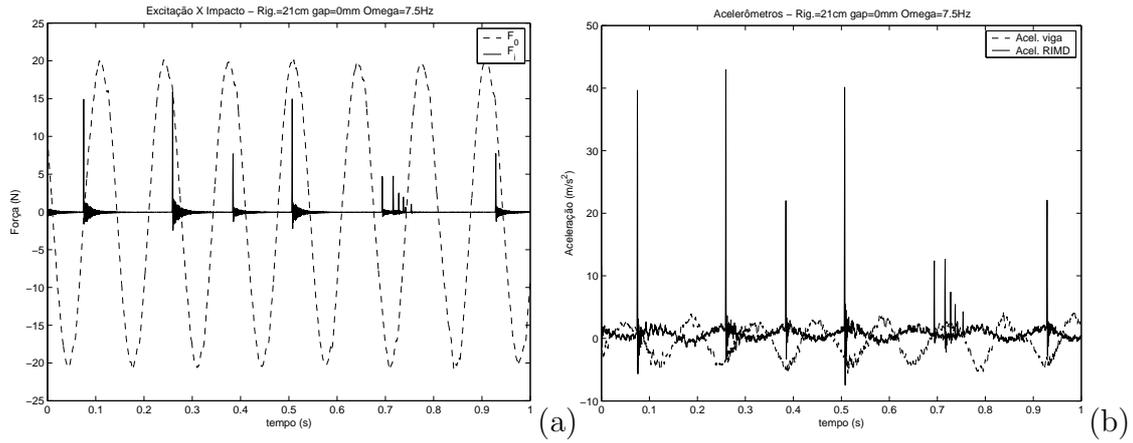


Figura 4.44: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 0mm; $\Omega = 7.5 \text{ Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

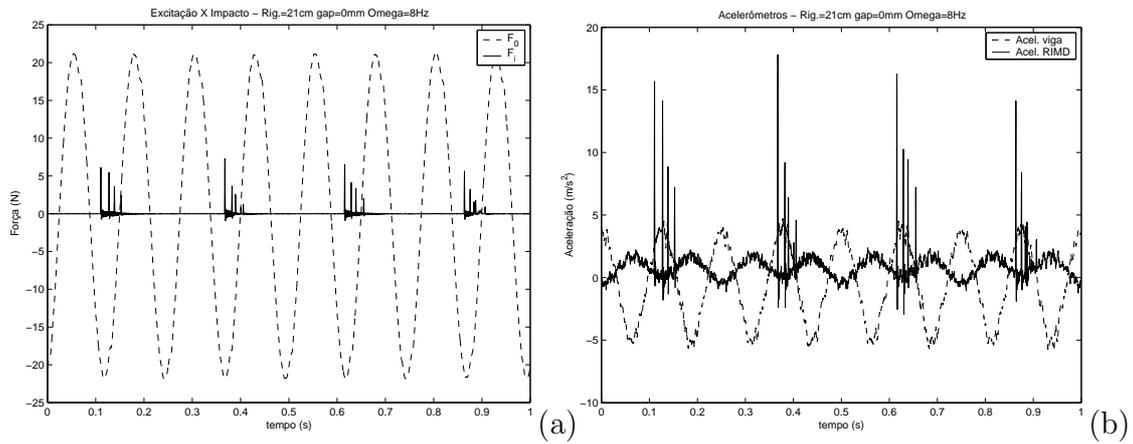


Figura 4.45: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 0mm; $\Omega = 8 \text{ Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

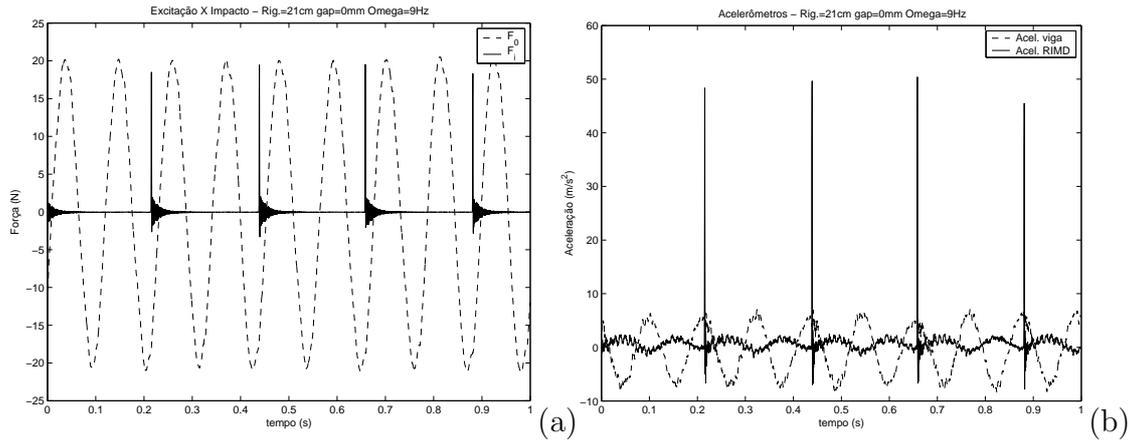


Figura 4.46: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 0mm; $\Omega = 9Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

A segunda ressonância do sistema (12.25Hz) apresenta impactos em período-0.5 (1 impacto a cada dois ciclos). Esta característica é observada numa faixa de frequência de 9.25Hz a 13Hz.

