

**PROJETO E APLICAÇÃO DE UM TRANSDUTOR
MULTIAXIAL DE CARREGAMENTO EM ANÁLISE
ESTRUTURAL**

DISSERTAÇÃO

M. Eng. RENATO FRACASSO RAFAELLI

2007

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA MECÂNICA

**PROJETO E APLICAÇÃO DE UM TRANSDUTOR
MULTIAXIAL DE CARREGAMENTO EM ANÁLISE
ESTRUTURAL**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

RENATO FRACASSO RAFAELLI

Florianópolis, setembro de 2007.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA MECÂNICA

**PROJETO E APLICAÇÃO DE UM TRANSDUTOR
MULTIAXIAL DE CARREGAMENTO EM ANÁLISE
ESTRUTURAL**

RENATO FRACASSO RAFAELLI

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

**MESTRE EM ENGENHARIA
ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA**

sendo aprovada em sua forma final.

Edison da Rosa, Dr.Eng., – Orientador

Fernando Cabral, Ph.D. – Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Eduardo Alberto Fancello, D.Sc. – Presidente

Roberto Jordan, Dr.Eng.

Lauro Cesar Nicolazzi, Dr.Eng.

Marco Antônio Martins Cavaco, Ph.D.

"O fracasso é a oportunidade de
se começar de novo inteligentemente"
HENRY FORD

Aos meus queridos pais, Reinaldo e Luzinety (em memória) e Karina.

AGRADECIMENTOS

Minha admiração ao Prof. Edison, pela sua experiência, seus conhecimentos na área, pela orientação a este trabalho e demais conselhos.

A minha família, meu pai Reinaldo, minha madrasta Karina, minha mãe Luzinety (em memória), meu irmão Renan e minhas irmãs Rebeca e Victória, pelo amor e incentivo durante toda a minha vida. Dedico um agradecimento especial ao meu pai, símbolo de dedicação ao trabalho, à comunidade e à família.

A Juliane, pelo amor, compreensão e paciência.

Aos amigos e colegas de pesquisa do GRANTE, Pablo, Enildo, Thiago, Thiago Guinzani, Jorge, Antônio, Pedro, Henrique, Guilherme e Marcial.

Aos professores do laboratório, em especial para o Prof. Lauro, pela amizade, pela simplicidade e por todas as nossas conversas.

Aos demais professores do Departamento de Engenharia Mecânica, pela contribuição na minha formação profissional e pessoal.

Ao Eng^o Evandro Castro, responsável pela disposição de recursos para a realização de todos os ensaios deste trabalho e pelos conselhos técnicos.

Aos companheiros de casa, Thiago e Marcelo.

Agradeço a todos que, direta ou indiretamente, contribuíram para a realização deste trabalho.

ÍNDICE

LISTA DE FIGURAS.....	xv
LISTA DE TABELAS.....	xix
SIMBOLOGIA.....	xxi
RESUMO.....	xxiii
ABSTRACT.....	xxv
INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Estudo de Caso.....	5
1.2 Objetivos do Trabalho.....	6
1.2.1 Objetivos Globais.....	6
1.2.2 Objetivos Específicos.....	7
1.3 Justificativa.....	7
1.4 Organização do trabalho.....	7
REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	9
2.1 Extensometria.....	9
2.1.1 Formatos Disponíveis.....	11
2.1.2 Circuito de Medição.....	12
2.1.3 Sistema de Medição.....	16
2.2 Análise Experimental de Tensões.....	17
2.2.1 Relações Constitutivas.....	17
2.2.2 Avaliação de Tensões Principais.....	21
2.2.3 Procedimento Experimental.....	22
2.3 Transdutores de Carregamento.....	24
2.3.1 Transdutores Uniaxiais.....	24
2.3.2 Transdutores Multiaxiais.....	28

PROJETO, FABRICAÇÃO E CALIBRAÇÃO DE UM TRANSDUTOR DE CARREGAMENTO MULTIAXIAL	33
3.1 Projeto do Transdutor	33
3.1.1 Especificação do material	35
3.1.2 Metodologia de Projeto	37
3.1.3 Concepção inicial	37
3.1.4 Modelagem pelo Método de Elementos Finitos	40
3.1.5 Solução Final	53
3.2 Fabricação dos Protótipos	58
3.3 Calibração Experimental.....	61
3.3.1 Bancada de Calibração.....	61
3.3.2 Metodologia de Calibração	68
3.3.3 Curvas de Calibração.....	69
3.3.4 Matriz de Coeficientes de Sensibilidade e Matriz de Calibração	74
3.3.5 Comparativo Numérico-Experimental dos Coeficientes de Sensibilidade ..	75
ESTUDO DE CASO	79
4.1 Descrição e Histórico do Caso.....	79
4.2 Determinação do Carregamento Multiaxial.....	81
4.2.1 Metodologia de Ensaio.....	81
4.2.2 Resultados obtidos.....	83
4.3 Modelagem em Elementos Finitos.....	88
4.3.1 Metodologia.....	88
4.3.2 Resultados obtidos.....	91
4.4 Análise Experimental de Tensões	95
4.4.1 Metodologia.....	95
4.4.2 Resultados obtidos.....	96
4.5 Comparativo dos Resultados Numéricos e Experimentais de Tensões	101
CONCLUSÕES	109
5.1 Conclusões Gerais.....	109
5.2 Conclusões sobre o Transdutor de Carregamento Multiaxial	110
5.3 Conclusões sobre o Estudo de Caso.....	111
5.4 Recomendações para Trabalhos Futuros.....	112
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	113

APÊNDICE 1	115
PROJETO DO TRANSDUTOR MULTIAXIAL	115
APÊNDICE 2	121
PROJETO DA BANCADA DE CALIBRAÇÃO	121
APÊNDICE 3	133
PROJETO DA BANCADA DE ENSAIO	133
APÊNDICE 4	139
ROTINAS IMPLEMENTADAS NO ANSYS	139

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Metodologia de análise de falha estrutural através de simulação numérica. . .	3
Figura 1.2 – Diferentes tipos de célula de carga:	4
Figura 1.3 – Configuração esquemática do equipamento de compressão de ar.	6
Figura 2.1 - Formato típico de um extensômetro de material condutor.....	9
Figura 2.2 - Curvas de sensibilidade de materiais metálicos [9].	10
Figura 2.3 - Formatos típicos de extensômetros uniaxiais.	11
Figura 2.4 - Formatos típicos de rosetas duplas.	11
Figura 2.5 - Formatos típicos de rosetas triplas.	12
Figura 2.6 - Montagem esquemática de um sistema de medição de extensometria.	12
Figura 2.7 - Ponte balanceada com resistências constantes.	13
Figura 2.8 - Configuração em $\frac{1}{4}$ de ponte.	14
Figura 2.9 - Configuração em $\frac{1}{2}$ ponte.	15
Figura 2.10 - Configuração em ponte completa.	16
Figura 2.11 - Cadeia esquemática para medição em extensometria.	17
Figura 2.12 - Denominação das componentes em uma roseta tipo 0-45-90°.	22
Figura 2.13 - Configuração da ponte em uma barra sob carregamento axial.	25
Figura 2.14 - Transdutor de carregamento axial com formato em “S”.....	26
Figura 2.15 - Configurações possíveis para uma célula de flexão.	26
Figura 2.16 - Disposição dos extensômetros para medição de carregamento torcional. .	27
Figura 2.17 - Transdutor multiaxial tipo mesa proposto por Liu et al.....	29
Figura 2.18 – Forma de sensores tipo cruz (wrist force sensor).	30
Figura 2.19 - Transdutor multiaxial tipo cruz proposto por Chao e Chan.	30
Figura 2.20 - Protótipo do transdutor de seis eixos proposto por Spletzer e Marron.	31
Figura 2.21 - Protótipo com aplicações proposto por Reinhorn e Bracci.	31
Figura 3.1– Formato cilíndrico tubular e sistema de referência.....	34
Figura 3.2 – Configuração M1 – disposição dos extensômetro e ligações das pontes.	38
Figura 3.3 – Modelo geométrico com representação dos extensômetros da config. M1. .	40
Figura 3.4 – Tipos de elementos utilizados (a) no corpo e (b) nos extensômetros.	41
Figura 3.5 – Modelo FEM da configuração M1.....	42
Figura 3.6 – Malha deformada nas seis condições de carregamento.	43
Figura 3.7 – Geometria, malha e configurações dos canais do modelo M2.....	46

Figura 3.8 – Geometria e malha do modelo M3.	47
Figura 3.9 – Vista isométrica e lateral do modelo M4.	48
Figura 3.10 – Geometria e malha do modelo M4.	49
Figura 3.11 – Geometria e disposição do extensômetros no modelo M5.	50
Figura 3.12 – Geometria e malha no modelo M5.	51
Figura 3.13 – Detalhe da região crítica (a) geometria anterior M5 (b) geometria final M6.	52
Figura 3.14 – Montagem do transdutor e seus componentes.	54
Figura 3.15 – Posicionamento vertical dos extensômetros na superfície cilíndrica.	54
Figura 3.16 – Configuração esquemática dos 6 canais do transdutor.	55
Figura 3.17 – Configuração dos canais no conector de saída.	56
Figura 3.18 – Modos e freqüências de vibração do corpo do transdutor.	58
Figura 3.19 – Preparação dos protótipos.	59
Figura 3.20 – Montagem final do protótipo.	60
Figura 3.21 – Detalhe dos adesivos laterais para orientação dos eixos de referência.	60
Figura 3.22 – Solução preliminar da bancada de calibração.	62
Figura 3.23 – Solução final da bancada de calibração.	63
Figura 3.24 – Quatro configurações para aplicação dos carregamentos de calibração.	64
Figura 3.25 – Bancada fabricada para calibração do transdutor.	65
Figura 3.26 – Detalhes dos transdutores de carga de flexão da bancada.	65
Figura 3.27 – Calibração dos transdutores de carga de flexão.	66
Figura 3.28 – Curva de calibração do transdutor de flexão A.	67
Figura 3.29 – Curva de calibração do transdutor de flexão B.	67
Figura 3.30 – Fotos das montagens de calibração.	69
Figura 3.31 – Curva de calibração do transdutor TR01/05 para força cisalhante F_x	69
Figura 3.32 – Curva de calibração do transdutor TR01/05 para força cisalhante F_y	70
Figura 3.33 – Curva de calibração do transdutor TR01/05 para força axial F_z	70
Figura 3.34 – Curva de calibração do transdutor TR01/05 para momento fletor M_x	70
Figura 3.35 – Curva de calibração do transdutor TR01/05 para momento fletor M_y	71
Figura 3.36 – Curva de calibração do transdutor TR01/05 para torque M_z	71
Figura 3.37 – Curva de calibração do transdutor TR02/05 para força cisalhante F_x	71
Figura 3.38 – Curva de calibração do transdutor TR02/05 para força cisalhante F_y	72
Figura 3.39 – Curva de calibração do transdutor TR02/05 para força axial F_z	72
Figura 3.40 – Curva de calibração do transdutor TR02/05 para momento fletor M_x	72
Figura 3.41 – Curva de calibração do transdutor TR02/05 para momento fletor M_y	73
Figura 3.42 – Curva de calibração do transdutor TR02/05 para torque M_z	73
Figura 4.1 – Projeto original do reservatório de pressão (MOD1).	80
Figura 4.2 – Segundo projeto do reservatório de pressão (MOD2).	80
Figura 4.3 – Versão final do projeto do reservatório de pressão (MOD3).	80

Figura 4.4 – Sistema de referência e identificação dos locais de ensaio.	81
Figura 4.5 – Montagem do experimento.	82
Figura 4.6 – Posicionamento dos transdutores (a) PT1 e PT2 (b) PT3 e PT4.	83
Figura 4.7 – Posicionamento dos transdutores no motor (a) PT5 e PT6 (b) PT7 e PT8. ...	83
Figura 4.8 – Resultado de carregamento medido da base do compressor no ciclo longo.	84
Figura 4.9 – Carregamento medido no P3.	85
Figura 4.10 – Gráficos de carregamento medidos.	86
Figura 4.11 – Separação do sinal em trechos – regime transiente e permanente.	87
Figura 4.12 – Condições de contorno, carregamentos e pontos críticos.	89
Figura 4.13 – Modelos FEM (a) e (b) MOD1, (c) e (d) MOD2 (e) e (f) MOD3.	90
Figura 4.14 – Visualização qualitativa de distribuição de tensão equivalente.	91
Figura 4.15 – Tensão equivalente em P1 (a) e (b) sem e (c) e (d) com pressão.	92
Figura 4.16 – Tensão equivalente avaliada no P2 (a) e (b) sem e (c) e (d) com pressão.	92
Figura 4.17 – Tensão equivalente avaliada no P7 (a) e (b) sem e (c) e (d) com pressão.	93
Figura 4.18 – Tensão equivalente avaliada no P8 (a) e (b) sem e (c) e (d) com pressão.	94
Figura 4.19 – Montagem para análise experimental de tensões.	95
Figura 4.20 – Detalhe do posicionamento das rosetas (a) MOD1, (b) MOD2 (c) MOD3.	96
Figura 4.21 – Tensão equivalente medida P1 (MOD1), no ensaio de ciclo longo.	97
Figura 4.22 – Tensão equivalente medida no P1.	97
Figura 4.23 – Tensão equivalente medida no P2.	98
Figura 4.24 – Tensão equivalente medida no P7.	99
Figura 4.25 – Tensão equivalente medida no P8.	99
Figura 4.26 – Comparativo dos resultados de tensão equivalente sem pressão.	102
Figura 4.27 – Comparativo dos resultados de tensão equivalente a 12 bar.	103
Figura A1.1 – Transdutor Multiaxial.	115
Figura A2.1 – Bancada de Calibração.	121
Figura A3.1 – Bancada de Ensaio.	133

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Propriedades dos materiais mais utilizados em transdutores [17]..	36
Tabela 3.2 – Capacidade de carga para cada componente de carregamento.....	56
Tabela 4.1 – Comparativo de resultados numéricos e experimentais obtidos em ensaios de regime permanente, para os três modelos analisados, com e sem pressão interna.	105
Tabela 4.2 – Erros relativos calculados em ensaios de regime permanente, para os três modelos analisados, com e sem pressão interna.	106

SIMBOLOGIA

A, B, C, D	Regiões de uma superfície cilíndrica	
$[A]$	Matriz de calibração	
C	Tensor de Elasticidade	
$[C]$	Matriz de coeficientes de sensibilidade	
d	Diâmetro interno do corpo do transdutor	[mm]
D	Diâmetro externo do corpo do transdutor	[mm]
E	Módulo de Elasticidade	[Pa]
\vec{F}	Vetor de carregamento atuante	
h	Altura do corpo do transdutor	[mm]
I_A, I_B, I_C, I_D	Corrente elétrica nos nós da ponte	[A]
$MOD1, MOD2, MOD3$	Modelos geométricos de reservatório analisados	
$M_1, M_2, M_3, M_4, M_5, M_6$	Modelos de transdutor analisados	
n	Autovetor	
n_I, n_{II}, n_{III}	Autovetores principais	
N	Número de extensômetros ativos na ponte	
$PT1, PT2, \dots, PT8$	Pontos e medição no reservatório	
$P1, P2, P7, P8$	Pontos de avaliação de tensões no reservatório	
R_0	Resistência elétrica inicial	[Ω]
R_1, R_2, R_3, R_4	Resistências elétricas na ponte de Wheatstone	[Ω]
ΔR	Varição da resistência elétrica	Ω
S	Fator de sensibilidade do material (<i>Gage factor</i>)	
$TR01/05, TR02/05$	Denominação dos transdutores protótipos	
V_A, V_B, V_C, V_D	Potencial elétrico nos nós da ponte de Wheatstone	[V]

V_{in}	Potencial elétrico de alimentação	[V]
V_{out}	Potencial elétrico de leitura	[V]
μ	Parâmetro de Lamé	
λ	Parâmetro de Lamé	
δ	Autovalor	
ν	Coefficiente de Poisson	
σ	Tensor deformação	
ε_{ij}	Componentes do tensor deformação	
$\frac{\rho}{\varepsilon_s}$	Vetor de deformação dos canais de leitura	
ε	Tensor tensão	[Pa]
$\sigma_I, \sigma_{II}, \sigma_{III}$	Tensões principais	[Pa]
σ_{ij}	Componentes do tensor tensão	[Pa]

RESUMO

A determinação do carregamento atuante em um componente estrutural é a maior dificuldade em grande número de problemas industriais e acadêmicos. Em muitos casos, nas mais diversas áreas da engenharia, é comum a adoção de valores estimados de carga, para efeito de projeto e análise. A complexidade aumenta quando o carregamento atuante é multiaxial, ou seja, possui componentes de força e momento em diferentes direções.

Este trabalho apresenta os aspectos teóricos e aplicados para o desenvolvimento de transdutores de carregamento, para avaliação das três componentes de força (F_x , F_y e F_z) e das três componentes de momento (M_x , M_y e M_z). Propõe-se como objetivo projetar, construir e calibrar um transdutor de geometria simples, utilizando materiais e componentes de baixo custo e com boa disponibilidade no mercado.

Modelos em elementos finitos foram utilizados para a análise de seis propostas de geometria, em um processo seqüencial de evolução, até a definição e detalhamento da solução final de projeto. Uma bancada foi projetada e utilizada para a calibração de dois transdutores protótipos. Após a calibração, estes foram utilizados em um estudo de caso, na avaliação de um sistema mecânico em condições típicas de operação, para a determinação do carregamento atuante.

Neste estudo o histórico de carregamento medido em diferentes pontos do componente, foi utilizado como condição de contorno na modelagem em elementos finitos proposta da estrutura. As regiões identificadas como críticas, foram posteriormente instrumentadas com técnicas de extensometria, para determinação dos níveis de solicitação atuantes. Os valores obtidos nestes ensaios foram então comparados aos resultados obtidos numericamente, para avaliação da qualidade da análise, em cada situação de funcionamento do sistema.

Os resultados e conclusões obtidos nas simulações apresentam o potencial de refinamento da análise de tensões em um componente, se comparado à qualidade de resultados obtidos quando o carregamento é apenas estimado. De forma geral, a determinação do carregamento multiaxial atuante permite elevar a complexidade e performance da análise.

ABSTRACT

The determination of the load acting in a structural component is a great challenge in a large number of industrial and academic problems. At different areas of engineering, it is common to estimate values of load for dimensioning and analysis. The complexity is increased when the load acting is multiaxial, with components of force and moment acting at different directions.

Theoretical and practical aspects are presented for the development of multiaxial load transducers, for evaluation of three components of force (F_x , F_y e F_z) and three components of moment (M_x , M_y e M_z). The design, construction and calibration procedures of a simple geometry, low cost material, strain gage based transducer is detailed.

Finite Element models are proposed for analysis of six different geometries of transducer's body. A sequential process of design and analysis resulted in a final solution of design, strain gage specification and bridge configuration. A bench device is used for calibration of two prototype transducers prepared. After calibration, these were used to measure multiaxial loads at a specific mechanical component, at typical conditions of operation.

In this study, the load history measured in different locations, is taken as boundary conditions, in finite element models proposed. The critical spots, identified in this simulation, were later instrumented with strain gage techniques, to determine experimentally the stress level. These results were compared to the values of stress history of the finite element analysis.

The results and conclusions obtained after the numerical analysis reveal the potential of refinement in stress evaluation of structural components, in comparison to results of analysis performed with estimated loads. The determination of the multiaxial load allows to make this evaluation with increased complexity and performance.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Componentes mecânicos que tenham funções de resistir à carregamentos dentro de limites e condições projetadas, são ditos componentes estruturais. De forma simplificada, a resistência de um componente pode ser definida como a capacidade que este tem de cumprir sua função estrutural até que a falha aconteça.

A metodologia moderna de projeto, com ênfase nesta área da engenharia, emprega ferramentas que permitem avaliar de maneira cada vez mais precisa o comportamento de um componente ou de um sistema mecânico.

Especificamente na área de projeto e análise estrutural, ferramentas de simulação computacional são utilizadas para prever o nível de solicitação de um componente e métodos experimentais que permitem avaliar diretamente sobre o produto ou sobre um protótipo funcional.

A simulação computacional envolve a adoção de um modelo, uma abstração da situação real, admitindo algumas hipóteses que simplificam o problema. Os principais métodos numéricos para avaliação estrutural são: elementos finitos, elementos de contorno, e diferenças finitas. O Método de Elementos Finitos é o mais difundido, estando disponível em inúmeros *softwares* comerciais. De forma simplificada, as informações necessárias para a modelagem de um componente ou sistema, segundo o Método de Elementos Finitos, estão descritas abaixo:

1. Geometria – a forma geométrica do componente pode ser de grande complexidade. No entanto, em alguns casos se faz necessário a simplificação de alguns locais para melhoria da malha (discretização), para diminuir o tamanho do problema e para reduzir o tempo de solução;
2. Elementos – a escolha do tipo de elemento deve representar da melhor forma os graus de liberdade do sistema ou componente em análise;
3. Discretização do domínio – deve ser adotado um compromisso entre tamanho, qualidade da malha e tempo de solução.

4. Modelo material – o material do componente é representado por um modelo parametrizado por algumas constantes. Para diversos materiais, estas propriedades podem ser obtidas da bibliografia, normas técnicas ou em manuais de fornecedores. Caso estas não sejam disponíveis, podem ser determinadas em um ensaio de caracterização.
5. Condições de contorno – o acoplamento entre os diversos componentes de sistema mecânico pode apresentar alta complexidade, tal como contato superficial, atrito, entre outras. Na maioria dos casos, algumas hipóteses são aplicadas para simplificar o problema.
6. Carregamento estrutural – os esforços podem atuar de forma estática ou dinâmica.

A Fig. 1.1 ilustra a metodologia moderna de análise de falha em componentes estruturais através de uma simulação numérica. A representatividade dos resultados da análise é função do modelo proposto. Cada um dos cinco itens que compõem o modelo numérico – geometria, modelo FEM (Finit Element Method, aqui interpretado como as hipóteses cinemáticas), modelo material, condições de contorno e carregamento estrutural – tem influência direta na qualidade da resposta.

A determinação do carregamento atuante – tema de concentração deste trabalho – é a maior dificuldade num grande número de problemas industriais e acadêmicos. Isto por que a magnitude e sentido do carregamento, assim como as constantes do modelo material, são dados de entrada, isto é, dependem de ensaios prévios à simulação do modelo.

Como os ensaios para avaliação de carregamentos não são triviais, é bastante comum simular um dado componente estrutural em diferentes configurações de geometria, utilizando como carregamento um valor estimado, apenas para uma análise qualitativa dos resultados.

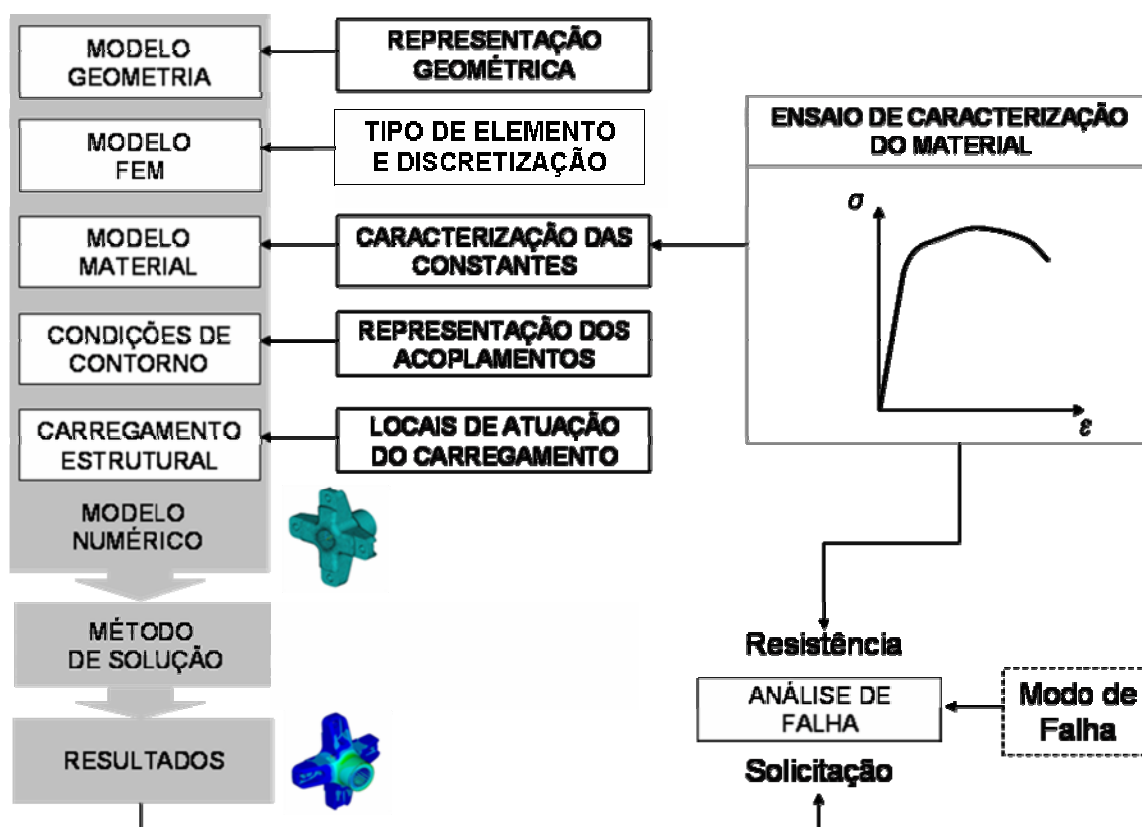


Figura 1.1 – Metodologia de análise de falha estrutural através de simulação numérica.

Segundo Champoux et al. [3] o conhecimento refinado do carregamento permite utilizar métodos numéricos com objetivos quantitativos e não apenas qualitativos para efeito de análise. Em sua pesquisa, o autor identifica as fontes de carregamento atuando em uma bicicleta – o sistema mecânico em análise – projeta ou especifica transdutores de carregamento para cada ponto de atuação de carga, realiza a calibração do sistema de medição em cada eixo de coordenadas e caracteriza o carregamento durante uma situação típica de operação.

A medição de carregamentos pode ser feita através de técnicas de extensometria diretamente sob o componente ou com a utilização de transdutores. Na primeira opção, os extensômetros ou *strain gages* são posicionados em locais estratégicos do componente. A calibração é feita com a aplicação de carregamentos conhecidos nas diferentes direções, segundo eixos de referência adotados. Transdutores são dispositivos que transformam uma grandeza física qualquer em outra mensurável. Os transdutores de força mais comuns, baseados em extensometria, fornecem um sinal elétrico quando solicitados. Posicionando-se transdutores de carga corretamente e operando o sistema, faz-se a aquisição e gravação dos sinais, que serão convertidos posteriormente para

valores de carga. Existem transdutores de carga para diferentes aplicações. A Fig. 1.2 apresenta algumas:

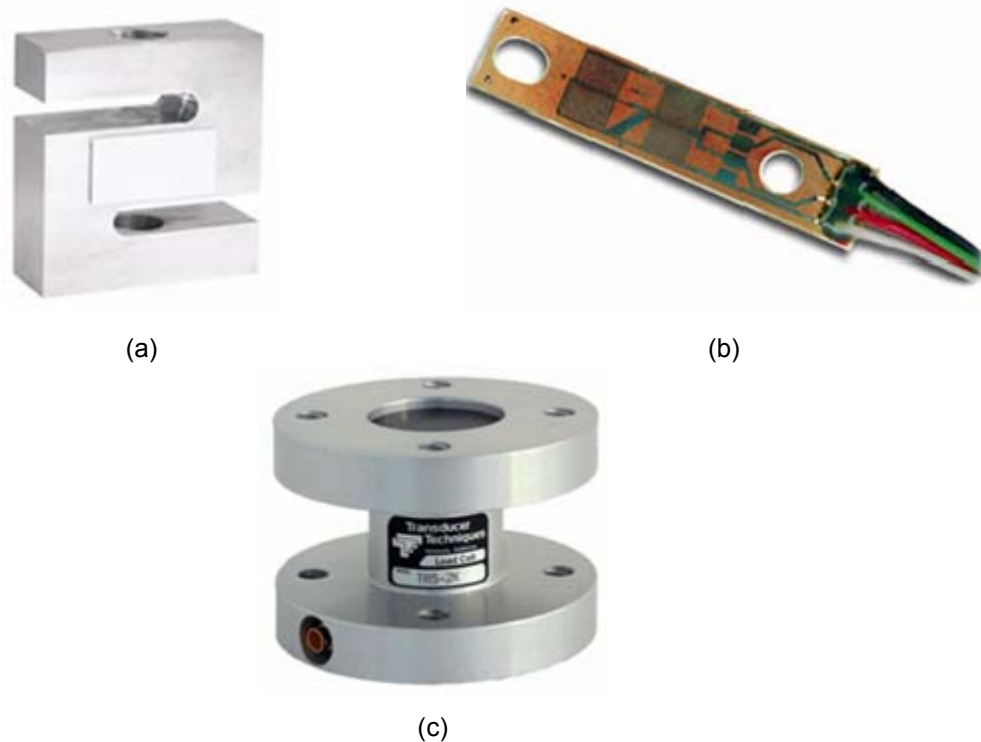


Figura 1.2 – Diferentes tipos de célula de carga: (a) medição de carga de tração e compressão (b) medição de carga de flexão (c) medição de torque.

Estes três tipos de transdutores ou células de carga são uniaxiais, ou seja, possuem sensibilidade apenas para uma componente de carregamento. Modelos desenvolvidos mais recentemente têm a capacidade de medir duas ou mais componentes do carregamento, sendo denominados multiaxiais. Existem comercialmente transdutores para medição de duas componentes – geralmente esforço axial e torque; medição de três componentes – as forças nos três eixos; e medição de seis componentes – três de força e três de momento, ou seja, determinação simultânea e completa do carregamento.

A utilização deste último tipo de transdutor é ainda muito específica, visto que o custo é bastante restritivo. Algumas aplicações típicas são:

- Robótica: para controle dos atuadores e medição dos esforços de reação na base dos robôs;
- Biomecânica: pesquisas na área de próteses, principalmente joelho e ombro;

- Saúde: pesquisas e terapias na área ortopédica;
- Esporte: plataformas de força para salto em distância
- Automotiva: em ensaios de impacto (*crash test*), ensaios de túneis de vento, dinâmica veicular e simulação de pista;
- Aeroespacial: ensaios em túneis de vento.

Outras pesquisas são encontradas nas áreas de processos de fabricação, ensaio de materiais, estudos ergonômicos, pesquisas navais e espaciais.

Alguns temas recentes envolvendo especificamente transdutores de seis eixos:

- Geometrias para boa isotropia de medição, isto é, sensibilidade similar entre os canais de força e entre os canais de momento;
- Problemas de otimização, objetivando sensibilidades adequadas e minimização do acoplamento entre os canais de saída;
- Transdutores de dimensões reduzidas;
- Propostas de geometrias simplificadas.

Numa primeira etapa deste trabalho, um transdutor de seis eixos é desenvolvido com a proposta de uma geometria simples, de fácil fabricação. O projeto e análise numérica, a fabricação e a calibração de protótipos serão detalhados nos capítulos seguintes.

1.1 Estudo de Caso

A segunda etapa do trabalho consiste em determinar o carregamento em um sistema mecânico. Para tal foi utilizado um equipamento industrial para compressão e armazenamento de ar, como apresentado esquematicamente na Fig. 1.3.

Um motor elétrico fornece potência através de uma polia a um compressor de dois estágios em formato "V". O ar é armazenado no reservatório a uma pressão máxima de 1,276 MPa (12 bar). Devido à demanda de ar comprimido, a pressão interna diminui até que um pressostato aciona o motor, mantendo o nível de pressão.

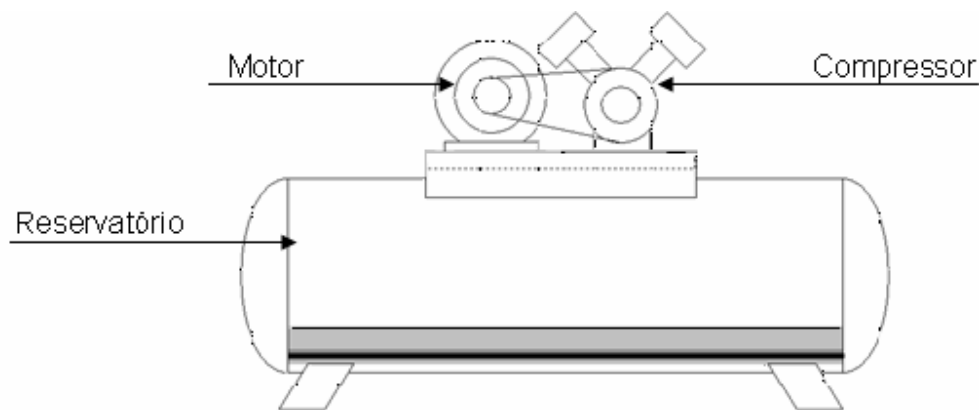


Figura 1.3 – Configuração esquemática do equipamento de compressão e armazenagem de ar.

O carregamento resultante do funcionamento do motor elétrico e do compressor é transmitido ao reservatório em oito diferentes pontos da chapa suporte. O transdutor desenvolvido na primeira etapa será utilizado para determinação do carregamento nestes locais. Os dados deste ensaio serão inseridos em modelos numéricos de três diferentes geometrias do reservatório de pressão, para avaliação do estado de tensões nas regiões críticas. Estes resultados são comparados aos valores obtidos em um ensaio experimental de tensões, realizado nos três modelos diferentes.

1.2 Objetivos do Trabalho

O objetivo principal deste trabalho é determinar o carregamento estrutural multiaxial atuando em um componente mecânico. Alguns objetivos de interesse de maior abrangência e outros de aplicação mais específica estão detalhados a seguir.

1.2.1 Objetivos Globais

- Compreender as características desejáveis em transdutores de carregamento multiaxiais;
- Projetar, construir e calibrar um transdutor de geometria simples para medição das seis componentes de carregamento;
- Projetar, construir e calibrar uma bancada para calibração das seis componentes de carregamento;
- Caracterizar o carregamento atuante em um componente mecânico.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Constituir modelos numéricos no estudo de caso e gerar resultados de interesse;
- Comparar resultados numéricos e experimentais de tensão das regiões críticas;
- Concluir sobre a viabilidade e o benefício de adotar a caracterização como uma etapa no desenvolvimento de produtos.

1.3 Justificativa

A presente pesquisa propõe-se a projetar, fabricar e calibrar um transdutor de carregamento multiaxial de seis componentes. Dentre os trabalhos selecionados na pesquisa bibliográfica, em âmbito nacional e internacional, poucos deram ênfase às etapas de fabricação e calibração, em especial no Brasil, onde nenhum trabalho foi encontrado. Adicionalmente, o estudo de caso abrange uma situação interessante do ponto de vista de aplicação, sendo este em caso típico de equipamentos industriais, onde atuam carregamentos dinâmicos multiaxiais.

1.4 Organização do trabalho

No Capítulo 2 os conceitos teóricos utilizados no trabalho serão descritos em três principais tópicos: extensometria, análise experimental de tensões e transdutores de carga, com ênfase na pesquisa bibliográfica realizada para transdutores multiaxiais.

O projeto e análise do transdutor, o projeto da bancada de calibração, a fabricação e calibração dos protótipos são abordados no Capítulo 3.

O Capítulo 4 é dedicado à descrição e apresentação dos resultados obtidos no estudo de caso.

Por fim, no Capítulo 5, serão realizadas as conclusões gerais e considerações sobre os resultados.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo são abordados conceitos de extensometria, suas aplicações em ensaios de análise experimental de tensões e os princípios gerais de transdutores de carga, com ênfase em transdutores multiaxiais.

2.1 Extensometria

A extensometria é atualmente a técnica mais difundida para análise experimental de tensões. De fato, os extensômetros ou *strain gages* são, na sua essência, ferramentas de medição de deformações.

A descoberta do princípio sobre o qual a resistência elétrica de materiais condutores varia na aplicação de uma deformação foi feita por Lord Kelvin em 1856. Lord Kelvin também foi o responsável pela verificação de que existe um fator de sensibilidade para cada tipo de material. Adicionalmente, introduziu a ponte de *Wheatstone* como meio de medir as variações de resistência com a sensibilidade necessária.

Após 80 anos da descoberta de Lord Kelvin, os extensômetros se tornaram comercialmente disponíveis e atualmente, passados mais 50 anos de desenvolvimento e aplicação, as técnicas de medição baseadas em extensometria são amplamente difundidas em atividades industriais e de pesquisa.

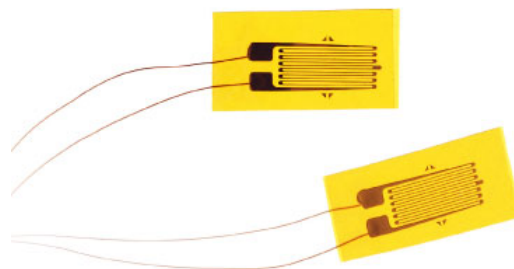


Figura 2.1 - Formato típico de um extensômetro de material condutor.

A variação da resistência elétrica de materiais condutores ocorre por duas razões: a deformação do próprio condutor ε ; e a variação da resistividade do material. A Eq. (2.1) descreve este comportamento [15]:

$$\frac{\Delta R}{R_0} = \varepsilon \cdot (1 + 2\nu) + \frac{\Delta \rho}{\rho} \quad (2.1)$$

Sendo que R é a resistência elétrica, ε a deformação, ν o coeficiente de Poisson, ρ a resistividade elétrica.

O fator de sensibilidade do material, ou *gage factor* é definido como [15]:

$$S = \frac{(\Delta R / R_0)}{\varepsilon} \quad (2.2)$$

Valores típicos de fator de sensibilidade se situam na faixa entre 2,0 e 4,5. O extensômetro mais comumente utilizado, fabricado com uma liga de cobre-níquel, também chamado de *constantan*, possui um fator de sensibilidade de aproximadamente 2. A Fig. 2.2 mostra curvas características de alguns materiais.

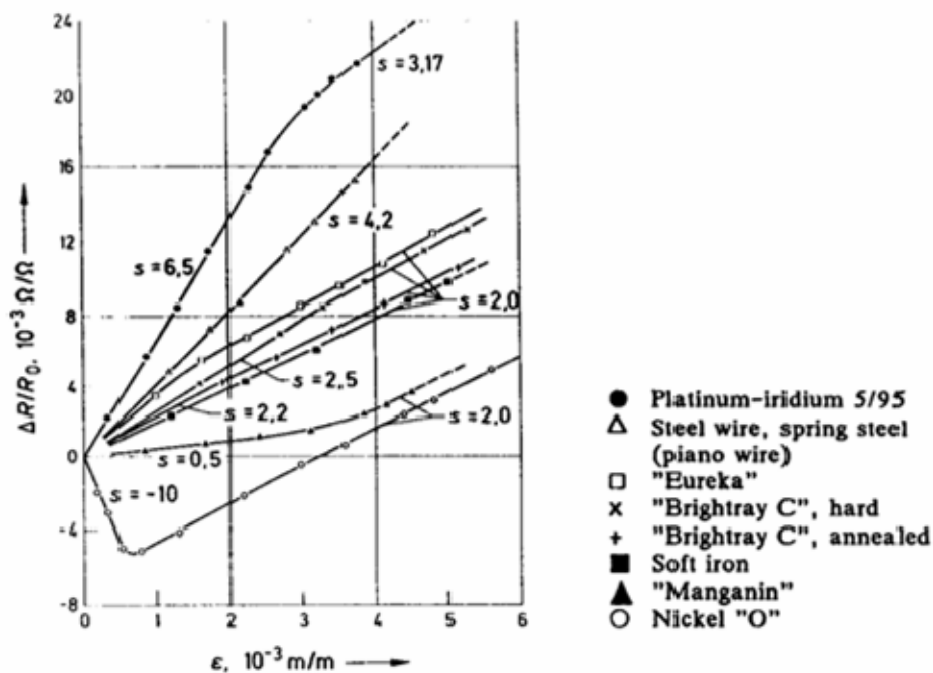


Figura 2.2 - Curvas de sensibilidade de materiais metálicos [9].

Extensômetros de materiais semicondutores são baseados no mesmo princípio – variação de resistência em deformação. Possuem, no entanto, fatores de sensibilidade mais elevados, na ordem de 100, sendo aplicáveis em problemas de pequenas deformações. Extensômetros capacitivos, princípio baseando na variação da

capacitância, são indicados em aplicações de temperaturas elevadas, na faixa de 500 a 800°C.

Os valores nominais típicos de resistência dos extensômetros de material condutor são 120 e 350 Ω . Existem extensômetros de resistência de até 5000 Ω para aplicações bastante específicas. Os extensômetros de resistência 120 Ω são os mais utilizados, principalmente em análise experimental de tensões. Os modelos de resistência 350 Ω são empregados em transdutores e ensaios de materiais de baixa condutividade térmica, como os plásticos. Nestes casos, para diminuir a dissipação de potência e minimizar o efeito do aumento de temperatura localmente, além de utilizar extensômetros de maior resistência, procura-se adotar baixos valores de tensão de alimentação, na ordem de frações de 1 V.

2.1.1 Formatos Disponíveis

Existem muitas opções quanto ao formato de extensômetros. Extensômetros simples e múltiplos possuem aplicações diversas. Abaixo são apresentados alguns modelos uniaxiais, rosetas duplas e triplas nas Figs. 2.3, 2.4 e 2.5 respectivamente.

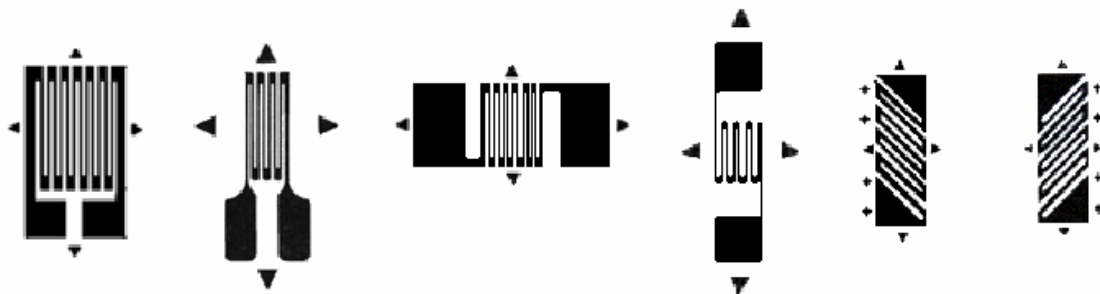
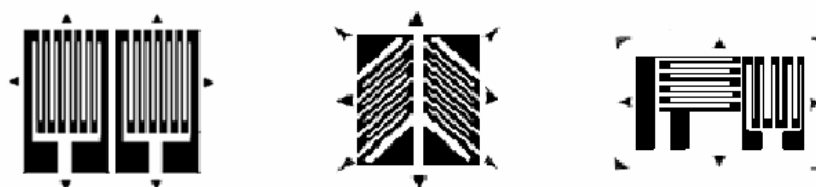


Figura 2.3 - Formatos típicos de extensômetros uniaxiais.



(a) Tipo X-X

(b) Tipo espinha de peixe

(c) Tipo X-Y

Figura 2.4 - Formatos típicos de rosetas duplas [8].

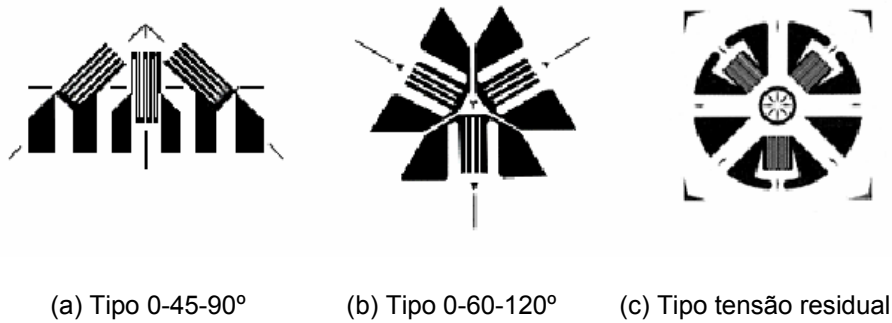


Figura 2.5 - Formatos típicos de rosetas triplas [8].

2.1.2 Circuito de Medição

A prática da extensometria depende ainda de um circuito auxiliar de medição, uma fonte de energia e uma interface de saída para interpretação dos dados. A Fig. 2.6 ilustra esquematicamente a montagem do sistema de medição.

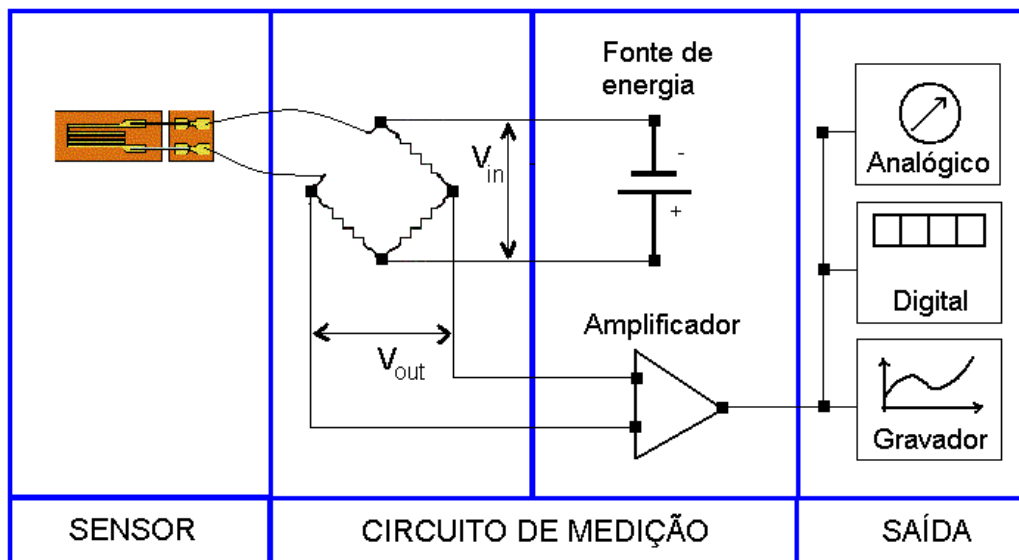


Figura 2.6 - Montagem esquemática de um sistema de medição de extensometria.

Parte integrante deste circuito, a Ponte de Wheatstone foi apresentada por Charles Wheatstone em 1843. Este circuito pode ser utilizado para determinação da variação relativa da resistência elétrica com grande sensibilidade.

A Fig. 2.7 ilustra uma ponte balanceada. As resistências são numeradas entre 1 e 4. Os pontos de divisão de tensão são identificados como A, B, C e D.

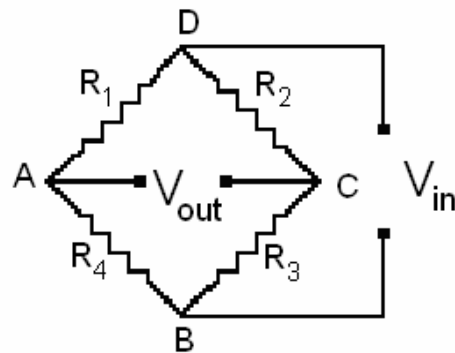


Figura 2.7 - Ponte balanceada com resistências constantes.

Uma fonte de alimentação externa fornece uma diferença de potencial V_{in} , ligada aos pontos D e B. A corrente resultante é dividida entre os dois braços da ponte, passando pelos pontos A e C, chamadas I_A e I_C , que podem ser calculadas pela resistência equivalente e pela diferença de potencial entre os pontos D e B [15]:

$$I_A = \frac{V_{in}}{R_1 + R_4} \quad (2.3)$$

$$I_C = \frac{V_{in}}{R_2 + R_3}$$

O potencial nos pontos A e C, V_A e V_C , podem ser calculados como segue [15]:

$$V_A = I_A \cdot R_4 = \left(\frac{R_4}{R_1 + R_4} \right) \cdot V_{in} = I_A \cdot R_1 = \left(\frac{R_1}{R_1 + R_4} \right) \cdot V_{in} \quad (2.4)$$

$$V_C = I_C \cdot R_3 = \left(\frac{R_3}{R_2 + R_3} \right) \cdot V_{in} = I_C \cdot R_2 = \left(\frac{R_2}{R_2 + R_3} \right) \cdot V_{in}$$

A tensão de saída V_{out} é a diferença de potencial entre os pontos A e C [15]:

$$V_{out} = V_A - V_C \quad (2.5)$$

Substituindo as Eqs. (2.3) e (2.4) em (2.5), tem-se [15]:

$$V_{out} = V_{in} \cdot \left(\frac{R_1}{R_1 + R_4} - \frac{R_2}{R_2 + R_3} \right) \quad (2.6)$$

Quando a ponte está balanceada V_{out} é nulo. Portanto, vale a relação [15]:

$$R_1 = \frac{R_2 \cdot R_4}{R_3} \quad (2.7)$$

Considerando a presença de um único extensômetro na ponte, como ilustra a Fig. 2.8:

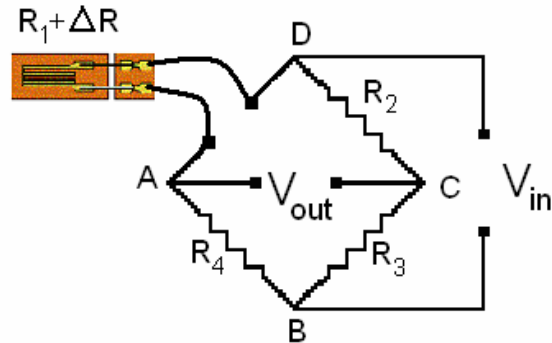


Figura 2.8 - Configuração em ¼ de ponte.

Adicionando o termo de variação à Eq. (2.6) [15]:

$$V_{out} = V_{in} \cdot \left(\frac{R_1 + \Delta R}{R_1 + \Delta R + R_4} - \frac{R_2}{R_2 + R_3} \right) \quad (2.8)$$

Substituindo ΔR pelo fator de sensibilidade da Eq. (2.2) [15]:

$$V_{out} = V_{in} \cdot \left(\frac{R_1 + S \cdot \varepsilon \cdot R_1}{R_1 + S \cdot \varepsilon \cdot R_1 + R_4} - \frac{R_2}{R_2 + R_3} \right) \quad (2.9)$$

Considerando que as resistências iniciais tem o mesmo valor, ou seja, $R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = R$ [15]:

$$V_{out} = V_{in} \cdot \left(\frac{1 + S \cdot \varepsilon}{2 + S \cdot \varepsilon} - \frac{1}{2} \right) = V_{in} \cdot \left(\frac{S \cdot \varepsilon}{4 + (2 \cdot S \cdot \varepsilon)} \right) \quad (2.10)$$

Finalmente, a equação não linear para a configuração de um quarto de ponte [15]:

$$\frac{V_{out}}{V_{in}} = \left(\frac{S \cdot \varepsilon}{4 + (2 \cdot S \cdot \varepsilon)} \right) \quad (2.11)$$

Quando o fator de sensibilidade é relativamente baixo, caso dos extensômetros de material condutor, o termo $2 \cdot S \cdot \varepsilon$ do denominador é pequeno. Desconsiderando-o obtém-se a equação linear para a configuração de ¼ de ponte [15]:

$$\frac{V_{out}}{V_{in}} = \frac{S \cdot \varepsilon}{4} \quad (2.12)$$

A Eq. (2.12) é a forma comumente utilizada para calcular a deformação a partir do sinal de tensão medido na ponte de Wheatstone. É importante ressaltar que a equação não linear deve ser utilizada para análises com extensômetros semicondutores. Neste

caso, como o fator de sensibilidade é maior, o termo não linear não deve ser negligenciado.

Considerando agora a configuração de meia ponte, isto é, dois extensômetros ativos com variação oposta na resistência:

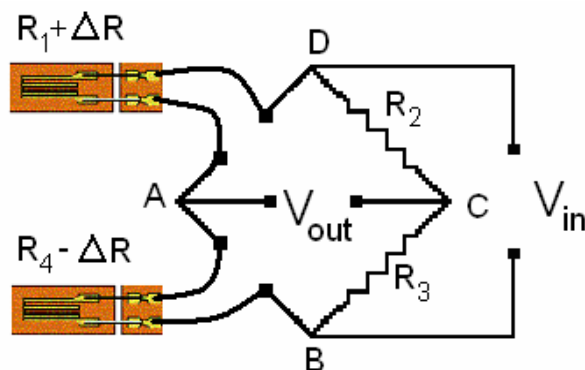


Figura 2.9 - Configuração em ½ ponte.

Adicionando o termo de variação à Eq. (2.6) [15]:

$$V_{out} = V_{in} \cdot \left(\frac{R_1 + \Delta R}{R_1 + \Delta R + R_4 - \Delta R} - \frac{R_2}{R_2 + R_3} \right) \quad (2.13)$$

Similarmente ao desenvolvimento para a configuração de ¼ ponte, inserindo o fator de sensibilidade, considerando o mesmo valor das resistências iniciais e a mesma deformação nos dois extensômetros ativos [15]:

$$V_{out} = V_{in} \cdot \left(\frac{R_1 + S \cdot \varepsilon \cdot R_1}{R_1 + S \cdot \varepsilon \cdot R_1 + R_4 - S \cdot \varepsilon \cdot R_4} - \frac{R_2}{R_2 + R_3} \right) = V_{in} \cdot \left(\frac{1 + S \cdot \varepsilon}{2} - \frac{1}{2} \right) \quad (2.14)$$

A configuração em ½ ponte apresenta uma equação linear [15]:

$$\frac{V_{out}}{V_{in}} = \frac{S \cdot \varepsilon}{2} \quad (2.15)$$

Na configuração de ponte completa todas as resistências são ativas. A Fig. 2.10 ilustra a montagem:

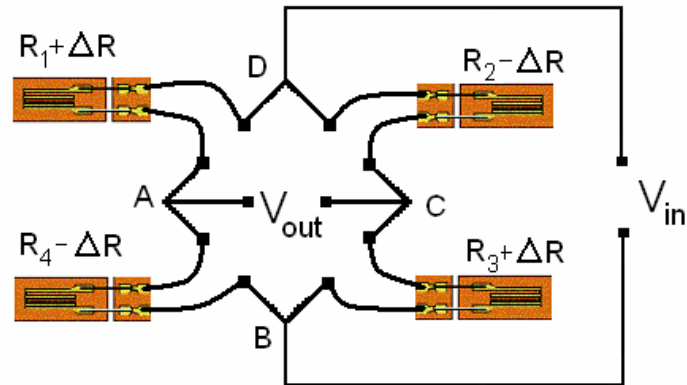


Figura 2.10 - Configuração em ponte completa.

