



Universidade Federal de Uberlândia
Faculdade de Engenharia Mecânica
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

**Projeto e Identificação Experimental De Um Protótipo De Calibrador
De Pressão Estática e Dinâmica**

Rômulo Pereira de Castro

Uberlândia, julho de 2005

UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**Projeto e Identificação Experimental de Um Protótipo de Calibrador
de Pressão Estática e Dinâmica**

Dissertação apresentada à
Universidade Federal de Uberlândia por:

Rômulo Pereira de Castro

Como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em
Engenharia Mecânica

Aprovada por:

Prof. Dr. Francisco Paulo Lépore Neto (UFU) – Orientador

Prof. Dr. Ricardo Fortes de Miranda (UFU)

Prof. Dr. Vicente Lopes Júnior (UNESP – Ilha Solteira)

Uberlândia, 27 de julho de 2005

“Um ser inteligente traz consigo os meios
necessários para superar-se a si mesmo”.
Filósofo, H.B.

Aos meus pais Rubles e Neide
E aos meus irmãos Rener e Nádia

Agradecimentos

À Deus pelo companheirismo, auxílio e proteção que tem me dado no caminho da minha vida.

Aos meus pais Rubles e Neide, pela boa educação que sempre me deram, pelos bons exemplos que sempre tive dentro de casa e por semearem em mim princípios de vida que me fizeram o que eu sou.

Aos meus irmãos Rener e Nádia, que são responsáveis pelas brigas de minha infância, pelo meu aprendizado emocional na adolescência pela enorme e gostosa amizade que temos agora na minha vida adulta.

Aos meus avós, pela atenção e carinho com que me assistiram crescer.

Aos meus tios, pelo apoio, amizade e companheirismo.

Aos meus amigos da Universidade que permaneceram até hoje presentes na minha vida, onde aprendemos juntos a crescer tanto intelectualmente quanto emocionalmente (eles se identificaram ao lerem este parágrafo).

Ao Prof. Dr. Francisco Paulo Lé pore Neto, pela confiança em minha capacidade, ao aceitar me orientar neste belo trabalho e, pela orientação sempre presente.

Ao Prof. Dr. Domingos Alves Rade, por todo o apoio e companheirismo.

A todos os colegas da FEMEC que de forma direta ou indireta contribuíram para a execução deste trabalho, e aos colegas do laboratório pelos conselhos e sugestões.

Ao CNPq (Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico) pelo apoio financeiro.

Sumário

Lista de Figuras	ix
Lista de Tabelas	xv
Resumo	xvii
Abstract	xix
Introdução	1
Revisão sobre Sistemas de Calibração de Pressão	5
2.1 O que é Pressão Dinâmica	5
2.2 Calibração de Instrumentos de Pressão.....	6
2.3 O Conceito de Rastreabilidade.....	6
2.4 Transdutores de Pressão Dinâmica.....	6
2.4.1 Calibração Estática	12
2.4.2 Geradores de Pressão Periódicos.....	13
2.4.3 Geradores de Pressão Não Periódicos.....	17
2.5 Dispositivo o Proposto.....	23
Fundamentos de interação Fluido - Estrutura.....	25
3.1 Equações para o Sistema Estrutural.....	26
3.2 Equações da propagação de Ondas Acústicas no Fluido.....	28
3.3 Absorção da Onda de Pressão Acústica.....	35
3.4 Acoplamento Flui – Estrutura.....	36
3.5 Métodos de Análise do comportamento do sistema.....	38
Modelo Computacional do Calibrador Dinâmico.....	39
4.1 Modelo Estrutural	40
4.2 Modelo do Fluido Interno e da Interação Fluido – Estrutura.....	43
4.3 Simulações Sem Fluido Interno.....	47
4.3.1 Análise Estática.....	47
4.3.2 Análise Modal Sem Fluido Interno.....	56
4.4 Simulações do Calibrador com Fluido Interno.....	60
4.4.1 Determinação das funções resposta em frequência	66
Protótipo do Calibrador Dinâmico de Transdutores de Pressão: Construção e Ensaios Experimentais.....	73
5.1 Ensaios Experimentais Sem Fluido Interno.....	78
5.2 Ensaio Experimental Com Fluido Interno.....	84
5.2.1 Caracterização Estática.....	84
5.2.2 Caracterização Dinâmica.....	92

5.3 Avaliação dinâmica do transdutor de pressão IFM Electronic, modelo PA3024.....	108
Orientações para o Projeto de um calibrador estático e dinâmico de transdutores de pressão.....	113
6.1 O Projeto Para Operação Estática.....	113
6.2 O Projeto para Operação Dinâmica.....	118
Conclusões	125
Referências bibliográficas.....	129

LISTA DE FIGURAS

Capítulo 2

Figura 2.1: Modelo de um transdutor de pressão linear de segunda ordem.....	7
Figura 2.2: Resposta do transdutor de pressão a uma entrada impulsiva traçada em função do tempo.....	9
Figura 2.3: Amplitude normalizada da função de transferência do transdutor para alguns valores de amortecimento relativo.....	10
Figura 2.4: Ângulo de fase do transdutor para diferentes valores de amortecimento relativo	11
Figura 2.5: Esquema do teste de peso morto (Jan Hjelmgren, 2002) usado na calibração estática de instrumentos de pressão.....	13
Figura 2.6: Representação (Jan Hjelmgren, 2002) de um gerador “siren-tuned-cavity”.....	14
Figura 2.7: Válvula rotativa – Rotor.....	15
Figura 2.8: Instalação esquemática (Jan Hjelmgren, 2002) usando um excitador eletrodinâmico e uma coluna de líquido para gerar uma pressão senoidal, com uma massa sísmica no topo da coluna de líquido.....	16
Figura 2.9: Representação (Jan Hjelmgren, 2002) de um pistão móvel no cilindro para gerar a pressão dinâmica.....	17
Figura 2.10: Tubo à choque (Damion, 1993) com dois sensores montados em uma das extremidades do tubo.....	18
Figura 2.11: Tubo à choque: pressão em função da posição e do tempo. (Damion, 1993)...	19
Figura 2.12: Domínio de utilização dos tubos à choque (Damion, 1993/94) (TC) e dos dispositivos de abertura rápida (DOR) do Laboratoire de Métrologie Dynamique (LMD) da ENSAM-Paris.....	20
Figura 2.13: Esquema (Jan Hjelmgren, 2002) do dispositivo de abertura rápida da ENSAM.	21
Figura 2.14: Desenho esquemático do método de deixar cair um peso para calibrar dinamicamente transdutores de pressão.....	22
Figura 2. 15: Calibração dinâmica (Jan Hjelmgren, 2002) de um transdutor de pressão usando um aparelho de balão de explosão controlada.....	23
Figura 2.16: Esboço do sistema de calibração proposto.....	24
Figura 2.17: Desenho em corte do protótipo do calibrador.....	24

Capítulo 3

Figura 3.1: Estrutura Ω_S com um fluido externo Ω_F^e e contendo um fluido interno Ω_F^i	25
---	----

Capítulo 4

Figura 4.1: Diagrama esquemático das etapas das análises numéricas do modelo computacional.....	40
Figura 4.2: Geometria do elemento estrutural utilizado.....	41
Figura 4.3: Malha do modelo estrutural com as condições de contorno impostas.....	43
Figura 4.4: Geometria do elemento FLUID29.....	44
Figura 4.5: Detalhe dos elementos na região da interface fluido-estrutura do modelo computacional do calibrador.....	45
Figura 4.6: Linha grossa: Lugar onde se deve aplicar o comando de carregamento com a opção SFI.....	46
Figura 4.7: Modelo Fluido-Estrutura e condições de contorno.....	47
Figura 4.8: Simulação estática. Carregamento por pressão.....	48
Figura 4.9: Deslocamento (UY) versus pressão interna no calibrador.....	49
Figura 4.10: Campo de deslocamentos Uy em [m] - pressão interna igual a 300000 Pa.....	50
Figura 4.11: Campo de deformação equivalente – pressão interna igual a 300000 Pa.....	51
Figura 4.12: Campo tensões de Von Mises – pressão interna igual a 300000 Pa	52
Figura 4.13: Caminho sobre a face externa da membrana superior.....	53
Figura 4.14: Perfil dos deslocamentos UY [m] ao longo do raio da membrana superior – pressão interna igual a 300000 Pa.....	53
Figura 4.15: Perfis das deformações radial e tangencial ao longo da membrana superior – pressão interna igual a 300000 Pa.....	54
Figura 4.16: Campos de deformação da membrana superior: (a) radial e (b) tangencial - pressão interna igual a 300000 Pa.....	55
Figura 4.17: Posição de instalação de extensômetros elétricos na face externa da membrana superior (a) e circuito equivalente da ponte de Wheatstone (b).....	56
Figura 4.18: (a) 1º modo f1 = 2013.9 Hz e (b) 2º modo f2 = 2270.0 Hz.....	57
Figura 4.19: (a) 3º modo f3 = 6436.2 Hz e (b) 4º modo f4 = 8052.8 Hz.....	57
Figura 4.20: (a) 5º modo f5 = 9060.7 Hz; (b) 6º modo f6 = 10386 Hz.....	58
Figura 4.21: (a) 7º modo f7 = 12978 Hz; (b) 8º modo f8 = 14832 Hz.....	58

Figura 4.22: (a) 9º modo $f_9 = 16560$ Hz; (b) 10º modo $f_{10} = 17598$ Hz.....	59
Figura 4.23: Forma do campo de pressão [Pa] no do 1º modo, $f_1 = 1240$ Hz.....	61
Figura 4.24: Campo de pressão no fluido para força harmônica aplicada no centro da membrana inferior com frequência igual a 290 Hz.....	62
Figura 4.25: Campo de pressão no fluido para força harmônica aplicada no centro da membrana inferior com frequência igual a 600 Hz.....	63
Figura 4.26: Campo de pressão no fluido para força harmônica aplicada no centro da membrana inferior com frequência igual a 1230 Hz.....	63
Figura 4.27: Forma do campo de pressão [Pa] no do 2º modo, $f_2 = 3150$ Hz.....	64
Figura 4.28: Forma do campo de pressão [Pa] no do 3º modo, $f_3 = 5600$ Hz.....	65
Figura 4.29: Forma do campo de pressão [Pa] no do 4º modo, $f_4 = 6930$ Hz.....	65
Figura 4.30: Forma do campo de pressão [Pa] no do 5º modo, $f_5 = 8520$ Hz.....	66
Figura 4.31: Esquema do calibrador dinâmico.....	67
Figura 4.32: $FRF_{B/A} - U_{Y_B}/F_A $ e defasagem em função da frequência.....	68
Figura 4.33: $FRF_{C/A} - P_C/F_A $ e defasagem em função da frequência.....	69
Figura 4.34: $FRF_{B/C} - U_{Y_B}/P_C $ e defasagem em função da frequência.....	70
Figura 4.35: $FRF_{B/A} - U_{Y_B}/F_A $ em função da frequência até 300 Hz.....	71
Figura 4.36: $FRF_{C/A} - P_C/F_A $ em função da frequência até 300 Hz.....	71

Capítulo 5

Figura 5.1: (a) Protótipo do Calibrador dinâmico de transdutores de pressão. (b) Componentes estruturais.....	73
Figura 5.2: Corte parcial do protótipo com indicação dos parâmetros geométricos.....	74
Figura 5.3: Esquema da montagem para a remoção do ar do interior do calibrador.....	76
Figura 5.4: Montagem experimental do ensaio dinâmico sem fluido interno.....	79
Figura 5.5: Comparação de $ U_{Y_A}/F_A $, da fase e função de coerência: experimental (curvas em azul e vermelho) e simulada (curva em verde) da membrana inferior.....	82
Figura 5.6: Comparação de $ U_{Y_B}/F_B $ e da fase: experimental (curvas em azul e vermelho) e simulada (curva em verde) da membrana inferior e Função de Coerência.....	83
Figura 5.7: Sensor de Pressão.....	85
Figura 5.8: Esquema do teste de calibração estática do transdutor de pressão.....	85
Figura 5.9: Curva de calibração do transdutor de pressão.....	86
Figura 5.10: Esquema do ensaio experimental.....	87

Figura 5.11: Sensibilidade estática do protótipo do calibrador de pressão: o – média dos valores experimentais; Linha contínua (–) ajuste por mínimos quadrados desta média experimental.....	89
Figura 5.12: Modelo para simulação computacional do comportamento estático.....	90
Figura 5.13: Comparação dos resultados da simulação com os experimentais (o) – média dos valores experimentais, linha contínua – ajuste dos dados experimentais e linha tracejada – modelo computacional.....	91
Figura 5.14: Montagem experimental do ensaio dinâmico sem fluido interno.....	93
Figura 5.15: Sistema de excitação do protótipo.....	94
Figura 5.16: Sistemas de medição de velocidade e de pressão.....	94
Figura 5.17: Função resposta em frequência $ U_{Y_B}/F_A $, fase e coerência, com resolução igual a 12,5 Hz, na banda de 0 a 10000 Hz.....	95
Figura 5.18: Função resposta em frequência $ U_{Y_B}/F_A $, fase e coerência, com resolução igual a 5 Hz, na banda de 0 a 4000 Hz.....	96
Figura 5.19: Função resposta em frequência $ U_{Y_B}/F_A $ e fase na banda de 0 a 4000 Hz.....	97
Figura 5.20: Função resposta em frequência $ U_{Y_B}/F_A $ e fase na banda de 0 a 10000 Hz. Vermelha - experimental e Azul – ajuste.....	97
Figura 5.21: Modelo de elementos finitos do calibrador dinâmico.....	98
Figura 5.22: Comparação dos resultados experimentais com os de simulação: $ U_{Y_B}/F_A $ e fase entre o deslocamento e a força.....	101
Figura 5.23: Função resposta em frequência simulada $ P_C/F_A $ e fase entre a pressão e a força de excitação.....	102
Figura 5.24: Função resposta em frequência simulada $ P_C/U_{Y_B} $ e fase entre a pressão e o deslocamento da membrana superior.....	103
Figura 5.25: Comparação de $ P_C/U_{Y_B} $, fase e coerência da pressão no transdutor em relação ao deslocamento da membrana superior: Vermelha – experimental e Azul – simulada.....	104
Figura 5.26: Comparação de $ P_C/F_A $, fase e coerência da pressão P_C em relação à força de excitação F_A aplicada na membrana inferior: Vermelha – experimental e Azul – simulada....	105
Figura 5.27: Excitação F_A e as respostas V_{Y_B} e P_C em função do tempo, para uma excitação impulsiva aplicada no centro da membrana inferior.....	106
Figura 5.28: Deslocamento U_{Y_B} resultante da integração numérica do sinal V_{Y_B}	107
Figura 5.29: Comparação de $ P_C/U_{Y_B} $, fase e coerência da pressão no transdutor em relação ao deslocamento da membrana superior: Curva Vermelha – experimental e Curva Azul – simulada.....	109
Figura 5.30: Respostas V_{Y_B} e P_C em função do tempo para a força F_A aplicada no centro da membrana inferior.....	110

Capítulo 6

Figura 6.1: Pressão de fundo de escala do calibrador em função da relação RM/HMS.....	116
Figura 6.2: Sensibilidade estática e primeira frequência natural da membrana superior.....	118
Figura 6.3: Distribuição do campo de pressão no protótipo em função da frequência de excitação: (a) 1064 Hz, (b) 400 Hz, (c) 320 Hz e (d) 290 Hz.....	119
Figura 6.4: Influência de HMS sobre o valor da primeira frequência natural do calibrador, para diferentes valores de H2 com HMI = 2 mm.....	122
Figura 6.5: Influência de H2 sobre o valor da primeira frequência natural do calibrador, para diferentes valores de HMS, com HMI = 2 mm.....	122
Figura 6.6: Influência de HMI sobre o valor da primeira frequência natural do calibrador, para diferentes valores de HMS.....	123

LISTA DE TABELAS

Capítulo 4

Tabela 4.1: Propriedades físicas do elemento PLANE42.....	42
Tabela 4.2: Propriedades físicas do elemento FLUID29.....	46
Tabela 4.3: Freqüências naturais dos modelos do calibrador.....	60

Capítulo 5

Tabela 5.1: Parâmetros geométricos do protótipo.....	75
Tabela 5.2: Propriedades físicas do fluido interno do calibrador.....	77
Tabela 5.3: Instrumentos utilizados no experimento.....	80
Tabela 5.4: Exemplo da evolução do ajuste do modelo computacional.....	81
Tabela 5.5: Pressão e deslocamento obtidos no ensaio estático do protótipo, a 23 °C.....	88
Tabela 5.6: Comparação das freqüências experimentais e de simulação.....	99

Capítulo 6

Tabela 6.1: Influência do parâmetro HMS, para $RM/HMS = 28,65$, $HMI=2$ mm e pressão de fundo de escala igual a 1 Mpa.....	121
---	-----

Castro, R. P., 2005, "Projeto e identificação experimental de um protótipo de calibrador de pressão estática e dinâmica", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, Brasil.

Resumo

A metodologia de projeto e a análise experimental do comportamento dinâmico de um sistema de calibração de pressão são apresentados. A estrutura do calibrador é um vaso de pressão vertical composto de uma estrutura tubular rígida, completamente cheio de líquido, fechado nas extremidades por duas membranas circulares flexíveis. A membrana inferior é usada para gerar pressões estática ou dinâmica no fluido interno, através de excitações aplicadas no seu centro. A membrana superior age como um sensor de pressão de referência, cuja saída é o movimento de seu centro. O transdutor de pressão a ser calibrado é instalado ao lado da membrana superior. O método dos elementos finitos é usado para modelar a estrutura elástica e o domínio do fluido interno. O comportamento do fluido interno é modelado pelas equações de propagação de ondas acústicas que são usadas para resolver o problema de campos acoplados. A interação fluido-estrutura ocorre na interface comum aos dois domínios, de modo que uma pressão acústica exerce uma força aplicada na estrutura e os movimentos da estrutura induzem movimentos no domínio do fluido. A análise modal do modelo é realizada e as respostas em frequência do deslocamento no centro da membrana superior e da pressão na face do transdutor a ser calibrado, são calculadas para uma excitação harmônica aplicada no centro da membrana inferior. Ensaio experimentais são realizados com o protótipo para uma força de excitação impulsiva. A velocidade do centro da membrana superior é medida com um vibrômetro laser, uma célula de carga piezo-elétrica mede a força de excitação e um transdutor piezoresistivo mede a pressão. Os resultados obtidos são usados para validar o comportamento estático e dinâmico do modelo computacional. A influência dos parâmetros geométricos do calibrador sobre a sensibilidade estática e sobre a banda de frequências de operação e sobre a pressão máxima admissível é também analisada.