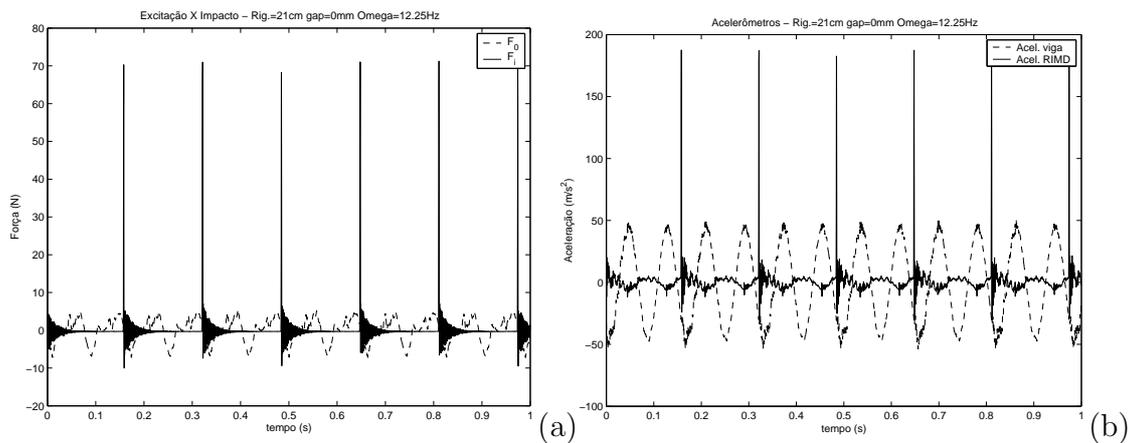


Figura 4.47: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 0mm; $\Omega = 12.25Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

Por último, para a faixa de frequência acima de 13.25Hz, a força de impacto torna-se muito pequena, de forma que os fenômenos observados na faixa de 6.75Hz a 8.5Hz (comportamento caótico) reaparecem aqui.

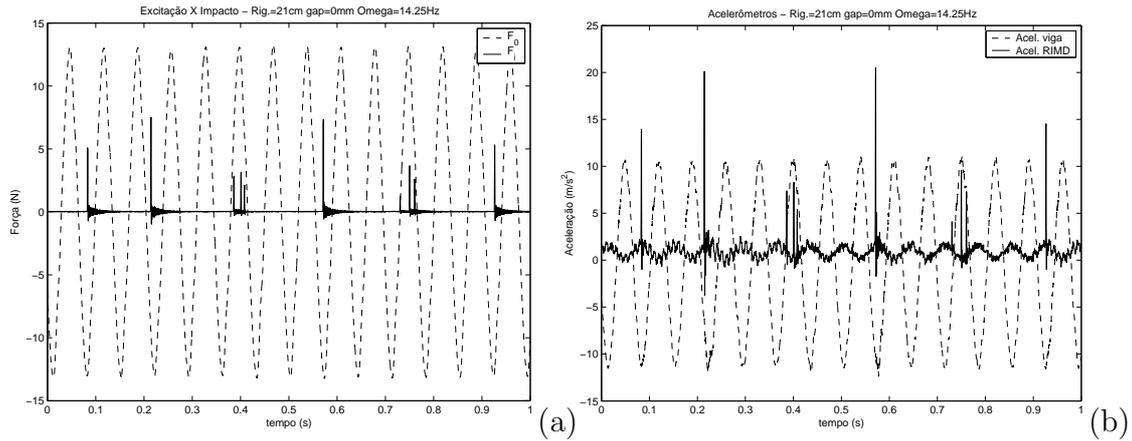


Figura 4.48: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 0mm; $\Omega = 14.25Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

Logo, para estas condições de rigidez e folga, o gráfico da razão de forças (F_i/F_0) no domínio da frequência é mostrado na figura (4.49).

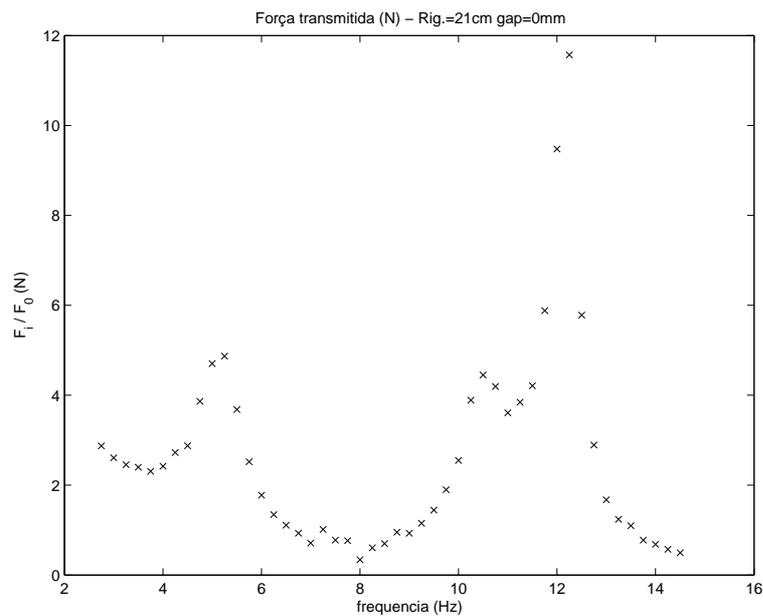


Figura 4.49: Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 0mm; F_i/F_0 versus Ω .

Alguns fatos interessantes podem ser observados a partir do gráfico da figura (4.49). A primeira ressonância gera uma força de impacto cerca de 6 vezes maior que a força de excitação. A força máxima é obtida no segundo modo de vibração, onde a razão F_i/F_0 chega a 12. Um último fato relevante encontra-se na faixa de frequência próxima a segunda ressonância, onde o

sistema apresenta um segundo pico de força, por volta de 10.5Hz, antes do sistema chegar à força máxima.

Outro fenômeno interessante a ser observado aqui diz respeito às frequências naturais do sistema sem e com impacto. Para o primeiro modo de vibração (primeira frequência), a presença dos impactos alterou significativamente a frequência natural do sistema, como pode ser observado na tabela (4.16). Esta alteração da frequência natural devido a presença de impactos já foi estudada [20] anteriormente e já era esperada, conforme verificado no estudo numérico realizado no capítulo 3. No entanto, a mesma alteração não é verificada para o segundo modo, sendo que a diferença de 0.5 Hz pode ser atribuída à imprecisão na determinação experimental desta frequência.

