

Este exemplar corresponde a redação final e
tese defendida por Bernardo Castillo Herrán
aprovada pela Comissão julgadora em 04.12.89
Campinas, 03 de janeiro de 1990.



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA AGRÍCOLA

DIMENSIONAMENTO DE BOMBA DE DIAFRAGMA PARA
UTILIZAÇÃO EM SEMEADORAS PNEUMÁTICAS

Bernardo Castilho, Herrán
Engenheiro Agrícola

Orientador: Prof. Dr. Oscar A. Braunbeck

Dissertação Apresentada à Faculdade de
Engenharia Agrícola da Universidade
Estadual de Campinas para a obtenção de
título de Mestre em Engenharia Agrícola.

Campinas

- Novembro de 1989 -

Especialmente à minha esposa
Janneth e à nossa filha Maria
Paula

AGRADECIMENTOS

Ao Instituto Colombiano Agropecuario ICA, pela oportunidade a mim concedida.

Ao professor Dr. Oscar A. Braunbeck pela valiosa orientação e ajuda recebida em todas as fases deste trabalho.

Ao professor Dr. Inácio M. Dal Fabbro pela amizade e oportunas sugestões.

Ao professor Dr. Claudio R. Sverzut pela colaboração prestada durante os ensaios realizados no Laboratório de Propriedades Mecânicas dos Materiais Biológicos.

À Rhodia S.A. na pessoa do Sr. Paulo H. Baião Soares pela presteza e apoio na execução dos ensaios no Laboratório de Aplicações - Silica.

Aos Funcionários do Departamento de Máquinas Agrícolas da Faculdade de Engenharia Agrícola pela cooperação prestada.

A todas as pessoas que direta o indiretamente fizeram
possível a culminação deste trabalho.

RESUMO

O trabalho apresenta o dimensionamento de uma bomba de diafragma em borracha para verificar a viabilidade técnica de um sistema alternativo de bomba pneumática para operar com dosador de sementes rotativo acoplado a semeadora de baixa potência. A borracha nitrílica utilizada para projetar a bomba de diafragma mostra um Módulo de Young de 10,6 MPa para deformações específicas inferiores a 5%. Isto permite o uso do programa de análise estrutural SAP90 baseado em técnicas de elementos finitos, para modelar as tensões e deslocamentos nos discos da bomba sob a pressão diferencial à qual são submetidos. Os discos com espessuras maiores que 7 mm, baixos deslocamentos, de 5 a 10 mm e diâmetro externo razoável, conseguem deslocar a vazão de ar necessária para o dosador de sementes e manter o nível de tensões abaixo da permissível. Porém, sob tais condições a bomba dimensionada apresenta peso e custos elevados que a fazem inviável. Sugere-se em consequência implementar o programa de análise estrutural para incluir a mudança do Módulo de Young em um processo iterativo atingindo maiores deformações específicas.

ABSTRACT

The work focuses on the design of an alternative diaphragm pump to be used in rotary seed metering devices for low power planters.

The nitrile rubber used for the diaphragm has a Young modulus of 10,6 MPa for strains under 5%. Stresses and displacements of the diaphragm were determined through a finite element software (SAP90) under constant differential pressure. The rubber disks over 7 mm thickness, under low displacements, 5 to 10 mm and with reasonable outside diameter, can move enough air for the seed metering device, keeping the stresses below allowable levels.

Under the above conditions the pump cost and weight can be considered unfeasible. The structural analyses program must be modified to allow for changes of the Young modulus according to the level of strains under considerations.

SUMÁRIO

	P.
DEDICATÓRIA.....	ii
AGRADECIMENTOS.....	iii
RESUMO.....	v
ABSTRACT.....	vi
SUMÁRIO.....	vii
LISTA DE FIGURAS.....	x
LISTA DE TABELAS.....	xiii
LISTA DE SIMBOLOS.....	xv
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	4
2.1 Bombas de diafragma (fole).....	4
2.2 Propriedades reológicas dos elastômeros.....	11
2.2.1 Generalidades.....	11
2.2.2 Propriedades mecânicas.....	13
2.2.2.1 Características tensão-deformação específica da borracha.....	14
2.2.3 Modelos elásticos da borracha nas análises pela técnica de elementos finitos....	19
2.3 Comportamento mecânico do diafragma.....	23
2.3.1 Equação diferencial de placas no sistema cartesiano de coordenadas.....	26
2.3.2 Equação diferencial de placas circulares.....	29
2.3.3 Teoria de placas para grandes deflexões..	30

3. MATERIAL E MÉTODOS.....	32
3.1 Material.....	32
3.1.1 Borracha.....	32
3.1.2 Equipamentos em geral.....	33
3.2 Métodos.....	34
3.2.1 Determinação experimental das caracterís- ticas tensão à tração-deformação específi- ca da borracha.....	34
3.2.1.1 Ensaio de tração até 500% de de - formação específica.....	34
3.2.1.2 Ensaio de tração até 20% de defor- mação específica.....	40
3.2.2 Solução numérica do modelo mecânico do diafragma.....	44
3.2.2.1 Programa SAP 90.....	44
3.2.2.2 Programas complementares.....	52
3.2.2.3 Definição do número de elementos do modelo.....	53
3.2.3 Solução analítica do modelo mecânico do diafragma.....	54
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	56
4.1 Características tensão à tração-deformação es - pecífica da borracha.....	56
4.1.1 Ensaio de tração até 500% de deformação..	56
4.1.2 Ensaio de tração até 20% de deformação...	59
4.2 Solução numérica do modelo mecânico do diafrag- ma.....	62
4.2.1 Número de elementos.....	62

4.2.2 Volume gerado.....	65
4.2.3 Tensões máximas.....	71
4.2.4 Deslocamentos estáticos.....	75
4.3 Solução analítica do modelo mecânico do dia-	
fragma.....	78
4.4 Dimensionamento da bomba de diafragma.....	83
5. CONCLUSÕES.....	90
6. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	92
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	93
.....	
APÉNDICE I.....	98
APÉNDICE II.....	105
APÉNDICE III.....	110
APÉNDICE IV.....	116
APÉNDICE V.....	120

LISTA DE FIGURAS

	P.
2.1 Variação do fluxo com a pressão de descarga para as bombas centrífugas e recíprocas	6
2.2 Características de fluxo para bombas recíprocas simples, ou com duas e três cabeças	7
2.3 Esforços internos em vários tipos de elementos placa	25
3.1 Garras para medições de forças de tração	35
3.2 Principais dimensões dos espécimes de borracha	36
3.3 Corte de espécimes realizado na RHODIA S.A.	37
3.4 Medição de espessuras dos espécimes	37
3.5 Espécime marcado e colocado nas garras para a medição da deformação específica	39
3.6 Medição da deformação específica no ensaio efetuado na RHODIA S.A.	39
3.7 Equipamentos usados para a determinação do Módulo de Young realizado na FEAGRI	42
3.8 Medição da distância inicial entre as garras superiores e inferiores	42
3.9 Bomba de diafragma (fole)	45
3.10 Disco e setor do disco da bomba de diafragma	46
3.11 Modelo a ser analisado pelo programa SAP90	48
4.1 Curva ajustada dos pontos experimentais obtidos no ensaio tensão de tração-deformação específica realizado na RHODIA S.A.	58

4.2	Resultados do ensaio de tração até 20% de deformação	60
4.3	Curva ajustada para determinar o Módulo de Young da borracha nitrílica utilizada	61
4.4	Definição de número de elementos mediante a sua relação com o volume gerado (espessura 6 mm)	66
4.5	Definição de número de elementos mediante a sua relação com a tensão no diâmetro externo (espessura 7 mm)	67
4.6	Variação do volume com a espessura para diâmetro externo do diafragma: 300 mm	68
4.7	Variação do volume com a espessura para diâmetro externo do diafragma: 350 mm	69
4.8	Variação do volume com a espessura para diâmetro externo do diafragma: 400 mm	70
4.9	Variação da tensão com a espessura para diâmetro externo: 300 mm	72
4.10	Variação da tensão com a espessura para diâmetro externo: 350 mm	73
4.11	Variação da tensão com a espessura para diâmetro externo: 400 mm	74
4.12	Comparação das soluções numéricas com deslocamentos estáticos de 20 mm (uma vez) e 20 mm (4 de 5 em 5 mm)	76
4.13	Características de convergência para modelo analisado com a solução numérica, segundo o número de elementos finitos	80
4.14	Comparação entre a solução analítica e a solução	

numérica do modelo do diafragma	82
4.15 Características de convergência para os momentos fletores nos engastamentos	84

LISTA DE TABELAS

	P.
2.1 Constantes físicas da borracha natural vulcanizada. Comparação com aço, água e uma borracha mais dura, com enchimento de negro de fumo	13
4.1 Ensaio de tração da borracha nitrílica ABNT EB 362 2BG 708 E14 E34 Z1	57
4.2 Definição de número de elementos do modelo, diâmetro ext. 300 mm; diâmetro int. 100 mm; deslocamento estático 20 mm	63
4.3 Volume e tensões máximas para deslocamentos estáticos diferentes. Modelo com 20 elementos, diâmetro exterior= 300 mm, diâmetro interior= 100 mm, espessura de 6 mm	77
4.4 Porcentagens de participação de placa e membrana na tensão máxima para 5, 10, 15 e 20 mm de deslocamento	78
4.5 Solução analítica de placa, modelo de diafragma com diâmetro externo= 300 mm, diâmetro interno = 100 mm, e deslocamento estático = 20 mm	79
4.6 Solução analítica de placa, diafragma com diâmetro externo= 300 mm, diâmetro interno= 100 mm e deslocamento estático= 20 mm. Extremos engastados	81
4.7 Solução numérica de placa, momentos fletores nos engastamentos para diferente número de elementos	83
4.8 Opções de dimensionamento segundo a solução numé-	

	rica com deslocamentos aplicados de 5 em 5 mm	
	para um volume por disco necessário de 0,941 l	87
4.9	Opções de dimensionamento segundo a solução numé- rica com deslocamentos aplicados de 5 em 5 mm	
	para um volume por disco necessário de 0,627 l	87
4.10	Opções de dimensionamento segundo a solução numé- rica com deslocamentos aplicados de 5 em 5 mm	
	para um volume por disco necessário de 0,471 l	88

LISTA DE SÍMBOLOS

σ, σ'	: Tensão de tração (ou compressão)
λ	: Razão de deformação
l	: Comprimento deformado
l_0	: Comprimento não deformado
G	: Módulo de cisalhamento
E	: Módulo de Young (elasticidade)
ϵ, ϵ_0	: Deformação específica
K	: Módulo de expansão volumétrica
e	: Variação unitária do volume
μ	: Coeficiente de Poisson
D	: Módulo de rigidez <u>à</u> flexão da placa
w	: Deflexão
h	: Espessura da placa
M	: Momento soma
m_x, m_y	: Momentos fletores
p_z	: Carregamento perpendicular à superfície média da placa
m_x, m	: Momentos fletores
F	: Força de tração
A	: Área inicial da seção transversal na parte reduzida do espécime
l	: Alongamento do espécime
l_0	: Alongamento na carta
v_h	: Velocidade da cabeça do aparelho

v_c : Velocidade da carta
 a : Raio interno da placa
 R : Raio externo da placa
 f : Frequência de acionamento
 Q : Vazão da bomba
 N : Número de discos ou anéis da bomba
 V : Volume gerado pela deflexão de um disco

1. INTRODUÇÃO

A precisão na dosagem de sementes e a redução de danos provocados às mesmas durante o processo de dosagem têm favorecido o desenvolvimento de mecanismos dosadores pneumáticos nos últimos anos.

A maioria das semeadoras pneumáticas atualmente disponíveis no mercado nacional e internacional tem dosadores de disco vertical com furos na sua periferia; utiliza para gerar a sucção ou a pressão ventiladores principalmente radiais acionadas pela tomada de potência de tratores com mais de 40 kw de potência no motor, dependendo do número de unidades dosadoras da semeadora.

Doutros tipos de mecanismos geradores de sucção ou pressão não são normalmente utilizados. Para agricultores que só dispõem de fontes de potência menor, tal como a tração animal, não foram desenvolvidos mecanismos geradores de vácuo ou pressão que fazem viável a semeadura pneumática.

Por outra parte tem que considerar-se a baixa eficiência dos ventiladores somada à baixa eficiência da transmissão mecânica que estaria associada com o funcionamento de um ventilador de alta rotação acionado

pela roda de um implemento de tração animal em função da baixa velocidade de deslocamento do animal (0.8 m/seg).

Essas baixas eficiências fazem com que o nível de potência disponível seja insuficiente para o acionamento de um ventilador.

O presente trabalho pretende verificar a viabilidade de um sistema de bomba alternativo que evite as duas componentes de baixa eficiência mencionadas.

Precisa-se de um dispositivo que gere a sucção ou pressão necessária para o funcionamento de um mecanismo dosador pneumático com baixo requerimento de potência. Um dispositivo de tais características tornaria possível a semeadora pneumática de tração animal o qual seria um ponto importante para modernizar a agricultura dos pequenos produtores.

A disponibilidade de novas técnicas computadorizadas de projeto de estruturas baseadas no método de elementos finitos permite modelar um dispositivo com as características antes mencionadas, possibilitando simular o seu comportamento sob condições geométricas variadas, quando sujeito às mais variadas solicitações e assim otimizar o seu desempenho.

Com base no que foi mencionado temos, portanto, como objetivo geral:

- Verificar a viabilidade técnica de uma bomba pneumática de diafragma (fole) para operar com dosador de sementes rotativo acoplado a semeadora de tração animal.

E como objetivos específicos do trabalho:

a) Modelar tensões e deformações em um anel do fole através da técnica de elementos finitos.

b) Dimensionar bomba de fole para deslocar a vazão de ar necessária para o dosador de sementes, usando o modelo do item a).

c) Validar os resultados do modelo estrutural proposto através de uma solução analítica da equação diferencial que descreve o comportamento mecânico de um anel do fole.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Bombas de diafragma (fole)

O primeiro passo para propor um sistema alternativo de bombeamento de ar para acionar um mecanismo dosador pneumático foi definir o tipo de bomba a ser usada segundo as exigências básicas dos mecanismos dosadores das semeadoras pneumáticas.

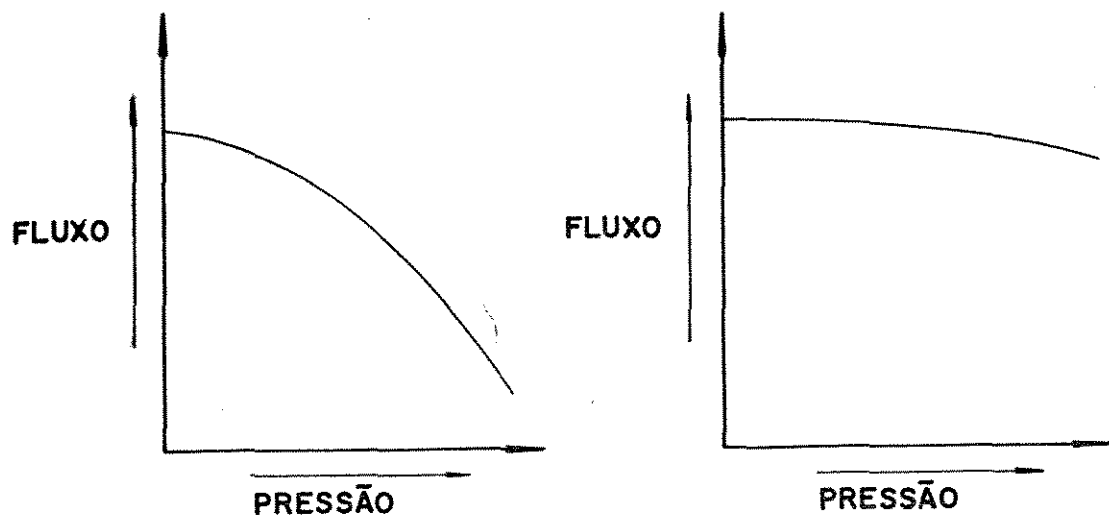
POYNTON (1980a) assinala dois tipos principais de bombas: as de deslocamento não positivo, por exemplo a bomba centrífuga, e as de deslocamento positivo tais como a bomba rotativa ou recíproca.

As bombas de deslocamento positivo são definidas KARASSIK et alii, (1976) como aquelas onde a energia é adicionada ao fluido periodicamente pela aplicação de forças a um ou mais limites móveis de qualquer número desejado de volumes fechados que contém o fluido, resultando em um aumento direto da pressão que movimenta o fluido através de válvulas ou orifícios na linha de descarga. Segundo MOFFAT (1987), ao se referir às bombas de vácuo, as bombas de deslocamento positivo são as que aspiram um volume de ar relativamente constante apesar de qualquer variação no nível de vácuo.

Segundo KARASSIK et alii (1976) nas bombas de deslocamento não positivo ou dinâmicas, a energia é continuamente adicionada ao fluido para aumentar sua velocidade dentro da máquina a valores em excesso daqueles que ocorrem na descarga, de tal modo que subseqüentes reduções de velocidade dentro ou além da bomba resultem em aumento da pressão.

Ainda que o custo de uma bomba centrífuga é baixo, tal como afirma POYNTON (1980a), ela só pode realizar a função dosadora com a ajuda de acessórios de preço alto, não descritos pelo autor.

CUNNINGHAM (1979) salienta que o fluxo de uma bomba de deslocamento positivo (recíproco) muda muito pouco com o aumento da pressão de descarga; já a vazão das bombas centrífugas (dinâmicas) depende da pressão de descarga, assim qualquer aplicação sujeita a flutuações na pressão de descarga precisa de bombas de deslocamento positivo (Figura 2.1). Convém acrescentar que as bombas dinâmicas provém taxas de fluxo muito altas, mas não podem atingir vácuos altos MOFFAT (1987).



B. CENTRÍFUGA

B. RECÍPROCA

FIGURA 2.1 Variação do fluxo com a pressão de descarga para as bombas centrífugas e recíprocas.

Fonte: CUNNINGHAM (1979)

As bombas de deslocamento positivo dividem-se em duas categorias: recíprocas e rotativas. A maioria das bombas rotativas POYNTON (1980a) são impraticáveis para o bombeamento de fluídos corrosivos ou abrasivos, como seria o caso de ar com poeira a ser movimentado em um mecanismo dosador de semeadoras pneumáticas.

As bombas dosadoras recíprocas podem ser, segundo CUNNINGHAM (1979) e KARASSIK et alii (1976):

- De Êmbolo
- De Diafragma (fole)

As bombas recíprocas, não obstante, apresentam um aumento e uma diminuição de pressão alternativamente em um volume confinado. CUNNINGHAM (1979). Isto cria um fluxo pulsante entre as válvulas de entrada e saída. Para se

evitar este fenômeno, as bombas podem ser projetadas com cabeças (unidades) múltiplas. CUNNINGHAM (1979). Figura 2.2.

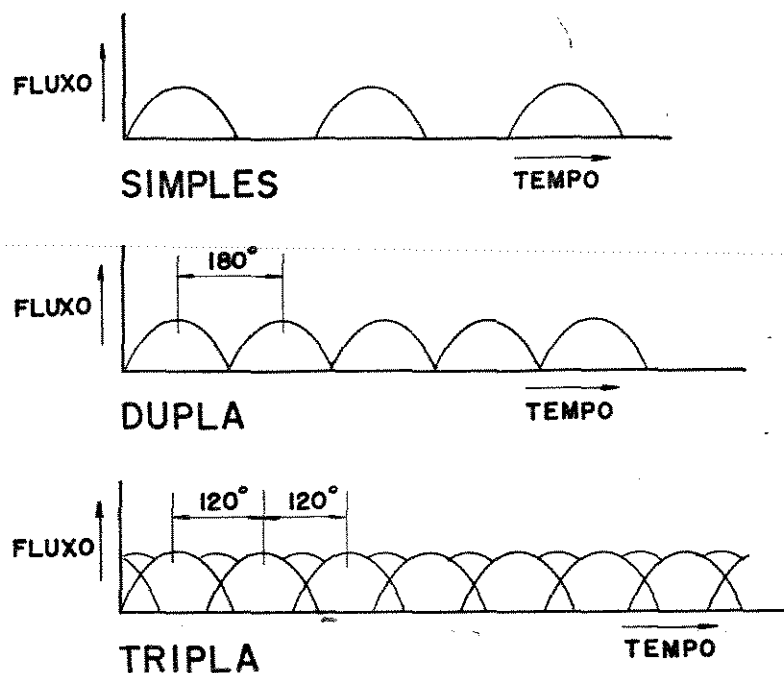


FIGURA 2.2 Características de fluxo para bombas recíprocas simples, ou com duas e três cabeças.

Fonte: CUNNINGHAM (1979)

As bombas de êmbolo providas de engaxetamento corrente são muito usadas como bombas dosadoras. Têm vantagens como a simplicidade, baixo custo, ampla faixa de pressões e capacidades, mas têm um componente crítico: a selagem;

surtem vazamentos pela abrasão dos selos e pistão. CUNNINGHAM (1979).

As bombas de diafragma são usadas, geralmente, quando se precisa o bombeamento de fluidos corrosivos ou abrasivos, contendo uma quantidade apreciável de sólidos.

Segundo STEWART (1984) as bombas de diafragma utilizam um material elástico (tal como a borracha), em vez de um pistão, para efetuar a operação de bombeamento.

As únicas partes em movimento que entram em contacto com o fluido em processo são o diafragma flexível e as válvulas de entrada e saída, indicam HOLLAND & CHAPMAN (1966).

Varios autores classificam as bombas de diafragma segundo a maneira de se transmitir o movimento pulsante ao diafragma HOLLAND & CHAPMAN (1966); KARASSIK et alii (1976); CUNNINGHAM (1979) e POYNTON (1980b):

- Acionamento hidráulico
- Acionamento mecânico
- Acionamento elétrico
- Acionamento pneumático

As bombas acionadas hidraulicamente usam o deslocamento positivo que provém de uma bomba hidráulica para aplicar pressão líquida a um lado de um diafragma, descreve CUNNINGHAM (1979). Apresentam vantagens tais como KARASSIK et alii (1976):

- Alta capacidade de pressão (até 34 N/mm²)
- Vazões de até 75 l/min.
- Não tem vazamentos

- Manutenção mínima

E desvantagem:

- Alto custo

As bombas de diafragma acionadas mecanicamente são comumente utilizadas em aplicações de pressão baixa. O movimento é diretamente transmitido por um eixo excêntrico e o retorno é feito por uma mola de compressão; neste caso é uma prática normal usar anéis concêntricos para suportar o diafragma flexível, definem CUNNINGHAM (1979) e HOLLAND & CHAPMAN (1966). Este tipo de bomba tem as seguintes vantagens KARASSIK et alii, (1976):

- Custo baixo
- Não tem vazamentos
- Baixos custos de manutenção
- Fácil substituição de diafragmas e válvulas

Desvantagens:

- Baixas pressões de descarga (até 1 N/mm²)
- Capacidade limitada (ao redor de 1 l/min)
- Vibração considerável durante o bombeamento.

As bombas de diafragma acionadas eletricamente usam um solenoide para gerar o movimento recíproco de uma haste CUNNINGHAM (1979).

Nas bombas de diafragma acionadas pneumáticamente afirmam HOLLAND & CHAPMAN (1966), o movimento pulsante é obtido mediante a admissão e escape do ar em um lado do diafragma. WILDEN (1986) menciona que sua vazão pode chegar até 870 l/min e pressões de até 0,9 N/mm². Já para o mesmo

tipo de bomba HICKS (1957) assinala vazões de 19 até 227 l/min com pressões de até 0,7 N/mm².

HOLLAND & CHAPPMAN (1966) citam as seguintes vantagens e desvantagens para bombas de diafragma em geral:

- Vantagens: Usualmente são autoaspirantes. Se providas com mecanismo de curso variável, não requerem acionamentos de velocidade variável para alterar a vazão. A bomba pode trabalhar a seco por um período considerável. Não se requerem gaxetas ou selos. As que são acionadas hidráulica ou pneumaticamente podem operar contra uma descarga fechada sem lhe causar dano.

- Desvantagens: As bombas de diafragma são volumosas e as acionadas pneumaticamente experimentam grandes variações de vazão com as mudanças na pressão de descarga; a descarga é pulsante e as acionadas mecanicamente não podem funcionar contra a descarga fechada. Como as bombas de pistão, precisam de válvulas de retenção.

A câmara dos foles é alternadamente estendida e comprimida para criar uma mudança no volume entre um par de válvulas de retenção; o mesmo arranjo usado na maioria das bombas dosadoras recíprocas. Os foles podem ser de metal ou plástico. Se usam comumente o aço inoxidável e o Teflon. As bombas de fole são usadas especialmente para o manuseio de fluidos abrasivos ou corrosivos. Podem ser acionadas, hidráulica, pneumática e mecanicamente. No caso de acionamento mecânico (com camo excêntrico ou mecanismo biela-manivela) a descarga é proporcional ao curso do acionador CUNNINGHAM (1979).