O desenvolvimento é idêntico às situações anteriores. Inserindo a parcela de variação, o fator de sensibilidade, considerando o mesmo valor das resistências iniciais e a mesma deformação em todos os extensômetros [15]:

$$V_{out} = V_{in} \cdot \left(\frac{R_1 + \Delta R}{R_1 + \Delta R + R_4 - \Delta R} - \frac{R_2 - \Delta R}{R_2 - \Delta R + R_3 + \Delta R} \right)$$

$$V_{out} = V_{in} \cdot \left(\frac{R_1 + S \cdot \varepsilon \cdot R_1}{R_1 + S \cdot \varepsilon \cdot R_1 + R_4 - S \cdot \varepsilon \cdot R_4} - \frac{R_2 - S \cdot \varepsilon \cdot R_2}{R_2 - S \cdot \varepsilon \cdot R_2 + R_3 + S \cdot \varepsilon \cdot R_3} \right) \quad (2.16)$$

$$V_{out} = V_{in} \cdot \left(\frac{1 + S \cdot \varepsilon}{2} - \frac{1 - S \cdot \varepsilon}{2} \right)$$

A configuração em ponte completa também apresenta um comportamento linear [15]:

$$\frac{V_{out}}{V_{in}} = S \cdot \varepsilon \quad (2.17)$$

A Eq. (2.18) é a combinação das Eqs. (2.12), (2.15) e (2.17), onde N é o número de extensômetros ativos [15]:

$$\frac{V_{out}}{V_{in}} = \frac{N \cdot S \cdot \varepsilon}{4} \quad (2.18)$$

2.1.3 Sistema de Medição

A Fig. 2.11 ilustra esquematicamente o circuito de medição e a interface de saída para interpretação dos dados. Basicamente, este circuito é composto da ponte

configurável para diferentes resistências (em geral 120 e 350 Ω), de um módulo de amplificação (geralmente com ganho entre 1 e 1000) e de uma fonte de tensão (valores típicos entre 0,1 e 10 V). Os equipamentos modernos para medição em extensometria possuem, além destes módulos, um conversor analógico-digital, uma interface de comunicação para PC e um software para configuração do circuito, aquisição e gravação dos sinais e pós-processamento dos resultados.



Figura 2.11 - Cadeia esquemática para medição em extensometria.

2.2 Análise Experimental de Tensões

Como mencionado anteriormente, a extensometria é a técnica mais utilizada para análise experimental de tensões. Alguns métodos ópticos como a holografia, Moiré e fotoelasticidade são também importantes, mas possuem aplicação muito específica. Independentemente do método utilizado, o procedimento experimental para análise de tensões em um componente é baseado nos fundamentos da Mecânica dos Sólidos.

Em extensometria, o valor das tensões resultantes a um carregamento é calculado a partir de valores de deformação medidos nos extensômetros. Desta forma é necessário um conhecimento prévio da dimensão do estado de tensões: uniaxial, biaxial ou triaxial. A relação constitutiva – correspondência entre as componentes de tensão e deformação atuantes no material – deve considerar o modelo do material e o estado de tensões do problema.

2.2.1 Relações Constitutivas

Na região elástica da curva tensão-deformação a Lei de Hooke, proposta por Robert Hooke em 1678, em sua forma uniaxial é descrita como:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (2.19)$$

Neste caso a tensão atuante é a única tensão principal, valor que poderá ser utilizado para uma análise de falha, comparando-se a sollicitação aos valores de resistência do material.

A Lei de Hooke generalizada é descrita na Eq. (2.20):

$$\sigma = C\varepsilon \quad (2.20)$$

Ou, em notação matricial:

$$\sigma_{ij} = C_{ijkl}\varepsilon_{kl} \quad (2.21)$$

O Tensor de Elasticidade C possui, a priori, 81 componentes a serem determinadas em um ensaio de caracterização do material. A teoria da elasticidade linear desenvolvida entre os séculos XVIII e XIX por estudiosos como Cauchy (1789-1857), Poisson (1781-1840), Lamé (1795-1870), Clapeyron (1799-1864), entre outros, estabelece o problema de elasticidade de forma bem mais simplificada.

O tensores tensão e deformação, por serem simétricos, precisam de apenas 6 componentes cada para serem representados. Além disto, como o tensor C é de quarta ordem, suas componentes não podem ser distribuídos em uma matriz bidimensional. A forma de representação proposta abaixo, em formato de coluna diminui o número de componentes de C para 36, permitindo uma representação como mostrado na Eq. (2.22):

$$\begin{bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \sigma_{12} \\ \sigma_{13} \\ \sigma_{23} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & C_{14} & C_{15} & C_{16} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & C_{24} & C_{25} & C_{26} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} & C_{34} & C_{35} & C_{36} \\ C_{41} & C_{42} & C_{43} & C_{44} & C_{45} & C_{46} \\ C_{51} & C_{52} & C_{53} & C_{54} & C_{55} & C_{56} \\ C_{61} & C_{62} & C_{63} & C_{64} & C_{65} & C_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \varepsilon_{12} \\ \varepsilon_{13} \\ \varepsilon_{23} \end{bmatrix} \quad (2.22)$$

Como os tensores tensão e deformação são simétricos, pode-se provar que o tensor C também deve ser. Esta propriedade diminui o número de termos para 21.

Em materiais isotrópicos, devido à igualdade de comportamento em qualquer direção, a relação constitutiva fica reduzida à forma apresentada na Eq. (2.23)

$$\begin{bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \sigma_{12} \\ \sigma_{13} \\ \sigma_{23} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & 0 & 0 & 0 \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & 0 & 0 & 0 \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \varepsilon_{12} \\ \varepsilon_{13} \\ \varepsilon_{23} \end{bmatrix} \quad (2.23)$$

Todos os termos do Tensor de Elasticidade, para materiais isotrópicos, são dependentes de apenas dois parâmetros do material. Devido à facilidade para caracterização, o módulo de elasticidade E e o coeficiente de Poisson ν , constantes do material, são preferencialmente empregados.

A definição de outras duas constantes μ e λ , conhecidos como parâmetros de Lamé, torna a representação matricial da relação constitutiva mais compacta. Estas são definidas como:

$$\begin{aligned} \mu &= \frac{E}{1+\nu} \\ \lambda &= \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \end{aligned} \quad (2.24)$$

Assim, a forma matricial fica:

$$\begin{bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \sigma_{12} \\ \sigma_{13} \\ \sigma_{23} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2\mu + \lambda & \lambda & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & 2\mu + \lambda & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda & 2\mu + \lambda & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2\mu & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2\mu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2\mu \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \varepsilon_{12} \\ \varepsilon_{13} \\ \varepsilon_{23} \end{bmatrix} \quad (2.25)$$

O sistema de equações, em função dos parâmetros do material E e ν , é dado pela Eq. (2.26):

$$\begin{aligned}
\sigma_{11} &= \frac{E}{1+\nu} \varepsilon_{11} + \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)} (\varepsilon_{11} + \varepsilon_{22} + \varepsilon_{33}) \\
\sigma_{22} &= \frac{E}{1+\nu} \varepsilon_{22} + \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)} (\varepsilon_{11} + \varepsilon_{22} + \varepsilon_{33}) \\
\sigma_{33} &= \frac{E}{1+\nu} \varepsilon_{33} + \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)} (\varepsilon_{11} + \varepsilon_{22} + \varepsilon_{33}) \\
\sigma_{12} &= \frac{E}{1+\nu} \varepsilon_{12} \\
\sigma_{13} &= \frac{E}{1+\nu} \varepsilon_{13} \\
\sigma_{23} &= \frac{E}{1+\nu} \varepsilon_{23}
\end{aligned} \tag{2.26}$$

As Eqs. (2.26) representam a relação constitutiva para casos de estado triaxial de tensões. Nos casos de estado uniaxial, a relação é reduzida para a Eq. (2.19).

Na prática de extensometria para análise experimental de tensões, situações de estado biaxial de tensões são predominantes. Dois casos particulares permitem a adição de novas hipóteses para simplificação das equações constitutivas – estado plano de deformação e estado plano de tensão.

Em um estado plano de deformações, não há deformação em uma direção. O estado de tensões resultante é tridimensional, no entanto, uma das componentes é função das outras duas. As equações constitutivas da Eq. (2.26) ficam reduzidas à Eq. (2.27):

$$\begin{aligned}
\sigma_{11} &= \frac{E}{1+\nu} \varepsilon_{11} + \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)} (\varepsilon_{11} + \varepsilon_{22}) \\
\sigma_{22} &= \frac{E}{1+\nu} \varepsilon_{22} + \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)} (\varepsilon_{11} + \varepsilon_{22}) \\
\sigma_{33} &= \nu(\sigma_{11} + \sigma_{22}) \\
\sigma_{12} &= \frac{E}{1+\nu} \varepsilon_{12} \\
\sigma_{13} &= \sigma_{23} = 0
\end{aligned} \tag{2.27}$$

Situações de estado plano de tensões ocorrem quando não há tensões fora de um plano, o que acontece em muitos problemas de engenharia. Neste caso as equações constitutivas são dadas pelas Eqs. (2.28):

$$\begin{aligned}
\sigma_{11} &= \frac{E}{1-\nu^2}(\varepsilon_{11} - \nu\varepsilon_{22}) \\
\sigma_{22} &= \frac{E}{1-\nu^2}(\varepsilon_{22} - \nu\varepsilon_{11}) \\
\sigma_{12} &= E \frac{1-\nu}{1-\nu^2} \varepsilon_{12} \\
\sigma_{33} &= \sigma_{13} = \sigma_{23} = 0
\end{aligned}
\tag{2.28}$$

2.2.2 Avaliação de Tensões Principais

Na análise experimental de um componente mecânico, o tensor tensão é determinado pelas suas componentes. Uma vez definido, é possível calcular as tensões e direções principais atuantes, o que será necessário para verificar um dado critério de falha, por exemplo. Por definição, as tensões principais são aquelas que ocorrem em direções, também chamadas de principais, para as quais as tensões cisalhantes são nulas.

As tensões principais e os vetores das direções principais podem ser determinados através da solução de um problema de autovalor, tal que:

$$(\sigma - \delta I)n = 0 \tag{2.29}$$

onde,

σ é o tensor tensão;

δ são os autovalores do problema;

I é a matriz identidade e;

n são os autovetores.

A solução deste problema resulta em três tensões principais σ_I , σ_{II} e σ_{III} , cada uma associada a uma direção principal, n_I , n_{II} e n_{III} .

Em extensometria, alguns extensômetros são destinados especificamente para cálculo de tensões principais em estados planos. A roseta tipo 0-45-90° fornece três componentes de deformação, angularmente espaçadas em 45°. Denominando cada uma das componentes conforme sugerido na Fig. 2.12:

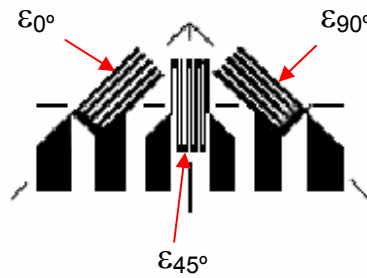


Figura 2.12 - Denominação das componentes em uma roseta tipo 0-45-90°.

As tensões principais σ_I e σ_{II} podem ser calculadas como:

$$\sigma_{I,II} = \frac{E}{1-\nu} \frac{\varepsilon_{0^\circ} + \varepsilon_{90^\circ}}{2} \pm \frac{E}{\sqrt{2}(1+\nu)} \sqrt{(\varepsilon_{0^\circ} - \varepsilon_{45^\circ})^2 + (\varepsilon_{90^\circ} - \varepsilon_{45^\circ})^2} \quad (2.30)$$

Desta forma é possível determinar o estado de tensões em um dado ponto do componente sem que seja necessário um conhecimento prévio das direções principais. Em situações onde as direções são conhecidas, como em vasos de pressão cilíndricos, é recomendado utilizar extensômetros duplos tipo X-Y e alinhar as grades às direções principais. Desta forma, os valores medidos serão as deformações principais, e as tensões poderão ser calculadas diretamente pela relação constitutiva.

2.2.3 Procedimento Experimental

A realização de um ensaio para avaliação experimental de tensões depende de um planejamento prévio. Algumas etapas são descritas abaixo:

1. Avaliação preliminar do problema: determinar o objetivo do ensaio, definindo o que será medido e quais conclusões são desejadas. Avaliar o carregamento e concluir sobre o estado de tensões. Os elementares são: normal, flexão, torção e cisalhamento. Frequentemente eles aparecem superpostos de forma que as direções principais não são previamente conhecidas. Nestes casos é necessário utilizar rosetas triplas para o cálculo das tensões principais. Verificar quanto à concentrações de tensão no local. Em pontos próximos a entalhes, é relevante considerar o tamanho na escolha do extensômetro.
2. Escolha do extensômetro: o tipo e tamanho do extensômetro é consequência da avaliação preliminar do ensaio. O extensômetro deve ser especificado quanto ao material do componente, quanto ao formato

(uniaxial, duplos, triplos ou múltiplos) dependendo do que será medido, e quanto ao tamanho.

3. Avaliação da influência da temperatura: variações da temperatura ambiente durante o ensaio podem provocar erros nos dados medidos. Para compensação das deformações térmicas do material, recomenda-se a utilização de configurações da ponte de Wheatstone em meia ou ponte completa. A utilização de um “dummy” – extensômetro não ativo à sollicitação mecânica - é recomendável quando é necessário utilizar a configuração de $\frac{1}{4}$ de ponte.
4. Preparação do componente para ensaio: os extensômetros são colados na superfície após a retirada de pintura, lixação e limpeza desta. Após a colagem e estanhagem dos terminais, recomenda-se aplicar verniz ou parafina para proteção da grade do extensômetros.
5. Ligações elétricas: existem vários produtos como conectores, fios de pequenos diâmetro, ferramentas de manuseio, entre outros, especificamente para a prática de extensometria. Quanto à fiação, recomenda-se utilizar cabos com blindagem.
6. Configuração do sistema de aquisição: nos sistemas mais modernos toda a configuração é feita via software. A escolha da tensão de alimentação, o tipo de configuração da ponte ($\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$ ou ponte completa) e o valor nominal das resistências devem ser informados ao programa. A taxa de amostragem da aquisição, o tipo e configuração dos filtros, o tempo de ensaio, entre outras, também são configurados via *software*.
7. Análise de resultados: o cálculo das deformações no extensômetro é feito a partir do sinal de tensão medido V_{out} na ponte. As Eqs. (2.12), (2.15) e (2.17) devem ser utilizadas dependendo da configuração da ponte. Os valores de tensão são obtidos a partir das relações constitutivas relacionadas em (2.19), (2.26), (2.27) ou (2.28), dependendo do problema. As tensões principais podem ser calculadas a partir do tensor tensão ou, para rosetas triplas pela Eq. (2.30).

Uma análise experimental de tensões será feita no estudo de caso. Os procedimentos e resultados serão abordados no Capítulo 4.

2.3 Transdutores de Carregamento

Transdutores são dispositivos projetados para possibilitar a medição de uma grandeza física. O princípio básico de todos os transdutores é a transformação de um tipo de energia em outra, sendo a última passível de comparação conforme uma unidade padrão de medida.

A última geração dos transdutores com aplicação na área mecânica, entre eles sensores de temperatura, pressão, aceleração e carregamento, apresentam como informação de saída um sinal elétrico. O sinal gerado durante uma medição poderá ser amplificado, convertido para formato digital, gravado e processado via computador.

A grande maioria dos transdutores de carregamento é baseada no princípio da variação da resistência de materiais condutores ou semicondutores, conforme as teorias de extensometria. Transdutores constituídos de extensômetros semicondutores são utilizados em aplicações onde é necessária grande sensibilidade. Os transdutores de extensômetro de material condutor são os mais utilizados comercialmente, devido à simplicidade, custo e boa precisão.

2.3.1 Transdutores Uniaxiais

Basicamente, um transdutor para medição de carregamento uniaxial, uma componente de força ou de momento, é constituído de um corpo metálico e extensômetros localizados estrategicamente para melhor sensibilidade, dependendo do tipo de carregamento. Maior será a sensibilidade do transdutor quanto maior for a amplitude de resposta deste ao carregamento aplicado. Por este motivo a configuração de ponte completa é adotada, localizando-se extensômetros de tração e compressão nos pontos opostos da ponte. A Fig. 2.13 ilustra uma configuração possível para medição da carga axial em um corpo de geometria retangular.

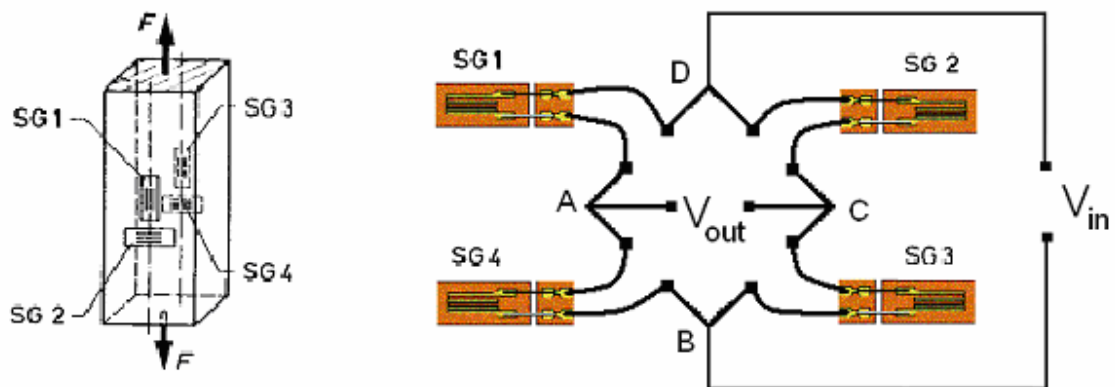


Figura 2.13 - Configuração da ponte em uma barra sob carregamento axial.

Se F é uma força trativa, os extensômetros denominados $SG1$ e $SG3$ estão sob tração, resultando em uma deformação positiva e os extensômetros $SG2$ e $SG4$ ficam sob compressão, gerando um sinal negativo na ponte.

O desenvolvimento da Eq. (2.17), quando as deformações não são iguais nos quatro extensômetros resulta em:

$$\frac{V_{out}}{V_{in}} = \frac{S}{4}(\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) \quad (2.31)$$

Os valores ε_1 , ε_2 , ε_3 e ε_4 são as deformações resultantes ao carregamento nos extensômetros $SG1$, $SG2$, $SG3$ e $SG4$ respectivamente. Como $SG1$ e $SG3$ estão sob tração e $SG2$ e $SG4$ estão sob compressão, estes últimos entram com sinal negativo na Eq. (2.31), resultando em uma soma dos quatro termos.

O formato mais comum de transdutores de força uniaxiais é apresentado na Fig. 2.14, conhecido como “S type”. O corpo é um bloco metálico com formato em “S” e um furo central onde estão localizados os extensômetros. Os parâmetros geométricos variam de acordo com a capacidade de carga. A configuração da ponte é idêntica à Fig. 2.13 para maior sensibilidade.



Figura 2.14 - Transdutor de carregamento axial com formato em "S".

Transdutores uniaxiais para medição de carregamentos de flexão apresentam ótima sensibilidade. Por isso são utilizados para medir forças de baixa amplitude. Duas configurações possíveis são apresentadas na Fig. 2.15.

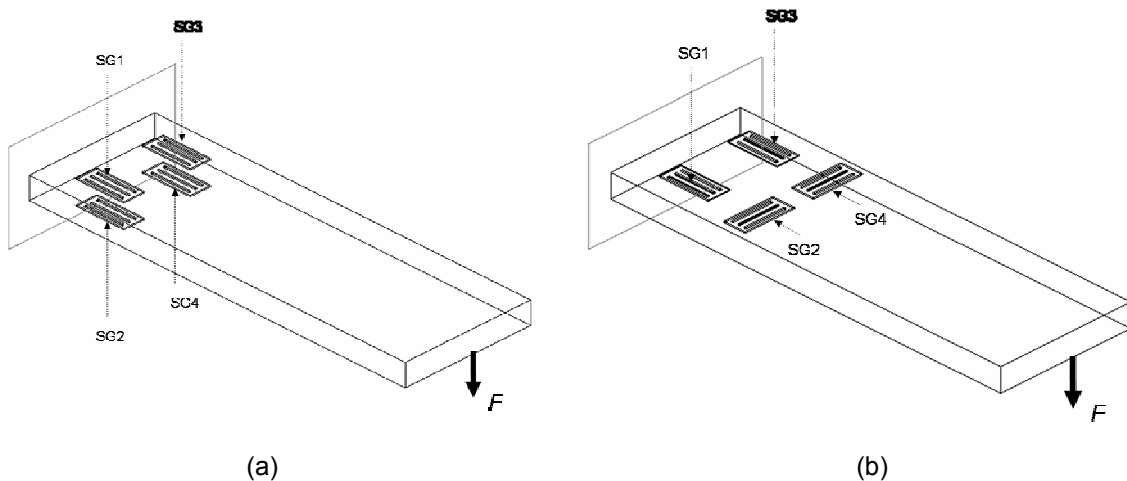


Figura 2.15 - Configurações possíveis para uma célula de flexão.

Em (a) os extensômetros são dispostos nas faces opostas da viga. Esta configuração apresenta melhor sensibilidade e acoplamento nulo a carregamentos de membrana, isto é, o sinal de saída na ponte será nulo se um carregamento axial for aplicado. Na configuração (b) a presença de uma força axial provoca um sinal de saída. Uma vez que os extensômetros estão na mesma face da viga, esta configuração é de construção mais simplificada.

Na Fig. 2.16 um corpo cilíndrico é submetido a um carregamento torcional M_t . Extensômetros duplos tipo "espinha de peixe" são posicionado conforme mostrado. Os

extensômetros SG1 e SG3 estão sob tração e os extensômetros SG2 e SG4 sob compressão.

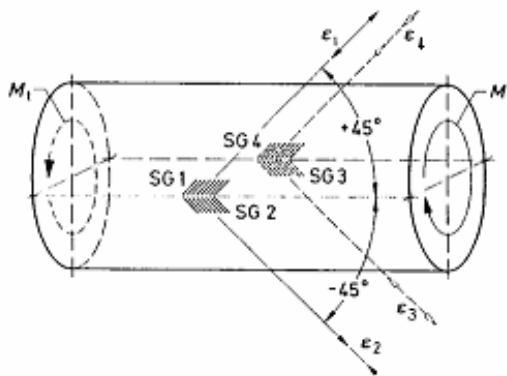


Figura 2.16 - Disposição dos extensômetros para medição de carregamento torcional.

A configuração da ponte é idêntica à Fig. 2.13 para obtenção da máxima amplitude possível do sinal.

Após a confecção do transdutor é necessário calibrar a resposta de saída deste. O objetivo é conhecer o comportamento do dispositivo de medição, incluindo o transdutor propriamente dito e o sistema de medição utilizado. Ao aplicar um carregamento conhecido F , a leitura do canal de saída fornecerá um sinal de amplitude S . Considerando o comportamento linear, a relação entre a solitação e a resposta é dada pela constante de calibração:

$$F = KS \quad (2.32)$$

Alguns procedimentos normativos como a ASTM E 74 – 02 “*Standard Practice of Calibration of Force-Measuring Instruments for Verifying the Force Indication of Testing Machines*” e NBR 8197 “*Instrumentos de medição de força, de uso geral - Aferição*” indicam os requisitos quanto ao controle térmico do ambiente durante a calibração, a faixa de calibração e o número de amostras mínimo requisitado para verificação de equipamento de teste. Em termos gerais estes procedimentos sugerem que a calibração seja realizada tomando-se entre 6 e 10 amostras cobrindo toda a faixa de medição do dispositivo. No Capítulo 3 estão descritos os procedimentos e resultados da calibração de dois transdutores uniaxiais de flexão, calibração esta realizada conforme os requisitos da norma NBR 8197.

2.3.2 Transdutores Multiaxiais

A robótica foi a primeira grande aplicação dos transdutores multiaxiais de carregamento, mais especificamente os dispositivos para medição das 6 componentes. A necessidade de controlar os esforços durante a operação de robôs industriais incentivou o desenvolvimento de uma série de propostas quanto à geometria e aspectos construtivos destes transdutores. A seguir serão apresentados os conceitos básicos da teoria de transdutores de seis eixos, uma breve abordagem dos modelos geométricos propostos em alguns trabalhos analisados e, por fim, alguns comentários sobre a aplicabilidade, vantagens e desvantagens de cada conceito.

2.3.2.1 Conceitos teóricos

A relação entre o carregamento atuante $\overset{U}{F}$ e o valor dos canais de leitura $\overset{D}{\varepsilon}_s$ do transdutor multiaxial, considerando o comportamento elástico do material é dada por:

$$\overset{D}{\varepsilon}_s = [C]\overset{U}{F} \quad (2.33)$$

onde $[C]$ é a matriz de coeficientes de sensibilidade.

No caso de transdutores de seis componentes o vetor de carregamento é da forma $\overset{U}{F} = (F_x F_y F_z M_x M_y M_z)$. Neste caso $[C]$ é uma matriz de dimensão $n \times 6$, sendo n o número de canais de saída do transdutor.

A solução para o vetor de carregamento é feita pela inversão da matriz $[C]$:

$$\overset{U}{F} = [C]^{-1} \overset{D}{\varepsilon}_s = [A]\overset{D}{\varepsilon}_s \quad (2.34)$$

onde $[A]$ é a matriz de calibração de dimensão $6 \times n$.

A maioria dos transdutores de seis eixos possuem o mesmo número de canais ($n = 6$). Neste caso, a representação matricial da Eq. (2.34):

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} & A_{14} & A_{15} & A_{16} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} & A_{24} & A_{25} & A_{26} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} & A_{34} & A_{35} & A_{36} \\ A_{41} & A_{42} & A_{43} & A_{44} & A_{45} & A_{46} \\ A_{51} & A_{52} & A_{53} & A_{54} & A_{55} & A_{56} \\ A_{61} & A_{62} & A_{63} & A_{64} & A_{65} & A_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \varepsilon_4 \\ \varepsilon_5 \\ \varepsilon_6 \end{bmatrix} \quad (2.35)$$

Chao e Chen [4] propõem duas classificações básicas quanto à matriz de calibração: mecanicamente acoplados e mecanicamente desacoplados. Os transdutores mecanicamente desacoplados possuem, na sua matriz $[A]$, os termos da diagonal principal de valor muito superior ao restante, podendo considerá-los nulos. Isto é obtido em geometrias de complexidade elevada. Por outro lado, os sensores que possuem acoplamento mecânico são de geometria mais simples. Nestes casos a matriz $[A]$ possui valores não nulos nos termos não pertencentes à diagonal principal.

2.3.2.2 Conceitos geométricos

As formas geométricas variam segundo a aplicação de destino. A Fig. 2.17 apresenta um transdutor tipo mesa (*table force sensor*) proposto por Liu et al. [16]:

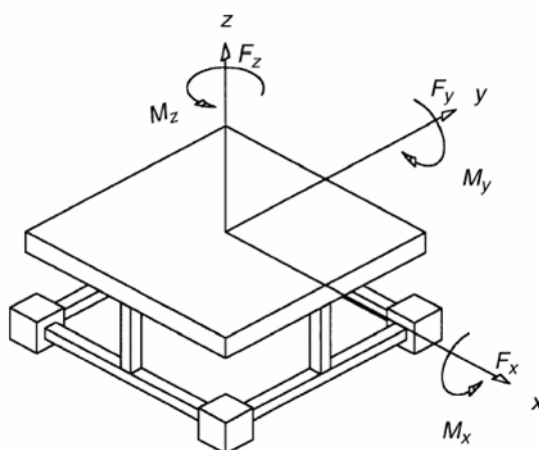


Figura 2.17 - Transdutor multiaxial tipo mesa proposto por Liu et al.

Transdutores com forma geométrica similar são utilizados em túneis de vento, esportes (plataformas de salto em distância), saúde (ortopedia) e em robótica, para medição dos esforços de reação na base dos robôs.

Devido ao bom desacoplamento mecânico, os sensores tipo cruz (*wrist force sensor*, vide Fig. 2.18) são os mais utilizados comercialmente nas áreas: automotiva, biomecânica e em robótica, para controle dos esforços de atuadores mecânicos. Scheinman [20] foi o primeiro a propor um transdutor de seis eixos com este formato. O dispositivo foi usinado a partir de um bloco de alumínio onde foram colados oito pares de extensômetros em quatro vigas flexíveis dispostas radialmente entre um anel externo também flexível e um bloco quadrado central. Variações desta geometria foram

apresentadas por diversos pesquisadores, a exemplo de Chao e Chan, mencionados anteriormente. No trabalho intitulado “Otimização de forma e avaliação de sensibilidade ao carregamento de transdutores de seis eixos” os autores utilizam a montagem apresentada na Fig. 2.19 para propor uma metodologia de otimização geométrica aplicando o método dos elementos finitos.

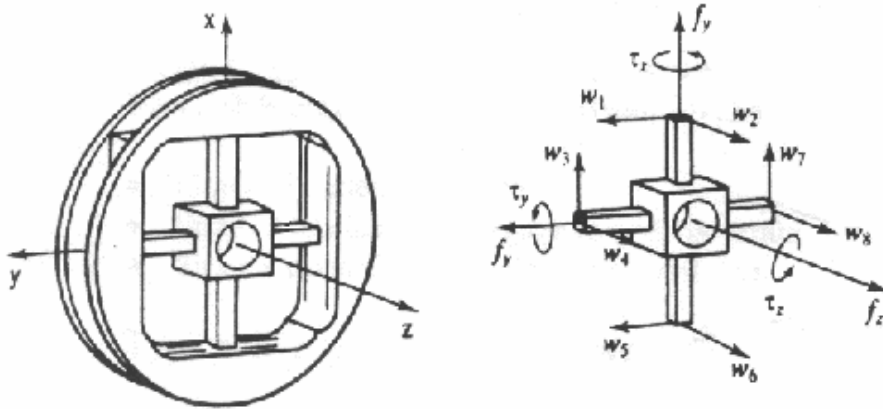


Figura 2.18 – Forma de sensores tipo cruz (wrist force sensor).

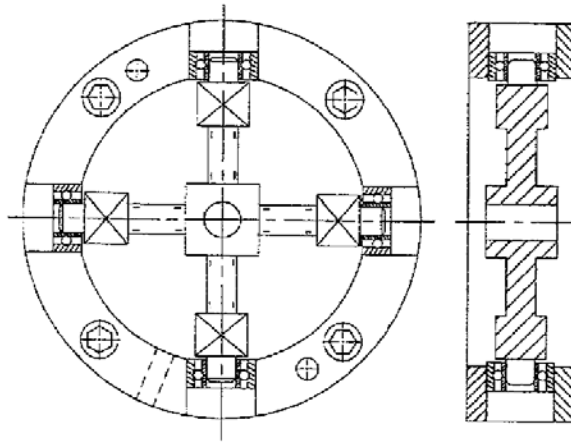


Figura 2.19 - Transdutor multiaxial tipo cruz proposto por Chao e Chan.

Dois trabalhos recentes introduziram um novo conceito de forma geométrica para transdutores de seis eixos. Spletzer e Marron [21] desenvolveram uma série de protótipos com geometria cilíndrica, com objetivo de reduzir o custo de fabricação, como apresentado na Fig. 2.20. Os resultados de calibração mostram que, apesar do acoplamento existente entre alguns canais, a utilização da matriz de calibração para o cálculo do carregamento atuante, após a aquisição dos dados, não compromete a performance do dispositivo.

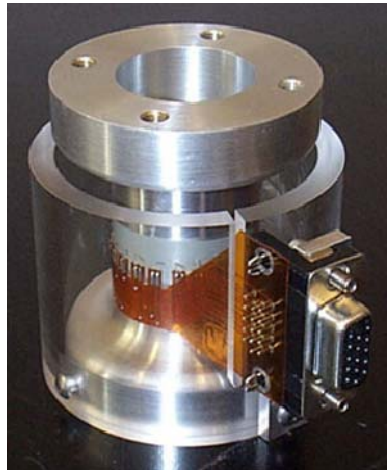


Figura 2.20 - Protótipo do transdutor de seis eixos proposto por Spletzer e Marron.

O conceito geométrico é o mesmo no trabalho realizado por Reinhorn e Bracci [19]. Um protótipo para medição de 5 componentes – a componente torcional não foi incluída - foi desenvolvido para aplicações em engenharia civil, na determinação de esforços de grandes estruturas. O transdutor mostrado na Fig. 2.21 apresenta um acoplamento acentuado, conforme conclusões dos resultados de calibração. Mesmo assim o carregamento pode ser determinado com boa precisão.



Figura 2.21 - Protótipo com aplicações em engenharia civil proposto por Reinhorn e Bracci.

2.3.2.3 Comentários

Em uma primeira análise, os transdutores multiaxiais mecanicamente desacoplados possuem vantagens sobre os modelos que possuem acoplamento. Uma vez que o vetor de carregamento é calculado a partir de uma matriz diagonal, ou seja, cada componente é obtida independentemente em uma única operação aritmética, o valor

do carregamento atuante pode ser avaliado em tempo real, durante o funcionamento. Esta característica é essencial em robótica, uma vez que as informações do sensor são utilizadas na rotina de controle destes. Na prática, variações no processo de fabricação, produzem acoplamentos, mesmo que de pequena ordem. Os fabricantes de transdutores multiaxiais sugerem a utilização da matriz de calibração completa para obtenção de resultados mais precisos. Quando isto não é um requisito prioritário, os termos de acoplamento podem ser negligenciados, tornando a matriz de calibração $[A]$ diagonal e facilitando o processamento dos dados.

Em transdutores mecanicamente acoplados, os sinais gravados devem ser processados, ou seja, o vetor de carregamento é calculado após a realização do ensaio pela Eq. (2.35). No entanto, isto não é uma forte necessidade em ensaios na área estrutural, uma vez que os sinais gravados são usualmente pós-processados através de filtros, operações aritméticas, transformação para o domínio da frequência, entre outros. Por sua vez, transdutores com geometrias simples, como os modelos propostos por Spletzer e Marron e também por Reinhorn e Bracci, são de fácil fabricação, apresentando um grande potencial para diminuição do custo do produto.

CAPÍTULO 3

PROJETO, FABRICAÇÃO E CALIBRAÇÃO DE UM TRANSDUTOR DE CARREGAMENTO MULTIAXIAL

No Capítulo 2 abordou-se os conceitos teóricos e alguns modelos geométricos de transdutores para medição de seis componentes de carregamento. Neste Capítulo 3 é feita a apresentação das etapas de desenvolvimento de um transdutor multiaxial, incluindo o projeto e análise numérica, a fabricação dos protótipos, os dispositivos, o método e os resultados de calibração.

3.1 Projeto do Transdutor

Segundo os objetivos descritos no Capítulo 1, este trabalho se propõe a projetar, construir, calibrar e utilizar em um ensaio de aplicação industrial um transdutor de carregamento de seis componentes de geometria simples, de fácil fabricação, empregando materiais e extensômetros facilmente encontrados no mercado.

A escolha da concepção geométrica é o ponto inicial para o desenvolvimento do transdutor. Seguindo os critérios de simplicidade e a viabilidade apresentada na revisão bibliográfica, o modelo proposto possui um formato cilíndrico tubular disposto verticalmente. A Fig. 3.1 ilustra esquematicamente esta geometria, o sistema de referência adotado e a atuação das seis componentes de carregamento.

São duas as principais conseqüências desta concepção geométrica:

- Acoplamento mecânico: como será detalhado mais adiante, as componentes F_x e M_y são acopladas mutuamente, uma vez que provocam um estado de deformações similar na mesma região da superfície cilíndrica. Por analogia, as componentes F_y e M_x também serão acopladas;
- Sensibilidade: devido à maior rigidez no sentido do eixo z não há isotropia entre os coeficientes de sensibilidade. Isto implica em maiores erros no

canal dedicado à componente F_z devido ao ruído de medição. Por outro lado, a capacidade de carga neste sentido será muito superior às outras componentes.

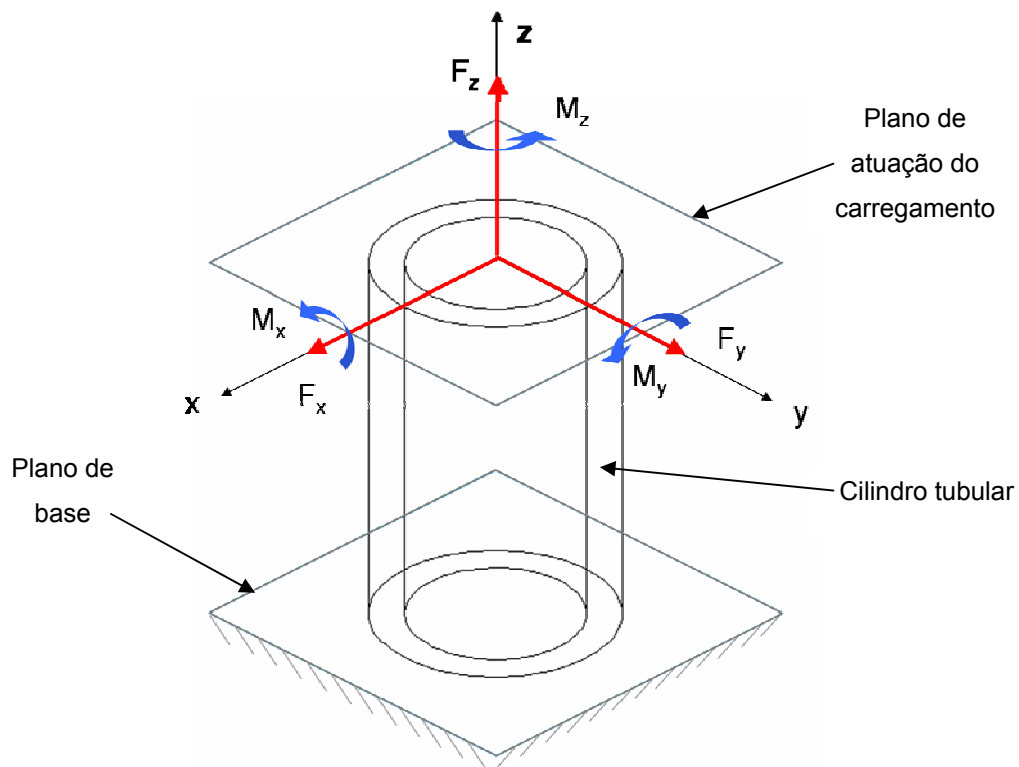


Figura 3.1– Formato cilíndrico tubular e sistema de referência de atuação do carregamento.

O projeto final do transdutor deve compreender:

- a especificação do material;
- o detalhamento geométrico do corpo do transdutor;
- a especificação e o posicionamento dos extensômetros e;
- as ligações elétricas das pontes de Wheatstone para os canais de medição.

A decisão sobre o material do corpo do transdutor, apresentada no item 3.1.1, foi feita considerando os materiais usualmente utilizados em transdutores, o critério de disponibilidade comercial e a compatibilidade com extensômetros igualmente disponíveis. As próximas três etapas - determinação da geometria, especificação e posicionamento dos extensômetros e as ligações elétricas - foram realizadas simultaneamente, conforme metodologia descrita no item 3.1.2.

3.1.1 Especificação do material

O processo de escolha do material deve contemplar as diferentes características desejadas no transdutor. Entre as propriedades mecânicas, a relação linear entre tensão e deformação é a mais importante. O módulo de elasticidade e a tensão de escoamento são requisitadas para o dimensionamento do corpo do transdutor, com compromisso entre a sensibilidade de leitura e a capacidade de carga desejada. Entre as propriedades térmicas, uma boa condutividade é essencial para a estabilidade e precisão do transdutor. O coeficiente de expansão térmica deve ser compatível à especificação dos extensômetros. A resistência à corrosão é a propriedade química desejável, uma vez que projeto de sensores deve prever um longo ciclo de vida. Aspectos de custo e fabricação também devem ser avaliados.

O fabricante *Measurement Group, Inc* propõe duas classificações para os materiais utilizados em transdutores: ligas de alto módulo e ligas de baixo módulo. Na primeira classe, os materiais são empregados para transdutores de alta capacidade de carga. Quando o nível do carregamento é baixo, os materiais de baixo módulo de elasticidade, essencialmente as ligas de alumínio, são preferidas, conferindo boa sensibilidade ao sensor. Na Tab. 3.1 (traduzida e resumida), o fabricante apresenta as principais ligas utilizadas, algumas propriedades mecânicas e térmicas, e uma análise qualitativa das outras características desejáveis. É importante ressaltar que os valores de parâmetros de material, em especial os dados de resistência mecânica, são encontrados com grandes faixas de variação na bibliografia, normas técnicas e catálogos de fabricantes. Para materiais de alto módulo de elasticidade, as especificações da série 6, AISI 630, 631 e 632 são as mais indicadas devido às boas propriedades de resistência mecânica. Na outra classe, a liga de alumínio 2024 – T8 é considerada a melhor especificação.

Devido às boas propriedades de resistência mecânica e de resistência à corrosão, as ligas de aço-inox foram consideradas as mais indicadas para o desenvolvimento do transdutor. Dentre estas, o aço-inox AISI 304 foi classificado como a pior liga quanto às características de linearidade e histerese. Apesar das boas propriedades dos aços-inox da série 6, a opção foi feita para os aços-inox de estrutura martensítica, a série 4, devido a grande variedade de extensômetros disponíveis, a melhor disponibilidade comercial e o custo do material. Considerando todos estes aspectos, a liga AISI 420 foi adotada para o projeto do transdutor.

Tabela 3.1 – Propriedades dos materiais mais utilizados em transdutores [17].

Material	Módulo de Elasticidade [GPa]	Tensão de Escoamento [MPa}	Coef. Expansão Térmica [$10^{-6}(\text{°C})^{-1}$]	Alongamento [%]	Linearidade	Histerese*	Fluência e Relaxação*	Custo*	Usinabilidade*	Resistência à Corrosão*
Ligas de Alto Módulo										
AISI 4140 aço	207	1380	11,7	12	8	8	7	9	5	1
AISI 4340 aço	207	1450	11,3	12	8	8	8	8	5	1
AISI 304 aço-inox	193	1030	17,3	4 - 5	5	4	4	7	3	8
AISI 420 aço-inox	200	966	10,8	15	7	7	6	7	4	6
AISI 630 aço-inox	196	1275	10,8	14	7	7	7	6	6	7
AISI 631 aço-inox	200	1520	10,3	6 - 7	8	8	7	6	6	7
AISI 632 aço-inox	200	1520	9	6	8	8	8	4	6	7
Ligas de Baixo Módulo										
2014 - T6 liga de Al.	73	415	22,3	10	7	7	6	5	8	3
2024 - T4 liga de Al.	73	315	22,7	18	7	7	6	5	8	3
2024 - T8 liga de Al.	73	450	22,7	8	8	8	7	5	8	3
6061 - T6 liga de Al.	69	275	23,2	14	4	4	4	6	7	4
7075 - T6 liga de Al.	72	485	23,2	10	6	6	6	5	8	3

* Os valores para estas propriedades são apenas qualitativos, com escala entre 0 a 10.

3.1.2 Metodologia de Projeto

A solução final da geometria do corpo do transdutor, da especificação e posicionamento dos extensômetros e das ligações elétricas foi obtida segundo um processo evolutivo de síntese e análise. O primeiro modelo foi idealizado a partir das configurações propostas em transdutores de geometria similar apresentados na revisão bibliográfica. No item 3.1.3, é feita uma abordagem sobre os parâmetros geométricos - diâmetro externo D , diâmetro interno d , altura h e forma dos flanges - o posicionamento dos extensômetros e as ligações elétricas dos seis canais de saída.

Este modelo geométrico foi utilizado para avaliação numérica das deformações nos extensômetros pelo Método de Elementos Finitos, por meio de um *software* comercial. Estes valores foram inseridos na equação da ponte para avaliação da resposta dos seis canais de saída. Cada componente de carregamento foi aplicada separadamente com valor unitário para obtenção da matriz de coeficientes de sensibilidade $[C]$ numérica.

No total, foram ensaiados seis modelos, aqui denominados pelas siglas M1, M2, M3, M4, M5 e M6. Devido ao processo evolutivo, estas configurações são sequenciais. O item 3.1.4 apresenta os modelos ensaiados até a solução final encontrada. O item 3.1.5 descreve as etapas de detalhamento do modelo final.

3.1.3 Concepção inicial

O posicionamento e as ligações elétricas do primeiro modelo foram propostas conforme as recomendações de Reinhorn e Bracci devido à simplicidade e ao detalhamento da montagem. Foi adicionado um canal para medição do torque – componente M_z – com configuração similar aos transdutores uniaxiais para medição deste esforço. Dois extensômetros triplos tipo 0-45-90° e dois extensômetros uniaxiais simples foram adotados. A superfície externa do corpo cilíndrico foi dividida em quatro regiões, cada uma denominada por uma letra – A, B, C e D. Os extensômetros foram numerados e posicionados igualmente nestas regiões, conforme montagem esquemática da Fig. 3.2.

Em todas as configurações de ponte propostas utilizou-se a montagem apresentada na Fig. (2.7).

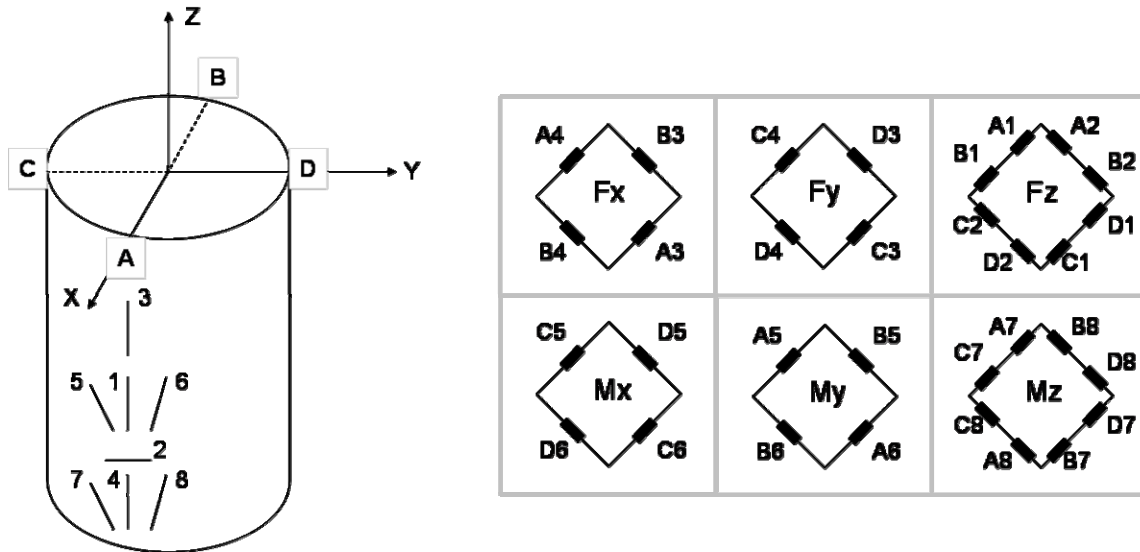


Figura 3.2 – Configuração M1 – disposição dos extensômetro e ligações das pontes.

As componentes cisalhantes F_x e F_y provocam a flexão do corpo do transdutor. O estado de tensão resultante é similar ao de uma viga engastada em uma extremidade e com carga concentrada na outra, ou seja, os estado de tensões é unidirecional no eixo z . A presença de F_x provoca a compressão na região A e traciona o lado oposto B. Por isso o canal dedicado a F_x é configurado com os extensômetros A3 e A4 nos lados positivos da ponte de Wheatstone e os extensômetros B3 e B4 no lado com sinal negativo. Analogamente o canal dedicado a F_y é montado com os extensômetros C3 e C4 na parte positiva, uma vez que a região C estará tracionada na presença de uma força F_y positiva. Do lado oposto, a região D estará sujeita à compressão, por isso os extensômetros D3 e D4 estão na parte oposta da ponte.

A força axial F_z provoca uma tensão de membrana constante em toda a seção e ao longo do eixo z . Devido ao efeito de Poisson, deformações de sinal oposto à direção do carregamento ocorrem perpendicularmente a esta. A configuração deste canal é similar ao conceito de células de carga uniaxiais conforme mostrado anteriormente, mas com a utilização de oito extensômetros na configuração da ponte. Este conceito foi adotado para anular a sensibilidade deste canal aos esforços que causam flexão no corpo: F_x , F_y , M_x e M_y . Em teoria este artifício torna o canal F_z mecanicamente desacoplado dos outros cinco canais. Quando a força F_z é positiva, o sinal nos extensômetros dispostos axialmente em z é também positivo, e nos extensômetros dispostos tangencialmente é negativo. Por isso os extensômetros A1, B1, C1 e D1 estão na parte positiva e os extensômetros A2, B2, C2 e D2, ficam na parte oposta da ponte.

O estado de tensões resultante na presença dos momentos fletores M_x e M_y é similar ao caso dos esforços cisalhantes F_x e F_y , porém em regiões invertidas. A região C fica sob compressão e a região D sob tração na presença de M_x . Quando M_y atua, a região B é tracionada e a região A é comprimida. A disposição dos extensômetros na ponte é feita analogamente aos canais dedicados às componentes F_x e F_y , posicionando os extensômetros sob tração da parte positiva e os extensômetros sob compressão na parte negativa da ponte. Intuitivamente pode-se observar que a opção por utilizar extensômetros a 45° do eixo z diminui a sensibilidade deste canal, uma vez que os extensômetros não estão dispostos segundo a direção principal de deformações. Mesmo assim esta opção foi mantida para uma primeira análise desta configuração.

A montagem do canal de esforço torcional M_z foi idealizada segundo os conceitos utilizados em transdutores uniaxiais para esta componente. Extensômetros dispostos a 45° são sensíveis às deformações cisalhantes resultantes da aplicação de M_z . Similarmente ao canal de esforço axial, utilizou-se um total de oito extensômetros, sendo que estes foram agrupados em quatro pares para a montagem da ponte. O objetivo deste artifício é o mesmo: desacoplar mecanicamente este canal quando F_x , F_y , F_z , M_x ou M_y está atuando.

Os extensômetros foram especificados conforme a disponibilidade comercial e quanto ao material escolhido para o corpo do transdutor. O fabricante *EXCEL Sensores* comercializa extensômetros de tamanho reduzido, ideal para o projeto, devido ao grande número de extensômetros que serão necessários para a montagem dos seis canais. Os tipos escolhidos para a configuração M1 são:

- PA-06-025AA-350-S – modelo unidirecional simples, para aços ou aços-inox de estrutura martensítica e resistência 350Ω ;
- PA-06-125RB-350-S – modelo roseta tripla $0-45-90^\circ$, para aços ou aços-inox de estrutura martensítica e resistência 350Ω .

O primeiro modelo geométrico, incluindo o posicionamento e o comprimento de grade dos extensômetros selecionados é mostrado na Fig. 3.3.

O diâmetro externo D é tomado como 25 mm; os valores do diâmetro interno d e da altura do corpo h foram escolhidos como 20 e 40 mm respectivamente. Dois flanges, também de geometria preliminar foram modelados em ambas as extremidades do corpo para a fixação do transdutor.

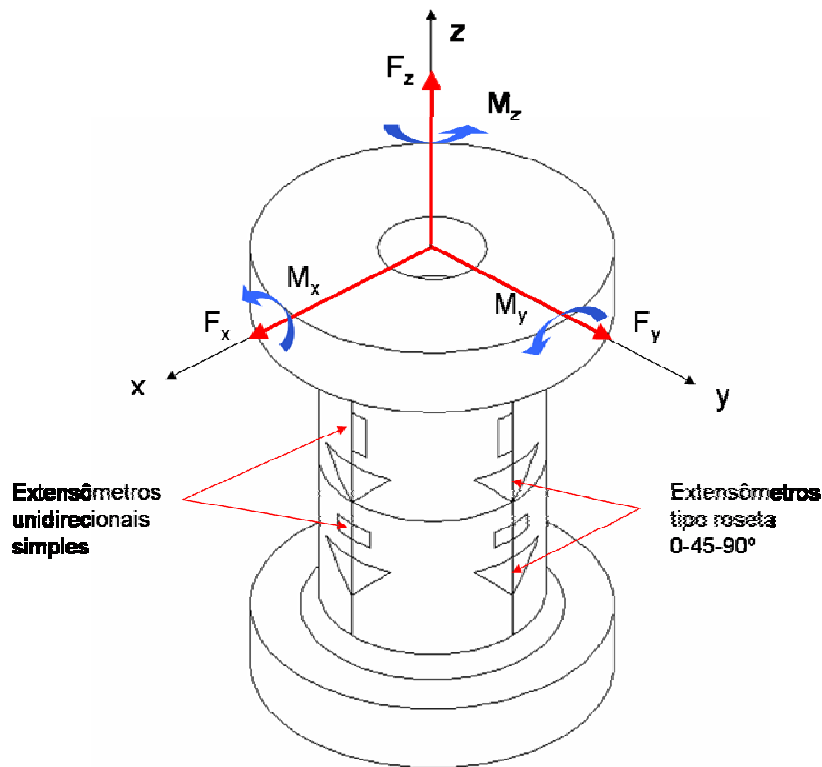


Figura 3.3 – Modelo geométrico com representação dos extensômetros da configuração M1.

A modelagem numérica e o cálculo das pontes permitem estimar numericamente a matriz $[C]$. O próximo item é dedicado à descrição dos modelos construídos, os resultados obtidos na simulação numérica e a explicação da evolução dos modelos até a solução final para a geometria, a disposição e especificação dos extensômetros e a ligação das pontes.

3.1.4 Modelagem pelo Método de Elementos Finitos

O software utilizado para simulação dos modelos foi o ANSYS. No corpo do transdutor foi adotado um elemento tetraédrico de 10 nós (ANSYS SOLID92). Os extensômetros foram modelados como barra 3D. O elemento utilizado (ANSYS LINK180) possui dois nós e três graus de liberdade em cada – u_x , u_y e u_z . A Fig. 3.4 ilustra uma representação dos elementos utilizados:

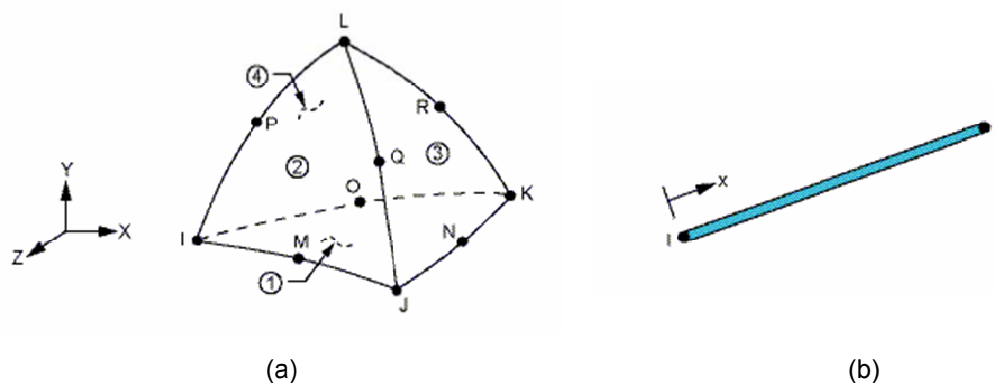


Figura 3.4 – Tipos de elementos utilizados (a) no corpo e (b) nos extensômetros.

A opção por modelar os extensômetros como elementos de barra teve como motivações:

- o posicionamento fiel destes, uma vez que a posição dos extensômetros foi gerada do modelo CAD;
- o tamanho da grade: como o sinal de deformação medido no extensômetro é uma medida da deformação ao longo do comprimento, a representação por uma barra é mais fiel, uma vez que a deformação desta é função dos deslocamentos nodais localizados nas extremidades da barra, ficando menos sensível a efeitos localizados.
- facilidade para organização dos resultados: na etapa de pós-processamento foi montada uma tabela com o valor das deformações em cada extensômetro.

A validade desta modelagem foi previamente verificada em um modelo de viga.