Distância entre acoplamentos 21cm, folga 1mm

De maneira similar ao sistema com folga nula, a resposta do sistema com folga de 1mm também pode ser classificada de acordo com a faixa de frequência imposta na excitação.

Na primeira faixa de frequência (de 2.75Hz a 5.75Hz) os impactos ocorrem em período-1 apresentando a mesma diferença de fase (comentada anteriormente) entre o pico da força e impacto com a força de excitação. Aqui, a primeira frequência natural ocorre em 4.5Hz. Entretanto, um fato não ocorrido para folga nula ocorre nesta configuração. Justamente o aparecimento da folga entre o ponto de equilíbrio do RIMD e a superfície de impacto faz com que, para certas faixas de frequência, o sistema não impacte com a superfície. Para a faixa de frequência em torno da primeira ressonância, este fato ocorre logo após o pico de ressonância.

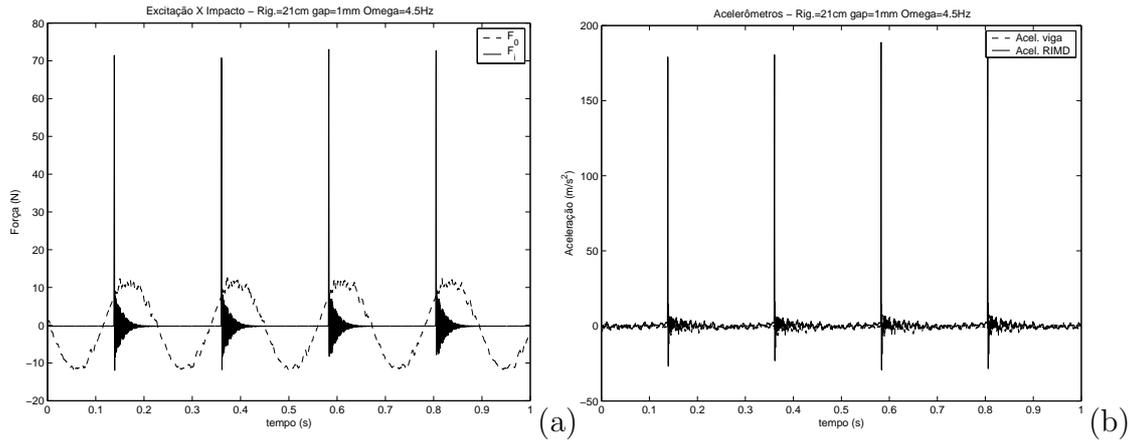


Figura 4.50: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 1mm; $\Omega = 4.5 \text{ Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

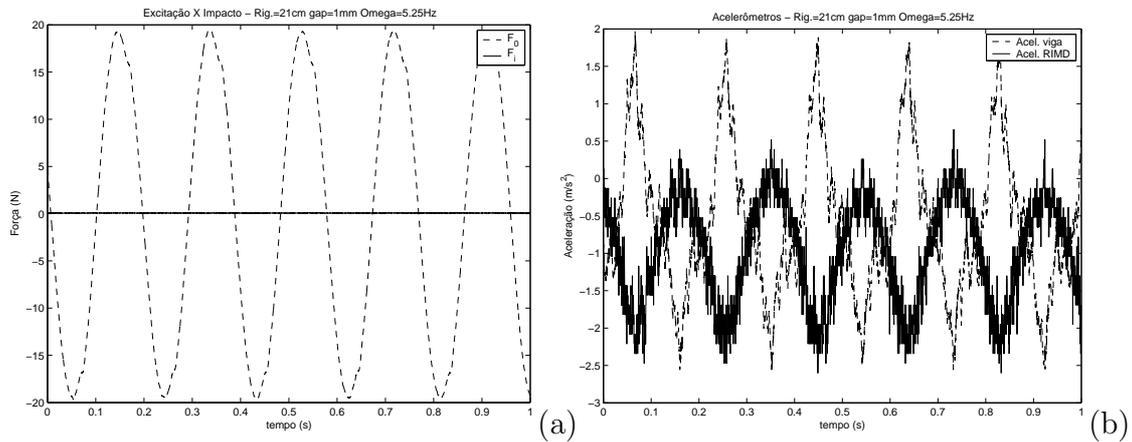


Figura 4.51: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 1mm; $\Omega = 5.25 \text{ Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

Para a segunda faixa de frequência (de 6 a 10.5Hz), o sistema apresenta um comportamento caótico, mais precisamente entre 6 e 6.5Hz. Após esta frequência, o sistema assume um comportamento periódico de período-0.5 (um impacto a cada 2 ciclos), apresentando um máximo local em 8.75Hz e, após este máximo, o sistema não impacta com a superfície.

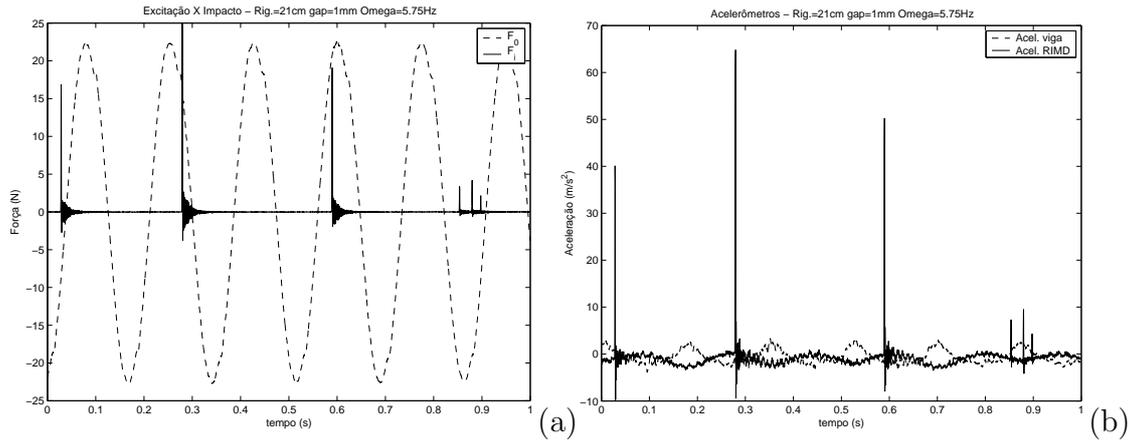


Figura 4.52: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 1mm; $\Omega = 5.75\text{Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