2.2 Propriedades reológicas dos elastômeros

2.2.1 Generalidades

A seguir são apresentados vários trechos de DAVIES (1986) onde são comentados aspectos gerais referentes às características de engenharia da borracha natural.

A borracha natural em bruto consiste de cadeias de polímeros flexíveis e longas; seu peso molecular varia de 100.000 a mais de um milhão. Neste estado tem pouco uso prático; flue facilmente sob carregamento na medida que as moléculas deslizam umas sobre as outras. A fim de converter a borracha num material útil, primeiro deve ser triturada para romper as cadeias longas de polímeros e permitir a introdução de outros componentes.

A vulcanização da borracha natural é um processo para lhe conferir propriedades elásticas em uma ampla faixa de temperaturas; para o qual se introduzem ligações químicas entre as cadeias de polímeros individuais, quebradas pela trituração em comprimentos curtos. Outros ingredientes são: agentes de enchimento, agentes de proteção e catalizadores.

Para vulcanizar a borracha usa-se comumente enxofre ainda que algumas vezes podem ser usados uretanas e peróxidos.

A rigidez da borracha pode elevar-se aumentando o número de enlaces, mas uma grande densidade de enlaces pode

resultar em uma deterioração na resistência. A rigidez pode incrementar-se ou diminuir-se pela adição de enchimentos reforçadores ou óleo. O enchimento usado para aplicações de engenharia de alta qualidade é normalmente o negro de fumo.

Aparte da rigidez, o enchimento pode influenciar a histerese, assim como propriedades de resistência e fadiga. A matéria prima da borracha, sistema de vulcanização e enchimentos determinam as propriedades do produto final.

No trabalho é necessário proteger o componente para que não experimente deterioração, assim, são adicionados produtos químicos à mistura para retardar as mudanças pela oxidação, ataque do ozônio, altas temperaturas de trabalho, etc. A mistura final pode conter também materiais para facilitar o processo de fabricação. A mistura é formada por moldagem ou extrusão para obter o produto final vulcanizado.

A borracha natural é um elastômero com propriedades excelentes para muitas aplicações da engenharia. É selecionada por sua resiliência, resistência a fadiga, ampla faixa de temperaturas de operação, bom ligamento com metais e facilidade na fabricação.

A pesar de ser um material de engenharia bem definido, com boa documentação não só em dados de propriedades mecânicas mas também no seus princípios de projeto, muitos engenheiros ainda ignoram o potencial de utilização da borracha.

Tem sido provado que é possível projetar componentes em borracha com propriedades mecânicas conhecidas e que se

comportam no trabalho tal como foi estimado. Um conhecimento básico destas propriedades mecânicas é indispensável antes de que a borracha natural possa ser utilizada para uma aplicação particular.

2.2.2 Propriedades mecânicas

Na tabela 2.1 são comparadas algumas constantes físicas para uma borracha, "goma" (sem enchimento), outra com enchimento e vulcanizada, aço e água.

TABELA 2.1 Constantes físicas da borracha natural vulcanizada. Comparação com aço, água e uma borracha mais dura, com enchimento de negro de fumo.

Propriedade		Borracha "goma"	Borracha com ench.	Aço	água
Dureza	IRHD	45	65		
Resist. à tração	MN/m ²	28	21	420	
Along. na rupt.	%	680	420	40	
Mód. de Young	MN/m ²	1,9	5,9	210000	
Mód. de cisalh.	MN/m ²	0,54	1,37	81000	
Mod. de exp. vol.	MN/m ²	2000	2400	176000	2100
Coef. Poisson		0,4997	0,4997	0,29	
Resiliência	%	80	60	100	
Grav. espec.		0,93	1,16	7,7	1

Fonte: DAVIES (1986)

DAVIES (1986) afirma que um componente de borracha freqüentemente se especifica e controla a sua qualidade pela dureza e as propriedades de tensão-deformação à tração.

MENOUGH (1987) afirma que entre mais dura a borracha, é mais resistente à deformação.

MENOUGH (1987) complementa, que os projetistas cometem o erro de assumir uma correlação direta entre a dureza da borracha e a rigidez. Embora exista uma relação geral, esta não é precisa. Se o projeto é crítico, a dureza só é pouco precisa para se definir o comportamento mecânico do material.

A dureza é medida em "International Rubber Hardness Degress" (IRHD) a qual corresponde aproximadamente com a escala Shore A.

2.2.2.1 Características tensão-deformação específica da borracha

Uma clara definição do comportamento carga-deformação é indispensável para projetar peças de borracha; isto é definir as suas constantes elásticas.

MARK (1982) define a elasticidade da borracha como uma deformabilidade muito grande com uma completa recuperabilidade. Focaliza o assunto do ponto de vista molecular para: explicar a origem de forças de retração elásticas e desenvolver equações elásticas de estado. SUZUKI et alii (1984-85) propõem um modelo de estrutura reticular para explicar o comportamento tensão-deformação específica de uma borracha natural vulcanizada.

Por outra parte OGDEN (1986) comenta avanços recentes na teoria fenomenológica da elasticidade da borracha. As

propriedades mecânicas isotérmicas podem ser representadas em termos de uma função da energia de deformação elástica. Resume o autor que a função energia de deformação em termos das deformações, fornecem uma muito boa correspondência entre as relações teóricas tensão-deformação específica e os dados experimentais existentes.

Antes TOBISCH (1980) já tinha discutido uma equação para a energia de deformação dos elastômeros. Esta equação pode descrever o comportamento tensão-deformação específica sob tração ou compressão simples, extensão biaxial e cisalhamento puro, para altas deformações específicas.

Assim para tração ou compressão simples:

$$\sigma_e = 2 \bar{G} (e^{\lambda^2} - 1) - \lambda^{-3/2} \cdot e^{\lambda^2} + B (1 - \lambda^{-2}) \quad [2.1]$$

onde:

σ_e : tensão de tração (compressão);

λ : razão de deformação (l/l_0);

l : comprimento deformado;

l_0 : comprimento não deformado

$\bar{G}$: constante do material;

A, B: constantes

A constante do material (G = Módulo de cisalhamento) é aproximadamente igual a $1/3$ do Módulo de Young (elasticidade, E) como pode ser mostrado diferenciando a eq. [2.1] com respeito a λ :

$$E = 3 \cdot G = d\sigma_e / d\lambda \quad [2.2]$$

onde G é o Módulo de cisalhamento para $\lambda = 1$

$$E = 3 \cdot [\bar{G} \cdot (1 + 2A) + B] ; \quad [2.3]$$

onde $A \ll 1$ e $B \ll \bar{G}$, segue-se que $E \approx 3\bar{G}$ ou $G \approx \bar{G}$

Outra tentativa para equacionar o comportamento tensão-deformação específica foi feita por NAGEL (1977). Para muitos compostos de borracha tal comportamento foi ajustado pela equação empírica a seguir:

$$\sigma = M \cdot \epsilon_0^b \cdot e^{c \cdot \epsilon_0} \quad [2.4]$$

onde,

σ : tensão de tração;

ϵ_0 : deformação específica = $(l - l_0)/l_0$

l : comprimento deformado

l_0 : comprimento não deformado

b, c : constantes de uma formulação em particular

M : módulo do material

Convém salientar que para se obter tal equação são necessários os dados fornecidos pelo ensaio de tração padrão ASTM. Também, acrescenta NAGEL (1977) que para o modelo apresentado, o módulo a 100% de deformação específica é definido como Módulo de Young.

MENOUGH (1987) menciona que o módulo de Young é uma das propriedades mais utilizada no projeto de produtos; e é uma constante para a maioria dos materiais. Infelizmente para a borracha não. DAVIES (1986) afirma que as curvas carga-deformação para borracha em tração e compressão são lineares para deformações de algumas unidades percentuais e que o valor do Módulo de Young pode obter-se nessa região

linear. Tal fato também é destacado em ENGINEERING (1980), "a pequenas deformações, $< 5\%$, a curva tensão-deformação específica é essencialmente linear em cada modo de deformação e o Módulo de Young, E , pode usarse para caracterizar o comportamento carga-deformação tal como é feito para outros materiais". São anotados, os seguintes valores de Módulo de Young: para uma "goma" vulcanizada $E = 0,92$ MPa e para uma borracha vulcanizada com enchimento preto $E = 9,4$ MPa.

Ao respeito MENOUGH (1987) confirma que os valores de tensões de tração e compressão geralmente se aproximam uns aos outros para baixos níveis de deformação específica (menos do que 10%) e que tais valores se afastam fortemente na medida que os níveis de deformação específica aumentam.

Convém salientar que os compostos de borracha exibem uma resposta elástica não linear e permanecem elásticos a deformações de algumas centenas percentais, bem acima da faixa elástica de outros materiais, TABADDOR (1987) e GREGORY (1985).

DAVIES (1986) e DERHAM (1986) mencionam que a borracha pode ser considerada incompressível, tem um coeficiente de Poisson, μ ; muito próximo a 0,5 o qual, como anota TIMOSHENKO (1985) quer dizer que durante a distensão o volume permanece aproximadamente constante.

FEODOSIEV (1985) indica as seguintes equações para prová-lo:

O incremento absoluto do volume de um paralelepípedo elementar é:

$$\Delta V = dx \, dy \, dz (1+\epsilon_x)(1+\epsilon_y)(1+\epsilon_z) - dx \, dy \, dz \quad [2.5]$$

Desprezando os produtos das deformações lineares que são magnitudes pequenas em comparação com as primeiras potências, obtém-se:

$$\Delta V = dx \, dy \, dz (\epsilon_x + \epsilon_y + \epsilon_z) \quad [2.6]$$

A variação unitária do volume, e , é igual à soma das deformações lineares:

$$e = \Delta V/V = \epsilon_x + \epsilon_y + \epsilon_z \quad [2.7]$$

Por outra parte:

$$\epsilon_x = 1/E [\sigma_x - \mu(\sigma_y + \sigma_z)] \quad [2.8]$$

$$\epsilon_y = 1/E [\sigma_y - \mu(\sigma_x + \sigma_z)] \quad [2.9]$$

$$\epsilon_z = 1/E [\sigma_z - \mu(\sigma_x + \sigma_y)] \quad [2.10]$$

Somando os dois membros destas equações obtém-se:

$$e = \frac{1-2\mu}{E} (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z) \quad [2.11]$$

Portanto para $\mu = 0,5$ -----> $e = 0$

Segundo FINNEY (1986) frequentemente assume-se que $\mu = 0,5$ e $E = 4,34$ MPa. Estes valores renderiam um módulo de cisalhamento G , de 1,45 MPa e um módulo de expansão volumétrica, K , infinito. Convém lembrar que estas quantidades são definidas segundo TIMOSHENKO & GOODIER (1980), como:

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)} \quad [2.12]$$

$$K = \frac{E}{3(1 - 2\mu)} \quad [2.13]$$

Os mesmos cálculos tomando-se $\mu = 0,495$ dariam $G = 1,45$ MPa e $K = 145$ MPa. Porém, dados obtidos em testes de laboratório mostram que o K dos elastômeros é 7 a 20 vezes o valor obtido com $\mu = 0,495$ e certamente também não é infinito como implica um $\mu = 0,5$.

Testes para determinar G e K para elastômeros mostram que o coeficiente de Poisson para estes materiais está entre 0,499 e 0,4999 FINNEY (1986); o valor de 0,4997 apresentado na tabela 2.1 confirma esta definição.

Através desta revisão bibliográfica têm sido apresentados valores de Módulo de Elasticidade para a borracha, na faixa de 1 a 10 MPa, segundo a formulação do composto. Constata-se assim a necessidade de fazer uma determinação experimental desta constante elástica.

2.2.3 Modelos elásticos da borracha nas análises pela técnica de elementos finitos

Tem sido verificado recentemente por FINNEY (1987) que o uso da técnica de elementos finitos no projeto e análise de componentes elastoméricos tem-se limitado basicamente a um pequeno sector de "alta-tecnologia" na indústria dos elastômeros.

Isto devido a uma ou mais das seguintes causas, anota FINNEY (1987):

- a) Carência de um programa de elementos finitos adequado e disponível para a indústria de elastômeros em geral.
- b) Ausência de facilidades para se rodar o programa de elementos finitos, a nível doméstico;
- c) Falta de engenheiros preparados no uso prático de programas de elementos finitos;
- d) Uso tradicional de métodos de "prova e erro" junto com dados empíricos;
- e) Engenharia cujos antecedentes não incluíram uso extensivo de computadores;
- f) Desconfiança de soluções geradas por computadores
- g) Custo

As peças elastoméricas, continua FINNEY (1986), usualmente são projetadas, usando equações de "forma fechada" as quais aplicam só a formatos regulares, ou com equações empíricas, desenvolvidas a partir de projetos previos que têm tido sucesso.

Normalmente, as especificações do projeto não são atingidas na primeira tentativa devendo mudar-se os equipamentos e a sequência começa de novo. Este ciclo continua até que o componente finalmente dá a resposta requerida. FINNEY (1986).

Nesse processo o orçamento torna-se insuficiente, e os cronogramas são atrasados. A configuração final funciona,

mas não sabe-se exactamente porque; se o cliente precisa mudar o tamanho ou a geometria do produto, a experiência anterior é pouco aproveitada.

Este cenário está mudando com o uso de técnicas de elementos finitos, originalmente desenvolvidas para peças elastoméricas usadas nas indústrias do petróleo e aeroespaciais. Os programas novos são baseados nos sistemas convencionais de elementos finitos que têm sido reescritos para se acomodar à natureza aproximadamente incompressível dos elastômeros. FINNEY (1986).

Convém salientar que a maioria das equações usadas normalmente usam uma ou mais das seguintes hipóteses:

- A borracha é incompressível;
- As propriedades do material elastomérico são lineares;
- A mudança na geometria não afeta a solução;
- O padrão de tensões é uniforme ou simétrico ao redor de algum eixo;
- O formato da peça é de geometria regular tal como um círculo, um quadrado, um retângulo ou um cilindro.

O uso de um programa de elementos finitos linear elimina as hipóteses de que a borracha seja incompressível; que o padrão de tensões seja uniforme; ou que o formato seja um círculo, um quadrado, um retângulo ou um cilindro.

O uso de um programa de elementos finitos não linear elimina todas as hipóteses.

Existem aplicações onde a análise de elementos finitos linear é a escolha apropriada, assim evitando as

complexidades da análise não linear. Esta ampla classe de problemas são geralmente os casos onde o nível de deformação é baixo.

O uso de um programa de elementos finitos não linear introduz o problema crítico de como se definir as características não lineares do elastômero.

É importante aclarar que existem neste caso dois tipos de não linearidade: a geométrica e a do material.

Segundo MARTIN & CAREY (1973) a não linearidade geométrica refere-se a problemas de grandes deflexões nos quais a configuração deformada deve usar-se para escrever as equações de equilíbrio e a problemas relacionados com a estabilidade estrutural. Esta não linearidade é introduzida na teoria da elasticidade através das equações de equilíbrio e pela inclusão de termos de ordem maior na relação deformação-deslocamento.

A não linearidade do material indica que a relação funcional geral entre tensões e deformações do material não é linear.

FINNEY (1986) indica a possibilidade de usar um procedimento iterativo para solucionar problemas não lineares, atualizando a geometria do modelo a fim de incorporar a deformação que acontece durante cada incremento de carga e somando tanto a carga quanto a deflexão após cada iteração.

Também MARTIN & CAREY (1973) relatam as tentativas para solucionar problemas de não linearidade geométrica

mediante a aplicação de incrementos da teoria de elementos finitos linear recalculando as coordenadas e cargas antes de cada incremento do carregamento.

2.3 Comportamento mecânico do diafragma

O cálculo da maioria dos elementos das estruturas de engenharia pode-se reduzir ao procedimento de cálculo da barra ou da casca como afirma FEODOSIEV (1985).

No obstante, PFLÜGER (1964) classifica de uma maneira mais geral os elementos construtivos utilizados nas estruturas: a) os mais comuns, as barras ou peças elásticas unidimensionais; às quais devido ao seu formato geométrico especial é possível estabelecer uma série de suposições que facilitam consideravelmente o cálculo de tensões e deformações; a diferença de b) um caso mais geral de corpos que devem estudar-se como contínuos, elásticos e tridimensionais; e entre as duas anteriores; c) estruturas superficiais bidimensionais, quando uma dimensão é muito menor que as outras duas, correspondendo à definição dada por FEODOSIEV (1985) às cascas, ou às denominadas estruturas de superfície por DE ZAGOTTIS (1971).

O lugar geométrico dos pontos equidistantes das duas superfícies da estrutura denomina-se superfície média FEODOSIEV (1985).

Quando a superfície média for plana, a estrutura é denominada placa, FEODOSIEV (1985), DE ZAGOTTIS (1971), SZILARD (1974), e PFLÜGER (1964).

SZILARD (1974) menciona como são subdivididas as placas segundo a sua ação estrutural:

a) Placas rígidas, são placas com rigidez à flexão, sustentando cargas perpendiculares ao plano através de momentos internos (fletor e torçor) e de esforços cisalhantes transversais ao plano da placa, geralmente de uma maneira similar às vigas (Figura 2.3a). Na prática da engenharia o termo *placa* refere-se a estas placas rígidas.

b) *Membranas*, as quais são placas finas que não resistem à flexão, sustentam as cargas por forças axiais e de cisalhamento central (Figura 2.3b). Esta ação de carregamento pode se aproximar a uma rede de cabos tensionados já que em razão da sua pequena espessura, os momentos de resistência são de magnitude desprezível.

c) Placas flexíveis, as quais representam uma combinação do comportamento de placas rígidas e membranas, e "carregam" cargas externas pela ação combinada de momentos internos, forças de cisalhamento transversal e central, e forças axiais no plano da placa (Figura 2.3c).

d) Placas grossas, aquelas cuja condição de tensões internas se assemelha aos contínuos tridimensionais.

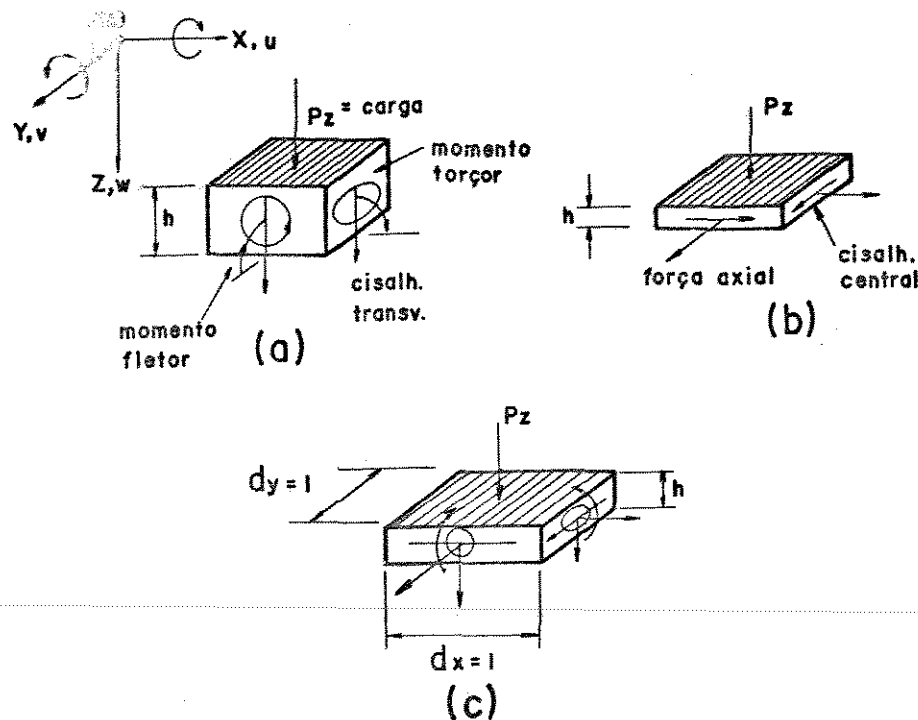


FIGURA 2.3 Esforços internos em vários tipos de elementos placa.

Fonte: SZILARD (1974)

Quando a superfície média não for plana, isto é, for curvada em forma arbitrária, a estrutura de superfície é denominada casca. DE ZAGOTTIS (1971) e PFLÜGER (1964).

Em muitos problemas de deformação de cascas, as tensões de flexão podem ser desprezadas e somente as tensões devidas à deformação específica na superfície média da casca precisam ser consideradas, mencionam TIMOSHENKO & WOINONSKY-KRIEGER (1959).

DE ZAGOTTIS (1971) afirma que "adotando a hipótese de que na casca não aparecem momentos fletores e momentos de torção, mas, apenas, forças normais nas seções principais, é possível desenvolver uma teoria bastante simples para o cálculo de tais esforços. Essa teoria é chamada Teoria de Membrana".

Para que o comportamento da estrutura apresente boa aproximação com a Teoria de Membrana, é necessário que ela esteja apoiada de forma que as reações de apoio produzam apenas forças normais. Além disso, é necessário que não existam variações bruscas de carregamento distribuído, que não tenha engastamentos e ao mesmo tempo não existam forças nem momentos concentrados DE ZAGOTTIS (1971) e FEODOSIEV (1985).

A teoria de placas, ao igual que todas as teorias de estruturas, discrimina com ênfase as estruturas que têm pequenas deflexões de aquelas que têm deflexões grandes. Para as primeiras, a lei de superposição é aplicável, em quanto que para as últimas devem-se usar "teorias estruturais de segunda ordem" afirma SZILARD (1974)

De outra sorte, continua SZILARD (1974) "as teorias de placas, também podem ser agrupadas segundo as suas relações tensão-deformação. As teorias de placas elásticas estão baseadas na hipótese de uma relação linear entre tensão e deformação específica na forma da bem conhecida lei de Hooke, enquanto que a elasticidade não linear, plasticidade e viscoelasticidade consideram relações tensão-deformação específica mais complexas".

2.3.1 Equação diferencial de placas no sistema cartesiano de coordenadas.

A teoria de placas com pequenas deflexões é atribuída geralmente a KIRCHHOFF & LOVE citados por SZILARD (1974), e baseada nas hipóteses a seguir:

a) O material da placa é elástico, homogêneo e isotrópico.

b) A placa é inicialmente plana.

c) A espessura da placa é pequena comparada às outras dimensões. A menor dimensão lateral da placa é ao menos dez vezes maior do que a sua espessura.

d) As deflexões são pequenas se comparadas com a espessura da placa. A deflexão máxima de $1/10$ a $1/5$ da espessura é considerado como limite para a teoria de pequena deflexão. Esta limitação pode ser fixada também em termos de comprimento, isto é, a deflexão máxima é menor do que $1/50$ do comprimento do menor vão.

e) As inclinações da superfície média deformada são pequenas se comparadas a a).

f) Os pontos pertencentes, antes da deformação, a retas normais à superfície média encontram-se, após a deformação sobre retas perpendiculares à superfície média deformada (deformações devido a cisalhamento transversal serão desprezadas).

g) A deflexão da placa se produz pelo deslocamento de pontos da superfície média, normal ao seu plano inicial.

h) As tensões normais à superfície média são desprezíveis em relação às demais tensões.

A equação diferencial de uma placa elástica delgada sujeita a um carregamento (p_z) distribuído normalmente à superfície da placa é:

$$\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} = \frac{p_x(x,y)}{D} \quad [2.14]$$

ou usando o operador Laplaciano bidimensional:

$$D \nabla^2 \nabla^2 w = p_x \quad [2.15]$$

onde:

$$D = \frac{E \cdot h^3}{12(1-\mu^2)} \quad [2.16]$$

onde:

E: Módulo de Young do material,

h: Espessura da placa,

μ : Coeficiente de Poisson do material.

A quantidade D é chamada de módulo de rigidez à flexão da placa.

A eq. [2.14] é uma equação diferencial parcial, não homogênea de quarta ordem do tipo elíptica com coeficientes constantes, frequentemente chamada: equação biarmônica não homogênea.

O problema de placa considera-se resolvido ao se achar uma expressão adequada para a superfície da placa deflectada $w(x,y)$ que satisfaça simultaneamente a equação diferencial [2.14] e as condições de contorno.

Deve mencionar-se que as vezes tem vantagens usar um momento soma como segue:

$$M = \frac{1}{1+\mu} (m_x + m_y) = -D \nabla^2 w \quad [2.17]$$

onde m_x e m_y são momentos fletores.