No modelo geométrico, na superfície externa da parte cilíndrica, linhas foram inseridas para que os nós da malha coincidisse com a posição dos extensômetros. A malha foi primeiramente gerada no corpo do transdutor. Os elementos de barra foram inseridos após, tendo como coincidentes os nós já existentes dos elementos sólidos. A malha e as condições de contorno são mostradas na Fig. 3.5. Na superfície inferior os deslocamentos nodais foram anulados. O carregamento foi imposto na superfície superior.

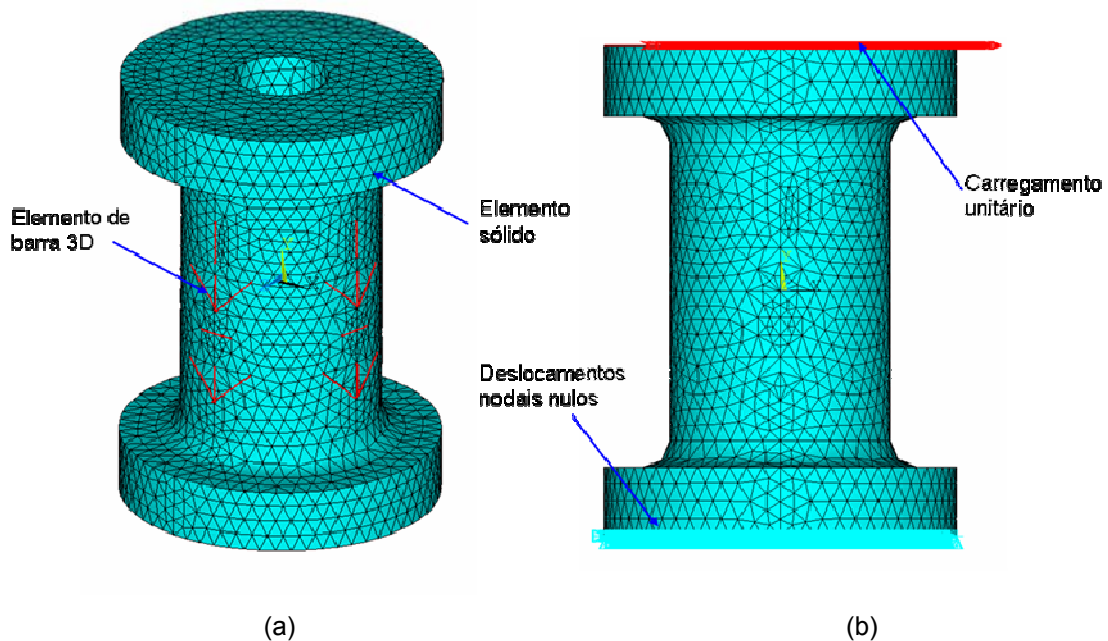


Figura 3.5 – Modelo FEM da configuração M1 (a) malha gerada e (b) condições de contorno e carregamento.

Como o objetivo é verificar a sensibilidade em cada geometria, são realizadas seis análises, todas estáticas e dentro do regime elástico do material, uma para cada carregamento – F_x , F_y , F_z , M_x , M_y e M_z . Em todos os casos o carregamento é unitário, de forma que as respostas dos extensômetros ficam padronizadas.

A partir dos resultados nos 32 elementos de barra e, com a configuração dos canais proposta em cada modelo, a Eq. 2.18 é empregada para determinação dos valores esperados em cada canal. Os dados extraídos são valores de deformação. Ao final da análise de cada modelo, 36 valores de deformação representam a sensibilidade dos seis canais frente às seis componentes de carregamento. O agrupamento destes resultam na matriz de coeficientes de sensibilidade $[C]$.

Na Fig. 3.6 são mostradas as malhas deformadas, uma para cada carregamento aplicado. Nos carregamentos de flexão, F_x , F_y , M_x e M_y , nota-se as regiões de compressão pela colocação azul e as regiões sob tração pela coloração vermelha. Nos carregamentos F_z e M_z o estado de tensões é constante ao longo do eixo z .

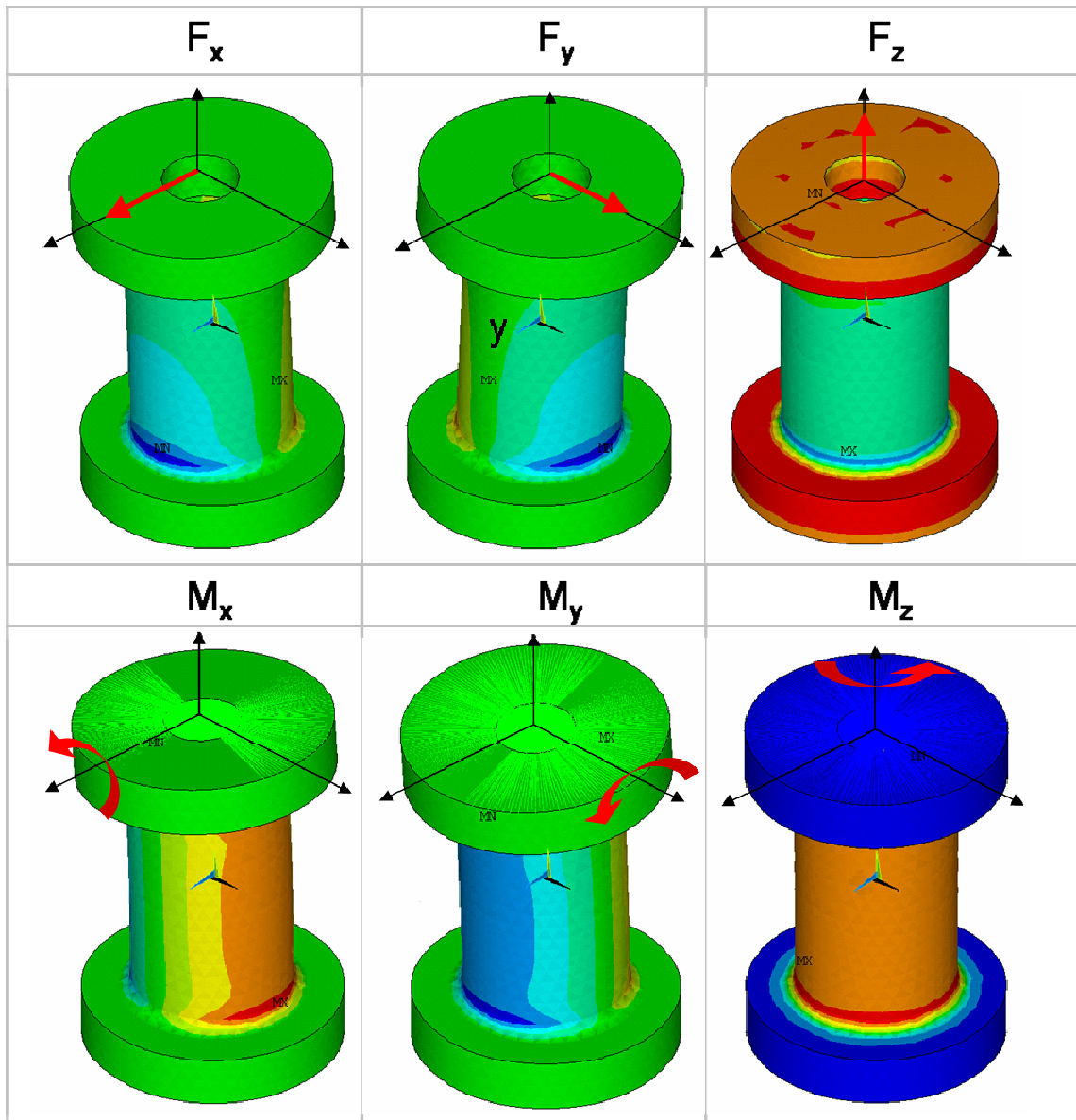


Figura 3.6 – Malha deformada nas seis condições de carregamento.

O cálculo das respostas nos seis canais resulta na matriz [C] para o modelo M1:

$$C_{M1} = \begin{bmatrix} 0,61668 & -0,00006 & -0,00003 & -0,00040 & 21,81850 & 0,00005 \\ 0,00009 & 0,61730 & -0,00002 & -21,83930 & 0,00195 & -0,00108 \\ -0,00002 & -0,00004 & 0,07664 & 0,00017 & -0,00008 & 0,00068 \\ -0,00004 & -0,24547 & 0,00000 & 7,26700 & 0,00131 & 0,00090 \\ 0,24515 & 0,00002 & -0,00001 & 0,00078 & 7,26820 & 0,00170 \\ 0,00039 & -0,00195 & 0,00014 & 0,05952 & 0,06513 & 14,58845 \end{bmatrix} 10^{-6}$$

Os termos das três primeiras colunas e os termos das outras três significam, respectivamente, a deformação induzida na atuação de 1 N de força, e de 1 Nm de momento.

Cada coluna tem como significado as sensibilidades ao carregamento aplicado. Por exemplo, os termos da coluna 1 são as respostas dos seis canais do transdutor na aplicação de 1 N de força cisalhante F_x . Nesta coluna, os termos C_{11} , C_{21} , C_{31} , C_{41} , C_{51} e C_{61} são os valores de leitura de deformação nos canais dedicados à F_x , F_y , F_z , M_x , M_y e M_z respectivamente. Nota-se que a componente F_x provoca respostas mais significativas nos termos C_{11} e C_{51} , referentes à própria componente F_x e ao canal de momento M_y . O efeito inverso pode ser observado na coluna 5, nos termos C_{15} e C_{55} . Neste caso, a aplicação do momento M_y provoca sinal de resposta no canal de F_x . Esta dependência de uma componente sob outra é o resultado do acoplamento mecânico inerente à geometria escolhida. O acoplamento entre as componentes F_y e M_x é observado nos termos C_{22} , C_{42} , C_{24} e C_{44} .

Na coluna 3 nota-se que não há termos significativos além do valor referente à sensibilidade do canal F_z . Isto significa que a atuação de F_z não afeta nenhum dos outros 5 canais. Na linha 3, pode observar que o efeito inverso também existe, ou seja, o canal de F_z não é sensível às outras componentes. Desta forma, o canal dedicado a F_z é dito desacoplado, pelo menos nesta análise numérica. Esta propriedade foi obtida graças à utilização dos 8 extensômetros dispostos nas quatro regiões da superfície cilíndrica.

Como esta configuração também foi adotada no canal dedicado ao momento M_z , este também apresenta respostas desacopladas às outras componentes. Nota-se que o termo C_{66} é muito superior ao demais de mesma coluna. Por outro lado, os outros termos da linha 6 representam a baixa sensibilidade deste canal às outras componentes.

Os principais problemas observados na análise de $[C]$ para o modelo M1 e as propostas de melhoria são listados abaixo:

- o Sensibilidade dos 3 canais de força: os termos C_{11} e C_{22} significam que um sinal equivalente a $0,6 \mu\epsilon$ acontece a cada 1 N de solicitação. Na prática de extensometria é aceito que o ruído do sistema de aquisição é na ordem de $2 \mu\epsilon$. Neste caso os canais de força F_x e F_y irão fornecer um ruído de 3,3 N. No canal de F_z , o termo C_{33} é inferior em 10 vezes aos anteriores. O ruído para este canal apresentaria uma amplitude em torno de 33 N. Para melhorar a sensibilidade destes canais é proposta a diminuição da espessa da parede do cilindro, diminuindo a área transversal.

- Acoplamento superior nos canais de momento M_x e M_y : nas colunas 4 e 5 os termos da diagonal principal C_{44} e C_{55} são inferiores aos termos de acoplamento C_{24} e C_{51} . Isto ocorre devido ao posicionamento dos extensômetros orientados a 45° , causando perda de sensibilidade à deformação resultante no eixo z . Para contornar este problema, uma nova configuração e posicionamento dos extensômetros é proposta.

O modelo M2 foi idealizado a partir destas conclusões. O diâmetro interno foi alterado de 20 para 22 mm, resultando em uma espessura de 1,5 mm na parede do cilindro. O modelo geométrico, a malha gerada do modelo numérico, a disposição esquemática dos extensômetros e as ligações da ponte são mostrados na Fig. 3.7.

Em cada um dos quatro lados da superfície cilíndrica foram posicionados um extensômetro duplo tipo XY, uma roseta tripla tipo 0-45-90° e um extensômetro de gradiente de tensão com três unidades. As especificações do fabricante EXCEL Sensores são:

- PA-06-125TG-350-S – duplo tipo XY, para aços ou aços-inox de estrutura martensítica e resistência 350 Ω ;
- PA-06-125RB-350-S – modelo roseta tripla 0-45-90°, para aços ou aços-inox de estrutura martensítica e resistência 350 Ω ;
- PA-06-031MJ-120-S – modelo para gradiente de tensão, para aços ou aços-inox de estrutura martensítica e resistência 120 Ω ;

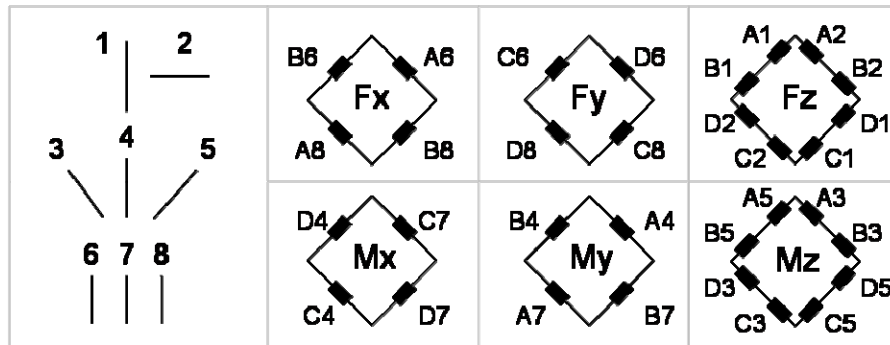
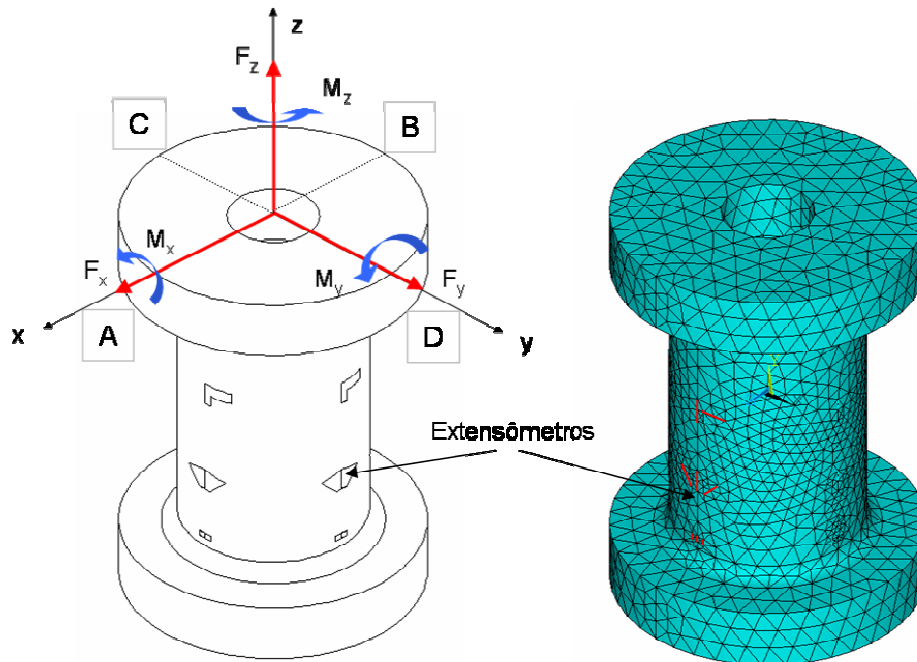


Figura 3.7 – Geometria, malha e configurações dos canais do modelo M2.

O mesmo procedimento numérico foi repetido para a determinação da matriz de coeficientes de sensibilidade [C]. O resultado é mostrado a seguir:

$$C_{M2} = \begin{bmatrix} 1,51723 & 0,00010 & -0,00001 & -0,00546 & 33,16870 & 0,00735 \\ -0,00107 & 1,50126 & -0,00008 & -32,90560 & -0,01128 & -0,00283 \\ 0,01222 & -0,01229 & 0,11805 & 0,51424 & 0,50553 & 0,00010 \\ 0,00023 & -1,34593 & -0,00006 & 33,04510 & 0,00014 & 0,00225 \\ 1,31838 & 0,00004 & -0,00001 & -0,00295 & 32,61270 & 0,00207 \\ 0,00009 & -0,00004 & -0,00002 & 0,00062 & 0,00035 & 21,08200 \end{bmatrix} 10^{-6}$$

Nota-se que a sensibilidade dos termos C_{11} e C_{22} foi dobrada. Na componente F_z , no termo C_{33} , houve aumento de 50%, o que diminui o ruído esperado para aproximadamente 20 N. Os outros termos da diagonal principal C_{44} , C_{55} e C_{66} mostram que a diminuição da espessura aumentou a sensibilidade em todos os canais. Além disto, o acoplamento entre os canais F_x e M_y e entre os canais F_y e M_x apresentou a mesma sensibilidade devido às alterações nas especificações dos extensômetros.

No modelo M3 mostrado na Fig. 3.8, foram testadas apenas alterações geométricas. Com a intenção de aumentar a sensibilidade da componente F_z , o diâmetro externo foi diminuído para 21mm, mantendo-se a espessura da parede. Como esta mudança diminui a rigidez à flexão, é esperado um aumento das sensibilidades para estes carregamentos. Entretanto, como os valores de sensibilidade para as componentes F_x , F_y , M_x e M_y se apresentam em níveis satisfatórios, a altura foi diminuída para 30 mm, diminuindo o braço de alavanca de atuação das forças cortantes. Nos flanges algumas alterações foram feitas para viabilizar a fabricação.

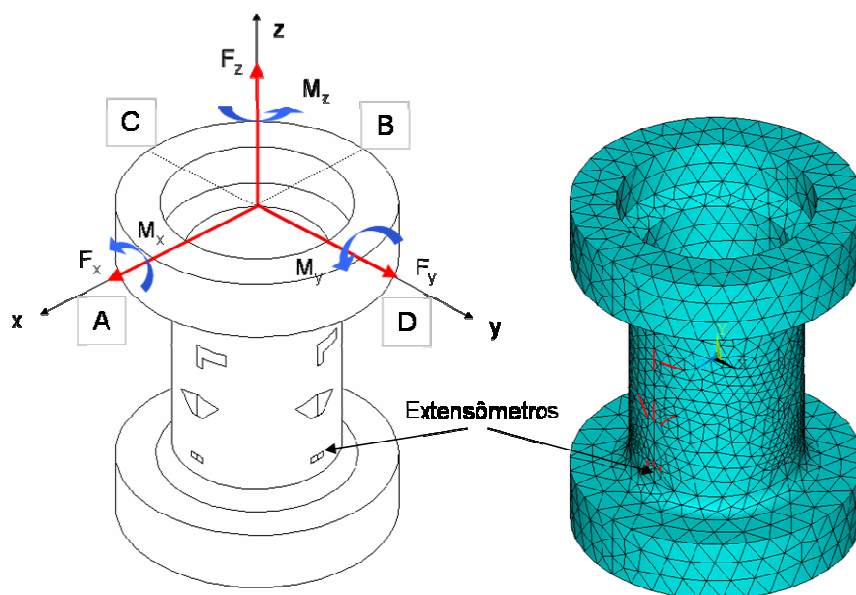


Figura 3.8 – Geometria e malha do modelo M3.

A matriz $[C]$ apresentada à seguir mostra que a diminuição da área transversal resultou em um pequeno aumento na sensibilidade do canal F_z . O coeficiente C_{33} é 13% superior à configuração anterior. As sensibilidades às forças cortantes F_x e F_y praticamente se mantiveram. Por outro lado, a diminuição do momento de inércia provocou um aumento de 37% na sensibilidade de M_x e M_y e de aproximadamente 36% do canal de torque M_z .

$$C_{M3} = \begin{bmatrix} 1,46445 & 0,00025 & 0,00105 & -0,00992 & 44,24700 & 0,01487 \\ 0,00415 & 1,40212 & 0,00176 & -42,69000 & 0,09140 & 0,00076 \\ 0,01577 & -0,01603 & 0,13367 & 0,91482 & 0,88724 & 0,00168 \\ -0,00361 & -1,25553 & -0,00280 & 44,01550 & -0,09248 & 0,00244 \\ 1,27949 & 0,00082 & 0,00011 & -0,02549 & 44,58000 & 0,00492 \\ 0,00020 & -0,00022 & -0,00009 & 0,00503 & 0,00270 & 30,87415 \end{bmatrix} 10^{-6}$$

Estes primeiros três modelos serviram para uma avaliação preliminar do comportamento da geometria cilíndrica, frente ao carregamento atuante. Nenhum destes possuía um detalhamento quanto aos aspectos construtivos, de fixação ou de proteção dos extensômetros. Toda as conclusões obtidas foram utilizadas no modelo M4.

No modelo M4 mostrado na Fig. 3.9, os flanges foram alterados para um formato quadrado, para permitir melhor orientação quanto ao eixo de referência durante um ensaio. Quatro furos em cada flange e um furo roscado central foram previstos para fixação do transdutor. Furos laterais no flange inferior servirão para fixação de uma capa protetora. Os parâmetros geométricos foram mantidos em 21 mm para o diâmetro externo, 18 mm no diâmetro interno e 30 mm para a altura do cilindro. Nas regiões de passagem entre os flanges e o cilindro foi previsto um rebaixo para facilitar a operação de retífica da superfície. A Fig. 3.9 ilustra o modelo geométrico incluindo o posicionamento dos extensômetros em tamanho real. A Fig. 3.10 mostra o modelo geométrico e a malha gerada para a análise numérica.

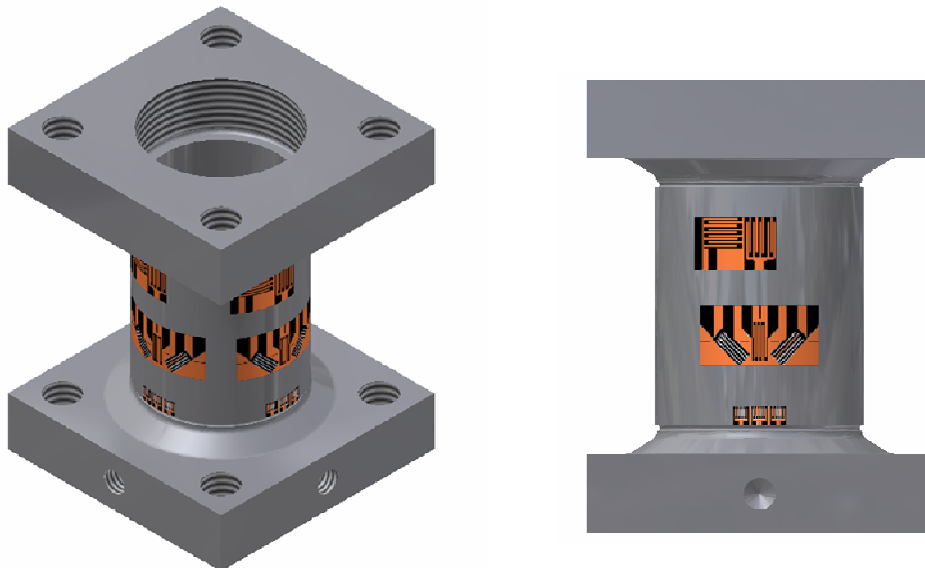


Figura 3.9 – Vista isométrica e lateral do modelo M4.

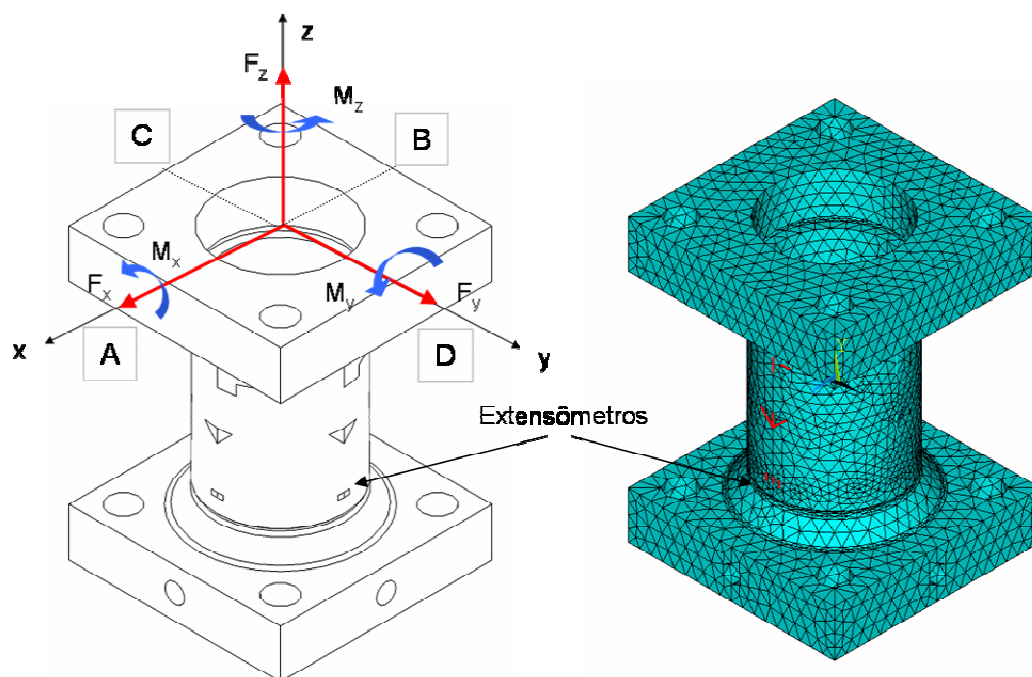


Figura 3.10 – Geometria e malha do modelo M4.

As especificações do extensômetros e as configurações das pontes são as mesmas dos modelos M2 e M3. Abaixo a matriz de coeficientes de sensibilidade [C] resultante da análise numérica:

$$C_{M4} = \begin{bmatrix} 1,28965 & -0,00005 & 0,00026 & 0,00017 & 40,38600 & 0,00287 \\ 0,00222 & 1,28718 & 0,00020 & -40,31400 & 0,05317 & -0,00187 \\ 0,02392 & -0,02339 & 0,11467 & 1,21164 & 1,26615 & 0,00185 \\ -0,00160 & -1,26711 & 0,00022 & 45,42500 & -0,03474 & 0,00107 \\ 1,26770 & 0,00000 & 0,00014 & 0,00486 & 45,45600 & 0,00389 \\ 0,00010 & -0,00004 & -0,00002 & -0,00013 & 0,00237 & 32,92415 \end{bmatrix} 10^{-6}$$

Nenhuma alteração de maior significância foi observada neste modelo se comparado ao anterior.

Na Fig. 3.9 é possível notar que o tamanho dos extensômetros previstos até o momento é relativamente grande se comparado às dimensões do cilindro. Como deverá haver espaço para as ligações elétricas entre as quatro regiões da superfície, propôs-se a utilização de quatro extensômetros duplos de tamanho menor. No modelo M5 nenhuma alteração geométrica é feita. A nova disposição dos extensômetros e as configurações das pontes são mostradas nas Figs. 3.11 e 3.12.

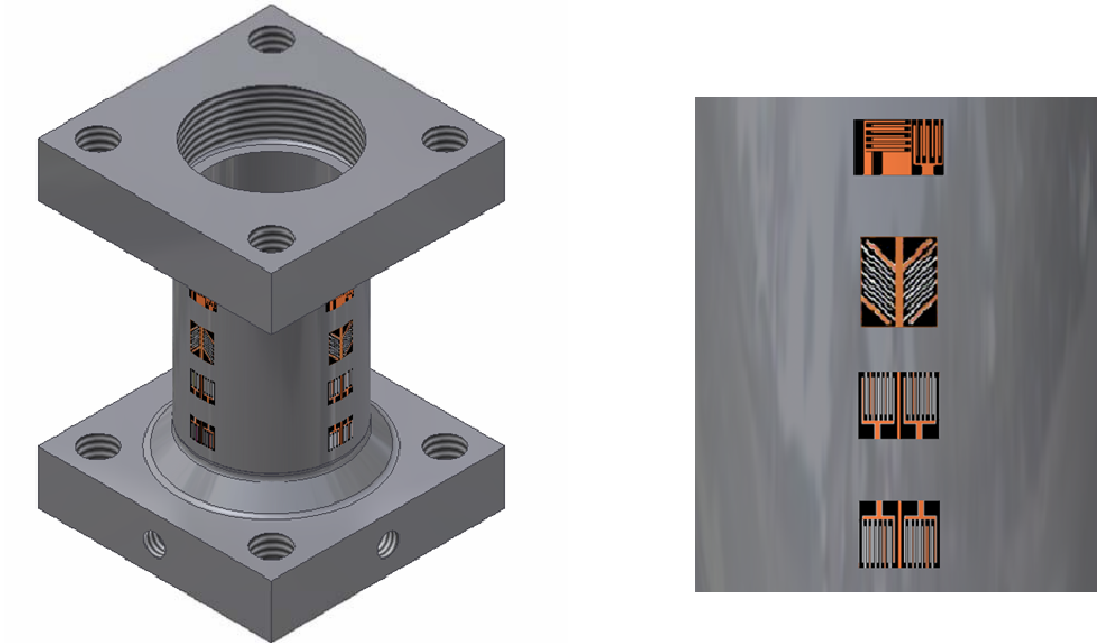


Figura 3.11 – Geometria e disposição dos extensômetros no modelo M5.

As especificações dos extensômetros são as seguintes:

- PA-06-062TG-350-S – duplo tipo XY, para aços ou aços-inox de estrutura martensítica e resistência 350 Ω ;
- PA-06-060HB-350-S – duplo tipo XX, para aços ou aços-inox de estrutura martensítica e resistência 350 Ω ;
- PA-06-062TA-350-S – modelo tipo espinha de peixe, para aços ou aços-inox de estrutura martensítica e resistência 350 Ω .

Esta configuração resultou em uma separação melhor dos seis canais do transdutor. Desta forma os extensômetros tipo XY posicionados na parte superior e numerados como 1 e 2 (vide Fig. 3.12) são dedicados apenas ao canal de força axial F_z . Os extensômetros tipo espinha de peixe numerados 3 e 4 pertencem ao canal de torque M_z . Os extensômetros tipo XX numerados como 5 e 6 medem as deformações provocadas por M_x nas regiões C e D e pela componente M_y nas regiões A e B. Os extensômetros tipo XX dispostos mais abaixo são dedicados ao canal F_x nas regiões A e B e ao canal F_y em C e D.

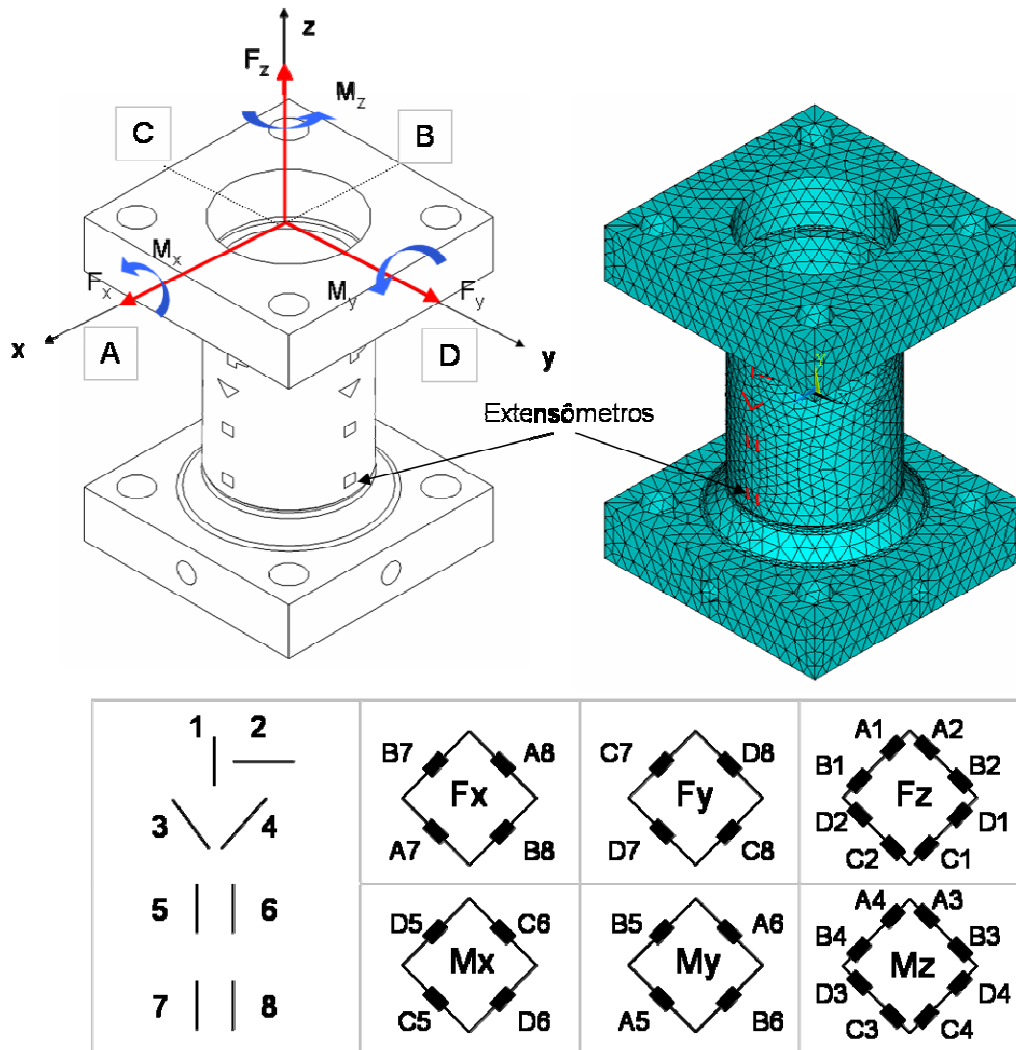


Figura 3.12 – Geometria e malha no modelo M5.

A matriz de coeficientes de sensibilidade [C] resultante para o modelo M5:

$$C_{M5} = \begin{bmatrix} 1,36302 & 0,00053 & 0,00025 & -0,00342 & 41,77500 & -0,00124 \\ 0,00409 & 1,36552 & 0,00018 & -41,79100 & 0,08674 & 0,00292 \\ 0,01059 & -0,01061 & 0,10457 & 0,51043 & 0,51333 & 0,00041 \\ -0,00138 & -1,30324 & 0,00015 & 50,08200 & -0,03250 & -0,00001 \\ 1,30885 & 0,00007 & 0,00012 & -0,00280 & 50,23400 & -0,00703 \\ -0,00014 & -0,00001 & -0,00001 & 0,00209 & -0,00429 & 33,00155 \end{bmatrix} 10^{-6}$$

Devido às mudanças no posicionamento dos extensômetros, as sensibilidades dos canais Fx, Fy, Mx e My aumentaram em relação à configuração anterior, o que pode ser

observado nos termos C_{11} , C_{22} , C_{44} e C_{55} respectivamente. As variações dos termos C_{33} e C_{66} referente às sensibilidades dos canais de F_z e M_z são muito pequenas.

No último modelo do processo de solução foi introduzida uma pequena alteração das regiões de passagem entre o cilindro e os flanges de fixação. Os rebaixos nas duas extremidades, incluídos na geometria dos modelos M4 e M5, foram eliminados para diminuir o efeito de concentração de tensões nestas regiões. A principal motivação para tal mudança foi aumentar a capacidade de carga do transdutor, sem que ocorresse uma diminuição da sensibilidade dos canais. Na Fig. 3.13 são apresentados os detalhes desta região nos modelos M5 e M6.

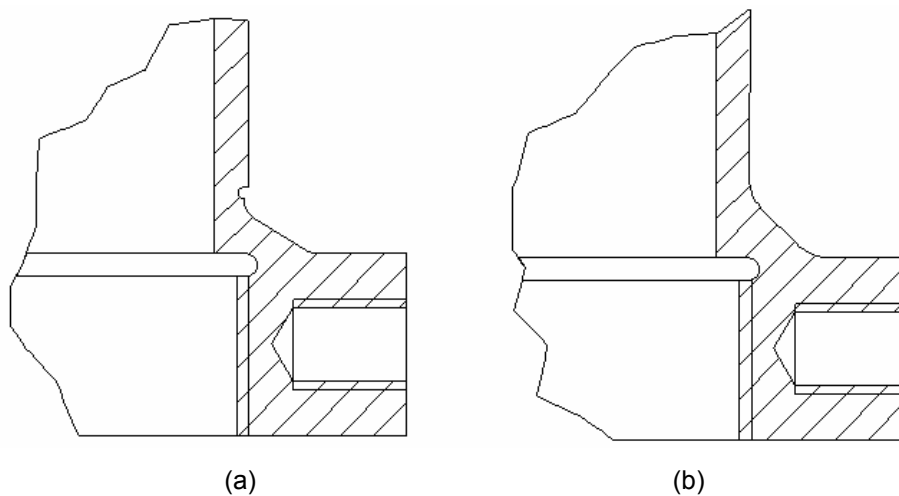


Figura 3.13 – Detalhe da região crítica (a) geometria anterior M5 (b) geometria final M6.

Esta mudança provocou uma diminuição significativa no estado de tensões da região em detalhe. No caso das componentes cisalhantes F_x e F_y a diminuição da tensão de von Mises foi de 50%, em F_z aproximadamente 28%, nos momentos fletores M_x e M_y houve redução de 23% e, finalmente, para o torque M_z foi expressiva: 270%. Isto significa um aumento da capacidade de carga nas mesmas proporções. Este detalhamento é feito no item 3.1.5 para a versão final. A capacidade de carga é apresentada na Tab. 3.2.

A matriz $[C]$ para o modelo M6 apresentou melhoria de sensibilidade nos termos referentes aos canais F_x , F_y e uma pequena diminuição para as componentes M_x e M_y como pode ser observado a seguir:

$$C_{M_6} = \begin{bmatrix} 1,52946 & 0,00033 & 0,00037 & -0,00090 & 46,39100 & -0,00235 \\ 0,00007 & 1,51161 & 0,00108 & -45,90600 & 0,00070 & 0,00191 \\ 0,00971 & -0,00975 & 0,10595 & 0,45809 & 0,47236 & -0,00245 \\ 0,00053 & -1,31001 & -0,00005 & 47,98000 & 0,01920 & 0,00714 \\ 1,31727 & -0,00010 & 0,00009 & 0,00440 & 48,15600 & 0,00072 \\ -0,00003 & 0,00003 & 0,00005 & -0,00473 & -0,00068 & 32,99760 \end{bmatrix} 10^{-6}$$

Da análise desta matriz para o modelo final de geometria, posicionamento do extensômetros e configuração das pontes, pode-se concluir que os efeitos de acoplamento entre as componentes cisalhantes F_x e F_y e as de momento fletor M_x e M_y e a baixa sensibilidade do canal de força axial F_z permaneceram. Estes resultados serviram para confirmar o que havia sido previsto na escolha da geometria cilíndrica.

A versão final do processo de solução foi então detalhada para fabricação dos protótipos, conforme será apresentado nos próximos itens.

3.1.5 Solução Final

No projeto detalhado do transdutor foram previstas capas de proteção para os extensômetros e ligações elétricas, dois adaptadores para parafusos de diferentes especificações, um cabo de saída com 25 vias e um conector tipo DB25. Na Fig. 3.14 estes componentes são apresentados. Todos os componentes estão detalhados no Apêndice 1.

Os 16 extensômetros duplos foram posicionados nas quatro regiões da superfície cilíndrica. Em cada uma, eles foram alinhados ortogonalmente à linha de centro desta. Os extensômetros foram posicionados conforme as cotas da Fig. 3.15.

A especificação final dos extensômetros, todos da marca *Excel Sensores* é dada a seguir:

- PA-06-062TG-350-S – duplo tipo XY, para aços ou aços-inox de estrutura martensítica e resistência 350 Ω ;
- PA-06-060HB-350-S – duplo tipo XX, para aços ou aços-inox de estrutura martensítica e resistência 350 Ω ;
- PA-06-062TA-350-S – modelo tipo espinha de peixe, para aços ou aços-inox de estrutura martensítica e resistência 350 Ω .

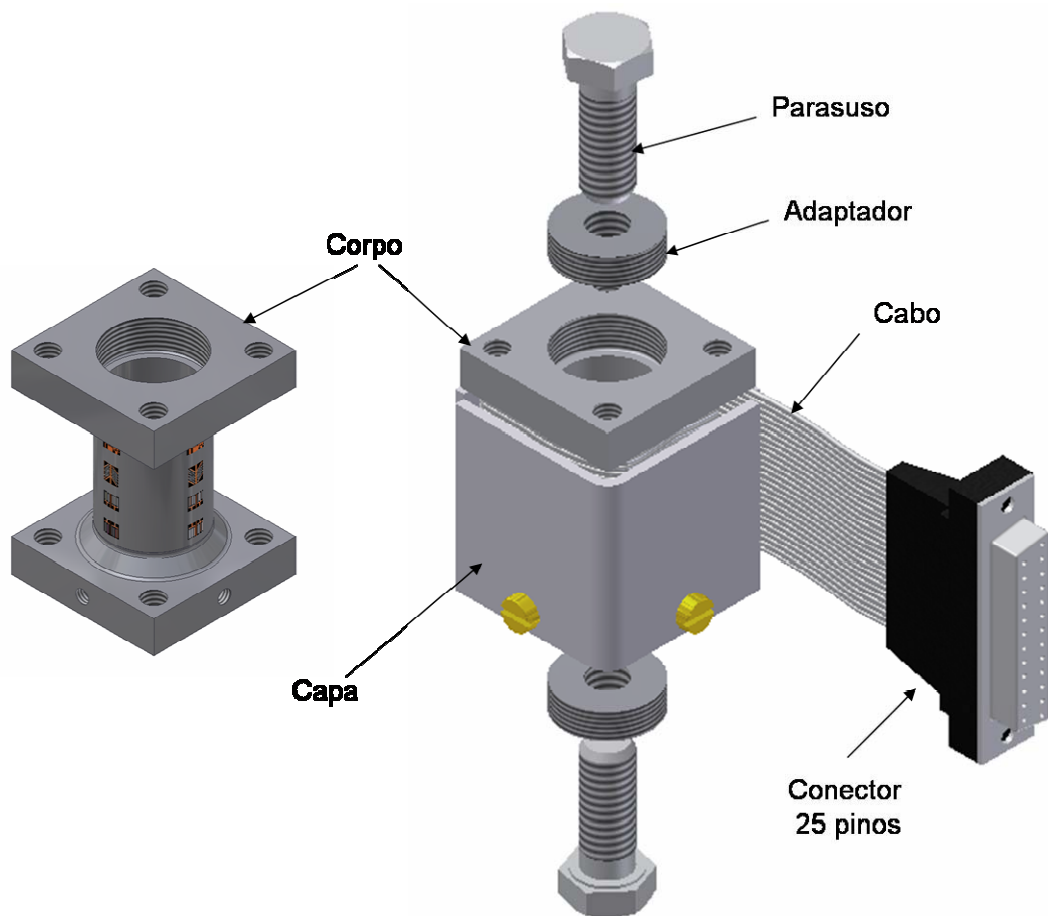


Figura 3.14 – Montagem do transdutor e seus componentes.

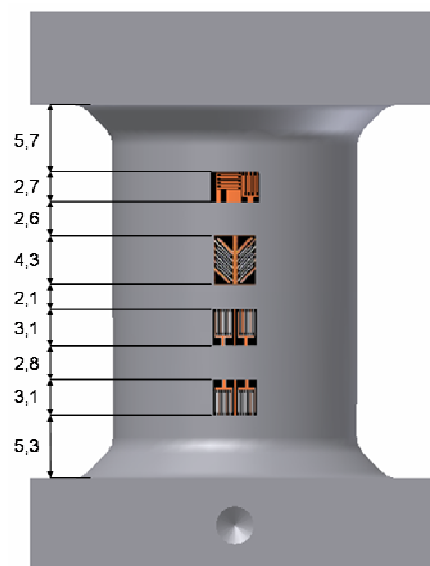


Figura 3.15 – Posicionamento axial dos extensômetros na superfície cilíndrica.

Os materiais adicionais necessários para colagem dos extensômetros e ligação das pontes são:

- Cola HBM EP 310S
- Verniz acrílico HBM
- Terminal de ligação EXCEL T38

As ligações dos 32 extensômetros nos 6 canais seguiram as configurações propostas no último modelo analisado numericamente. Na Fig. 3.16, as regiões denominadas A, B, C e D e a numeração dos extensômetros em cada uma segue o mesmo padrão anterior.

No conector de saída (vide Fig. 3.17), 24 pinos foram utilizados para os seis canais do transdutor. A alimentação da ponte é feita entre os pinos identificados V_{in+} e GRD. O sinal de saída é tomado nos pinos V_{out+} e V_{in-} .

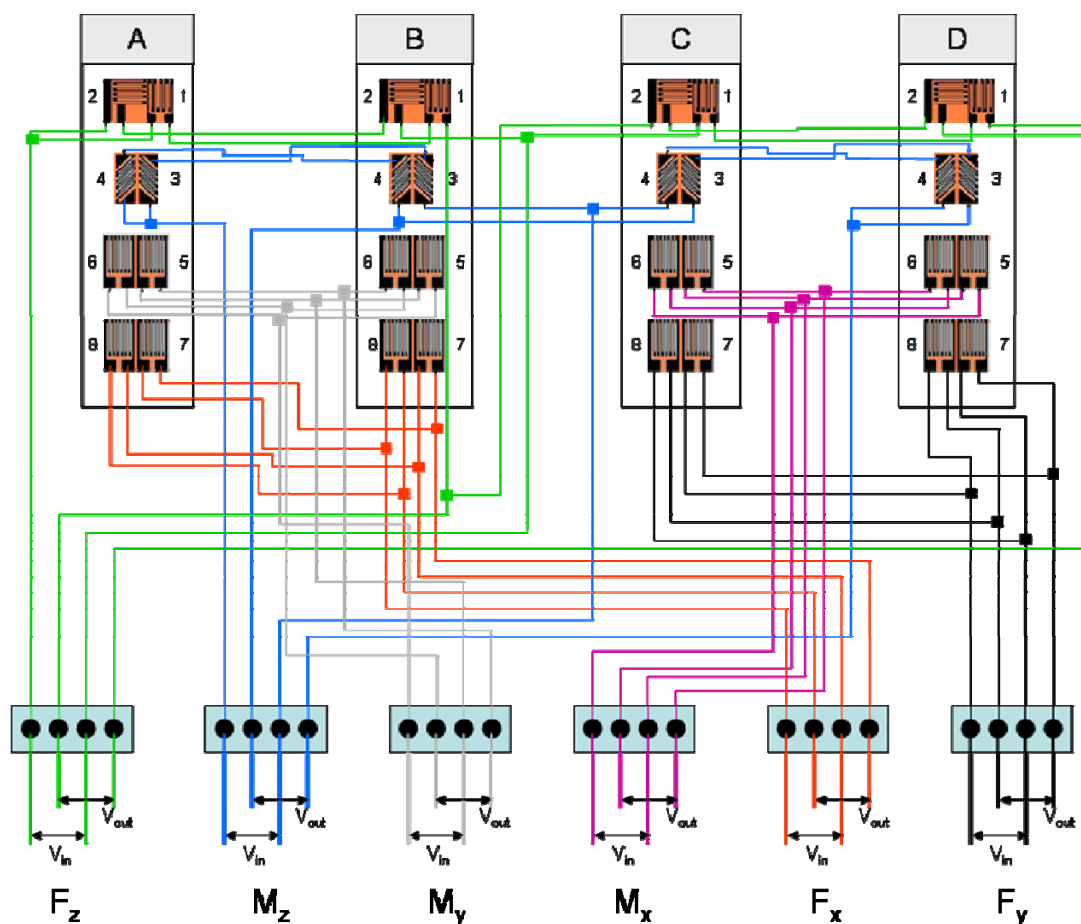


Figura 3.16 – Configuração esquemática dos 6 canais do transdutor.

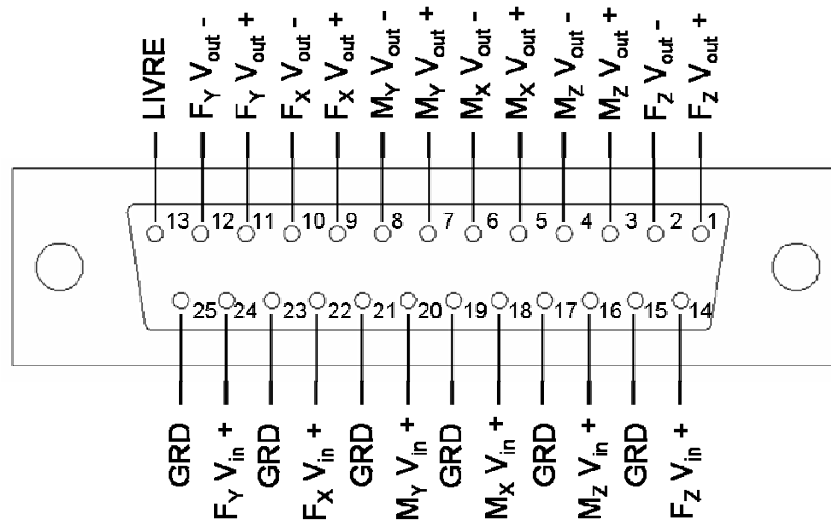


Figura 3.17 – Configuração dos canais no conector de saída.

A previsão de capacidade de carga para cada componente foi feita numericamente, comparando-se valores de tensão calculados no modelo de elementos finitos aos parâmetros de resistência do material. Foi considerado um fator de sobrecarga de 100% dentro do limite elástico do material, ou seja, pode-se aplicar o dobro de carga sem que ocorra plastificação do transdutor. A tensão de escoamento e tensão de ruptura especificados pelo fornecedor do para material AISI 420 são 380 e 650 MPa respectivamente. Apesar da grande diferença em relação aos valores da Tab. 3.1, estes foram os valores considerados por motivo de segurança.

A Tab. 3.2 apresenta os valores de capacidade de carga, a sobrecarga até a plastificação e até a ruptura para cada componente separadamente.

Tabela 3.2 – Capacidade de carga para cada componente de carregamento.

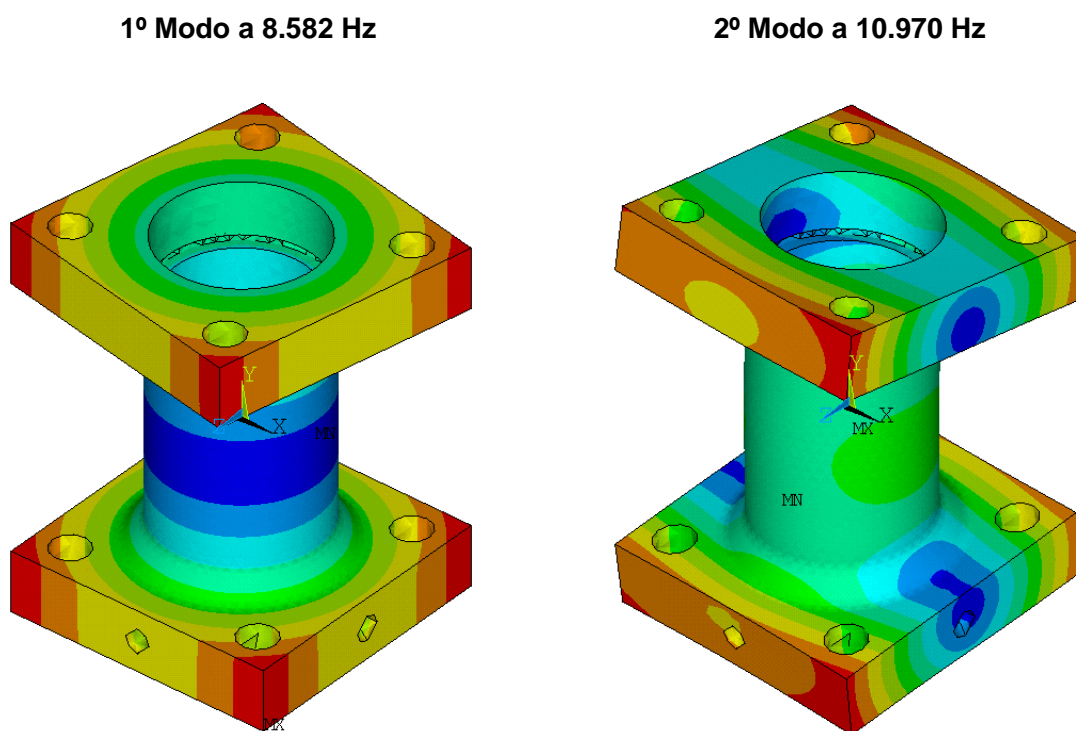
Componente	Limite Especificado	Limite Elástico	Limite de Ruptura
Fx e Fy	1070 N	2140 N	3660 N
Fz	6440 N	12880 N	22039 N
Mx e My	36 N.m	72 N.m	124 N.m
Mz	77 N.m	144 N.m	263 N.m

Entre as componentes de força, a capacidade de carga axial é muito superior às cisalhantes devido à rigidez da geometria nesta direção. Devido à boa ductilidade do material AISI 420, a limite de ruptura estimado ocorre em um nível bem mais elevado em relação ao início do escoamento. Esta característica é interessante, pois permite trabalhar com maior segurança dentro da faixa especificada.

Para efeito de análise dinâmica, uma análise modal numérica foi realizada para determinar os modos e as respectivas frequências de vibração não amortecida. Na Fig. 3.18 são apresentados os quatro primeiros modos, cujas frequências ficaram bem acima aos valores usuais praticadas em ensaios de extensometria. Isto significa que o transdutor poderá ser utilizado, sem que haja qualquer ressonância, em ensaios com conteúdo em frequência de até 8 kHz.

O primeiro modo de vibração, com frequência natural de 8.582 Hz, é um modo de torção. O segundo é um modo de flexão do cilindro, com as abas vibrando em sentidos opostos. No terceiro modo a flexão ocorre nas abas na frequência de 14.170 Hz. O quarto também é um modo de flexão do cilindro, mas com as abas vibrando no mesmo sentido.

O próximo item aborda as etapas de fabricação dos protótipos e detalha algumas alterações que foram realizadas para viabilizar e facilitar a preparação destes.