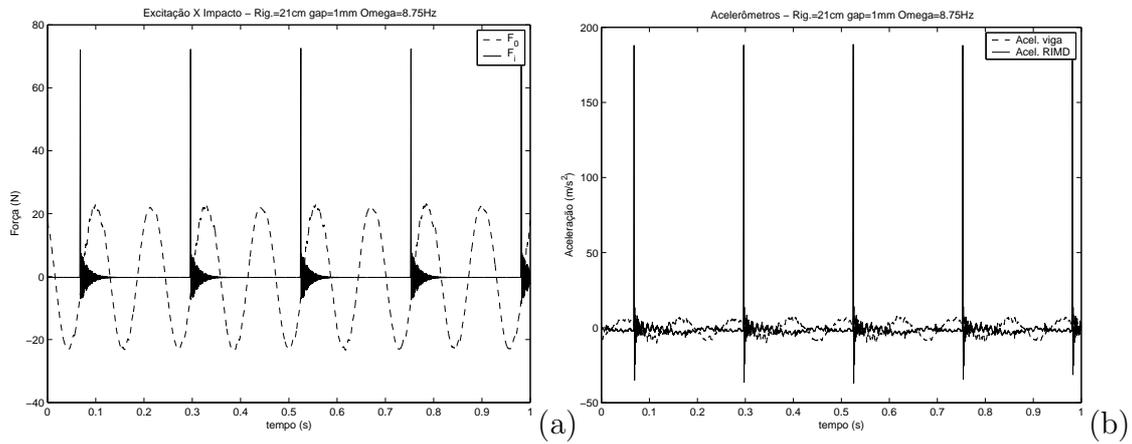


Figura 4.53: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 1mm; $\Omega = 8.75\text{Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

A segunda frequência natural ocorre em 12Hz. Entretanto, nesta situação o RIMD impacta uma vez a cada três ciclos de excitação, ao contrário do que ocorreu com a folga nula (2 impactos por ciclo), inclusive, apresentando um comportamento não esperado numa frequência após a ressonância (12.25Hz), onde, para cada aproximação do RIMD contra a superfície de impacto, ocorrem dois impactos consecutivos. No entanto, especula-se que esta característica do sistema deve-se à forma não senoidal da força de excitação (F_0), conforme constatado na figura (4.59). Isto acontece, porque a excitação imposta ao sistema (*shaker*) possui potência limitada; logo, para determinadas faixas de frequência (particularmente no segundo modo de vibração), existe uma grande influência da dinâmica do

sistema sobre a excitação, alterando sua forma senoidal original. Após o pico de ressonância, a força de impacto decresce rapidamente com o aumento da frequência até eventualmente o sistema não impactar mais.

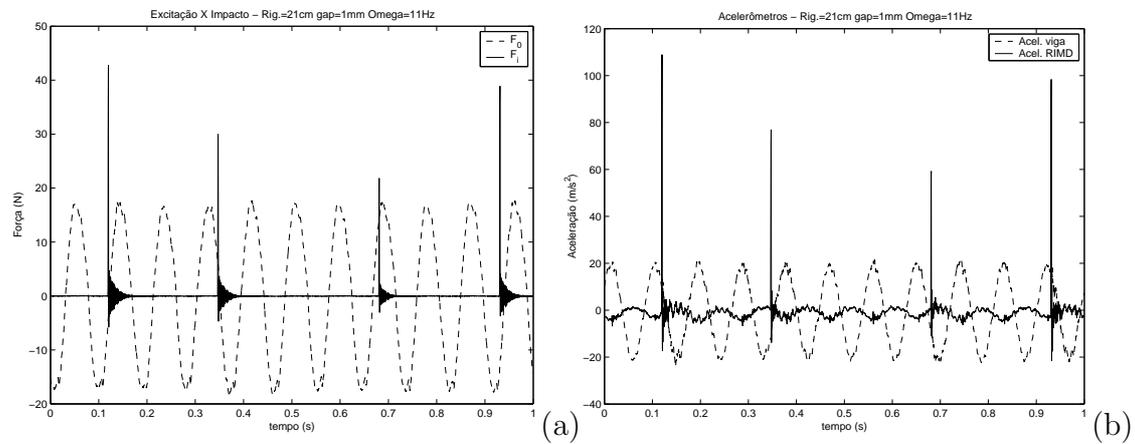


Figura 4.54: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 1mm; $\Omega = 11 \text{ Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

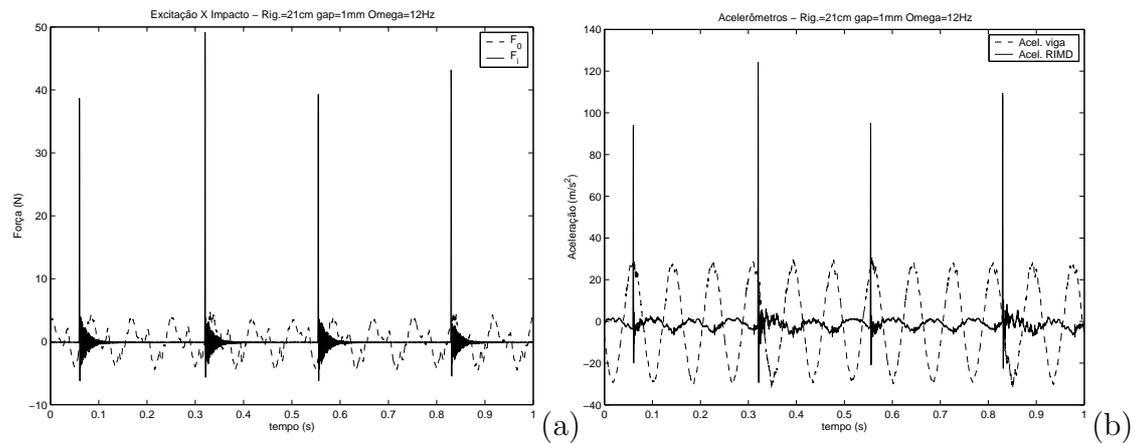


Figura 4.55: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 1mm; $\Omega = 12 \text{ Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