A introdução deste momento-soma permite expressar a equação diferencial de quarta ordem da placa em uma equação diferencial de segunda ordem, assim:

$$\nabla^2 M = -P_x \quad [2.18]$$

$$\nabla^2 w = - \frac{M}{D} \quad [2.19]$$

2.3.2 Equação diferencial de placas circulares

Para analisar as placas circulares é conveniente expressar a eq. [2.15] no sistema de coordenadas polares, SZILARD (1974):

$$\nabla_r^2 \nabla_r^2 w = \frac{P_x(r, \varphi)}{D} \quad [2.20]$$

No caso do carregamento ser distribuído normalmente à superfície, axialmente simétrico com respeito à origem do sistema de coordenadas polares, a equação fica:

$$\nabla_r^2 \nabla_r^2 w(r) = \frac{d^4 w}{dr^4} + 2 \frac{d^2 w}{r dr^2} - \frac{1}{r^2} \frac{d^2 w}{dr^2} + \frac{1}{r^2} \frac{dw}{dr} = \frac{P_x(r)}{D} \quad [2.21]$$

Os momentos fletores :

$$m_r = -D \left(\frac{d^2 w}{dr^2} + \frac{\mu}{r} \frac{dw}{dr} \right), \quad [2.22]$$

$$m_\varphi = -D \left(\mu \frac{d^2 w}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dw}{dr} \right), \quad [2.23]$$

O momento soma:

$$M = - D \cdot \nabla_r^2 w \quad [2.24]$$

e

$$\nabla_r^2 M = -p_z(r) \quad [2.25]$$

onde:

$$M = - \int \frac{dr}{r} \int p_z(r) \cdot r \cdot dr \quad [2.26]$$

2.3.3 Teoria de placas para grandes deflexões

As equações diferenciais anteriores fornecem resultados suficientemente precisos para pequenas deflexões ($w \leq 0,2h$).

Porém, SZILARD (1974) indica que se aumentarmos a magnitude das deflexões além de um certo nível ($w \geq 0,3h$), as deflexões são acompanhadas pelo alongamento da superfície média. As forças de membrana produzidas por esse alongamento podem ajudar a sustentar as cargas. Quando a magnitude da deflexão máxima atinge a ordem da espessura da placa ($w \approx h$) a ação de membrana torna-se comparável à da flexão.

Além deste limite ($w_{max} > h$), a ação de membrana predomina. Desta forma, para tais problemas, faz-se obrigatório o uso da teoria de grandes deflexões.

Ao serem incluídas as forças de membrana surgem tensões no plano e teremos duas incógnitas: a deflexão w e a função de tensão de Airy, Φ . A equação diferencial que

rege a teoria de placas de grandes deflexões pode ser escrita assim SZILARD (1974):

$$\frac{D}{h} \nabla^4 w(x,y) = \mathcal{L}(w,\phi) + \frac{P_x}{h} \quad [2.27]$$

$$\frac{1}{E} \nabla^4 \phi(x,y) = - \frac{1}{2} \mathcal{L}(w,w) \quad [2.28]$$

onde:

$$\mathcal{L}(w,\phi) = \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} - 2 \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \frac{\partial^2 \phi}{\partial x \partial y} \quad [2.29]$$

As eq. [2.27] e [2.28] são equações diferenciais parciais não lineares de quarta ordem. As não linearidades geométricas são causadas tanto pelos termos de alta ordem das derivadas quanto pelos seus produtos.

Soluções exatas das eq. [2.27] e [2.28] são extremadamente incômodas. Geralmente usam-se métodos aproximados baseados no método variacional ou técnicas de elementos finitos em combinação com procedimentos iterativos, assinala SZILARD (1974).

3. MATERIAL E MÉTODOS

3.1 Material

3.1.1 Borracha

Amostras de Borracha Nitrílica, Butadieno Acrilonitrila "NBR", classificação ABNT E B 362 2BG 708 E14 E34 Z1 ou seu equivalente ASTM D2000 M2BG 706 E014 E034 Z1. (Catálogo DEION: Lençóis e Placas de Borracha). Deve mencionar-se que esta borracha foi selecionada em razão de sua disponibilidade comercial acompanhada de especificações técnicas.

A classificação da borracha segundo a norma ABNT EB-362 (e Catálogo do fabricante) indica as características a seguir:

- Dureza, MB-497, Durômetro A, ± 5 unidades: 70
- Tensão de ruptura, MB-57, mínimo: 55 kgf/cm²
- Alongamento de ruptura, MB-57, mínimo: 150%
- Peso específico: 1,46 g/cm³
- Resistência aos líquidos orgânicos, MB-408, óleo nº 1, 70 horas a 100°C:
 - + Variação de dureza, máximo: -5 a +10 unidades
 - + Variação da tensão de ruptura, máximo: -25%

- + Variação de alongamento de ruptura, máximo: -45%
- + Variação do volume, máximo: -10 a +5%
- Resistência aos líquidos orgânicos, MB-408, óleo nº 3, 70 horas a 100°C:
 - + Variação da dureza: -10 a +5 unidades
 - + Variação da tensão de ruptura, máximo: -45%
 - + Variação do alongamento de ruptura, máximo: -45%
 - + Variação do volume: 0 a +25%
- Cor: cinza

3.1.2 Equipamentos e material em geral

- Microcomputador compatível com a linha PC, com 704 Kbytes de memória, coprocessador matemático e disco rígido de 30 Mbytes.
- "Software" para análise estrutural SAP 90.
- Aparelho de Teste Digital "Adamel Lhomargy-Division d'INSTRUMENT S.A." Modelo DY 14 com capacidade de 500 daN (células de carga intercambiáveis com "strain gages" de 5-50-500 daN) e velocidade de 5 a 500 mm/min.
- Durômetro shore "A" com suporte "Microtest" 7206-SB.
- Aparelho "Ottawa Texture Measurement System" com célula de carga (strain gage) de 50 kgf, e velocidade de deslocamento variável.
- Acondicionador de Sinais "Daytronic 9010"
- Registrador de carta "Riken Denshi, Model SP-65P"
- Garras para implementar as medições de forças de tração no aparelho "Ottawa Texture Measurement System"

construídas no Laboratório de Máquinas Agrícolas da FEAGRI (vide Figura 3.1).

- Paquímetro.
- Micrômetro, com leituras de 0,01 mm

3.2 Métodos

3.2.1 Determinação experimental das características tensão à tração - deformação específica da borracha.

Foi feita em duas etapas: primeira, uma determinação que segue basicamente a norma ASTM D 412-68: Método padrão de ensaio de tração de borracha vulcanizada, realizada no Laboratório de Aplicações - Silica da Industria de produtos químicos RHODIA S.A.; e segunda um teste efetuado no Laboratório de Propriedades Mecânicas dos Materiais Biológicos da Faculdade de Engenharia Agrícola, FEAGRI da UNICAMP, com o propósito de fazer uma determinação precisa do Módulo de Young (Elasticidade) da borracha utilizada.

Para a realização dos ensaios foi adquirida no comércio uma amostra cortada de um lençol da borracha descrita no item 3.1.1 deste capítulo, de dimensões 1,00 x 0,50 m e com uma espessura de 3,2 mm (1/8")

3.2.1.1 Ensaio de tração até 500% de deformação específica

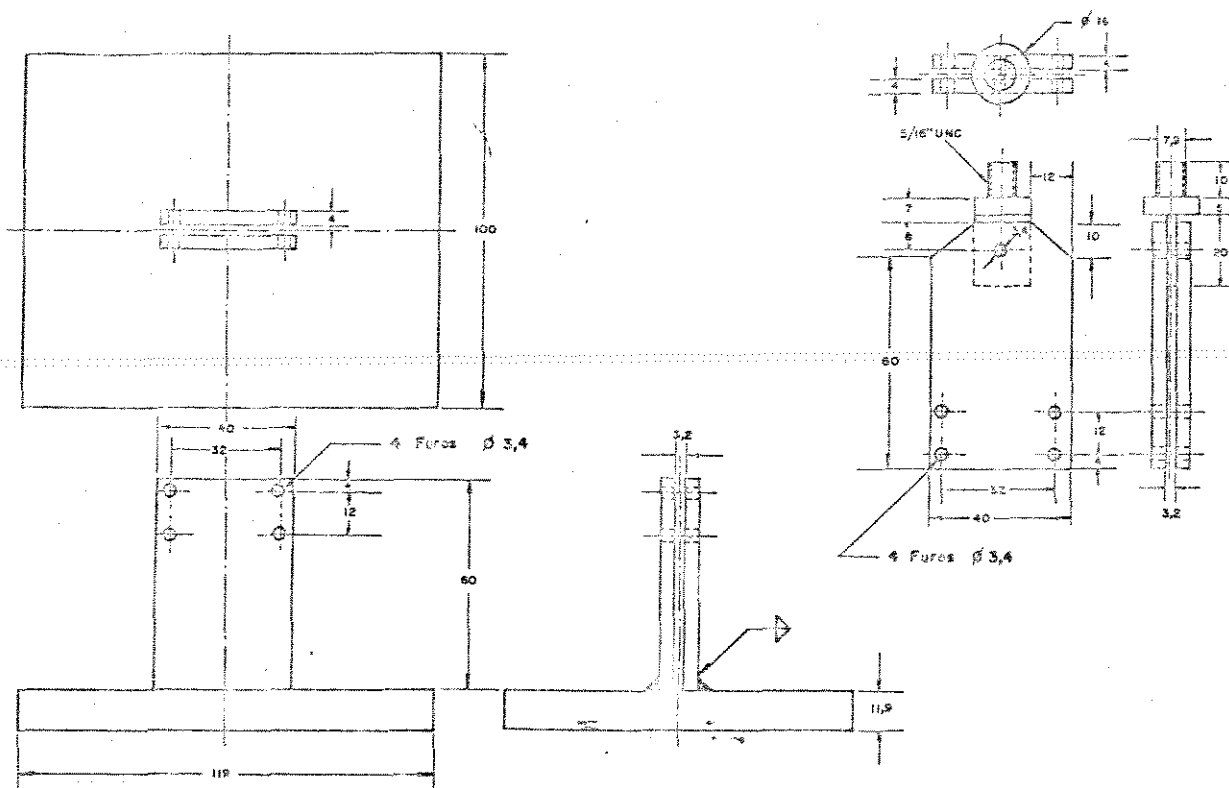


FIGURA 3.1 Garras para medições de forças de tração.

Foram cortados vários espécimes com formato tipo "halterê" mediante uma matriz padrão, cujas dimensões correspondem aproximadamente às da matriz "C" descritas na Norma ASTM D 412-68. As principais dimensões dos espécimes são apresentadas na Figura 3.2.

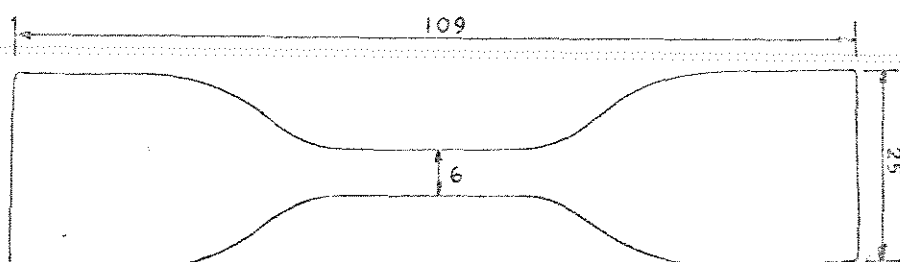


FIGURA 3.2 Principais dimensões dos espécimes de borracha

Na Figura 3.3 mostra-se a maneira como foram efetuados os cortes. Em todos os casos, o corte dos espécimes de prova foram feitos com uma passada só da ferramentagem de corte para se obter superfícies de corte uniformes.

Quatro espécimes foram selecionadas para efetivar este ensaio. Inicialmente foi feita a medição da espessura dos espécimes com micrômetro (leituras de 0,01 mm). Para cada um é registrado o menor valor de espessura, medida na seção reduzida do espécime. A Figura 3.4 mostra um detalhe desta medição.



FIGURA 3.3 Corte de espécimes realizado na RHODIA S.A.

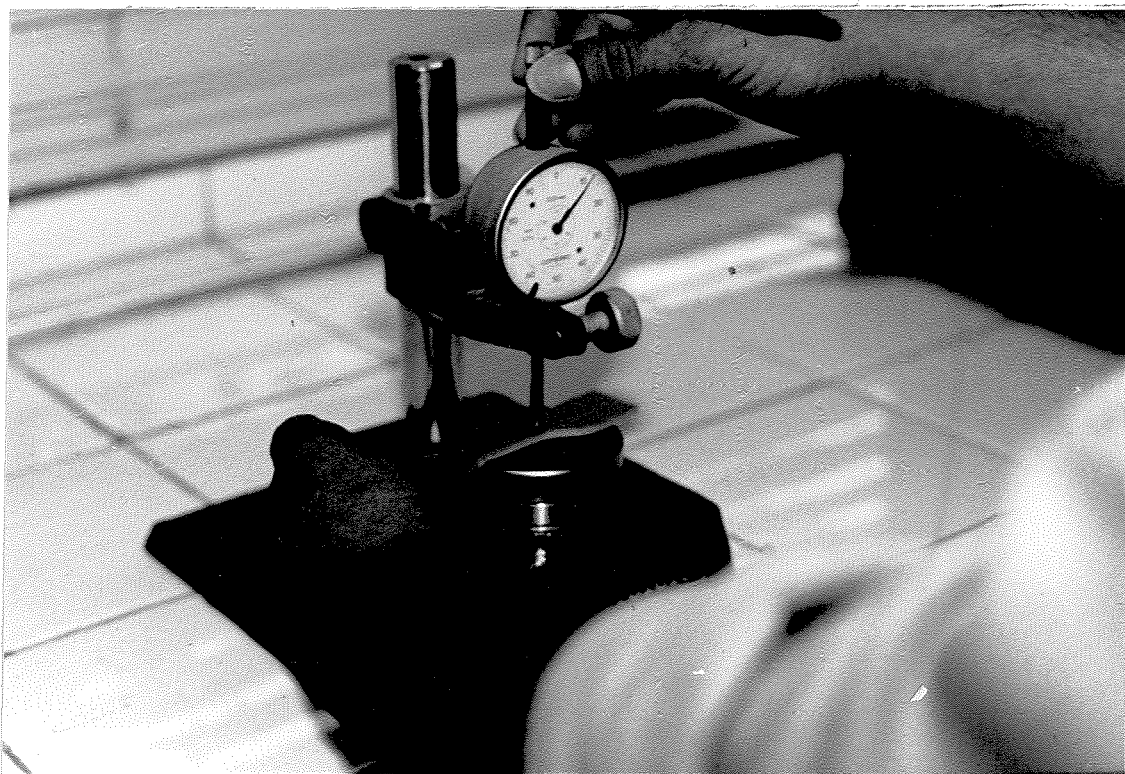


FIGURA 3.4 Medição da espessura dos espécimes.

Para se realizar as medições de deformação específica foram feitas marcas com caneta especial colocadas na seção reduzida dos espécimes, equidistantes do seu centro e espaçadas 20 mm aproximadamente, (vide Figura 3.5).

A máquina de ensaio "Adamel Lhomargh" foi calibrada previamente. O dinamômetro foi preparado com a célula de carga de 50 daN. As medições de força de tração foram registradas em uma carta que permitia leituras de 0,25 daN.

A medição da deformação específica foi feita com uma régua calibrada e marcada para fornecer as deformações específicas de 100%, 200%... até a deformação correspondente à ruptura, tal como é mostrado na Figura 3.6.

Os espécimes foram colocados nas garras da máquina de ensaio, tendo o cuidado de ajustá-los simetricamente a fim de que as forças de tração estivessem distribuídas uniformemente na sua seção transversal.

No decorrer de cada teste, era dado um sinal ao equipamento para que fossem registradas marcas na curva força-alongamento correspondentes às deformações específicas de 100%, 200%, 300%, 400%, 500% e ruptura.

As velocidades da cabeça e da carta nos testes foram de 500 e 25 mm/min respectivamente.

Posteriormente foram determinadas as durezas shore A dos 4 espécimes testados a fim de verificar a informação fornecida pelo fabricante.

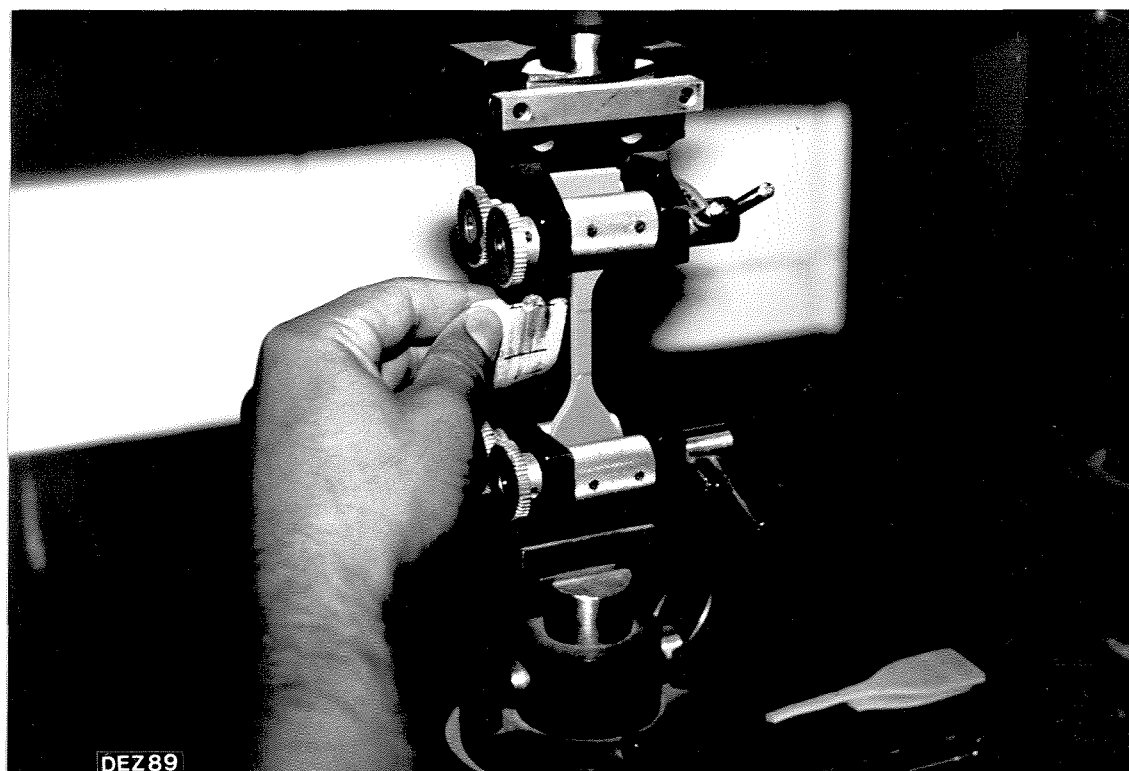


FIGURA 3.5 Espécime marcado e colocado nas garras para a medição da deformação específica.

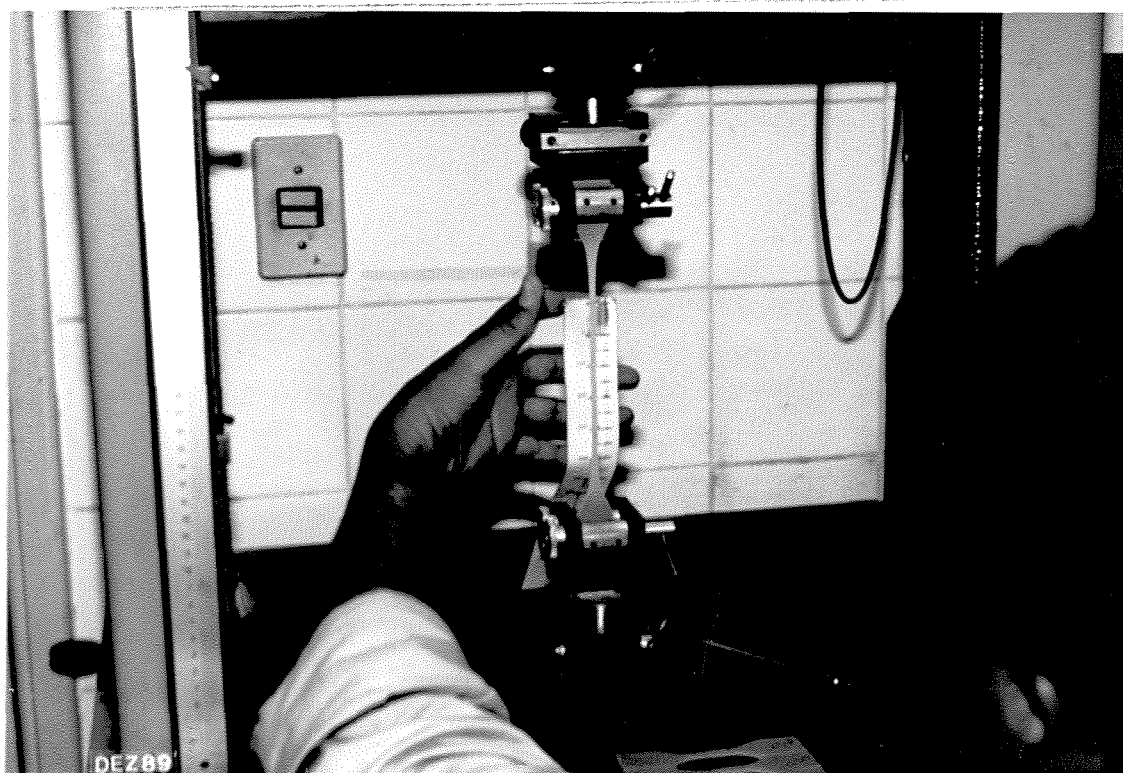


FIGURA 3.6 Medição da deformação específica no ensaio efetuado na RHODIA S.A.

A partir dos resultados obtidos no teste descrito neste item, não foi possível determinar o Módulo de Elasticidade da borracha na faixa linear da curva tensão - deformação. Segundo a revisão bibliográfica o mesmo deve ser determinado para pequenas deformações específicas (<5%). Se efetivou um ensaio adicional com um equipamento capaz de registrar com maior exatidão os valores das tensões de tração a pequenas deformações específicas.

3.2.1.2 Ensaio de tração até 20% de deformação específica.

Os espécimes utilizados para este teste foram cortados da mesma maneira que na prova descrita no item anterior, com a mesma matriz.

O equipamento usado é um sistema para medir a reação do material a uma força aplicada linearmente. Segundo TIMBERS et alii (1985) consiste de três componentes básicos: a) um mecanismo de deformação ou prensa; b) um sistema para registrar força e deformação contra tempo e c) uma cela para segurar a amostra apropriadamente enquanto está sendo deformada.

Consiste de uma prensa acionada elétrica-mecanicamente com um transdutor de força para detectar a força (compressão ou tração) requerida para deformar a amostra. A saída do transdutor é ligada a um amplificador que aumenta o nível do sinal para ser registrada numa tira de papel para graficar TIMBERS et alii (1985). A Figura 3.7 mostra um aspecto dos equipamentos.

Foram construídas umas garras especiais (veze Figura 3.1) para fixar os espécimes no ensaio de tração.

Convém salientar que no decorrer dos testes foi preciso alinhar as garras superiores e inferiores para evitar componentes de flexão ou torção, permitindo apenas tensão de tração na seção reduzida do espécime.

Após a calibragem dos aparelhos o espécime foi colocado apropriadamente nas garras. Mediu-se a distância entre as garras superior e inferior, na seção reduzida do espécime, tal como se observa na Figura 3.8, para assim estabelecer o comprimento inicial que serve para os cálculos da deformação específica.

Foram testados 6 espécimes. Em cada teste foi obtido um gráfico contínuo de força contra alongamento na carta. A força de tração dividida pela área da seção transversal na parte reduzida determina a tensão de tração. Mediante uma relação entre as velocidades da carta e da cabeça determinou-se o alongamento do espécime.

A continuação apresentam-se os parâmetros pertinentes para a determinação do Módulo de Elasticidade:

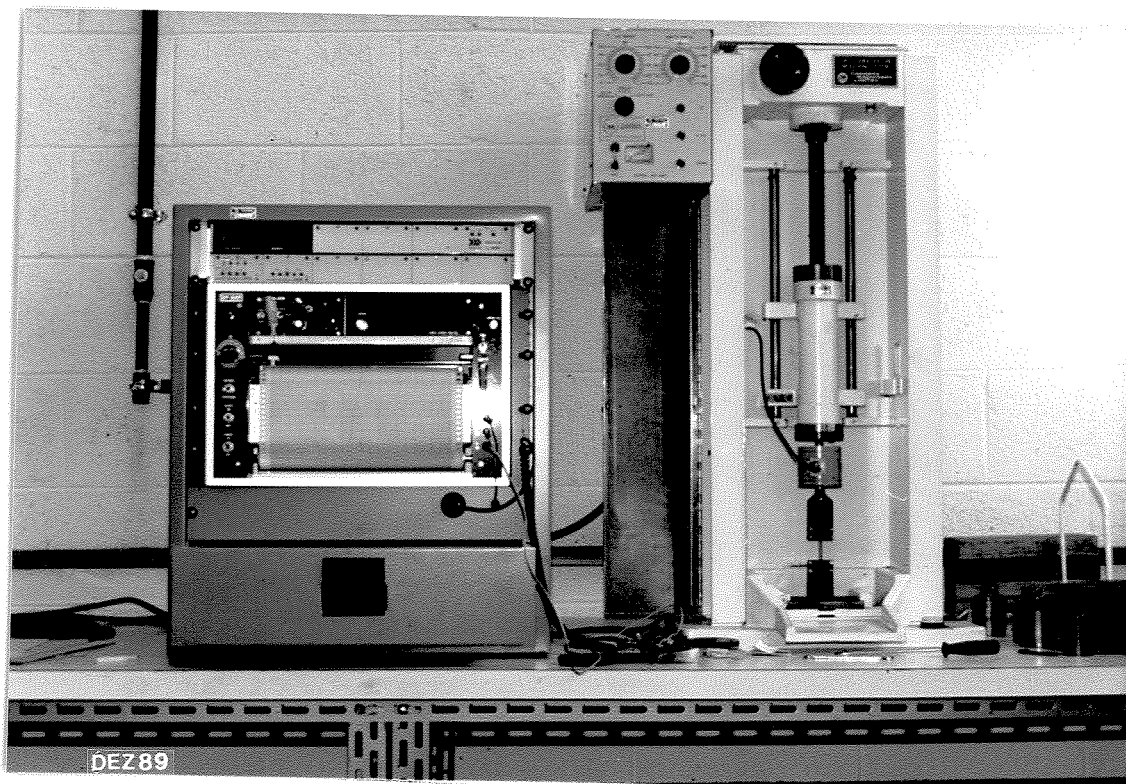


FIGURA 3.7 Equipamentos usados para a determinação do Módulo de Young realizado na FEAGRI.