Palavras Chave: pressão dinâmica, interação fluido-estrutura, vibro acústica.

Castro, R. P., 2005, "Design and experimental identification of a static and dynamic pressure calibration device", MSc Dissertation, Federal University of Uberlândia, Uberlândia, MG, Brazil.

Abstract

The design methodology and the experimental identification of the dynamic behavior of a pressure calibration system are developed. The calibration device body is a vertical pressure vessel, completely filled with liquid, composed by a rigid tubular structure closed at its both ends by two flexible circular membranes. The lower membrane is used to generate the internal static or dynamic pressure, by applying an external excitation force at its center. The upper membrane acts as a reference pressure sensor, which output is the motion of its center. The pressure transducer to be calibrated is installed close to the upper membrane. The finite element method is used to model the elastic structure and the fluid domain. An acoustic wave formulation model is used to solve the coupled field problem. The fluid-structure interaction occurs at the common interface, in a way that the fluid acoustic pressure exerts a force applied to the structure and the structural motions produce an effective loading at the fluid domain. Modal analysis is performed and frequency responses of the displacement at the center of the upper membrane and the pressure at the face of the transducer to be calibrated are calculated for an harmonic excitation applied at the center of the lower membrane. Tests are conducted on an experimental device using an impulsive excitation force. The velocity at the center of the upper membrane is measured by a laser vibrometer, a piezoelectric load cell measures the excitation force, and a piezoresistive transducer measures the pressure. The obtained results are used to validate the static and the dynamic behavior of the computational model. The influence of the device geometric parameters on its static sensitivity, on the operational frequency band, and on the maximum allowed pressure, are also analysed.

Keywords: dynamic pressure, fluid-structure interaction, acoustic wave

Capítulo 1

Introdução

A fim de estudar e compreender melhor o fenômeno da interação fluido-estrutura, este trabalho propõe estudar, modelar e desenvolver um sistema para a calibração dinâmica de transdutores de pressão.

O calibrador proposto é constituído por um reservatório cilíndrico de parede rígida, com duas membranas flexíveis instaladas em suas extremidades, contendo um fluido interno. Uma das membranas é usada como sensor de referência para as medidas de pressão, enquanto a outra é responsável pela produção de pressões estáticas e dinâmicas. O transdutor a ser calibrado é instalado no sistema e o processo de calibração realiza-se comparando sua saída com a do calibrador.

A calibração de sensores de pressão dinâmica representa um problema muito importante de engenharia visto que a pressão dinâmica é medida em muitos campos de considerável interesse como nas indústrias automotiva e aeroespacial, nas aplicações de projeto de turbo máquinas, perfis aerodinâmicos, na análise de combustão, em dispositivos de controle fluido mecânicos e em instrumentação médica (Jan Hjelmgren, 2002).

Considerando os aspectos tecnológicos, os sistemas de calibração de sensores de pressão disponíveis no mercado têm eficiência comprovada principalmente para ensaios estáticos (Jan Hjelmgren, 2002). Isto se deve, sobretudo, ao grande número de métodos de calibração existentes e sua facilidade de implementação. Em contrapartida os dispositivos para a calibração dinâmica de sensores de pressão, na sua maioria, são mais complexos, mais caros e de difícil operação.

Em muitos casos, os transdutores de pressão são calibrados estaticamente, entretanto, são utilizados para medir pressões dinâmicas trazendo erros e incertezas nas medidas. Para evitar este problema deve-se fazer uso dos calibradores dinâmicos de sensores de pressão que identificam o quanto pode ser este erro na medição da pressão, o que justifica o projeto proposto.

O estudo do calibrador dinâmico proposto se depara com uma classe do problema de interação fluido estrutura, no qual o fluido está sempre confinado no interior de uma estrutura elástica.

Este fenômeno físico desperta grande interesse no meio científico considerando sua complexidade e aplicabilidade no meio industrial. Uma excitação aplicada na estrutura é

transmitida ao fluido provocando alterações nos campos de velocidade e de pressão, que por sua vez, provocam deformações na estrutura. Analogamente, uma ou mais fontes de pressão existentes no meio fluido também produzem alterações no comportamento da estrutura.

Quando as excitações têm natureza dinâmica esta classe de problemas é denominada vibro-acústica, estando presente em diversas situações de engenharia, como por exemplo: salas de concerto, cabines de aviões e de automóveis e edifícios industriais. Nestes casos a vibração estrutural excita o fluido que está contido no seu interior provocando ruído que pode ser prejudicial às pessoas que estão no ambiente.

O estudo da interação fluido-estrutura, através da determinação dos modos de vibrar da estrutura contendo fluido, constitui ferramenta importante para identificar o problema e buscar uma solução ótima no sentido de minimizar os efeitos indesejáveis e maximizar os desejados, para as pessoas que ocupam estes ambientes.

Entretanto, salienta-se que o problema da interação fluido-estrutura é muito mais amplo que o abordado neste trabalho, no livro de Marand., H. J. P.e Ohayon, R. (1995) são abordados outras classes de problemas.

Com o objetivo de desenvolver um calibrador dinâmico de pressão, apresenta-se no Capítulo 2 as propriedades dos transdutores de pressão e os métodos experimentais utilizados para determiná-las. Uma revisão bibliográfica de vários dispositivos de calibração de sensores de pressão estática e dinâmica existentes é mostrada, assim como suas características de funcionamento e limites de operação. Por último, o calibrador dinâmico proposto é descrito.

No Capítulo 3 são apresentados, em resumo, os princípios básicos que orientam a formulação dos modelos matemáticos associados aos problemas de dinâmica estrutural, de mecânica dos fluidos e da interação fluido estrutura. Considerando que o fluido interno é um líquido que tem densidade e viscosidade muito maiores que as do fluido externo, considerado como um gás, o problema pode ser simplificado, considerando apenas a interação entre a estrutura e o fluido interno. Nesta abordagem o domínio estrutural é representado pelas equações da elasticidade. A equação da onda foi utilizada para representar o comportamento do meio fluido. O acoplamento entre os domínios foi realizada considerando que, na interface, o fluido transfere pressão à estrutura e que esta transfere movimento ao fluido.

Considerando a complexidade do modelo matemático, a solução só é viável utilizando um método aproximado. No Capítulo 4 é apresentado o modelo computacional do calibrador dinâmico, discretizado pela técnica dos elementos finitos. São discutidos os tipos de elementos disponíveis num programa computacional comercial adequados para a solução do problema. Resultados preliminares de simulação de alguns fenômenos físicos associados ao comportamento do sistema são usados para avaliar as técnicas de modelagem utilizadas.

O Capítulo 5 trata da análise experimental do calibrador desenvolvido e da validação do modelo computacional. Inicialmente apresenta-se a metodologia de enchimento do protótipo com fluido, para reduzir as bolhas e a quantidade de ar dissolvido. Numa segunda etapa são realizados os ensaios experimentais com excitações estática e dinâmica aplicadas ao calibrador sem e com fluido interno, objetivando comparar os resultados experimentais com os da simulação do modelo computacional. E ainda realizar um ajuste dos parâmetros geométricos do protótipo. Finalmente é apresentada a avaliação dinâmica de um transdutor de pressão comercial.

Identificados os limites operacionais do protótipo, tanto para calibração de pressão estática quanto para calibração de pressão dinâmica do transdutor de pressão, procurou-se, no Capítulo 6, fazer um estudo da sensibilidade dos parâmetros de projeto que mais influenciam o comportamento estático e dinâmico do calibrador, com o objetivo de maximizar o fundo de escala de pressão, a sensibilidade estática e a banda de frequências de operação. Estes parâmetros foram identificados como uma orientação ao projeto de calibradores com configuração semelhante ao proposto.

Finalmente, no Capítulo 7 são apresentadas as principais conclusões resultantes do trabalho.

Capítulo 2

Revisão sobre Sistemas de Calibração de Pressão

Neste capítulo são apresentados alguns conceitos de metrologia, as propriedades dos transdutores de pressão a serem identificadas na calibração estática e dinâmica, e por último, uma revisão histórica dos métodos necessários para gerar a função de transferência do transdutor.

2.1. O Que é Pressão Dinâmica

A pressão em um fluido (gás ou líquido), em níveis microscópicos, é o resultado do movimento das moléculas e da transferência da quantidade de movimento das moléculas ao objeto que a pressão é dita agir. O valor da pressão depende do número de moléculas (e da quantidade de movimento) que impactam a superfície em que a pressão é medida. Por sua vez, em um nível macroscópico a pressão P , é geralmente definida como a força F , agindo perpendicularmente a uma superfície de área A .

$$P = \frac{F}{A} \quad (2.1)$$

A pressão é dita ser estática quando permanece constante durante uma quantidade de tempo significativa, geralmente durante o período completo da medida. Por outro lado, a pressão é dita ser dinâmica quando varia significativamente durante um curto período de tempo. Portanto a pressão é função do tempo.

$$P = P(t) \quad (2.2)$$

Para medir a pressão dinâmica é necessário um transdutor de pressão dinâmica específico para a faixa de frequência e magnitude de pressão desejada. Antes de se fazer a medida é necessário calibrar o transdutor de pressão.

2.2. Calibração de Instrumentos de Pressão

A definição formal de calibração (Jan Hjelmgren, 2002) é: “Conjunto de operações que estabelece, sob condições especificadas, a relação entre os valores indicados por um instrumento de medição, ou valores representados por uma medida materializada ou um material de referência, e os valores correspondentes das grandezas estabelecidas por padrões”. Em outras palavras, para o caso de medidas de pressão, isto significa que em uma calibração a saída de um medidor de pressão é comparada à pressão realizada por um padrão da pressão. Os sistemas modernos de qualidade exigem que as calibrações tenham padrões rastreáveis.

2.3. O Conceito de Rastreabilidade

Atualmente, o conceito de rastreabilidade vem sendo muito utilizado. Segundo o Vocabulário Internacional de Metrologia (VIM), a rastreabilidade é definida como a propriedade do resultado de uma medição ou do valor de um padrão estar relacionado a referências estabelecidas, geralmente padrões nacionais ou internacionais, através de uma cadeia contínua de comparações, todas tendo incertezas definidas.

2.4. Transdutores de Pressão Dinâmica

Um transdutor de pressão é uma estrutura mecânica. Quando usado para medir pressão dinâmica, ele irá “... defletir, vibrar, ressonar, conduzir som, experimentar deformação e tensão e transferir força e movimento. A estrutura do sensor responde diferentemente as baixas, médias e altas frequências” (Jan Hjelmgren, 2002). Deve-se, portanto, compreender as propriedades dos transdutores e os métodos para determiná-las antes de calibrar o transdutor.

Um transdutor de pressão pode ser representado por um modelo mecânico constituído de uma massa inercial, uma mola, e um amortecedor viscoso (Jan Hjelmgren, 2002), como mostra a Figura 2.1. A massa pode ser deslocada através de uma entrada que pode ser impulsiva (uma onda de choque) ou uma oscilação forçada.

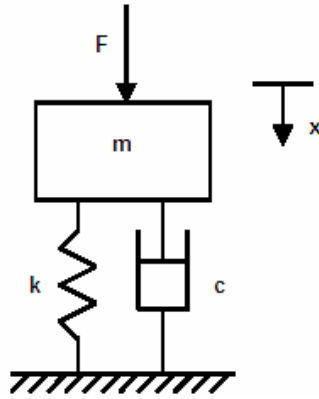


Figura 2.1 Modelo de um transdutor de pressão linear de segunda ordem.

A equação diferencial governante deste modelo de transdutor é:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (2.3)$$

onde $F(t)$ é a força externa causada pela ação da pressão. Uma maneira comum de re-escrever a equação acima, é a seguinte :

$$\ddot{x}(t) + 2\zeta\omega_n\dot{x}(t) + \omega_n^2x(t) = \frac{f(t)}{m} \quad (2.4)$$

onde ω_n é a frequência natural não-amortecida e ζ é o amortecimento relativo definido por:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.5)$$

$$\zeta = \frac{c}{2m\omega_n} \quad (2.6)$$

A solução geral da Equação (2.4) pode ser dada por,

$$x(t) = e^{-\zeta \omega_n t} (A \sin \omega_d t + B \cos \omega_d t) + \frac{1}{m\omega_d} \int_0^t F(t-\tau) e^{-\zeta \omega_n \tau} \sin \omega_d \tau d\tau \quad (2.7)$$

onde a frequência natural amortecida ω_d é definida por,

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (2.8)$$

A primeira parte da solução, dada pela Equação (2.7) é chamada de resposta livre, e depende das condições iniciais, e a parte expressa pela integral é a resposta forçada

A resposta para a vibração livre é dada admitindo-se, por exemplo: $F(t) = 0$ e as condições iniciais sendo: $x(0) = x_0$ e $\dot{x}(0) = \dot{x}_0$ com estes valores têm-se:

$$x(t) = x_0 e^{-\zeta \omega_n t} \left(\frac{\zeta}{\sqrt{1 - \zeta^2}} \sin \omega_d t + \cos \omega_d t \right) \quad (2.9)$$

A resposta do modelo do transdutor devido a uma pressão degrau de entrada é mostrada na Figura 2.2 onde a saída do transdutor é registrada em função do tempo. O decaimento da magnitude da resposta oscilatória com o transcorrer do tempo é descrito pela Equação (2.9) A Figura 2.2 serve para definir o tempo de atraso, o tempo de subida e o *overshoot*. O tempo de atraso e o tempo de subida são definidos como o tempo necessário para a saída do transdutor atingir, respectivamente, 10% e 90 % da resposta do regime estacionário. O *overshoot* (OS), é definido como a relação entre o valor máximo e o valor de regime estacionário, e pode ser expresso da seguinte forma:

$$OS = 1 + e^{-\left(\frac{\pi \zeta}{\sqrt{1 - \zeta^2}}\right)} \quad (2.10)$$

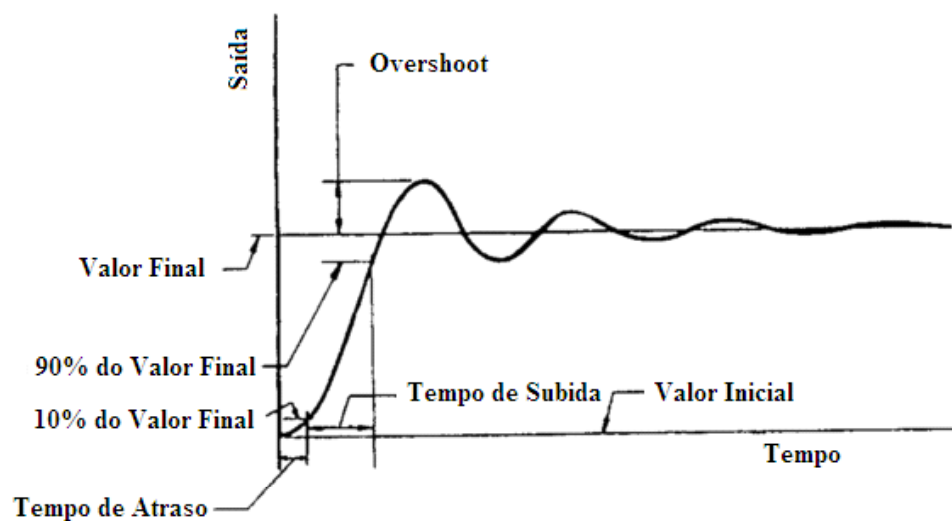


Figura 2.2 Resposta do transdutor de pressão a uma entrada degrau traçada em função do tempo.

A análise em frequência de um transdutor sujeito a uma excitação harmônica é dada, admitindo-se na Equação (2.4) uma excitação senoidal:

$$F(t) = F \sin(\omega t) \quad (2.11)$$

A resposta harmônica do transdutor é dada por:

$$x(t) = |G(\omega)| F \sin(\omega t - \varphi) \quad (2.12)$$

onde a função de transferência $G(\omega)$ é dada por:

$$G(\omega) = \frac{1/k}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 + i2\zeta\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)} \quad (2.13)$$

A magnitude e a fase da função de transferência $G(\omega)$ são apresentadas pelas expressões abaixo,

$$|G(\omega)| = \frac{1/k}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right)^2 + 4\zeta^2 \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad (2.14)$$

$$\varphi = \arctan \left(\frac{2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \right) \quad (2.15)$$

A magnitude e a fase das Equações (2.14) e (2.15) são traçadas para alguns valores do fator de amortecimento nas Figura 2.3 e Figura 2.4, respectivamente.

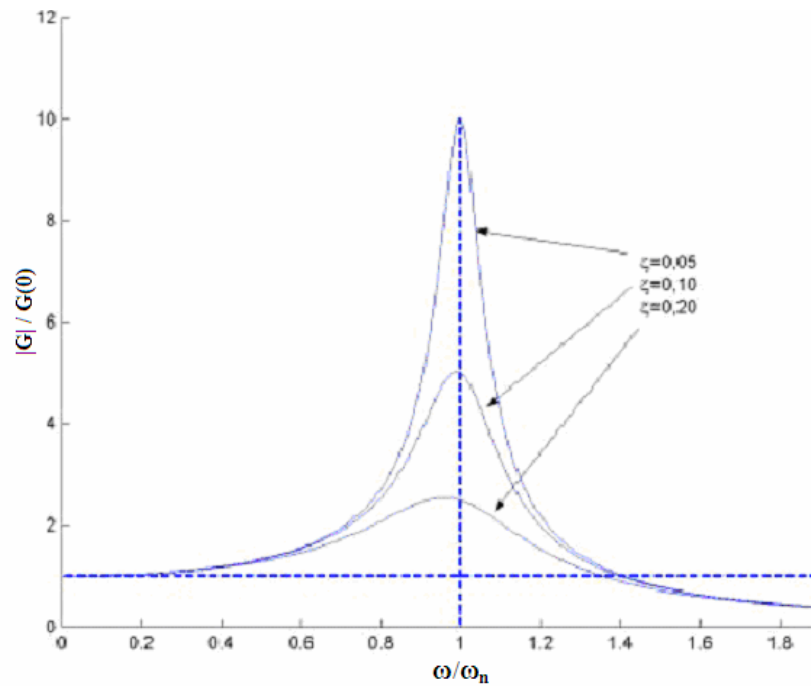


Figura 2.3 Magnitude normalizada da função de transferência para alguns valores de amortecimento relativo.