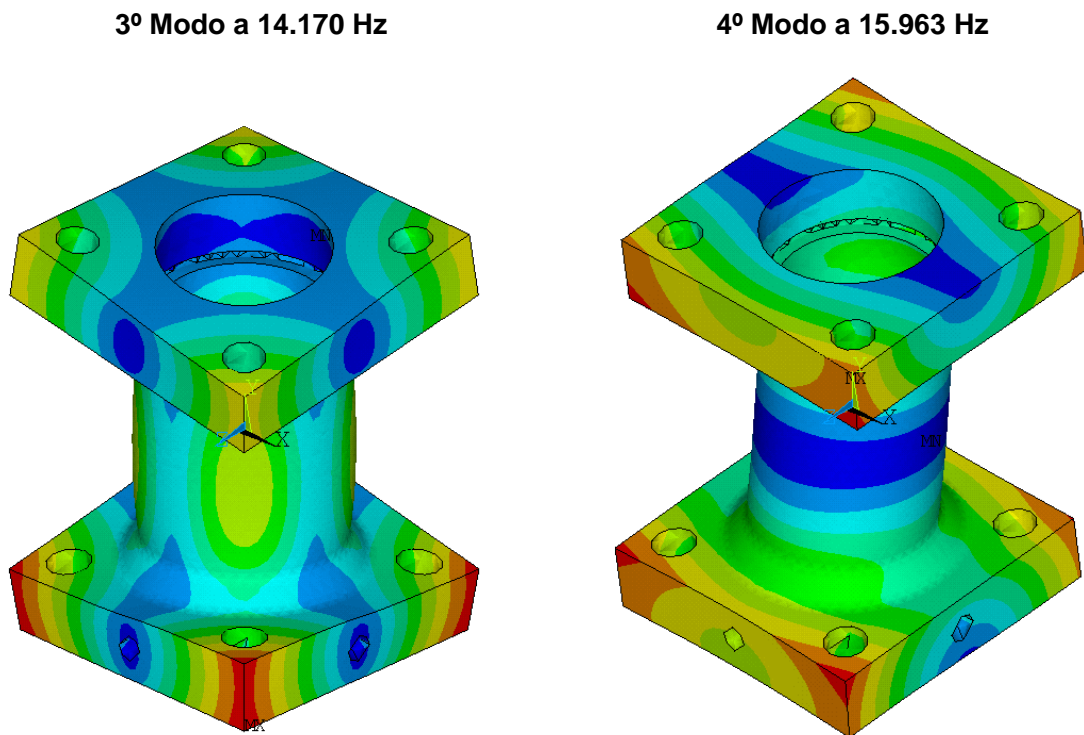


Figura 3.18 – Modos e frequências de vibração do corpo do transdutor.

3.2 Fabricação dos Protótipos

Dois protótipos foram fabricados. Para efeito de identificação, estes foram denominados TR01/05 e TR02/05. A usinagem, incluindo operações de torneamento, furação e fresamento foram realizadas atendendo às especificações de projeto e com acabamento superficial adequado,

O alinhamento dos extensômetros foi feito em uma superfície, utilizando papel milimetrado como referência. Após a colagem, os protótipos foram submetidos a um ciclo de cura por 4 horas em estufa, com temperatura controlada entre 100 e 110 °C. Terminais *Excel T38* foram colados lateralmente aos extensômetros, separados destes por uma fita isolante. A próxima etapa foi a estanhagem dos fios aos extensômetros e aos terminais de ligação. Como os extensômetros – e o próprio corpo do transdutor – tem dimensões compactas, a operação exige certo grau de treinamento. Durante a preparação das duas unidades, alguns extensômetros precisaram ser substituídos devido à danificação causada no manuseio.

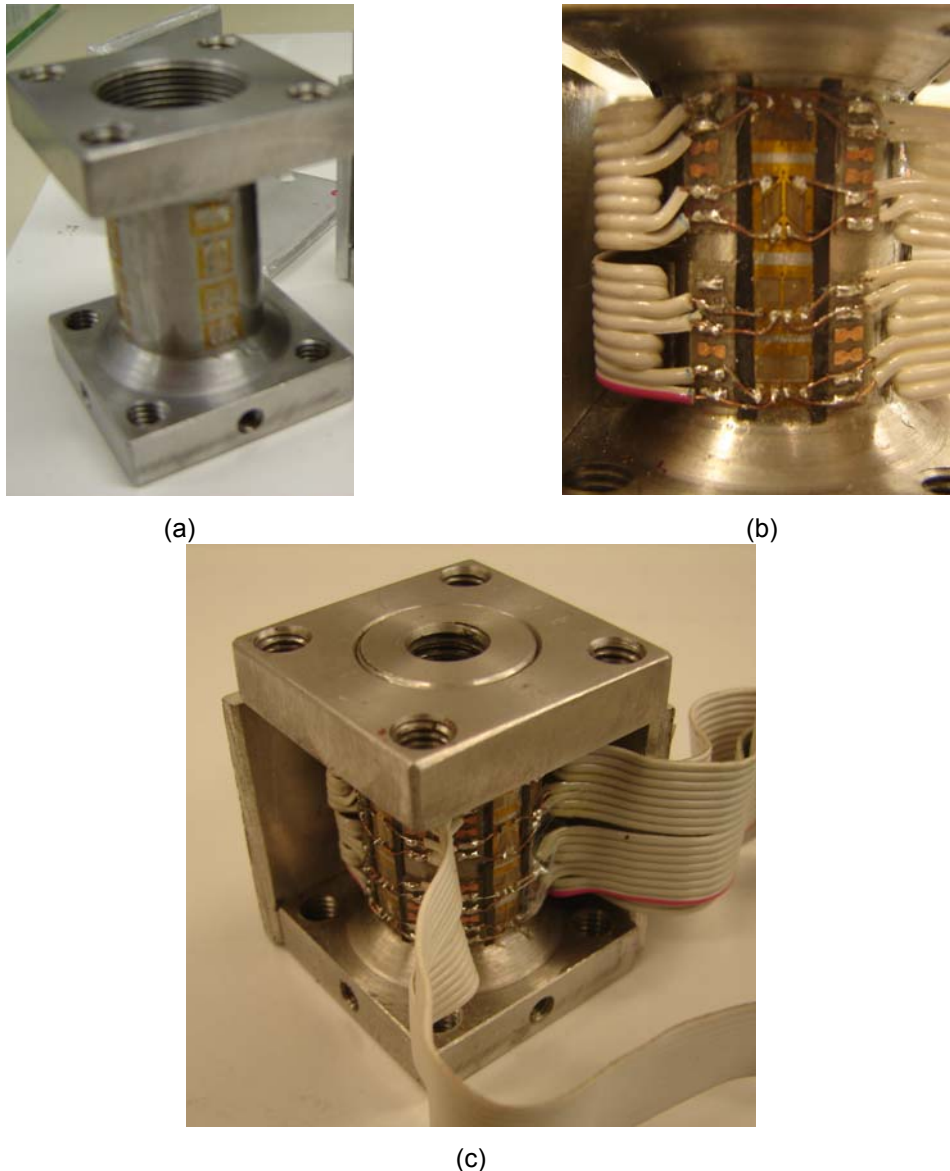


Figura 3.19 – Preparação dos protótipos (a) extensômetros colados (b) estanagem dos fios (c) vista em perspectiva.

Uma caixa, conforme mostrado na Fig.3.20, para alocação do circuito de ligação das pontes foi adotada devido ao pequeno espaço, e à dificuldade construtiva de fazê-las internamente às capas de proteção, como havia sido previsto no projeto. Esta alteração é interessante, pois facilita a manutenção dos extensômetros quando necessário substituí-los. Na tampa da caixa de cada transdutor há um adesivo descrevendo a orientação dos eixos, a matriz de coeficientes de sensibilidade $[C]$ e a matriz de calibração $[A]$.

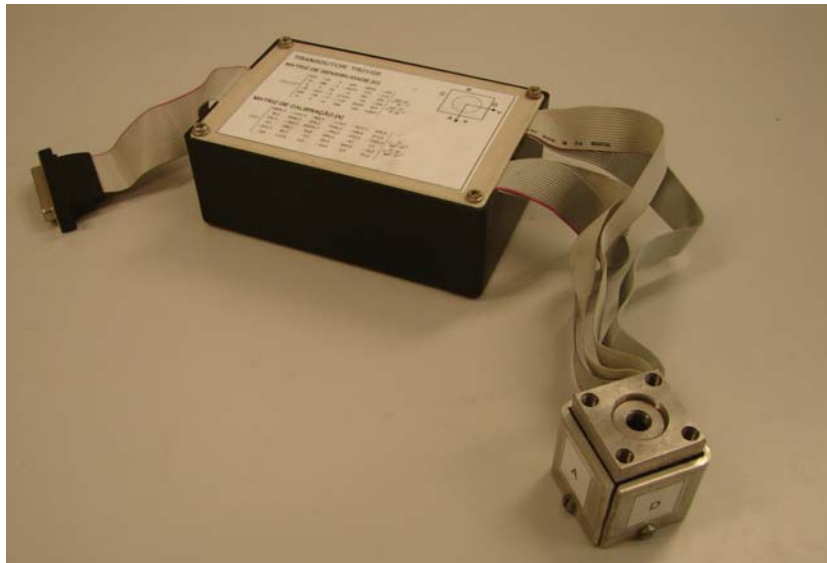


Figura 3.20 – Montagem final do protótipo, incluindo todos os componentes do transdutor.

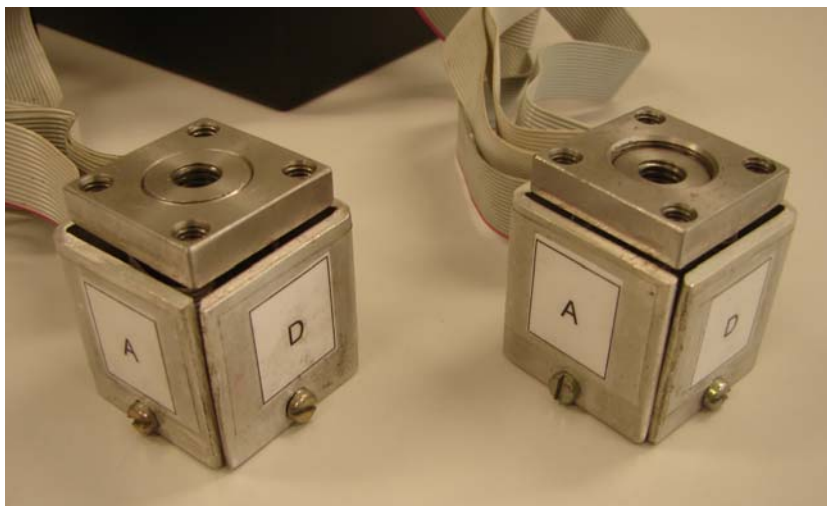


Figura 3.21 – Detalhe dos adesivos laterais para orientação dos eixos de referência.

A última etapa de preparação dos transdutores é a calibração experimental para determinação da matriz de coeficientes de sensibilidade $[C]$ e, por consequência, a matriz de calibração $[A]$. O item 3.3 é dedicado a este assunto, apresentando os procedimentos e os resultados obtidos.

3.3 Calibração Experimental

Na calibração do transdutor multiaxial é objetivo determinar os coeficientes de sensibilidade de todos os canais, frente às seis componentes de carregamento. Para isto é necessário submeter o transdutor a um carregamento unidirecional e conhecido e fazer a leitura da resposta dos canais. Para a determinação da matriz de coeficientes de sensibilidade $[C]$ e, por consequência, da matriz de calibração $[A]$, este procedimento deve ser realizado nas seis componentes de carregamento.

3.3.1 Bancada de Calibração

O projeto de uma bancada para calibração de transdutores de carregamento de seis eixos deve considerar, em diferentes montagens, a aplicação e a medição dos quatro tipos de esforços atuantes: força axial, força cortante, momento fletor e momento torcional.

O processo de solução para o projeto da bancada de calibração pode ser resumido como a evolução de um conceito e duas possíveis soluções. O conceito proposto é idêntico ao adotado na calibração de transdutores uniaxiais: o carregamento é uma reação à aplicação de um deslocamento no transdutor, estando este ligado a um outro transdutor para medição da componente atuante.

Na primeira solução, a bancada seria composta por uma base, duas laterais rígidas e duas barras de tração. Cada uma destas seriam compostas de uma barra cilíndrica com um das extremidades com rosca direita e a outra com rosca esquerda, ligada a um transdutor uniaxial. Um movimento rotativo na barra resultaria em um deslocamento relativo entre os centros das juntas esféricas através do avanço resultante nas extremidades com roscas invertidas. Na Fig. 3.22, esta solução é apresentada, para a configuração de aplicação de momento fletor M_x . O posicionamento do transdutor em calibração e das barras de tração poderia ser alterado para a calibração das outras componentes.

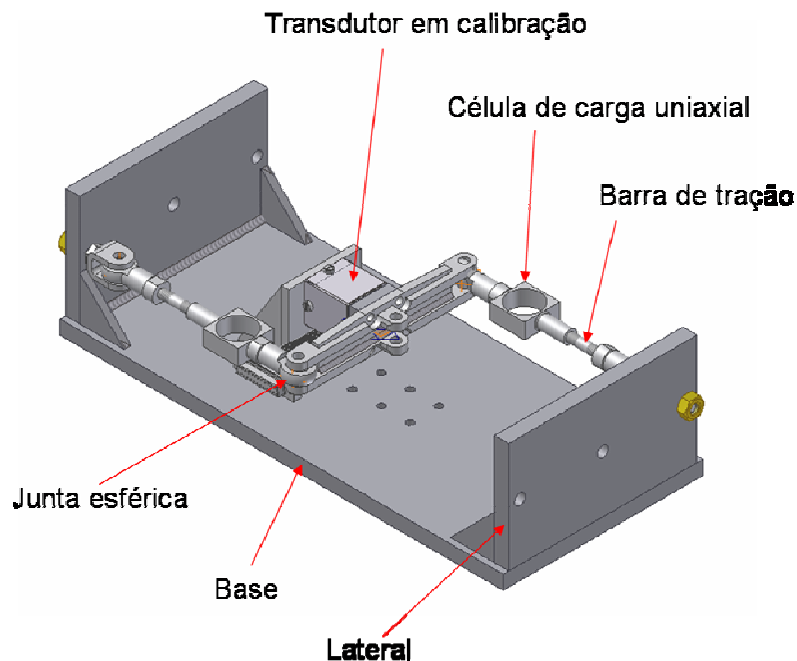


Figura 3.22 – Solução preliminar da bancada de calibração.

Dois problemas impossibilitaram a utilização deste modelo: a rigidez muito alta do transdutor de carga uniaxial e; a baixa relação rotação-deslocamento axial da configuração da barra de tração rosca direita-esquerda. Estes dois efeitos somados tornariam a aplicação do carregamento muito sensível à rotação da barra de tração. Uma modelagem em elementos finitos foi realizada em diferentes modelos de transdutores. Na melhor configuração, uma força de 1000N de tração na barra seria aplicada a cada 33° de rotação desta, o que tornaria o processo de calibração muito complicado.

A solução para este problema foi dada na versão final do projeto. Foram adotados transdutores de carga de flexão atribuindo menor rigidez ao sistema. A barra de tração foi projetada com rosca direita-direita diferencial, ou seja, com passos diferentes em cada extremidade. Desta forma a relação entre rotação e deslocamento axial foi aumentada. Utilizando rosca de passo 1 mm em uma das pontas e 1,25 na outra, a cada volta completa (360°), a força de tração aplicada é de aproximadamente 62 N. A Fig. 3.23 apresenta a modelagem em CAD da solução final do projeto.

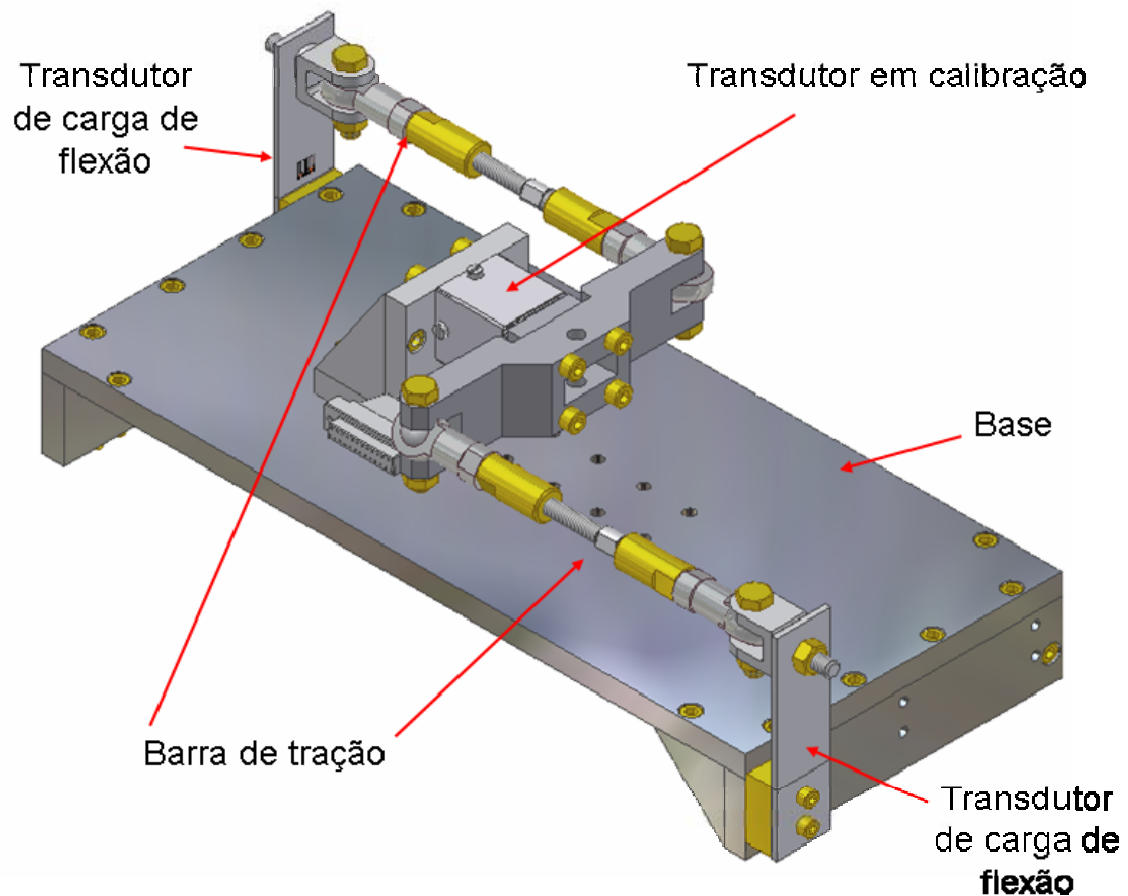


Figura 3.23 – Solução final da bancada de calibração.

Quatro diferentes montagens são necessárias para a realização da calibração. Para aplicação de força F_z , conforme Fig. 3.24, o transdutor é fixado horizontalmente através de uma base adaptadora. A barra de tração e o transdutor de flexão são alinhados à furação do plano médio da bancada. Na mesma disposição horizontal, a aplicação dos momentos fletores M_x e M_y é feita através da fixação dos transdutores nos lados opostos da bancada, de forma que a atuação das barras de tração provocará apenas uma resultante em momento, sendo a somatória de forças nula. Para aplicação de F_x , F_y e M_z o transdutor é fixado com seu eixo axial normal à base. A atuação das forças cisalhantes é feita no plano médio da bancada, utilizando um transdutor de carga e uma barra de tração. O torque é aplicado similarmente à configuração dos momentos fletores, porém com o transdutor fixado verticalmente.

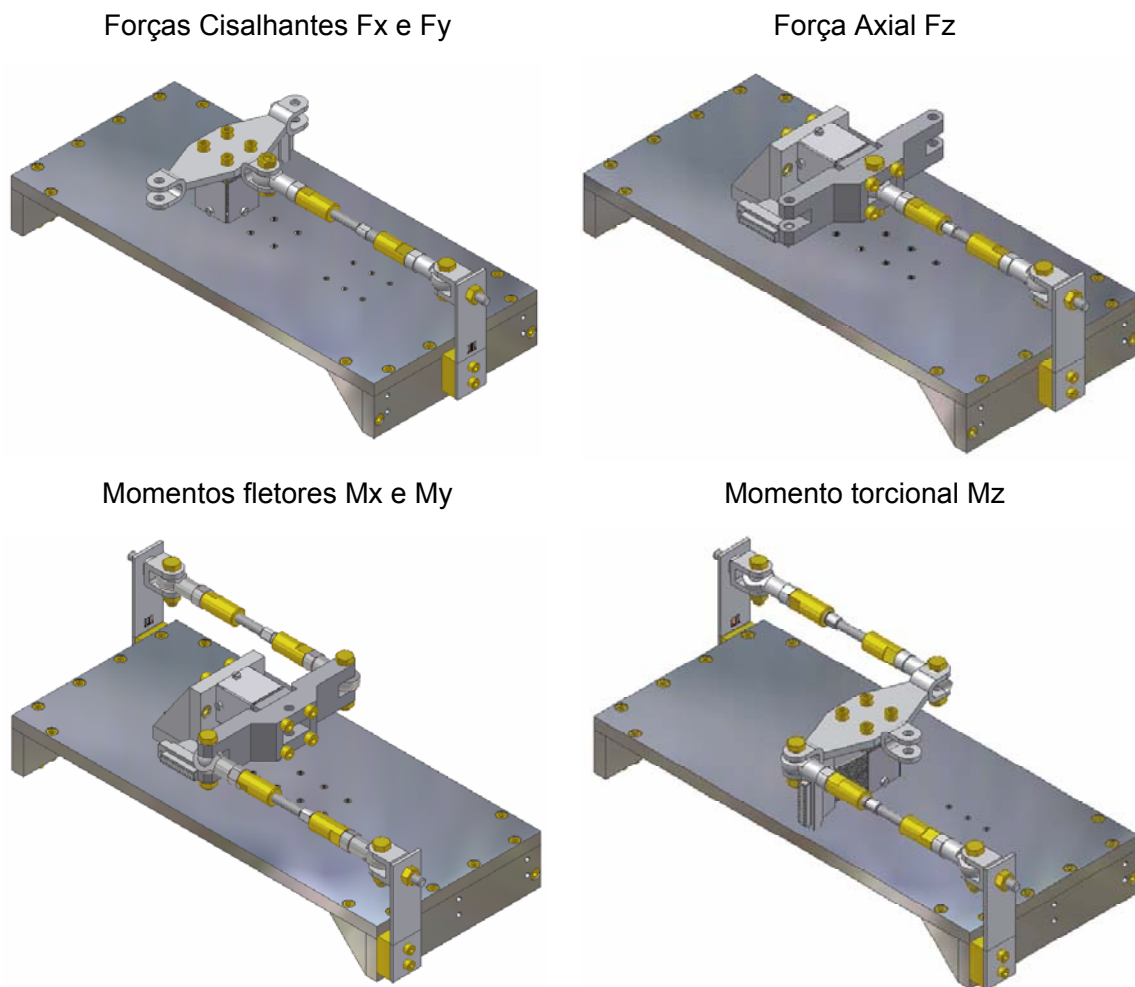


Figura 3.24 – Quatro configurações para aplicação dos carregamentos de calibração.

O detalhamento da bancada e seus componentes é apresentado no Apêndice 2.

As exigências de planicidade, tolerâncias geométricas e acabamento superficial foram atendidos devido aos processos de retífica empregados na fabricação. Na Fig. 3.25 a bancada é mostrada após o tratamento superficial para proteção à corrosão.

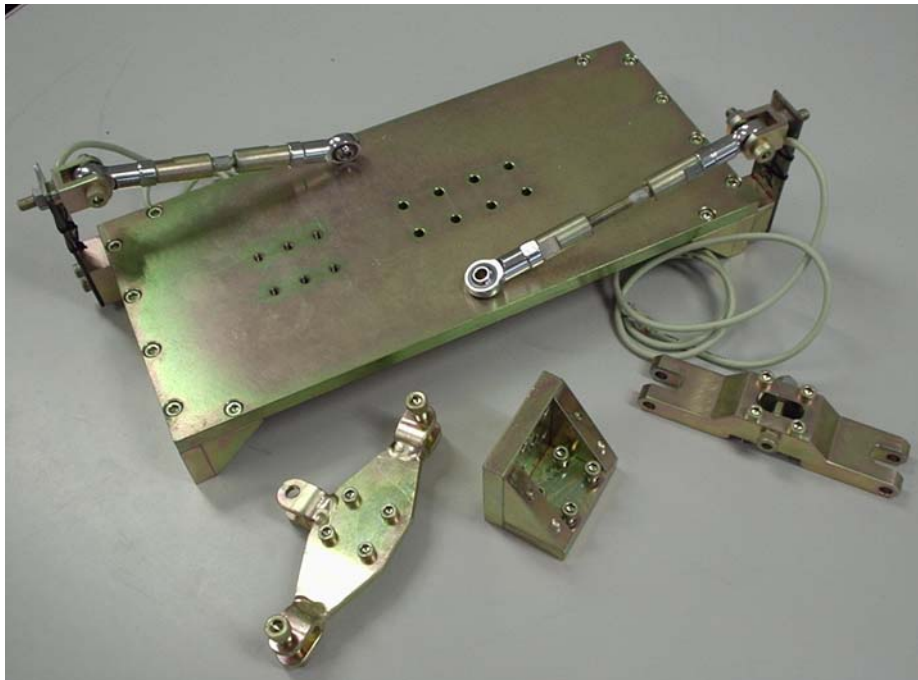
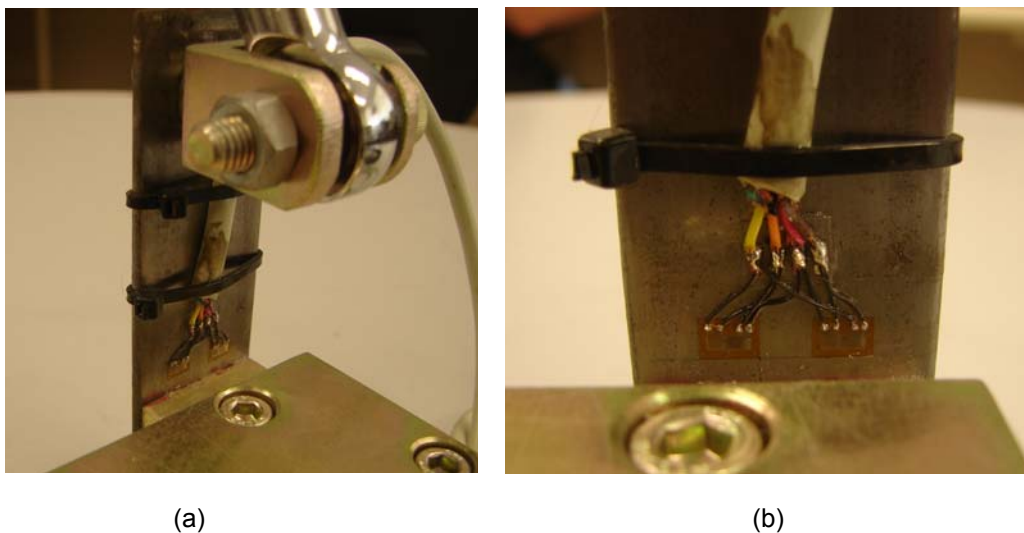


Figura 3.25 – Bancada fabricada para calibração do transdutor

Os transdutores uniaxiais de flexão foram confeccionados em aço mola, permitindo aplicar carregamentos de maior grandeza, uma vez que o nível de tensão de escoamento σ_E é na ordem de 1200 MPa. Dois extensômetros tipo duplo XY foram utilizados para a formação de ponte completa. Para efeito de diferenciação, as duas unidades foram denominadas A e B. A Fig. 3.26 ilustra os detalhes construtivos das vigas.



(a)

(b)

Figura 3.26 – Detalhes dos transdutores de carga de flexão confeccionados para a bancada.

A calibração dos transdutores uniaxiais foi realizada no Laboratório de Força, Pressão e Massa da Fundação CERTI-UFSC. A própria bancada de calibração foi utilizada para o levantamento das curvas dos dois transdutores. A Fig. 3.27 apresenta a montagem durante a calibração.

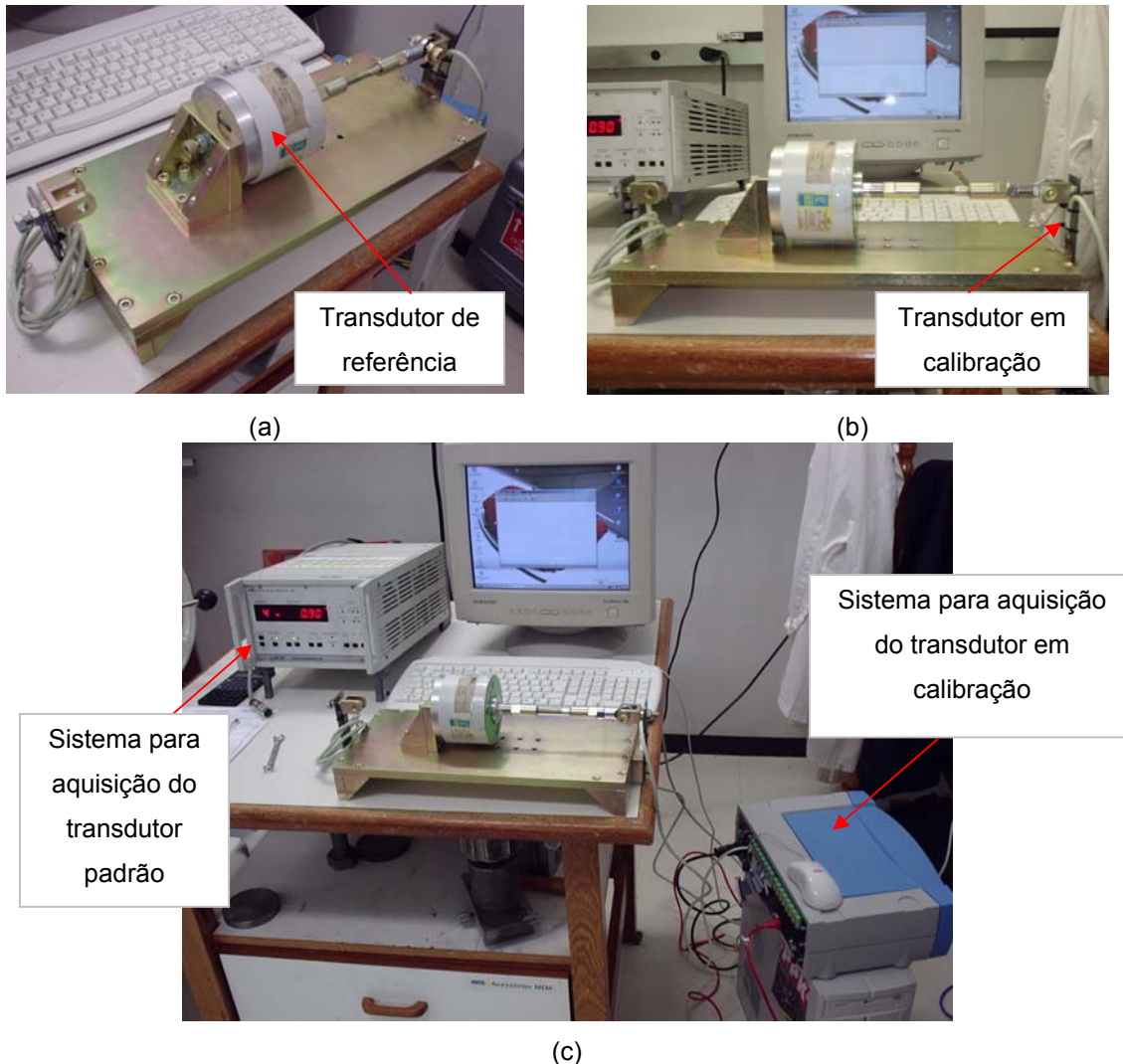


Figura 3.27 – Calibração dos transdutores de carga de flexão (a) Montagem da bancada (b) Vista lateral (c) Sistemas de aquisição de sinais.

Os procedimentos de calibração seguiram as recomendações da norma NBR 8197, adotando quatro repetições e seis pontos de amostragem entre 100 e 600 N. A resposta foi tomada como adimensional, ou seja, os valores do eixo das abscissas representam o sinal de saída em mV para cada 1 V de excitação da ponte de Wheatstone.

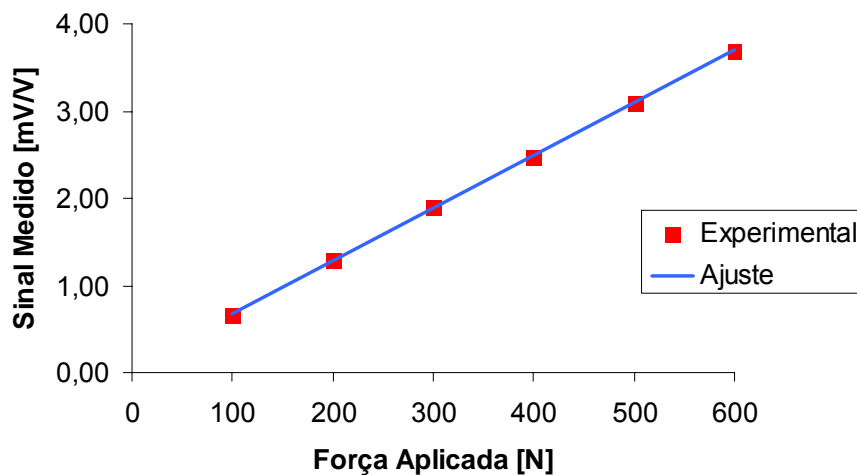


Figura 3.28 – Curva de calibração do transdutor de flexão A.

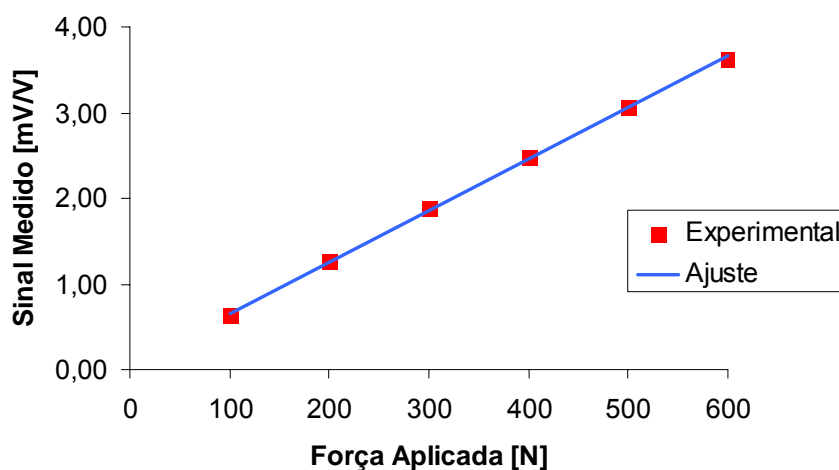


Figura 3.29 – Curva de calibração do transdutor de flexão B.

O valor máximo de calibração ficou limitado a 600 N devido às limitações de aplicação de carga da bancada. O projeto das barras de tração previu um deslocamento axial de 0,25 mm por volta na barra, tendo como consequência uma ótima sensibilidade durante o manuseio para aplicação da carga. Por outro lado, esta característica limitou o curso da barra a uma força equivalente de 600 N. Em necessidade de aplicar carregamentos maiores, a especificação das roscas das barras deve considerar uma diferença maior no passo.

3.3.2 Metodologia de Calibração

O procedimento de calibração dos transdutores multiaxiais foi baseado nos métodos utilizados durante a calibração dos transdutores uniaxiais de flexão. A faixa de calibração foi mantida entre 100 e 600 N com 6 pontos de amostragem. Para cada componente, quatro repetições foram realizadas objetivando um bom ajuste das curvas posteriormente.

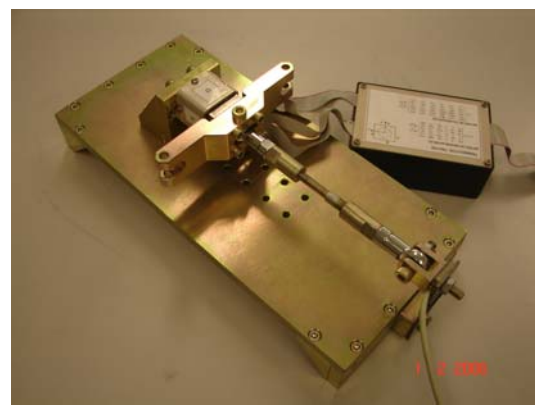
Na calibração das componentes de força apenas um transdutor uniaxial é utilizado. Nestes casos, a força medida é o próprio carregamento aplicado. No sistema de aquisição de dados são necessários sete canais: um para a medição da força atuante e os outros seis para registro da resposta do transdutor multiaxial.

Durante a calibração das componentes de momento, os dois transdutores de flexão são necessários, o que eleva para 8 o número de canais dedicados à aquisição. Como a aplicação da força é independente nas duas barras, é necessário equalizá-las manualmente no momento da tomada dos dados. Uma vez que o braço de alavanca dos dispositivos da bancada é de 75 mm em cada lado, para cada 100 N atuando nas duas barras de tração, é aplicado um momento de 15 Nm ao transdutor em calibração. A faixa equivalente para as componentes de momento é situada entre 15 e 90 Nm.

A Fig. 3.30 apresenta as quatro montagens para calibração das seis componentes de carregamento.



(a)



(b)

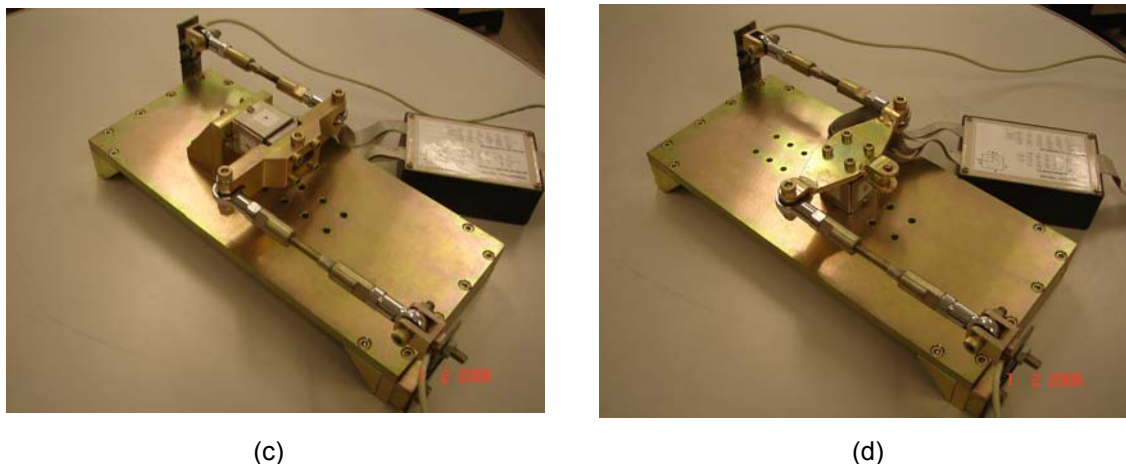


Figura 3.30 – Fotos das montagens de calibração (a) Forças cisalhantes (b) Força axial (c) Momentos fletores (d) Torque.

3.3.3 Curvas de Calibração

As curvas de calibração são apresentadas para cada componente separadamente. O sinal medido nos seis canais representa o valor de saída para cada 1V de alimentação da ponte. As Figs. 3.31 a 3.42 apresentam os resultados de calibração para os dois protótipos produzidos.

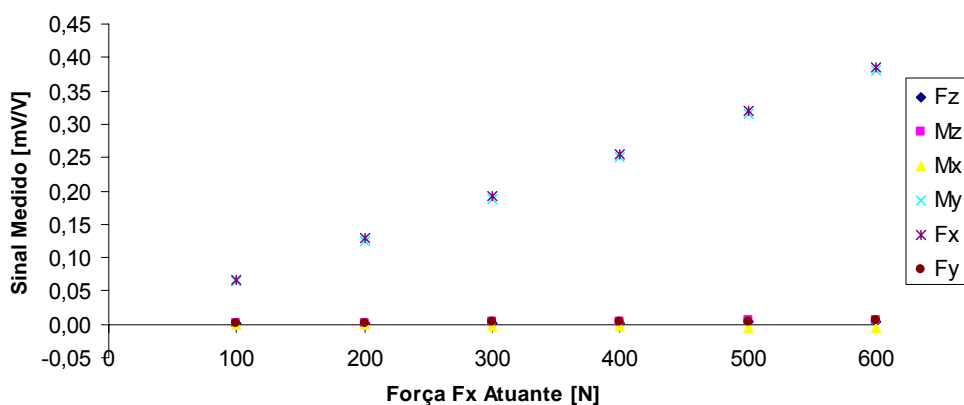


Figura 3.31 – Curva de calibração do transdutor TR01/05 para força cisalhante Fx.

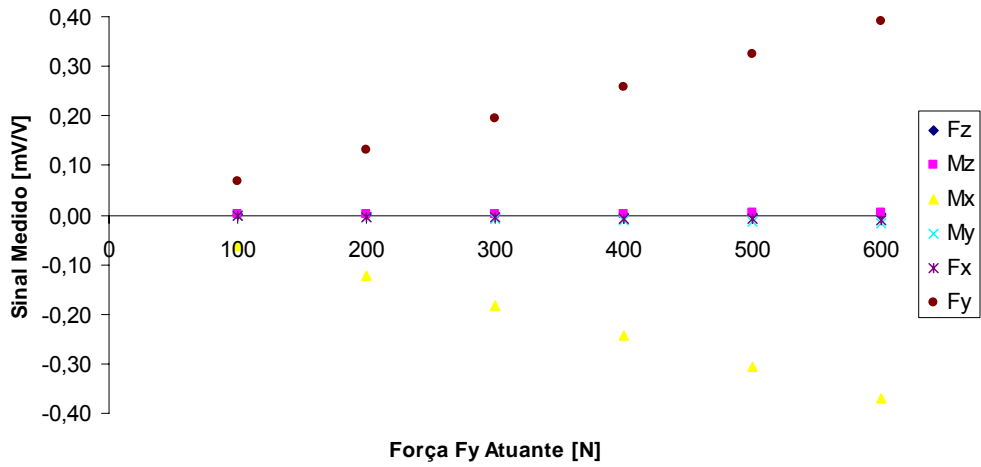


Figura 3.32 – Curva de calibração do transdutor TR01/05 para força cisalhante Fy.

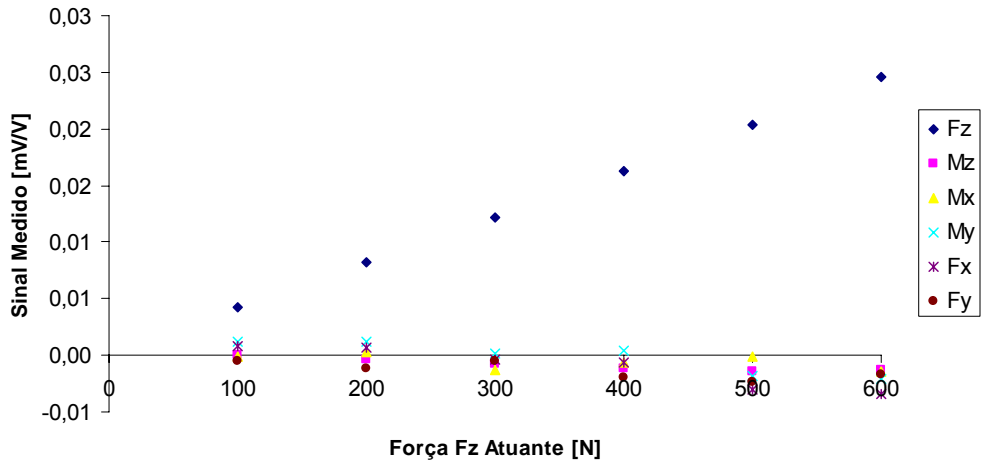


Figura 3.33 – Curva de calibração do transdutor TR01/05 para força axial Fz.

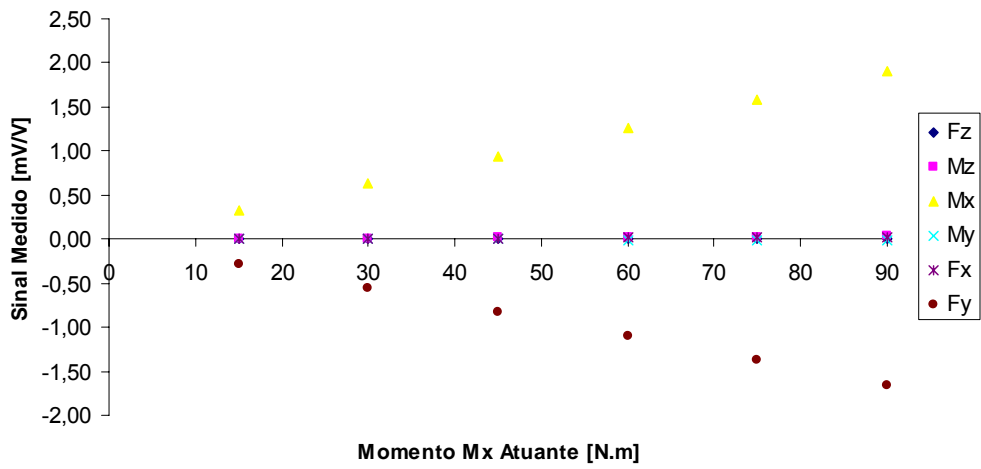


Figura 3.34 – Curva de calibração do transdutor TR01/05 para momento fletor Mx.

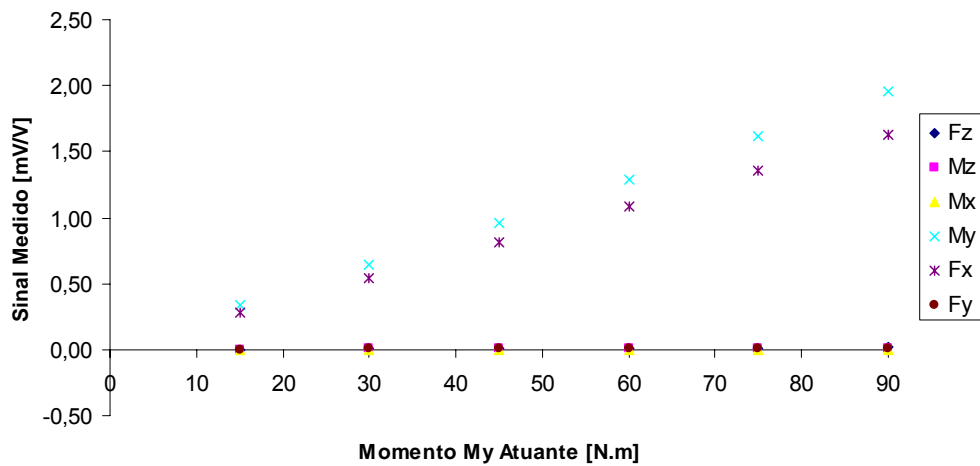


Figura 3.35 – Curva de calibração do transdutor TR01/05 para momento fletor My.

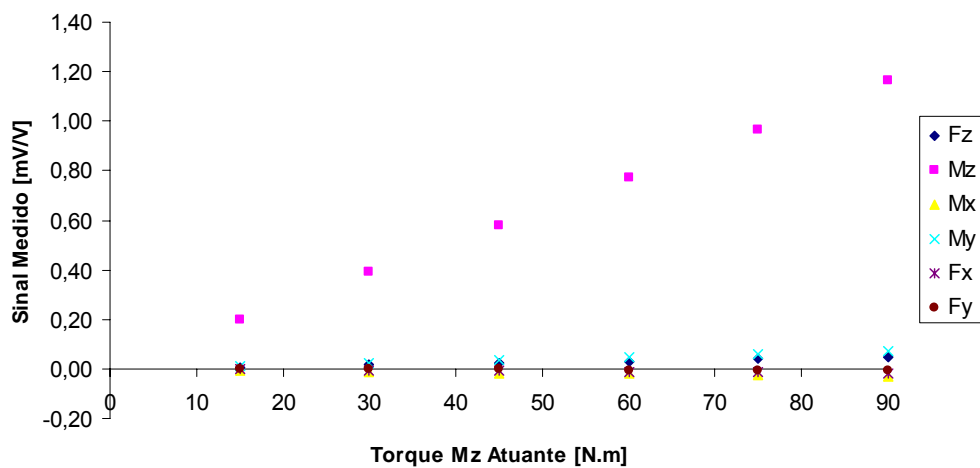


Figura 3.36 – Curva de calibração do transdutor TR01/05 para torque Mz.

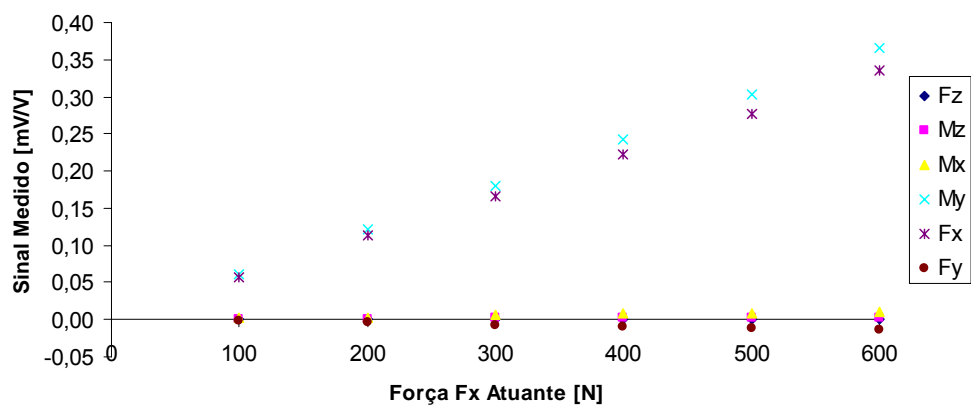


Figura 3.37 – Curva de calibração do transdutor TR02/05 para força cisalhante Fx.

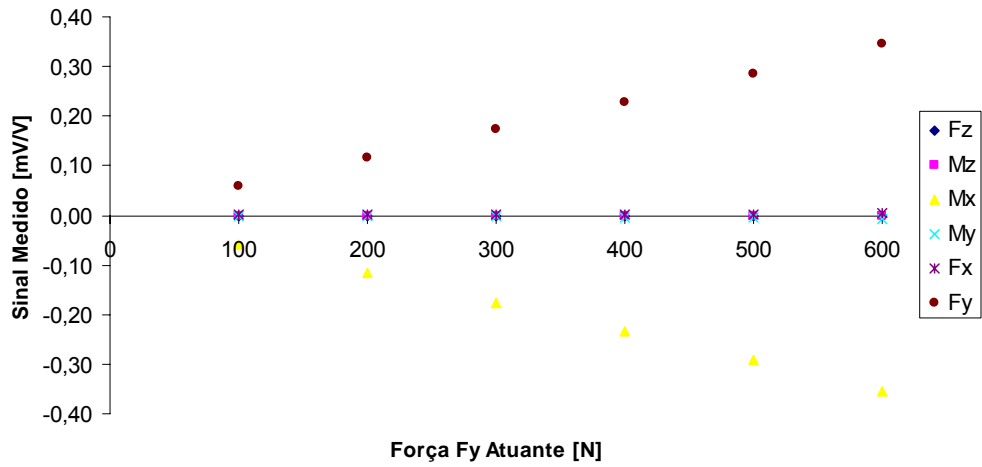


Figura 3.38 – Curva de calibração do transdutor TR02/05 para força cisalhante Fy.

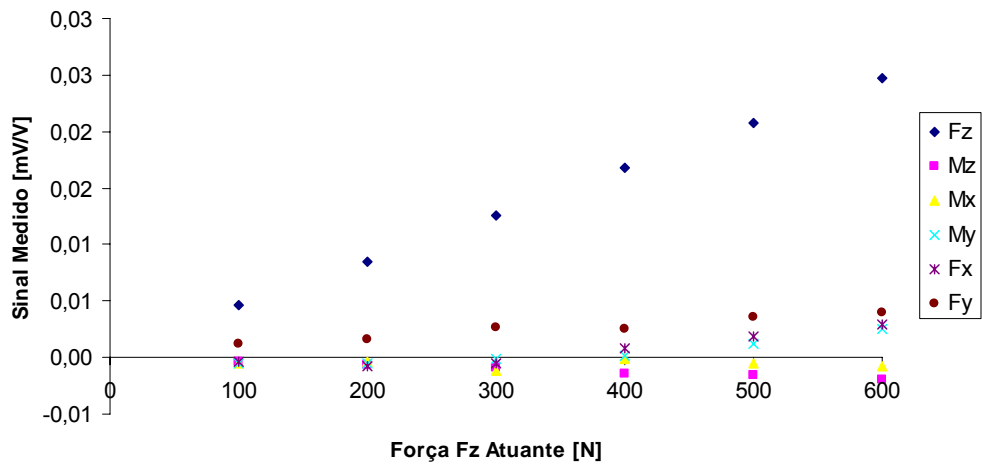


Figura 3.39 – Curva de calibração do transdutor TR02/05 para força axial Fz.

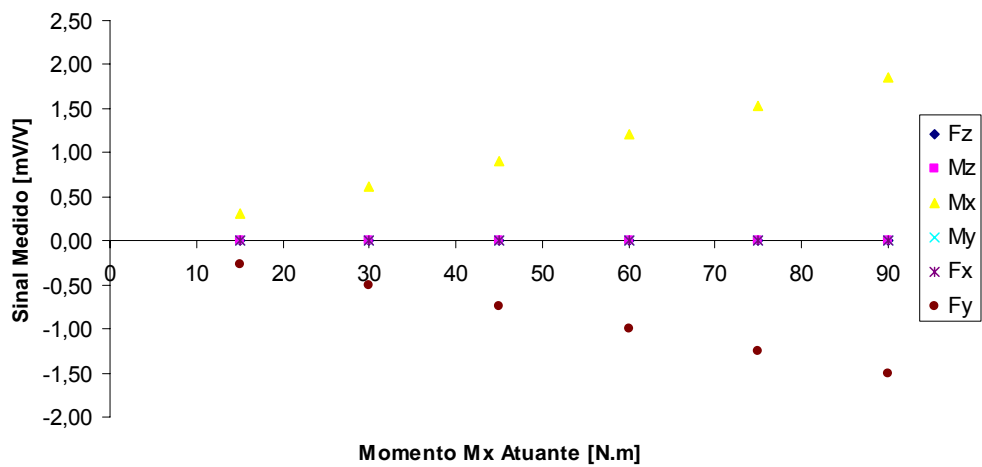


Figura 3.40 – Curva de calibração do transdutor TR02/05 para momento fletor Mx.

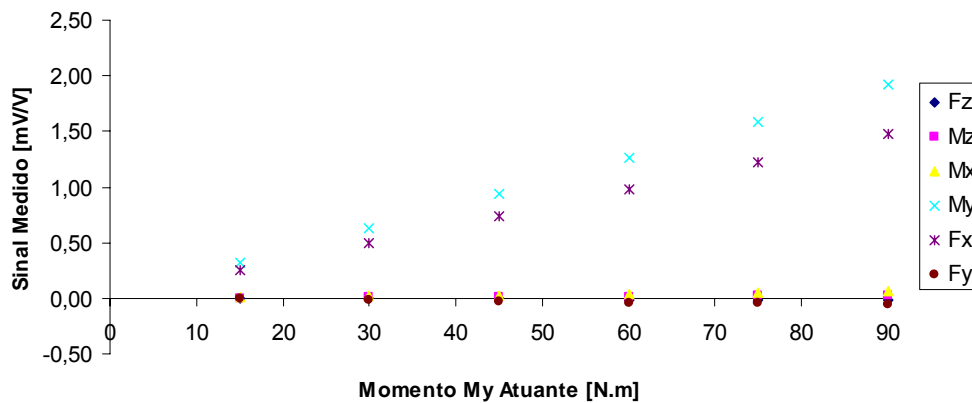


Figura 3.41 – Curva de calibração do transdutor TR02/05 para momento fletor My.