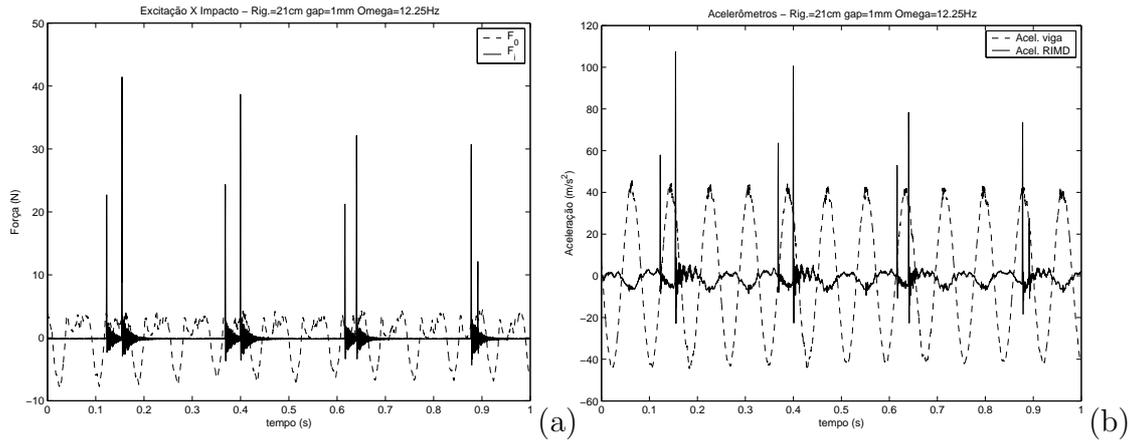


Figura 4.56: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 1mm; $\Omega = 12.25\text{ Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

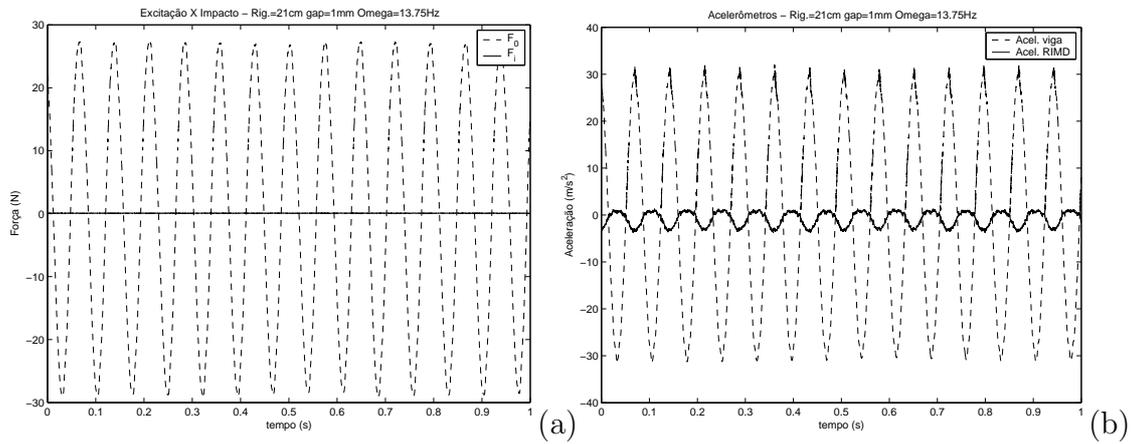


Figura 4.57: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 1mm; $\Omega = 13.75\text{ Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

Por fim, segue, na figura (4.61), o gráfico da razão de forças no domínio da frequência. Assim como no caso de folga 0mm, para esta configuração também foi observada uma alteração na frequência natural devido à folga.

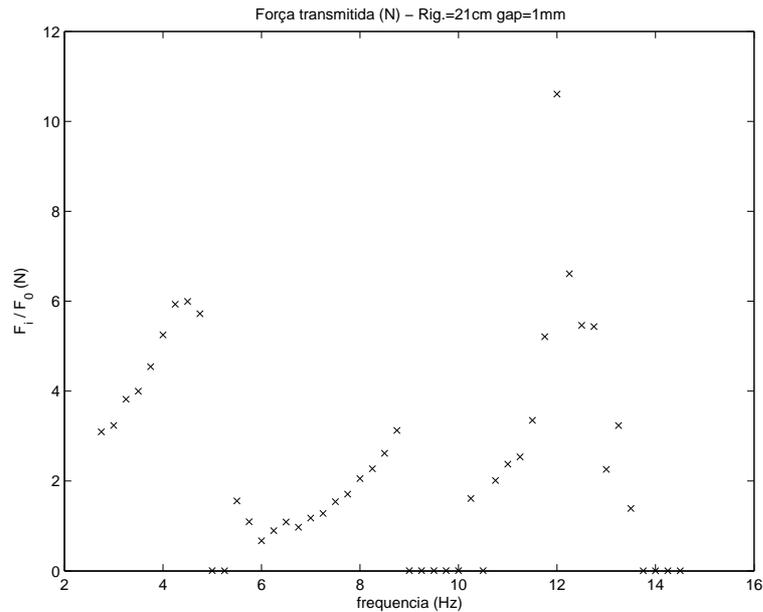


Figura 4.58: Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 1mm; F_i/F_0 versus Ω .