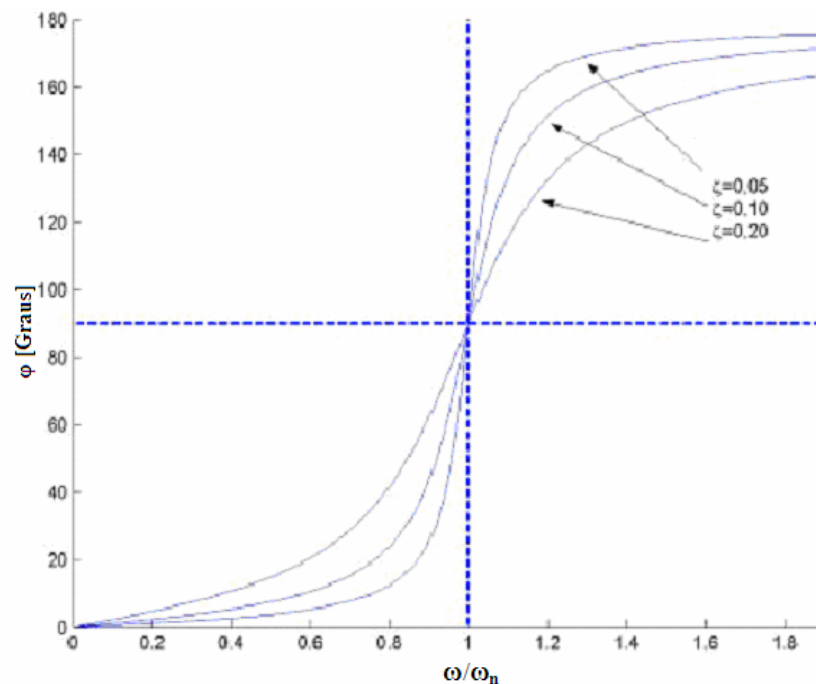


Figura 2.4 Ângulo de fase para diferentes valores de amortecimento relativo.

As propriedades de um transdutor de pressão dinâmica são determinadas na calibração. Como um guia geral, a norma ANSI MC88 1-1972 (Bean, 1993/94) sugere que os seguintes parâmetros sejam identificados na calibração de transdutores de pressão:

- (a) Sensibilidade estática: é a relação da mudança na saída com a mudança na entrada dada uma mudança de pressão;
- (b) Magnitude em função da frequência, como mostrado na Figura 2.3;
- (c) A fase em função da frequência, como mostrado na Figura 2.4;
- (d) A frequência natural;
- (e) O Fator de Amortecimento, obtido através do decaimento logarítmico, mostrado no gráfico na Figura 2.2;
- (f) Tempo de subida, definido na Figura 2.2;
- (g) *Overshoot*, definido na Figura 2.2.

A calibração estática feita em um calibrador de pressão fornece somente a sensibilidade estática, que é um dos sete parâmetros a serem identificados na calibração de transdutores de pressão. Para determinar os outros seis parâmetros é necessário um gerador de pressão dinâmica com medidores associados, ou seja, um calibrador dinâmico de pressão.

Os geradores de pressão dinâmica são divididos em duas classes: periódicos e não periódicos. A seguir serão descritos, brevemente, exemplos dos métodos mais comuns de calibração por pressão estática, geradores de pressão dinâmica periódicos e não periódicos para que se possa compreender cada uma das técnicas usadas para determinar os sete parâmetros dos transdutores de pressão.

2.4.1. Calibração Estática

A calibração estática caracteriza apenas um dos sete parâmetros a serem identificados em uma calibração de um transdutor de pressão, a saber, a sensibilidade. Além disso, a sensibilidade é assumida constante em toda a faixa do transdutor, pois, normalmente os sistemas de medição são projetados para operar numa faixa linear.

O teste de peso morto é fundamentado no princípio de balanço de pressão usado para realizar medidas de pressão em gases ou óleos hidráulicos na faixa de pressão que vai de 1KPa a aproximadamente 1GPa (Jan Hjelmgren, 2002). A pressão é aplicada pelo pistão e equilibrada pela pressão interna do cilindro. A pressão interna a ser medida equivale ao peso do pistão mais o peso das massas padrão, dividido pela área do pistão, de acordo com a seguinte equação:

$$p = \frac{mg}{A} \quad (2.16)$$

onde m é a massa total, g é a aceleração da gravidade local e A é a área efetiva da combinação pistão-cilindro. O esquema do teste de peso morto é mostrado na Figura 2.5.

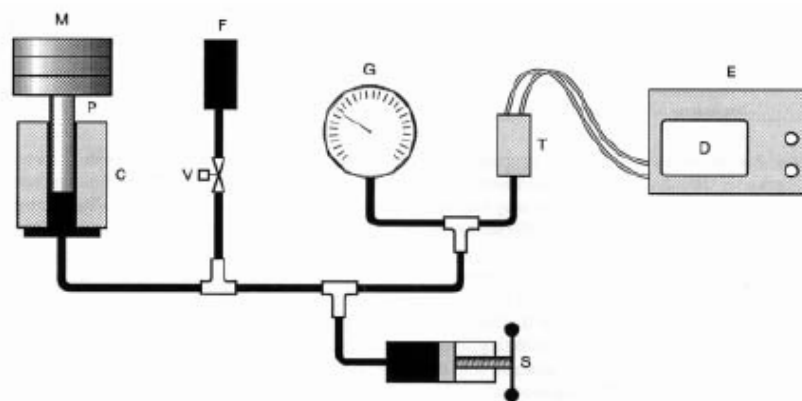


Figura 2.5 Esquema do teste de peso morto (Jan Hjelmgren, 2002) usado na calibração estática de instrumentos de pressão. A representação de cada símbolo do esquema é dada a seguir: M – Massas Padrão; P – Pistão; C – Cilindro; F – Pressão fornecida; V – Válvula reguladora de pressão; S – Parafuso regulador de pressão; G – Manômetro; T – Transdutor de pressão; E – Condicionador de sinal; D – Visor.

Uma fonte de erro deste procedimento é devido ao atrito existente entre o pistão e o cilindro. Vazamentos de fluido podem provocar uma deriva do valor da pressão imposta.

Minhang Bao et al (2003) desenvolveram um método rápido e preciso de calibração estática para transdutores de pressão de alta sensibilidade. Baseados no método tradicional do princípio de compensação de pressão manométrica em coluna de líquido alcançaram uma precisão de 1×10^{-4} e pressões em torno de 1KPa e mesmo menores.

Para identificar os outros seis parâmetros numa calibração de um transdutor de pressão, são necessários dispositivos geradores de pressão dinâmica. A seguir serão descritos, resumidamente, os dispositivos mais usados, construídos com a finalidade de gerar a pressão dinâmica.

2.4.2. Geradores de Pressão Periódicos

O gerador de pressão periódica cria uma pressão que se assemelha a uma função periódica, como uma onda harmônica, uma onda-quadrada, ou uma outra função periódica qualquer. Em muitos casos deseja-se gerar pressões senoidais de frequências discretas.

Deve-se ter em mente que na prática não existem geradores padrão de pressão periódica (Damion, 1993/94), isto quer dizer que sempre é necessário o uso de um transdutor de referência.

Um dos dispositivos utilizados para gerar ondas de pressão do tipo periódica é o gerador sirene (siren-tuned-cavity). Este aparelho é utilizado para a calibração de microfones e transdutores de baixa e média pressão. O aparelho, mostrado na Figura 2.6, consiste de uma câmara cilíndrica pressurizada com um orifício axial de saída em uma das extremidades e um disco giratório com um número de furos igualmente espaçados, que funciona como um obturador. O comprimento do cilindro é ajustado de modo que a velocidade de rotação do disco produza uma oscilação de meio comprimento de onda. A operação é limitada a baixas frequências e a frequência natural da câmara depende das propriedades do fluido usado e das dimensões da câmara. Operação em frequências de 1KHz e pressões de 200KPa têm sido relatadas (Bean, 1994). Um transdutor de referência deve ser usado. Nenhuma referência foi encontrada que discutisse aspectos de precisão e de rastreabilidade em calibração de pressão dinâmica usando o gerador de pressão sirene (siren-tuned-cavity).

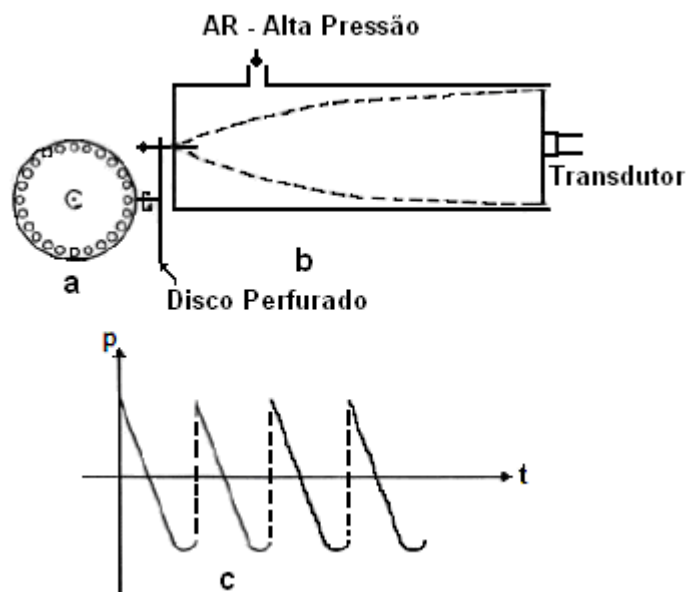


Figura 2.6 Representação (Jan Hielmgren, 2002) de um gerador “siren-tuned-cavity” com (a) o disco rotativo, (b) com a câmara cilíndrica e (c) forma da onda de pressão.

Um outro gerador de pressão periódica é a válvula rotativa (Jan Hielmgren, 2002) que pode variar a pressão a ser fornecida para o transdutor a ser calibrado entre dois níveis ajustáveis. Desta maneira é gerada uma pressão na forma de uma onda aproximadamente retangular.

Kobota and Ooiwa (2000) recentemente apresentaram uma nova válvula rotativa, mostrada na Figura 2.7, para gerar níveis de pressões médios e baixos (acima de 100KPa à 1KHz). Uma das vantagens desta válvula rotativa comparada com as outras existentes é que a cavidade

acústica é relativamente menor. Para alcançar uma boa precisão Kobota and Ooiwa (2000) sugerem o uso de um interferômetro óptico baseado na dependência da pressão com o índice de refração do ar.

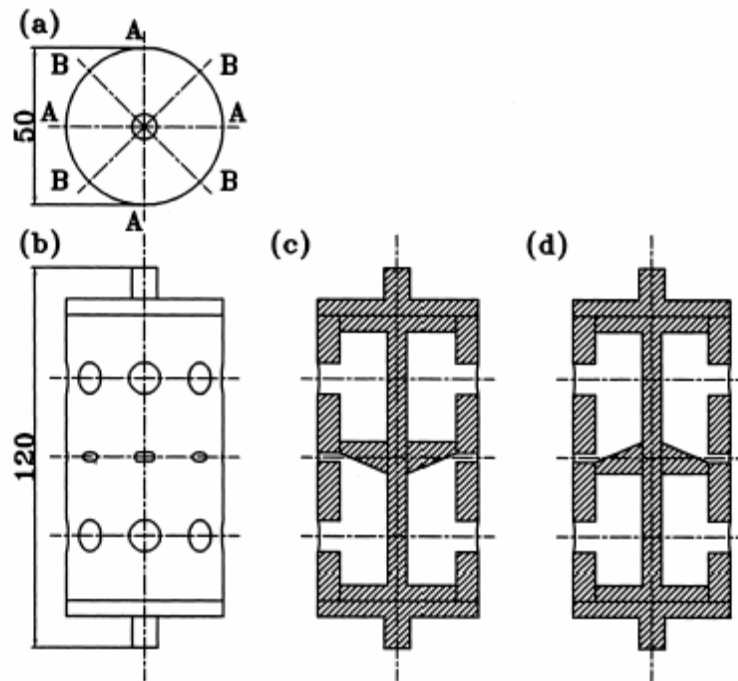


Figura 2.7 Rotor; (a) Vista superior; (b) Vista frontal; (c) Seção AA; (d) Seção BB.

Baseado no sistema de carregamento inercial no qual a base é um excitador eletrodinâmico, Jan Hjelmgren (2002) descreve que pesquisadores usaram um tubo cheio de líquido montado sobre a base vibratória para obter uma pressão dinâmica senoidal. Se a coluna de líquido é assumida comportar-se como um corpo rígido durante o movimento forçado, a pressão para o transdutor de pressão é (sem considerar a dissipação viscosa):

$$p = \rho h(g - \ddot{x}) \quad (2.17)$$

Onde, ρ , h e $\ddot{x}$ são, respectivamente, a densidade, a altura e a aceleração da coluna de líquido. A aceleração da gravidade local é denotada por g . Foram encontradas magnitudes dinâmicas de 70 KPa com uma frequência máxima de 100 Hz. As incertezas estimadas foram de aproximadamente 5%.

Menores incertezas podem ser alcançadas usando um transdutor de pressão de referência no lugar do acelerômetro, como mostrado na Figura 2.8. Bean (1993/94) também discutiu este método e conseguiu frequências em torno de 1KHz e pressão máxima de 7MPa.

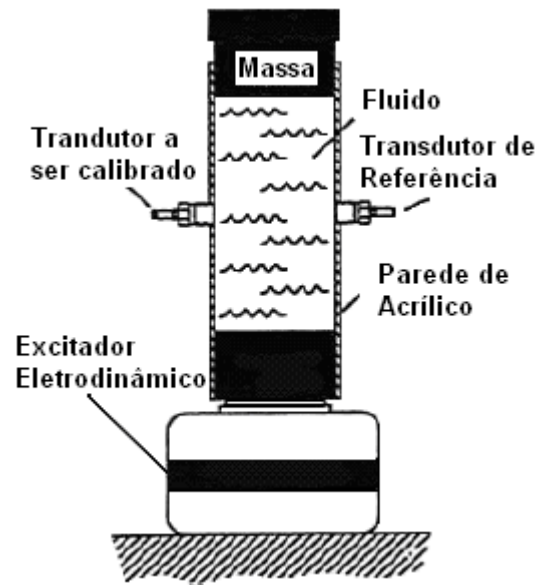


Figura 2.8 Instalação esquemática (Jan Hjelmgren, 2002) usando um excitador eletrodinâmico e uma coluna de líquido para gerar uma pressão senoidal, com uma massa sísmica no topo da coluna de líquido.

O modo mais simples de produzir uma variação de pressão senoidal é por meio de um dispositivo denominado pistão-fone (*pistonphone*), mostrado na Figura 2.9. As equações para determinar as magnitudes e frequências possíveis de serem alcançadas podem ser desenvolvidas (Jan Hjelmgren, 2002). O volume do cilindro deve ser minimizado para maximizar a frequência de ressonância da cavidade. Este dispositivo é usado também para a calibração de sensores de baixas pressões acústicas, sendo largamente empregado para calibração e microfones.

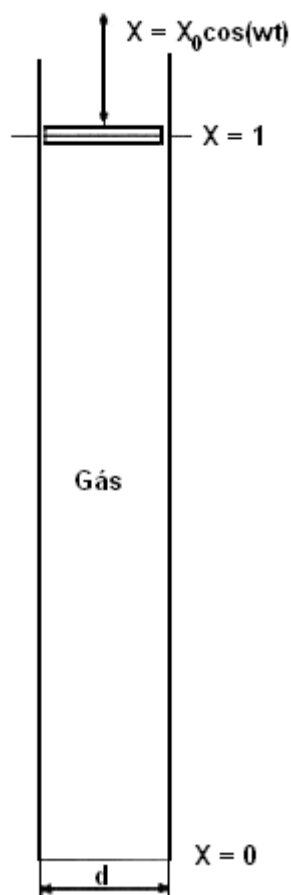


Figura 2.9 Representação (Jan Hjelmgren, 2002) de um pistão móvel no cilindro para gerar a pressão dinâmica. O sensor a ser calibrado e o transdutor de referência não estão mostrados na figura.

2.4.3. Geradores de Pressão Não Periódicos

Os geradores de pressão não periódica, por sua vez, criam uma pressão tipo degrau ou uma pressão impulsiva cuja forma é semelhante a uma função de onda tipo meio seno.

Um dos geradores de pressão não periódica mais frequentemente utilizados é o tubo à choque. Ele consiste de duas câmaras com área de seção transversal constante, separadas por um diafragma, como mostrado na Figura 2.10.

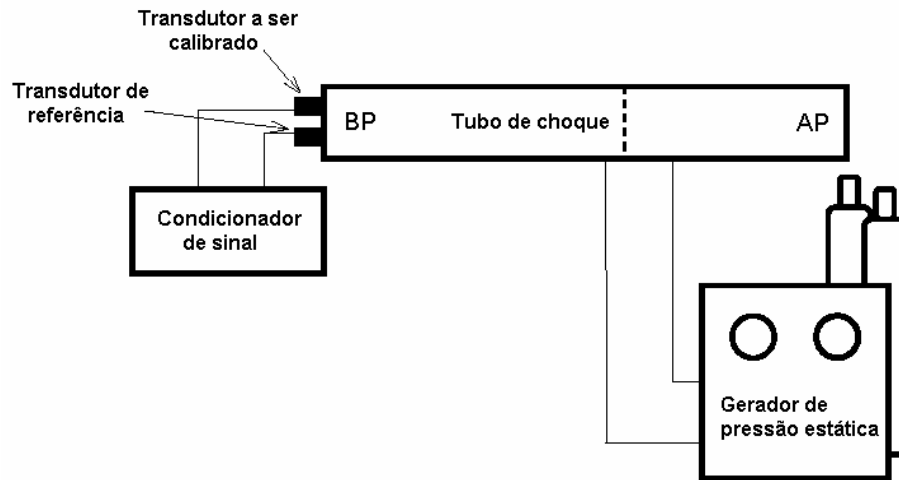


Figura 2.10 Tubo à choque (Damion, 1993) com dois sensores montados em uma das extremidades do tubo.

Justamente antes da ruptura do diafragma, umas das câmaras contém gás a alta pressão e a outra câmara contém gás a baixa pressão. Quando o diafragma se rompe, uma frente de ondas se propaga da câmara de alta pressão para a de baixa pressão. Dentro da câmara de baixa pressão, se propaga uma onda de choque incidente que faz passar a pressão de P_1 à P_2 , veja a Figura 2.11. Este choque se reflete no fundo do tubo e faz passar a pressão de P_2 à P_5 . Na câmara de alta pressão se propaga uma onda de relaxação que faz abaixar a pressão de P_4 à P_2 e que se reflete sobre o fundo em uma onda de relaxação. O tempo de subida da pressão é da ordem de nano segundos (Jan Hielmgren, 2002) e pode ser considerado ser uma pressão degrau ideal com um conteúdo em altas frequências.