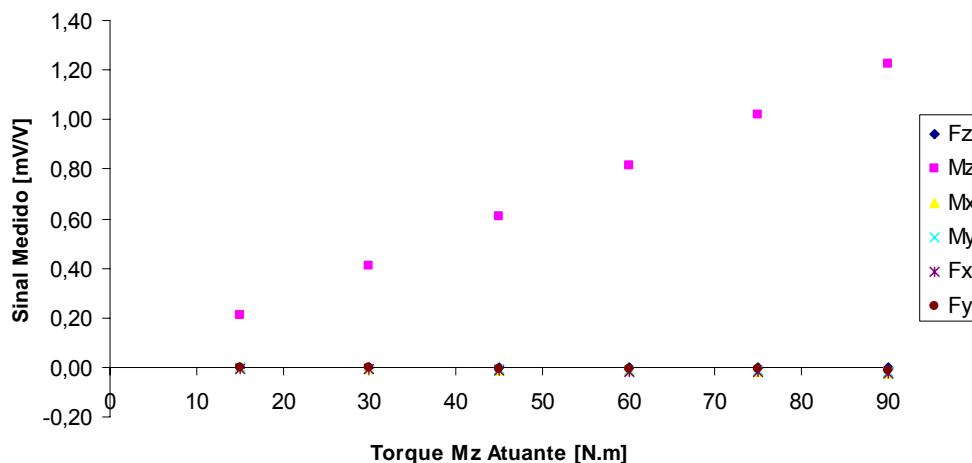


Figura 3.42 – Curva de calibração do transdutor TR02/05 para torque Mz.

Alguns comentários sobre as curvas de calibração dos protótipos:

- Linearidade: todas as curvas apresentaram um comportamento linear bem definido;
- Componentes acopladas: nos gráficos de Fx atuante a componente My possui inclinação um pouco menor à aquela, o que havia sido evidenciado na matriz de coeficientes de sensibilidade [C] obtida numericamente. No outro par de componentes acopladas, a força Fy provoca uma resposta negativa no canal de Mx, o que também foi mostrado na matriz numérica;
- Componentes desacopladas: a previsão de desacoplamento total feita na análise numérica foi fortemente confirmada no canal de torque Mz. Para a componente axial Fz, os dois protótipos apresentaram acoplamento em

praticamente todos os canais, sendo o máximo valor relativo de 14% no protótipo TR01/05 e de 16% no TR02/05. Nota-se que o comportamento das outras curvas é oposto entre os dois protótipos: no primeiro, estas possuem inclinações positivas e, no segundo, negativas. Isto ocorre porque a sensibilidade do canal Fz é muito pequena, o que pode ser observado na escala vertical destes gráficos, sendo perceptível qualquer pequena sensibilidade nos outros canais;

- Variações entre os protótipos: algumas diferenças nas curvas dos dois protótipos podem ser observadas, porém são pequenas. A principal justificativa é o mau alinhamento dos extensômetros que pode ter ocorrido durante a colagem destes.

3.3.4 Matriz de Coeficientes de Sensibilidade e Matriz de Calibração

A matriz de coeficientes de sensibilidade [C] é formada a partir dos termos de inclinação das retas de ajuste das curvas de calibração. Do gráfico de força Fx atuante, os seis coeficientes formam a primeira coluna da matriz. Na seqüência, os gráficos das outras componentes Fy, Fz, Mx, My e Mz, fornecem os termos das colunas 2, 3, 4, 5 e 6. A seguir são apresentadas as matrizes resultantes para os protótipos TR01/05 e TR02/05:

$$C_{TR01/05} = \begin{bmatrix} 635 & -18 & -9 & 206 & 18038 & -193 \\ 10 & 646 & -3 & -18214 & 119 & -115 \\ 5 & 2 & 41 & -6 & 191 & 541 \\ -10 & -612 & -2 & 21147 & -39 & -302 \\ 628 & -28 & -7 & -116 & 21653 & 807 \\ 9 & 7 & -3 & 344 & 142 & 12807 \end{bmatrix} 10^{-6}$$

$$C_{TR02/05} = \begin{bmatrix} 554 & 5 & 7 & 71 & 16251 & -295 \\ -22 & 572 & 6 & -16648 & -662 & -118 \\ -1 & -2 & 41 & 4 & -164 & 3 \\ 19 & -587 & 0 & 20572 & 792 & -247 \\ 608 & -12 & 6 & -7 & 21213 & -211 \\ 5 & -3 & -3 & 114 & 260 & 13484 \end{bmatrix} 10^{-6}$$

Aqui os termos das três primeiras colunas e os termos das outras três significam a tensão de saída para cada 1 V de excitação da ponte, induzida na atuação de 1 N de força e de 1 Nm de momento, respectivamente.

A matriz de calibração [A] é a inversa de [C]. Para os protótipos obtém-se:

$$A_{TR01/05} = \begin{bmatrix} 8898,2 & -1141,4 & 588,3 & -1119,1 & -7417,2 & 539,9 \\ 76,5 & 8346,2 & 975,2 & 7184,2 & -106,6 & 211,0 \\ 159,7 & -302,0 & 24259,7 & -240,3 & -339,2 & -1009,9 \\ 5,9 & 240,1 & 30,8 & 254,6 & -6,1 & 7,3 \\ -257,7 & 45,5 & -7,9 & 43,4 & 260,9 & -18,6 \\ -3,6 & -10,8 & 3,9 & -10,5 & 2,5 & 77,4 \end{bmatrix}$$

$$A_{TR02/05} = \begin{bmatrix} 11221,3 & -1902,5 & -374,0 & -1581,6 & -8600,5 & 65,3 \\ 763,0 & 10153,3 & -1511,8 & 8212,7 & -589,0 & 247,1 \\ -975,1 & 661,4 & 24323,3 & 534,2 & 935,7 & 3,5 \\ 23,8 & 289,1 & -42,8 & 282,5 & -20,2 & 7,9 \\ -320,9 & 60,2 & 3,0 & 49,9 & 293,0 & -0,9 \\ 1,8 & -0,5 & 5,5 & -0,8 & -2,2 & 74,1 \end{bmatrix}$$

Na matriz [A] os termos das três primeiras linhas significam 1 N de força para cada mV/V de sinal. Os outros possuem como interpretação 1 Nm de momento atuante a cada mV/V de resposta.

A multiplicação do vetor de leitura dos canais pela matriz de calibração fornece o carregamento atuante no transdutor.

3.3.5 Comparativo Numérico-Experimental dos Coeficientes de Sensibilidade

Com objetivo de comparar a matriz [C] obtida na simulação numérica com as matrizes resultantes da calibração experimental em cada protótipo, as últimas foram alteradas para as mesmas unidades da primeira. A conversão de unidade para a medida de deformação é feita com a Eq. 2.31, adotando o *gage factor* igual a 2 para todos os extensômetros. As matrizes calculadas para os dois protótipos são apresentadas a seguir:

$$C_{TR01/05} = \begin{bmatrix} 1,27 & -0,04 & -0,02 & 0,41 & 36,07 & -0,38 \\ 0,02 & 1,29 & -0,01 & -36,43 & 0,23 & -0,23 \\ 0,01 & 0 & 0,08 & -0,01 & 0,38 & 1,08 \\ -0,02 & -1,22 & 0 & 42,29 & -0,07 & -0,60 \\ 1,25 & -0,07 & -0,01 & -0,23 & 43,3 & 1,61 \\ 0,01 & 0,01 & -0,01 & 0,68 & 0,28 & 25,6 \end{bmatrix} 10^{-6}$$

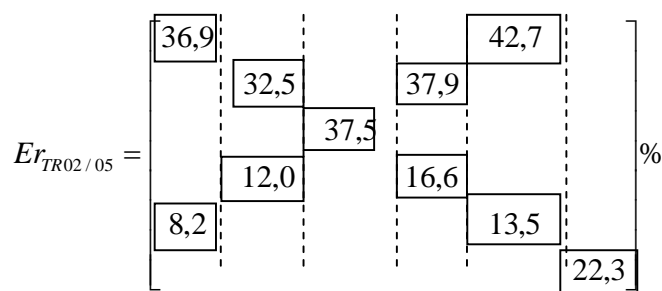
$$C_{TR02/05} = \begin{bmatrix} 1,11 & 0,01 & 0,01 & 0,14 & 32,50 & -0,59 \\ -0,04 & 1,14 & 0,01 & -33,30 & -1,32 & -0,24 \\ 0 & 0 & 0,08 & 0,01 & -0,33 & 0,01 \\ 0,04 & -1,17 & 0 & 41,14 & 1,58 & -0,49 \\ 1,22 & -0,02 & 0,01 & -0,01 & 42,43 & -0,42 \\ 0,01 & -0,01 & -0,01 & 0,23 & 0,52 & 26,97 \end{bmatrix} 10^{-6}$$

A matriz obtida no modelo de elementos finitos é mostrada a seguir no mesmo formato para efeito de observação:

$$C_{numérica} = \begin{bmatrix} 1,52 & 0 & 0 & 0 & 46,39 & 0 \\ 0 & 1,51 & 0 & -45,91 & 0 & 0 \\ 0,01 & -0,01 & 0,11 & 0,45 & 0,47 & 0 \\ 0 & -1,31 & 0 & 47,98 & 0,02 & 0,01 \\ 1,32 & 0 & 0 & 0 & 48,16 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 32,99 \end{bmatrix} 10^{-6}$$

Considerando apenas os termos da diagonal principal e os coeficientes de acoplamento entre as componentes de forças cisalhantes e momentos fletores, as diferenças relativas entre os resultados dos protótipos e os valores numéricos são colocados em formato matricial:

$$Er_{TR01/05} = \begin{bmatrix} 19,7 & & & & 28,6 \\ & 17,1 & & & & \\ & & 37,5 & & & \\ & 7,4 & & 13,5 & & \\ 5,6 & & & & 11,2 & \\ & & & & & 28,9 \end{bmatrix} \%$$



As principais causas para estas diferenças são identificadas e descritas a seguir:

- Modelo Numérico:
 - Propriedades mecânicas do material: nenhum ensaio de caracterização foi feito no material utilizado no corpo do transdutor. Os parâmetros são valores médios sugeridos na literatura;
 - Modelagem dos extensômetros: no modelo em elementos finitos, o elemento de barra utilizado para representação dos extensômetros não considera os efeitos de curvatura da superfície cilíndrica. Além disto, esta modelagem não considera qualquer sensibilidade transversal à grade e variações do campo de deformação ao longo desta.
- Protótipos:
 - Tolerâncias dimensionais: diferenças dimensionais, inerentes da fabricação, podem ter contribuído para variações das respostas dos transdutores.
 - Posicionamento e alinhamento dos extensômetros: certamente a causa de maior contribuição de erros, sendo também o motivo das diferenças entre as respostas dos dois protótipos. Como explicado no item 3.2, alguns extensômetros foram substituídos durante a preparação dos protótipos, o que dificultou o correto posicionamento destes.

Apesar das diferenças encontradas nos coeficientes de sensibilidade, nenhuma discordância foi observada na disposição geral das matrizes dos protótipos. Os erros são relevantes na magnitude nos termos, mas não são significativos na ordem de grandeza destes e na relação de acoplamento entre as componentes. Certamente, havendo um rigor mais intenso nos aspectos construtivos dos transdutores, em relação às tolerâncias dimensionais e, principalmente, ao posicionamento dos extensômetros, os resultados serão bem mais condizentes aos obtidos no modelo numérico.

CAPÍTULO 4

ESTUDO DE CASO

Este estudo de caso é um problema típico de equipamentos industriais. A dificuldade em determinar o carregamento atuante dificulta o processo de projeto e impossibilita uma análise quantitativa dos níveis de sollicitação. Neste capítulo, um componente estrutural será analisado em três etapas:

- os esforços atuantes serão avaliados em condições típicas de operação do equipamento, utilizando o transdutor de carregamento multiaxial desenvolvido no Capítulo 3;
- modelos numéricos serão constituídos para avaliação do estado de tensões nas regiões críticas, utilizando como dado de entrada os valores de carregamento obtidos anteriormente;
- um ensaio experimental será realizado no próprio componente, para determinação do estado de tensões.

4.1 Descrição e Histórico do Caso

O componente que será analisado nos próximos itens é um reservatório de ar, o qual possui duas funções estruturais: armazenar ar sob pressão e dar suporte a um motor elétrico e um compressor. Os esforços no reservatório resultantes da pressão interna podem ser avaliados de forma analítica, pela teoria de cilindros de paredes finas (exceto em regiões com concentração de tensão), ou por simulação computacional, como o Método de Elementos Finitos. O outro carregamento é de maior complexidade, pois possui componentes multiaxiais que variam durante o funcionamento.

A ocorrência de falhas neste componente obrigou o fabricante a introduzir alterações geométricas, com o propósito de diminuir o nível de tensões na região crítica. Trincas apareceram durante ensaios de vida do produto, na região de solda entre a chapa suporte e o reservatório de pressão. A Fig. 4.1 apresenta o projeto original, aqui denominado MOD1 para efeito de identificação.

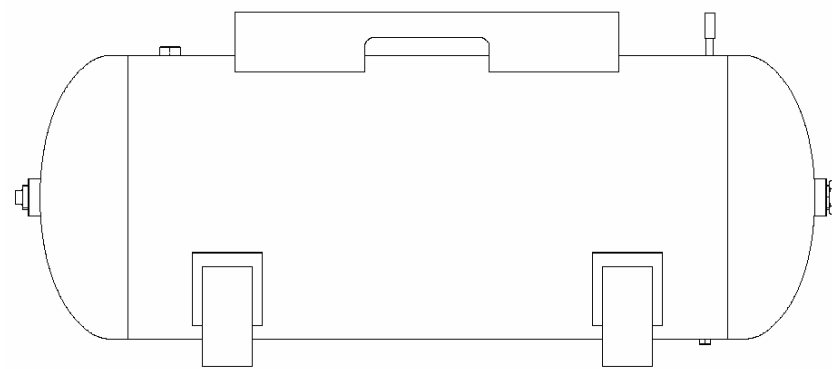


Figura 4.1 – Projeto original do reservatório de pressão (MOD1).

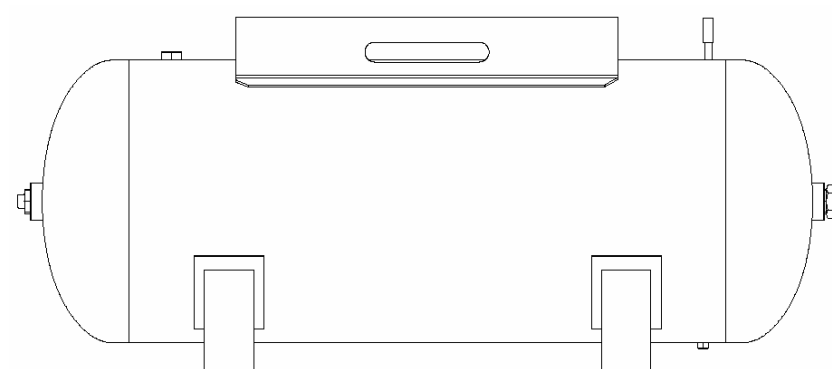


Figura 4.2 – Segundo projeto do reservatório de pressão (MOD2).

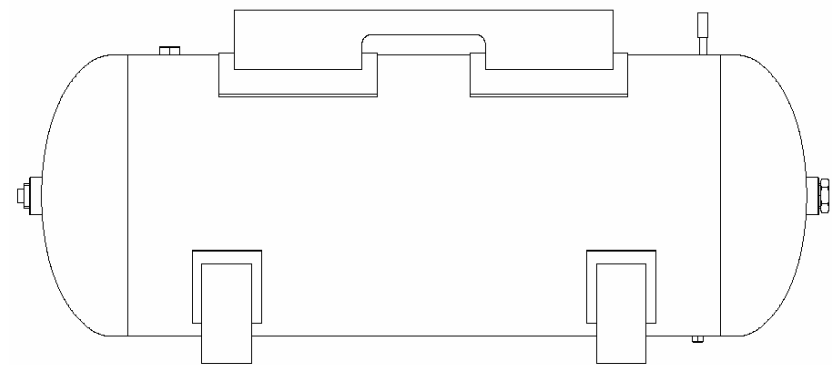


Figura 4.3 – Versão final do projeto do reservatório de pressão (MOD3).

Nas Figs. 4.2 e 4.3 são mostradas as alterações no segundo (MOD2) e no terceiro (MOD3) projetos. Na primeira tentativa de diminuir o nível de tensão na região crítica, a chapa suporte foi alterada, adicionando-se dobras laterais. A falha ocorreu nas mesmas regiões, em ensaios realizados no laboratório. Na versão final, optou-se por manter a chapa original e incluir duas novas, posicionadas entre o suporte e o reservatório, o que

provocou um aumento da rigidez local da região crítica. Após esta alteração, nenhuma falha foi registrada.

O objetivo deste estudo de caso será avaliar numericamente o estado de tensões a partir dos dados de carregamento medidos nos apoios do motor elétrico e do compressor de ar. Pretende-se concluir sobre a representatividade destes resultados, a partir da comparação com valores medidos diretamente nos três modelos geométricos apresentados.

4.2 Determinação do Carregamento Multiaxial

Os transdutores TR01/05 e TR02/05 foram utilizados para determinar o carregamento multiaxial resultante do funcionamento do sistema mecânico. A metodologia e os resultados obtidos são detalhados nos itens a seguir.

4.2.1 Metodologia de Ensaio

São oito os pontos de aplicação de carregamento – os quatro apoios do motor elétrico e quatro do compressor. A identificação de cada ponto e o sistema de referência adotado são apresentados na Fig. 4.4.

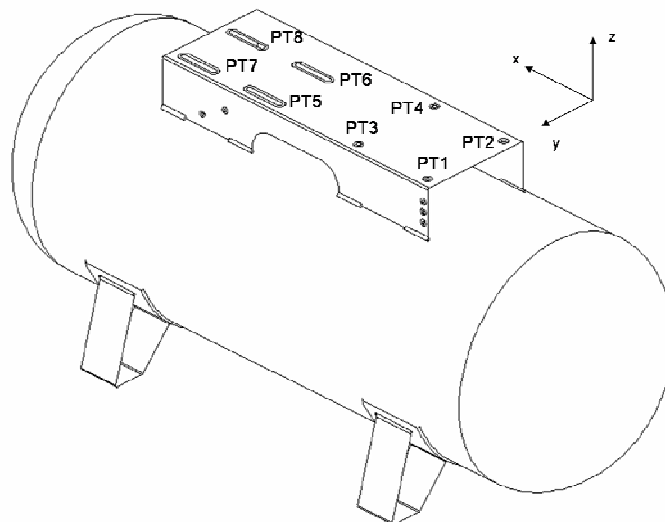


Figura 4.4 – Sistema de referência e identificação dos locais de ensaio.

Uma bancada foi projetada para a realização dos ensaios, com o objetivo de diminuir os efeitos dinâmicos do próprio reservatório sobre os resultados de

carregamento. Por isto, uma chapa de aço SAE 1020 de espessura 25 mm foi montada sobre uma estrutura tubular treliçada, conferindo alta rigidez. Para dimensionamento da bancada, análises modais numéricas foram realizadas em diferentes geometrias, até que a versão final, apresentando a primeira frequência natural por volta de 400 Hz, foi tomada como satisfatória. O detalhamento da bancada é apresentado no Apêndice 3. Na Fig. 4.5, o motor e o compressor estão montados na bancada, durante o ensaio.

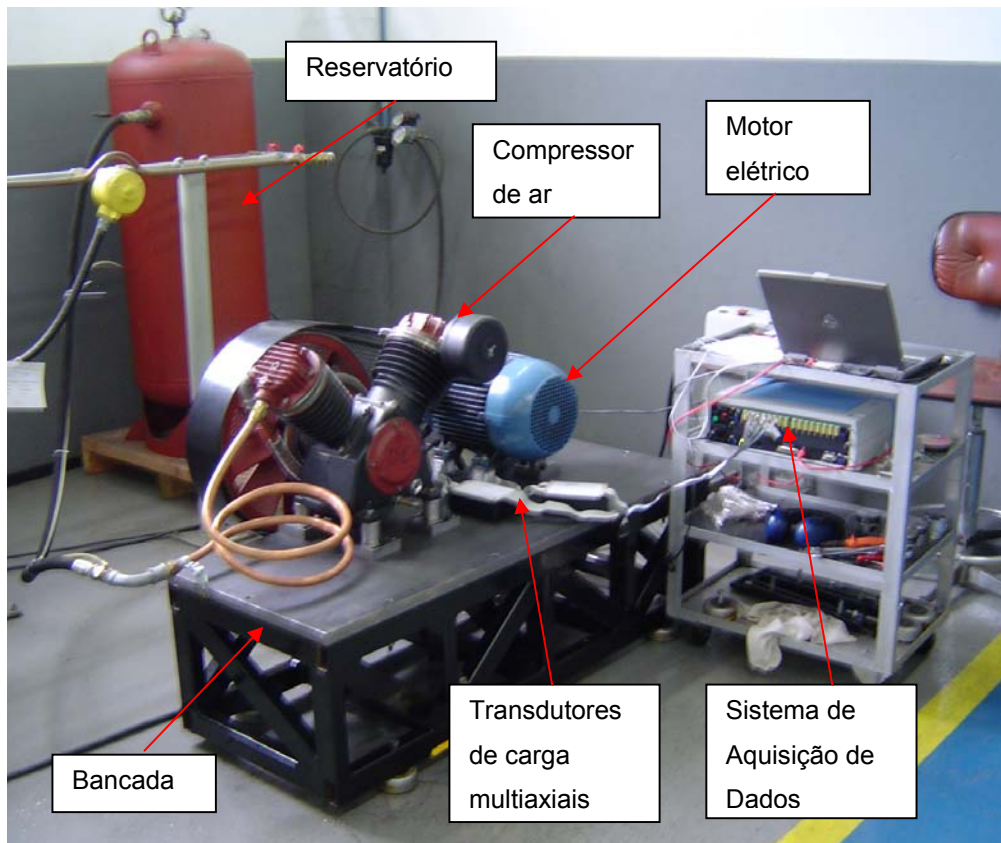


Figura 4.5 – Montagem do experimento.

Os dois transdutores foram fixados nos pontos de apoio do motor e do compressor seqüencialmente nos oito locais de medição. Nas Figs. 4.6 e 4.7 são mostrados os detalhes das montagens durante o procedimento experimental.

Em todos os pontos o carregamento foi avaliado em duas situações:

- um ciclo completo de funcionamento do sistema, partindo de uma pressão nula até a máxima (12 bar) e;
- um ciclo curto em alta pressão, com tempo de aquisição fixado em 15 s, para a visualização dos efeitos de partida, o regime de operação e o desligamento do sistema.

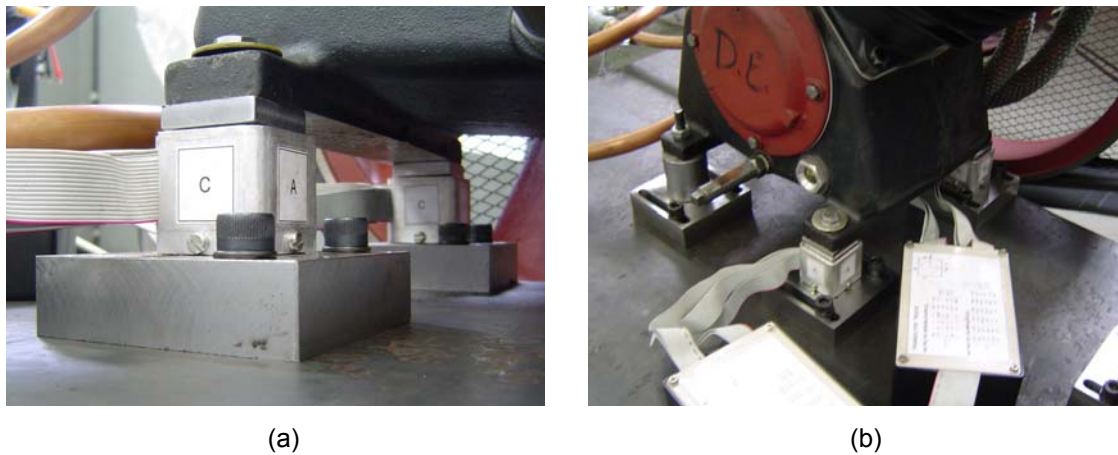


Figura 4.6 – Posicionamento dos transdutores no compressor (a) PT1 e PT2 (b) PT3 e PT4.



Figura 4.7 – Posicionamento dos transdutores no motor (a) PT5 e PT6 (b) PT7 e PT8.

Todos os casos foram ensaiados duas vezes, e com transdutores diferentes para efeito de avaliação da repetibilidade dos dados.

4.2.2 Resultados obtidos

Um grande número de resultados foi gerado durante este experimento, visto que cada transdutor fornece dados em seis canais, referentes às seis componentes de carregamento. A Fig. 4.8 apresenta a primeira conclusão interessante, para o ensaio de ciclo completo do carregamento medido no compressor. No tempo inicial $t = 0$ s o sistema ainda está em repouso, sendo ligado em $t = 2,5$ s, aproximadamente. Após um efeito transiente causado pela inércia do próprio compressor, o sistema entra em regime de

operação, aqui denominado regime permanente. No intervalo entre $t = 5$ s e $t = 3$ min e 10 s a pressão no reservatório externo é elevada de 0 a 12 bar, quando um pressostato desliga o motor. Durante o regime permanente, nenhuma alteração significativa é observada em qualquer componente de carregamento. A partir desta observação pode-se concluir que o aumento da pressão não resulta no aumento do carregamento resultante do funcionamento do compressor. Esta mesma conclusão pôde ser verificada nos dados medidos nos apoios do motor.

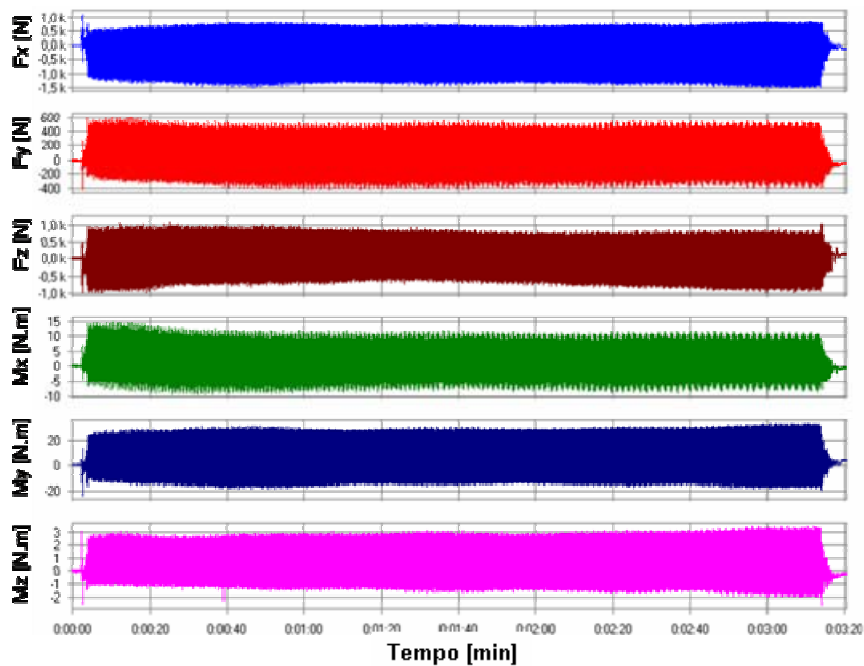


Figura 4.8 – Resultado típico de carregamento medido no compressor no ciclo longo.

A repetitividade foi verificada com a comparação qualitativa dos dados medidos com os dois transdutores, para um mesmo ponto de medição. A Fig 4.9 apresenta os resultados obtidos no P3 com os dois protótipos:

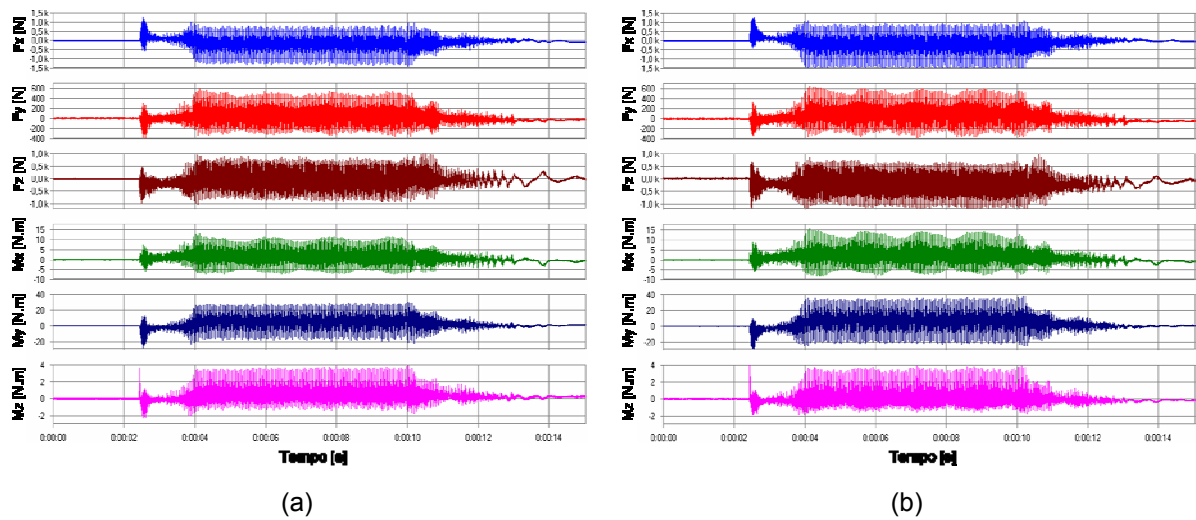
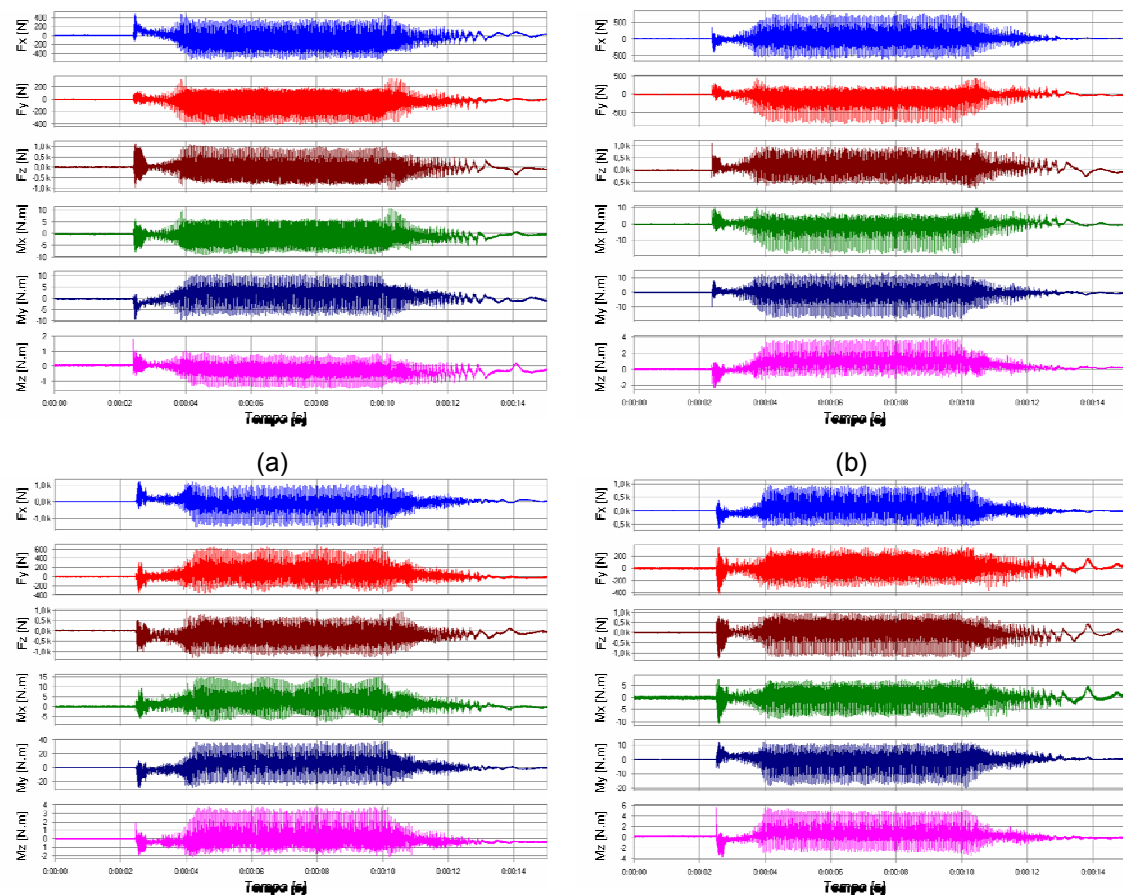


Figura 4.9 – Carregamento medido no PT3 (a) resultados do TR01/05 (b) resultados do TR02/05.

Nota-se que os resultados obtidos com os dois transdutores são muito similares.

Na Fig. 4.10 são mostradas as seis componentes de carregamento – F_x , F_y , F_z , M_x , M_y e M_z – nos oito pontos de medição, para o ciclo curto.



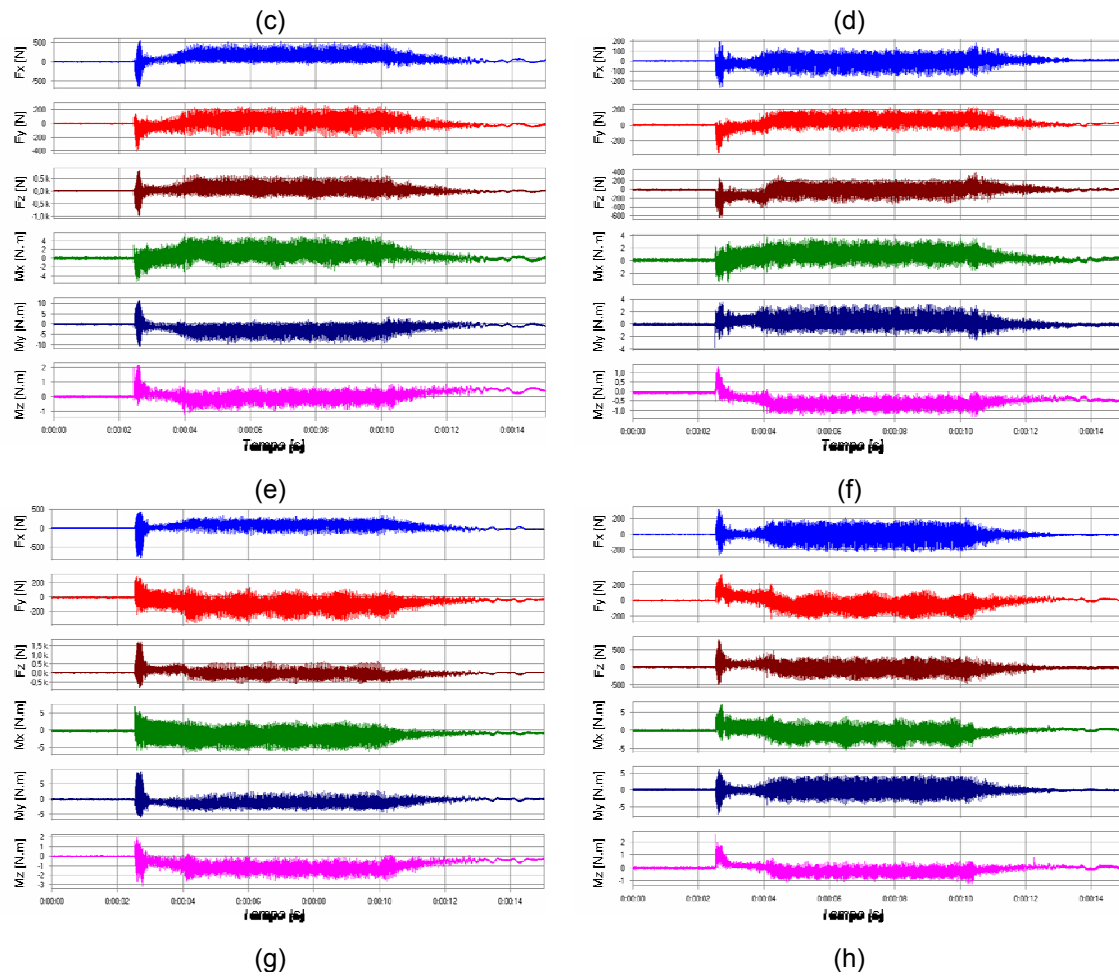


Figura 4.10 – Gráficos de carregamento medidos (a) PT1 (b) PT2 (c) PT3 (d) PT4 (e) PT5 (f) PT6 (g) PT7 (h) PT8.

Algumas observações interessantes são descritas a seguir:

1. As componentes de força possuem valores bem mais expressivos, se comparados às componentes de momento. Exceto no PT3, onde as componentes M_x e M_y apresentaram maiores magnitudes, os resultados para estas componentes foram considerados pequenos;
2. Em todos os pontos a componente de maior significância foi a força axial F_z ;
3. Para os apoios do motor – PT5, PT6, PT7 e PT8 – o efeito do transiente inicial resulta em carregamentos de maior amplitude, se comparados aos valores do regime permanente de operação;

4. No compressor o regime transiente é mais suave se comparado ao regime permanente. Neste trecho são observados os maiores carregamentos em PT1, PT2, PT3 e PT4.

Na próxima etapa, os resultados apresentados na Fig. 4.10 serão utilizados para uma avaliação dos estado de tensões nas regiões críticas dos três modelos de reservatórios. Para esta análise, propõe-se a separação do sinal medido em dois trechos: o regime transiente, com início no instante de operação do sistema e duração de 0,5 segundo, e o regime permanente, um trecho de 0,2 segundo tomado após 5 segundos do início do regime transiente. A Fig. 4.11 apresenta a separação do sinal nestes dois segmentos:

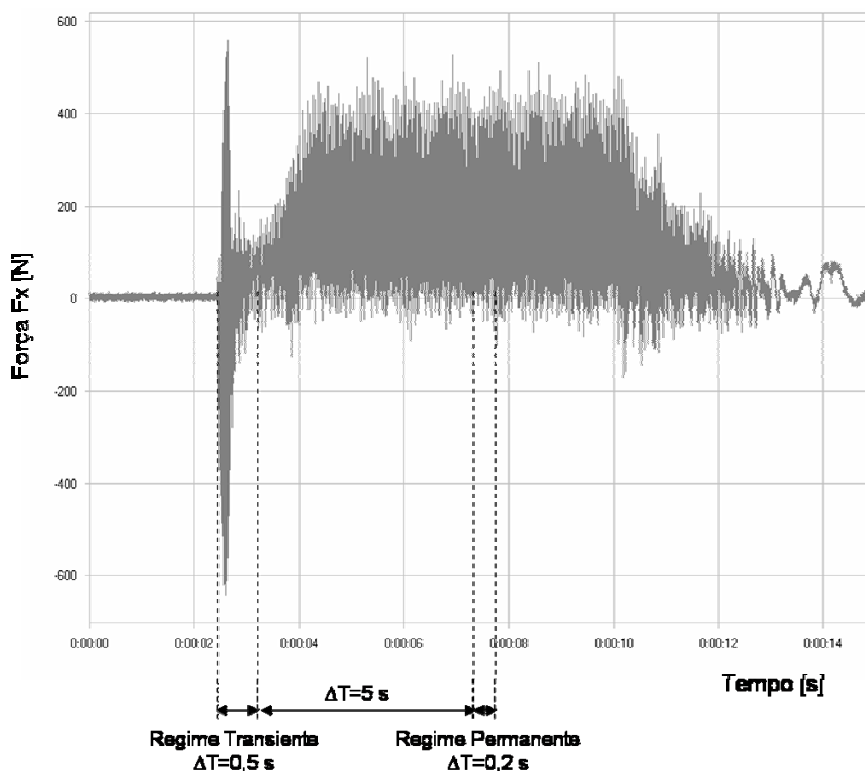


Figura 4.11 – Separação do sinal em trechos – regime transiente e regime permanente.

Uma vez que os valores de carregamento foram medidos separadamente (devido à limitação do número de canais do sistema de aquisição utilizado), foi necessário adotar um critério para sincronizá-los. Como não foi possível prever nenhum *trigger* mecânico durante os ensaios, a sincronização dos sinais medidos foi realizada com uma simples rotina numérica aplicada diretamente ao sinal medido.

4.3 Modelagem em Elementos Finitos

O reservatório foi modelado segundo o Método de Elementos Finitos, nas três geometrias analisadas. O carregamento medido foi utilizado para avaliar o estado de tensões nos pontos críticos. A metodologia adotada e os resultados obtidos são apresentados a seguir.

4.3.1 Metodologia

Elementos tipo casca de quatro nós (*ANSYS SHELL63*) foram adotados para a modelagem do reservatório, devido à pequena espessura, se comparado às outras dimensões do componente. As regiões de solda também foram modeladas com casca, considerando o comprimento e altura do filete. Nos pontos de aplicação do carregamento, os furos foram modelados com anéis com malha estruturada (*bushings*).

O software *Altair HyperMesh®* foi utilizado para a preparação dos modelos geométricos e para geração da malha, uma vez que este possui recursos mais específicos para modelagem de cascas, se comparado às ferramentas do *ANSYS*. Na Fig. 4.13 são apresentados os modelos para as três geometrias, em perspectiva e no detalhe da região crítica.

Após esta etapa, os modelos foram exportados em arquivos contendo as coordenadas nodais globais, a conectividade dos elementos, as constantes do material e os parâmetros de espessura das diferentes chapas do reservatório. Estes foram importados para o *ANSYS*, para adicionar as condições de contorno, uma rotina para aplicação do carregamento transiente e a etapa para geração dos resultados após a solução. O Apêndice 4 apresenta um detalhamento maior destas rotinas.

Para simplificar a análise, os efeitos de inércia dos componentes que compõem o sistema mecânico foram desconsiderados. Esta hipótese implica que o estado de tensões calculado não depende do valor no tempo anterior, ou seja, este é definido apenas pelo valor do carregamento atuante no tempo da análise. Desta forma, foi possível rodar análises estáticas em cada incremento de tempo. Esta hipótese reduziu drasticamente o tempo de simulação, mas tem grande impacto nos valores calculados. Esta foi a forma encontrada para viabilizar uma primeira análise, considerando a quantidade de simulações e geometrias em estudo.

Quatro simulações foram realizadas em cada modelo geométrico: carregamento no regime transiente (0,5 s) com pressão nula no reservatório; carregamento no regime

permanente (0,2 s) com pressão nula no reservatório; carregamento no regime transiente (0,5 s) com pressão máxima (12 bar) no reservatório e; carregamento no regime permanente (0,2 s) com pressão máxima (12 bar) no reservatório. As condições de contorno foram aplicadas aos nós localizados nos quatro pés, restringindo o movimento vertical (eixo z), o movimento lateral (eixo y) e o movimento longitudinal (eixo x). No regime transiente o tempo total foi dividido em 500 passos, de forma que cada um é equivalente a 0,001s. O mesmo critério foi utilizado para o regime permanente, totalizando 200 passos de simulação. O carregamento foi aplicado aos nós distribuídos nos anéis (*bushing*) referentes a cada ponto medido. Em cada modelo, quatro pontos localizados nas regiões críticas, distantes em 5 mm do final da solda, foram escolhidos para acompanhamento do estado de tensões durante a simulação. Estes foram denominados P1, P2, P7 e P8, de forma que o primeiro é localizado próximo ao ponto de medição do carregamento PT1, e sucessivamente PT2, PT7 e PT8. A Fig. 4.12 apresenta as condições de contorno, o carregamento aplicado e identifica os pontos críticos. As falhas que ocorreram em laboratório, nos modelos MOD1 e MOD2, são localizadas em P1.

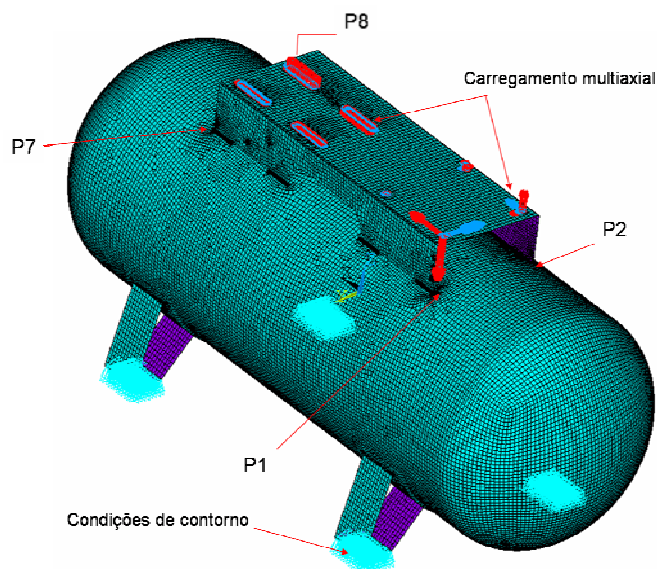


Figura 4.12 – Condições de contorno, carregamentos e pontos críticos.

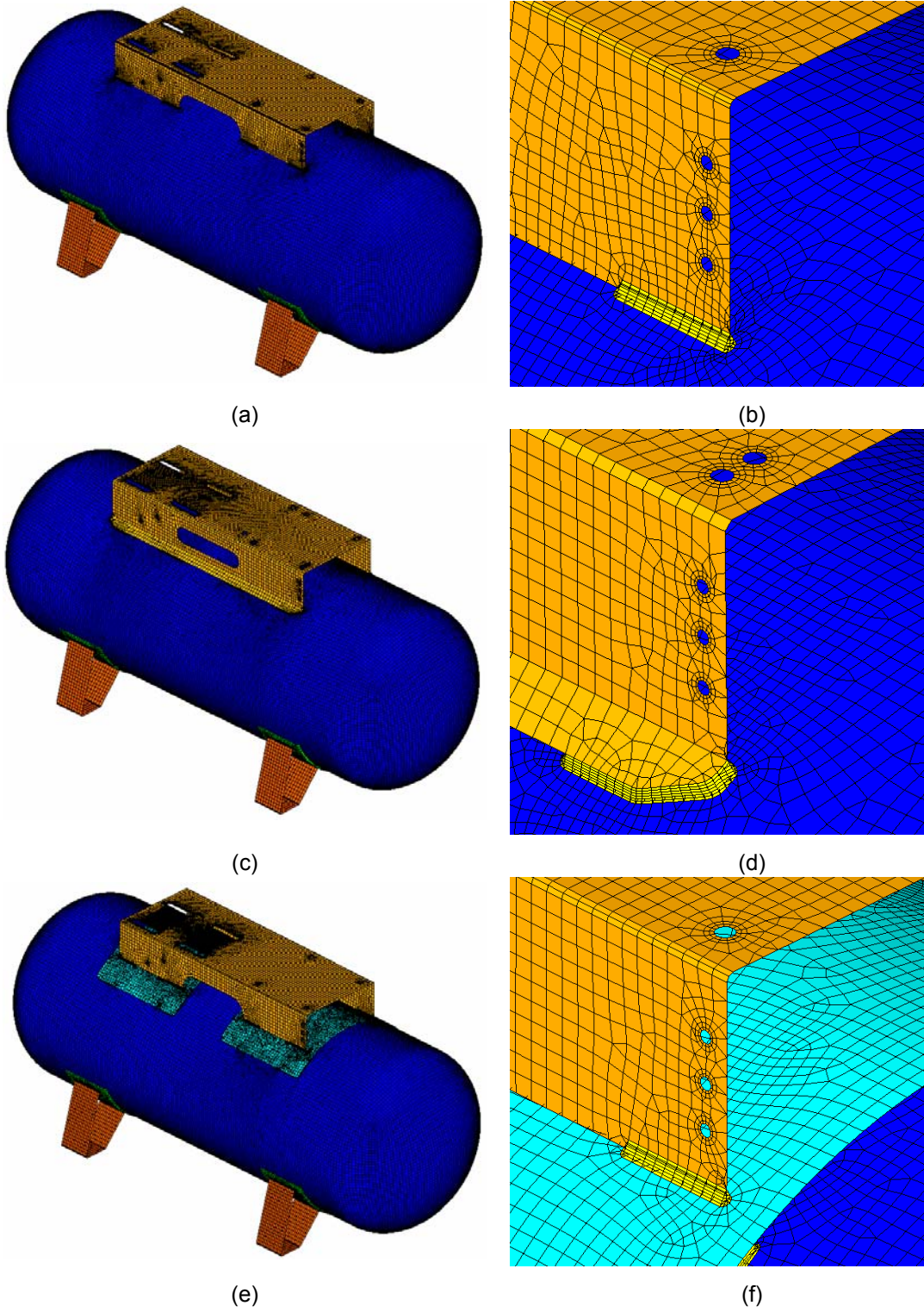


Figura 4.13 – Modelos FEM (a) e (b) MOD1, (c) e (d) MOD2 (e) e (f) MOD3.

4.3.2 Resultados obtidos

Os resultados de saída em cada ponto foram as duas tensões principais e a tensão equivalente de Von Mises, o qual foi adotado para a geração dos gráficos, como será descrito no item 4.5, para comparação com resultados experimentais. A Fig. 4.14 apresenta uma visualização qualitativa da distribuição de tensão equivalente na região crítica, em um instante qualquer, nas três geometrias analisadas.

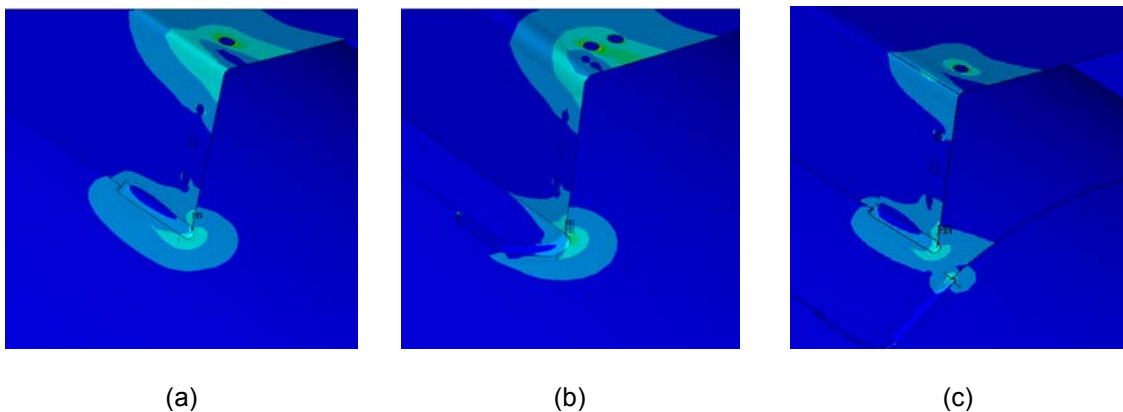
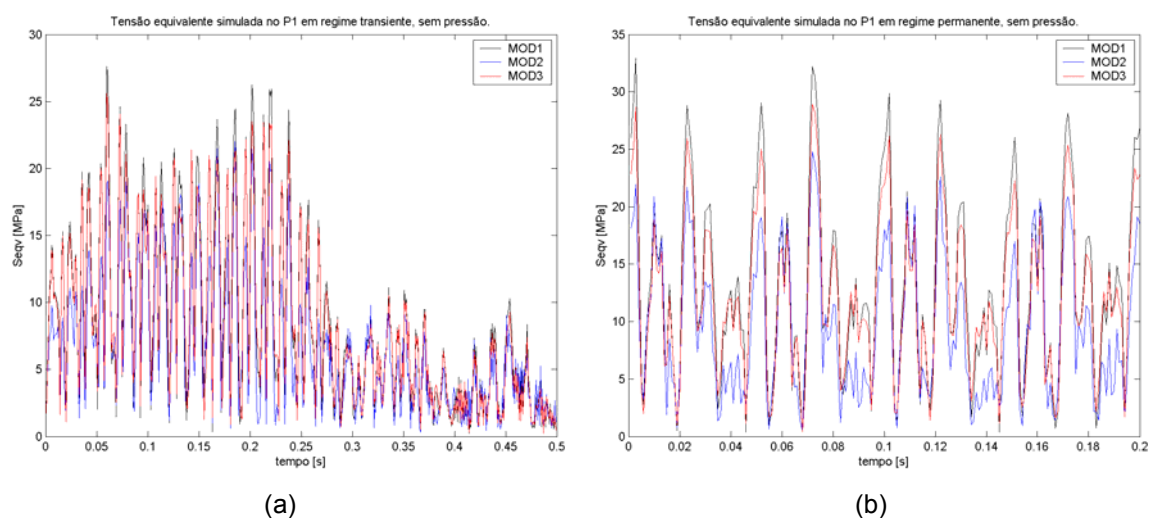


Figura 4.14 – Visualização qualitativa de distribuição de tensão equivalente (a) MOD1, (b) MOD2 (c) MOD3.

Os resultados obtidos nos quatro casos de simulação foram rearranjados para permitir uma análise comparativa nos três modelos geométricos. As Figs. 4.15, 4.16, 4.17 e 4.18 apresentam os valores de tensão equivalente ao longo do tempo simulado, nos pontos P1, P2, P7 e P8, respectivamente.



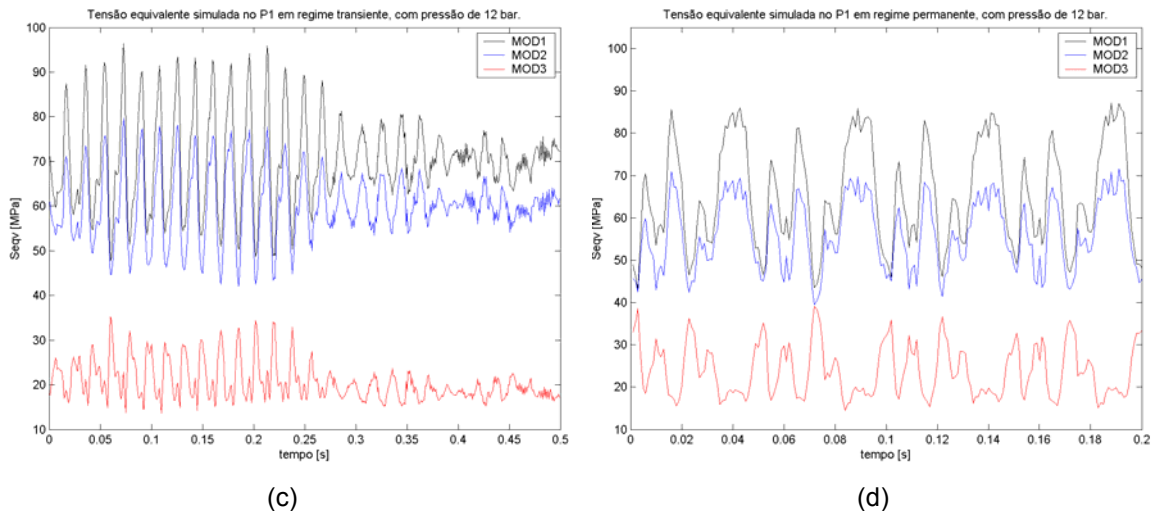


Figura 4.15 – Tensão equivalente em P1 (a) e (b) sem e (c) e (d) com pressão.