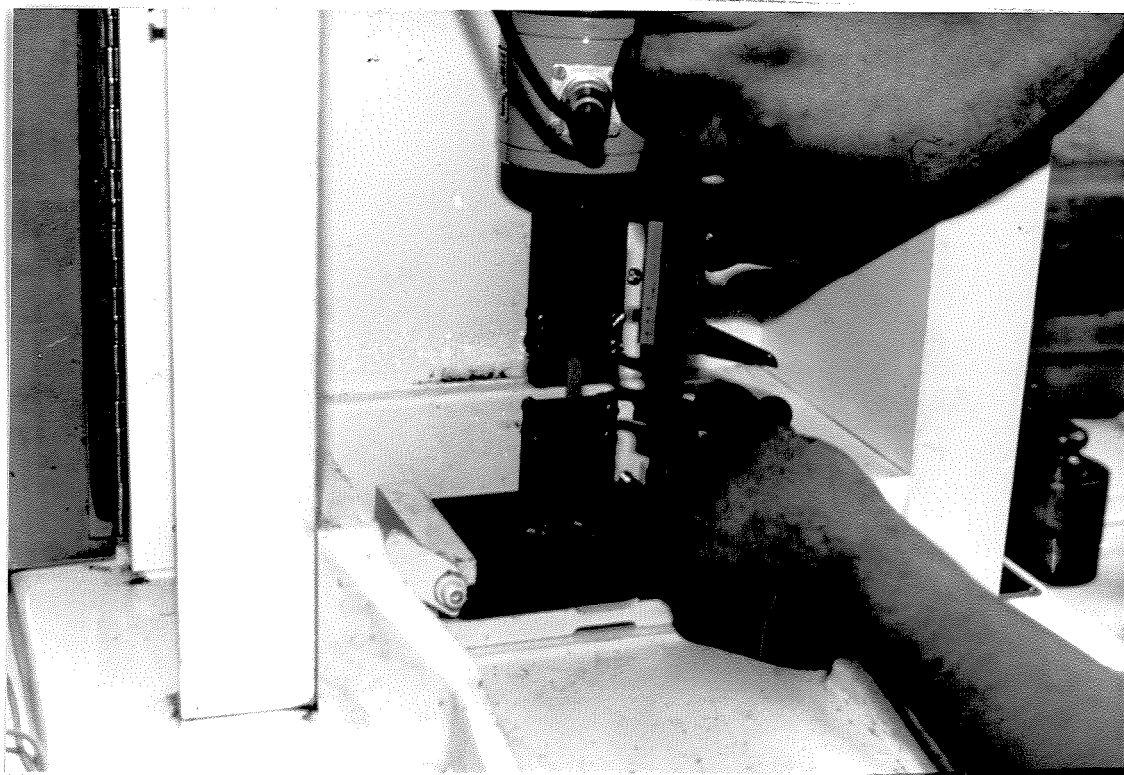


FIGURA 3.8 Medição da distância inicial entre as garras superiores e inferiores.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad [3.1]$$

Onde:

σ : tensão de tração (kgf/cm²)

F : força de tração (kgf)

A : área inicial da seção transversal na parte reduzida do espécime (cm²)

A área inicial foi calculada como a espessura do espécime vezes a largura na seção reduzida (veja Figura 3.2)

$$l = l_e \cdot \frac{V_h}{V_e} \quad [3.2]$$

Onde:

l : alongamento do espécime (mm)

l_e : alongamento na carta (mm)

V_h : velocidade da cabeça do aparelho (mm/min)

V_e : velocidade da carta (mm/min)

$$\epsilon = \frac{l}{l_0} \quad [3.3]$$

Onde:

ϵ : deformação específica

l_0 : comprimento inicial da porção do espécime a ser tracionada (mm)

Finalmente:

$$E = \frac{\sigma}{\epsilon} \quad [3.4]$$

Onde:

E = módulo de elasticidade (kgf/cm² ou MPa)

No Apêndice III são apresentadas as tabelas de resultados deste ensaio.

3.2.2 Solução numérica do modelo mecânico do diafragma

3.2.2.1 Programa SAP 90

Como já foi mencionado, a bomba de diafragma proposta, mostrada na Figura 3.9, se compõe de anéis ou discos de borracha. Um disco de borracha será modelado através de um programa comercial de análise estrutural SAP 90 a fim de conhecer os deslocamentos e as tensões nele desenvolvidas quando submetido à pressão e deslocamento de trabalho - o que acontece em um disco repete-se nos outros -. O SAP 90 é um "software" para análise estrutural por elementos finitos utilizando microcomputadores HIRTH (1988).

Dadas as características de simetria axial do disco, pode ser usada uma fatia pequena (um setor circular do disco) em vez de todo o disco e as tensões e deslocamentos produzidos nessa pequena fatia serão os mesmos que em qualquer uma das fatias que compõem o disco, ver Figura 3.10. Esta fatia é dividida em elementos localizados no espaço por um sistema conveniente de coordenadas, constituindo assim o modelo a ser analisado.

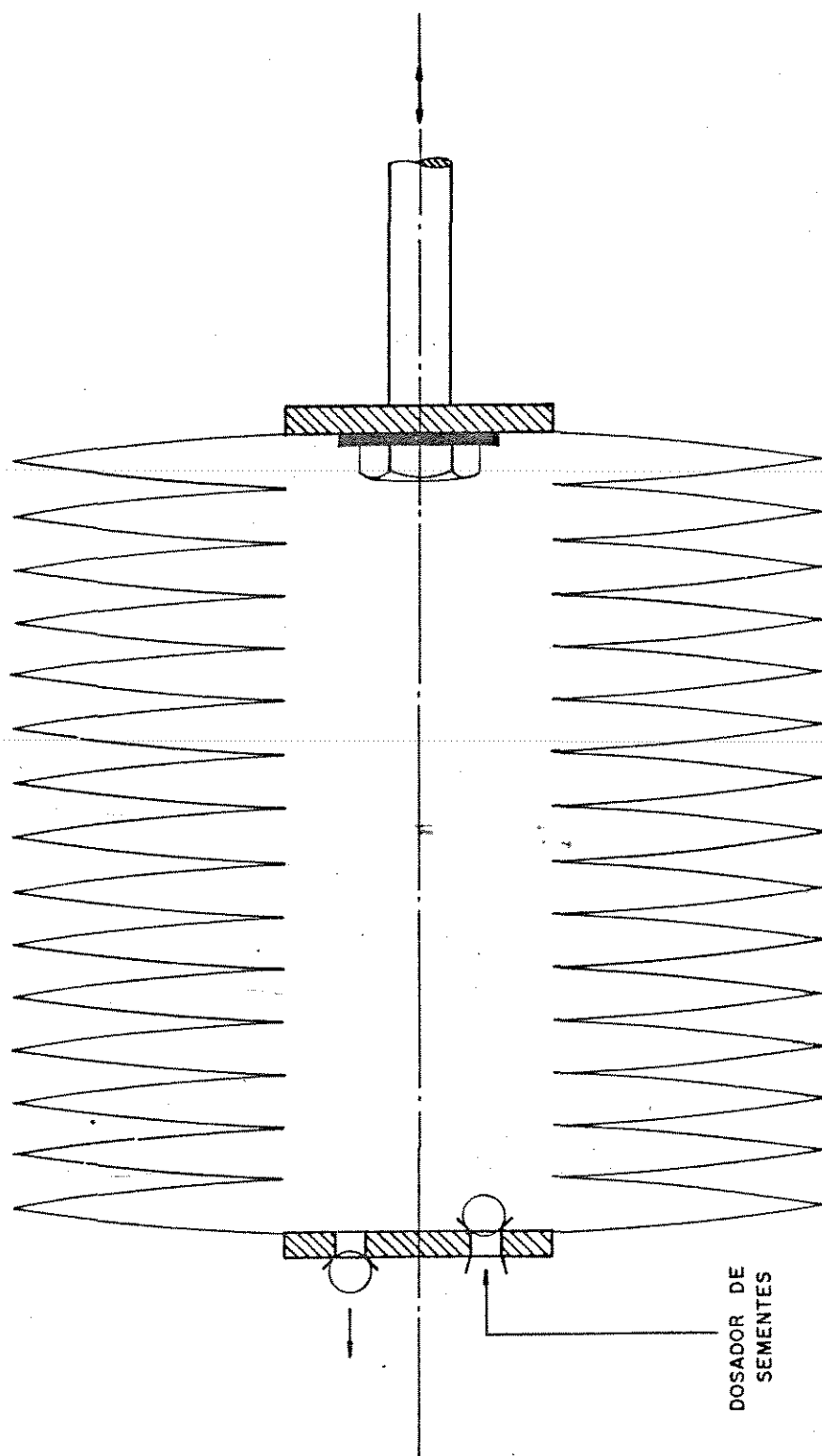


FIGURA 3.9 Bomba de diafragma (fole)

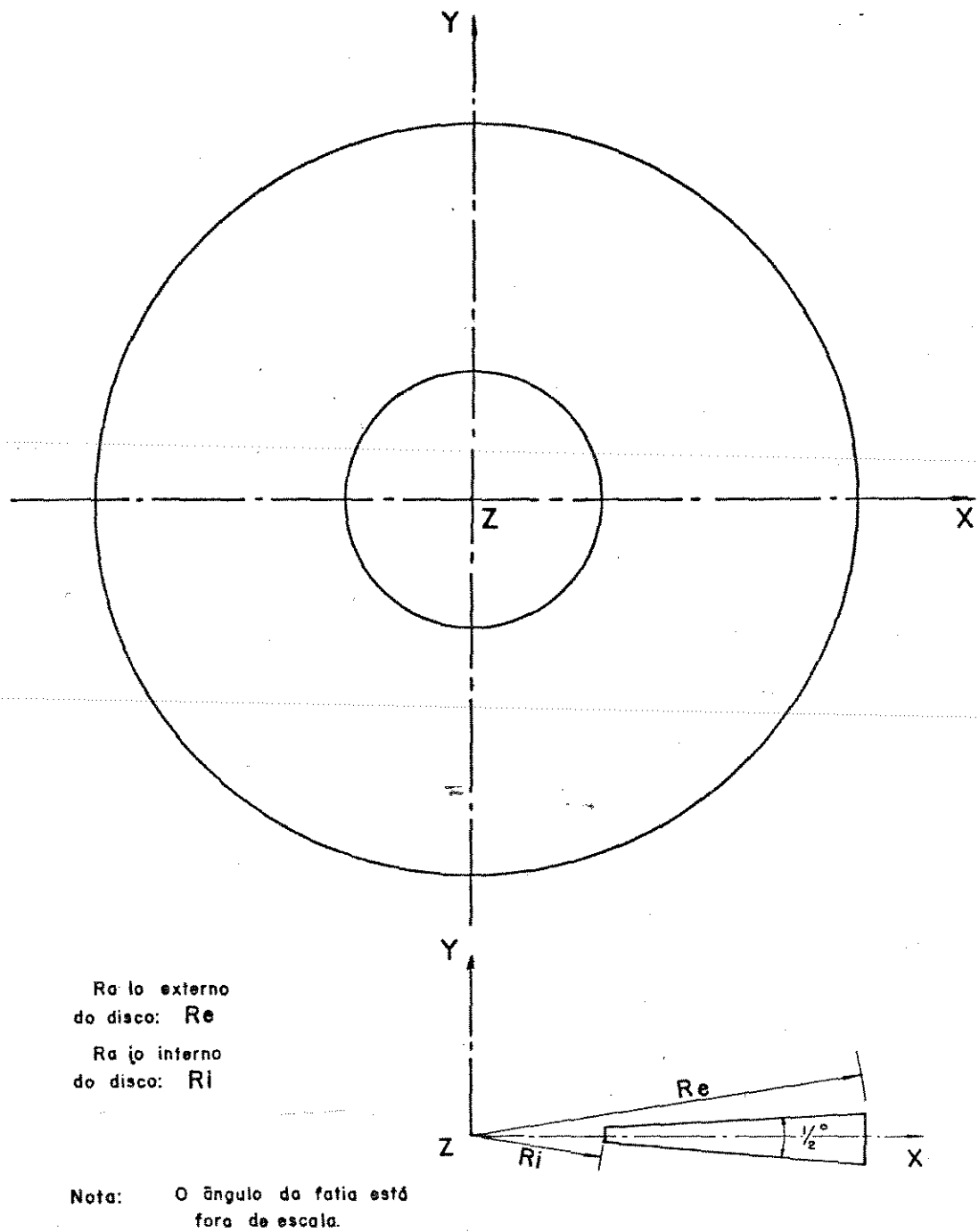


FIGURA 3.10 Disco e setor do disco da bomba de diafragma.

Apresenta-se o conjunto de instruções necessárias para "alimentar" o programa para o caso do modelo analisado, dividindo em 20 elementos o setor circular de um disco com diâmetro externo de 300 mm.

a) Título: BOMBA DE DIAFRAGMA - FATIA - 20 ELEM.
De = 300 mm, Di = 100 mm

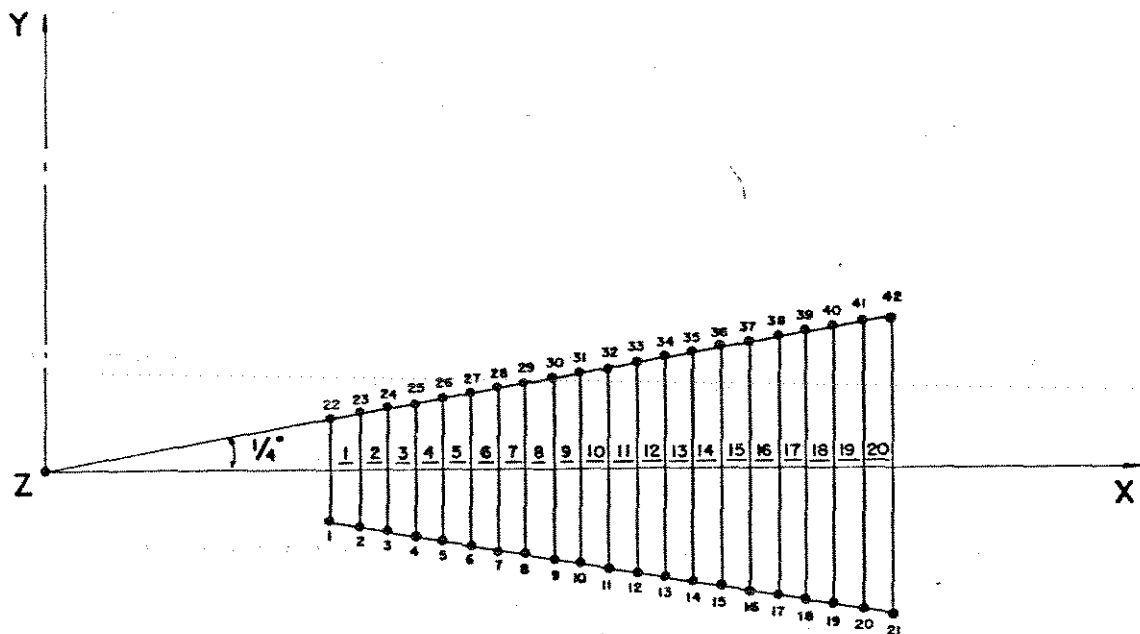
b) Dados de Controle: Número de condições de carga = 1

c) Coordenadas dos Nós: São dadas com referência ao sistema global de coordenadas X, Y, Z. Vide Figura 3.11.

Aqui pode ser usado um recurso do programa; a geração de nós para formar a geometria do modelo. Neste caso é usada uma geração quadrilátera.

d) Restrições dos Nós: Cada nó do modelo tem seis componentes de deslocamento (graus de liberdade). Esta especificação consiste de um grupo de seis números, cada número correspondente a cada um dos seis graus de liberdade. Se o deslocamento é zero, o número especificado é um (grau de liberdade inativo ou nulo). Pelo contrário, especificações zero são graus de liberdade ativos. Para o modelo agora estudado, os nós dos dois extremos estão restritos, exceto a translação Z nos nós onde é dado o deslocamento. Nós com todos os graus de liberdade ativos não precisam ser especificados.

e) Nós Vinculados: Quando os deslocamentos ao longo de certos graus de liberdade são conhecidos e sendo iguais aos deslocamentos ao longo de graus de liberdade de outro(s) nó(s), pode ser usada esta especificação a fim de reduzir o número de equações no sistema.



- 6 Número de Nó
- 6 Número do Elemento

Nota: O ângulo está fora de escala.

FIGURA 3.11 Modelo a ser analisado pelo Programa SAP90.

Neste modelo os nós 3 até 20 e 23 até 41, vide Figura 3.11, têm os mesmos deslocamentos na translação Y, na rotação X e na rotação Z que o nó 2.

f) Elemento tipo Casca Espacial: Esta especificação define as propriedades, as localizações e os carregamentos associados ao elemento casca de quatro nós tridimensional. Número de materiais = 1; multiplicadores de pressão: $P=1$; propriedades dos materiais: Módulo de Elasticidade, determinado experimentalmente, (ensaio de tração até 20% de deformação específica) e Coeficiente de Poisson = 0,4997 (revisão bibliográfica). Localização de elementos: números dos nós dos elementos, vide Figura 3.11; tipo de elemento, este modelo é formulado como um comportamento de placa (flexão) e membrana (tensões no plano) tal como é apresentado por TAYLOR & SIMO (1985); material do elemento; espessura do elemento (variável); definição das coordenadas locais em relação às coordenadas globais e parâmetros de geração de elementos.

g) Geração do Campo de Pressão: O elemento casca interpreta os quatro valores de pressão correspondentes aos quatro nós do elemento como pressões superficiais em uma direção normal ao plano do elemento. Neste modelo foi dado a todos os nós igual valor de pressão.

De acordo com SIAL & PERSSON (1984) as sementeiras pneumáticas de sucção trabalham por uma diferença de pressão ou pelo fluxo de ar gerado por essa diferença. MONTEIRO (1989) calculou a pressão de ar necessária para que

sementes de milho, soja e feijão ficassem presas às celas da roda dosadora e obteve os valores a seguir:

- Milho: 200 mm de coluna de água
- Soja: 140 mm de coluna de água
- Feijão: 150 mm de coluna de água

BARALDI & DE ZANCHE (1973) mediram a força de sucção em um dosador pneumático de 22 furos com diâmetro de 5,5 mm com sementes de milho, obtendo uma faixa de 2 a 14 grf aproximadamente, correspondendo a pressões de 80 a 600 mm de coluna de água.

O valor obtido por MONTEIRO (1989) para sementes de milho foi selecionado como a pressão de trabalho da bomba. Em unidades coerentes para a entrada de dados no SAP 90, $P=0,002 \text{ N/mm}^2$ (ou $P=0,002 \text{ MPa}$).

h) Deslocamentos: Com esta opção é possível aplicar aos nós deslocamentos estáticos específicos, translação ou rotação. Neste modelo os nós 1 e 22 (Figura 3.11) receberam deslocamento de 0 a 20 mm, proveniente do acionamento mecânico da bomba, com o propósito de conseguir o volume de ar necessário para o funcionamento de um dispositivo dosador de sementes.

Na Figura 3.12 apresenta-se o correspondente banco de dados organizado como arquivo de dados de entrada. Depois mediante o comando SAP 90 é ativado o módulo SAP 90 e os dados de entrada são lidos e verificados a fim de fazer a captação de erros e é criado um arquivo de saída com todos os dados de entrada tabelados. Se não achar erros, este módulo cria um arquivo que ativa, mediante o comando GO, os

BOMBA DE DIAFRAGMA-FATIA-20 ELEM. De=300mm, Di=100mm

SYSTEM

L=1

JOINTS

1	X=50	Y=-0.2182	Z=0	
21	X=150	Y=-0.6545	Z=0	
22	X=50	Y=0.2182	Z=0	
42	X=150	Y=0.6545	Z=0	Q=1,21,22,42,1,21

RESTRAINTS

1	22	21	R=1,1,0,1,1,1
21	42	21	R=1,1,1,1,1,1

CONSTRAINTS

3	20	1	C=0,2,0,2,0,2
23	41	1	C=0,2,0,2,0,2

SHELL

NM=1 P=1

1 E=10.6 U=0.4997

1 JQ=1,2,22,23 ETYPE=0 M=1 TH=6,6 LP=0 G=20,1

POTENTIAL

1 42 1 P=0.002

DISPLACEMENTS

1 22 21 U=0,0,20

FIGURA 3.12 Banco de dados de entrada

outros módulos do programa, necessários para uma análise particular. Neste caso tem-se os seguintes:

a) Módulo com a formulação de rigidez do elemento casca (SHELL); b) Módulo que arruma as equações matriciais e dá a solução do sistema de equações (SOLVE); c) Módulo que calcula os deslocamentos (translações e rotações) dos nós, e as reações de apoio (JOINTF), cria um arquivo de saída com esses dados; d) Módulo que calcula os esforços nos elementos casca (esforços de membrana e momentos fletores) (SHELLF), cria um arquivo de saída com esses dados.

O SAP 90 cria arquivos diferentes contendo cada tipo de resultado; para o caso contemplado temos os seguintes:

- SAP Dados de entrada tabelados
- SOL Deslocamentos e reações dos nós
- F4F Esforços nos elementos casca

3.2.2.2 Programas Complementares

Levando em consideração as condições de grandes deformações a que é submetido o disco e visando minimizar o erro geométrico correspondente, decidiu-se não aplicar os 20 mm de deslocamento estático de uma vez só, mas de 5 em 5 mm (4vezes). Foi elaborado o programa em BASIC, CARGA 4, baseado no programa CARGA 2, feito pelo Departamento de Máquinas Agrícolas da Faculdade de Engenharia Agrícola da UNICAMP, para recalcular as coordenadas dos nós do modelo após aplicada cada deslocamento e rodar outra vez o

programa SAP 90 como se fosse uma estrutura nova. CARGA 4 processa os arquivos -. SAP e -. SOL e cria um arquivo pronto para rodar com as coordenadas corrigidas. Vide Apêndice I.

Para calcular o volume gerado pela deformação do disco foi preparado o programa em BASIC, VOLUME, que processa o arquivo -. SAP após serem rodados os programas CARGA 4 e SAP 90. Este programa faz uso do teorema de Pappus-Guldinus para o cálculo do volume de um corpo de revolução. Vide Apêndice I.

Finalmente foi feito o programa em BASIC, SHELLSTR, processando o arquivo -. F4F que contém os esforços nos elementos casca, para calcular as tensões principais dos nós. Vide Apêndice I.

3.2.2.3 Definição do número de elementos do modelo

Fixando o diâmetro interno em 100 mm; o diâmetro externo em 300 mm e o deslocamento estático em 20 mm (1vez) foram testados 5, 10, 15, 20 e 25 elementos para espessuras de 1, 2, ... até 10 mm. Para cada rodada do programa SAP 90 foram utilizados os programas VOLUME e SHELLSTR para se obter os correspondentes deslocados volumes e tensões principais máximas.

3.2.3 Solução Analítica do Modelo Mecânico do Diafragma.

A fim de validar a solução numérica do modelo mecânico do diafragma, com base nas eq. [2.19], [2.20] e [2.21], foi preparada a sua solução analítica.