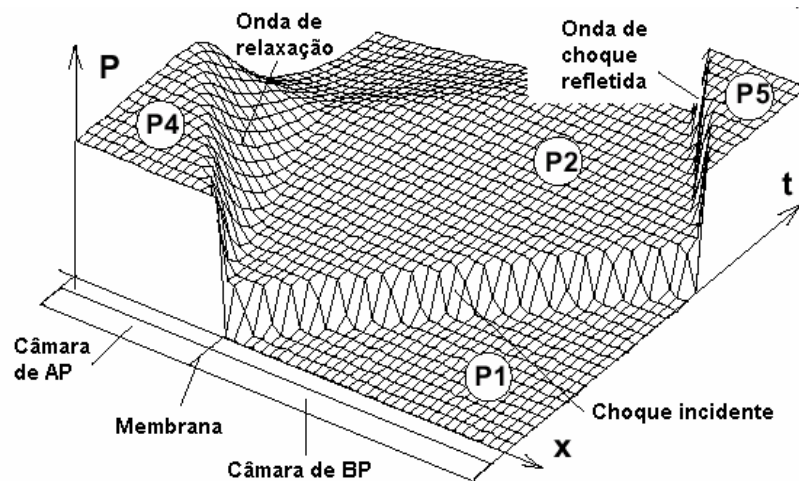


Figura 2.11 Tubo à choque: pressão em função da posição e do tempo. (Damion, 1993).

O tubo à choque pode ser empregado em altas frequências e numa ampla faixa de pressão.

O padrão nacional Francês para pressões dinâmicas, mantido pela ENSAM-Paris, consiste em quatro tubos à choque sobrepostos e alguns dispositivos de abertura rápida (descritos a seguir), cobrindo uma faixa de pressão de 10KPa a 20MPa, como mostra a Figura 2.12.

Algumas suposições são feitas para o cálculo da pressão degrau:

1. Aplicabilidade da lei do gás perfeito;
2. O fluido é adiabático;
3. A relação entre a pressão e a velocidade do som é isoentrópica;
4. Os calores específicos são constantes;
5. A ruptura do diafragma é instantânea;
6. As forças viscosas são desprezíveis.

As primeiras três suposições são um pouco mais realistas (Jan Hielmgren, 2002) que as últimas três. As incertezas das magnitudes de pressões são da ordem de 5%. As razões desse nível de incerteza são devidas às suposições feitas acima e à sensibilidade do transdutor à aceleração e devido à montagem do transdutor.

Damion (1995) utilizou o tubo de choque para calibrar transdutores de referência. Damion (1995) contribuiu com uma aproximação de fácil operação do tubo à choque, incorporando um software para automatizar o cálculo das características da função de transferência.

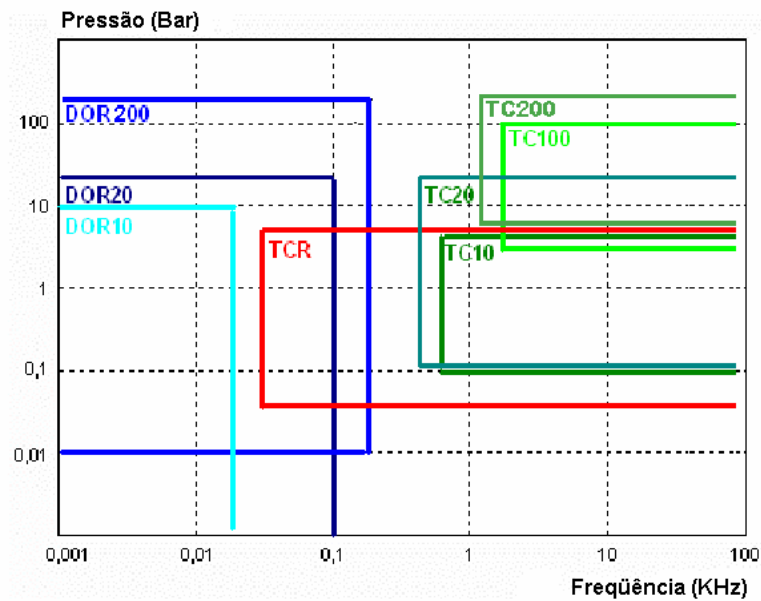


Figura 2.12 Domínio de utilização dos tubos à choque (Damion, 1993/94) (TC) e dos dispositivos de abertura rápida (DOR) do Laboratoire de Métrologie Dynamique (LMD) da ENSAM-Paris.

Um dispositivo de abertura rápida pode ser entendido como uma extensão do tubo à choque para calibrações em baixas frequências. O dispositivo de abertura rápida, mostrado na Figura 2.13, possui três componentes: uma câmara pequena a pressão p_1 onde o transdutor a ser calibrado é colocado; uma câmara grande a pressão p_2 , e uma válvula que separa e ao mesmo tempo faz a conectividade das duas câmaras, criando uma abertura rápida e controlada.

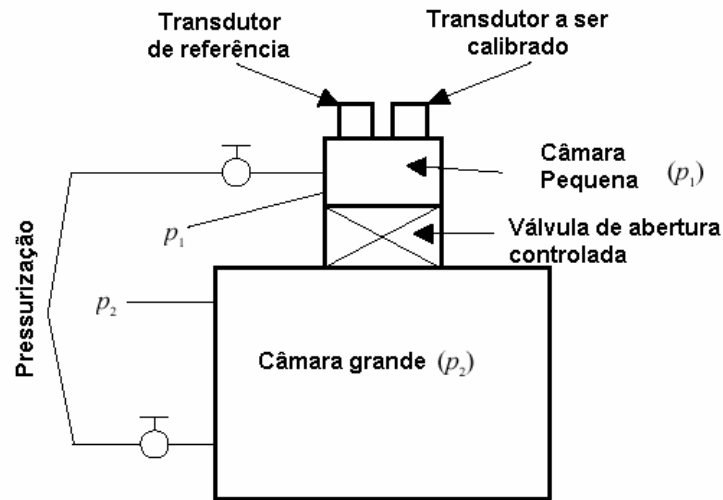


Figura 2.13 Esquema (Jan Hjelmgren, 2002) do dispositivo de abertura rápida da ENSAM.

Quando o dispositivo é aberto, o transdutor na câmara pequena é submetido a uma pressão degrau de magnitude $p_2 - p_1$. Porque p_2 pode ser menor ou maior que p_1 a excitação degrau pode ser positiva ou negativa.

Uma vantagem do dispositivo de abertura rápida, se comparado com o tubo à choque, é que a magnitude da pressão pode ser mantida durante um tempo arbitrário. Isto significa que este dispositivo pode ser usado para a calibração estática, pois em baixas frequências (ainda no domínio estático) podem ser feitas algumas medidas. Os limites em alta frequência dependem (Damion, 1993/94), principalmente, do sistema de abertura e do volume da câmara pequena. Como um exemplo, o dispositivo de abertura rápida da ENSAM tem um alcance de pressão de até 20MPa e tempo de subida ajustável entre 0,1 ms e 4 ms. Jan Hjelmgren, (2002) afirma que o dispositivo de abertura rápida pode ser usado em calibrações dinâmicas em frequências de até 10KHZ.

Jan Hjelmgren (2002) usou o dispositivo de abertura rápida em meio líquido obtendo um tempo de subida da pressão de 10 ms. A incerteza na calibração foi estimada entre 5 a 7%.

Uma das técnicas mais simples de se conseguir uma força não periódica para um transdutor de pressão é deixar cair um peso atingindo o transdutor de pressão diretamente ou, através de um pistão e um meio líquido.

Muitos pesquisadores têm reconhecido que a pressão alcançada não pode ser determinada precisamente e que é necessário um transdutor de referência. Se o peso for deixado cair diretamente sobre o transdutor de pressão a resposta pode não ter a mesma

distribuição de pressão sobre todo o diafragma do transdutor de pressão (Jan Hiemgren, 2002). Desse modo, é aconselhável que a força seja transmitida através de um meio líquido. Na Figura 2.14 o transdutor a ser calibrado nesse aparelho é montado em um dos lados da parede do cilindro e o transdutor de referência montado simetricamente em relação ao eixo vertical que passa pelo centro do aparelho. O cilindro é preenchido com um fluido incompressível (glicerina). O peso é então deixado cair sobre o pistão e o resultado do pulso de pressão se assemelha a uma onda de meio seno com um tempo de subida na ordem de milisegundos (Bean, 1993/94).

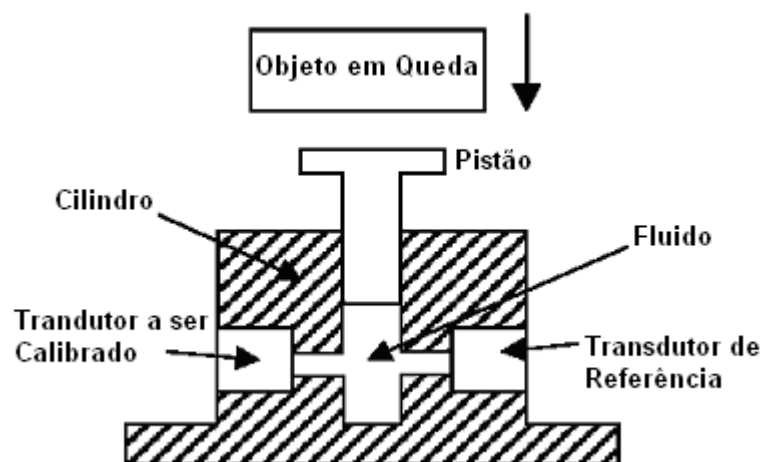


Figura 2.14 Desenho esquemático do método de deixar cair um peso para calibrar dinamicamente transdutores de pressão (Bean, 1993/94).

Um gerador de pressão tipicamente transitório é o gerador por explosão controlada, mostrado na Figura 2.15. Alguns pesquisadores têm sugerido o gerador de explosão controlada como um gerador de pressão para a calibração de sensores de pressão usados para medir cargas impulsivas que podem, ou não se originarem de explosões.

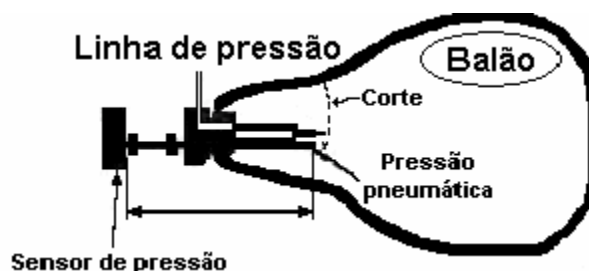


Figura 2.15 Calibração dinâmica (Jan Hjelmgren, 2002) de um transdutor de pressão usando um aparelho de balão de explosão controlada e um transdutor de referência de resposta rápida.

Jan Hjelmgren (2002) descreveu, brevemente, alguns experimentos com explosões em compartimentos fechados destinados à calibração de sensores de pressão. A magnitude da pressão foi controlada pela variação do volume da câmara. Foi relatado um tempo de subida de 300 μ s. Bean (1993/94) reconhece que para as variações nas pressões geradas por explosivos é necessário o uso de transdutores de referência. Ele conclui que é mais provável que estes aparelhos sejam usados em laboratórios militares do que em laboratórios de metrologia nacional.

2.5. Dispositivo proposto

Neste trabalho desenvolveu-se um sistema de calibração estática e dinâmica que apresenta características que o tornam compacto, simples de operar e permite a realização de ensaios estáticos e dinâmicos, sem qualquer modificação estrutural. Podendo identificar dessa forma os parâmetros do transdutor de pressão.

Buscou-se atender simultaneamente as exigências dos procedimentos de calibração estática e dinâmica. Como visto nos itens anteriores, os dispositivos de calibração dinâmica exigem um transdutor padrão para servir como referência.

O sistema de calibração proposto é constituído, estruturalmente, de um vaso de pressão vertical, composto de um tubo rígido completamente cheio de líquido, fechado em ambas as extremidades por membranas circulares flexíveis. Uma das membranas é usada para medir a pressão (membrana de referência ou sensora) enquanto a outra gera a pressão estática ou dinâmica no fluido interno, através da aplicação de excitações estáticas ou dinâmicas no seu centro.

Ao lado da membrana de referência é fixado o transdutor de pressão a ser calibrado. Cada uma das peças descritas acima pode ser vista, separadamente, na Figura 2.16.

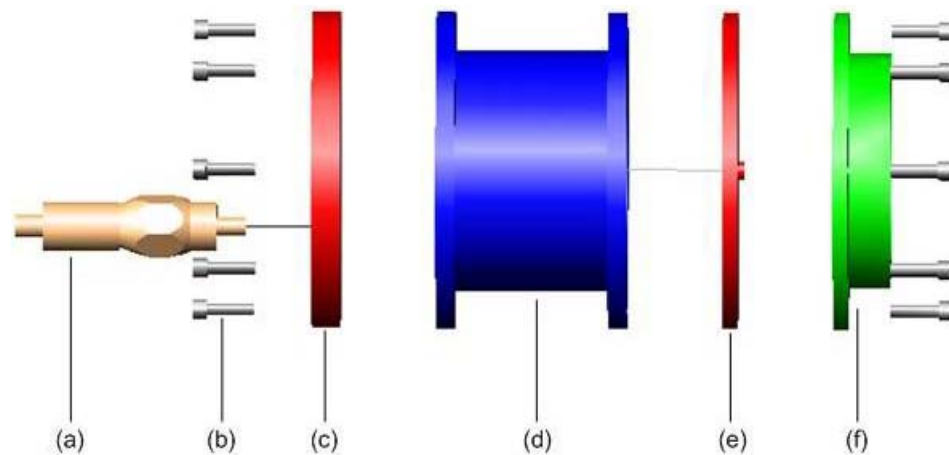


Figura 2.16 Esboço do sistema de calibração proposto. Sendo: (a) Transdutor de pressão a ser calibrado; (b) Parafusos de fixação; (c) Membrana superior; (d) Tubo rígido; (e) Membrana inferior; (f) Dispositivo de fixação do calibrador.

O dispositivo montado pode ser visto no desenho em corte da Figura 2.17, e as dimensões geométricas deste protótipo serão apresentadas na Tabela 5.1, do Capítulo 5.

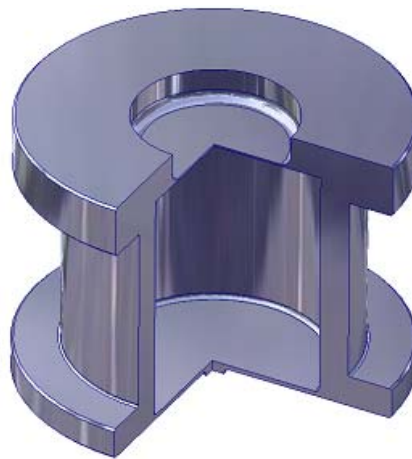


Figura 2.17 Desenho em corte do protótipo do calibrador.

Um modelo computacional foi desenvolvido para identificar as características estáticas e dinâmicas do dispositivo por meio de simulações numéricas. Foram realizados ensaios experimentais com o protótipo para validar os resultados obtidos nas simulações do modelo computacional.

Capítulo 3

Fundamentos de interação Fluido - Estrutura

O calibrador dinâmico de sensores de pressão, objeto deste trabalho, constitui um sistema no qual um fluido é confinado no interior de uma estrutura elástica. Um resumo dos fundamentos teóricos utilizados para a formulação do problema da interação entre o fluido e a estrutura são apresentados a seguir.

O sistema genérico, representado na Figura 3.1, é constituído por uma estrutura elástica Ω_S em contato com um fluido externo Ω_F^e e contém um fluido interno Ω_F^i . Quando a estrutura vibra na presença do fluido, existe uma interação entre as ondas elásticas na estrutura Ω_S e as ondas acústicas do fluido Ω_F . Nestas condições, a interação elásto-acústica é determinada pela solução simultânea das equações dinâmicas, válidas em cada domínio, e pela transferência das grandezas físicas: deslocamentos, velocidades e pressões existentes na interface entre os domínios.

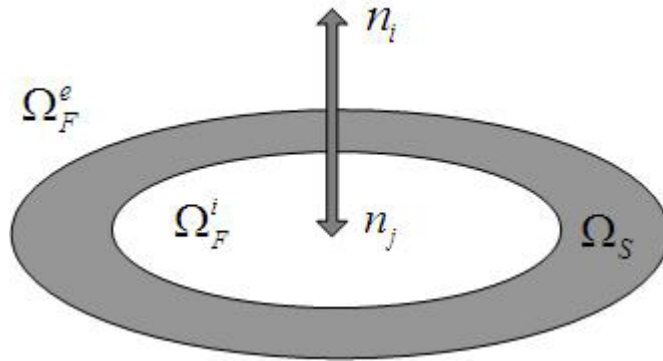


Figura 3.1 Estrutura Ω_S com um fluido externo Ω_F^e e contendo um fluido interno

$$\Omega_F^i.$$

O problema é formulado escrevendo as equações da elasticidade no domínio da estrutura, Ω_S , e as equações da mecânica dos fluidos nos domínios Ω_F^e e Ω_F^i . As equações do movimento dos dois meios serão postas e as condições limites da mecânica e da acústica serão mostradas. O problema da interação é então apresentado definindo as condições de interação sobre a interface fluido-estrutura. Na maioria dos problemas estudados as equações

do sistema não têm solução analítica, fato que exige sua discretização. Entre os procedimentos viáveis para a solução destacam-se o método das diferenças finitas e o método dos elementos finitos.

Com a discretização das equações ou dos domínios, o modelo matemático do sistema passa a ser representado por um conjunto de equações diferenciais, expressas na forma matricial.

Considerando que o fluido interno é um líquido que tem densidade e viscosidade muito maiores que as do fluido externo, considerado como um gás, o problema pode ser simplificado, considerando apenas a interação entre a estrutura e o fluido interno.

Neste capítulo são apresentados, em resumo, os princípios básicos que orientam a formulação dos modelos matemáticos e os correspondentes modelos de elementos finitos associados aos problemas de dinâmica estrutural, da mecânica dos fluidos e da interação fluido estrutura.

3.1. Equações para o Sistema Estrutural

O comportamento dinâmico de uma estrutura é governado pelas equações da teoria da elasticidade. Os modelos matemáticos constituem equações diferenciais parciais, submetidas a condições de contorno e a esforços externos. Apenas nos casos em que a geometria do sistema é simples, e ainda quando os materiais constituintes têm propriedades físicas lineares, estas equações admitem soluções analíticas exatas ou aproximadas. Na maioria dos problemas de engenharia é necessário discretizar o modelo matemático do sistema, para que seja viável a obtenção de uma solução.

Uma das técnicas mais difundidas atualmente é o método dos elementos finitos (Huebner, K. H e Thornton E. A, 1982). Neste caso a estrutura é subdividida em um conjunto de elementos interconectados, delimitados por arestas que se interceptam em nós. De modo geral, nestes nós são definidas as incógnitas que representam a solução do problema, em termos de um campo de deslocamentos e de esforços de ligação. A quantidade de incógnitas atribuída aos nós do elemento define o número de graus de liberdade do sistema.