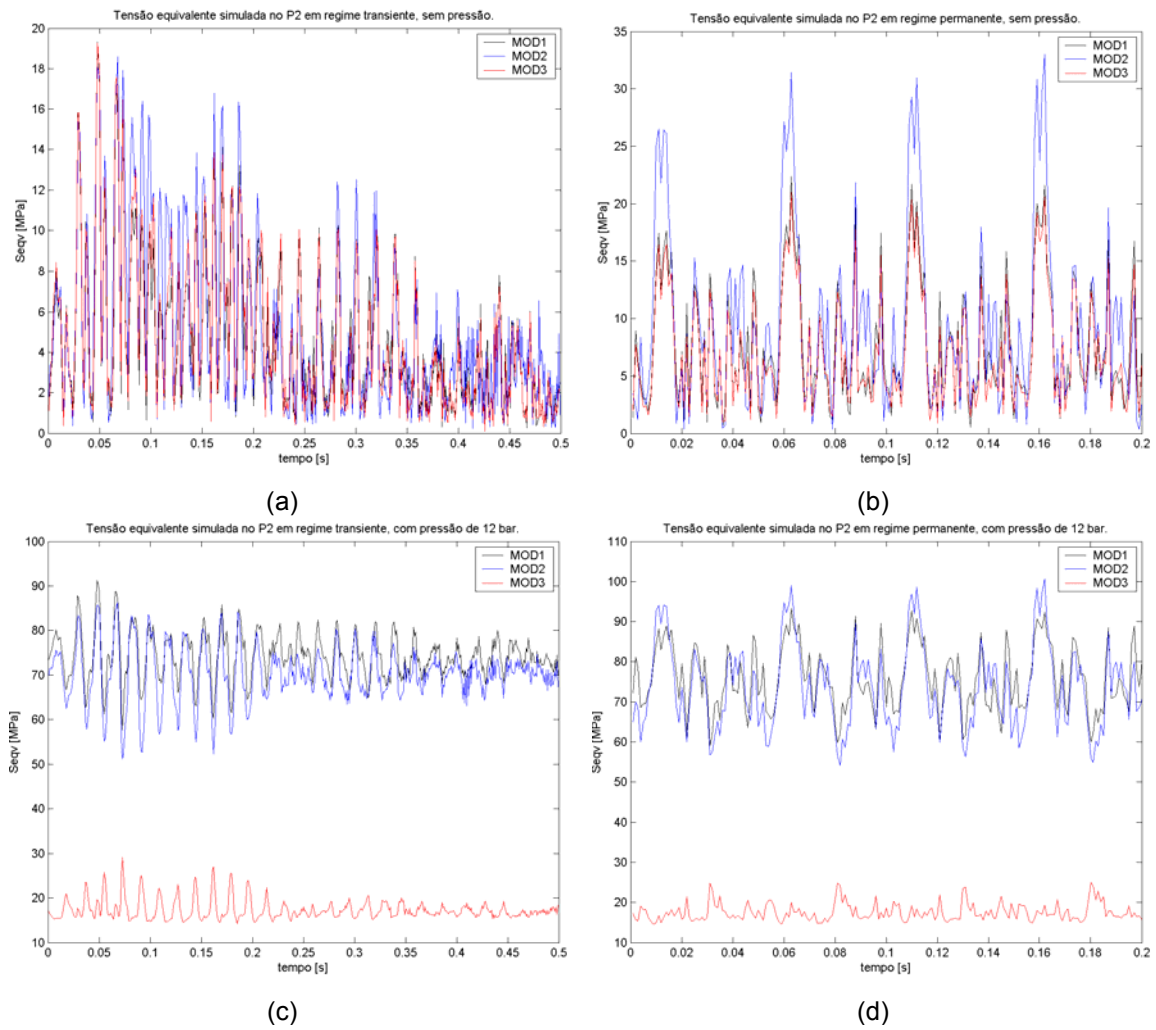
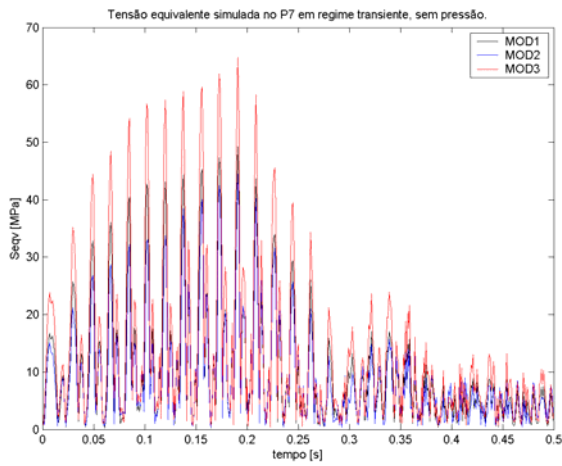
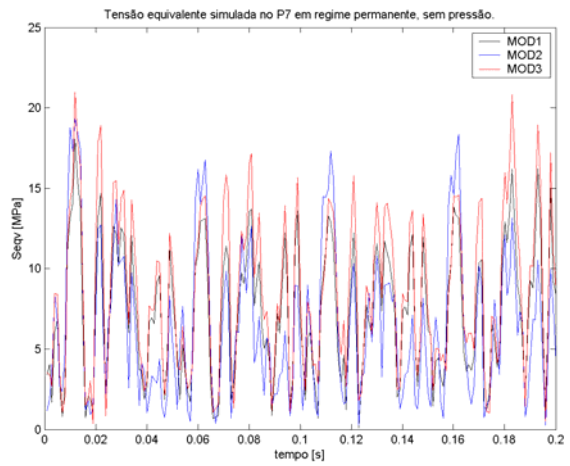


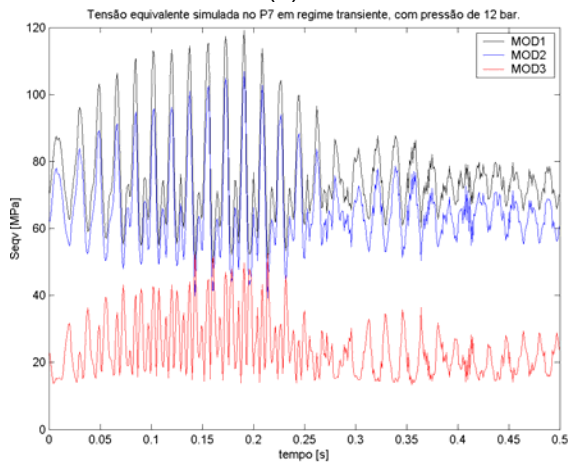
Figura 4.16 – Tensão equivalente avaliada no P2 (a) e (b) sem e (c) e (d) com pressão.



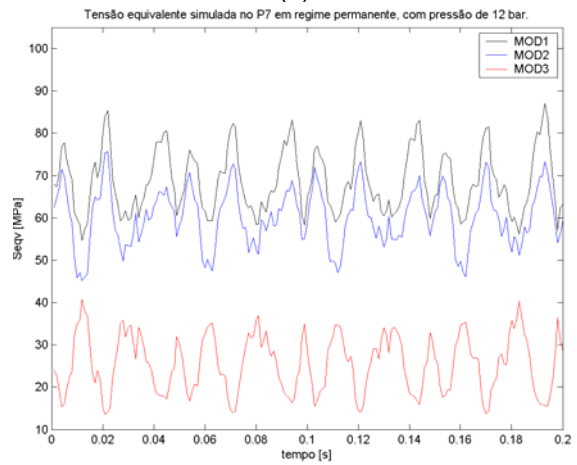
(a)



(b)

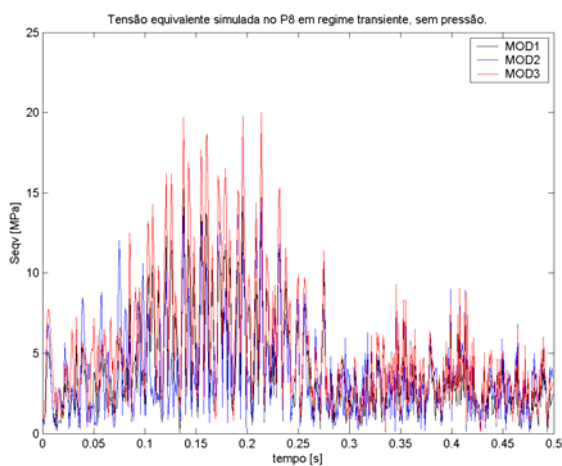


(c)

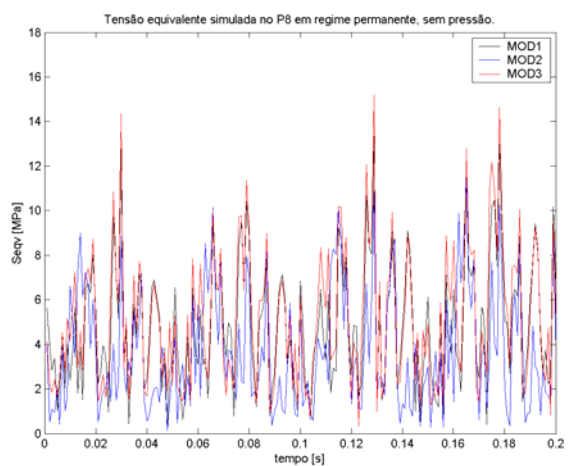


(d)

Figura 4.17 – Tensão equivalente avaliada no P7 (a) e (b) sem e (c) e (d) com pressão.



(a)



(b)

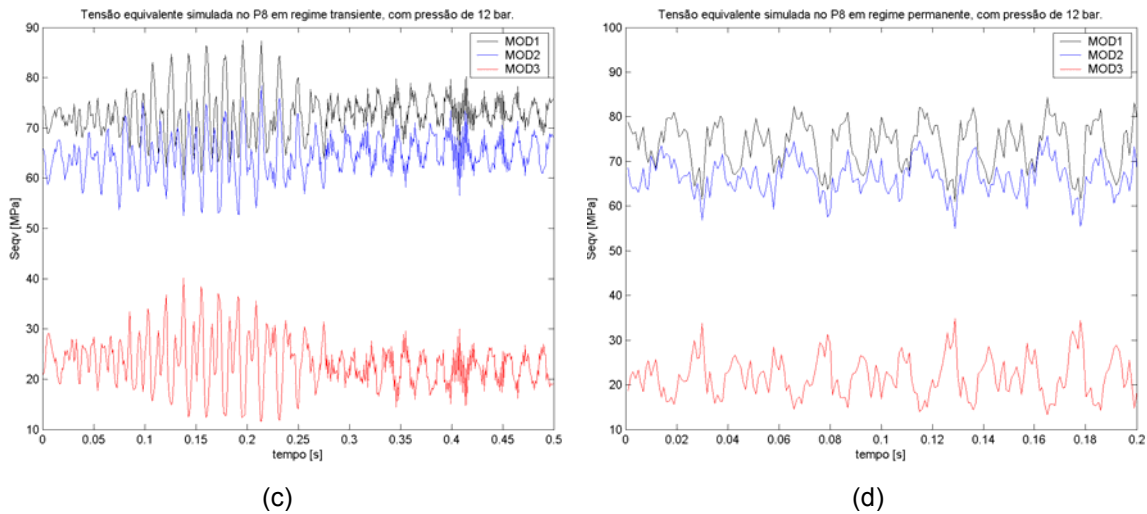


Figura 4.18 – Tensão equivalente avaliada no P8 (a) e (b) sem e (c) e (d) com pressão.

Algumas observações interessantes são descritas a seguir:

1. Devido ao posicionamento do motor e compressor deslocado do centro do reservatório, os níveis de tensão equivalente foram maiores nos locais próximos – P1 no lado do compressor e P7 no lado do motor;
2. No regime transiente, o P7 foi o ponto que apresentou maiores níveis de tensão, como pode ser observado na comparação entre as Fig. 4.15 (a) e (c) e 4.17 (a) e (c). Isto porque, como mencionado anteriormente no item 4.23, o efeito do transiente no início da operação foi mais significativo nos apoios do motor elétrico;
3. No outro caso, durante o regime permanente de operação, o P1 foi o ponto que apresentou maior tensão alternada, como pode ser verificado na Fig. 4.15 (b) e (d);
4. No ponto de falha (P1), os resultados das simulações sem pressão nos três modelos geométricos não apresentaram diferenças significativas, o que pode ser notado nas Figs. 4.15 (a) e (b). Por outro lado, nos ensaios com o reservatório pressurizado (vide Figs. 4.15 (c) e (d)), os níveis de tensões do MOD3 foram muitos inferiores aos dois anteriores, MOD1 e MOD2. Esta mesma conclusão pode ser observada nos outros locais, P2, P7 e P8;
5. Em todas as simulações, observa-se uma pequena diminuição dos níveis de tensão no comparativo entre os MOD1 e MOD2. A redução dos níveis de tensão foram mais significativas na última alteração do projeto, na versão final MOD3.

4.4 Análise Experimental de Tensões

Os três reservatórios foram ensaiados utilizando técnicas de extensometria para avaliação experimental de tensões. Em cada modelo, as quatro regiões de medição são as mesmas das identificadas na simulação numérica – P1, P2, P7 e P8. A metodologia do ensaio e os resultados obtidos são descritos a seguir.

4.4.1 Metodologia

Nos três reservatórios, quatro extensômetros tipo roseta tripla 0-45-90° foram utilizados, totalizando 12 canais no sistema de aquisição de sinais para a medição simultânea. O motor elétrico e o compressor foram montados no reservatório, como mostrado na Fig. 4.19:

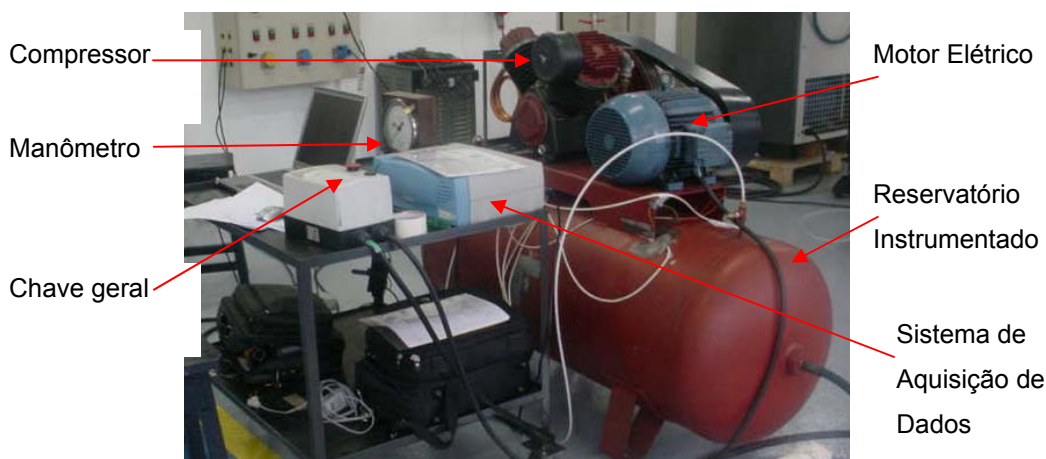


Figura 4.19 – Montagem para análise experimental de tensões

Os extensômetros foram colados nas regiões em análise, como mostrado na Fig. 4.20. Os extensômetros uniaxiais colados na chapa suporte, logo acima do cordão de solda, não foram utilizados na análise.

As medições foram feitas em três diferentes situações, como descrito a seguir:

1. Ciclo curto com pressão nula: com tempo de aquisição fixado em 15 s, para a visualização dos efeitos de partida, o regime de operação e o desligamento do sistema;
2. Ciclo curto com pressão máxima (12 bar): mesmo tempo do anterior;
3. Ciclo longo: partindo de uma pressão nula até a máxima (12 bar).

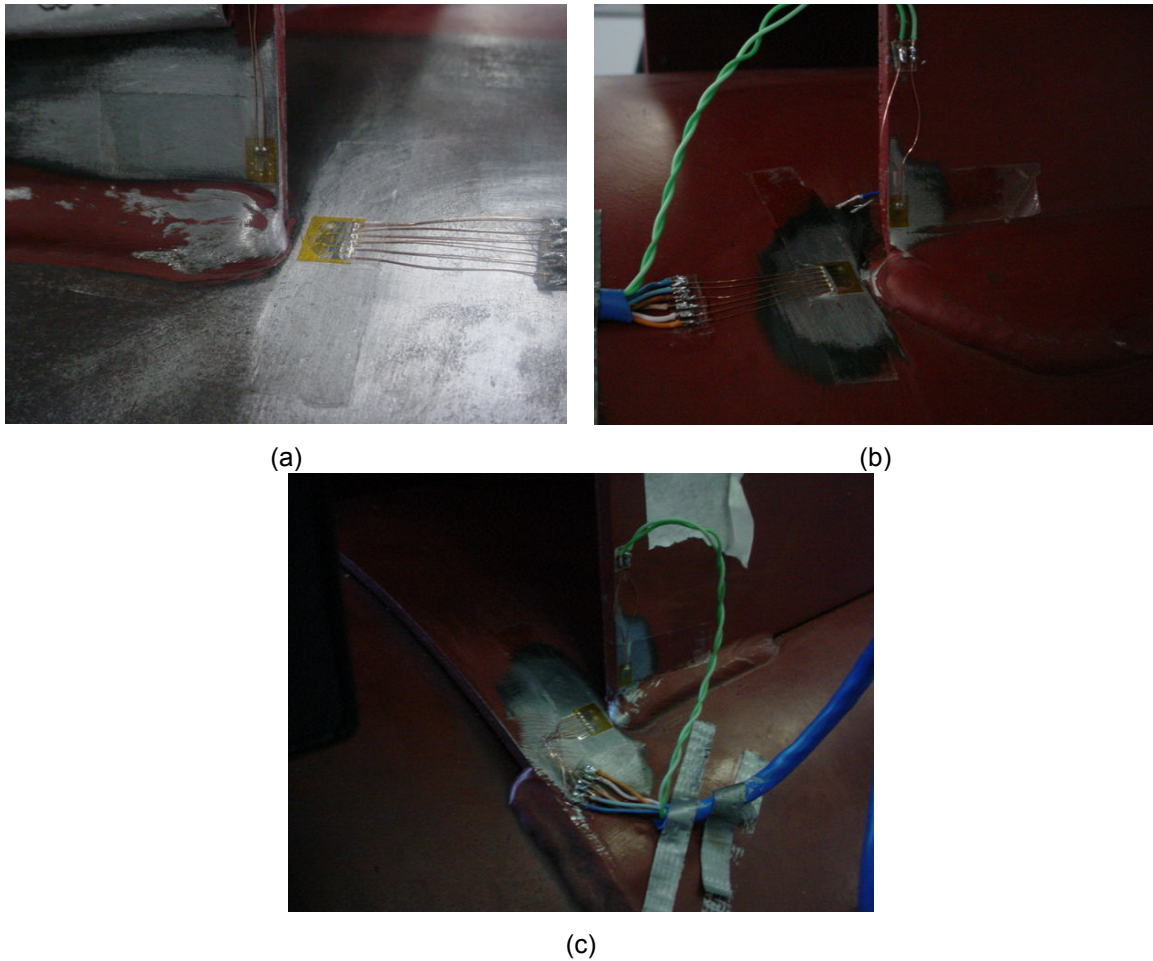


Figura 4.20 – Detalhe do posicionamento das rosetas (a) MOD1, (b) MOD2 (c) MOD3.

Após a aquisição dos sinais, as tensões principais foram calculadas conforme a Eq. 2.30. Para efeito de comparação com os resultados numéricos, a tensão equivalente de Von Mises foi posteriormente calculada.

4.4.2 Resultados obtidos

No ensaio de ciclo longo, os níveis de tensão equivalente aumentam, conforme a pressão interna sobe. Na Fig 4.21, a tensão equivalente é nula no início e atinge o valor de 140 MPa na pressão máxima. Nota-se que a parcela alternada não é alterada significativamente com o aumento da pressão, uma vez que esta é resultante do funcionamento do conjunto motor e compressor. Para efeito de comparação aos resultados numéricos, os gráficos são apresentados separados nos regime transiente e permanente, para os dados medidos no ciclo curto, com e sem pressão.

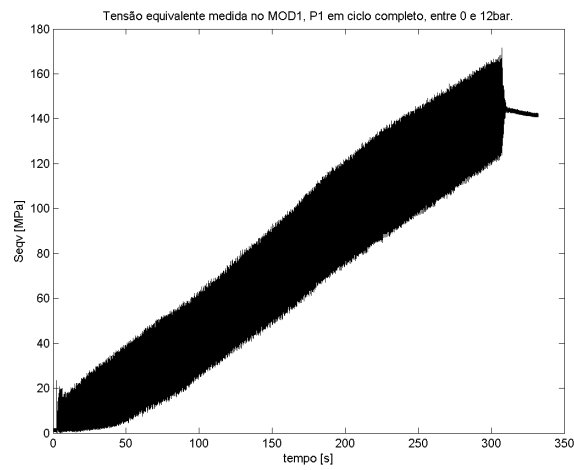


Figura 4.21– Tensão equivalente medida P1 (MOD1), no ensaio de ciclo longo.

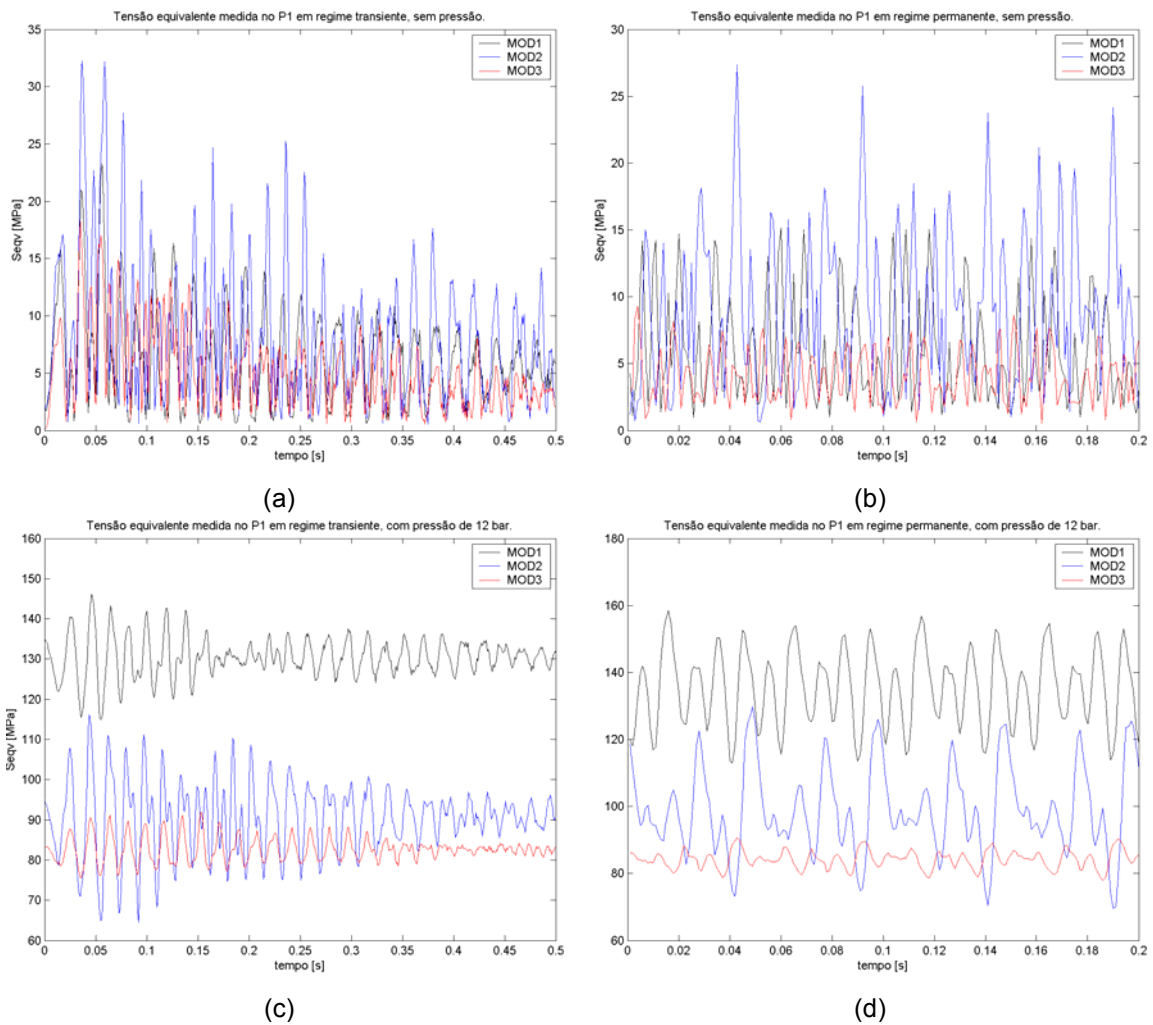


Figura 4.22 – Tensão equivalente medida no P1 (a) e (b) sem pressão (c) e (d) com 12 bar.

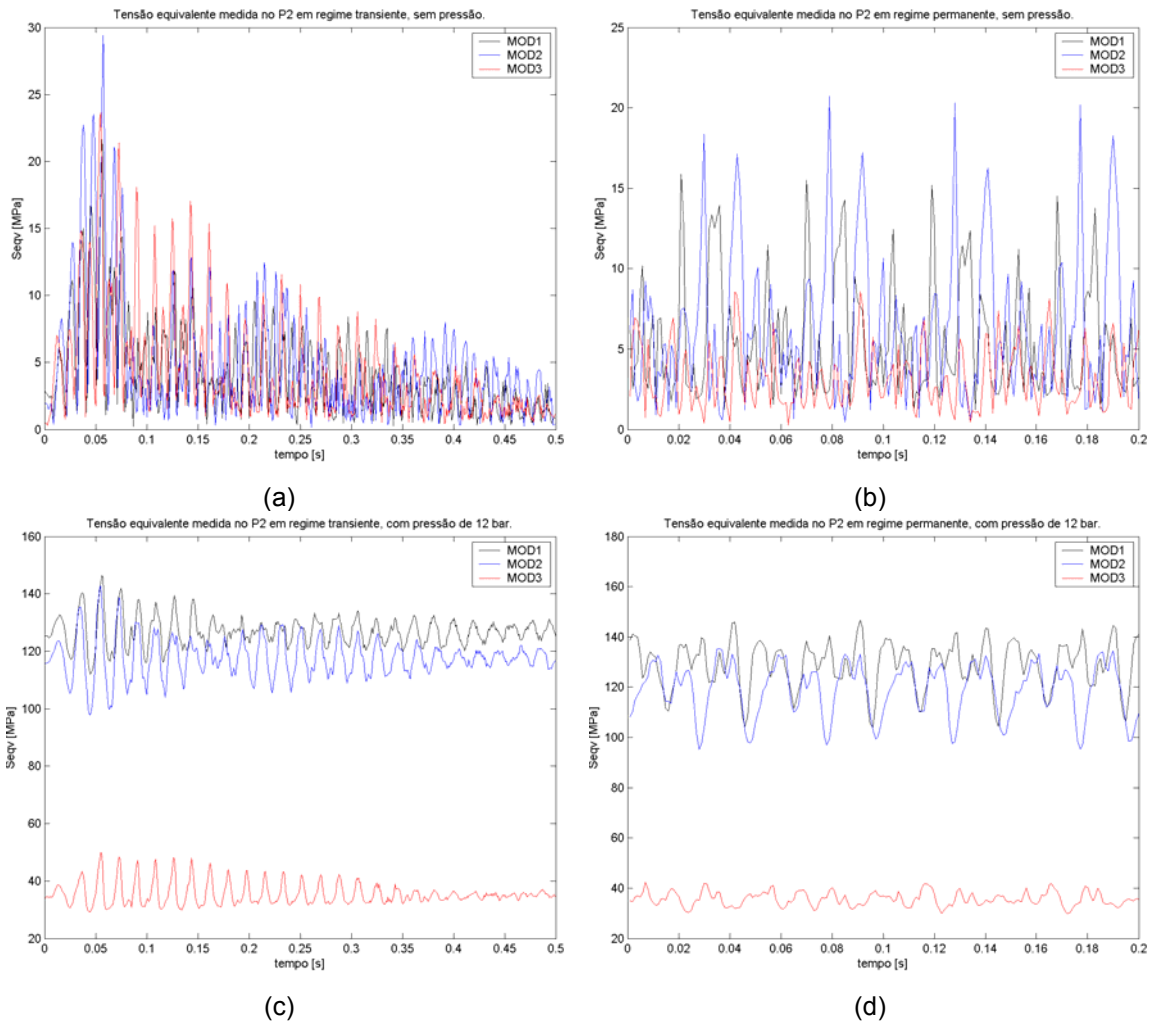
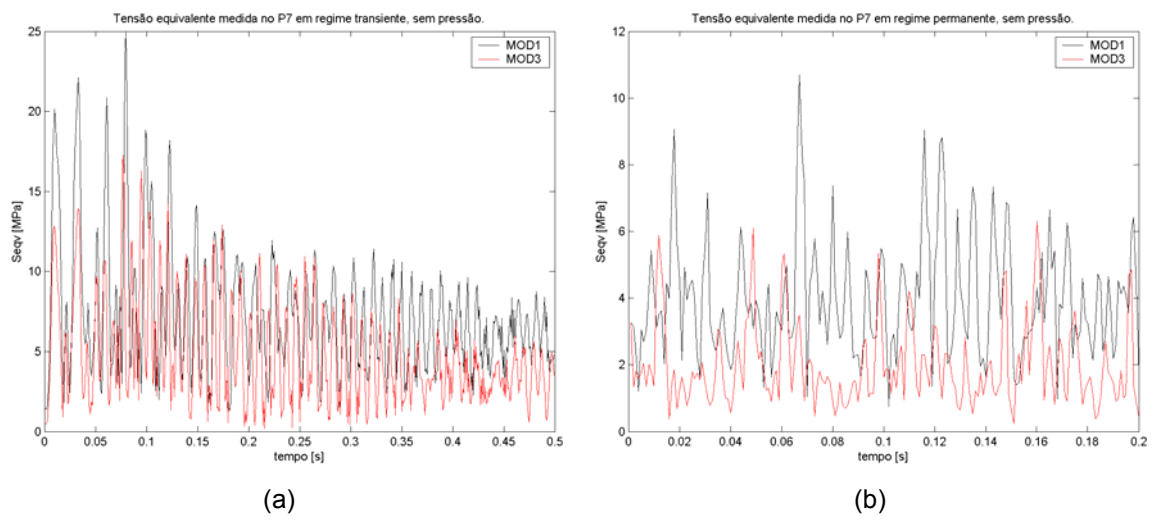


Figura 4.23 – Tensão equivalente medida no P2 (a) e (b) sem pressão (c) e (d) com 12 bar.



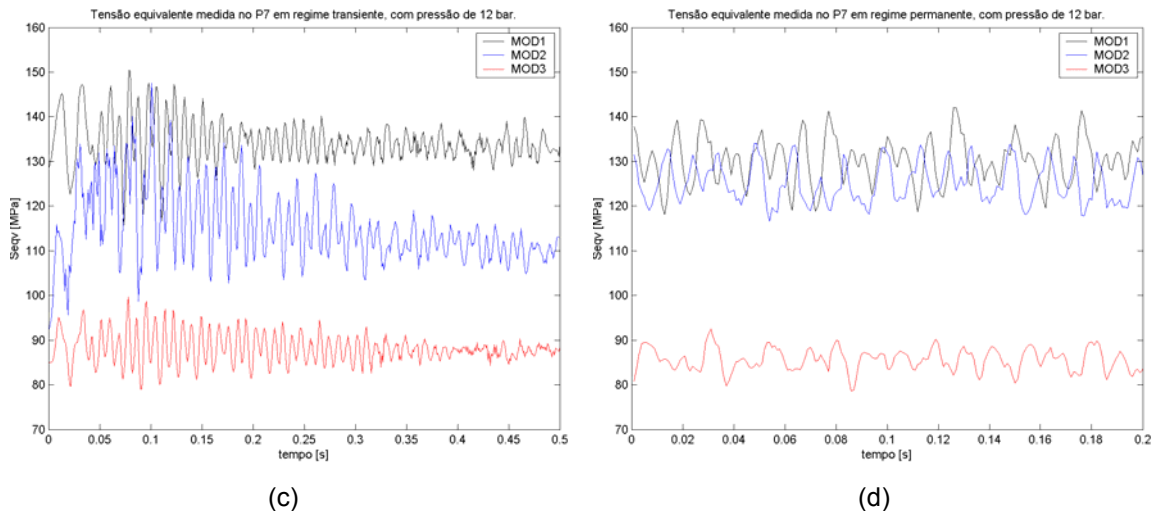


Figura 4.24 – Tensão equivalente medida no P7 (a) e (b) sem pressão (c) e (d) com 12 bar.

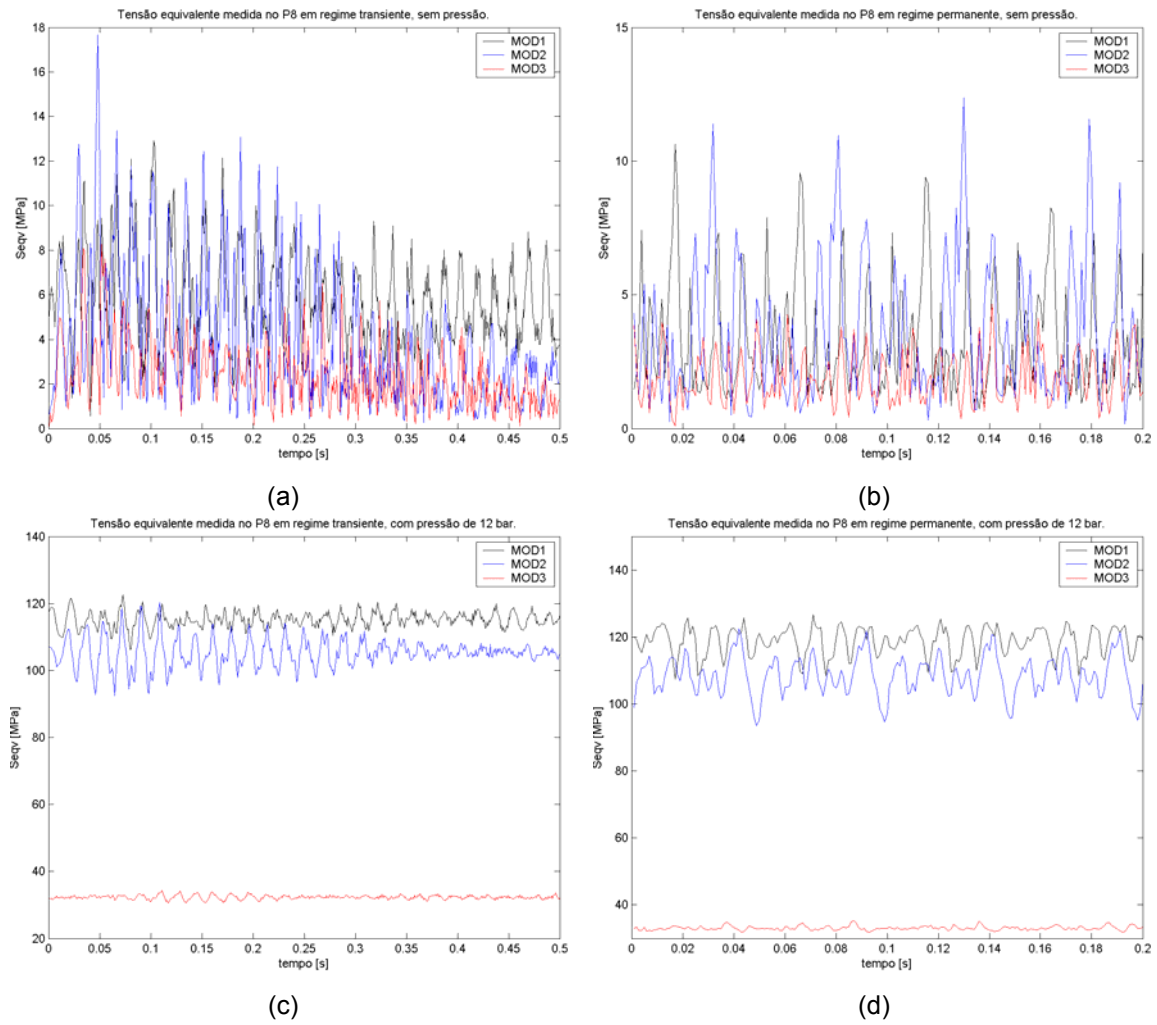


Figura 4.25 – Tensão equivalente medida no P8 (a) e (b) sem pressão (c) e (d) com 12 bar.

Note que no P7 não há resultados referente ao ensaio sem pressão para o MOD2 (vide Fig. 4.24). Na ocasião do ensaio, um extensômetro apresentou problemas, o que só foi percebido após a aquisição de dados. Não houve disponibilidade de tempo em laboratório para a realização de um novo ensaio.

Algumas observações interessantes são descritas a seguir:

1. Em todos os ensaios realizados com pressão nula, os resultados no MOD2 apresentaram os maiores picos de tensão equivalente;
2. Para os resultados obtidos na pressão máxima, o MOD 1 apresentou os maiores níveis de tensão equivalente, seguido pelo MOD2 e pelo MOD3, no qual houve uma diminuição expressiva;
3. Nota-se nos valores de tensão equivalente iniciais do MOD3, que a solicitação devido à pressurização do reservatório foi diminuída em todos os pontos, se comparado com os outros dois modelos ensaiados. Pode-se concluir que a alteração proposta pelo fabricante nesta versão foi efetiva no sentido de diminuir o efeito de concentração de tensões na região crítica, para o carregamento de pressão;
4. Na Fig. 4.22 (a) e (b) pode-se observar o mesmo efeito na parcela alternada do carregamento proveniente do funcionamento do motor e do compressor;
5. Na Fig. 4.22 (c) e (d) observa-se que a alteração introduzida no MOD2 promoveu uma diminuição do nível de tensão referente à pressurização no reservatório (valor inicial), mas, por outro lado, provocou um aumento na parcela alternada.

De modo geral, a análise experimental de tensões realizada dos três modelos de reservatório, confirma a efetividade das alterações propostas pelo fabricante na última versão de projeto, apresentando eficiência na suavização do nível de solicitação local para os dois carregamentos atuantes. Fica claro também que o conceito utilizado no MOD2 foi benéfico para a solicitação resultante da pressurização, mas provocou um efeito inverso para o carregamento proveniente do funcionamento do equipamento.

4.5 Comparativo dos Resultados Numéricos e Experimentais de Tensões

Os resultados obtidos nas simulações numéricas e os valores medidos nos três reservatórios serão apresentados em formato gráfico, para efeito de comparação, nas quatro situações analisadas: regimes transiente e permanente com pressão nula e, regimes transiente e permanente na pressão máxima do equipamento. Como são muito dados, adotou-se apenas o ponto de falha (P1) para tal comparativo.

Nos gráficos das Figs. 4.26 a 4.27, os resultados são apresentados nas quatro situações em cada geometria separadamente. Na Fig. 4.26, os regimes transiente e permanente são mostrados nas três geometrias, sem pressão interna. Na Fig. 4.27, os valores são referentes aos mesmos casos, mas com o reservatório pressurizado.

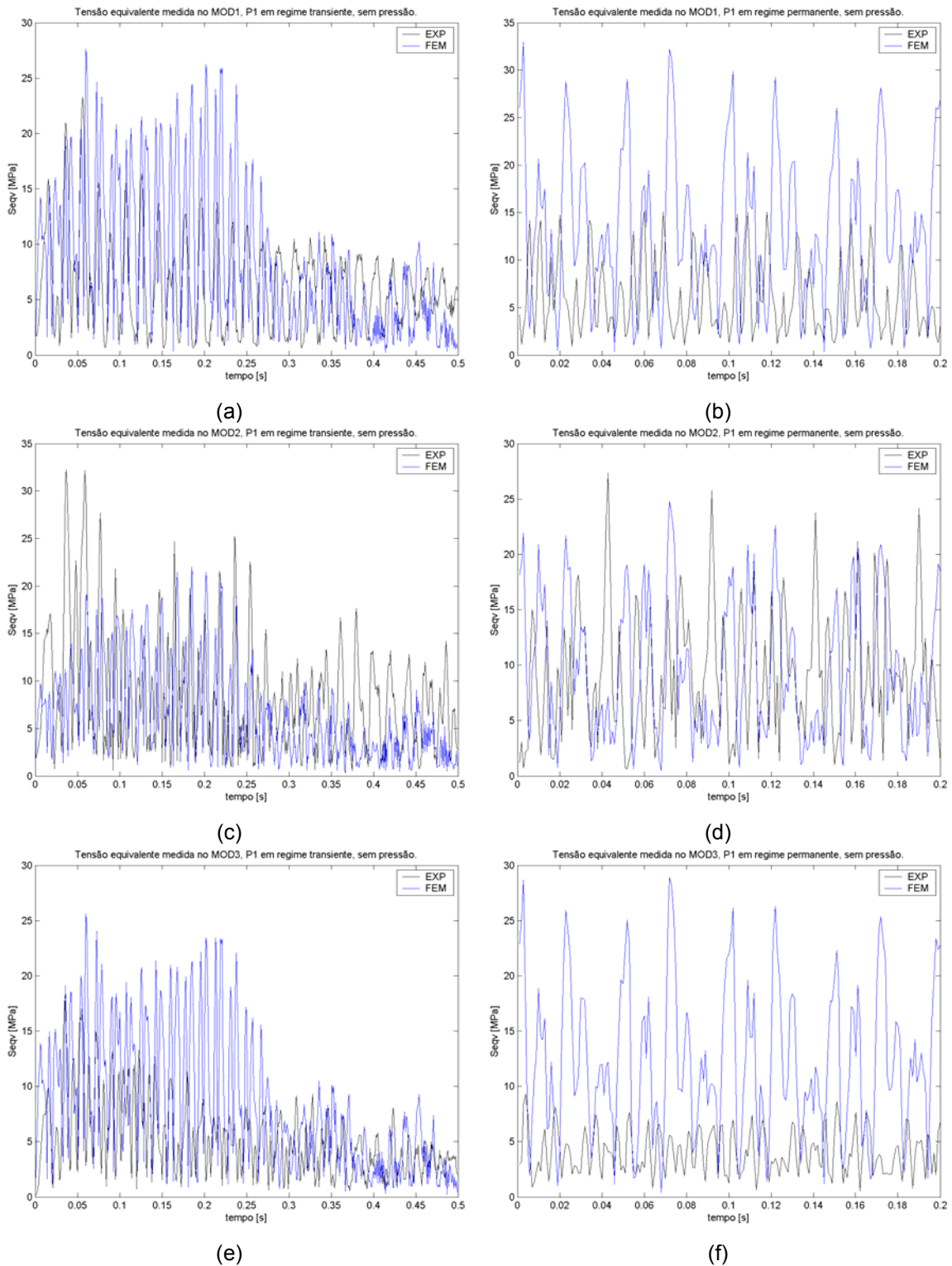


Figura 4.26 – Comparativo dos resultados de tensão equivalente sem pressão (a) e (b) MOD1 (c) e (d) MOD2 (e) e (f) MOD3.

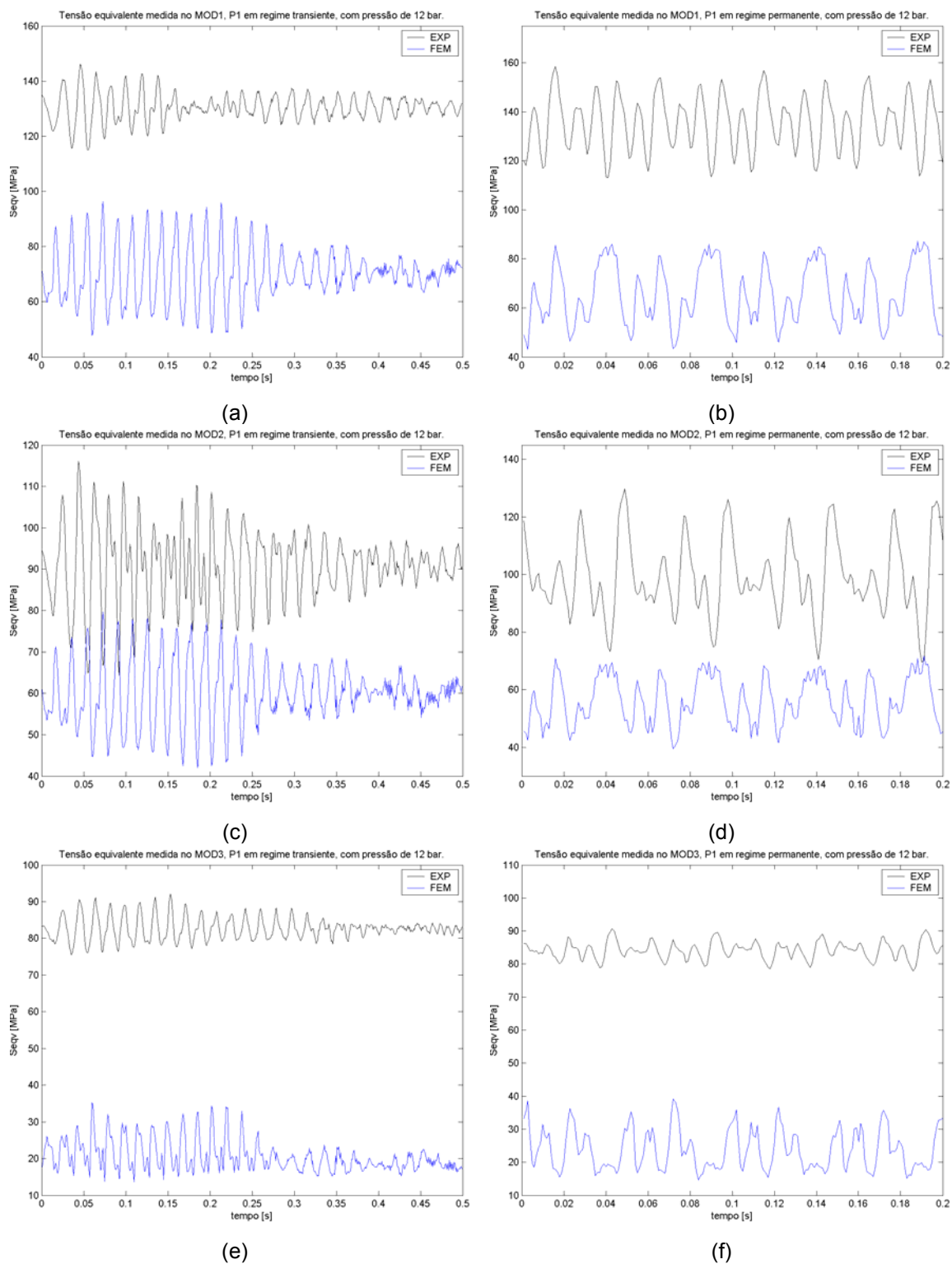


Figura 4.27 – Comparativo dos resultados de tensão equivalente com pressão de 12 bar
(a) e (b) MOD1 (c) e (d) MOD2 (e) e (f) MOD3.

Algumas observações interessantes são descritas a seguir:

1. Os resultados obtidos com pressão interna nula nos reservatórios apresentam valores numéricos e experimentais próximos, observando as escalas da Fig. 4.26 (a), (b), (c), (d), (e) e (f);
2. Por outro lado, no comparativo dos ensaios e simulações com pressurização dos reservatórios, os valores apresentam-se significativamente distantes nas escalas da Fig. 4.27 (a), (b), (c), (d), (e) e (f);
3. No comparativo sem pressão, os valores numéricos apresentaram picos bastante superiores nos modelos MOD1 e MOD3. No outro reservatório (MOD2), os resultados estão situados na mesma escala;
4. Os resultados obtidos na análise experimental mostraram que o efeito da pressão é muito mais significativo nas regiões analisadas, o que não ficou tão evidente nas conclusões das simulações numéricas. Isto mostra que estas regiões são críticas tanto para a pressão interna quanto para o carregamento atuante na chapa suporte;
5. Na observação da Fig. 4.27, fica evidente que os modelos numéricos constituídos em elementos finitos, não possuem sensibilidade adequada para a pressão interna nas regiões de interesse, uma vez que o efeito de concentração de tensões devido à região de solda não apresentou um gradiente tão elevado, se comparado aos valores medidos.

No regime permanente de operação do equipamento, foram tomados os valores máximos, mínimos, a diferença entre eles, a média e o desvio padrão para uma análise quantitativa deste comparativo. A Tab. 4.1 apresenta estes nas quatro regiões analisadas, em cada modelo de reservatório, com e sem pressão interna.

Tabela 4.1 – Comparativo de resultados numéricos e experimentais obtidos em ensaios de regime permanente, para os três modelos analisados, com e sem pressão interna.

0 BAR – REGIME PERMANENTE												
EXPERIMENTAL	MOD1				MOD2				MOD3			
	P1	P2	P7	P8	P1	P2	P7	P8	P1	P2	P7	P8
Máximo	15,16	15,86	10,71	10,63	27,35	20,71	ND	12,37	9,33	8,58	6,60	4,65
Mínimo	0,95	1,21	0,75	0,73	0,65	0,45	ND	0,18	0,52	0,27	0,23	0,09
Máx - Mín	14,21	14,65	9,96	9,90	26,70	20,26	ND	12,19	8,81	8,31	6,37	4,56
Média	6,04	5,51	3,98	3,38	9,31	6,37	ND	3,62	4,09	3,20	2,01	1,94
Desvio Padrão	3,81	3,53	1,74	2,14	5,67	4,41	ND	2,50	1,95	1,88	1,26	0,98
NUMERICO												
Máximo	32,94	22,37	18,06	13,35	24,80	33,02	19,32	11,38	28,89	20,99	20,97	15,19
Mínimo	0,34	0,56	0,10	0,29	0,46	0,35	0,27	0,14	0,38	0,91	0,35	0,30
Máx - Mín	32,60	21,81	17,96	13,05	24,34	32,67	19,05	11,24	28,51	20,08	20,62	14,89
Média	13,38	7,74	7,34	4,81	9,53	9,47	6,54	3,67	12,33	7,15	8,66	5,19
Desvio Padrão	7,94	5,28	4,10	2,73	6,21	7,54	4,66	2,64	6,89	4,89	4,90	3,05
12 BAR - REGIME PERMANENTE												
EXPERIMENTAL	MOD1				MOD2				MOD3			
	P1	P2	P7	P8	P1	P2	P7	P8	P1	P2	P7	P8
Máximo	158,45	146,79	142,07	126,72	129,87	135,45	134,07	122,39	9,33	8,58	6,60	4,65
Mínimo	113,00	104,20	118,04	107,41	69,61	95,16	116,57	93,46	0,52	0,27	0,23	0,09
Máx - Mín	45,45	42,59	24,04	19,31	60,26	40,29	17,50	28,93	8,81	8,31	6,37	4,56
Média	135,27	129,01	130,19	118,75	99,21	119,02	125,30	108,43	4,09	3,20	2,01	1,94
Desvio Padrão	11,36	9,50	5,12	4,26	13,19	10,55	4,46	5,94	1,95	1,88	1,26	0,98
NUMERICO												
Máximo	87,17	93,33	87,02	84,33	71,69	100,60	75,58	75,72	39,07	24,92	40,79	34,84
Mínimo	43,12	59,07	54,69	61,01	39,49	54,11	45,22	55,02	14,51	14,53	13,61	13,23
Máx - Mín	44,04	34,26	32,33	23,33	32,19	46,48	30,37	20,69	24,56	10,38	27,19	21,61
Média	65,31	75,82	68,66	73,74	56,04	73,71	60,23	66,52	23,85	17,55	25,43	21,85
Desvio Padrão	12,26	8,02	7,47	5,14	8,40	10,45	6,90	3,90	6,21	2,20	6,87	4,51

Dentre todos estes dados, a média aritmética representa o nível médio de solicitação e a diferença entre os valores máximos e mínimos pode ser compreendido como a parcela alternada. Para efeito de uma melhor comparação destes dois parâmetros, a Tab. 4.2 apresenta os erros relativos calculados.

Tabela 4.2 – Erros relativos calculados em ensaios de regime permanente, para os três modelos analisados, com e sem pressão interna.

0 BAR PERMANENTE

	MOD1				MOD2				MOD3			
	P1	P2	P7	P8	P1	P2	P7	P8	P1	P2	P7	P8
Máx - Mín	129	49	80	32	9	61	ND	8	224	142	224	227
Média	121	40	84	42	2	49	ND	1	202	124	331	167

12 BAR PERMANENTE

	MOD1				MOD2				MOD3			
	P1	P2	P7	P8	P1	P2	P7	P8	P1	P2	P7	P8
Máx - Mín	3	20	34	21	47	15	74	28	179	25	327	374
Média	52	41	47	38	44	38	52	39	483	449	1165	1025

Em todas os casos, o comparativo apresenta erros relativamente altos. Entre os três modelos de reservatórios analisados, os melhores resultados foram observados no MOD2 e os maiores erros foram obtidos no MOD3, nos dois casos apresentados (com e sem pressão).

A principais fontes de erro são identificadas e descritas a seguir:

- Quanto aos resultados numéricos:
 1. Devido à complexidade da região em análise, os modelos constituídos apresentam simplificações geométricas, principalmente na representação do cordão de solda. Provavelmente devido à estas hipóteses, o efeito de concentração de tensões na pressurização do reservatório não foi tão significativo;
 2. Nenhum efeito dinâmico foi considerado na análise transiente, devido ao grande custo computacional;
 3. No MOD3, o modelamento da chapa de reforço inserida nesta versão de projeto não considerou o contato desta com a chapa do reservatório. Esta é uma forte razão pela qual este modelo apresentou os piores resultados.
- Quanto aos resultados experimentais:
 1. Os reservatórios ensaiados apresentavam diferenças significativa das regiões em análise, principalmente na parte de término do cordão de solda. Como a geometria é diferente em cada solda, espera-se que os resultados sejam distintos nos quatro pontos do mesmo reservatório,

considerando a parcela de solicitação referente apenas à pressurização;

2. Devido à este efeito, o posicionamento e alinhamento dos extensômetros, também foi afetado, de modo que cada roseta utilizada não estava posicionada na mesma referência em cada um dos pontos. Por se tratar de uma região com um forte gradiente de tensão, qualquer pequena diferença é significativa.

É importante ressaltar que a determinação dos níveis de solicitação, através das simulações numéricas realizadas, apresentam boa evolução em termos de refinamento da análise, se comparado aos procedimentos anteriormente adotados pelo fabricante do equipamento. O valor de referência para o carregamento multiaxial atuante na chapa suporte, decorrente do funcionamento do sistema, eram inicialmente estimados através de cálculos baseados em teoria de mecanismos e, posteriormente, por medição de aceleração próximo ao centro de gravidade dos componentes. Como foi mostrado no item 4.2, o carregamento atuante possui componentes de força com valores significativos nas três direções, segundo o eixo de referência adotado. Os valores medidos com os transdutores multiaxiais de carregamento são muito superiores aos utilizados na análise do fabricante.

Apesar dos erros calculados, considerando a complexidade do problema, os resultados obtidos nos modelos numéricos evidenciaram o comportamento dos três modelos geométricos analisados, apresentando a mesma tendência nos resultados finais.

Os modelos numéricos poderiam ser otimizados, refinando-se a malha nas regiões críticas, melhorando a representatividade da geometria da solda e introduzindo efeitos dinâmicos do próprio reservatório. Os resultados gerados a partir de modelos com estas alterações serão, potencialmente, muito melhores aos apresentados.