Modelo selecionado:

- Raio interno: $a = 50 \text{ mm}$
- Raio externo: $R = 150 \text{ mm}$
- Espessura (placa): $h = 6 \text{ mm}$
- Modulo de Elasticidade: $E = 10,6 \text{ N/mm}^2$
- Coeficiente de Poisson: $\mu = 0,4997$
- Pressão Diferencial: $P = 0,002 \text{ N/mm}^2$
- Deslocamento estático aplicado = 20 mm

Incógnitas:

- Deslocamento: w (na direção Z)
- Momentos fletores: m_r e m_φ

Condições de Contorno:

- a) $[w]_{r=a} = 20 \text{ mm}$
- b) $[w]_{r=R} = 0 \text{ mm}$
- c) $[dw/dr]_{r=a} = 0 \text{ rad.}$
- d) $[dw/dr]_{r=R} = 0 \text{ rad.}$

Obtiveram-se os resultados a seguir:

$$w = 33,8251 - 55,7186 \frac{r^2}{150^2} + 9,4216 \ln \frac{r}{150} -$$

$$22,2538 \frac{r^2}{150^2} \ln \frac{r}{150} + \frac{0,002}{2 \cdot 254,2983} \left[\frac{r^4}{32} - \frac{5 \cdot 50^4}{32} - \right]$$

$$\left[\frac{50^4}{8} \ln \frac{r}{50} - \frac{50^2 r^2}{4} \ln r + \frac{50^2 r^2}{8} + \frac{50^2 r^2}{4} \ln 50 \right] \quad [3.5]$$

$$\begin{aligned} m_r = 254,2983 & \left[\frac{2(-55,7186)}{150^2} - \frac{9,4216}{r^2} - \frac{22,2538}{150^2} (3 + 2 \ln r - 2 \ln 150) + \frac{0,002}{2 \cdot 254,2983} \left(3 \frac{r^2}{8} + \right. \right. \\ & \left. \frac{50^4}{8r^2} - \frac{50^2}{2} - \frac{50^2}{2} \ln r + \frac{50^2}{2} \ln 50 \right) + \frac{0,4997}{r} \left(2(-55,7186) \right. \\ & \left. \frac{r}{150^2} + \frac{9,4216}{r} - 22,2538 \frac{r}{150^2} (1 + 2 \ln r - 2 \ln 150) + \right. \\ & \left. \left. \frac{0,002}{2 \cdot 254,2983} \left(\frac{r^3}{8} - \frac{50^4}{8r} - \frac{50^2}{2} r \ln r + \frac{50^2}{2} r \ln 50 \right) \right) \right] \quad [3.6] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m_\varphi = 254,2983 & \left[\frac{1}{r} \left(2(-55,7186) \frac{r}{150^2} + \frac{9,4216}{r} - \frac{22,2538}{150^2} (1 + 2 \ln r - 2 \ln 150) + \frac{0,002}{2 \cdot 254,2983} \left(\frac{r^3}{8} - \right. \right. \right. \\ & \left. \frac{50^4}{8r} - \frac{50^2}{2} r \ln r + \frac{50^2}{2} r \ln 50 \right) \right) + 0,4997 \left(\frac{2(-55,7186)}{150^2} - \frac{9,4216}{r^2} - \frac{22,2538}{150^2} (3 + 2 \ln r - 2 \ln 150) + \frac{0,002}{2 \cdot 254,2983} \right. \\ & \left. \left. \left(\frac{3r^2}{8} + \frac{50^4}{8r^2} - \frac{50^2}{2} - \frac{50^2}{2} \ln r + \frac{50^2}{2} \ln 50 \right) \right) \right] \quad [3.7] \end{aligned}$$

No apêndice II é apresentado o procedimento completo da solução analítica.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Características tensão à tração - deformação específica da borracha.

4.1.1 Ensaio de tração até 500% de deformação.

Este ensaio, baseado na norma ASTM D412-68, é rotineiramente utilizado para controle de qualidade na indústria dos elastômeros, embora os dados à tração sejam só ocasionalmente utilizados no projeto de peças de borracha, NAGEL (1977)

Este ensaio, geralmente fornece dois pontos de tensão - deformação específica usualmente, as tensões a 100% e 300% de deformação específica, DAVIES (1986), assim como a tensão e a deformação específica na ruptura, junto à dureza Shore A. Na Tabela 4.1 são apresentados os resultados obtidos no ensaio da Rhodia S.A.

TABELA 4.1 Ensaio de tração da borracha nitrílica ABNT EB 362 2B6 708 E14 E34 Z1

Dureza - Shore A	65
Deformação específica na Ruptura (%)	550
Tensão de tração na Ruptura (kgf/cm ²)	60
Tensão de tração a 100% de defor. esp. (kgf/cm ²)	12
Tensão de tração a 200% de defor. esp. (kgf/cm ²)	17
Tensão de tração a 300% de defor. esp. (kgf/cm ²)	24
Tensão de tração a 400% de defor. esp. (kgf/cm ²)	29
Tensão de tração a 500% de defor. esp. (kgf/cm ²)	50

Cabe destacar que a informação contida no catálogo do fabricante, fazendo referência à Norma ABNT EB - 362, está de acordo com os resultados obtidos:

NAGEL (1977) propõe ajustar as curvas de tensão - deformação específica ao tipo de eq. [2.4].

Foi feito o ajuste pelo método dos quadrados mínimos, obtendo-se a equação seguinte:

$$\sigma = 19,995 \quad \epsilon_0 = 0,1984 \quad e \quad 0,004228 \quad \epsilon_0 \quad [4.11]$$

A Figura 4.1 exibe a curva ajustada mediante a eq. [4.11]

Para o modelo proposto por NAGEL (1977), ele define o Módulo de Young como a tensão à tração para uma deformação específica de 100%. E ainda acrescenta que embora esta definição é única para a borracha é comparável ao módulo aceitado universalmente para outros materiais.

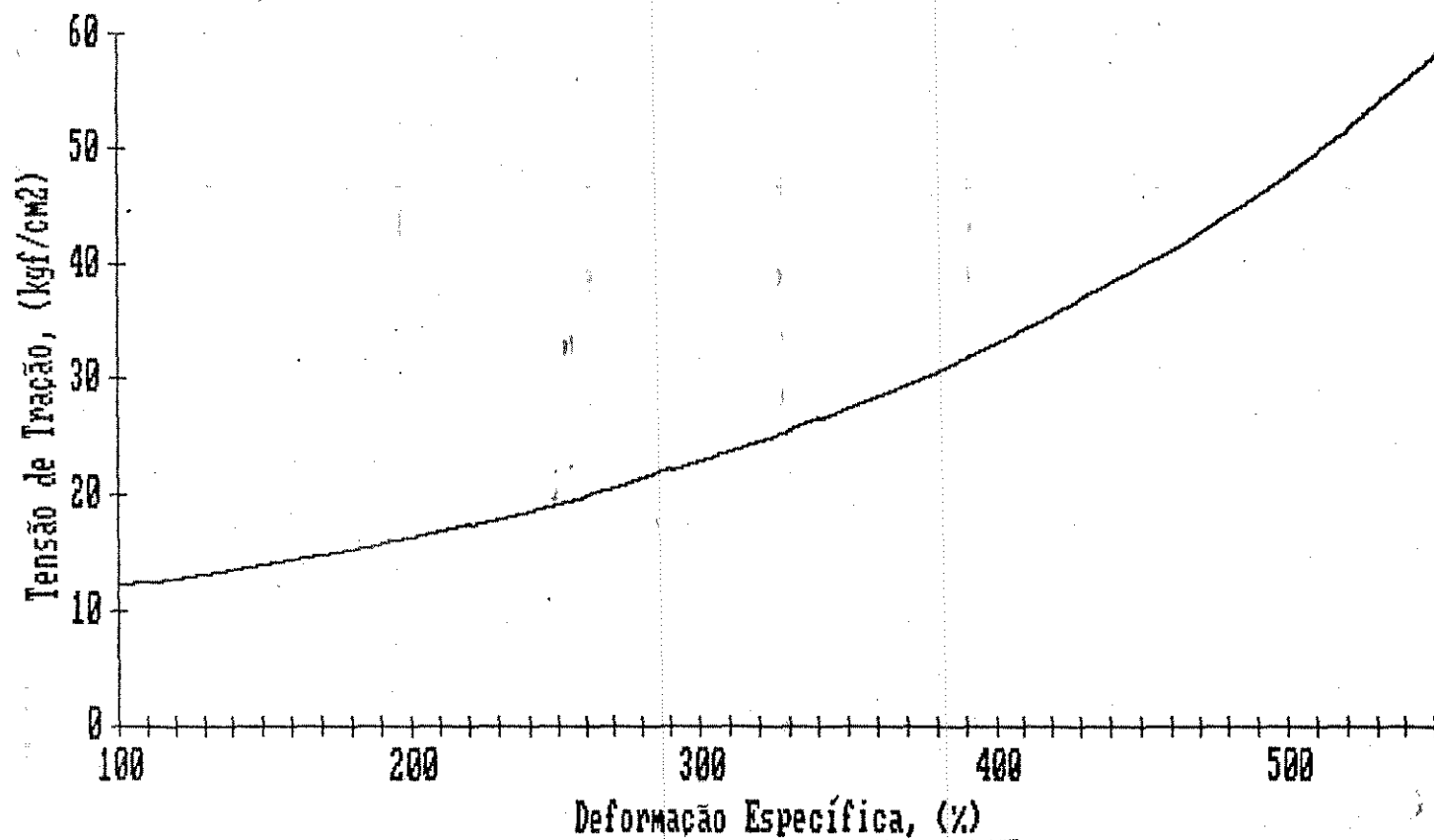


FIGURA 4.1 Curva ajustada dos pontos experimentais obtidos no ensaio tensão de tração - deformação específica realizado na RHODIA S.A.

Forém, parecem muito discutíveis tais asseverações. Analisando os dados obtidos neste ensaio, nota-se uma mudança contínua da inclinação da curva tensão - deformação o qual não daria para definir um módulo de elasticidade constante na faixa de deformações específicas consideradas (>100%). Este fato é confirmado na revisão bibliográfica, onde salienta-se que o módulo de elasticidade, tal como é aplicado aos outros materiais só pode conseguir-se em deformações específicas pequenas, de algumas unidades percentais, muito longe do 100% considerado por NAGEL.

Assim sendo, decidiu-se realizar um ensaio de tração que evidenciara a faixa de tensões correspondente a 0 - 10% de deformação específica.

4.1.2 Ensaio de tração até 20% de deformação.

Nas Figuras 4.2 e 4.3 são apresentados os resultados obtidos neste ensaio. No apêndice III estão tabelados e processados tais dados, para exprimir uma relação módulo de elasticidade-deformação específica. A Figura 4.2 mostra os dados correspondentes a cada um dos espécimes testados. Já a Figura 4.3 ilustra o ajuste estatístico conseguido com a seguinte equação polinomial de sexto grau: (coeficiente de correlação: $r = 0,979$).

$$E = 8,923 + 1,9502 \cdot \epsilon - 0,71648 \cdot \epsilon^2 + 9,7113 \cdot 10^{-2} \cdot \epsilon^3 - 6,6669 \cdot 10^{-3} \cdot \epsilon^4 + 2,2862 \cdot 10^{-4} \cdot \epsilon^5 - 3,1026 \cdot 10^{-4} \cdot \epsilon^6 \quad [4.2]$$

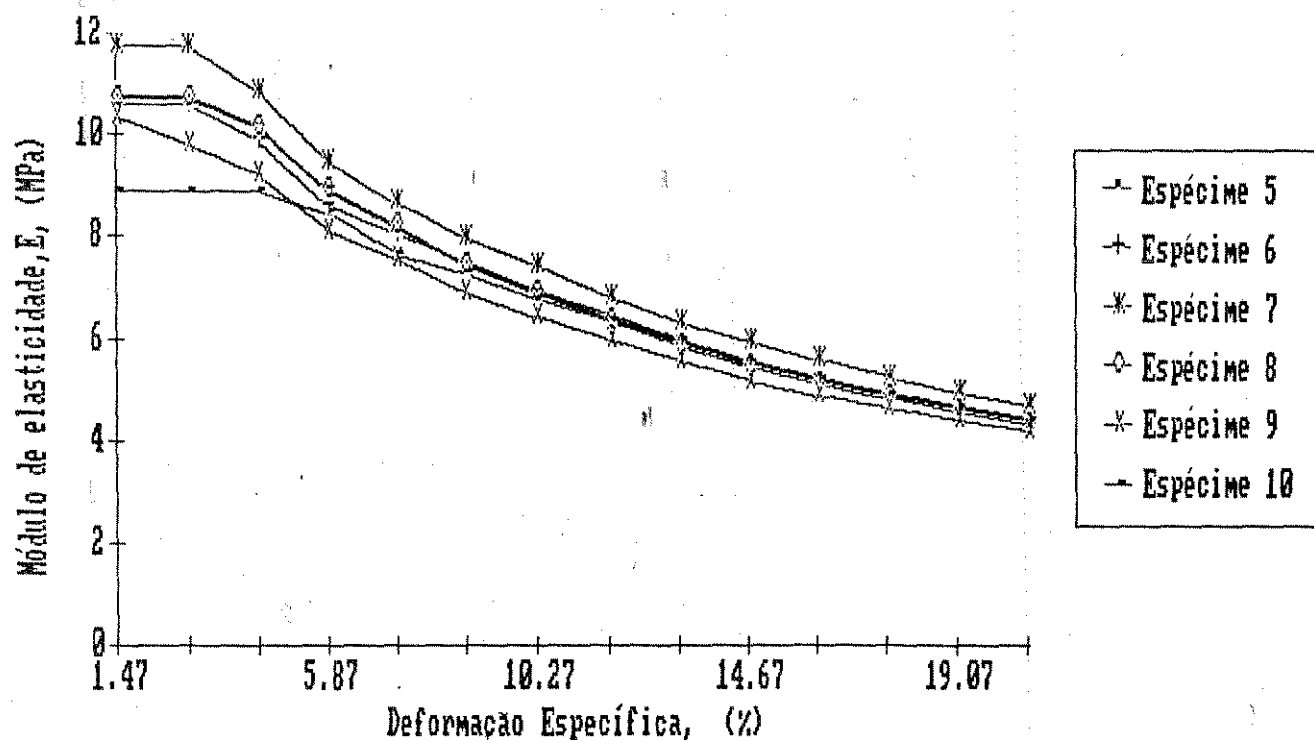


FIGURA 4.2 Resultados do ensaio de tração até 20 % de deformação.

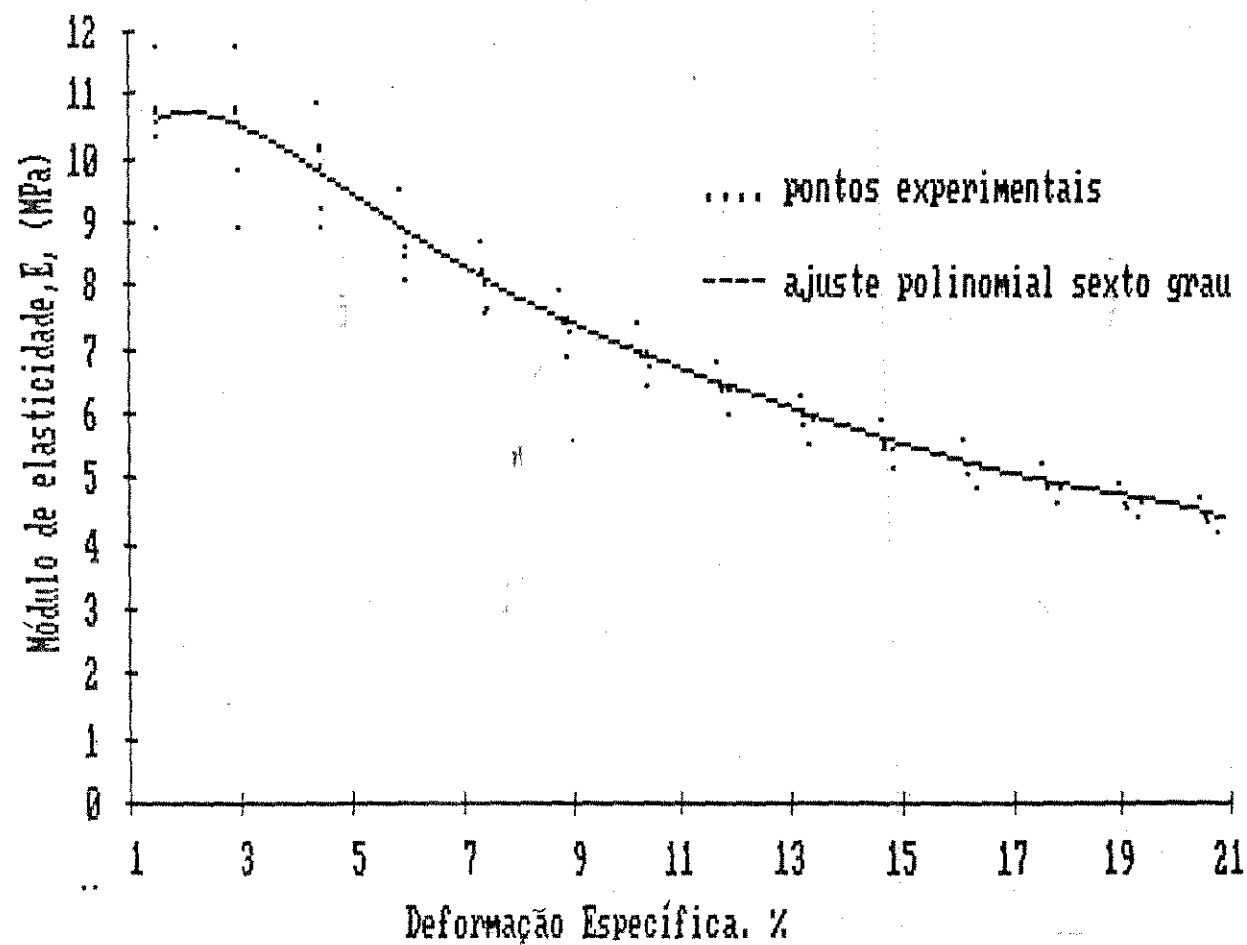


FIGURA 4.3 Curva ajustada para determinar o Módulo de Young da borracha nitrílica utilizada.

Os resultados aqui obtidos confirmam claramente que existe uma pequena região da curva tensão-deformação específica em que o módulo de elasticidade é constante, para valores de deformação específica inferiores a 5%. Só nesta região constante pode ser caracterizado um módulo de elasticidade, tal como é aplicado a outros materiais na engenharia.

O valor agora referido como Módulo de Young foi estabelecido como o módulo E correspondente à deformação específica de 2,5% obtido pela eq. [4.2]: $E = 10,6 \text{ MPa}$. Se comparado com os valores apresentados na revisão bibliográfica corresponde a um valor citado para borrachas vulcanizadas e com enchimento de negro de fumo. ENGINEERING (1980).

4.2 Solução numérica do modelo mecânico do diafragma.

Definidas as constantes elásticas da borracha nitrílica, necessárias para o programa SAP90, montaram-se varios bancos de dados para determinar qual o número apropriado de elementos a constituírem o modelo, tal como foi proposto no item 3.2.2.3.

4.2.1 Número de elementos

Na Tabela 4.2 são apresentados os resultados obtidos com o programa SAP90 para um modelo de diafragma com

diâmetro externo: 300 mm; diâmetro interno: 100 mm e com deslocamento de 20 mm aplicado de uma só vez. Dois parâmetros são analisados para as diversas espessuras e número de elementos considerados : a tensão máxima e o volume gerado por disco.

TABELA 4.2 Definição de número de elementos do modelo, diâmetro ext. 300 mm; diâmetro int. 100 mm; deslocamento estático 20 mm.

Esposs.	Nº. elem.	Tensão max. MPa	Vol. gerado/d l	Esposs.	Nº. elem.	Tensão max. MPa	Vol. gerado/d l
1	5	11,832	15,802	6	5	0,626	0,693
1	10	12,850	15,899	6	10	0,622	0,688
1	15	13,152	15,916	6	15	0,620	0,687
1	20	13,293	15,921	6	20	0,619	0,687
1	25	13,375	15,924	6	25	0,618	0,687
2	5	2,754	2,520	7	5	0,627	0,667
2	10	2,998	2,528	7	10	0,621	0,662
2	15	3,069	2,529	7	15	0,618	0,661
2	20	3,103	2,529	7	20	0,616	0,661
2	25	3,122	2,530	7	25	0,615	0,661
3	5	1,152	1,185	8	5	0,747	0,652
3	10	1,165	1,183	8	10	0,780	0,647
3	15	1,164	1,183	8	15	0,791	0,646
3	20	1,163	1,183	8	20	0,798	0,646
3	25	1,162	1,183	8	25	0,802	0,646
4	5	0,797	0,860	9	5	0,903	0,643
4	10	0,801	0,856	9	10	0,945	0,638
4	15	0,800	0,856	9	15	0,960	0,638
4	20	0,799	0,855	9	20	0,968	0,637
4	25	0,798	0,855	9	25	0,972	0,637
5	5	0,667	0,744	10	5	1,048	0,638
5	10	0,667	0,740	10	10	1,098	0,634
5	15	0,665	0,739	10	15	1,116	0,632
5	20	0,663	0,739	10	20	1,125	0,632
5	25	0,663	0,739	10	25	1,131	0,631

Os resultados apontam que tanto o volume quanto a tensão máxima são inversamente proporcionais à espessura do modelo do diafragama, com acentuação nas menores espessuras, porém, existe a tendência a aumentar a tensão máxima com o aumento da espessura após 7 mm, embora o volume continue decrescendo. Assim que qualquer ganho no volume gerado só pode ser obtido com correspondentes aumentos na tensão máxima.

É importante notar que a tensão máxima sempre acontece em qualquer um dos dois extremos engastados.

Para as espessuras menores (até 2 mm) a tensão converge a um valor constante (variação menor que 0,5%) para número de elementos acima de 25. Acima de 3 mm de espessura essa convergência se verifica já para 15 elementos ou mais.

É interessante indicar que as espessuras intermediárias (5, 6, e 7) apresentam os valores de tensões mais próximos a um valor "limite" definido pela deformação específica e pelo módulo de elasticidade $< 0,5$ MPa, onde teria validade a constância do módulo de Young. Para estas espessuras prima a tendência da tensão máxima cair com o aumento do número de elementos, mostrando que a tensão tende a converger após 10 elementos (menor do que 0,5% de diferença).

Com respeito ao volume, este tende a diminuir com o número de elementos exceto para as menores espessuras, observando clara convergência dos valores ao redor dos 15 - 20 elementos.

Levando em consideração o anterior, selecionou-se a configuração de 20 elementos para as análises posteriores.

Nas Figuras 4.4 e 4.5 observam-se em dois casos o comportamento antes analisado.

4.2.2 Volume gerado.

Com as coordenadas iniciais dos nós e seus deslocamentos gerados pelo programa SAP90, foi possível recalcular as coordenadas iniciais para a iteração posterior e calcular o volume gerado pela deflexão de um disco, rodando o programa VOLUME.

Nas Figuras 4.6, 4.7, e 4.8 são apresentadas as variações do volume gerado com a espessura do disco para quatro deslocamentos de 5 mm até 20 mm e para três diâmetros externos: 300, 350 e 400 mm. Obviamente, obtém-se relações diretamente proporcionais entre o volume gerado e o deslocamento aplicado, e entre o volume e o diâmetro externo do diafragma.

Em todos os casos o aumento da espessura do disco implica uma diminuição no volume gerado, tendendo a se estabilizar nas espessuras maiores. Deve salientar-se o fato de que espessuras do diafragma maiores determinam maiores coeficientes da matriz de rigidez e conseqüentemente menores deslocamentos, obtendo-se um volume gerado menor.