Em um problema de natureza estática busca-se o cálculo dos deslocamentos, deformações e tensões mecânicas distribuídas na estrutura, em função dos esforços externos e das condições de contorno impostas. Em uma análise dinâmica, além das grandezas do caso estático, pode-se determinar as frequências naturais e as respostas a diferentes tipos de excitação (harmônica, impulsiva ou aleatória).

Os princípios variacionais: da mínima energia de potencial, da energia complementar, o de Reissner, ou Hamilton, são utilizados para formular as equações válidas em cada um dos

elementos que constituem o modelo. No primeiro método deve-se assumir uma forma para o campo de deslocamentos no interior do elemento, o que é feito pela escolha de funções de interpolação com requisitos especiais. Conseqüentemente, as equações de cada elemento podem ser expressas matricialmente. A montagem ou associação de todos os elementos fornece o sistema de equações para o domínio discretizado.

Para um sistema estrutural, discretizado com vários graus de liberdade, o modelo matemático associado ao sistema físico é representado pela equação matricial seguinte:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\} \quad (3.1)$$

Onde:

$[M]$ = Matriz de massa estrutural;

$[C]$ = Matriz de amortecimento viscoso;

$[K]$ = Matriz de rigidez estrutural;

$\{F\}$ = Vetor de esforços aplicados à estrutura.

$\{\ddot{u}\}$, $\{\dot{u}\}$, $\{u\}$ = Vetores de aceleração, velocidade e deslocamentos associados aos graus de liberdade do modelo físico.

Quando a Equação (3.1) fornece a solução do problema para o caso estático, $\{\ddot{u}\}$ e $\{\dot{u}\}$ são considerados nulos.

Para o caso dinâmico, as frequências naturais do sistema linear são calculadas por um método numérico de extração dos auto-valores e dos auto-vetores, fazendo o vetor $\{F\}$ identicamente nulo. Um método viável para sistemas com amortecimento geral é o QR, (Press W. H et al, 1997), que se aplica à equação (3.1), reescrita na forma de estado:

Utilizando a base modal do sistema na forma de estado, as respostas aos diferentes tipos de excitação podem ser calculadas. Caso a excitação seja uma entrada impulsiva, requer-se um método de integração numérica no domínio do tempo, para determinar a resposta transiente do sistema. Os algoritmos de integração mais utilizados são o de Newmark e o de Runge-Kutta (Press W. H et al, 1997).

A interação entre o fluido e a estrutura pode ser incluída no vetor $\{F\}$ pela transferência das pressões que o fluido produz na interface com a estrutura.

3.2. Equações da Propagação de Ondas Acústicas no Fluido

O comportamento geral de um domínio contínuo com fluido é governado pelas leis da conservação de massa, de quantidade de movimento e da energia. A consideração de uma equação de estado e uma outra para a viscosidade do fluido são necessárias para representar as relações entre a pressão, a temperatura, a densidade e a viscosidade, independente do fato do fluido estar estático ou se movendo.

Enquanto a formulação integral das leis de conservação fornece uma representação global do comportamento do fluido interagindo com as fronteiras do domínio, a representação diferencial fornece relações válidas em todos os pontos do fluxo de fluido e permite analisar detalhes refinados do comportamento fluxo.

A equação diferencial da continuidade é obtida pelo balanço de massa realizado em um volume diferencial de controle, sendo expresso por:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho V_z)}{\partial z} = 0 \quad (3.2)$$

onde:

V_x , V_y e V_z = componentes do vetor velocidade nas direções x, y e z.

ρ = densidade;

x , y e z = coordenadas cartesianas globais;

t = tempo.

Considerando o volume diferencial como uma partícula de fluido, e somando as forças atuantes sobre ela, resulta a equação diferencial que representa a quantidade de movimento na forma conservativa.

A forma expressa pela Equação (3.3) inclui a relação entre a pressão no fluido e as tensões normais que agem sobre as faces do volume de fluido.

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \rho V_x}{\partial t} + \frac{\partial (\rho V_x V_x)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho V_y V_x)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho V_z V_x)}{\partial z} &= \rho g_x - \frac{\partial P}{\partial x} + R_x + \\
&+ \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_e \frac{\partial V_x}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_e \frac{\partial V_x}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_e \frac{\partial V_x}{\partial z} \right) + T_x \\
\frac{\partial \rho V_y}{\partial t} + \frac{\partial (\rho V_x V_y)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho V_y V_y)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho V_z V_y)}{\partial z} &= \rho g_y - \frac{\partial P}{\partial y} + R_y + \\
&+ \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_e \frac{\partial V_y}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_e \frac{\partial V_y}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_e \frac{\partial V_y}{\partial z} \right) + T_y \\
\frac{\partial \rho V_z}{\partial t} + \frac{\partial (\rho V_x V_z)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho V_y V_z)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho V_z V_z)}{\partial z} &= \rho g_z - \frac{\partial P}{\partial z} + R_z + \\
&+ \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_e \frac{\partial V_z}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_e \frac{\partial V_z}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_e \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) + T_z
\end{aligned} \tag{3.3}$$

onde:

g_x , g_y e g_z = componentes da aceleração devido a gravidade [m/s²];

ρ = densidade [Kg/m³];

μ_e = viscosidade efetiva;

R_x , R_y e R_z = resistência distribuída [N/m³];

T_x , T_y e T_z = termos por perda viscosa (tensões cisalhantes) [N/m³].

A determinação das distribuições de velocidade e de pressão para um tipo particular de fluxo de fluido, a partir das equações acima, requer que as componentes do tensor tensão em termos das derivadas da velocidade e das propriedades do fluido sejam predefinidas. A título de exemplo, para um fluido newtoniano, pode-se utilizar as leis de Stokes para a deformação.

Para um caso laminar a viscosidade efetiva é meramente a viscosidade dinâmica. Os termos R_x , R_y e R_z representam qualquer termo fonte que se deseje adicionar. Os termos T_x , T_y e T_z representam a perda viscosa que, em fluidos incompressíveis podem ser desprezados.

Quando se deseja analisar um fluxo não isotérmico, onde existe dependência da viscosidade com a temperatura, as Equações (3.2) e (3.3) são acopladas com a equação da energia térmica. Esta equação não é apresentada aqui, porém pode ser encontrada em Huebner K. H, (1982).

Para completar a formulação do problema, deve-se utilizar as três expressões da Equação (3.4), que representam a dependência da densidade, da energia interna e da viscosidade em função da pressão e da temperatura.

$$\begin{aligned}\rho &= \rho(P, T) \\ e &= e(P, T) \\ \mu &= \mu(P, T)\end{aligned}\tag{3.4}$$

A solução do problema geral envolve a determinação de oito variáveis e pode ser resumida nas seguintes etapas: (a) - dadas as condições geométricas nas fronteiras do domínio fluido; (b) - definidas as propriedades físicas do fluido; (c) - aplica-se as Equações (3.2) e (3.4), submetidas a um conjunto completo de condições de contorno e de condições iniciais; (d) resultam os campos de velocidade, pressão, temperatura, densidade, energia interna e viscosidade.

Caso a viscosidade, a densidade e a energia interna sejam consideradas invariantes no domínio fluido e também no tempo, o problema tem o número de equações e de incógnitas reduzido para cinco. Neste caso as equações básicas a serem resolvidas são a da conservação da massa e as três equações da quantidade de movimento.

Para situações em que o fluxo é turbulento, ou situações em que as fronteiras são móveis, aumentam a complexidade do problema dificultando a solução. Mesmo nos casos em que o fluxo é laminar, a solução do conjunto completo de equações é difícil de ser obtida.

Para o problema do calibrador dinâmico, o fluido interno é confinado no interior da estrutura. A parte tubular é praticamente rígida e as membranas superior e inferior são comparativamente flexíveis, porém seus deslocamentos são pequenos.

Neste caso, a Equação (3.3) e a Equação (3.2) podem ser simplificadas para representar as equações de propagação de ondas acústicas no fluido, usando as seguintes hipóteses adicionais:

- O fluido interno é compressível;
- O fluido interno não tem dissipação viscosa;
- O fluxo médio do fluido é nulo.
- A pressão e a densidade média são uniformes no domínio fluido.

Logo, a equação que representa a propagação de ondas acústicas resulta:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} - \nabla^2 P = 0\tag{3.5}$$

onde:

c = Velocidade do som $\sqrt{K/\rho_0}$ no meio fluídico;

ρ_0 = densidade do fluído;

K = módulo de Bulk do fluido;

P = pressão acústica ($P(x, y, z, t)$);

t = tempo.

Como a dissipação viscosa foi desprezada, a Equação (3.5) representa a equação da onda sem perdas no meio fluido. Esta simplificação reduz drasticamente o número de incógnitas do problema, sendo adequada para estudar o comportamento do sistema sob excitações aplicadas na membrana inferior.

Para a pressão variando harmonicamente, segundo a Equação (3.5), a equação da onda torna-se independente do tempo, assumindo a forma dada na Equação (3.6), conhecida como a equação de Helmholtz.

$$P = \bar{P}e^{j\omega t} \quad (3.6)$$

onde:

$\bar{P}$ = amplitude da pressão;

$j = \sqrt{-1}$;

$\omega = 2\pi f$, sendo f = frequência da oscilação da pressão (Hz).

$$\frac{\omega^2}{c^2} \bar{P} + \nabla^2 \bar{P} = 0 \quad (3.7)$$

Embora a Equação (3.6) seja simples, sua solução depende da geometria do meio e, no presente caso, da interação entre a estrutura e o fluido.

Para a discretização da equação da onda sem perda, as seguintes operações matriciais são introduzidas:

$$\nabla \cdot () = \{L\}^T = \left[\frac{\partial}{\partial x} \frac{\partial}{\partial y} \frac{\partial}{\partial z} \right] \quad e \quad \nabla () = \{L\} \quad (3.8)$$

Logo a Equação (3.5) pode ser reescrita:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} - \nabla \cdot \nabla P = 0 \quad (3.9)$$

Usando as notações dadas nas Equações (3.8), e (3.9), e escrevendo em formato matricial, resulta:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} - \{L\}^T (\{L\} P) = 0 \quad (3.10)$$

As matrizes de um elemento do fluido são obtidas da equação de discretização da onda dada pela Equação (3.10) usando o procedimento de Galerkin. Multiplicando a Equação (3.10) por uma variação virtual da pressão δP e integrando sobre o domínio vol e considerando S a superfície da fronteira, onde é aplicada a derivada da pressão normal à superfície, como uma condição de contorno natural, resulta:

$$\int_{vol} \frac{1}{c^2} \delta P \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} d(vol) + \int_{vol} (\{L\}^T \delta P) (\{L\} P) d(vol) = \int_S \{n\}^T \delta P (\{L\} P) dS \quad (3.11)$$

Onde:

vol = Volume do domínio;

δP = mudança virtual na pressão ($\delta P(x, y, z, t)$);

S = superfície do contorno

$\{n\}$ = unidade da normal na superfície S .

Nos problemas de interação fluido-estrutura, a superfície S é tratada como sendo a interface. Para as hipóteses adotadas, as equações de quantidade de movimento do fluido produzem a seguinte relação entre o gradiente da pressão fluido e a aceleração na direção da normal à interface (S):

$$\{n\} \cdot \{\nabla P\} = -\rho_0 \{n\} \cdot \frac{\partial^2 \{u\}}{\partial t^2} \quad (3.12)$$

onde:

$\{u\}$ = vetor deslocamento da estrutura na interface;

Em notação matricial, a Equação (3.12) é dada por:

$$\{n\}^T (\{L\} P) = -\rho_0 \{n\}^T \left(\frac{\partial^2}{\partial t^2} \{u\} \right) \quad (3.13)$$

Após substituir a Equação (3.13) na Equação (3.11), resulta:

$$\int_{vol} \frac{1}{c^2} \delta P \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} d(vol) + \int_{vol} (\{L\}^T \delta P) (\{L\} P) d(vol) = - \int_S \rho_0 \delta P \{n\}^T \left(\frac{\partial^2}{\partial t^2} \{u\} \right) dS \quad (3.14)$$

A Equação (3.14) contém a pressão do fluido P e as componentes do deslocamento estrutural u_x , u_y e u_z na interface, que devem ser determinados no processo de solução.

O método dos elementos finitos pode ser utilizado para discretizar o domínio fluido, subdividindo-o em elementos. Funções de forma adequadas podem ser adotadas para representar estas variáveis no interior dos elementos a partir dos valores nos nós, como mostrado nas Equações (3.15) e (3.16). Neste aspecto, o problema de geração das matrizes dos elementos e sua associação para a construção do modelo, é idêntico ao discutido para o caso estrutural, sendo, para os componentes de pressão e deslocamento, dadas por:

$$P = \{N\}^T \{P_e\} \quad (3.15)$$

$$u = \{N'\}^T \{u_e\} \quad (3.16)$$

Onde:

$\{N\}$ = função de forma do elemento para a pressão;

$\{N'\}$ = função de forma do elemento para os deslocamentos;

$\{P_e\}$ = vetor de pressão nodal;

$\{u_e\} = \{u_{xe}\}, \{u_{ye}\}, \{u_{ze}\}$ = vetores das componentes dos deslocamentos nodais.

Nas equações (3.15) e (3.16) as derivadas de segunda ordem das variáveis e a variação virtual na pressão resultam:

$$\frac{\partial^2 P}{\partial t^2} = \{N\}^T \{\ddot{P}_e\} \quad (3.17)$$

$$\frac{\partial^2}{\partial t^2} \{u\} = \{N'\}^T \{\ddot{u}_e\} \quad (3.18)$$

$$\delta P = \{N\}^T \{\delta P_e\} \quad (3.19)$$

Aplicando o operador matricial $\{L\}$ na função de forma do elemento $\{N\}$ tem-se:

$$[B] = \{L\} \{N\}^T \quad (3.20)$$

Substituindo as Equações (3.15) e (3.20) na Equação (3.14) resulta:

$$\begin{aligned} & \int_{vol} \frac{1}{c^2} \{\delta P_e\}^T \{N\} \{N\}^T d(vol) \{\ddot{P}_e\} + \int_{vol} \{\delta P_e\}^T [B]^T d(vol) \{P_e\} + \\ & + \int_S \rho_0 \{\delta P_e\}^T \{N\} \{n\}^T \{N'\}^T d(S) \{\ddot{u}_e\} = \{0\} \end{aligned} \quad (3.21)$$

Considerando que $\{\delta P_e\}$ é uma variação virtual arbitrária da pressão nodal, e que c e ρ_0 são invariantes no volume e na interface, e como $\{\delta P_e\}$ não é igual a zero, a Equação (3.21) se torna:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{c^2} \int_{vol} \{N\} \{N\}^T d(vol) \{\ddot{P}_e\} + \int_{vol} [B]^T [B] d(vol) \{P_e\} + \\ & + \rho_0 \int_S \{N\} \{n\}^T \{N'\}^T d(S) \{\ddot{u}_e\} = \{0\} \end{aligned} \quad (3.22)$$

A Equação (3.22) pode ser escrita em notação matricial para obter a equação da onda no domínio fluido:

$$[M_e^P] \{\ddot{P}_e\} + [K_e^P] \{P_e\} + \rho_0 [R_e]^T \{\ddot{u}_e\} = \{0\} \quad (3.23)$$

onde:

$$[M_e^P] = \frac{1}{c^2} \int_{vol} \{N\} \{N\}^T d(vol) = \text{matriz de massa do elemento de fluido};$$

$$[K_e^P] = \int_{vol} [B]^T [B] d(vol) = \text{matriz de rigidez do elemento de fluido};$$

$$\rho_0 [R_e] = \rho_0 \int_S \{N\} \{n\}^T \{N'\}^T d(S) = \text{matriz de massa do acoplamento na interface}.$$

3.3. Absorção da Onda de Pressão Acústica

Para considerar a dissipação de energia devido o amortecimento, apenas no contorno do domínio do fluido, um termo, caracterizado pela impedância característica da interface (r), pode ser adicionado na Equação (3.5), resultando:

$$\begin{aligned} \int_{vol} \delta P \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} d(vol) - \int_{vol} (\delta P \{L\}^T) (\{L\} P) d(vol) + \\ + \int_S \delta P \left(\frac{r}{\rho_0 c} \right) \frac{1}{c} \frac{\partial P}{\partial t} d(S) = 0 \end{aligned} \quad (3.24)$$

Esta formulação permite desconsiderar a dissipação no contorno fazendo o valor de r igual a zero.