Distância entre acoplamentos 21cm, folga 3mm

Para a folga de 3mm, o sistema apresenta um comportamento similar ao observado nas folgas anteriores, com suas ressonâncias em 4.25Hz (1 impacto por ciclo) e 12.25Hz (um impacto a cada 3 ciclos). Um fato interessante a ser observado aqui diz respeito à existência da folga. Devido à não simetria do pico de ressonância (após o ponto máximo a força de impacto decresce rapidamente com o aumento da frequência de excitação), a força de impacto, na presença de folga não nula, rapidamente decai para zero após o pico de ressonância. Este fato foi observado, tanto para a folga de 1mm, quanto para a folga de 3mm, não ocorrendo para folga nula, uma vez que qualquer perturbação no RIMD, nesta configuração, acarreta em impactos.

Com o decorrer da experiência, para esta determinada folga, percebeu-se um fenômeno interessante para algumas faixas de frequência (nesta configuração rigidez/folga). Ao excitar o sistema, impondo a frequência de excitação através do gerador de sinal e aumentando a amplitude da excitação, utilizando o amplificador, o sistema não entra em contato com a superfície. Entretanto, ao aplicar um pequeno impulso ao sistema, este entra na condição de impacto, não retornando para a condição sem impacto. Este fenômeno parece indicar, em algumas faixas de frequência, a presença de bacias de atração, em condições de impacto e

não-impacto, dependendo das condições iniciais impostas. Uma vez que não há controle das condições iniciais na bancada experimental, não há maneiras de caracterizar estas bacias de atração experimentalmente.

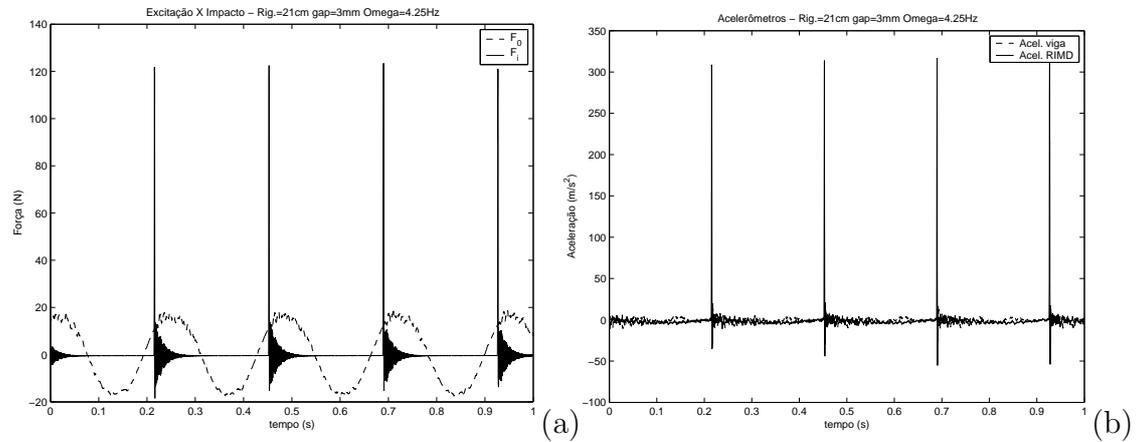


Figura 4.59: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 3mm; $\Omega = 4.25 \text{ Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

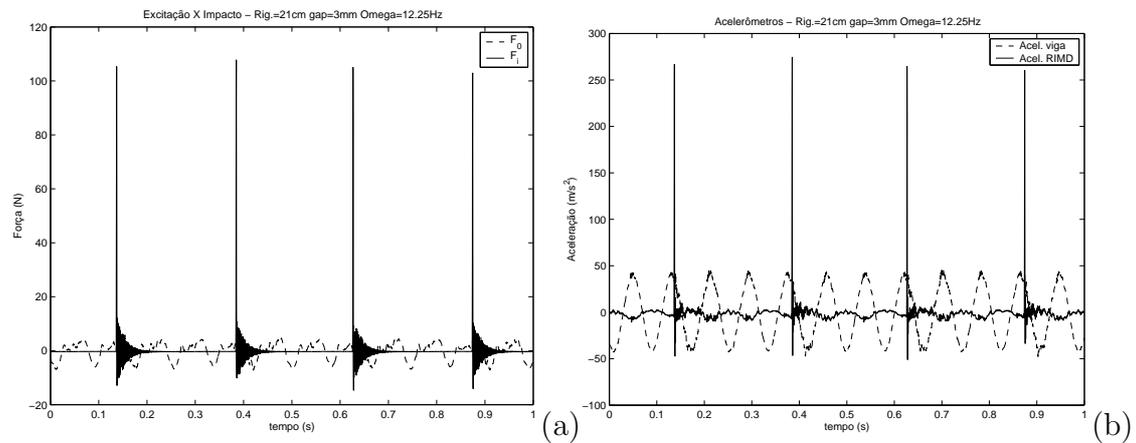


Figura 4.60: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 3mm; $\Omega = 12.25 \text{ Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

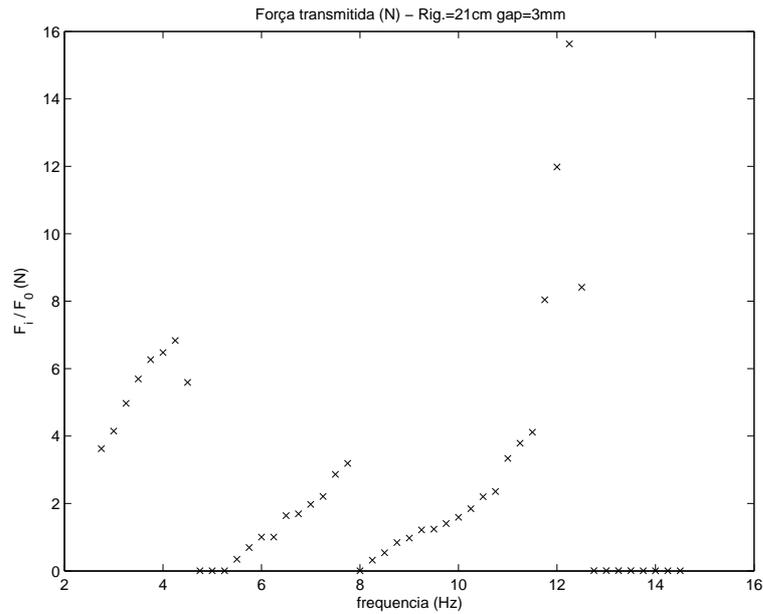


Figura 4.61: Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 3mm; F_i/F_0 versus Ω .