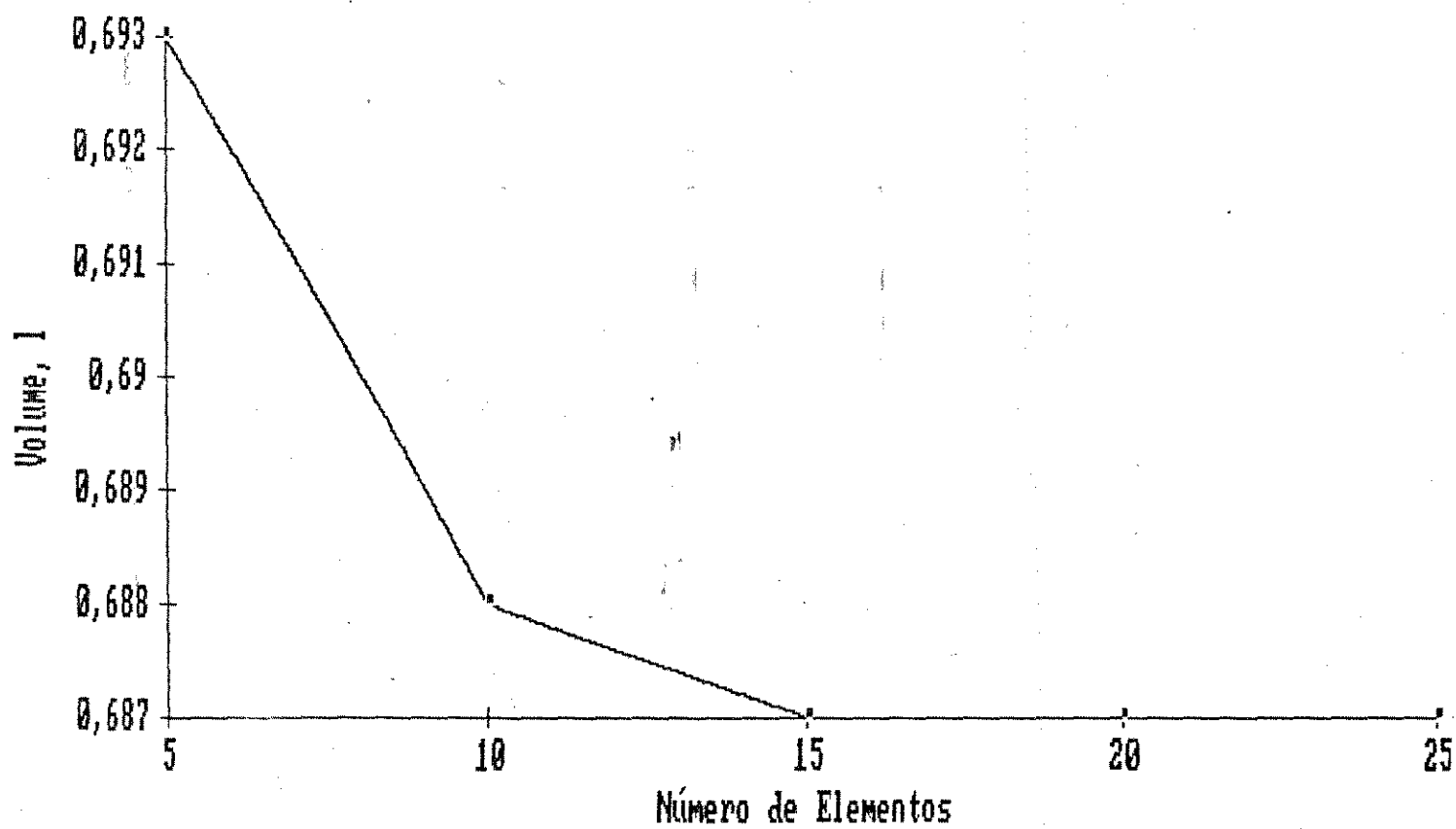


FIGURA 4.4 Definição de número de elementos mediante a sua relação com o volume gerado (espessura 6 mm).

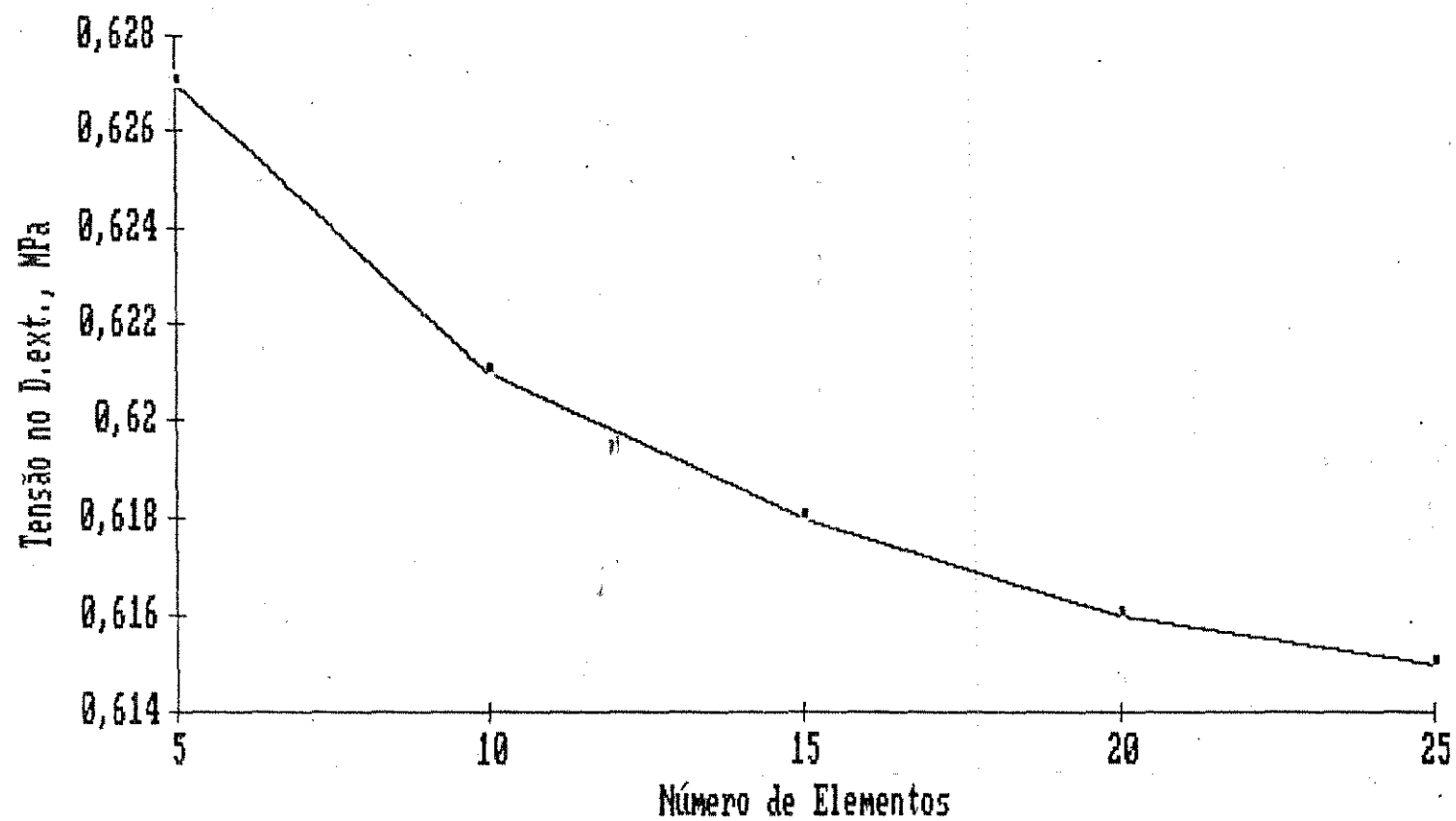


FIGURA 4.5 Definição de número de elementos mediante a sua relação com a tensão no diâmetro externo (espessura 7 mm).

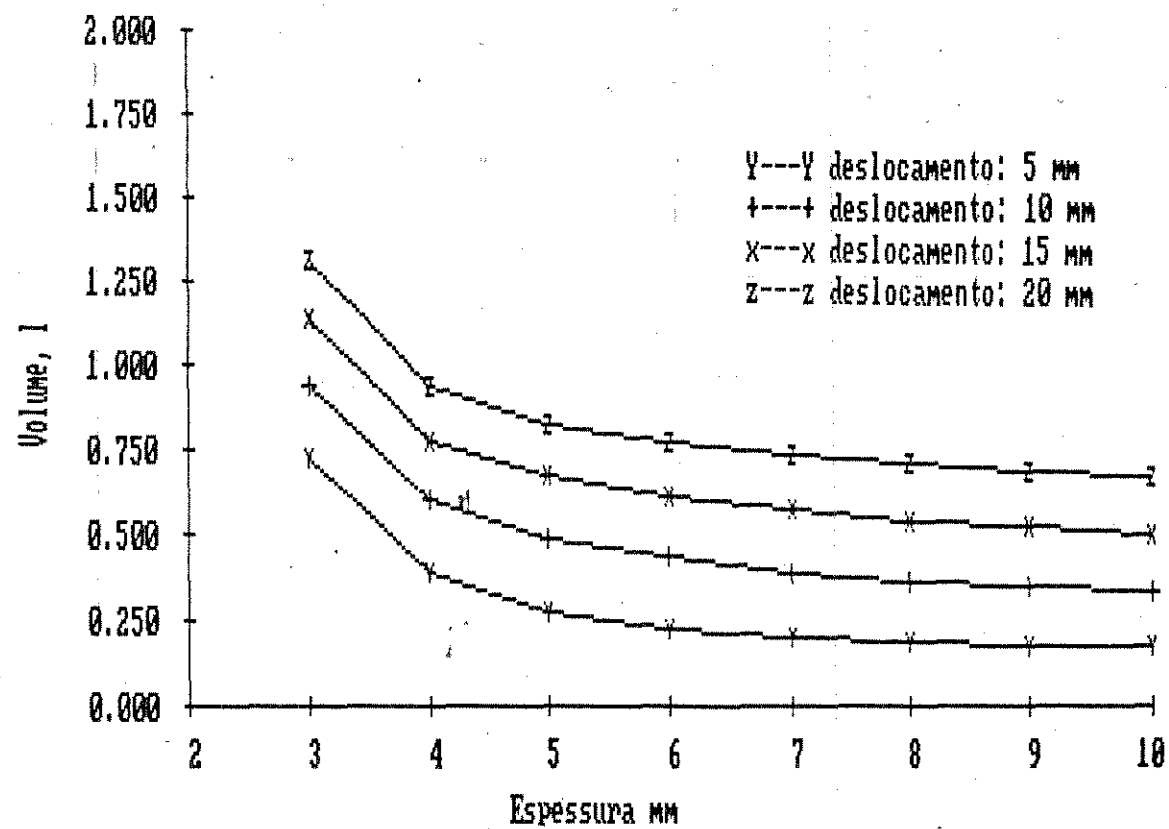


FIGURA 4.6 Variação do volume com a espessura para diâmetro externo do diafragma : 300 mm.

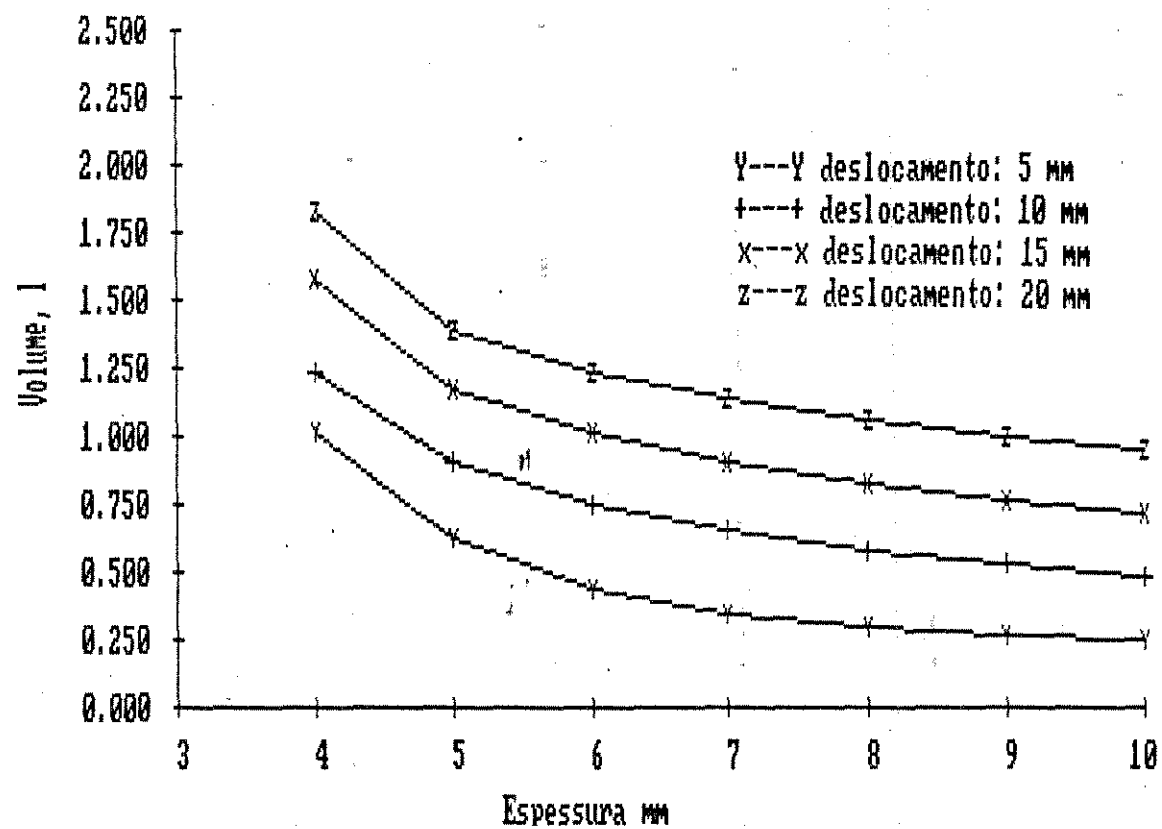


FIGURA 4.7 Variação do volume com a espessura para diâmetro externo do diafragma : 350 mm.

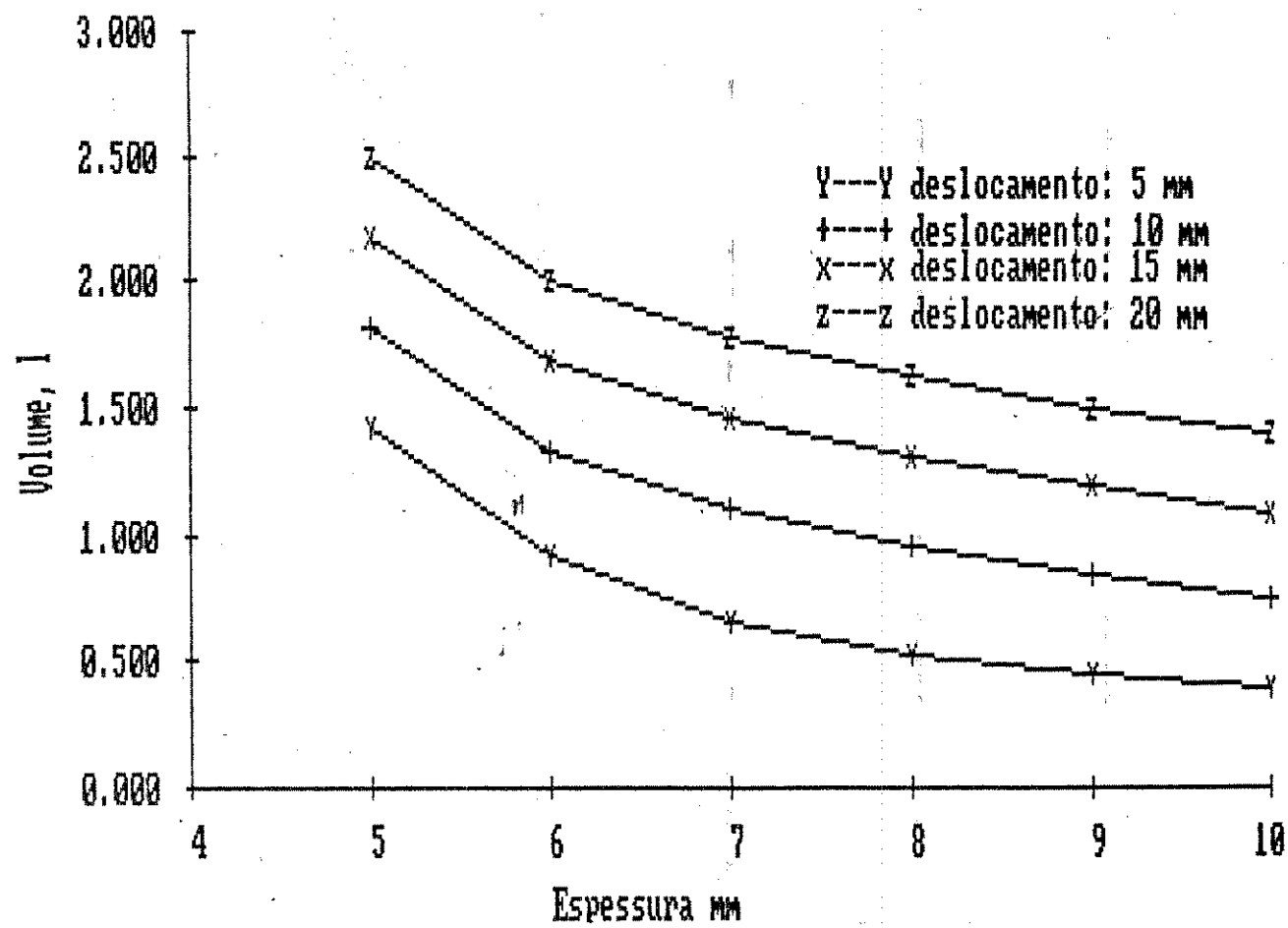


FIGURA 4.8 Variação do volume com a espessura para diâmetro externo do diafragma : 400 mm.

É interessante destacar que para um deslocamento dado, uma espessura maior tende a aumentar "a ação de flexão", incrementando-se o coeficiente de rigidez proporcionalmente com a espessura elevada à potência 3. A formulação dos coeficientes das matrizes de rigidez para placas utilizadas em métodos de elementos finitos podem consultar-se em SZILARD (1974), TAYLOR & SIMO (1985) e BATOZ & TAHAR (1982).

4.2.3 Tensões máximas.

Após rodar o Programa SAP90 obtém-se um arquivo de dados com "os esforços de membrana e momentos fletores" em cada nó do modelo do diafragma. A partir destes dados o Programa SHELLSTR calcula as tensões principais em cada nó.

As maiores tensões ocorrem sempre nos engastamentos pelos momentos fletores nesses nós. A maioria das vezes a tensão máxima localiza-se no engastamento exterior.

Nas Figuras 4.9, 4.10 e 4.11 são mostradas as variações da tensão no engastamento exterior do modelo com a espessura do disco para quatro deslocamentos de 5 em 5 mm até 20 mm e para três diâmetros externos: 300; 350 e 400 mm.

As tensões são diretamente proporcionais ao deslocamento aplicado, o mesmo acontece com o diâmetro externo do diafragma.

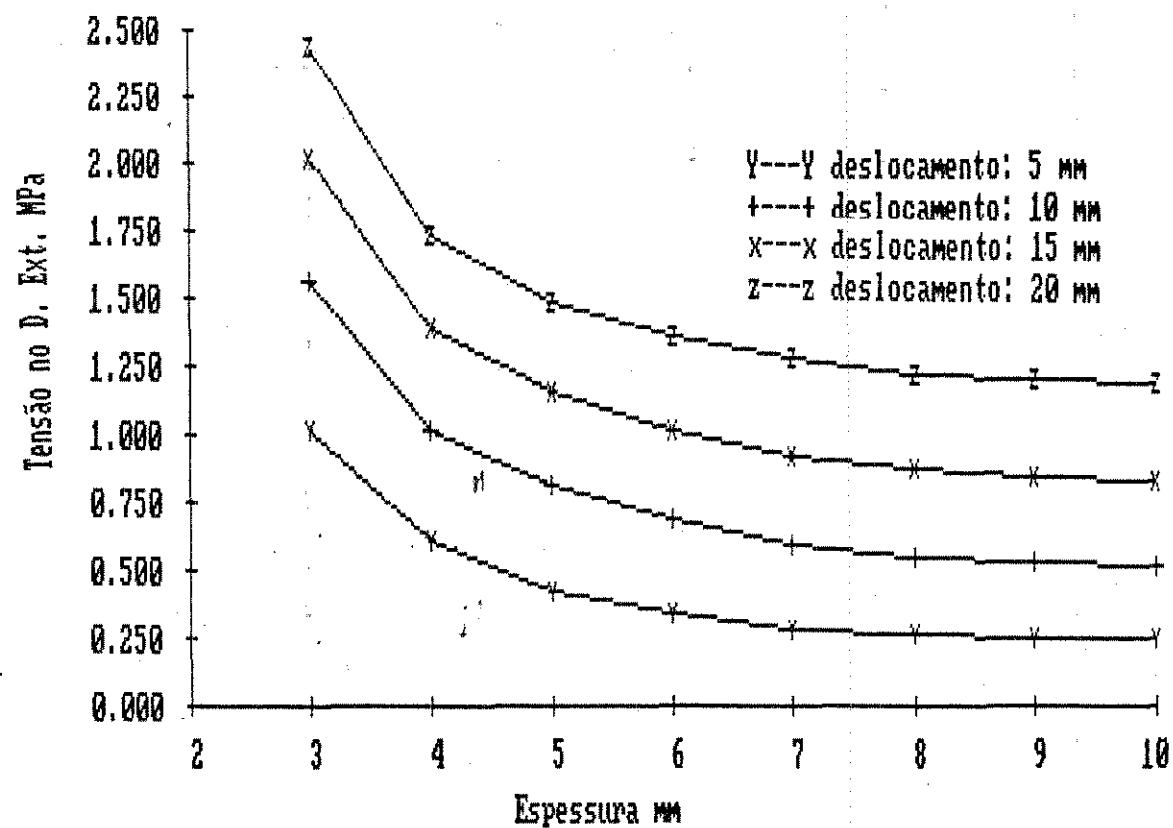


FIGURA 4.9 Variação da tensão com a espessura para diâmetro externo : 300 mm.

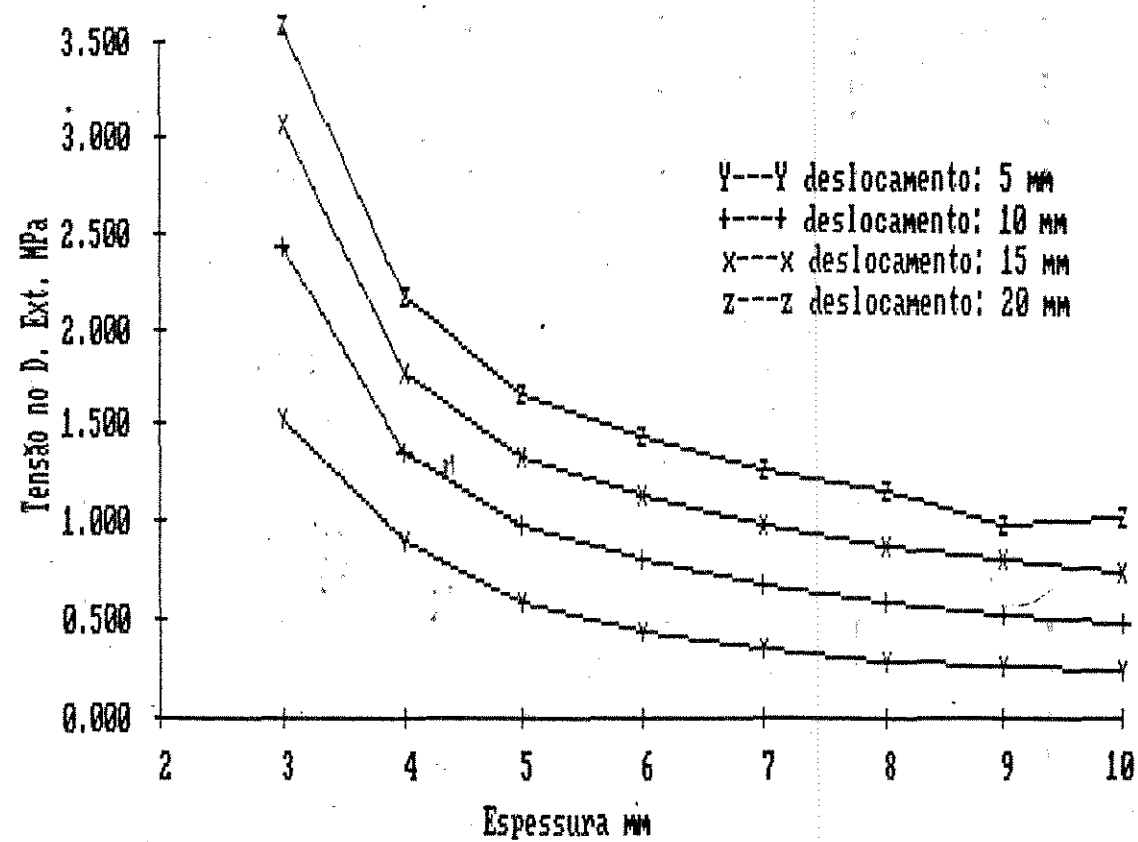


FIGURA 4.10 Variação da tensão com a espessura para diâmetro externo : 350 mm.