Como a dissipação ocorre somente na superfície de contorno S , o termo dissipativo da Equação (3.24) é integrado sobre S , resultando:

$$D = \int_S \delta P \left(\frac{r}{\rho_0 c} \right) \frac{1}{c} \frac{\partial P}{\partial t} d(S) \quad (3.25)$$

Utilizando as funções de forma definidas para o elemento finito, têm-se:

$$D = \int_S \{\delta P_e\}^T \{N\} \left(\frac{r}{\rho_0 c} \right) \frac{1}{c} \{N\}^T d(S) \left\{ \frac{\partial P_e}{\partial t} \right\} \quad (3.26)$$

Definindo um coeficiente de absorção no contorno $\beta = \frac{r}{\rho_0 c}$; representando a derivada da pressão no elemento por $\{\dot{P}_e\} = \left\{ \frac{\partial P_e}{\partial t} \right\}$; considerando que $\frac{\beta}{c}$ é constante, e que $\{\delta P_e\}$ é

arbitrário, pode-se removê-los da intergral, e a Equação (3.26) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$D = \{\delta P_e\}^T \frac{\beta}{c} \int_S \{N\} \{N\}^T d(S) \{\dot{P}_e\} \quad (3.27)$$

O termo dissipativo, dado pela Equação (3.27), é adicionado a Equação (3.21) para se levar em consideração a energia dissipada por absorção na superfície do contorno.

$$[C_e^P] \{\dot{P}_e\} = \frac{\beta}{c} \int_S \{N\} \{N\}^T d(S) \{\dot{P}_e\} \quad (3.28)$$

Onde:

$$[C_e^P] = \frac{\beta}{c} \int_S \{N\} \{N\}^T d(S) = \text{matriz de amortecimento na interface do fluido};$$

Finalmente, combinando a Equação (3.23) com a Equação (3.28) a equação da propagação da onda para o elemento de fluido incluindo a perda na interface é dada por:

$$[M_e^P] \{\ddot{P}_e\} + [C_e^P] \{\dot{P}_e\} + [K_e^P] \{P_e\} + \rho_0 [R_e]^T \{\ddot{u}_e\} = \{0\} \quad (3.29)$$

3.4. Acoplamento Fluido - Estrutura

Para descrever a interação entre o fluido e a estrutura, a força $\{F_e^{\text{Pr}}\}$, produzida pela pressão do fluido agindo na interface, é adicionada no lado direito da Equação (3.1). Assim, a equação do domínio estrutural é reescrita como:

$$[M_e] \{\ddot{u}_e\} + [C_e] \{\dot{u}_e\} + [K_e] \{u_e\} = \{F_e\} + \{F_e^{\text{Pr}}\} \quad (3.30)$$

O vetor força devido a pressão do fluido $\{F_e^{\text{Pr}}\}$ na interface S é obtido pela integração da pressão sobre a área da superfície:

$$\{F_e^{\text{Pr}}\} = \int_S \{N\}^T P \{n\} d(S) \quad (3.31)$$

Substituindo a função de aproximação de elementos finitos para a pressão dada pela Equação (3.15) na Equação (3.22), têm-se:

$$\{F_e^{\text{Pr}}\} = \int_S \{N'\} \{N\}^T \{n\} d(S) \{P_e\} \quad (3.32)$$

Comparando a integral na Equação (3.32) com a definição da matriz $\rho_0 [R_e]^T$ na Equação (3.23) fica claro que:

$$\{F_e^{\text{Pr}}\} = [R_e] \{P_e\} \quad (3.33)$$

onde:

$$[R_e]^T = \int_S \{N'\} \{N\}^T \{n\} d(S)$$

A substituição da Equação (3.33) na Equação (3.30) resulta na equação dinâmica dos elementos finitos da estrutura:

$$[M_e] \{\ddot{u}_e\} + [C_e] \{\dot{u}_e\} + [K_e] \{u_e\} - [R_e] \{P_e\} = \{F_e\} \quad (3.34)$$

Combinando as Equações (3.29) e (3.34) resulta o sistema de equações que descrevem simultaneamente os fenômenos físicos nos dois domínios.

$$\begin{bmatrix} [M_e] & [0] \\ [M^{fs}] & [M_e^P] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\ddot{u}_e\} \\ \{\ddot{P}_e\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [C_e] & [0] \\ [0] & [C_e^P] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\dot{u}_e\} \\ \{\dot{P}_e\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K_e] & [K^{fs}] \\ [0] & [K_e^P] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{u_e\} \\ \{P_e\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{F_e\} \\ \{0\} \end{Bmatrix} \quad (3.35)$$

onde: $[M^{fs}] = \rho_0 [R_e]^T$ e $[K^{fs}] = -[R_e]$, representam o acoplamento entre as variáveis pressão no fluido e deslocamentos na interface.

Após a associação dos elementos resulta a equação do sistema completo, que tem forma idêntica a Equação (3.35). Neste caso, a notação com o índice e desaparece e os vetores do estado $\{u_e \ P_e\}^T$ e suas derivadas em relação ao tempo são substituídos pelos vetores $\{u \ P\}^T$ e suas derivadas, que agora representam as incógnitas em todos os nós do modelo completo. Analogamente, o vetor dos esforços externos contém todas as forças atuantes sobre os nós do modelo completo.

3.5. Métodos de Análise do Comportamento do sistema

As simulações computacionais realizadas com o modelo descrito pela Equação (3.35) podem ser classificadas em duas categorias, objetivando a análise do comportamento estático ou dinâmico do sistema.

Para uma análise estática, na Equação (3.35), as derivadas do vetor de estado $\{u \ P\}^T$ são consideradas nulas e a resposta do sistema é calculada para valores das esforços externos, constantes no tempo.

Na análise do comportamento dinâmico há interesse do cálculo das respostas a esforços que variam com o tempo. Nestes casos, a Equação (3.35) mantém todas suas parcelas. Para excitações de formato genérico, esta equação só pode ser resolvida numericamente. O método de integração de Newmark tem sido largamente utilizado para resolver o problema Zienkiewicz (1977). As respostas calculadas por este procedimento são gerais (transiente mais permanente) e fornecem a evolução temporal dos deslocamentos e pressões nos domínios do fluido e da estrutura.

Quando as excitações têm a forma de funções harmônicas, a solução da Equação (3.35) pode ser obtida com menor dificuldade, caso seja válida a hipótese que as respostas também serão harmônicas com a mesma frequência da excitação. Conseqüentemente, as equações diferenciais são transformadas em equações algébricas, cuja solução fornece as amplitudes e as fases dos deslocamentos e das pressões.

A determinação das frequências naturais do sistema livre pode ser feita a partir da Equação (3.35), anulando o termo do lado esquerdo da igualdade, constituindo um problema clássico de autovalores. Como as matrizes do sistema são assimétricas a extração dos autovalores e dos auto vetores é possível, utilizando, por exemplo, o método QR (Press W H et all, 1997). Este tipo de análise é conhecido com análise modal e apenas tem validade para sistemas lineares.

No próximo capítulo será apresentado o modelo de elementos finitos do calibrador e a determinação de seu comportamento estático e dinâmico.

Capítulo 4

Modelo Computacional do Calibrador Dinâmico

Neste capítulo é apresentada a modelagem computacional do sistema de calibração dinâmico, discretizado pela técnica dos elementos finitos. Em seguida, apresentam-se resultados preliminares de simulação de alguns fenômenos físicos associados ao comportamento do sistema.

A principal motivação para o uso de um modelo computacional deve-se à complexidade dos modelos físicos, e a conseqüente impossibilidade de se obter soluções analíticas para os modelos matemáticos, e para resolver o problema prático de engenharia. A fim de preservar a complexidade geométrica do modelo, aplicam-se técnicas capazes de fornecer soluções numéricas aproximadas de sistemas modelados por equações diferenciais, que é o caso do método dos elementos finitos (MEF).

Em todo problema formulado em domínios contínuos, as incógnitas do problema podem assumir valores independentes em cada ponto do domínio. Conseqüentemente, o problema tem número infinito de incógnitas, sendo caracterizado como um problema infinito-dimensional. O MEF é, essencialmente, um processo de discretização que visa transformar um problema infinito-dimensional em um problema finito-dimensional, com um número finito de incógnitas. O método consiste em dividir o domínio sobre o qual o problema é estudado em várias regiões interconectadas, denominadas elementos. Cada elemento dispõe de um certo número de pontos (interiores e/ou limítrofes), denominados nós ou pontos nodais. O conjunto de elementos utilizados na discretização é denominado malha.

Uma vez definidos os elementos e seus respectivos nós, no interior de cada elemento são admitidas soluções aproximadas para as incógnitas, expressas como funções arbitrárias dos valores assumidos nos nós. Estas funções são denominadas funções de forma. As incógnitas do problema, denominadas graus de liberdade (g.d.l.), passam a ser os valores das incógnitas nos nós, sendo o número destas incógnitas o número de graus de liberdade do modelo.

Portanto, para representar os fenômenos físicos que ocorrem na realidade, sem ter a necessidade de construir um protótipo, e ensaiá-lo a cada alteração do projeto, constroem-se modelos de elementos finitos para obter as soluções aproximadas das equações diferenciais que regem o problema físico do sistema então projetado.

Para o projeto proposto construiu-se um modelo computacional em elementos finitos do sistema do calibrador de pressão dinâmica e através das simulações computacionais são calculadas as respostas que caracterizam o comportamento dinâmico do sistema.

Foram estabelecidas algumas etapas na análise do modelo computacional, num modo crescente de complexidade. Primeiro foi feito uma análise estática, em seguida uma análise dinâmica sem incluir o fluido interno, e finalmente uma análise dinâmica com fluido interno. Neste último caso o problema da interação fluido-estrutura foi abordado.

O diagrama esquemático das análises numéricas do modelo computacional pode ser visto na Figura 4.1.

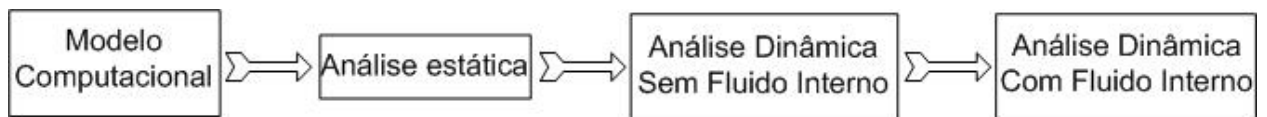


Figura 4.1 Diagrama esquemático das etapas das análises numéricas do modelo computacional.

Para obter a solução numérica do problema físico do modelo computacional do calibrador proposto, utilizou-se o programa comercial de elementos finitos ANSYS®. O modelo computacional foi dividido em duas etapas de construção.

Na primeira etapa, desenvolveu-se o modelo estrutural para análise estática e dinâmica do calibrador, ou seja, o modelo da estrutura que serviu para as análises numéricas, exceto para a análise com fluido interno. Os resultados desta etapa permitiram realizar a verificação da capacidade estática de carga do dispositivo, e também promover o ajuste dos parâmetros geométricos e físicos do modelo, a partir da comparação feita com ensaios experimentais.

Na segunda etapa do estudo, incluiu-se o fluido no interior da estrutura e foram consideradas suas interações, calculando-se as respostas estática e dinâmica do dispositivo. Estes resultados foram comparados com aqueles dos ensaios experimentais objetivando a validação do modelo computacional proposto. Cada um dos modelos desenvolvidos são detalhados a seguir.

4.1 Modelo Estrutural

O programa de simulação utilizado neste trabalho, o ANSYS®, possui três etapas de execução. A primeira é a de pré-processamento que consiste na construção do modelo geométrico e sua discretização, na escolha do tipo de elemento, na atribuição de propriedades físicas dos materiais e na imposição das condições de contorno. Na segunda etapa, o sistema

de equações é resolvido, fornecendo as soluções associadas aos graus de liberdade e a outras variáveis dependentes, fornecendo assim os dados necessários para a análise das respostas físicas. A terceira etapa, que é a de pós-processamento, possibilita uma visualização, em forma de gráficos e de figuras, dos resultados numéricos do modelo.

A malha do modelo estrutural foi refinada nas regiões das membranas, pois, como sabido, estas partes do calibrador têm pequenas espessuras e estão sujeitas a maiores deslocamentos, deformações e tensões mecânicas. Adicionalmente, numa delas é imposta a excitação (força), seja ela estática ou dinâmica, e na outra, mede-se a resposta à excitação aplicada.

Tendo em vista a geometria especial do calibrador, seu modelo estrutural pode ser considerado axissimétrico. Os elementos axissimétricos são utilizados para a discretização de problemas tridimensionais caracterizados pela existência de simetria geométrica e de carregamento em relação a um dado eixo. Neste caso, o problema tridimensional pode ser formulado como um problema bidimensional, diminuindo o número de graus de liberdade e, sobretudo o tempo de simulação, se comparado ao modelo tridimensional completo. O elemento estrutural axissimétrico utilizado no modelo deste trabalho foi o PLANE42, que além de permitir análise de comportamento elástico, pode ser acoplado com elementos que descrevem o comportamento do fluido interno. A opção de axissimetria do elemento é ativada fazendo a opção três do elemento igual a um (KEYOPT(3) = 1).

Este elemento é adequado para a modelagem de estruturas sólidas bidimensionais. O elemento pode ser usado para representar estados planos de tensão e de deformação ou ainda como um elemento axissimétrico. O elemento é definido por quatro nós com dois graus de liberdade para cada nó: translações nas direções nodais x e y . As propriedades físicas do elemento permitem incluir as seguintes características mecânicas: plasticidade, fluência (creep), expansão (swelling), encruamento (*stress stiffening*), grandes deformações e grandes deslocamentos. A geometria, as localizações dos nós e os sistemas de coordenada deste elemento são apresentados na Figura 4.2.

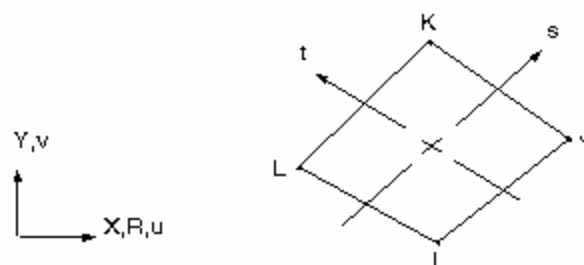


Figura 4.2 Geometria do elemento estrutural utilizado.

As funções de forma deste elemento estrutural, para cada grau de liberdade, são apresentadas a seguir:

$$u = \frac{1}{4} \left(u_i (1-s)(1-t) + u_j (1+s)(1-t) + u_k (1+s)(1+t) + u_L (1-s)(1+t) + u_1 (1-s^2) + u_2 (1-t^2) \right) \quad (4.1)$$

$$v = \frac{1}{4} \left(v_i (1-s)(1-t) + v_j (1+s)(1-t) + v_k (1+s)(1+t) + v_L (1-s)(1+t) + v_1 (1-s^2) + v_2 (1-t^2) \right) \quad (4.2)$$

onde:

u e v são os dois graus de liberdade do elemento (translação nas direções x e y ver Figura 4.2);

i, j, k, l indicam os quatro nós do elemento;

$u_1; u_2$ e $v_1; v_2$ são funções de forma adicionais.

As Equações (4.1) e (4.2) são adaptadas a situações axissimétricas por retirar os termos $u_1; u_2$ e $v_1; v_2$ dos elementos da linha central afim de evitar falhas ou materiais repetidos (Ansys User's Manual).

As propriedades físicas do material do elemento utilizado no modelo estrutural do calibrador, correspondem às do aço 4340 e são listadas na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 Propriedades físicas do elemento PLANE42.

Propriedades Materiais	Valor	Unidade
Densidade	7890	Kg/m ³
Modulo de Young (direção x)	2.1e11	Pa
Coeficiente de Poisson	0.3	-

As condições de contorno atribuídas neste modelo estrutural e utilizadas em todas as análises foram as seguintes:

- Condições de contorno necessárias para a axissimetria do modelo estrutural, que indicam a simetria do problema. Atribuídas nas duas linhas da parte esquerda do modelo paralelas ao eixo de rotação (eixo y) da estrutura.

- Condição de contorno que simula a fixação real do calibrador de pressão. Engastamento da linha inferior do modelo, restringindo o movimento dos nós selecionados nas três direções. As condições de contorno (triângulos) e a malha do sistema estrutural podem ser visto na Figura 4.3.

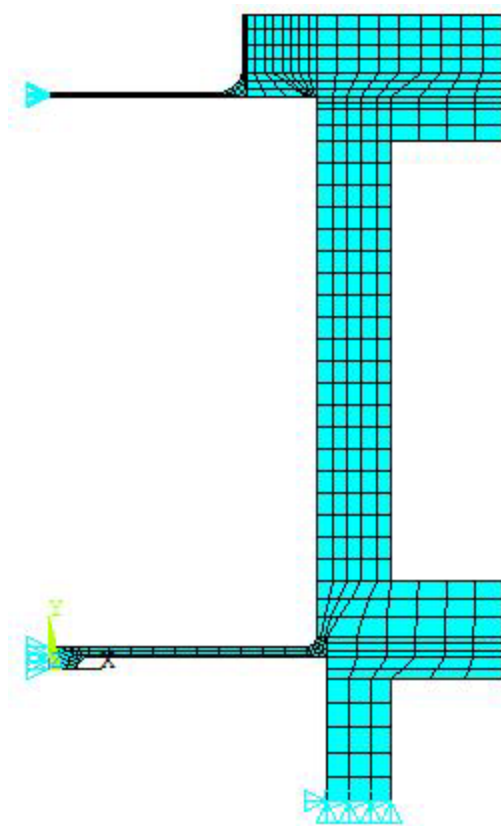


Figura 4.3 Malha do modelo estrutural com as condições de contorno impostas.

4.2 Modelo do Fluido Interno e da Interação Fluido - Estrutura

É incluído no modelo estrutural um domínio interno que representa um fluido e sua interação com as paredes do calibrador. O modelo estrutural é aquele descrito no item anterior, sem nenhuma alteração. O elemento axissimétrico utilizado para modelar o fluido foi o elemento acústico FLUID29, para o qual as equações governantes da acústica, chamadas de equações da onda bidimensional, são discretizadas levando em consideração o acoplamento da pressão acústica e do movimento estrutural na interface. O elemento possui quatro nós com três graus de liberdade por nó: sendo dois de translação nas direções nodais x e y , e um de pressão. A translação, entretanto, é incluída apenas nos nós localizados na interface.

A geometria, a localização dos nós, e o sistema de coordenadas para o elemento FLUID29 são mostrados na Figura 4.4. As propriedades físicas do elemento são consideradas isotrópicas. Uma pressão de referência igual a $20 \times 10^{-6} \text{ N/m}^2$ é usada para calcular o nível de pressão sonora do elemento. A velocidade de propagação do som no fluido, calculada pela raiz quadrada da relação entre seu módulo de Bulk e sua densidade, é um parâmetro de entrada (SONC). O efeito de dissipação devido à viscosidade do fluido não é considerado, mas a absorção do som na interface pode ser considerada pela inclusão de uma matriz de amortecimento definida na área superficial e pelas condições de contorno admitidas na interface. Este é também um parâmetro de entrada (MU).

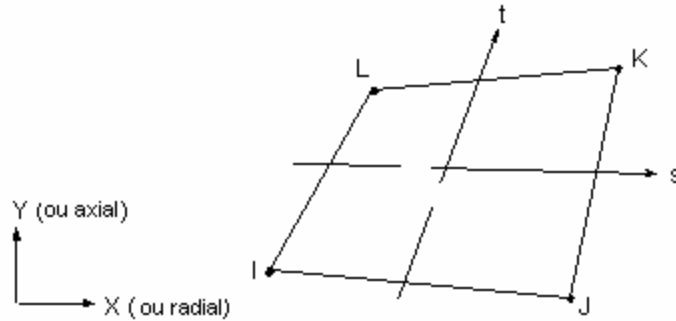


Figura 4.4 Geometria do elemento FLUID29.

As funções de forma deste elemento acústico, para cada grau de liberdade, são as seguintes:

$$u = \frac{1}{4} (u_i(1-s)(1-t) + u_j(1+s)(1-t) + u_k(1+s)(1+t) + u_L(1-s)(1+t)) \quad (4.3)$$

$$v = \frac{1}{4} (v_i(1-s)(1-t) + v_j(1+s)(1-t) + v_k(1+s)(1+t) + v_L(1-s)(1+t)) \quad (4.4)$$

$$P = \frac{1}{4} (P_i(1-s)(1-t) + P_j(1+s)(1-t) + P_k(1+s)(1+t) + P_L(1-s)(1+t)) \quad (4.5)$$

Para tratar o problema de interação fluido estrutura, utilizando o elemento acústico FLUID29, são utilizados dois elementos na modelagem do fluido. Na verdade é sempre o mesmo elemento a ser utilizado (FLUID29) com número de graus de liberdade diferentes.