Nesta análise, é possível comparar a força de impacto para cada uma das folgas escolhidas, mantida a rigidez do RIMD constante. O gráfico é mostrado na figura (4.62).

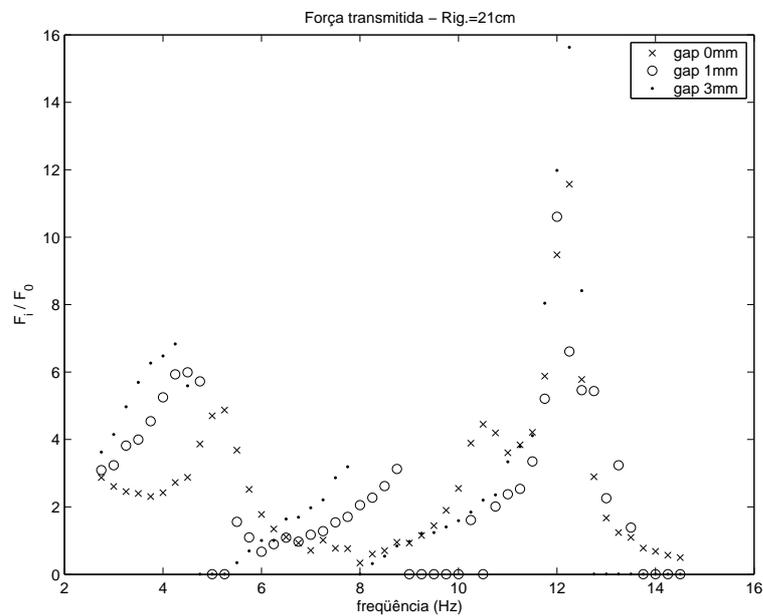


Figura 4.62: Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 21cm; comparação entre folgas. F_i/F_0 versus Ω .

Para esta rigidez do RIMD, tanto para o primeiro quanto para o segundo modo de vibração, a configuração com folga de 3mm apresentou a

melhor razão F_i/F_0 , pois para o primeiro modo a razão chega a 7 e para o segundo modo alcança valor próximo a 16. Outro fator importante diz respeito a variação da frequência natural. Para o primeiro modo, conforme esperado, há um aumento da frequência natural com a diminuição da folga, com os valores variando entre 2.6Hz (sem impacto, $gap \rightarrow \infty$) e 5.25Hz ($gap = 0mm$). Entretanto, para o segundo modo de vibração esta variação da frequência devido à presença de impactos, não é percebida, sendo a pequena variação entre os valores atribuída à imprecisão experimental. Todos os valores das frequências naturais podem ser observados na tabela (4.16).

Tabela 4.16: Frequências naturais (experimentais) - sistema com e sem impacto, distância entre acoplamentos 21cm.

Frequências naturais	1ª Freq.	2ª Freq.
Folga 0mm	5.25 Hz	12.25 Hz
Folga 1mm	4.5 Hz	12.0 Hz
Folga 3mm	4.25 Hz	12.25 Hz
Sem Impacto (folga $\rightarrow \infty$)	2.6 Hz	13.0 Hz

4.3.3

Otimização da força de impacto

De forma a obter a configuração ótima para a força de impacto, foram escolhidas, para cada valor de rigidez estudado a condição de folga que maximiza a razão de forças. Esta metodologia foi realizada para cada modo de vibração. Para o primeiro modo de vibração, o gráfico que compara a força de impacto máxima para cada caso estudado encontra-se na figura (4.63).

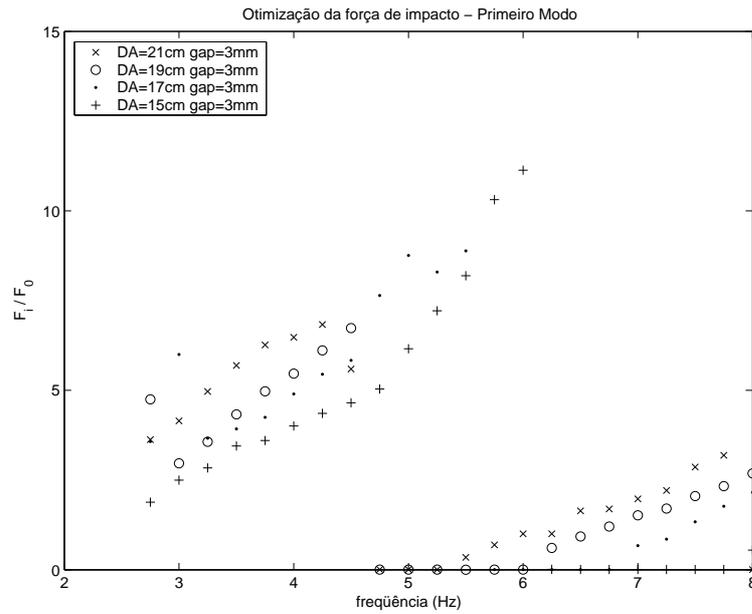


Figura 4.63: Otimização da força de impacto. Primeiro modo de vibração. F_i/F_0 versus Ω .

A partir do gráfico, observa-se que a configuração que maximiza a força de impacto é a de folga 3mm e a distância entre acoplamentos de 15cm ($k_2 = 272.1N/m$), com uma razão de forças F_i/F_0 de valor 11 e frequência de excitação de 6Hz. Vale ressaltar que esta condição caracteriza-se por ter um comportamento de impactos em período-1.

Para o segundo modo de vibração, o gráfico comparativo é mostrado na figura (4.64).