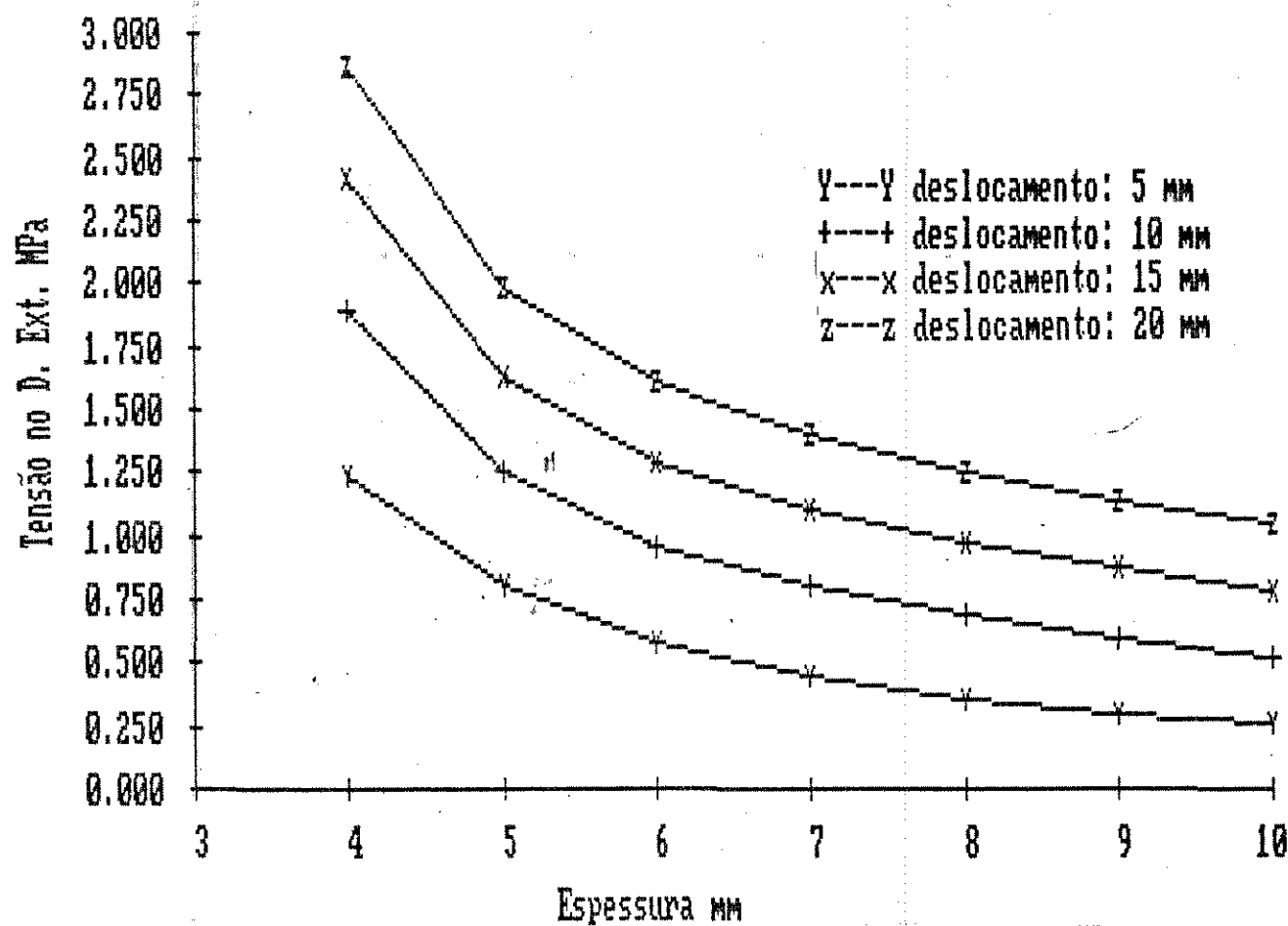


FIGURA 4.11 Variação da tensão com a espessura para diâmetro externo : 400 mm.

Em todos os casos o aumento da espessura do disco traz consigo uma diminuição na tensão desenvolvida.

A análise feita no item anterior a respeito da ação de flexão também é válida aqui. Por isso as curvas de tensão apresentam igual forma às curvas de volume.

Em resumo, existe uma relação diretamente proporcional entre o volume gerado e as tensões máximas desenvolvidas.

No Apêndice IV estão tabelados os resultados da análise numérica (SAP 90) quando calculados o volume gerado e tensões máximas.

4.2.4 Deslocamentos estáticos.

Foram comparados os deslocamentos na direção perpendicular à superfície media, obtidos mediante a solução numérica quando aplicados os 20 mm de uma vez só e de 5 em 5 mm (4 vezes) para um modelo de diafragma com 20 elementos, diâmetro externo = 300 mm, diâmetro interno = 100 mm e espessura de 6 mm.

Foi considerada, no item 3.2.2.2 a necessidade de aplicar varios deslocamentos menores a fim de minimizar o erro geométrico cometido com as condições de grandes deformações a que é submetido o disco.

Na Figura 4.12 observa-se que o uso de iterações no deslocamento estático aplicado comparado com a solução para os 20 mm de deslocamento aplicados de uma vez só, dá discrepâncias importantes da ordem de 20 % na distância radial intermédia entre os dois engastamentos.

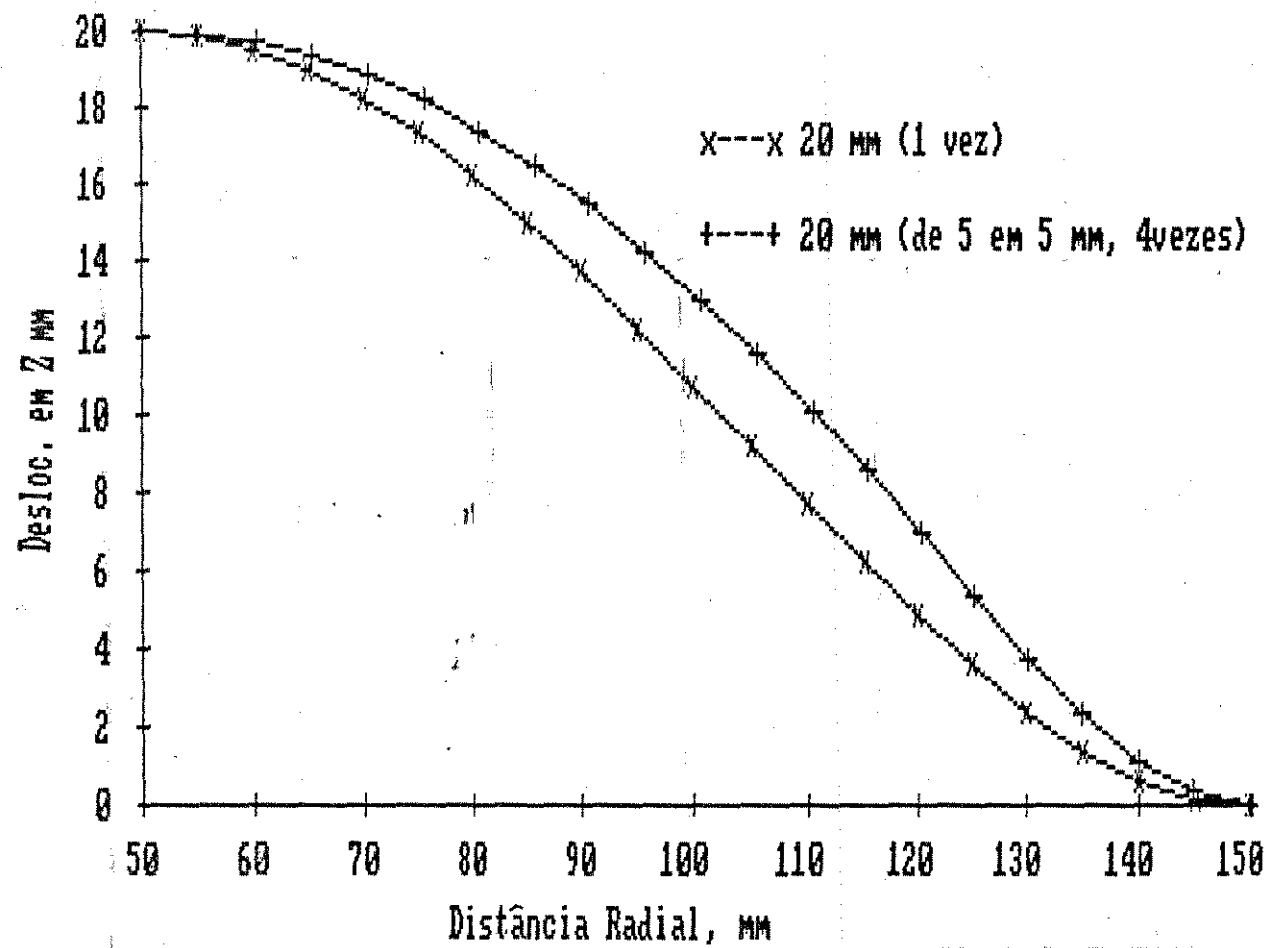


FIGURA 4.12 Comparação das soluções numéricas com deslocamentos estáticos de 20 mm (uma vez) e 20 mm (4 de 5 em 5 mm)

A Tabela 4.3 mostra os volumes e tensões máximas para os dois casos analisados. A diferença é bem maior para as tensões máximas.

As discrepâncias entre os dois casos de deslocamento podem ser explicadas pelo seu comportamento mecânico. Aplicar 20 mm de uma vez só implica considerar o modelo como uma placa onde só tem-se a ação de flexão, ao passo que o processo iterativo na aplicação do deslocamento assinala o comportamento mecânico da casca onde tem-se participação da ação de flexão e de esforços de membrana

TABELA 4.3 Volumes e tensões máximas para deslocamentos estáticos diferentes. Modelo com 20 elementos diâmetro exterior = 300 mm, diâmetro interior = 100 mm, espessura de 6 mm.

Variável	20 mm (uma vez)	20 mm (4 de 5 em 5mm)
volume	0,687 l	0,773 l
tensão	0,619 MPa	1,356 MPa

Para o modelo descrito na Figura 4.12 apresenta-se na Tabela 4.4 a participação relativa de placa e membrana na tensão máxima desenvolvida.

TABELA 4.4 Porcentagens de participação de placa e membrana na tensão máxima para 5, 10, 15 e 20 mm de deslocamento.

Deslocamento	Tensão, "Membrana"		Tensão, "Placa"	
	MPa	%	MPa	%
5 mm	0	0	0,338	100
10 mm	0,035	5,1	0,651	94,9
15 mm	0,086	8,4	0,933	91,6
20 mm	0,149	11,0	1,207	89,0

Observa-se um contínuo acréscimo da participação de membrana com o aumento no deslocamento estático.

4.3 Solução analítica do modelo mecânico do diafragma

Na Tabela 4.5 aparecem os valores de deslocamento perpendicular ao plano para diferentes distâncias radiais do modelo de diafragma com espessura de 6 mm, diâmetro externo = 300 mm, diâmetro interno = 100 mm e deslocamento estático de 20 mm, obtidos pela solução analítica de placa, eq. [3.5].

TABELA 4.5 Solução analítica de placa, modelo de dia -
fragma com diâmetro externo = 300mm, diâmetro
interno= 100 mm, e deslocamento estático: 20 mm

Distância radial (mm)	Deslocamento em Z (mm)
50	19,9999
55	19,8833
60	19,5428
65	18,9930
70	18,2498
75	17,3305
80	16,2540
85	15,0412
90	13,7150
95	12,3001
100	10,8234
105	9,3136
110	7,8016
115	6,3203
120	4,9046
125	3,5915
130	2,4200
135	1,4310
140	0,6677
145	0,1750
150	0,0000

Os deslocamentos fornecidos pela solução numérica (SAP90) para o modelo do diafragma com espessura = 6 mm, de = 300 mm.; di = 100 mm. e deslocamento estático = 20 mm. utilizando 5, 10, 15, e 20 elementos, são mostrados no apêndice V.

Na Figura 4.13 apresentam-se as características de convergência a medida que cresce o número de elementos finitos utilizados. É verificado que a escolha de 20 elementos apresenta uma exatidão considerável.

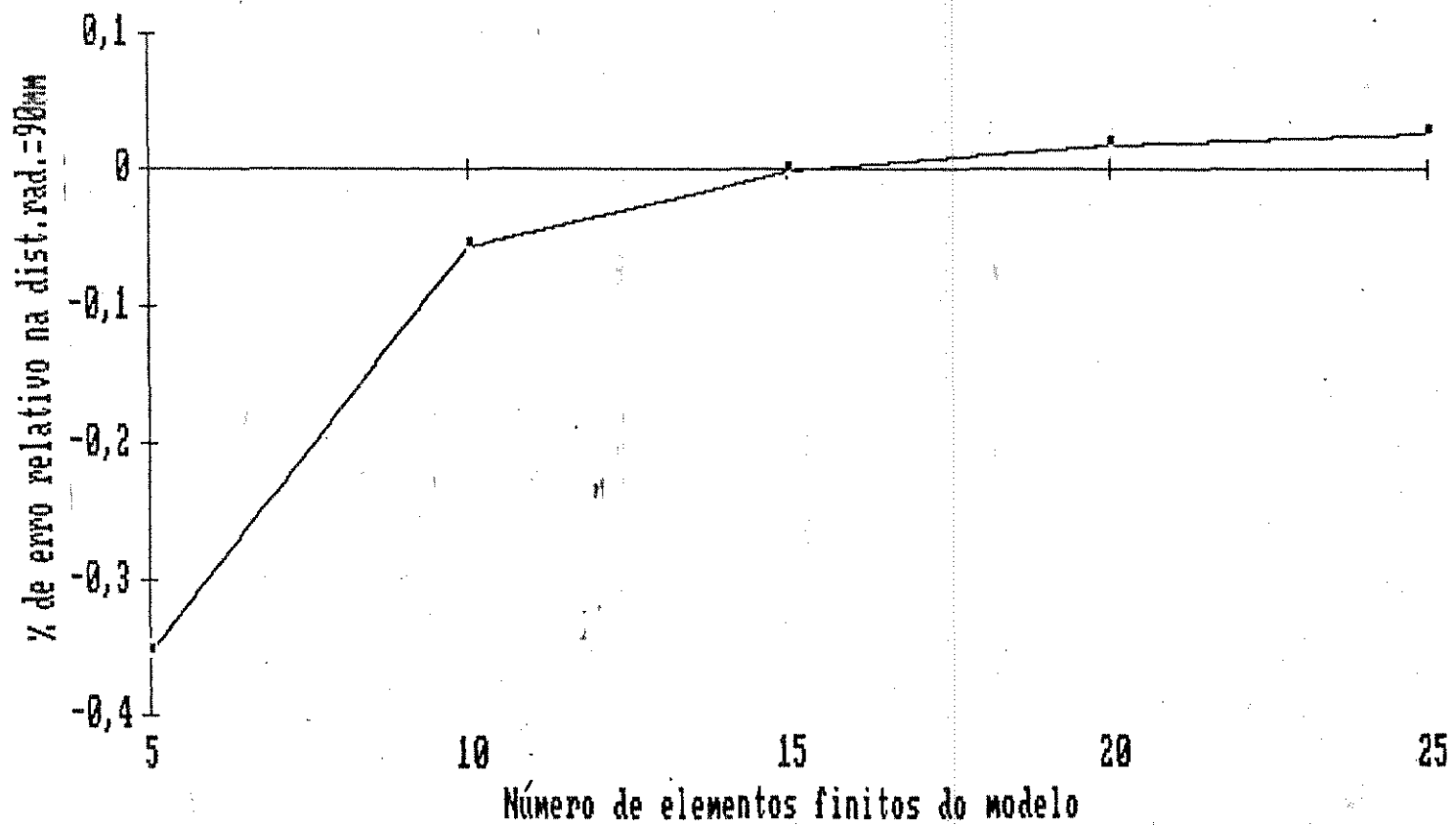


FIGURA 4.13 Características de convergência para modelo analisado com a solução numérica, segundo o número de elementos finitos.

A comparação entre a solução analítica e a solução numérica com deslocamentos de 5 em 5 (4 vezes) mostrada na Figura 4.14 quase repete a Figura 4.12 salientando que a solução numérica de placa para o deslocamento de 20 mm (uma vez) reflete a solução analítica de placa no que diz respeito aos deslocamentos perpendiculares à superfície média. Já ao respeito dos momentos m_r e m_φ a comparação entre as duas soluções não é tão boa.

Na tabela 4.6 são mostrados os valores de momentos m_r ao longo das seções dos paralelos da placa e m_φ ao longo dos planos diametrais nos engastamentos do modelo do diafragma com diâmetro externo = 300 mm, diâmetro interno = 100 mm e deslocamento estático de 20 mm, obtido pela solução analítica de placa, eq. [3.6] e [3.7].

TABELA 4.6 Solução analítica de placa, diafragma com diâmetro externo = 300 mm, diâmetro interno = 100 mm e deslocamento estático = 20 mm. Extremos engastados.

Distância radial (mm)	Momento, m_r (N-mm)	Momento, m_φ (N-mm)
50	- 2,4197	- 1,2091
150	3,7284	1,8631

Na Tabela 4.7 apresentam-se os valores de momentos fletores nos engastamentos obtidos na solução numérica (SAP90) para o mesmo modelo do diafragma da Tabela 4.5, e para diferente número de elementos.

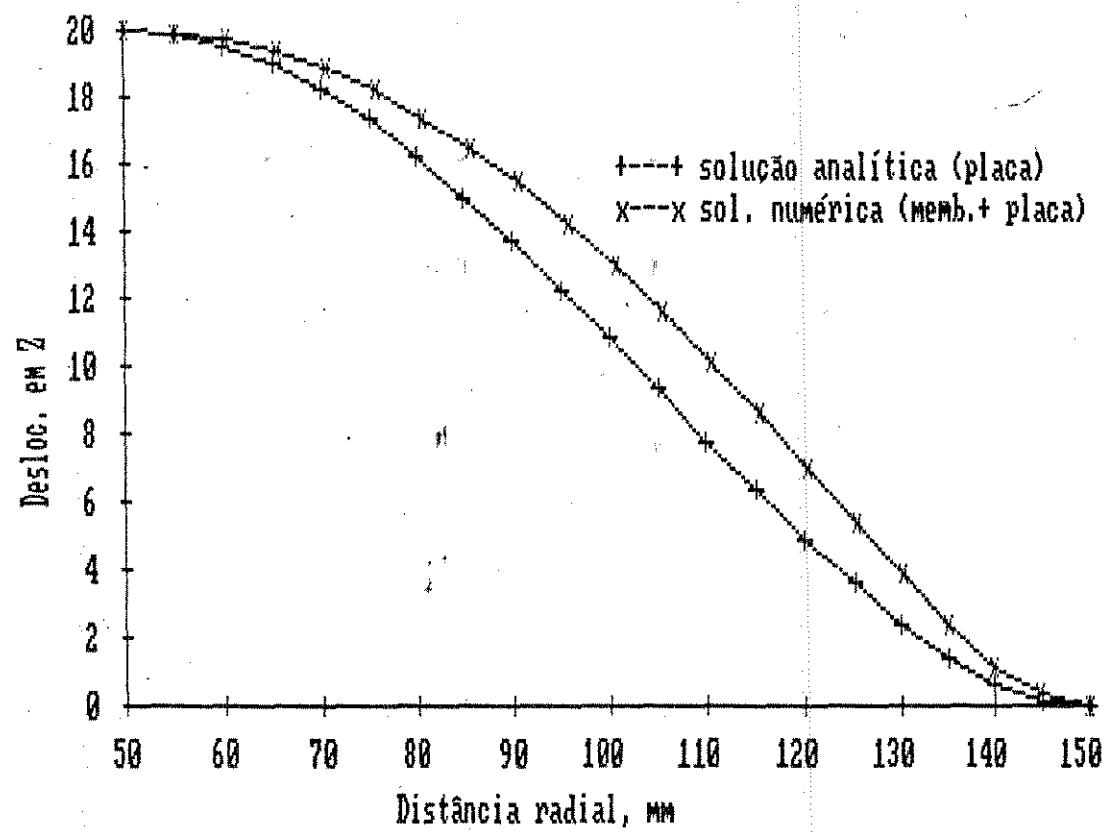


FIGURA 4.14 Comparação entre a solução analítica e a solução numérica do modelo do diafragma.

TABELA 4.7 Solução numérica de placa, momentos fletores nos engastamentos para diferente número de elementos.

Distância radial, mm	5 elementos		10 elementos	
	m_r , N-mm	m_ϕ , N-mm	m_r , N-mm	m_ϕ , N-mm
50	- 2,2118	- 1,1052	- 2,2578	- 1,1282
150	3,7579	1,8778	3,7332	1,8655
	15 elementos		20 elementos	
	m_r , N-mm	m_ϕ , N-mm	m_r , N-mm	m_ϕ , N-mm
50	- 2,2825	- 1,1405	- 2,2967	- 1,1477
150	3,7192	1,8585	3,7112	1,8545
	25 elementos			
	m_r , N-mm	m_ϕ , N-mm		
50	- 2,3060	- 1,1523		
150	3,7061	1,8519		

Na Figura 4.15 observam-se as características de convergência segundo os momentos nos engastamentos. A solução numérica tende a convergir ao valor da solução analítica; no caso do engastamento interno tem-se uma discrepância da ordem de 5% enquanto que para o engastamento externo existe uma pequena discrepância da ordem de 0,5%, para o modelo de 20 elementos finitos.

4.4 Dimensionamento da bomba de diafragma.

Após serem modelados os deslocamentos e tensões em um disco da bomba de diafragma, sob a pressão diferencial aplicada, pela solução numérica, SAP90, e validada

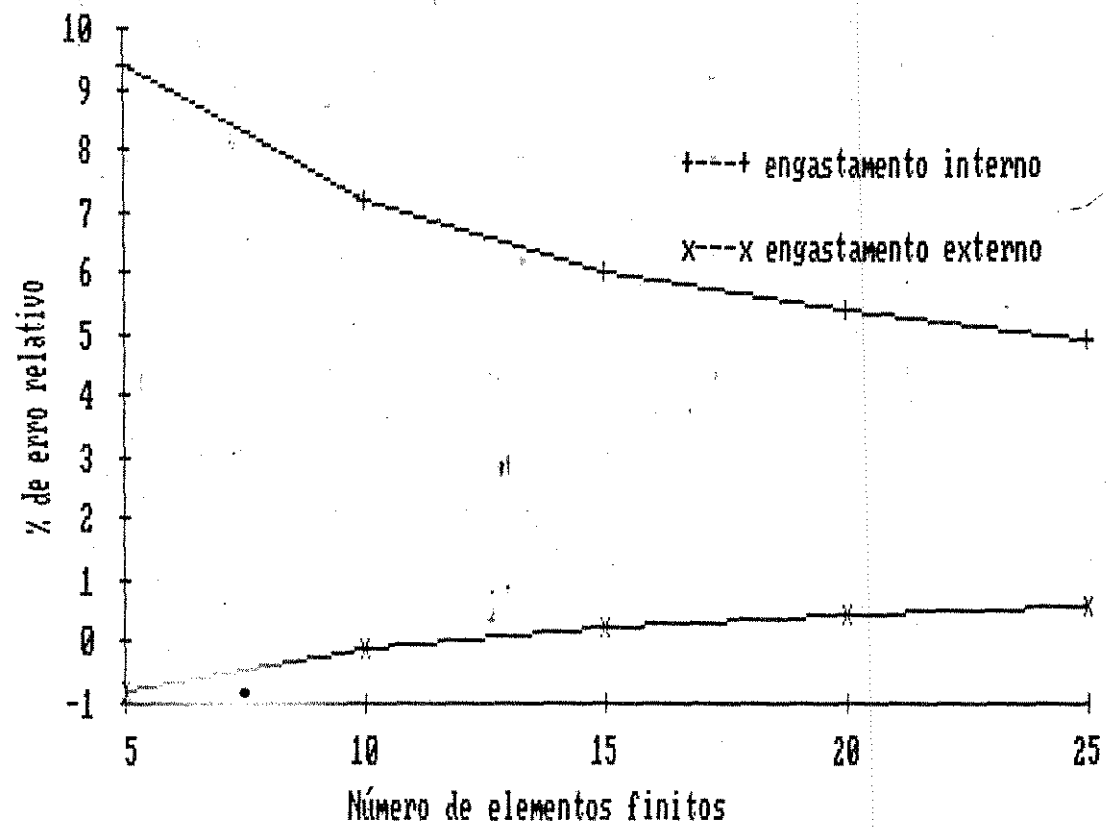


FIGURA 4.15 Características de convergência para os momentos fletores nos engastamentos.

mediante equações analíticas de placa, pode ser feito o dimensionamento baseado em tal análise estrutural.

Para tal, primeiro é conveniente definir a vazão de ar no mecanismo dosador segundo o diâmetro dos furos e a pressão diferencial através deles. A pressão já foi definida antes como $P = 0,002 \text{ N/mm}^2$. Um furo comum para dosadores pneumáticos, para sementes do tamanho tipo milho o feijão pode ser de 5 - 6 mm de diâmetro, segundo BARALDI & DE ZANCHE (1973) e MONTEIRO (1989).

BARALDI & DE ZANCHE (1973) mediram o fluxo de ar para 22 furos de 5.5 mm de diâmetro e pressões de 80 a 600 mm de coluna de água. Obtiveram uma faixa de 8 l/s - 22 l/s na sucção de sementes de milho. MONTEIRO (1989) obteve para um furo de 6mm de diâmetro e pressão diferencial de 190 mm de coluna de água uma vazão de 0,36 l/s por orifício, enquanto que os cálculos de BARALDI & DE ZANCHE rendem ao redor de 0,5 l/s por orifício. E ainda WARRING (1982) assinala, para um furo de 5,56 mm de diâmetro e para uma pressão diferencial de 100 mm de água, um fluxo de aproximadamente 1 l/s.

Para propósitos de dimensionamento será utilizado o valor dado em BARALDI & DE ZANCHE de 0,5 l/s por orifício, vezes 16 orifícios (arbitrário) daria uma vazão total para a bomba de diafragma de 8 l/s.