Os elementos do fluido interno, que não estão em contato com a estrutura, têm a opção “estrutura ausente” ajustada pelo parâmetro KEYOPT(2) = 1, que ativa apenas um grau de liberdade por nó, ou seja, a pressão. O uso deste método diminui o número de graus de liberdade dos nós do fluido, facilitando e agilizando a simulação do modelo.

Na interface, onde o fluido está em contato com a estrutura, estão ativos, além da pressão, as translações nas direções nodais x e y . Desta forma, o elemento recebe os movimentos da estrutura transmitindo-os ao fluido e vice-versa. Esta configuração é ativada no elemento FLUID29 ajustando o parâmetro KEYOPT (2) = 0. Neste caso o elemento é intermediário entre a estrutura e o fluido, permitindo a interação. A Figura 4.5 apresenta um detalhe ampliado da interface do modelo fluido-estrutura, onde estão identificados cada um dos elementos constituintes da estrutura PLANE42 com 2 g.d.l (1), da interface FLUID29 com 3 g.d.l (2) e do fluido FLUID29 com 1 g.d.l (3).

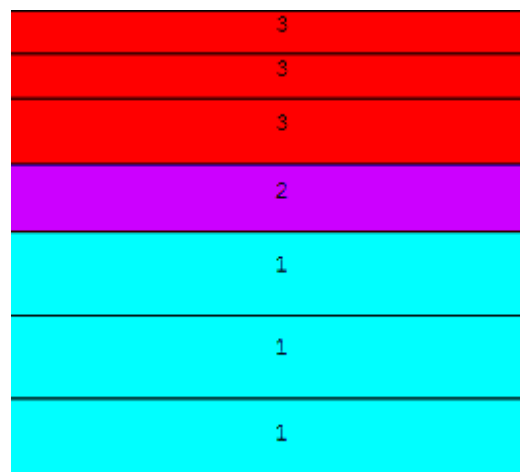


Figura 4.5 Detalhe dos elementos na região da interface fluido-estrutura do modelo computacional do calibrador.

Para que ocorra a interação deve-se estabelecer uma condição de carregamento nos nós da interface que pertencem ao elemento FLUID29 com três graus de liberdade, ajustando opção para fluido acústico igual a SFI. Desta forma, nestes nós existe transferência da pressão do fluido para a estrutura e do deslocamento da estrutura para ao fluido. Na Figura 4.6, a linha grossa indica a condição de transferência na interface.

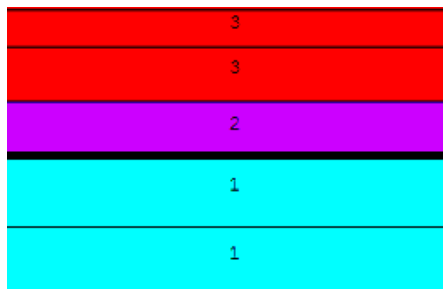


Figura 4.6 Linha grossa: Lugar onde se deve aplicar o comando de carregamento com a opção SFI.

As propriedades físicas do elemento FLUID29, adotadas inicialmente, nas duas opções do fluido são dadas na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 Propriedades físicas do elemento FLUID29.

Propriedades Físicas	Valor	Unidade
Densidade	800	Kg/m ³
Velocidade do Som	1160	M/s

Na Figura 4.7 são apresentadas as condições de contorno necessárias para definir a axissimetria do modelo, aplicando-se deslocamentos nulos na direção x para os nós dos elementos localizados sobre o eixo de y . Para impedir movimentos de corpo livre, os nós localizados na parte inferior da estrutura têm deslocamentos nulos. Na Tabela 4.3 são mostrados os valores dimensionais do calibrador.

Tabela 4.3 Valores dimensionais do calibrador.

Membrana Superior	HMS - Espessura	0.93
	RM – Raio interno	35.035
	RCMS – Raio de concordância	4.475
Membrana Inferior	HMI - Espessura	1.89
	RI – Raio interno	48.95
	RCMI – Raio de concordância	2
	RC – Raio do ressalto central	5
Tubo	H2 - Altura	83
	P – Espessura da parede	13.4
	RI – Raio interno	48.95

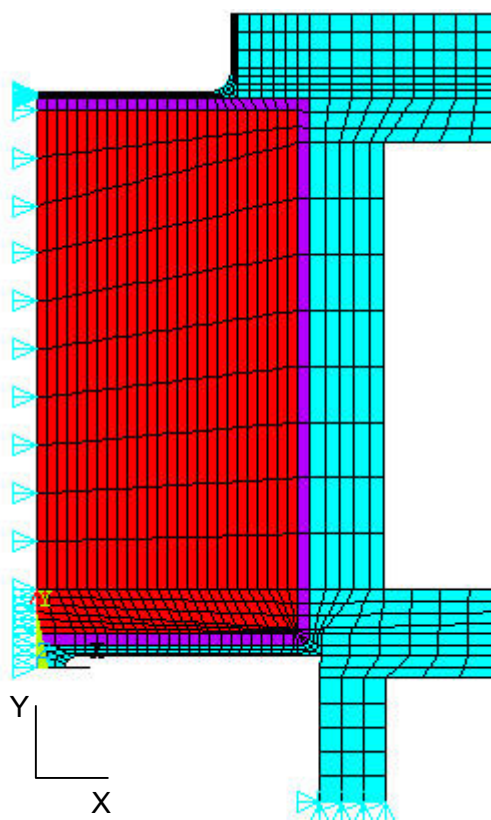


Figura 4.7 Modelo Fluido-Estrutura e condições de contorno.

4.3 Simulações Sem Fluido Interno

Foram feitas simulações preliminares para identificar fenômenos físicos do calibrador de pressão dinâmica, utilizando o modelo estrutural. Os resultados obtidos permitiram verificar a capacidade estática de carga do dispositivo, e também promover o ajuste dos parâmetros geométricos e físicos do modelo, a partir da comparação feita com ensaios experimentais. As simulações para as análises estática e modal são apresentadas a seguir.

Os valores das dimensões geométricas do sistema, utilizadas nestas simulações, são aquelas indicadas na Tabela 5.1 do Capítulo 5, e as propriedades mecânicas dos materiais estão na Tabela 4.1.

4.3.1 Análise Estática

Para determinar a correlação existente entre a pressão interna do tubo e os deslocamentos das membranas flexíveis, assim como calcular as máximas tensões atuantes nas membranas e calcular o campo de deformação correspondente, foram realizadas simulações para um carregamento estático, sem fluido interno.

Inicialmente aplicou-se uma pressão interna distribuída nas paredes do calibrador para determinar o deslocamento U_y do ponto central localizado sobre o eixo y da membrana superior. Esta escolha foi feita, pois uma das alternativas experimentais de medição da saída do calibrador é adquirir o sinal do deslocamento U_y , usando um sensor de proximidade. Uma outra possibilidade é a medição da saída do calibrador por extensômetros elétricos colados na membrana e formando uma ponte de Wheatstone. Para este caso, é necessário correlacionar a pressão interna com a deformação da membrana superior, para tanto foi determinado, via simulação, o campo de deformação da membrana.

A pressão atmosférica com valor igual a 92000 [Pa] foi aplicada à superfície externa do calibrador e mantida constante em todas as simulações. Os carregamentos interno e externo são indicados na Figura 4.8 através de vetores normais às superfícies. Deve-se observar que embora a representação das pressões seja feita apenas por alguns vetores, sua distribuição é contínua.

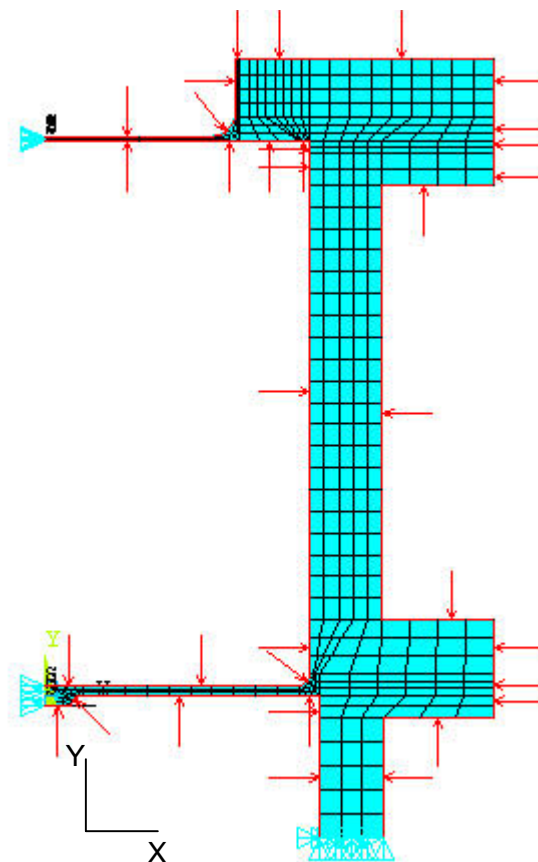


Figura 4.8 Simulação estática. Carregamento por pressão.

Nas simulações estáticas a pressão interna imposta assume valores no intervalo compreendido entre 92000 e 400000 [Pa], permitindo determinar o comportamento do deslocamento do nó central da membrana superior em função da pressão interna imposta. A Figura 4.9 apresenta a variação do deslocamento U_y do centro da membrana superior, em função da pressão interna no calibrador. A pressão interna máxima (400 Kpa) faz a tensão de Von Mises atingir o limite elástico da membrana de referência, que é a mais sensível.

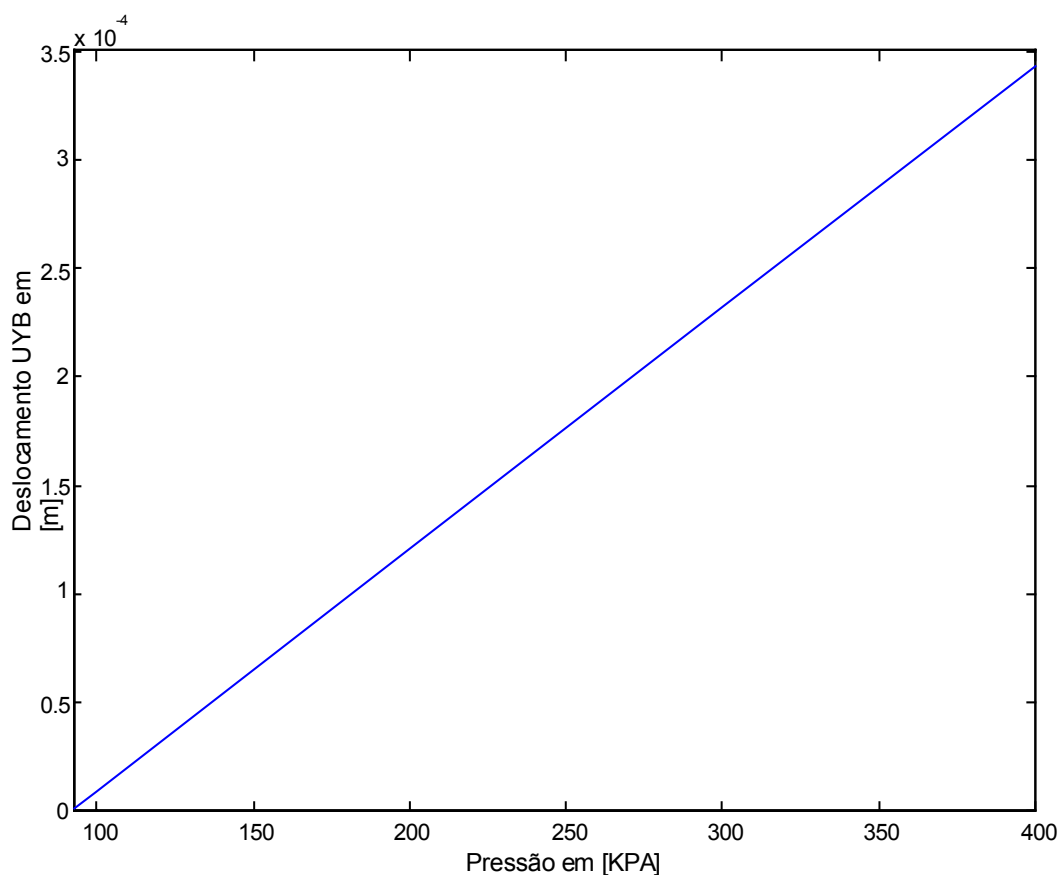


Figura 4.9 Deslocamento (UY) versus pressão interna no calibrador.

As Figuras seguintes apresentam os campos de deslocamento, de deformação e de tensão na estrutura do calibrador, calculados para uma pressão interna igual a 300000 Pa.

A Figura 4.10 mostra o campo de deslocamentos de toda a estrutura devido à aplicação da pressão interna. Pode-se notar claramente que o ponto central da membrana superior apresenta o maior valor de deslocamento.

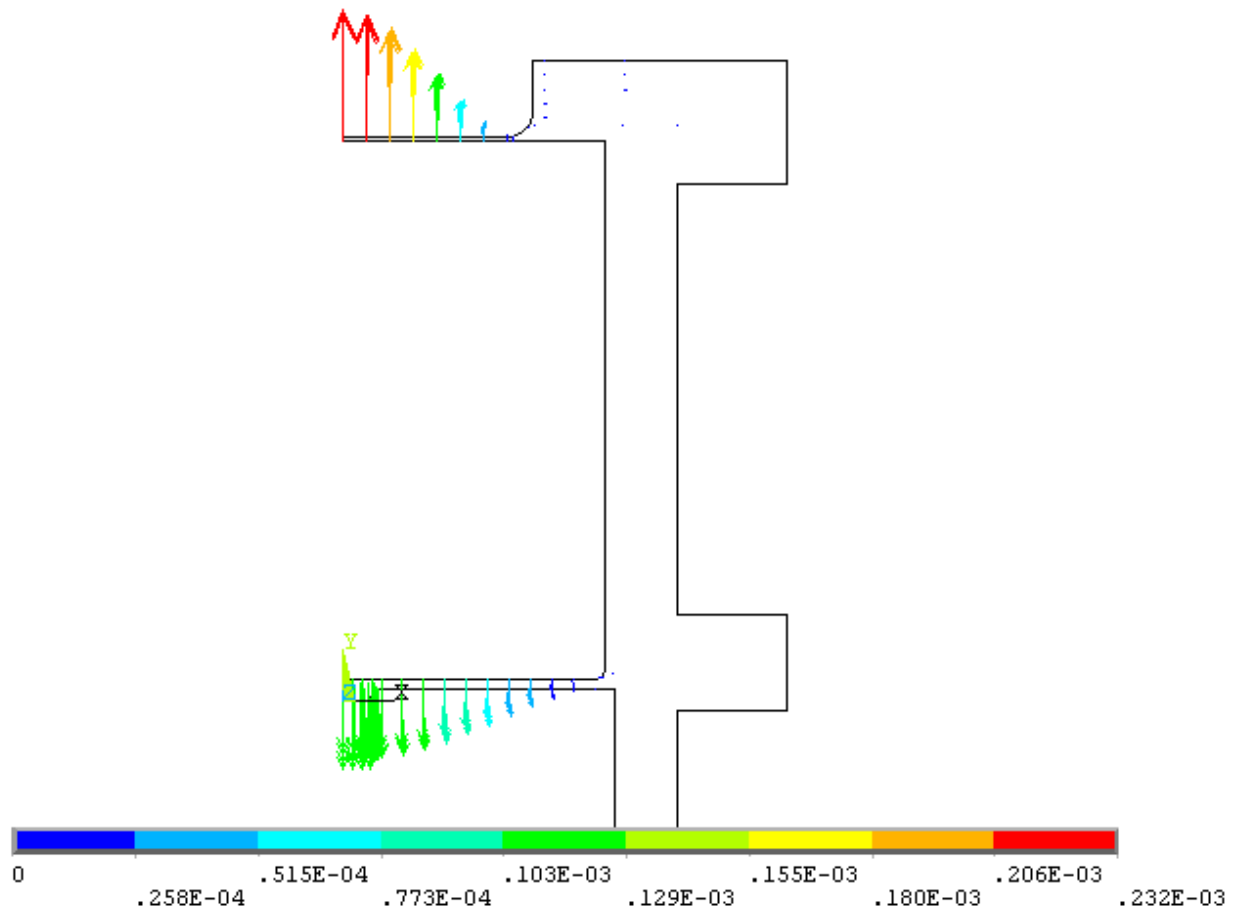


Figura 4.10 Campo de deslocamentos U_y em [m] - pressão interna igual a 300000 Pa.

A Figura 4.11 mostra o campo de deformação equivalente (radial e tangencial) de toda estrutura. Pode-se notar, inicialmente, que as deformações ocorrem preponderantemente nas membranas e que a deformação máxima ocorre no centro da membrana superior (identificado pelo símbolo MX). Pode-se notar ainda que existem deformações consideráveis na região próxima aos raios de curvatura das duas membranas.

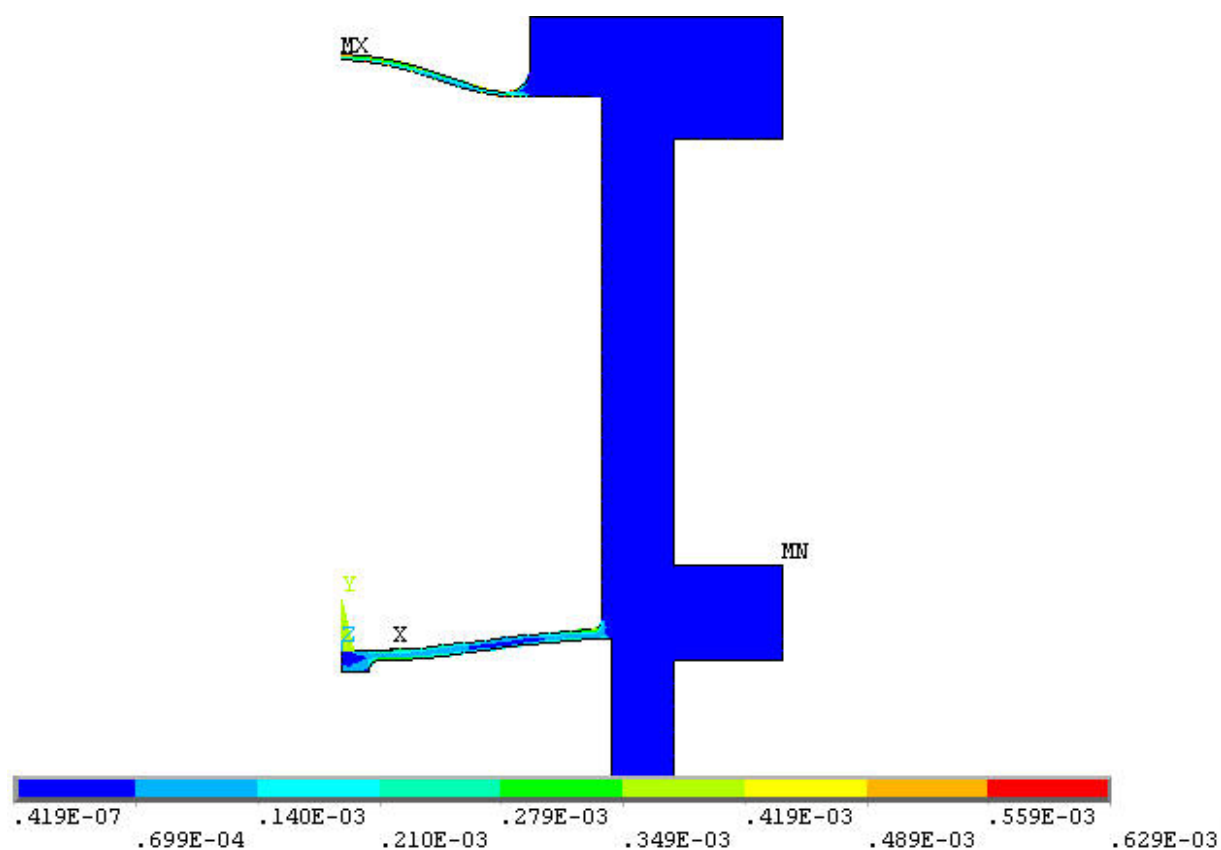


Figura 4.11 Campo de deformação equivalente – pressão interna igual a 300000 Pa.