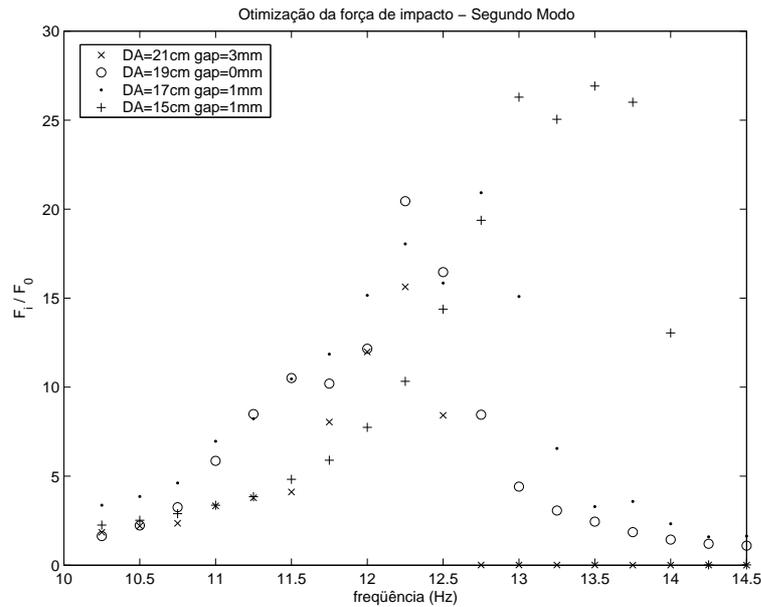


Figura 4.64: Otimização da força de impacto. Primeiro modo de vibração. F_i/F_0 versus Ω .

No caso do segundo modo, a configuração ótima é a de folga 1mm e distância entre acoplamentos de 15cm ($k_2 = 272.1N/m$). Nesta configuração a razão alcança valor 27, com frequência de excitação de 13.5Hz e uma condição de impactos a cada dois ciclos de excitação.

A partir da experiência adquirida com o experimento, para uma possível utilização em campo, recomenda-se trabalhar sempre com a primeira frequência natural do sistema, pois, apesar de desenvolver forças impulsivas menores que no segundo modo, o primeiro modo possui maior estabilidade, isto é, uma variação da frequência de excitação em torno da frequência natural acarreta numa pequena variação da força impulsiva, fato que não ocorre na segunda ressonância.

4.4

Considerações Finais

Neste capítulo, foram apresentados a descrição da bancada sobre a qual foram desenvolvidos os ensaios experimentais, as considerações na aquisição e processamento dos sinais, a descrição dos ensaios realizados e os resultados experimentais em si.

O aparato experimental procurou representar o comportamento axial da coluna de perfuração e a sua influência no dispositivo de impacto (RIMD), de acordo com as simplificações propostas nos capítulos anteriores.

A metodologia aplicada na parte experimental foi análoga ao estudo numérico realizado no capítulo 3. Procurou-se estudar o problema sem impacto, primeiramente com o sistema equivalente de 1 grau de liberdade ($k_2 \rightarrow \infty$). Em seguida, observou-se o comportamento do sistema à medida que diminuimos o valor de k_2 (modelo já com 2 graus de liberdade), de forma a identificar os parâmetros da bancada (rigidezes, coeficientes de amortecimento, frequências naturais, etc.). Em seguida, seguiu-se a mesma metodologia, considerando o impacto.

Para o caso sem impacto, constatou-se que o modelo numérico de 2 graus de liberdade estudado no capítulo 3 foi satisfatório para descrever a dinâmica da bancada experimental dentro da faixa de frequências estabelecida (0 - 50 Hz).

Para o caso com impacto, ao estudar a característica da força de impacto, varrendo a frequência de excitação, percebeu-se que, em todas as configurações, existiu um certo padrão de comportamento do sistema, que pôde ser dividido em faixas de frequência. Nas primeiras frequências de excitação, o impacto caracterizou-se de período-1 (1 impacto por ciclo), passando pela primeira frequência natural. Conforme variou-se a frequência de excitação, além da magnitude da força de impacto variar, a diferença de fase entre a força de excitação (F_0) e a força de impacto (F_i) também variou. Notou-se também que, nesta faixa de frequência, a única variação relevante de aceleração foi causada pelo impacto. Quando não houve impactos entre o RIMD e a superfície, as acelerações observadas foram muito pequenas.

Numa segunda faixa de frequência, o sistema passou por uma mudança de comportamento de impacto, isto é, de período-1 passou para período-0.5 (1 impacto a cada 2 ciclos). Entretanto, as forças de impacto desenvolvidas nesta faixa de frequência foram muito baixas, levando em conta a ordem de grandeza da força de excitação. Além disso, nesta transição, o sistema passou por um comportamento caótico, quando foi possível verificar intervalos de tempo, em que não houve impacto algum ou vários impactos num único período de oscilação.

A segunda ressonância do sistema geralmente apresentou impactos em período-0.5 (1 impacto a cada dois ciclos).

Por último, após a segunda frequência natural, a força de impacto tornou-se muito pequena, de forma que os fenômenos observados na segunda faixa de frequência (comportamento caótico), reapareceram aqui.

Para o primeiro modo, praticamente, não houve influência do sistema sobre o *shaker*, fato confirmado pela forma da curva da força de excitação F_0 no domínio do tempo. Entretanto, na faixa de frequência em torno da

segunda ressonância, a influência do sistema sobre a excitação tornou-se relevante, levando, inclusive, a fenômenos não esperados, como o de dois impactos consecutivos a cada aproximação do RIMD contra a superfície de contato (4.59).

Por fim, foram comparados os resultados de cada configuração de forma a obter a condição ótima de impacto para cada modo de vibração. A partir da experiência adquirida com o experimento, recomendou-se trabalhar sempre com a primeira frequência natural do sistema, para aplicações em campo, pois, apesar de desenvolver forças impulsivas menores que no segundo modo, o primeiro modo possui maior estabilidade.