De forma geral, a determinação do carregamento atuante permitiu analisar o componente de forma muito mais detalhada, se comparado às práticas anteriores do fabricante. Os resultados obtidos nas simulações, e posteriormente comprovados nos ensaios, evidenciaram os efeitos das alterações introduzidas do projeto original.

CAPÍTULO 5

CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou os aspectos teóricos e aplicados para o desenvolvimento de transdutores de carregamento, para avaliação das três componentes de força (F_x , F_y e F_z) e das três componentes de momento (M_x , M_y e M_z) segundo um eixo ortogonal de referência. Modelos em elementos finitos foram utilizados para a análise de seis propostas de geometria, em um processo seqüencial de evolução, até a definição e detalhamento da solução final de projeto. Uma bancada foi projetada e utilizada para a calibração de dois transdutores protótipos. Após a calibração, estes foram utilizados em um estudo de caso, na avaliação de um sistema mecânico em condições típicas de operação, para a determinação do carregamento atuante. Neste estudo, o histórico de carregamento medido foi utilizado como dado de entrada em modelos de elementos finitos. As regiões identificadas como críticas do componente em análise, foram instrumentadas com técnicas de extensometria para determinação dos níveis de sollicitação atuantes. Os valores obtidos nestes ensaios foram então comparados aos resultados obtidos numericamente, para avaliação da qualidade da análise, em cada situação de funcionamento do sistema.

Algumas conclusões específicas a cada etapa, as conclusões gerais do trabalho e algumas sugestões para trabalhos futuros são detalhados a seguir.

5.1 Conclusões Gerais

O crescimento contínuo da exigência de custo, prazo e qualidade no processo de desenvolvimento de novos produtos, justificam de forma cada vez mais abrangente a utilização de ferramentas computacionais para simulações virtuais. Especificamente na área de análise estrutural, o projeto de componentes com funções estruturais é fortemente baseado em métodos numéricos para a avaliação dos níveis de sollicitação. Entretanto, casos em que a determinação do carregamento atuante, em determinado

componente, não é trivial, o processo de análise fornece conclusões qualitativas, não sendo possível uma simulação mais realística.

A utilização de transdutores de carregamento multiaxiais, para a determinação de todas as componentes de carregamento, ainda é muito restrita a algumas áreas de pesquisa, devido ao custo do mesmo, e todo o procedimento necessário para a realização de ensaios em condições adequadas. Neste trabalho, o conceito geométrico adotado, formado essencialmente por um corpo cilíndrico tubular, foi satisfatório para a aplicação a que se propôs, segundo os ensaios realizados durante o estudo de caso. Os resultados obtidos apresentam o potencial de redução de custo para este tipo de sensor, permitindo uma utilização mais abrangente nas diferentes áreas de pesquisa.

Neste cenário, o processo de determinação do carregamento atuante em um dado componente permite uma análise mais refinada, aproximando os valores previstos numericamente a níveis reais de solicitação.

5.2 Conclusões sobre o Transdutor de Carregamento Multiaxial

No processo de projeto do transdutor, os resultados extraídos dos modelos em elementos finitos serviram na evolução das concepções, no que se refere aos parâmetros geométricos, à disposição dos extensômetros na superfície cilíndrica e à configuração das pontes de Wheatstone, para os seis canais de medição. Durante a preparação dos dois protótipos, a etapa de colagem dos extensômetros e as ligações elétricas apresentaram grandes dificuldades, devido à complexidade, às dimensões reduzidas da região e ao grande número de extensômetros. Nesta etapa, a necessidade de substituição de alguns extensômetros prejudicou o alinhamento do conjunto, como descrito no Capítulo 3. Isto resultou em diferenças significativas entre o comportamento previsto numericamente e as curvas reais de calibração dos dois protótipos.

Devido às dificuldades construtivas, a viabilidade deste sensor à utilização comercial é dependente de um projeto específico e robusto do circuito elétrico de configuração das pontes, e as conexões de saída para o sistema de aquisição de dados.

O conceito, o projeto e a fabricação da bancada garantiram boa repetitividade e estabilidade à etapa de calibração dos transdutores. No entanto, o limite de carga das células de flexão da bancada foi inferior ao esperado, o que limitou a faixa de calibração a 600 N. Como não havia previsão de carga para a aplicação dos transdutores, esta faixa foi aceita, mas, durante a etapa de ensaios, verificou-se que o nível de carregamento foi

bastante superior, atingindo valores até 1.500 N. Apesar da linearidade observada nas curvas de calibração, os procedimentos normativos citados sugerem que a faixa de calibração compreenda a medida. Como sugerido no Capítulo 3, uma pequena modificação nas especificações das roscas das barras de tração seria suficiente para elevar a faixa de calibração a níveis superiores.

No que se refere ao conceito geométrico adotado na etapa inicial de projeto, de extrema simplicidade de fabricação, pôde-se confirmar a sua aplicabilidade em ensaios estruturais, mediante a utilização da matriz de calibração na etapa de pós-processamento dos sinais medidos.

5.3 Conclusões sobre o Estudo de Caso

No estudo de caso apresentado no Capítulo 4, um componente industrial foi analisado em três etapas: o carregamento atuante foi medido em oito pontos de aplicação, modelos em elementos finitos geraram resultados de tensão equivalente na regiões críticas em três geometrias diferentes e uma análise experimental de tensões foi realizada nos próprios componentes.

Os resultados gerados na determinação do carregamento multiaxial permitiram concluir sobre a relevância das componentes atuantes, a identificação de dois regimes durante o funcionamento do sistema e, os diferentes efeitos destes em cada local de medição. Outra conclusão importante foi a comprovação de que o aumento da pressão durante o funcionamento do sistema não provoca aumento do carregamento transmitido ao reservatório.

Na etapa de análise numérica, devido à proximidade das regiões críticas, soldas foram modeladas, seguindo parâmetros definidos no projeto do fabricante. Nos dois regimes identificados, o transiente de início de operação e o permanente de funcionamento, verificou-se que os pontos críticos eram diferentes. No regime transiente, os níveis de tensão são superiores no local próximo ao motor elétrico, região identificada como P7. No outro, durante o funcionamento do sistema, o ponto mais solicitado foi P1, local próximo ao compressor de ar. Conclusões interessantes foram tomadas a partir do comparativo das análises com pressão nula e máxima no reservatório. Verificou-se que, na análise sem pressão, os três modelos geométricos apresentaram faixa de solicitação nas regiões críticas similares. Nos casos com pressão, ficou evidente que as alterações

de projeto introduzidas pelo fabricante surtiram efeito, uma vez que a solução final adotada apresentou uma diminuição efetiva no estado de tensões destas regiões.

A análise experimental, realizada com o objetivo de promover um comparativo com os resultados numéricos, permitiu comprovar a eficácia das alterações de projeto, uma vez que mostrou o mesmo comportamento da solução final, frente às duas versões anteriores. Entretanto, devido às variações de processo durante a soldagem, estas regiões apresentaram variações geométricas significativas, se comparadas às especificações de projeto. Por ser um local de forte gradiente de tensões, as pequenas variações dimensionais nos terminos dos cordões de solda e, conseqüentemente, no posicionamento do extensômetros, resultaram em diferenças significativas entre os valores medidos. Este efeito foi identificado como a principal fonte de erros, nas conclusões feitas no comparativo dos resultados numéricos e experimentais de tensões. Uma vez que o comportamento dinâmico dos reservatórios não foram considerados nas análises numéricas, este também deve ser considerado como uma das causas das diferenças encontradas.

Apesar de todas as diferenças apresentadas, os procedimentos numéricos são uma evolução em termos de refinamento da análise, se comparado aos procedimentos anteriormente adotados pelo fabricante do equipamento.

De forma geral, a determinação do carregamento atuante, permitiu analisar o componente de forma muito mais detalhada, evidenciando os efeitos das alterações introduzidas do projeto original.

5.4 Recomendações para Trabalhos Futuros

Algumas possibilidades para trabalhos futuros são descritos a seguir:

- Aplicação de métodos de otimização objetivando minimizar efeitos de acoplamento entre os canais de leitura do transdutor multiaxial de carregamento de geometria cilíndrica;
- Considerar efeitos de inércia na análise transiente numérica realizada no Estudo de Caso;
- Utilização de métodos de dano para estimativa numérica de vida em fadiga, considerando o histórico de tensões calculado à partir do carregamento medido no componente.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] BRACCI, J.M., REINHORN, A.M.,MANDER, J.B, **Seismic Resistance of Reinforced Concrete Frame Structures Designed Only for Gravity Loads: Part I / Design an Properties of One/Third Scale Model Structure**, Technical Report NCEER-92-0027, National Center for Earthquake Engineering Research, 1992.
- [2] CALLISTER, W.D.Jr, **Materials Science and Engineering An Introduction**, 5º Edition, Jonh Wiley & Sons, 2000.
- [3] CHAMPOUX, VITTECOP, AUGER, GAUTHIER, **Measuring the dynamic structural load of an off-road bicycle frame**, Experimental Techniques, May/June 2004.
- [4] CHAO, Lu-Ping, CHEN, Kuen-Tzong, **Shape optimal design and force sensitivity evaluation of six-axis force sensor**, Sensor an Actuators 63, 1997.
- [5] COOK, R.D., MALKU, D.S., PLESHA, M.E., **Concepts and Applications of Finite Element Analysis**, 3º Edition, John Wiley & Sons, 1989.
- [6] DALLY, J.W., RILEY, W.F., **Experimental Stress Analysis**, 3º Edition, McGraw-Hill, 1991.
- [7] FUCHS, H.O., STEPHENS, R.I., **Metal Fatigue in Engineering**. Jonh Willey, 1980.
- [8] HBM – **Strain Gauges & Accessories Catalog**, 2003.
- [9] HOFFMAN, Karl, **An Introduction to Measurements using Strain Gages**, HBM, 1989.
- [10] HONG, Y., ZHENG, L., QIAO, Y., **Simulations and experiments of stochastic characteristics for collective short fatigue cracks in steels**, Fatigue and Fracture of Engineering Materials & Structures, Volume 25, Maio 2002.
- [11] HUGHES, T.J.R., **The Finite Element Method**, Prentice Hall, 1987.

- [12] JIN, W.L., MOTE, C.D., **A six-component silicon micro force sensor**, Sensor an Actuators 65, 1998.
- [13] KIM, G.S., KANG, D.I., RHEE, S.H., **Design and fabrication of a six-component force / moment sensor**, Sensor an Actuators 77, 1999.
- [14] KNOTT, J.F., **Fundamentals of Fracture Mechanics**, Jonh Wiley, 1979.
- [15] LEE, Yung-Li, PAN, Jwo, HATHAWAY, Richard, BARKEY, Mark, **FATIGUE TESTING AND ANALYSIS, Theory an Practice**, Elsevier, 2005.
- [16] LIU, Sheng, TZO, Hung, **A novel six-component force sensor of good measurement isotropy and sensitivities** , Sensor an Actuators 100, 2002.
- [17] MEASUREMENT GROUP INC, **Strain Gage Based Transducers**, 1988.
- [18] PARK, J.J., KIM, G.S., **Development of the 6 axis force/moment sensor for an intelligent robot's gripper**, Sensor an Actuators 118, 2005.
- [19] REINHORN, Andrei, BRACCI, Joseph, **Multi Axis Load Cell, Design and Construction**, Technical Report, University at Buffalo, 1992.
- [20] SCHEINMAN, V.D., **Design of a coputer controlled manipulator**, Tese de Mestrado, Mechanical Engineering Department, Stanford University, 1969.
- [21] SPLETZER, Barry, MARRON, Lisa, **Information Package of the Simplified Six-Axis Load Cell**, Technical Report, Sandia National Laboratories, 2000.
- [22] ZHENLIN, Jin, FENG, Gao, XIAOHUI, Zhang, **Design and analisys of a novel isotropic six-component force/torque sensor**, Sensor an Actuators 109, 2003.

APÊNDICE 1

PROJETO DO TRANSDUTOR MULTIAXIAL

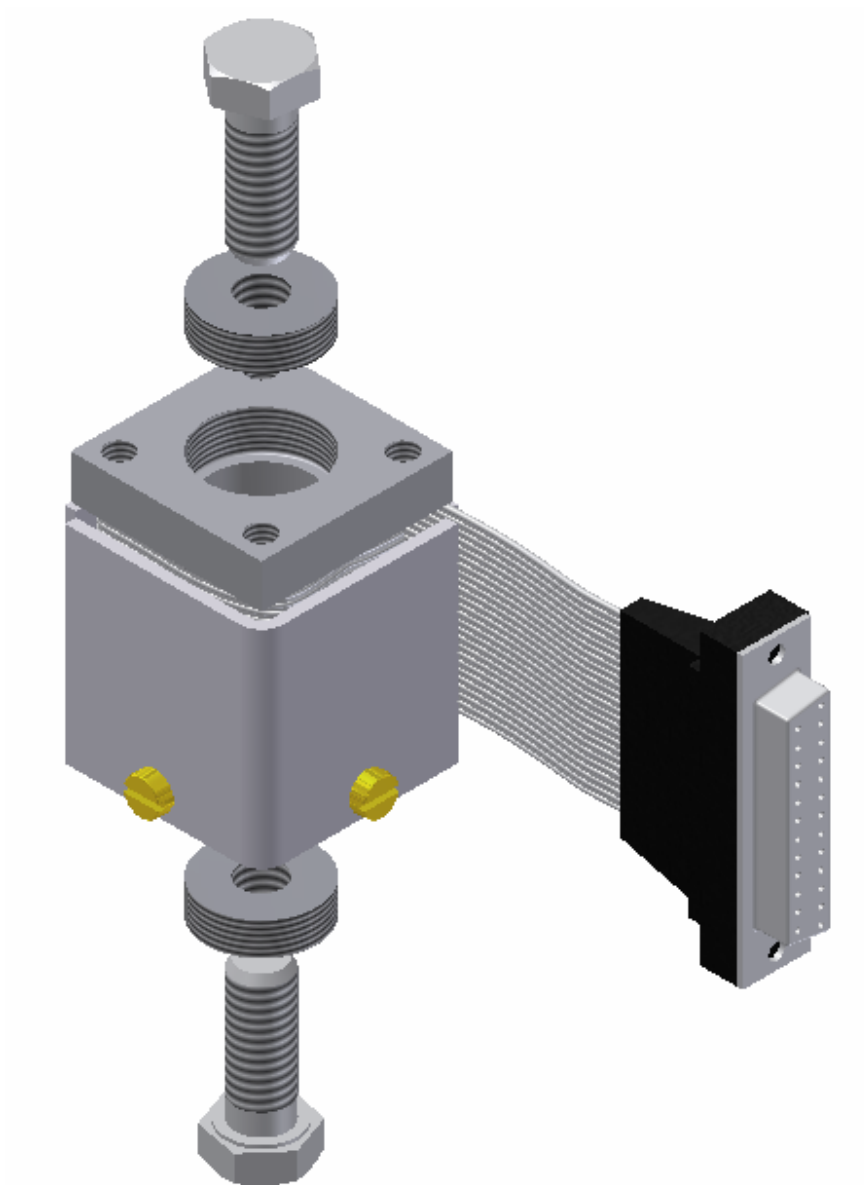
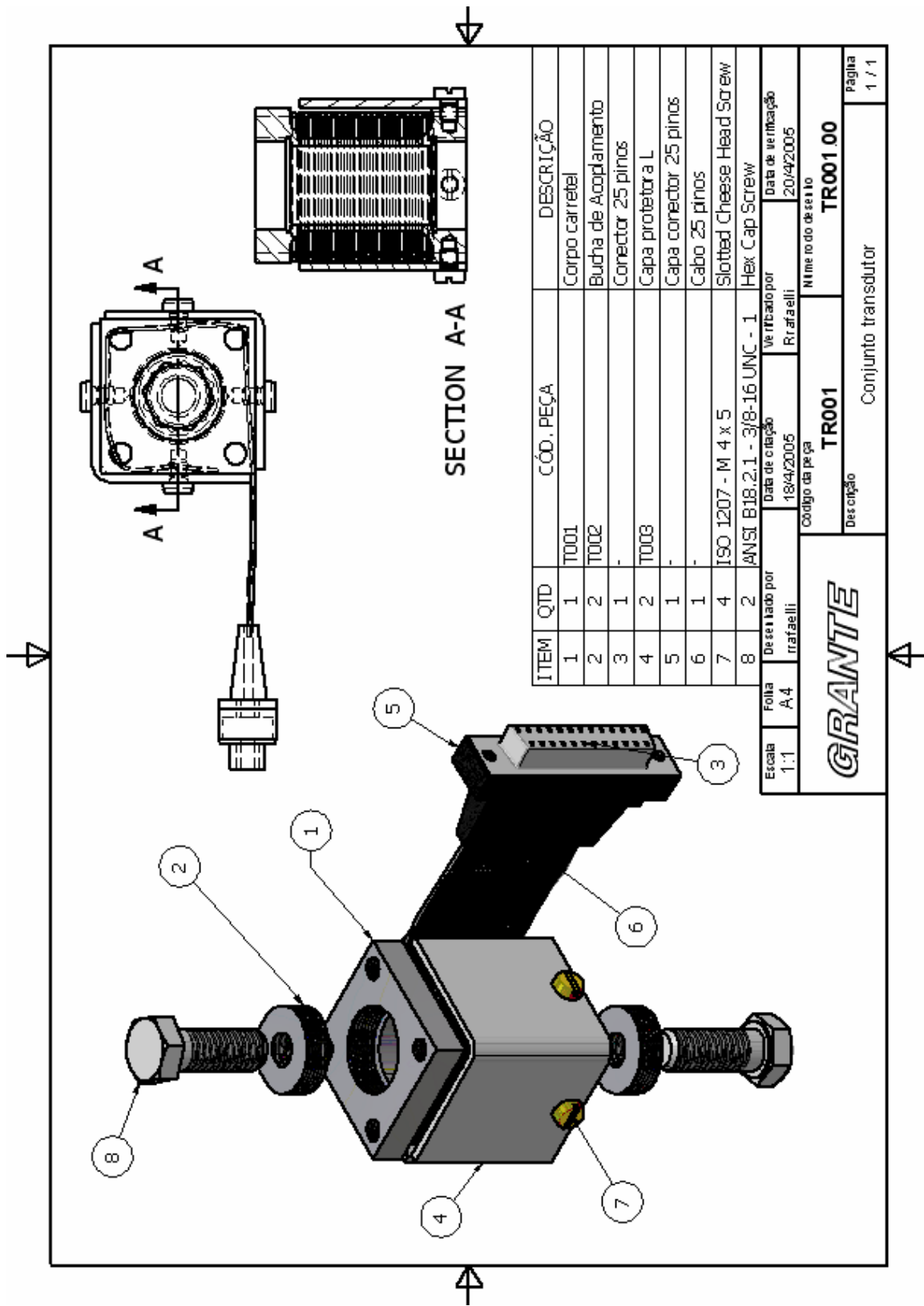


Figura A1.1 – Transdutor Multiaxial.

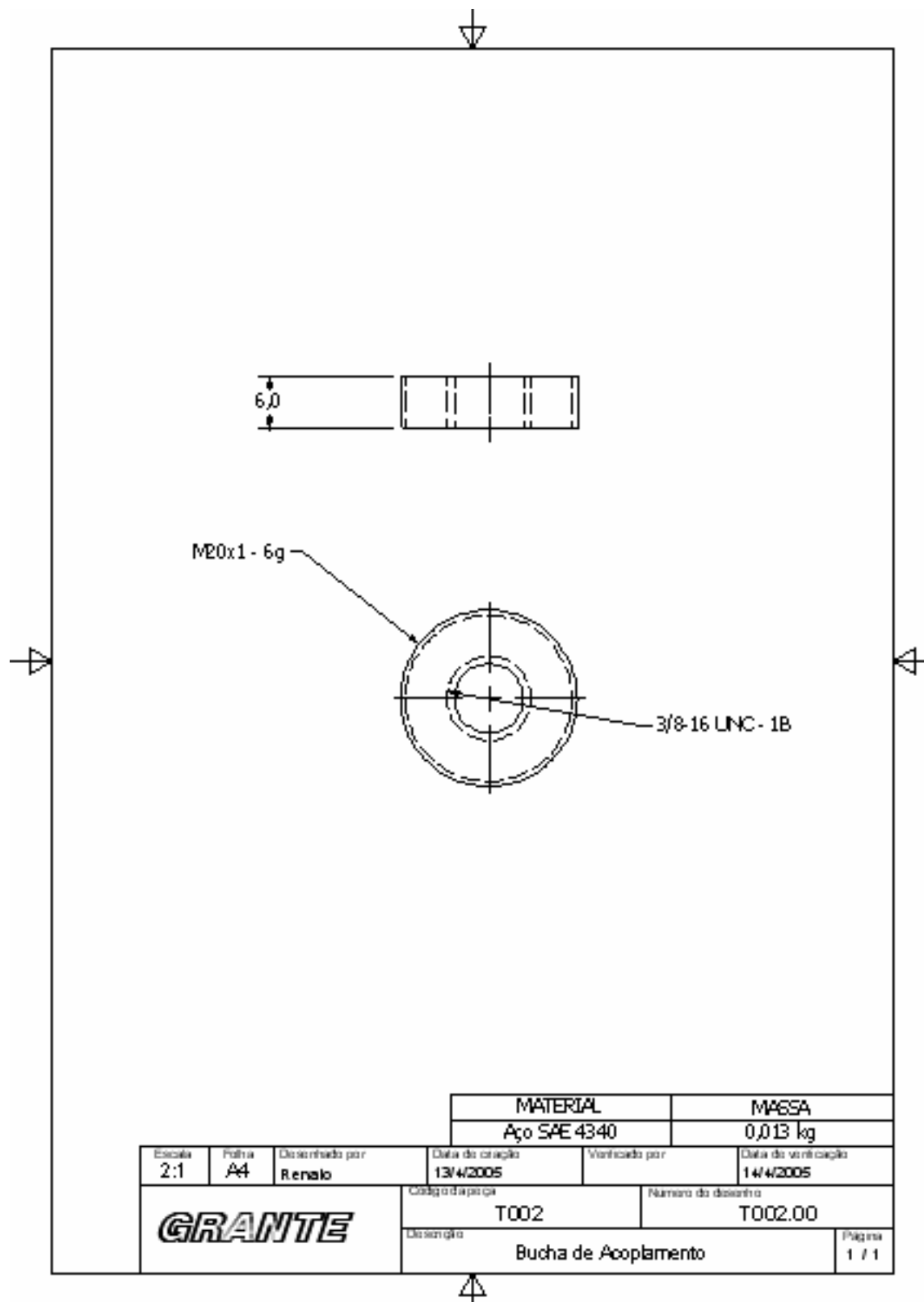


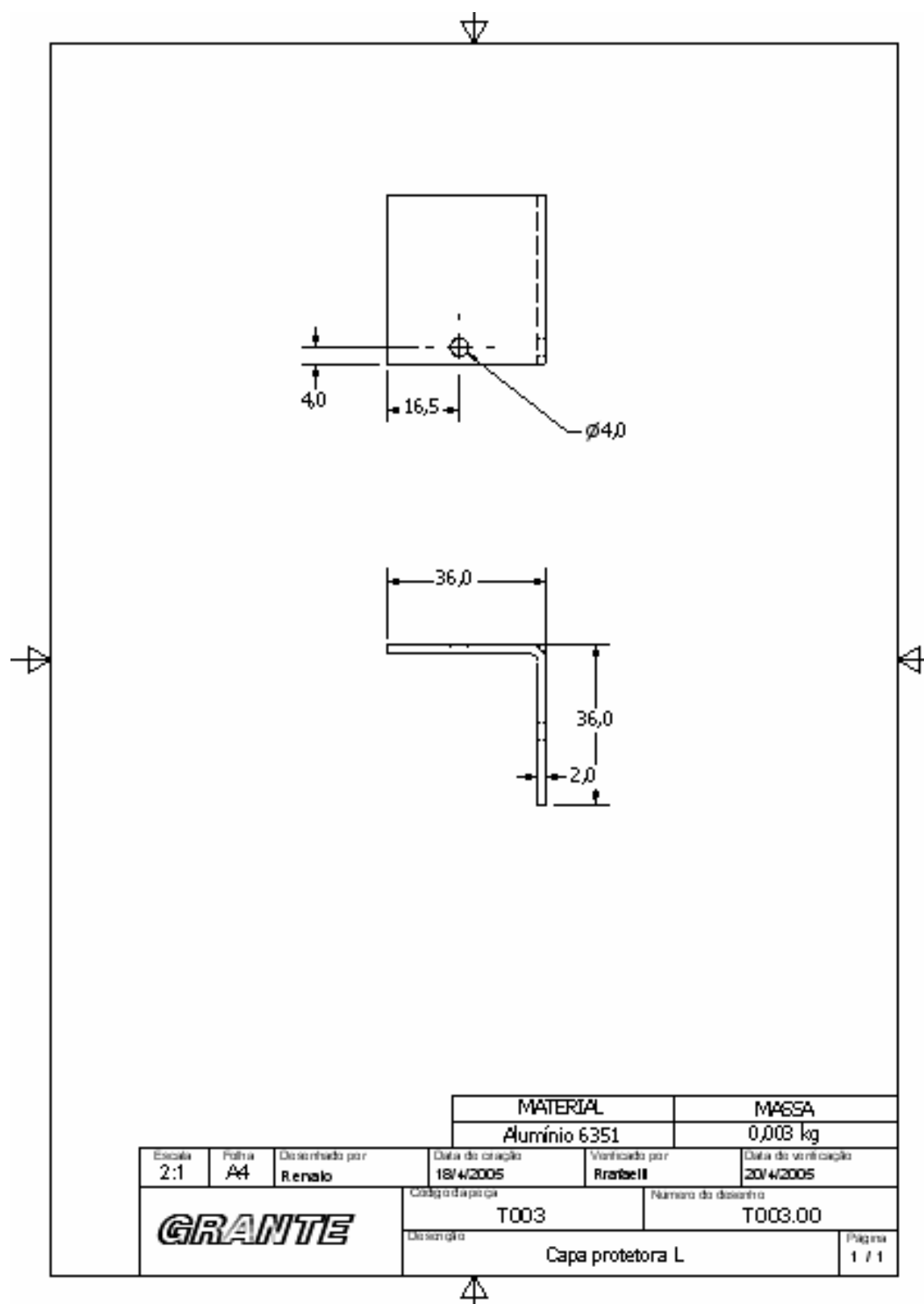
SECTION A-A

ITEM	QTD	CÓD. PEÇA	DESCRIÇÃO
1	1	T001	Corpo carretel
2	2	T002	Bucha de Acoplamento
3	1	-	Conector 25 pinos
4	2	T003	Capa protetor a L
5	1	-	Capa conector 25 pinos
6	1	-	Cabo 25 pinos
7	4	ISO 1207 - M 4 x 5	Slotted Cheese Head Screw
8	2	ANSI B18.2.1 - 3/8-16 UNC - 1	Hex Cap Screw

Desenhado por	Verificado por	Nome do desenhista	
Folha	Data de criação	TR001	
1:1	18/04/2005	Desenho	
A4	Rafaeli	Conjunto transdutor	
Codigo da peça		TR001.00	
Escala		Página	
1:1		1 / 1	

GRANTE





APÊNDICE 2

PROJETO DA BANCADA DE CALIBRAÇÃO

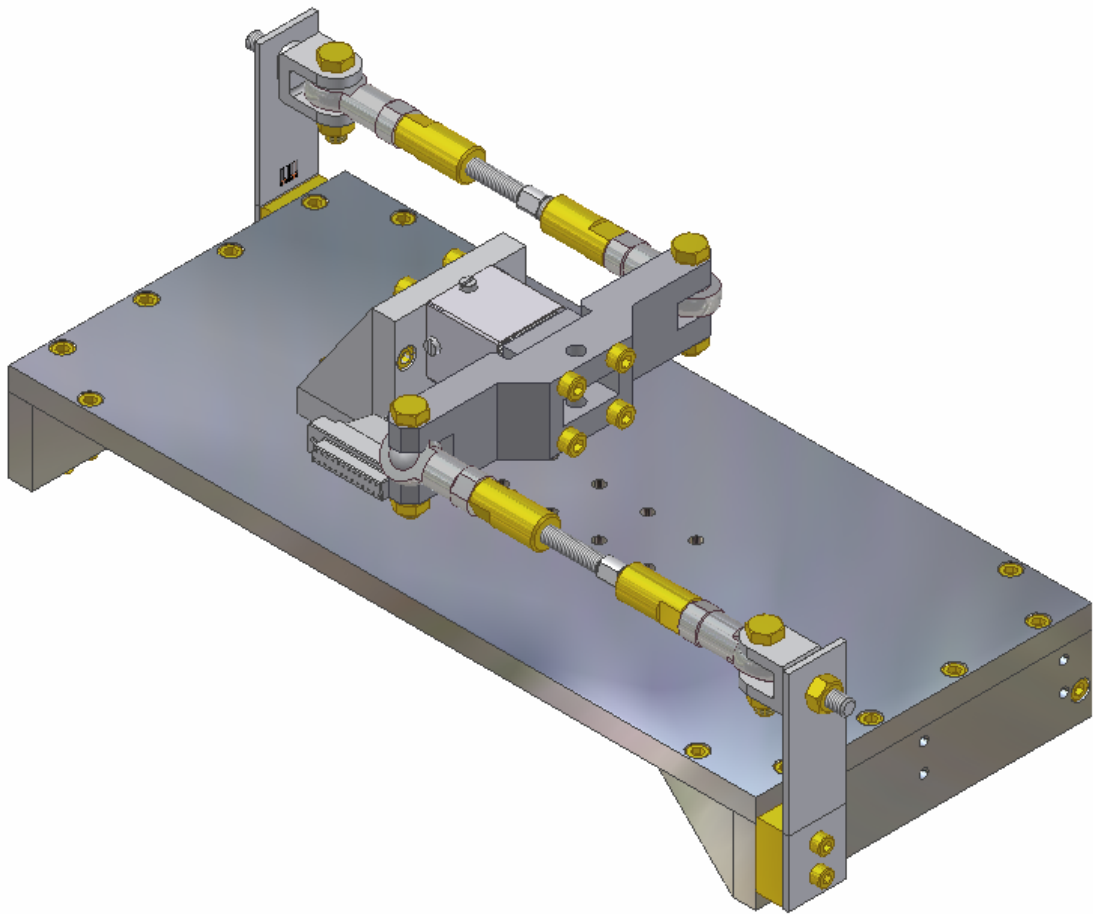
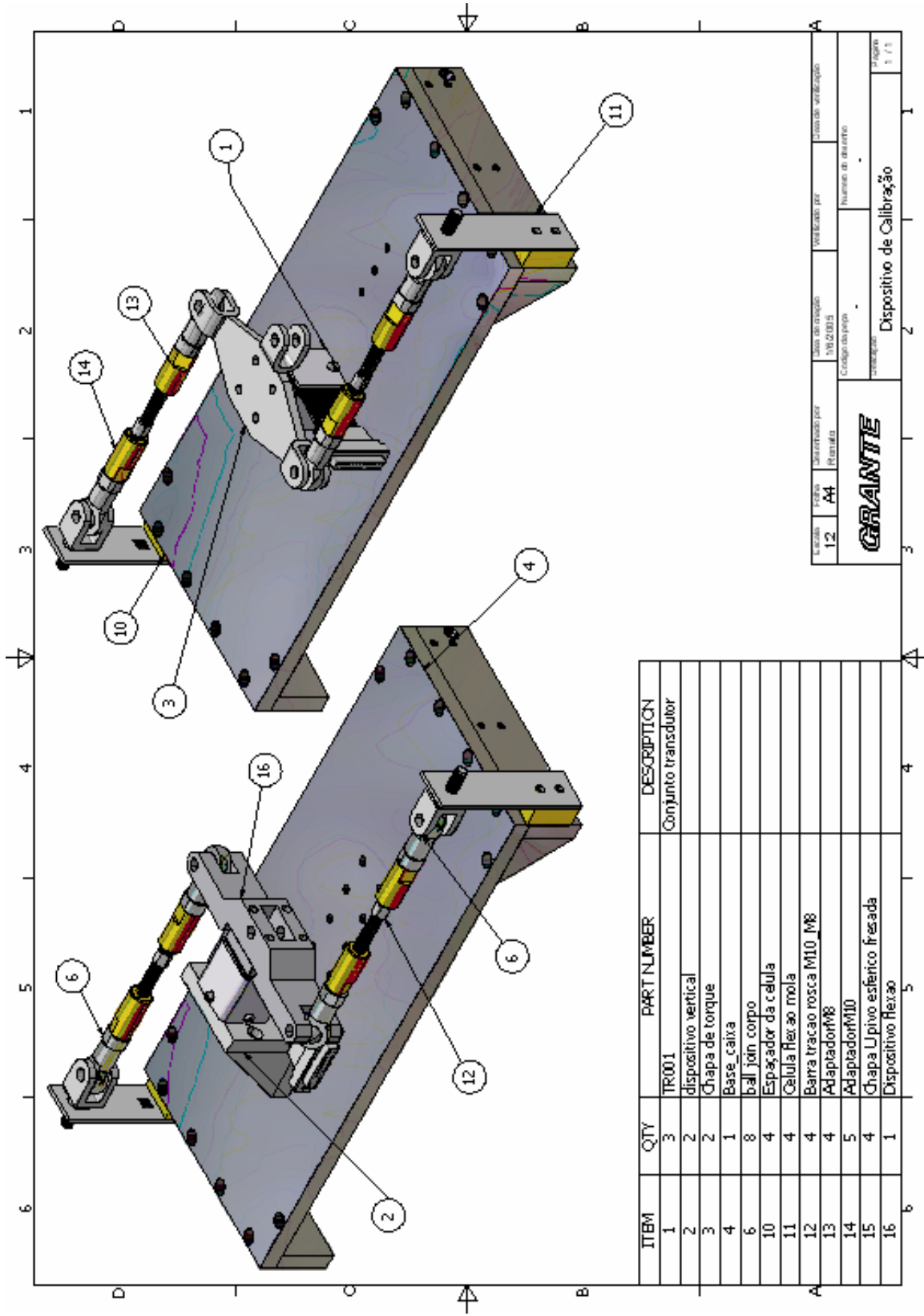


Figura A2.1 – Bancada de Calibração.



ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	3	TR001	Conjunto transdutor
2	2	dispositivo vertical	
3	2	Chapa de torque	
4	1	Base_caixa	
6	8	ball joint corpo	
10	4	Espaçador da célula	
11	4	Celula flexao mola	
12	4	Barra tracao rosca M10 M8	
13	4	AdaptadorM8	
14	5	AdaptadorM10	
15	4	Chapa U pivô esférico fresada	
16	1	Dispositivo flexao	

GRANTE

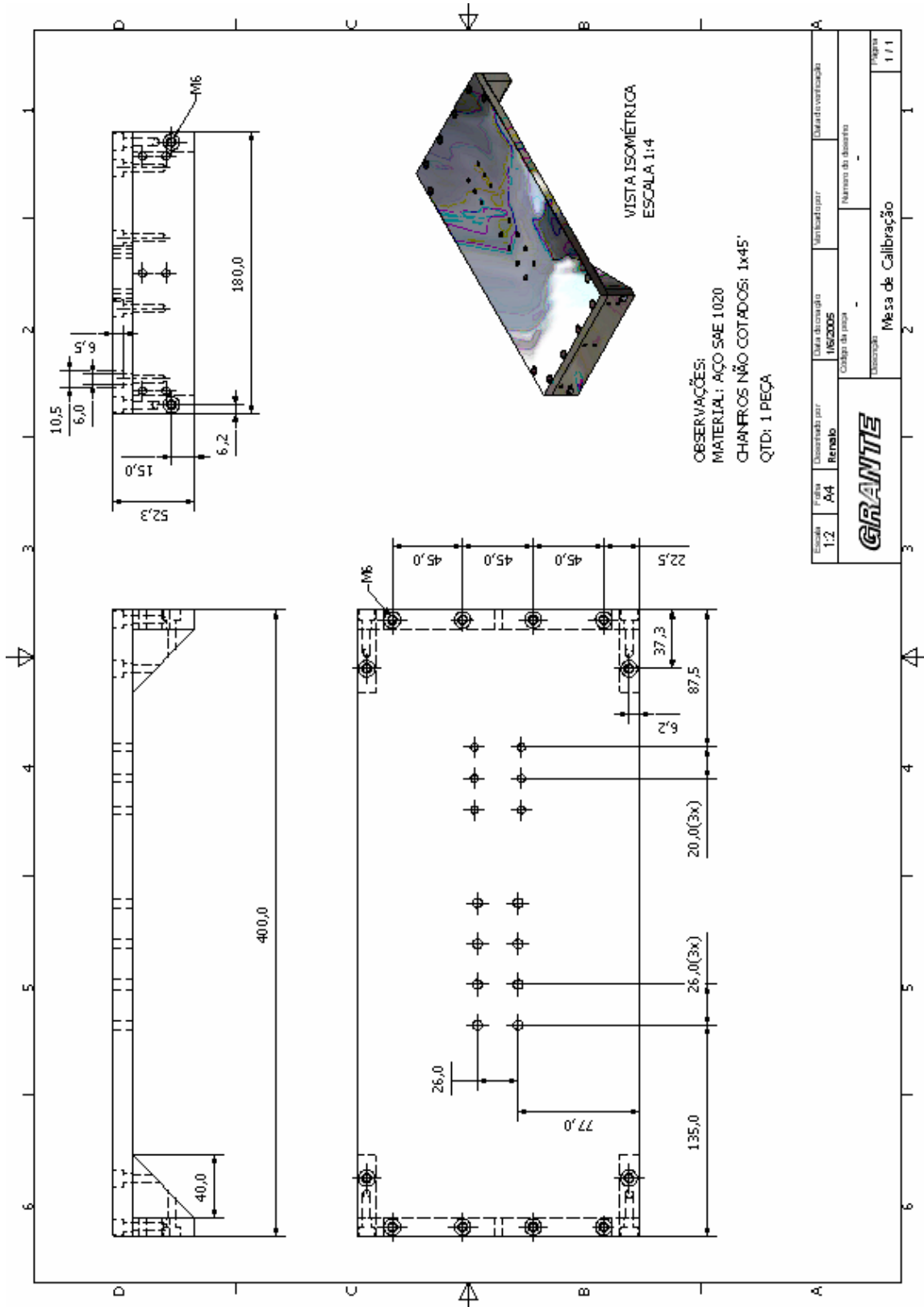
Dispositivo de Calibração

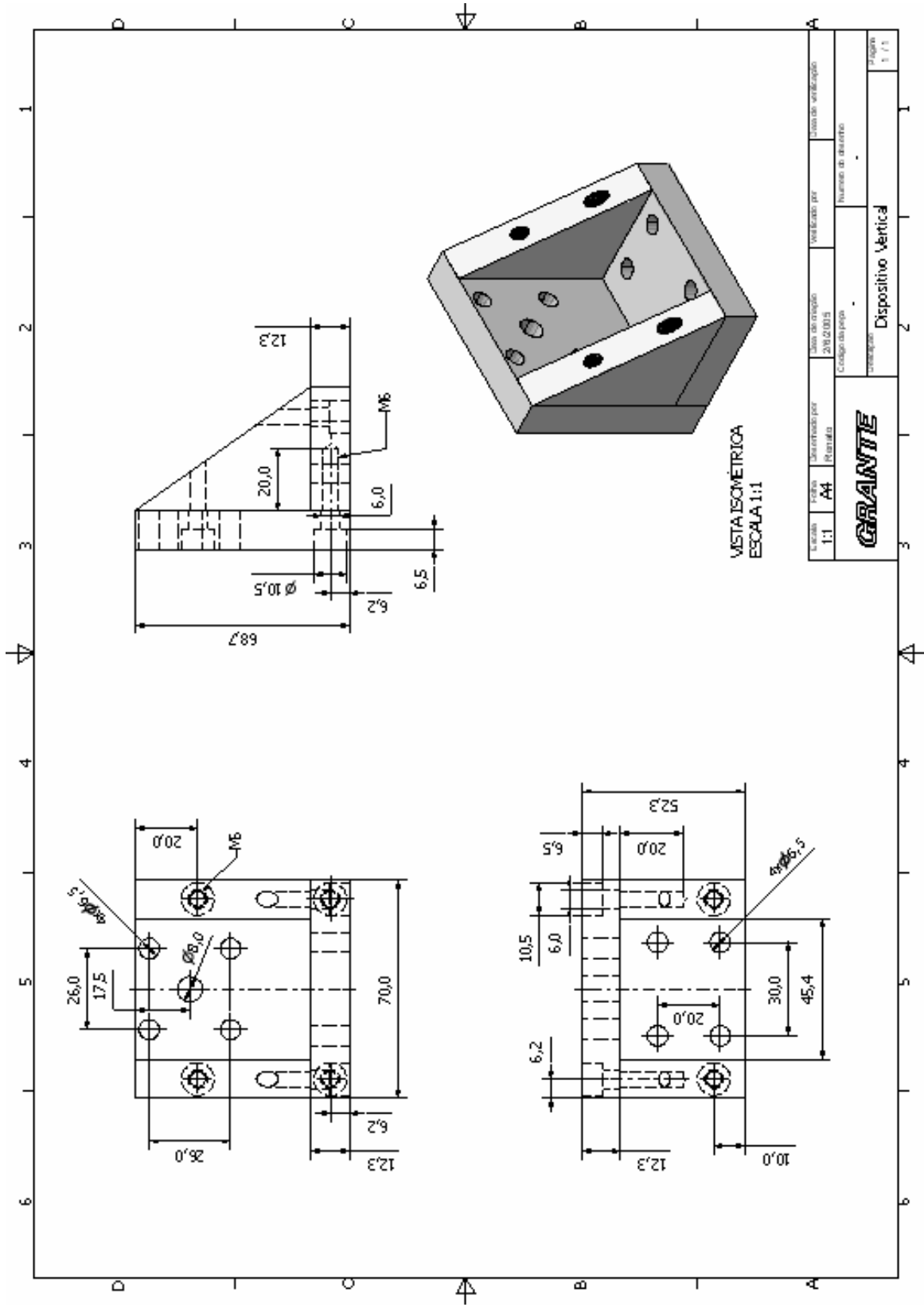
1 / 1

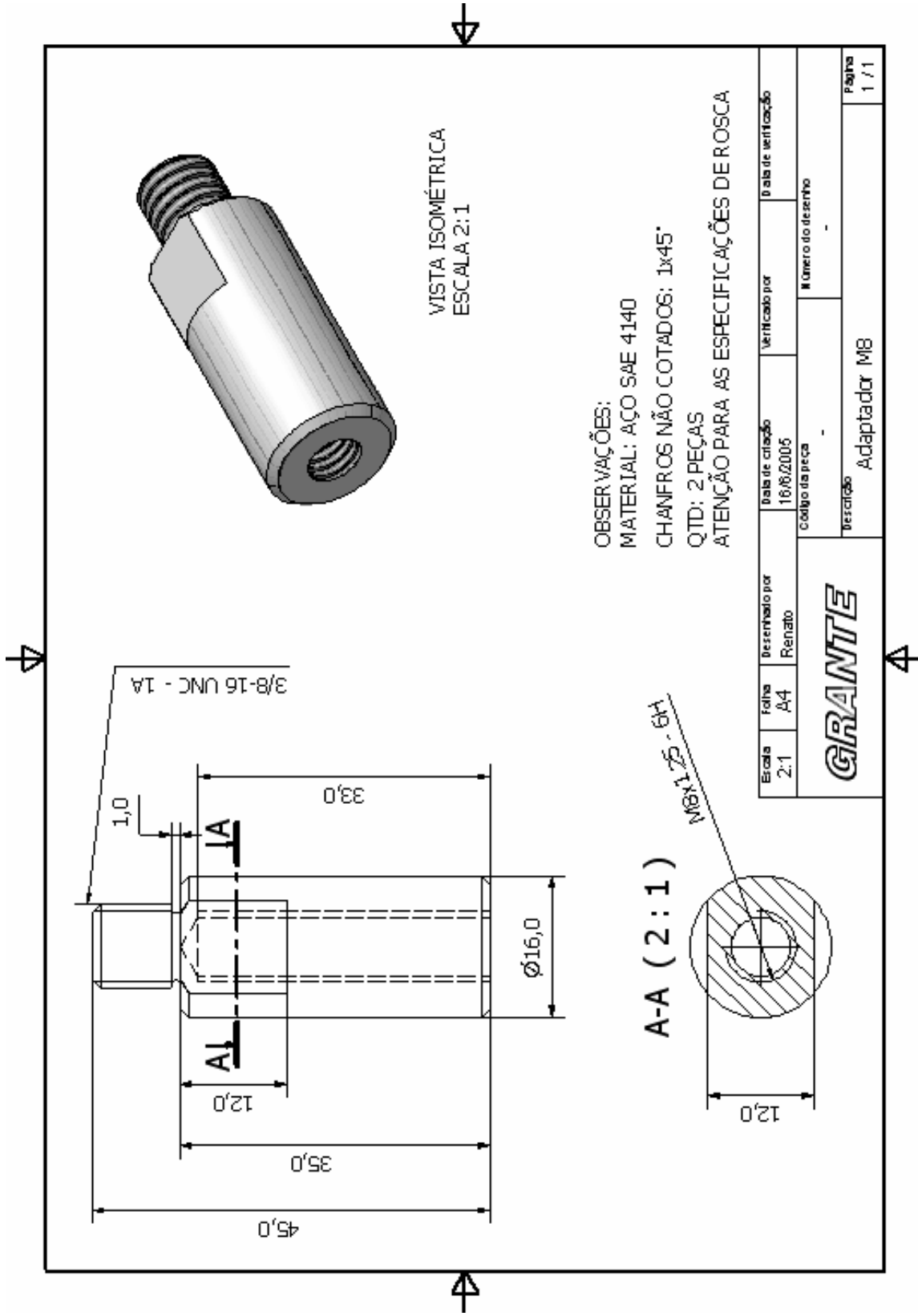
12 A4

19/12/2015


1

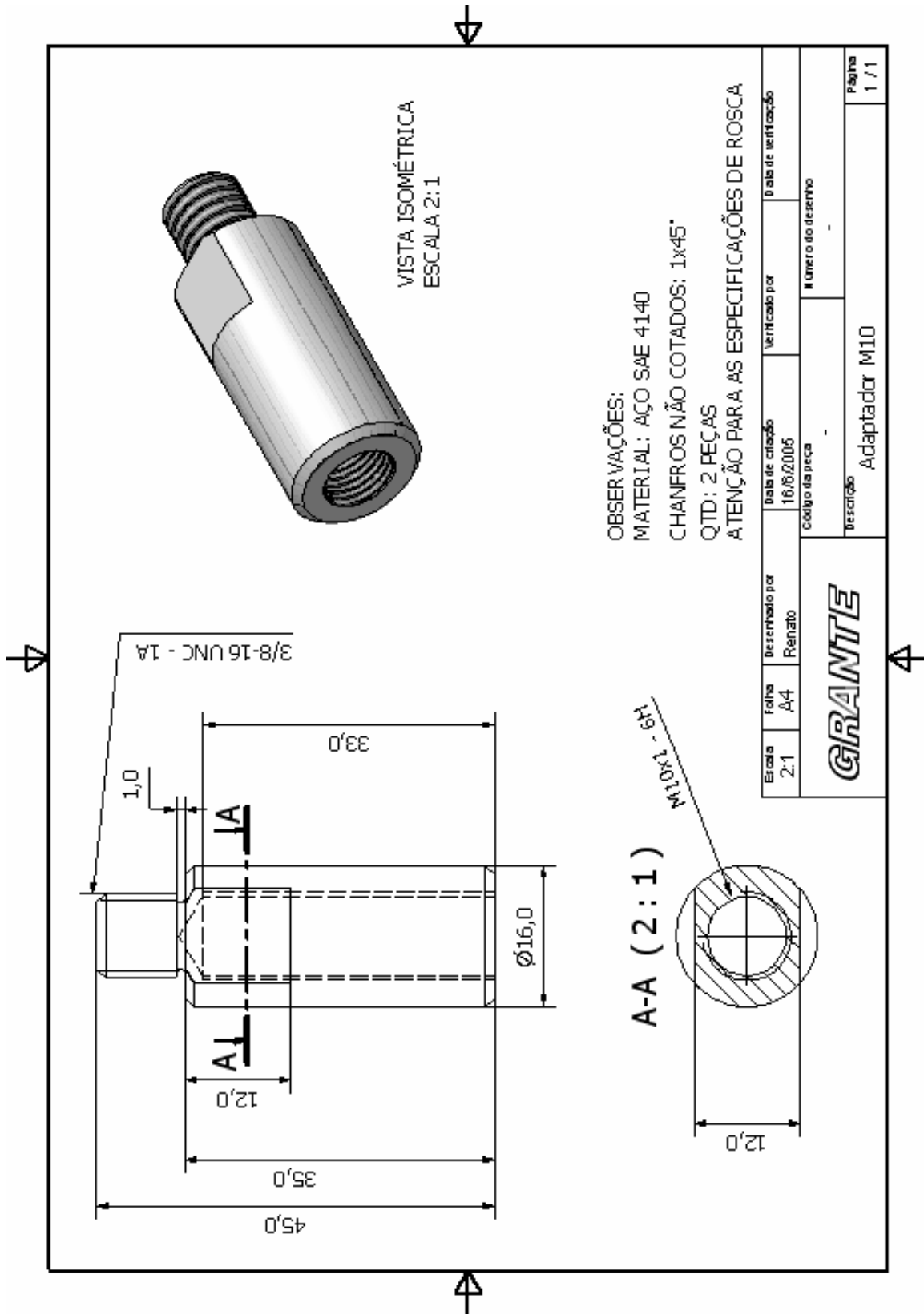


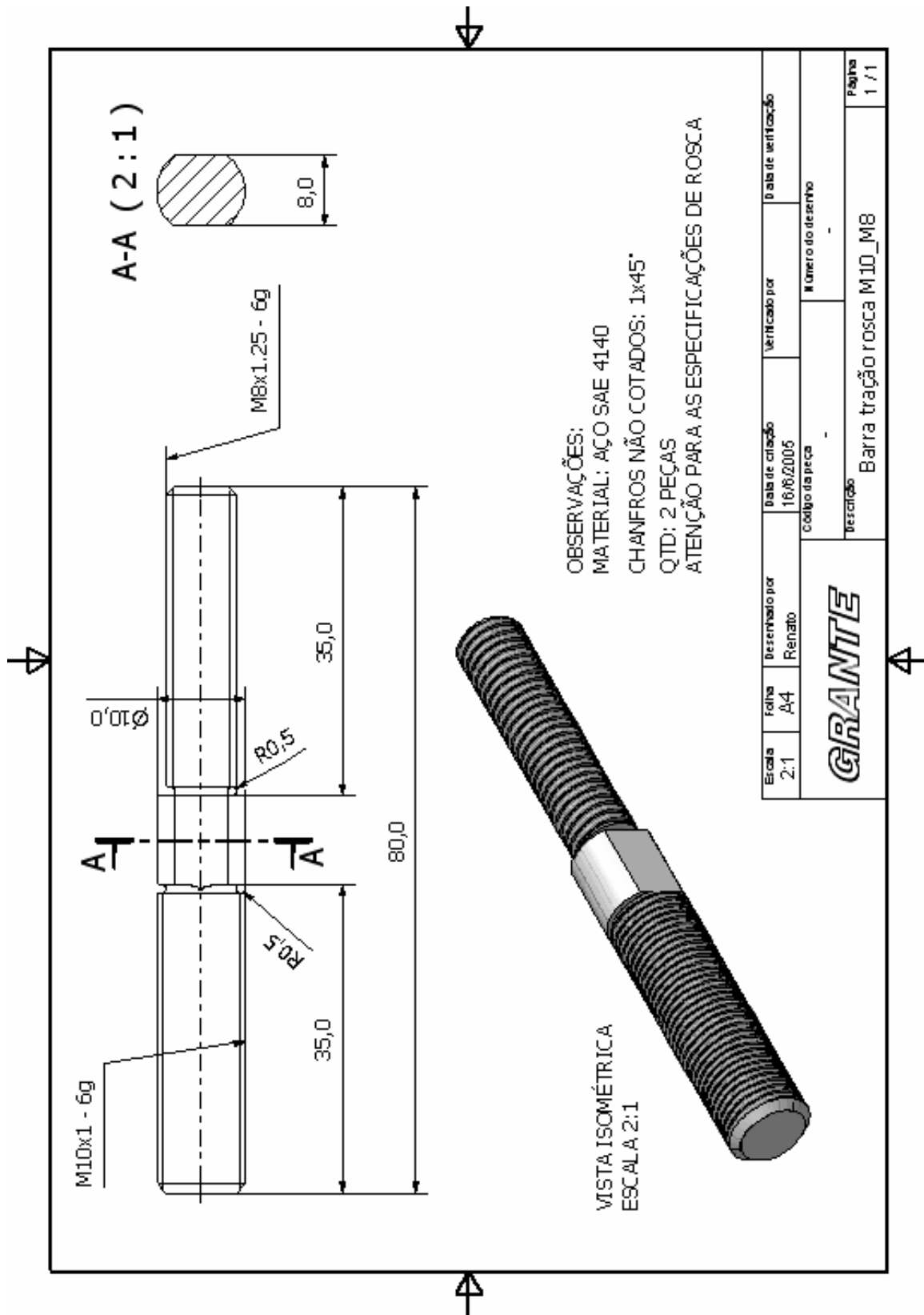


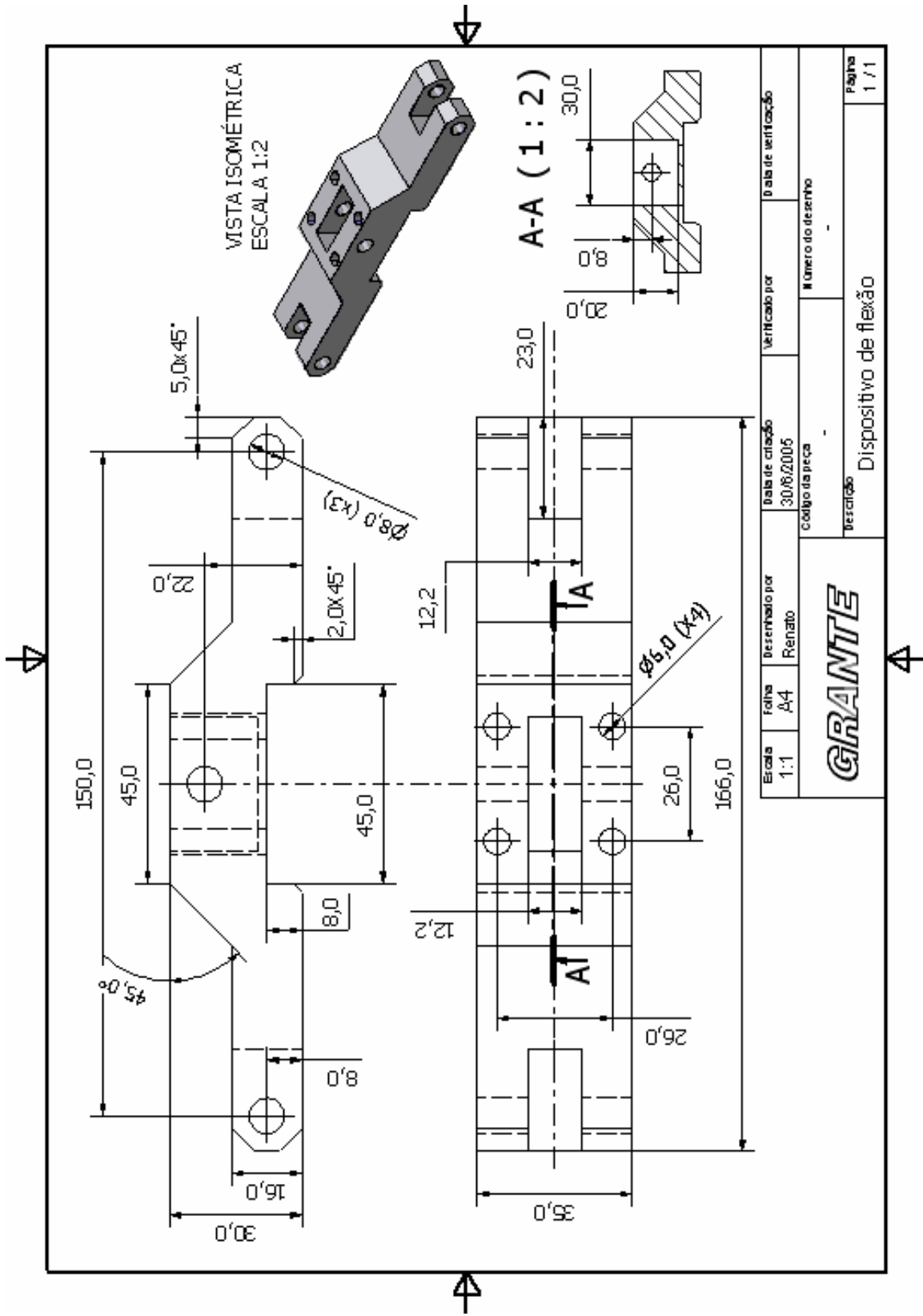


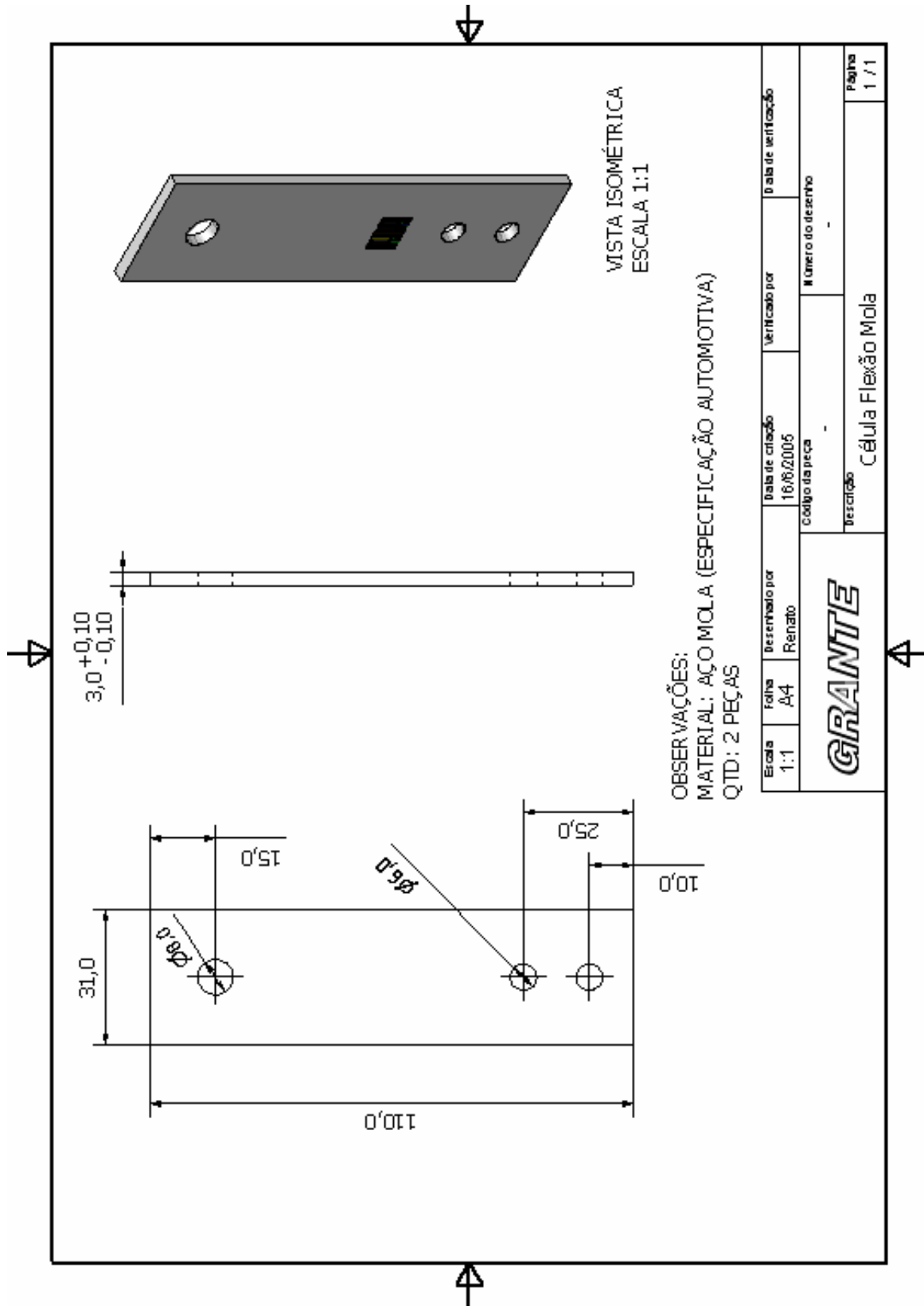
OBSERVAÇÕES:
 MATERIAL: AÇO SAE 4140
 CHANFROS NÃO COTADOS: 1x45°
 QTD: 2 PEÇAS
 ATENÇÃO PARA AS ESPECIFICAÇÕES DE ROSCA