As tensões equivalentes de Von Mises são apresentadas na Figura 4.12. Este campo apresenta distribuição semelhante ao obtido pelo campo de deformações, como era de se esperar e o valor da tensão é 132 MPa, para a pressão interna de 300000 Pa.

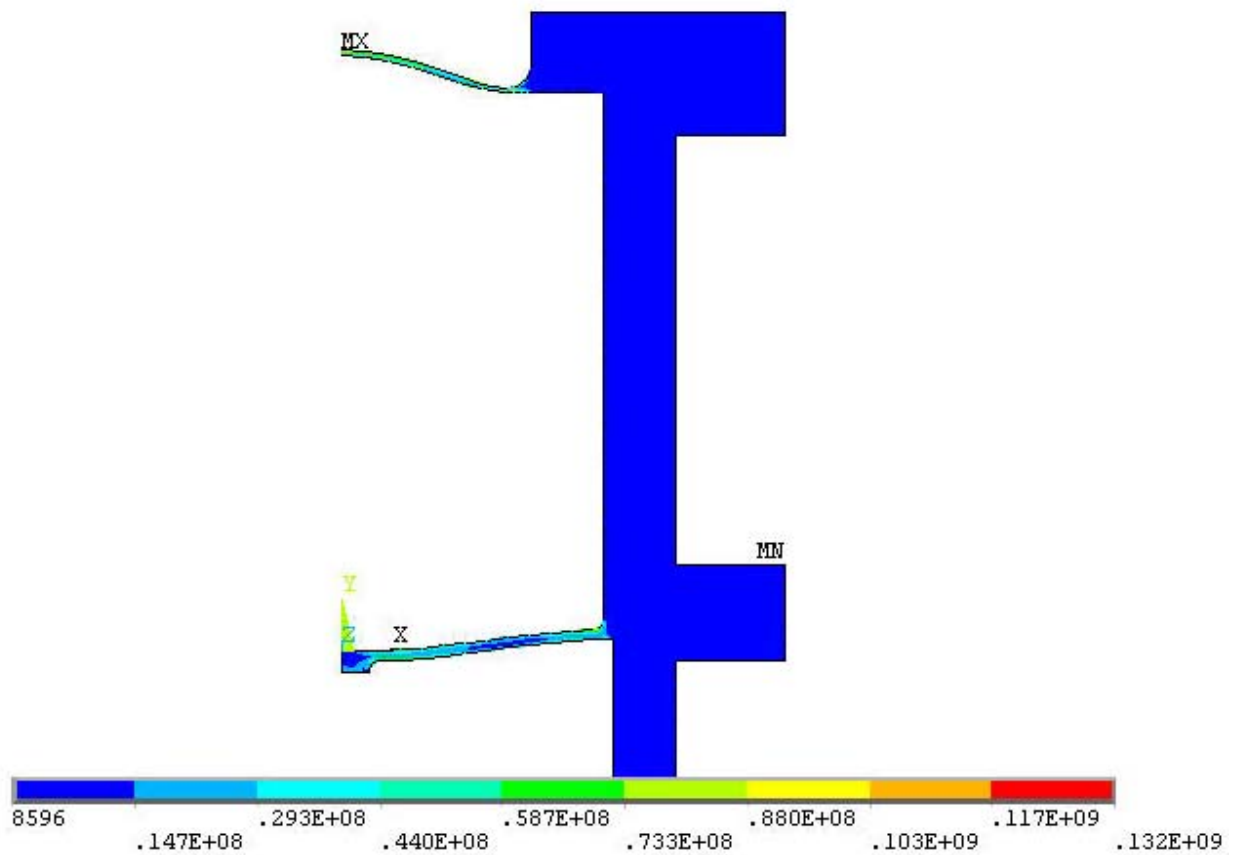


Figura 4.12 Campo tensões de Von Mises – pressão interna igual a 300000 Pa.

Considerando que a membrana superior é a parte estrutural do modelo utilizada nas medições das respostas do sistema devido às excitações tanto estáticas como dinâmicas, procurou-se verificar, com mais detalhe, os deslocamentos e as deformações em cada um dos nós de sua face externa. Para se fazer uma análise mais detalhada da membrana superior, se adotou uma seqüência de nós em ordem crescente para a construção de gráficos, tendo como ponto de partida o nó central (ponto 1) da superfície externa da membrana superior, de acordo com o esquema mostrado na Figura 4.13. A direção de x corresponde a direção radial.

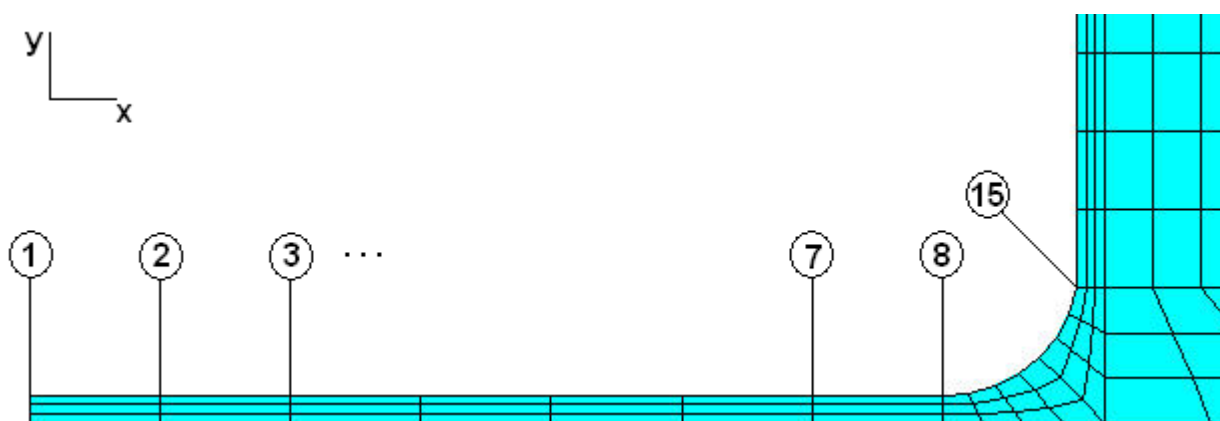


Figura 4.13 Caminho sobre a face externa da membrana superior contendo os nós de 1 a 15.

A Figura 4.14 representa o perfil dos deslocamentos U_Y [m] dos 15 nós selecionados em função da distância, em metros, relativa à posição do nó (1) que equivale à distância $x = 0$.

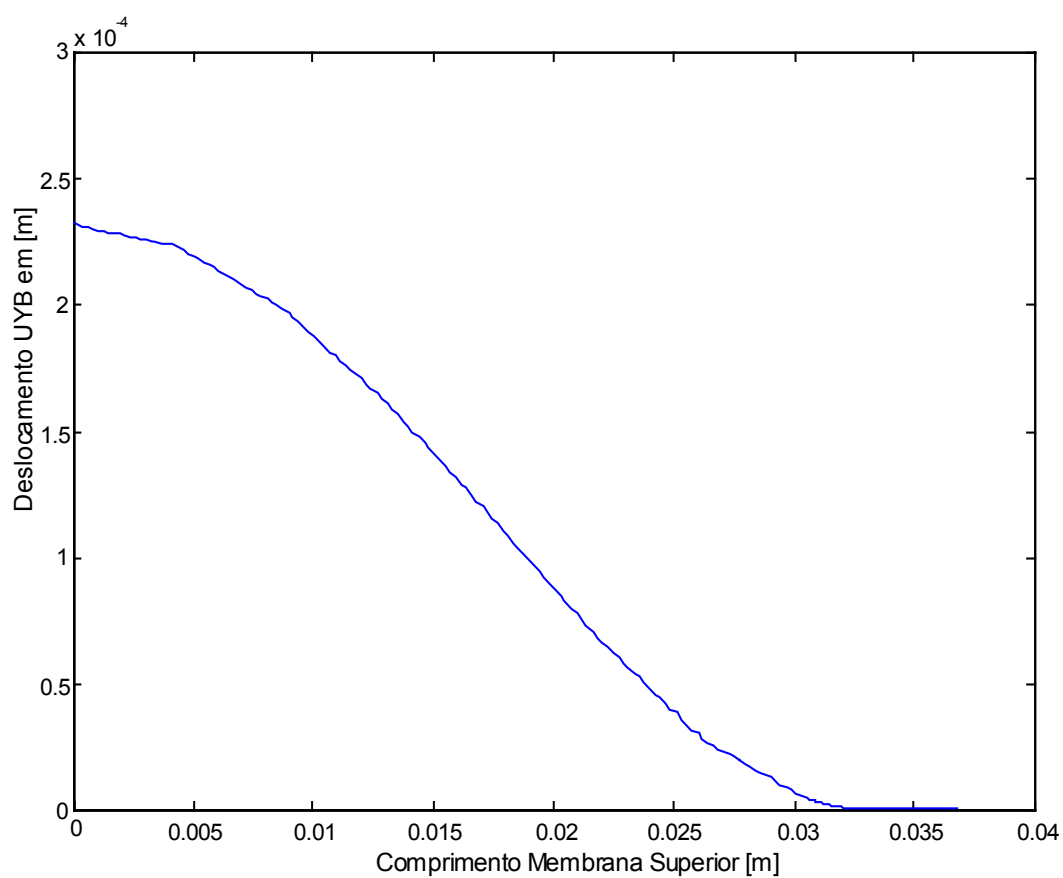


Figura 4.14 Perfil dos deslocamentos U_Y [m] ao longo do raio da membrana superior – pressão interna igual a 300000 Pa.

A Figura 4.15 apresenta, respectivamente, os perfis das deformações ε_x e ε_z nas direções radial e tangencial, ao longo do caminho definido pelos nós de 1 a 15 localizados na face externa da membrana superior, para uma pressão interna de 300000 Pa. As máximas deformações ocorrem nas regiões próximas ao centro e próximas ao raio externo da membrana.

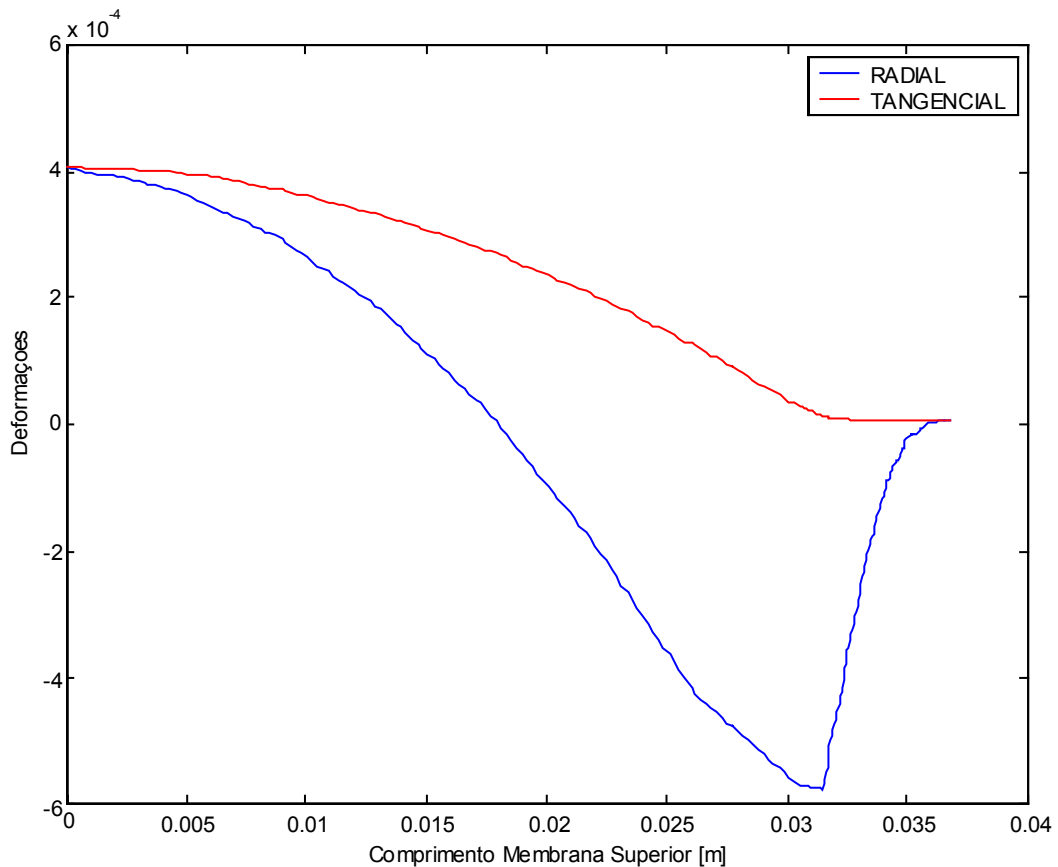


Figura 4.15 Perfis das deformações radial e tangencial ao longo da membrana superior – pressão interna igual a 300000 Pa.

A Figura 4.16 apresenta, separadamente, os campos das deformações radial e tangencial existentes na membrana superior, que correspondem, respectivamente as deformações nas direções x e z.

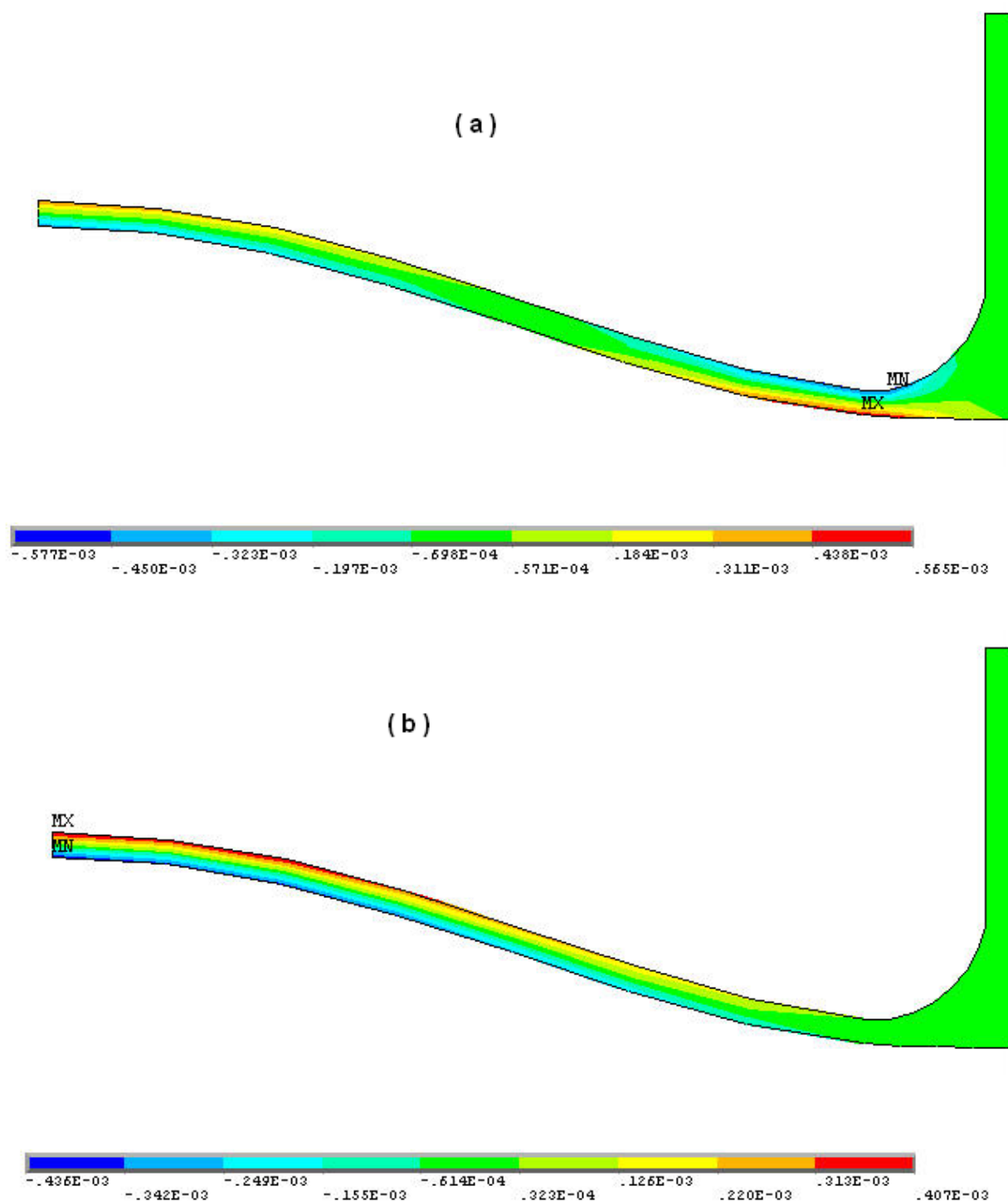


Figura 4.16 Campos de deformação da membrana superior: (a) radial e (b) tangencial
- pressão interna igual a 300000 Pa.

A partir dos resultados da Figura 4.15 e da Figura 4.16 pode-se escolher a posição radial para instalação dos sensores do tipo extensômetros elétricos, que podem ser usados como alternativa para medir a saída (resposta) do calibrador dinâmico. Dessa forma, é possível