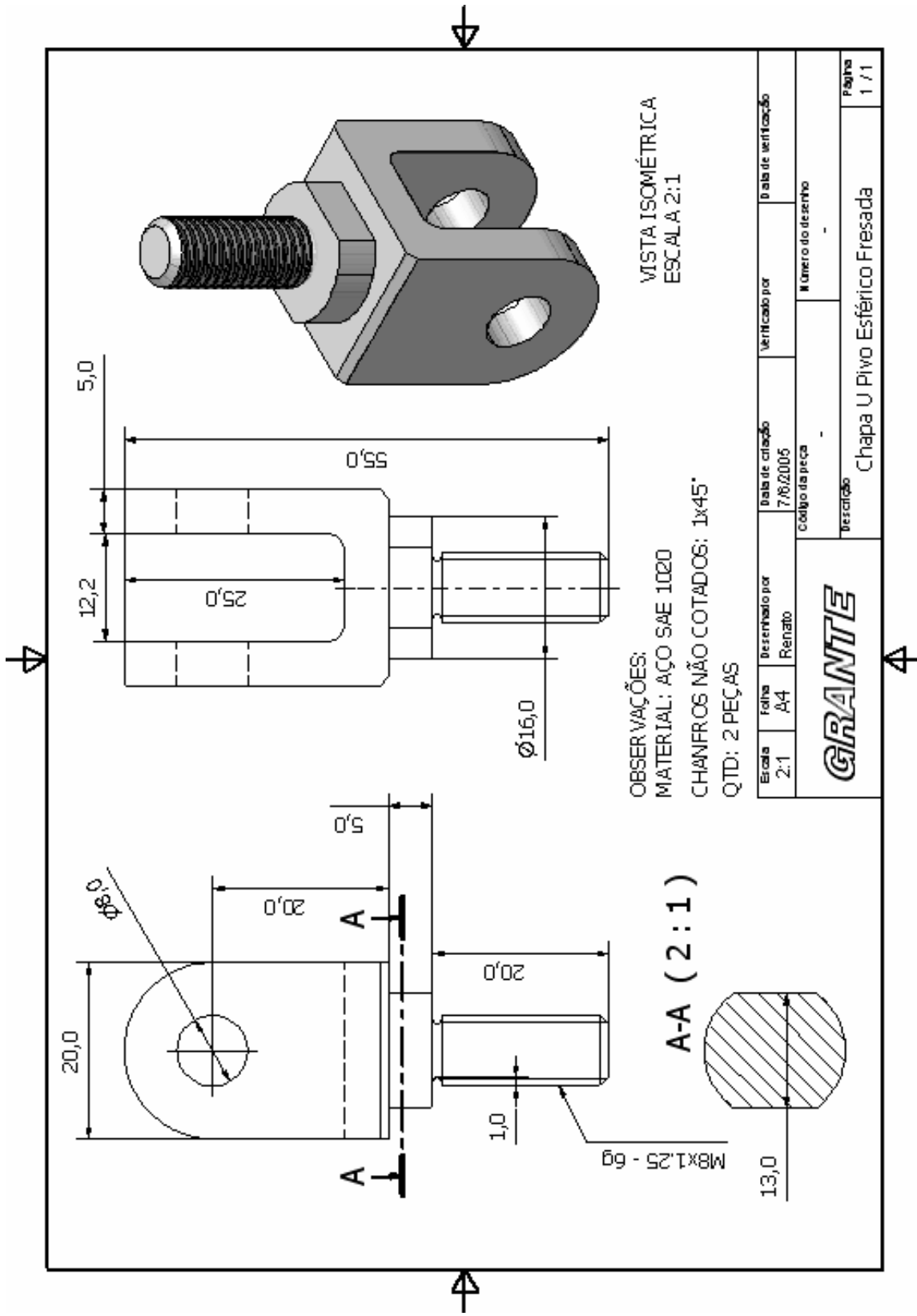
Escala	Folha	Desenhado por	Data de criação	Verificado por	Data de verificação
2:1	A4	Renato	16/06/2005		
			Número da peça		Número do desenho
			Descrição		
			Adaptador MB		
					Página
					1 / 1







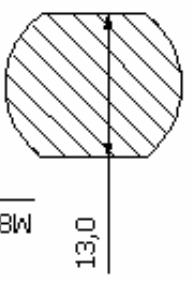




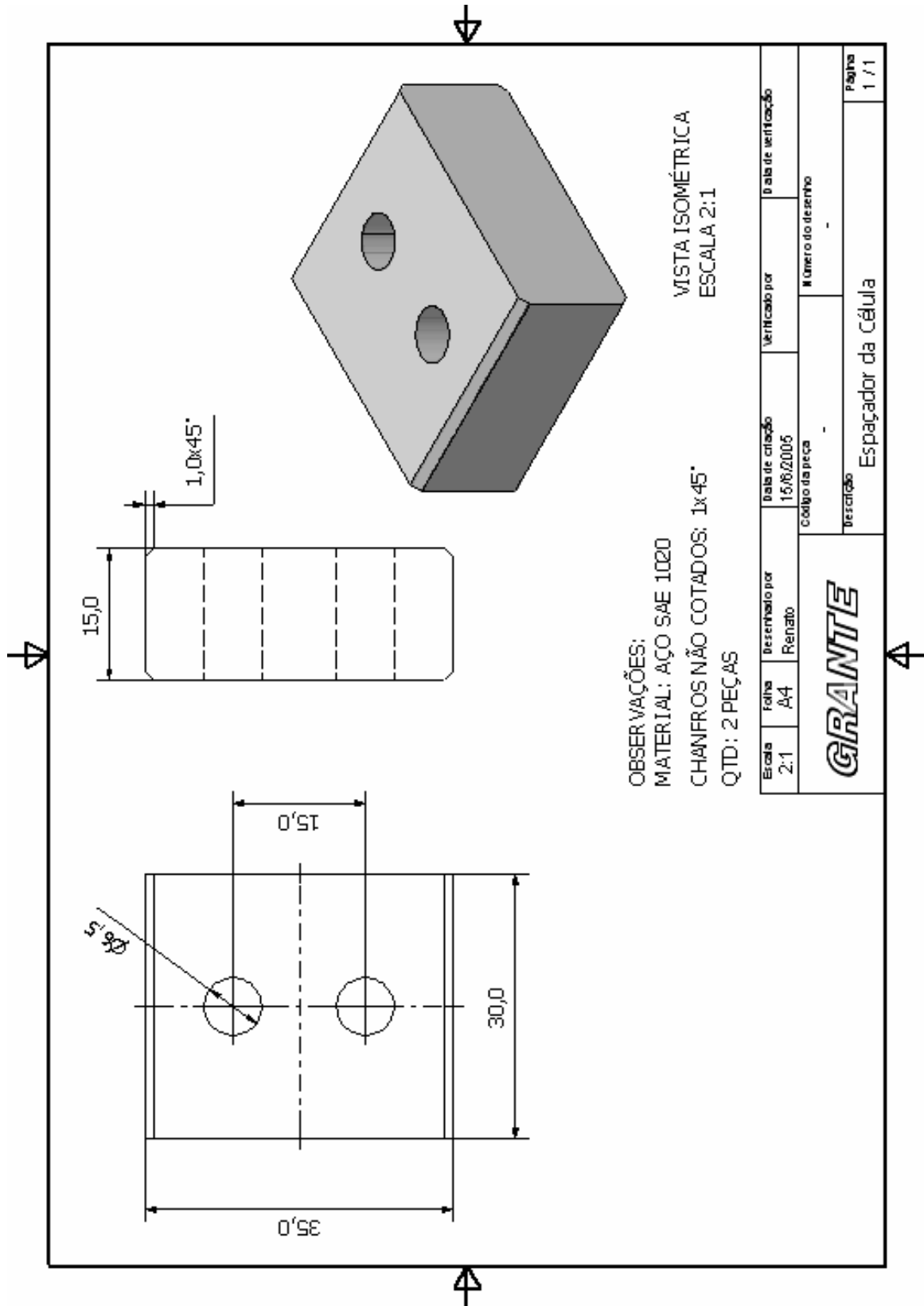
VISTA ISOMÉTRICA
 ESCALA 2:1

OBSERVAÇÕES:
 MATERIAL: AÇO SAE 1020
 CHAMFROS NÃO COTADOS: 1x45°
 QTD: 2 PEÇAS

A-A (2:1)



Escala	Folha	Desenhado por	Data de criação	Verificado por	Data de verificação
2:1	A4	Renato	7/8/2005		
Número da peça			Número do desenho		
Descrição			Chapa U Pivo Esférico Fresada		
GRANTE					Página
					1 / 1



APÊNDICE 3

PROJETO DA BANCADA DE ENSAIO

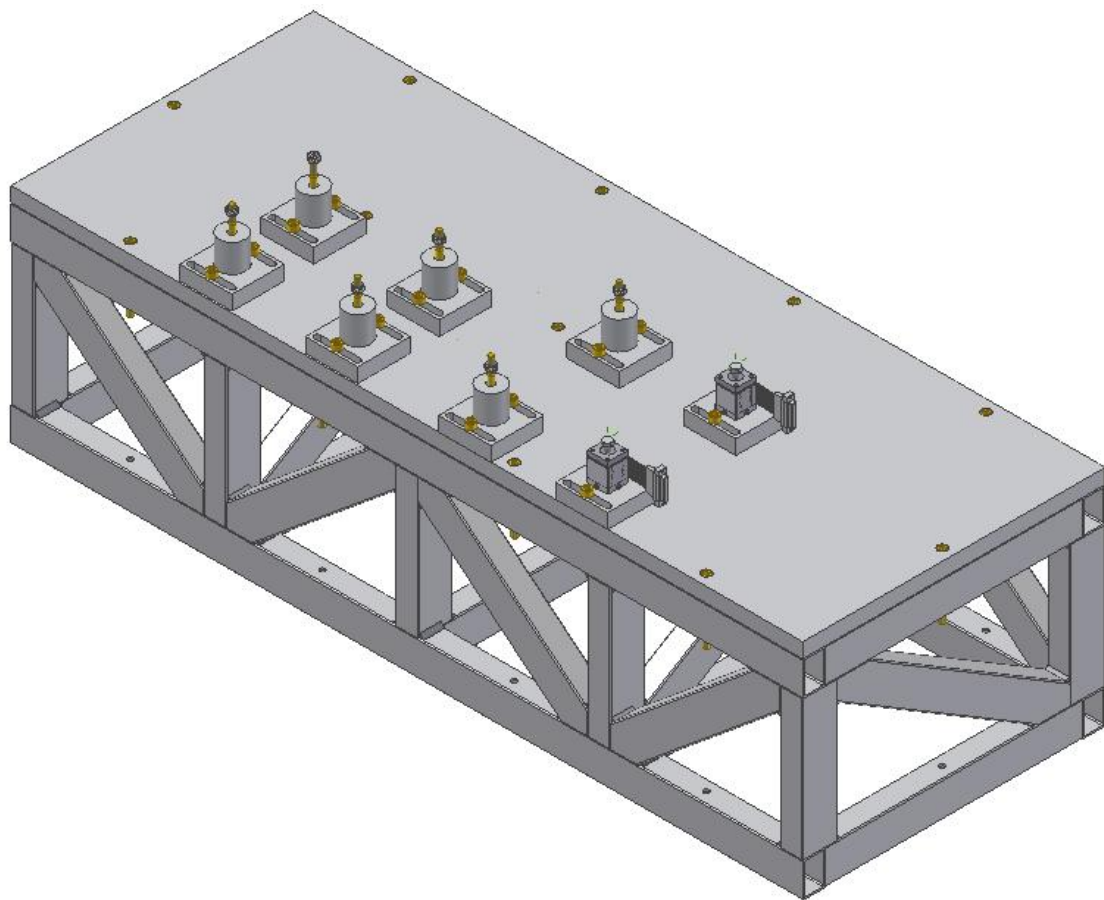
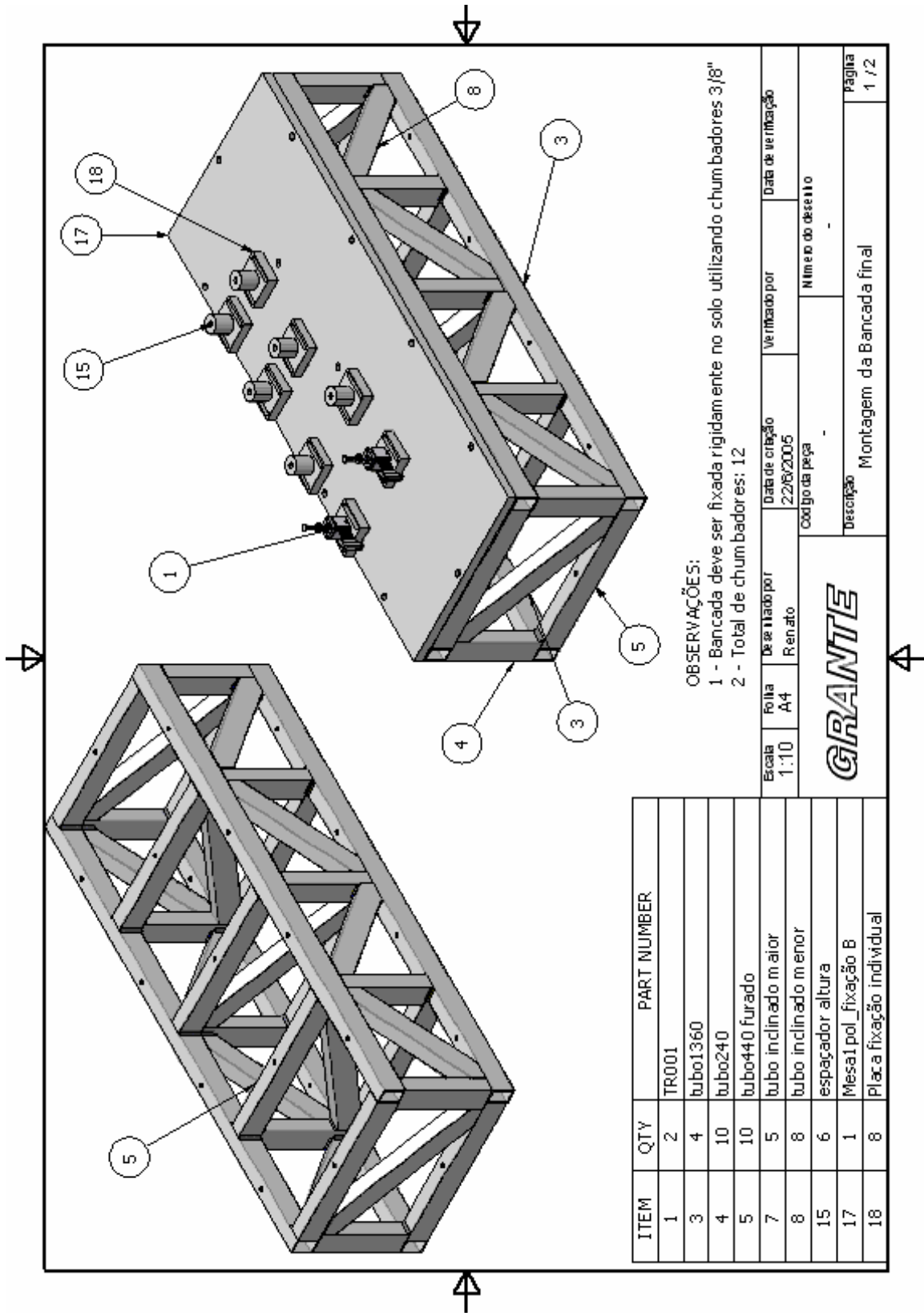


Figura A3.1 – Bancada de Ensaio.

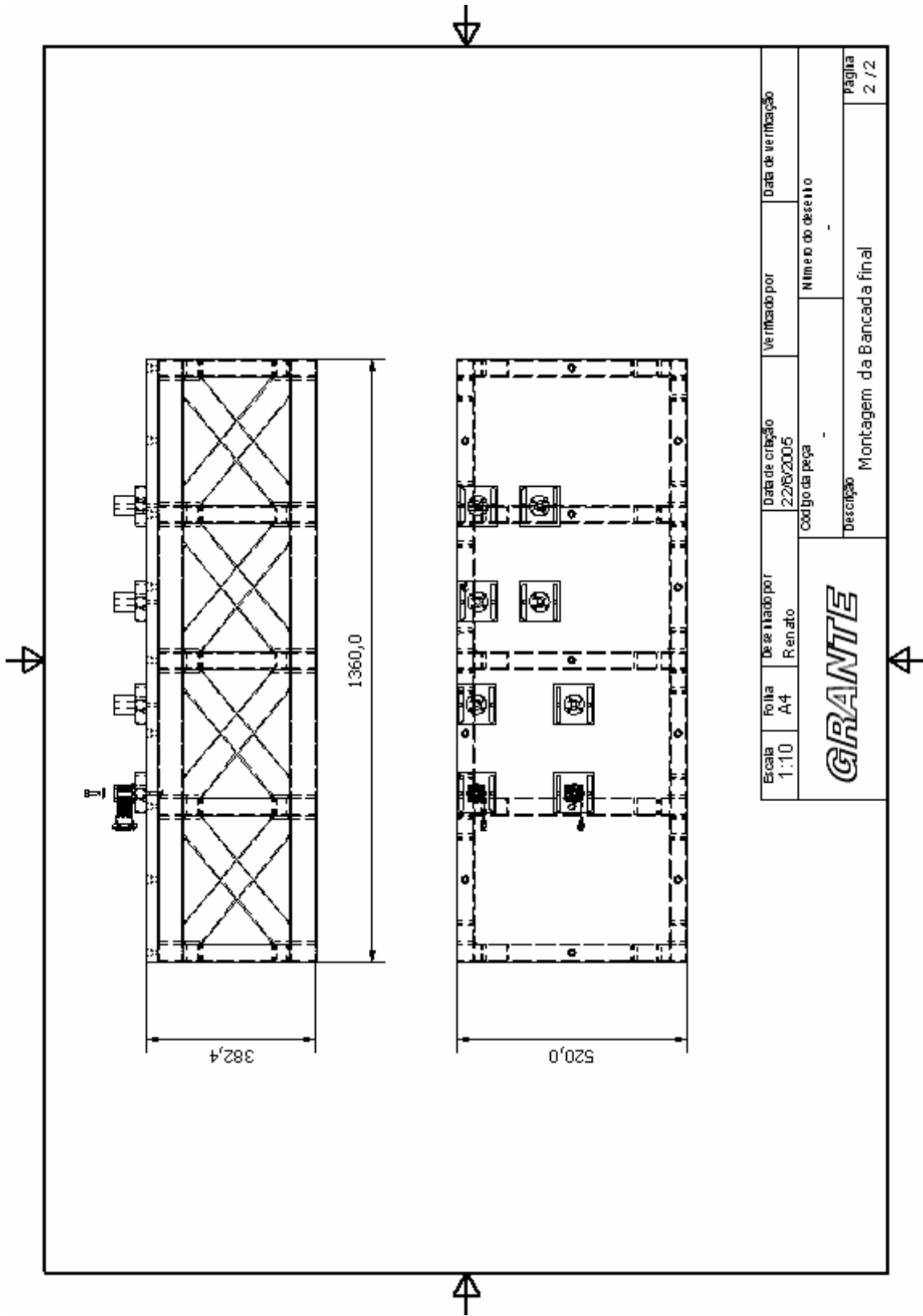


OBSERVAÇÕES:

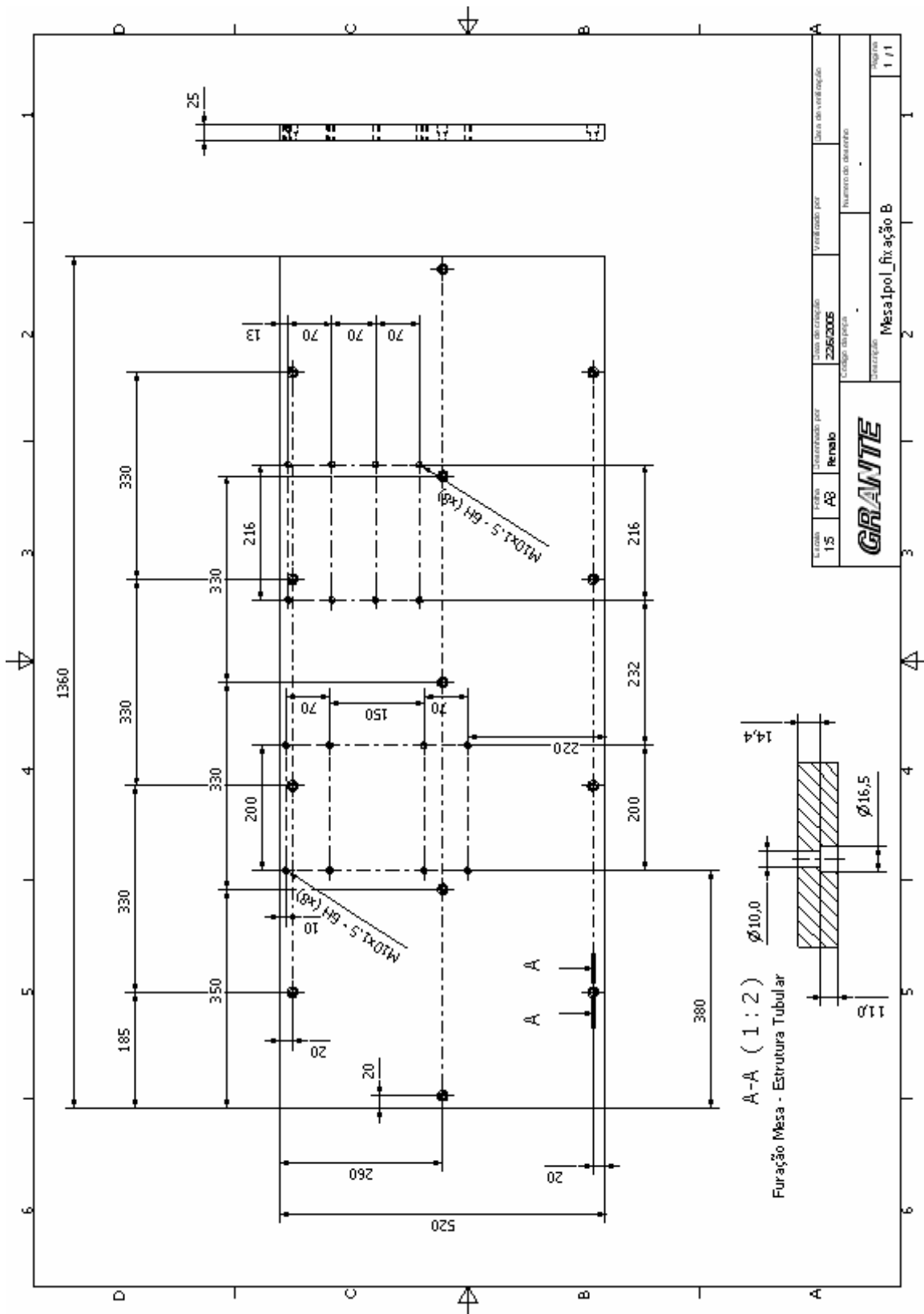
- 1 - Bancada deve ser fixada rigidamente no solo utilizando chumbadores 3/8"
- 2 - Total de chumbadores: 12

ITEM	QTY	PART NUMBER
1	2	TR001
3	4	tubo1360
4	10	tubo240
5	10	tubo440 furado
7	5	tubo inclinado maior
8	8	tubo inclinado menor
15	6	espaçador altura
17	1	Mesa1 pol_ fixação B
18	8	Placa fixação individual

Escala	Folha	Data de criação	Verificado por	Data de verificação
1:10	A4	22/05/2005		
Revisão		Número do desenho		
GRANTE				Descrição
				Montagem da Bancada final
				Página
				1 / 2

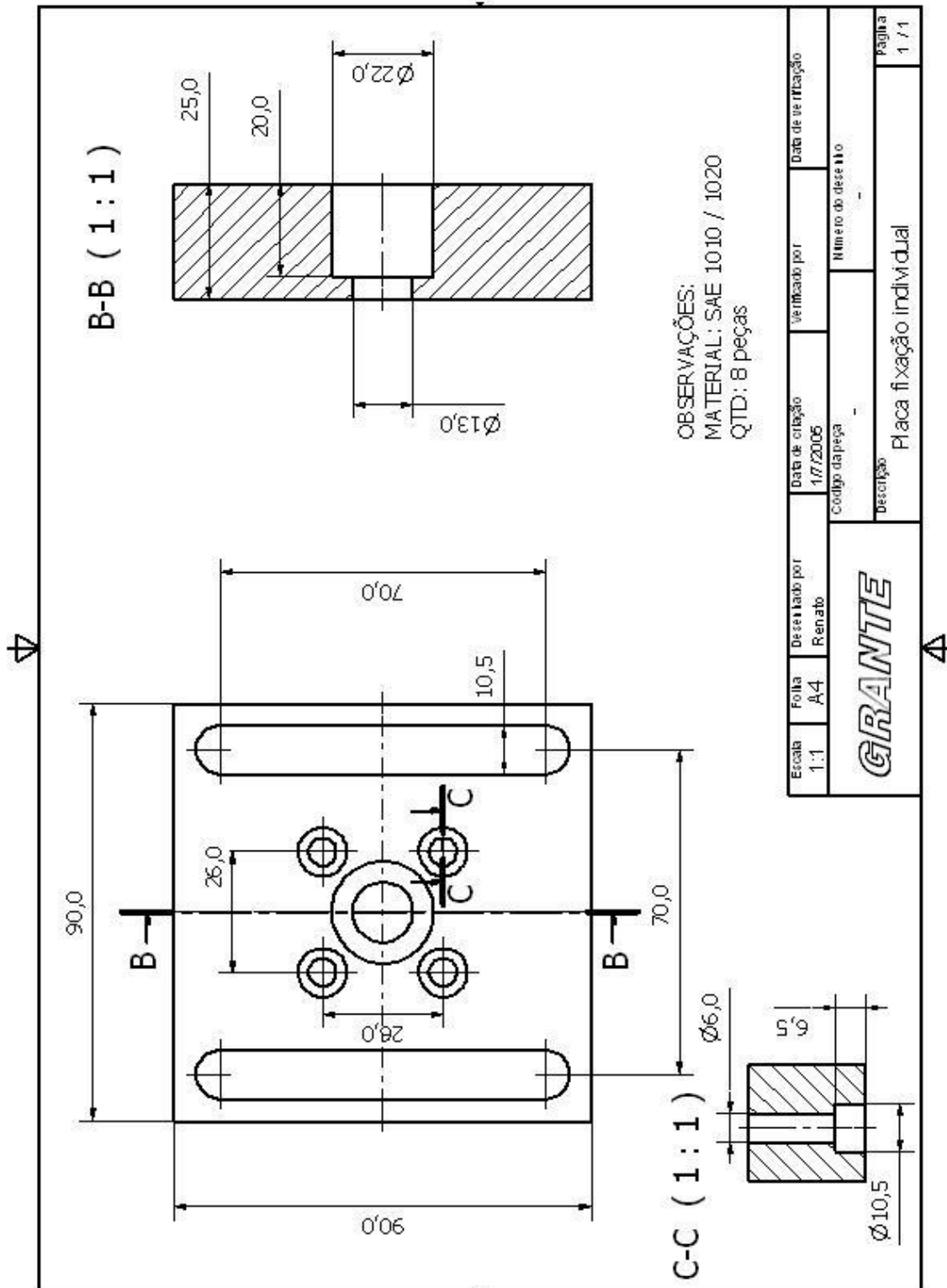


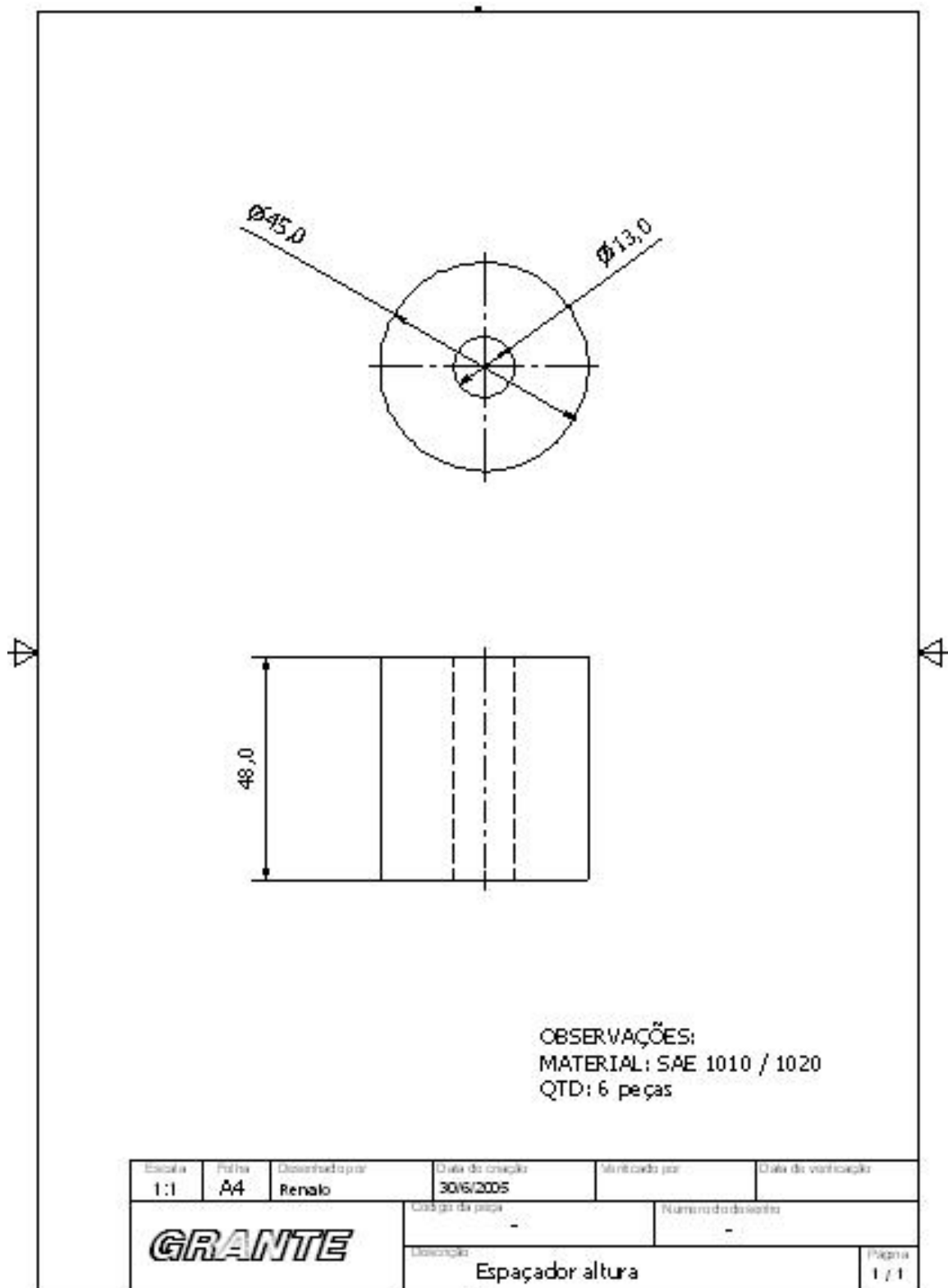
Escala 1:10	Folha A4	Data de criação 22/08/2005	Verificado por	Data de verificação
De se llado por Renato		Código da peça	Número do desllo	
GRANTE			Descrição Montagem da Bancada final	
				Página 2 / 2



ESCALA	FOLHA	PROJETADO POR	REVISADO POR	DATA DA VERIFICAÇÃO	NUMERO DA PLANHA	NUMERO DA PLANHA
1:5	A3	Renato	22/6/2005			
GRANTE				Mesa Ipol fixação B		
						folha
						1 / 1

A-A (1 : 2)
 Furação Mesa - Estrutura Tubular





APÊNDICE 4

ROTINAS IMPLEMENTADAS NO ANSYS

A4.1 ROTINAS PARA REGIME PERMANENTE

!RENATO RAFAELLI

!CAPÍTULO 4 - ESTUDO DE CASO

!APLICAÇÃO DE CARREGAMENTOS DINÂMICOS - REGIME PERMANENTE (T=0.2s)

!NÚMERO DE TIME STEPS

TS=200

!CRIA TABELAS DE DADOS DE ENTRADA - 8 PONTOS DE CARREGAMENTO

*DIM,FORCA1, TABLE, TS, 6

*DIM,FORCA2, TABLE, TS, 6

*DIM,FORCA3, TABLE, TS, 6

*DIM,FORCA4, TABLE, TS, 6

*DIM,FORCA5, TABLE, TS, 6

*DIM,FORCA6, TABLE, TS, 6

*DIM,FORCA7, TABLE, TS, 6

*DIM,FORCA8, TABLE, TS, 6

!CARREGA TABELAS DE DADOS - CARREGAMENTO PERMANENTE

*TREAD,FORCA1,D:\SimuReserv\TXTcarregamento\MOD1permanente\PTO1permanente.txt

*TREAD,FORCA2,D:\SimuReserv\TXTcarregamento\MOD1permanente\PTO2permanente.txt

*TREAD,FORCA3,D:\SimuReserv\TXTcarregamento\MOD1permanente\PTO3permanente.txt

*TREAD,FORCA4,D:\SimuReserv\TXTcarregamento\MOD1permanente\PTO4permanente.txt

*TREAD,FORCA5,D:\SimuReserv\TXTcarregamento\MOD1permanente\PTO5permanente.txt

*TREAD,FORCA6,D:\SimuReserv\TXTcarregamento\MOD1permanente\PTO6permanente.txt

*TREAD,FORCA7,D:\SimuReserv\TXTcarregamento\MOD1permanente\PTO7permanente.txt

*TREAD,FORCA8,D:\SimuReserv\TXTcarregamento\MOD1permanente\PTO8permanente.txt

!CRIA VARIÁVEL DE RESPOSTA - VALORES DE TENSÃO NOS PONTOS CRÍTICOS

*DIM,PRINCIPALPTO1, TABLE, TS, 5

*DIM,PRINCIPALPTO2, TABLE, TS, 5

*DIM,PRINCIPALPTO7, TABLE, TS, 5

*DIM,PRINCIPALPTO8, TABLE, TS, 5

!LOOP PARA CRIAR LOAD STEP

*DO,I,1,TS

 /prep7

 ESEL,ALL

 !Aplicação de força no PONTO 1 (PTO1)

 !SELECIONA NÓS - PTO1

 NSEL , S , ,

 NSEL , A , ,

```
fdele,all
f,ALL,fx,%FORCA1(i,1)%/28
f,ALL,fy,%FORCA1(i,2)%/28
f,ALL,fz,%FORCA1(i,3)%/28
f,ALL,mx,%FORCA1(i,4)%/28
f,ALL,my,%FORCA1(i,5)%/28
f,ALL,mz,%FORCA1(i,6)%/28
```

```
NSEL,ALL
```

```
!Aplicação de força no PONTO 2 (PTO2)
```

```
!SELECIONA NÓS - PTO2
```

```
NSEL , S , ,
NSEL , A , ,
```

```
fdele,all
f,ALL,fx,%FORCA2(i,1)%/28
f,ALL,fy,%FORCA2(i,2)%/28
f,ALL,fz,%FORCA2(i,3)%/28
f,ALL,mx,%FORCA2(i,4)%/28
f,ALL,my,%FORCA2(i,5)%/28
f,ALL,mz,%FORCA2(i,6)%/28
```

```
NSEL,ALL
```

```
!Aplicação de força no PONTO 3 (PTO3)
```

```
!SELECIONA NÓS - PTO3
```

```
NSEL , S , ,
NSEL , A , ,
```

```
fdele,all
f,ALL,fx,%FORCA3(i,1)%/28
f,ALL,fy,%FORCA3(i,2)%/28
f,ALL,fz,%FORCA3(i,3)%/28
f,ALL,mx,%FORCA3(i,4)%/28
f,ALL,my,%FORCA3(i,5)%/28
f,ALL,mz,%FORCA3(i,6)%/28
```

```
NSEL,ALL
```

```
!Aplicação de força no PONTO 4 (PTO4)
```

```
!SELECIONA NÓS - PTO4
```

```
NSEL , S , ,
NSEL , A , ,
```

```
fdele,all
f,ALL,fx,%FORCA4(i,1)%/28
f,ALL,fy,%FORCA4(i,2)%/28
f,ALL,fz,%FORCA4(i,3)%/28
f,ALL,mx,%FORCA4(i,4)%/28
f,ALL,my,%FORCA4(i,5)%/28
f,ALL,mz,%FORCA4(i,6)%/28
```

NSEL,ALL

!Aplicação de força no PONTO 5 (PTO5)

!SELECIONA NÓS - PTO5

NSEL , S , , ,

NSEL , A , , ,

fdele,all

f,ALL,fx,%FORCA5(i,1)/127

f,ALL,fy,%FORCA5(i,2)/127

f,ALL,fz,%FORCA5(i,3)/127

f,ALL,mx,%FORCA5(i,4)/127

f,ALL,my,%FORCA5(i,5)/127

f,ALL,mz,%FORCA5(i,6)/127

NSEL,ALL

!Aplicação de força no PONTO 6 (PTO6)

!SELECIONA NÓS - PTO6

NSEL , S , , ,

NSEL , A , , ,

fdele,all

f,ALL,fx,%FORCA6(i,1)/126

f,ALL,fy,%FORCA6(i,2)/126

f,ALL,fz,%FORCA6(i,3)/126

f,ALL,mx,%FORCA6(i,4)/126

f,ALL,my,%FORCA6(i,5)/126

f,ALL,mz,%FORCA6(i,6)/126

NSEL,ALL

!Aplicação de força no PONTO 7 (PTO7)

!SELECIONA NÓS - PTO7

NSEL , S , , ,

NSEL , A , , ,

fdele,all

f,ALL,fx,%FORCA7(i,1)/127

f,ALL,fy,%FORCA7(i,2)/127

f,ALL,fz,%FORCA7(i,3)/127

f,ALL,mx,%FORCA7(i,4)/127

f,ALL,my,%FORCA7(i,5)/127

f,ALL,mz,%FORCA7(i,6)/127

NSEL,ALL

!Aplicação de força no PONTO 8 (PTO8)

!SELECIONA NÓS - PTO8

NSEL , S , , ,

NSEL , A , , ,

fdele,all

f,ALL,fx,%FORCA8(i,1)/127

f,ALL,fy,%FORCA8(i,2)/127

```

f,ALL,fz,%FORCA8(i,3)%/127
f,ALL,mx,%FORCA8(i,4)%/127
f,ALL,my,%FORCA8(i,5)%/127
f,ALL,mz,%FORCA8(i,6)%/127

NSEL,ALL
kbc,0
autots,on
deltim,1
time,i
lswrite,i
*ENDDO

!SOLUÇÃO
/solu
!ssolve,1,TS

!PÓS-PROCESSAMENTO
/POST1
!LOOP DE RESPOSTA
*do,j,1,TS
  !Define SET
  set,,,,,K
  *get,PRINCIPALPTO1(K,1),active,0,set,time
  *get,PRINCIPALPTO1(K,2),NODE,26789,S,1
  *get,PRINCIPALPTO1(K,3),NODE,26789,S,2
  *get,PRINCIPALPTO1(K,4),NODE,26789,S,3
  *get,PRINCIPALPTO1(K,5),NODE,26789,S,EQV

  *get,PRINCIPALPTO2(K,1),active,0,set,time
  *get,PRINCIPALPTO2(K,2),NODE,14896,S,1
  *get,PRINCIPALPTO2(K,3),NODE,14896,S,2
  *get,PRINCIPALPTO2(K,4),NODE,14896,S,3
  *get,PRINCIPALPTO2(K,5),NODE,14896,S,EQV

  *get,PRINCIPALPTO7(K,1),active,0,set,time
  *get,PRINCIPALPTO7(K,2),NODE,34007,S,1
  *get,PRINCIPALPTO7(K,3),NODE,34007,S,2
  *get,PRINCIPALPTO7(K,4),NODE,34007,S,3
  *get,PRINCIPALPTO7(K,5),NODE,34007,S,EQV

  *get,PRINCIPALPTO8(K,1),active,0,set,time
  *get,PRINCIPALPTO8(K,2),NODE,21743,S,1
  *get,PRINCIPALPTO8(K,3),NODE,21743,S,2
  *get,PRINCIPALPTO8(K,4),NODE,21743,S,3
  *get,PRINCIPALPTO8(K,5),NODE,21743,S,EQV
*ENDDO

!SALVA PARÂMETROS EM ARQUIVO
PARSAV,ALL,F:\RESULTS.TXT
SAVE,'40MAX_MOD1_pressao_permanente','db','F:\RESULTADOS\

```

A4.2 ROTINAS PARA REGIME TRANSIENTE

IRENATO RAFAELLI

!CAPÍTULO 4 - ESTUDO DE CASO

!APLICAÇÃO DE CARREGAMENTOS DINÂMICOS - REGIME TRANSIENTE(T=0.5s)

!NÚMERO DE TIME STEPS

TS=500

!CRIAR TABELAS DE DADOS DE ENTRADA - 8 PONTOS DE CARREGAMENTO

*DIM,FORCA1, TABLE, TS, 6

*DIM,FORCA2, TABLE, TS, 6

*DIM,FORCA3, TABLE, TS, 6

*DIM,FORCA4, TABLE, TS, 6

*DIM,FORCA5, TABLE, TS, 6

*DIM,FORCA6, TABLE, TS, 6

*DIM,FORCA7, TABLE, TS, 6

*DIM,FORCA8, TABLE, TS, 6

!CARREGA TABELAS DE DADOS - CARREGAMENTO TRANSIENTE

*TREAD,FORCA1,D:\SimuReserv\TXTcarregamento\MOD1permanente\PTO1transiente.txt

*TREAD,FORCA2,D:\SimuReserv\TXTcarregamento\MOD1permanente\PTO2transiente.txt

*TREAD,FORCA3,D:\SimuReserv\TXTcarregamento\MOD1permanente\PTO3transiente.txt

*TREAD,FORCA4,D:\SimuReserv\TXTcarregamento\MOD1permanente\PTO4transiente.txt

*TREAD,FORCA5,D:\SimuReserv\TXTcarregamento\MOD1permanente\PTO5transiente.txt

*TREAD,FORCA6,D:\SimuReserv\TXTcarregamento\MOD1permanente\PTO6transiente.txt

*TREAD,FORCA7,D:\SimuReserv\TXTcarregamento\MOD1permanente\PTO7transiente.txt

*TREAD,FORCA8,D:\SimuReserv\TXTcarregamento\MOD1permanente\PTO8transiente.txt

!CRIAR VARIÁVEL DE RESPOSTA - VALORES DE TENSÃO NOS PONTOS CRÍTICOS

*DIM,PRINCIPALPTO1, TABLE, TS, 5

*DIM,PRINCIPALPTO2, TABLE, TS, 5

*DIM,PRINCIPALPTO7, TABLE, TS, 5

*DIM,PRINCIPALPTO8, TABLE, TS, 5

!LOOP PARA CRIAR LOAD STEP

*DO,I,1,TS

 /!prep7

 ESEL,ALL

 !Aplicação de força no PONTO 1 (PTO1)

 !SELECIONA NÓS - PTO1

 NSEL , S , , ,

 NSEL , A , , ,

 fdele,all

 f,ALL,fx,%FORCA1(i,1)%/28

 f,ALL,fy,%FORCA1(i,2)%/28

 f,ALL,fz,%FORCA1(i,3)%/28

 f,ALL,mx,%FORCA1(i,4)%/28

 f,ALL,my,%FORCA1(i,5)%/28

 f,ALL,mz,%FORCA1(i,6)%/28

 NSEL,ALL

!Aplicação de força no PONTO 2 (PTO2)

!SELECIONA NÓS - PTO2

NSEL , S ,
NSEL , A ,

fdele,all

f,ALL,fx,%FORCA2(i,1)/28
f,ALL,fy,%FORCA2(i,2)/28
f,ALL,fz,%FORCA2(i,3)/28
f,ALL,mx,%FORCA2(i,4)/28
f,ALL,my,%FORCA2(i,5)/28
f,ALL,mz,%FORCA2(i,6)/28

NSEL,ALL

!Aplicação de força no PONTO 3 (PTO3)

!SELECIONA NÓS - PTO3

NSEL , S ,
NSEL , A ,

fdele,all

f,ALL,fx,%FORCA3(i,1)/28
f,ALL,fy,%FORCA3(i,2)/28
f,ALL,fz,%FORCA3(i,3)/28
f,ALL,mx,%FORCA3(i,4)/28
f,ALL,my,%FORCA3(i,5)/28
f,ALL,mz,%FORCA3(i,6)/28

NSEL,ALL

!Aplicação de força no PONTO 4 (PTO4)

!SELECIONA NÓS - PTO4

NSEL , S ,
NSEL , A ,

fdele, all

f,ALL,fx,%FORCA4(i,1)/28
f,ALL,fy,%FORCA4(i,2)/28
f,ALL,fz,%FORCA4(i,3)/28
f,ALL,mx,%FORCA4(i,4)/28
f,ALL,my,%FORCA4(i,5)/28
f,ALL,mz,%FORCA4(i,6)/28

NSEL,ALL

!Aplicação de força no PONTO 5 (PTO5)

!SELECIONA NÓS - PTO5

NSEL , S ,
NSEL , A ,

fdele,all

f,ALL,fx,%FORCA5(i,1)/127
f,ALL,fy,%FORCA5(i,2)/127
f,ALL,fz,%FORCA5(i,3)/127

```
f,ALL,mx,%FORCA5(i,4)/127
f,ALL,my,%FORCA5(i,5)/127
f,ALL,mz,%FORCA5(i,6)/127
```

```
NSEL,ALL
```

```
!Aplicação de força no PONTO 6 (PTO6)
```

```
!SELECIONA NÓS - PTO6
```

```
NSEL , S , ,
```

```
NSEL , A , ,
```

```
fdele,all
```

```
f,ALL,fx,%FORCA6(i,1)/126
```

```
f,ALL,fy,%FORCA6(i,2)/126
```

```
f,ALL,fz,%FORCA6(i,3)/126
```

```
f,ALL,mx,%FORCA6(i,4)/126
```

```
f,ALL,my,%FORCA6(i,5)/126
```

```
f,ALL,mz,%FORCA6(i,6)/126
```

```
NSEL,ALL
```

```
!Aplicação de força no PONTO 7 (PTO7)
```

```
!SELECIONA NÓS - PTO7
```

```
NSEL , S , ,
```

```
NSEL , A , ,
```

```
fdele,all
```

```
f,ALL,fx,%FORCA7(i,1)/127
```

```
f,ALL,fy,%FORCA7(i,2)/127
```

```
f,ALL,fz,%FORCA7(i,3)/127
```

```
f,ALL,mx,%FORCA7(i,4)/127
```

```
f,ALL,my,%FORCA7(i,5)/127
```

```
f,ALL,mz,%FORCA7(i,6)/127
```

```
NSEL,ALL
```

```
!Aplicação de força no PONTO 8 (PTO8)
```

```
!SELECIONA NÓS - PTO8
```

```
NSEL , S , ,
```

```
NSEL , A , ,
```

```
fdele,all
```

```
f,ALL,fx,%FORCA8(i,1)/127
```

```
f,ALL,fy,%FORCA8(i,2)/127
```

```
f,ALL,fz,%FORCA8(i,3)/127
```

```
f,ALL,mx,%FORCA8(i,4)/127
```

```
f,ALL,my,%FORCA8(i,5)/127
```

```
f,ALL,mz,%FORCA8(i,6)/127
```

```
NSEL,ALL
```

```
kbc,0
```

```
autots,on
```

```
deltim,1
```

```
time,i
```

```
lswrite,i
```

```
*ENDDO
```

!SOLUÇÃO

/solu

!ssolve,1,TS

!PÓS-PROCESSAMENTO

/POST1

!LOOP DE RESPOSTA

*do,j,1,TS

!Define SET

set,,,,,K

*get,PRINCIPALPTO1(K,1),active,0,set,time

*get,PRINCIPALPTO1(K,2),NODE,26789,S,1

*get,PRINCIPALPTO1(K,3),NODE,26789,S,2

*get,PRINCIPALPTO1(K,4),NODE,26789,S,3

*get,PRINCIPALPTO1(K,5),NODE,26789,S,EQV

*get,PRINCIPALPTO2(K,1),active,0,set,time

*get,PRINCIPALPTO2(K,2),NODE,14896,S,1

*get,PRINCIPALPTO2(K,3),NODE,14896,S,2

*get,PRINCIPALPTO2(K,4),NODE,14896,S,3

*get,PRINCIPALPTO2(K,5),NODE,14896,S,EQV

*get,PRINCIPALPTO7(K,1),active,0,set,time

*get,PRINCIPALPTO7(K,2),NODE,34007,S,1

*get,PRINCIPALPTO7(K,3),NODE,34007,S,2

*get,PRINCIPALPTO7(K,4),NODE,34007,S,3

*get,PRINCIPALPTO7(K,5),NODE,34007,S,EQV

*get,PRINCIPALPTO8(K,1),active,0,set,time

*get,PRINCIPALPTO8(K,2),NODE,21743,S,1

*get,PRINCIPALPTO8(K,3),NODE,21743,S,2

*get,PRINCIPALPTO8(K,4),NODE,21743,S,3

*get,PRINCIPALPTO8(K,5),NODE,21743,S,EQV

*ENDDO

!SALVA PARÂMETROS EM ARQUIVO

PARSAV,ALL,F:\RESULTS,TXT

SAVE,'40MAX_MOD1_pressao_transiente','db','F:\RESULTADOS'