Fixando:

- Velocidade de deslocamento da semeadora = 0,8 m/s
- Raio da roda acionadora da semeadora = 0,3 m

Obtém-se:

- Velocidade angular = 2,67 rad/s

- Frequência: $f = 0,425$ cps

Levando em consideração a expressão:

$$Q = N \cdot V \cdot f \quad [4.3]$$

Onde:

Q : Vazão da bomba = 8 l/s

N : Número de discos ou aneis da bomba

V : Volume gerado pela deflexão de um disco, l

f : Frequência de acionamento = 0,425 cps

Fixando : $N = 20$ discos

$$\text{Obtém-se : } V = \frac{8 \text{ l/s}}{20 \text{ disc } 0,425} = 0,941 \text{ l/disco}$$

Selecionaram-se dos dados tabelados no Apêndice IV os valores de volume gerado por disco mais aproximados ao volume por disco ora calculado. Começa-se pelas espessuras menores e pelos deslocamentos maiores. Foram anotados: volume por disco, espessura do disco, tensão máxima, deslocamento atingido, deflexão total e diâmetro externo.

Na Tabela 4.8 apresentam-se as opções de dimensionamento segundo a solução numérica com deslocamentos aplicados de 5 em 5 mm.

TABELA 4.8 Opções de dimensionamento segundo a solução numérica com deslocamentos aplicados de 5 em 5 mm para um volume por disco necessário de 0,941 l

Volume (l)	Tensão máx. (MPa)	Espess. (mm)	Desloc. (mm)	Def.t. (mm)	D.ext. (mm)
0,941	1,726	3	10	200	300
0,934	1,734	4	20	400	300
1,022	1,299	4	5	100	350
1,165	1,331	5	15	300	350
1,008	1,127	6	15	300	350
0,922	0,838	6	15	100	400
1,137	1,276	7	20	400	350
1,102	0,921	7	10	200	400
1,059	1,163	8	20	400	350
0,960	0,728	8	10	200	400
0,998	0,979	9	20	400	350
1,194	0,875	9	15	300	400
0,951	1,022	10	20	400	350
1,094	0,789	10	15	300	400

Fixando: N = 30 discos

8 l/s

$$V = \frac{8 \text{ l/s}}{30 \text{ discos} \cdot 0,425 \text{ cps}} = 0,627 \text{ l/disco}$$

TABELA 4.9 Opções de dimensionamento segundo a solução numérica com deslocamentos aplicados de 5 em 5 mm para um volume por disco necessário de 0,627 l

Volume (l)	Tensão máx. (MPa)	Espess. (mm)	Desloc. (mm)	Def.t. (mm)	D.ext. (mm)
0,721	1,397	3	5	150	300
0,670	1,155	5	15	450	300
0,618	0,779	5	15	150	350
0,611	1,019	6	15	450	300
0,653	0,682	7	10	300	350
0,669	0,575	7	5	150	400
0,708	1,226	8	20	600	300
0,688	1,237	9	20	600	300
0,672	1,193	10	20	600	300
0,756	0,528	10	10	300	400

Peso de borracha da opção de menor tensão máx: 51,6 kg

Fixando : N = 40 discos

$$Q = \frac{8 \text{ l/s}}{40 \text{ discos} \cdot 0,425 \text{ cps}} = 0,471 \text{ l/disco}$$

TABELA 4.10 Opções de dimensionamento segundo a solução numérica com deslocamentos aplicados de 5 em 5 mm para um volume por disco necessário de 0,471 l

Volume (l)	Tensão máx. (MPa)	Espess. (mm)	Desloc. (mm)	Def.t. (mm)	D. ext. (mm)
0,491	0,812	5	10	400	300
0,432	0,686	6	10	400	300
0,439	0,487	6	5	200	350
0,540	0,872	8	15	600	300
0,579	0,589	8	10	400	350
0,527	0,399	8	5	200	400
0,520	0,843	9	15	600	300
0,527	0,524	9	10	400	350
0,441	0,299	9	5	200	400
0,506	0,861	10	15	600	300
0,491	0,482	10	10	400	350

Peso de borracha da opção de menor tensão máx.: 61,9kg

Podem ser feitos alguns comentários a partir dos resultados anteriores:

a) É possível fazer vários dimensionamentos para cumprir os requerimentos exigidos.

b) Para os volumes exigidos é possível dimensionar bombas com uma faixa ampla de espessuras, só que as menores espessuras estão associadas aos maiores valores de tensão máxima e vice-versa.

c) As menores tensões máximas são obtidas não somente com as maiores espessuras mas também com os menores deslocamentos aplicados.

d) Quase todas as tensões máximas resultantes estão acima do limite de 0,5 MPa onde o Módulo de Young é constante.

e) Isto significa, que o procedimento feito até aqui com rodadas do programa SAP90 incluindo um valor constante de Módulo de Young da borracha, teria que se mudar a um processo iterativo em vários deslocamentos, modificando o valor de Módulo de Young a cada iteração segundo o valor de deformação específica atingido.

f) É possível fazer alguns dimensionamentos com as tensões máximas abaixo do limite de 0,5 MPa. Nesse caso seriam necessários muitos discos, fazendo inviável tal projeto em razão das considerações de peso e custos elevados.

5. CONCLUSÕES

- A borracha constitui-se em um material de características mecânicas viáveis para projetar estruturas. É necessária uma exata determinação das propriedades elásticas.

- A borracha utilizada apresentou um Módulo de Young aproximadamente constante para deformações específicas menores do que 5%.

- As técnicas de elementos finitos facilitam consideravelmente a análise estrutural dos discos de borracha modelados pela combinação de comportamento de placas e cascas.

- No dimensionamento da bomba de diafragma proposta ficou claro que com as maiores espessuras dos discos (entre 7 e 10 mm) obtiveram-se as tensões máximas correspondentes a deformações contidas na faixa de Módulo de Young aproximadamente constante.

- O dimensionamento feito com um número elevado de discos de espessuras grandes se faz inviável por consideração de custo e peso.

- Se faz necessário implementar o programa de análise estrutural a fim de incluir a variação do Módulo de Young em um processo iterativo segundo o nível de deformações específicas atingidas durante o carregamento.

6. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Dado que o comportamento mecânico (tensão-deformação) das borrachas não pode ser descrito só em termos de um módulo puramente elástico sugere-se estudar a contribuição dependente do tempo para caracterizar o comportamento dinâmico da borracha utilizada. As propriedades resultantes de tal estudo devem ser funções da frequência (excitação senoidal) e temperatura e deverão ser determinadas experimentalmente.

- Recomenda-se, a fim de reduzir drasticamente o número de discos resultante no dimensionamento, projetar com deformações maiores da borracha e assim aproveitar melhor as possibilidades do material, para tal, deve-se implementar a análise numérica incluindo a não linearidade da borracha.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BARALDI, G. & DE ZANCHE, C. Studio di un aparato di distribuzione pneumatica dei semi. Rivista di Ingegneria Agraria 4 (1): 3-13, mar. 1973.

BATOZ, J. L.; TAHAR, M. B. Evaluation of a new quadrilateral thin plate bending element. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 18 : 1655-77, 1982.

CUNNINGHAM, Ernest R. Metering pumps. Plant Engineering, 33 (4) : 52-61, Nov. 1979.

DAVIES, Barbara. Natural rubber - its engineering characteristics. Materials & Design, 7 (2): 68-74, Mar - Apr. 1986.

DERHAM, C.J. The potentials for rubber in design engineering. Elastomerics, 118 (1): 13-17, Jan. 1996.

DE ZAGOTTIS, Décio . Introdução à teoria das placas e das cascas. São Paulo, Escola Politécnica USP, 1971. 142 p.

ENGINEERING research in natural rubber. Eur. Rubber J., 162

(8): 8-16, Oct. 1980.

FEODOSIEV, V. I. Resistencia de materiales. 3. ed. Moscu,

Mir, 1985. 583 p.

FINNEY, Robert H. Application of finite element analysis.

Elastomerics, 112 (1): 18-23, Jan. 1987.

FINNEY, Robert H. Springy finite elements model

elastomers. Machine Design, 58 (12): 87-92, May 1986.

GREGORY, M. J. Dynamic properties of rubber in automotive

engineering. Elastomerics, 112 (11): 19-24, Nov. 1985.

HIRTH, H. Características técnicas e aplicações do

software para análise estrutural SAP90. São Paulo,

1988. 32 p.

HICKS, T.G. Pump selection and application. New York,

McGraw-Hill, 1957.

HOLLAND, F.A. & CHAPPMAN, F.S. Pumping of liquids. New

York, Reinhold, 1966. 406 p.

KARASSIK, I.J. ; KRUTZSCH, W.C. ; FRASER, W.H. ; MESSINA, J.P. Pump handbook. New York, McGraw-Hill, 1976. várias pág..

MARTIN, H. C. & CAREY, G. F. Introduction to finite element analysis: theory and application. New York, McGraw-Hill, 1973. 386 p.

MARK, J. E. Rubber alesticity. Rubber Chem. Technol. 55 (4): 1123-36, Sep./Oct. 1982.

MENOUGH, Jon. Design basics: stress - strain relationships. Rubber World, 197 (2): 8-9, Nov. 1987.

MOFFAT, R. Putting industrial vacuum to word. Hydraulics & Pneumatics, 40 (5): 58-63, May 1987

MONTEIRO, Luis Roberto. Desenvolvimento e análise de uma semeadora pneumática de grãos. Campinas, 1989. 122 p. [Tese - Mestrado - Faculdade de Engenharia Agrícola - UNICAMP].

NAGEL, W. B. Designing with rubber. Mach. Des. 49 (18): 101-6, Aug. 1977.

OGDEN, R. W. Recent advances in the phenomenological theory of rubber elasticity. Rubber Chem. Technol. 59 (3): 361-83, July/Aug. 1986.

PFLUGER, Alf. Estática elemental de las cáscaras. 3. ed.

Buenos Aires, Eudeba, 1964. 141 p.

POYNTON, James P. How to select metering pumps. Power, 124

(1): 64-6, Jan. 1980 a.

POYNTON, James K. Selecting diaphragm metering pumps.

Machine Design, 52 (24): 88-93, Oct. 1980 b.

SIAL, F. S. & PERSSON, S. P. E. Vacuum nozzle design for

seed metering. Trans. ASAE, 27 (3): 688-96, 1984.

STEWART, H.L. Pumps. 2.ed. New York. Macmillan, 1984

500 p.

SUZUKI, A. ; OIKAWA, H. ; MURAKAMI, K. New interpretations

for stress - strain behavior of rubber vulcanizates. J.

Macromol. Sci. Phys., B23 (4-6): 535-47, Aug./Dec. 1984.

SZILARD, Rudolph. Theory and analysis of plates: classical

and numerical methods. Englewood Cliffs, New Jersey,

Prentice-Hall, 1974. 724 p.

TABADDOR, Farhad. Rubber elasticity models for finite

element analysis. Computers & Structures, 26 (1/2): 33-

40, June 1987.

- TAYLOR, R. L. & SIMO, J. C. Bending and membrane elements for analysis of thick and thin shells. Proceedings of the NUMETA 1985 Conference, Swansea, 587-91, June 1985.
- TIMBERS, G. E.; KLOEK, M.; VOISEY, P. W. The Ottawa texture measuring system (OTMS) operating manual. Ottawa, Engineering & Statistical Research Institute, 1985, 91 p.
- TIMOSHENKO, Stephen P. Resistência dos materiais. Rio de Janeiro, LTC-Livros Técnicos e Científicos, 1985, 2v.
- TIMOSHENKO, S. P. & GOODIER, J. N. Teoria da elasticidade. 3 ed. Rio de Janeiro, Guanabara Dois, 1980. 545 p.
- TIMOSHENKO, S. P. & WOINOWSKY-KRIEGER, S. Theory of plates and shells. New York, McGraw-Hill, 1959. 580 p.
- TOBISCH, K. Contribution to the mathematical description of stress - strain behavior of elastomers. Rubber Chem. Technol., 53 (4): 836-41, Sept./Oct. 1980.
- WARRING, R. H. Pneumatic handbook. 6. ed. Morden, England, Trade & Technical Press, 1982. 486 p.
- WILDEN, James K. Air-operated double-diaphragm pumps. Plant Engineering, 40 (18): 52-4, Sept. 1986.

APÉNDICE I.

Programa CARGA4

```

10 CLS
20 REM ***** AGOSTO/89 *****
30 REM
40 REM *****
50 REM ** CALCULO DE COORDENADAS DOS NOS APÓS O DESLOCAMENTO **
60 REM *****
70 CLEAR
80 DIM UX(100),UY(100),UZ(100),X(100),Y(100),Z(100)
90 B$="Bernardo Castillo Herran"
100 C$="Departamento de Maquinaria Agricola"
110 E$="Faculdade de Engenharia Agricola"
120 F$="U N I C A M P"
130 CD$="CALCULO DAS COORDENADAS DOS NOS APÓS O DESLOCAMENTO"
140 LOCATE 14,5 : PRINT B$
150 LOCATE 15,5 : PRINT C$
160 LOCATE 16,5 : PRINT E$
170 LOCATE 17,5 : PRINT F$
180 LOCATE 18,5 : PRINT CD$
190 LOCATE 20,1 : PRINT STRING$(80,"-")
200 LOCATE 21,10: INPUT "NOME DO ARQUIVO (SEM EXTENSÃO):",AQ$
210 AQ$=AQ$+".SOL"
220 CLS
230 REM ***** ENTRA NO ARQUIVO DOS DESLOCAMENTOS *****
240 LOCATE 12,30: PRINT "PROCESSANDO"
250 LOCATE 20,50: PRINT "ARQUIVO " AQ$
260 OPEN "I",#1,AQ$
270 REM LOCALIZA JOINT DISPLACEMENTS
280 AX1$=" J O I N T   D I S P L A C E M E N T S"
290 LINE INPUT #1,L$ : LX$=LEFT$(L$,38)
300 IF LX$ <> AX1$ THEN 290
310 REM ** PULA 4 LINHAS **
320 FOR I=1 TO 4 : LINE INPUT #1,L$ : NEXT I
330 REM ***** LE O NO E O DESLOCAMENTO *****
340 LINE INPUT #1,L$ : LX$=RIGHT$(LEFT$(L$,8),7)
350 IF LX$="UNICAMP" THEN 410
360 JN=VAL(LEFT$(L$,6))
370 UX(JN)=VAL(RIGHT$(LEFT$(L$,18),12))
380 UY(JN)=VAL(RIGHT$(LEFT$(L$,30),12))
390 UZ(JN)=VAL(RIGHT$(LEFT$(L$,42),12))
400 GOTO 340
410 CLOSE #1
420 AQ$=AQ$+".SAP"
430 REM ***** ENTRA NO ARQUIVO DE DADOS DE ENTRADA ORDENADOS *****

```

```

440 LOCATE 21,50: PRINT "ARQUIVO " AQ$
450 OPEN "I",#1,AQ$
460 REM ** CRIA ARQUIVO2.SAP **
470 AS$=AQ$+"2.SAP"
480 OPEN "O", #2,AS$
490 REM ** LOCALIZA TITULO "GENERATED JOINT"
500     AX1$=" G E N E R A T E D   J O I N T"
510     LINE INPUT #1,L$ : LX$=LEFT$(L$,30)
520     PRINT #2,L$
530 IF LX$ (<) AX1$ THEN 510
540 REM * PULA 2 LINHAS *
550 FOR I=1 TO 2 : LINE INPUT #1,L$ : NEXT I
560 REM ***** LE AS COORDENADAS DOS NOS *****
570 FOR I=1 TO JN
580 REM ***** DEPOIS SUMA O DESLOCAMENTO PARA OBTER COORDENADA NOVA *****
590 LINE INPUT #1,L$
600     X(I)=VAL(RIGHT$(LEFT$(L$,21),15)) + UX(I)
610     Y(I)=VAL(RIGHT$(LEFT$(L$,36),15)) + UY(I)
620     Z(I)=VAL(RIGHT$(LEFT$(L$,51),15)) + UZ(I)
630     PRINT #2, USING"#####",I,
640     PRINT #2, USING"#####.###",X(I),Y(I),Z(I)
650 NEXT I
660 LINE INPUT #1,L$ : LX$=RIGHT$(LEFT$(L$,8),7)
670 IF LX$="UNICAMP" THEN 690
680 PRINT #2,L$ : GOTO 660
690 CLOSE #1
700 CLOSE #2
710 LOCATE 22,1 : PRINT STRING$(80,"-")
720 LOCATE 24,5 : PRINT "ARQUIVO DE SAIDA " AS$
730 OPEN "I",#1,AQ$
735 REM *** ENTRA NO ARQUIVO "ORIGINAL" ***
740 A$=AQ$+"2"
745 REM CRIA ARQUIVO ORIGINAL2
750 OPEN "O",#2,A$
760 LOCATE 25,5 : PRINT "ARQUIVO DE SAIDA " A$
770 REM ** LOCALIZA TITULO JOINTS **
780 AX1$="JOINTS"
790 LINE INPUT #1,L$ : LX$=LEFT$(L$,6)
800 PRINT #2,L$
810 IF LX$ (<) AX1$ THEN 790
820 FOR I=1 TO JN
830 PRINT #2,I " X="X(I) " Y="Y(I)" Z="Z(I)
840 NEXT I
850 REM     LOCALIZA SEPARADOR
860 AX1$="RESTRA"
870 REM
880 LINE INPUT #1,L$ : LX$=LEFT$(L$,6)
890 IF LX$ (<) AX1$ THEN 880
900 PRINT #2,
910 PRINT #2,L$
920 IF EOF(1) THEN 940
930 LINE INPUT #1,L$ : GOTO 910
940 CLOSE #1
950 CLOSE #2
960 END

```

Programa VOLUME

```

10 CLS
20 REM ***** JULHO/89 *****
30 REM
40 REM *****
50 REM ***** CALCULO DO VOLUME DESLOCADO*****
60 REM *****
70 CLEAR
80 DIM XD(100), YD(100), ZD(100), VD(100), DX(100)
90 B$="BERNARDO CASTILLO HERRAN"
100 C$="Departamento de Maquinas Agricolas"
110 E$="Faculdade de Engenharia Agricola"
120 F$="U N I C A M P"
125 D$="CALCULO DO VOLUME DESLOCADO"
130 LOCATE 3,25 :PRINT "BBBBBB      CCCCCC      HH      HH"
140 LOCATE 4,25 :PRINT "BBBBBBB      CCCCCCCC      HH      HH"
150 LOCATE 5,25 :PRINT "BB      BB      CC      CCC      HH      HH"
160 LOCATE 6,25 :PRINT "BB      BB      CC      HH      HH"
170 LOCATE 7,25 :PRINT "BBBBBB      CC      HHHHHHHHHH"
180 LOCATE 8,25 :PRINT "BBBBBBB      CC      HHHHHHHHHH"
190 LOCATE 9,25 :PRINT "BB      BB      CC      HH      HH"
200 LOCATE 10,25 :PRINT "BB      BB      CC      CC      HH      HH"
210 LOCATE 11,25 :PRINT "BBBBBBB      CCCCCCCC      HH      HH"
220 LOCATE 12,25 :PRINT "BBBBBBB      CCCCCC      HH      HH"
230 LOCATE 14,5 :PRINT B$
240 LOCATE 15,5 :PRINT C$
250 LOCATE 16,5 :PRINT E$
260 LOCATE 17,5 :PRINT F$
265 LOCATE 18,5 :PRINT D$
270 LOCATE 19,1 :PRINT STRING$(80,"-")
280 LOCATE 20,10 :INPUT "NOME DO ARQUIVO:", AQ$
290 AQ$=AQ$+" SAP"
300 CLS
310 REM ** ENTRA EM UM ARQUIVO CRIADO POR CARGA4 **
320 LOCATE 12,30 :PRINT "PROCESSANDO"
330 LOCATE 20,50 :PRINT "ARQUIVO" AQ$
340 OPEN "I", #1, AQ$
350 REM LOCALIZA GENERATED JOINT COORDINATES
360 AX1$=" G E N E R A T E D J O I N T C O O R D I N A T E S"
370 LINE INPUT #1, L$ : LX$=LEFT$(L$,54)
380 IF LX$ <> AX1$ THEN 370
390 REM ***** PULA 2 LINHAS *****
400 FOR I=1 TO 2 : LINE INPUT #1, L$ : NEXT I
410 REM *****LE O NO E A COORDENADA+DESLOCAMENTO
420 LINE INPUT #1, L$ : LX$=RIGHT$(LEFT$(L$,8),7)
430 IF LX$="UNICAMP" THEN 490
440 JN=VAL(LEFT$(L$,6))
450 XD(JN)=VAL(RIGHT$(LEFT$(L$,22),12))
460 YD(JN)=VAL(RIGHT$(LEFT$(L$,37),12))
470 ZD(JN)=VAL(RIGHT$(LEFT$(L$,52),12))
480 NN=JN :GOTO 420
490 CLOSE #1
500 AS$=AQ$+" VOL"
510 REM *****

```

```
510 OPEN "U",#1,AS$
520 NNO$="ELEMENTO": VON$="VOL.ELEMENTO"
530 PRINT #1,AS$
540 PRINT #1,,, "VOLUME DESLOCADO"
550 PRINT #1,, " "STRING$(42,"-")
560 PRINT #1,NNO$," "VON$
565 R=JN/2-1
570 FOR I = 1 TO R
580 DX(I)=XD(I+1)-XD(I)
590 VO(I)=3.141592654H*DX(I)*(DX(I)*(2*ZD(I+1)+ZD(I))+3*XD(I)*(ZD(I)+ZD(I+1)))/3
600 PRINT #1,USING"#####",I;
610 PRINT #1,USING"#####",VO(I)
620 NEXT I
630 VT=0
640 FOR I = 1 TO R
650 VT=VO(I)+VT
660 NEXT I
670 PRINT #1,, " "STRING$(42,"-")
680 PRINT #1,,, "VOLUME TOTAL REVOLUCAO/DISCO"
690 PRINT #1,USING"#####",VT;
691 PRINT #1, " mm3"
692 VCI=3.141592654H*(XD(1)^2)*ZD(1)
693 PRINT #1,,, "VOLUME CILINDRO INTERIOR"
694 PRINT #1,USING"#####",VCI;
695 PRINT #1, " mm3"
696 VTD=VT+VCI
697 PRINT #1,,, "VOLUME TOTAL DISCO"
698 PRINT #1,USING"#####",VTD;
699 PRINT #1, " mm3"
710 CLOSE #1
720 END
```

Programa SHELLSTR

```

10 CLS
20 REM ***** JULHO /89 *****
30 REM
40 REM *****
50 REM ** CALCULO DAS TENSOES ESTRUTURAIS NA CASCA *****
60 REM * TENSOES COM SEUS SIGNOS *****
70 REM *****
80 CLEAR
90 B$="BERNARDO CASTILLO HERRAN"
100 C$="Departamento de Maquinas Agricolas"
110 E$="Faculdade de Engenharia Agricola"
120 F$="UNICAMP"
130 S$="CALCULO DAS TENSOES ESTRUTURAIS NA CASCA"
140 LOCATE 3,25 :PRINT "BBBBBB      CCCCCC      HH      HH"
150 LOCATE 4,25 :PRINT "BBBBBBB      CCCCCCCC      HH      HH"
160 LOCATE 5,25 :PRINT "BB      BB      CC      CCC      HH      HH"
170 LOCATE 6,25 :PRINT "BB      BB      CC      HH      HH"
180 LOCATE 7,25 :PRINT "BBBBBBB      CC      HHHHHHHHHH"
190 LOCATE 8,25 :PRINT "BBBBBBB      CC      HHHHHHHHHH"
200 LOCATE 9,25 :PRINT "BB      BB      CC      HH      HH"
210 LOCATE 10,25 :PRINT "BB      BB      CC      CC      HH      HH"
220 LOCATE 11,25 :PRINT "BBBBBBB      CCCCCCCC      HH      HH"
230 LOCATE 12,25 :PRINT "BBBBBBB      CCCCCC      HH      HH"
240 LOCATE 14,5 :PRINT B$
250 LOCATE 15,5 :PRINT C$
260 LOCATE 16,5 :PRINT E$
270 LOCATE 17,5 :PRINT F$
280 LOCATE 18,5 :PRINT S$
290 LOCATE 20,1 :PRINT STRING$(80,"-")
300 LOCATE 21,1 :INPUT "NOME DO ARQUIVO (SEM EXTENSÃO):",AQ$
310 AQ$=AQ$+".F4F"
320 CLS
330 REM ** ENTRA NO ARQUIVO DOS ESFORÇOS **
340 LOCATE 12,30 :PRINT "PROCESSANDO"
350 LOCATE 20,50 :PRINT "ARQUIVO" AQ$
360 OPEN "I",#1,AQ$
370 REM LOCALIZA SHELL ELEMENT FORCES
380 AX1$="SHELL ELEMENT FORCES"
390 LINE INPUT #1,L$ : LX$=LEFT$(L$,40)
400 IF LX$ <> AX1$ THEN 390
410 REM ***** PULA 7 LINHAS *****
420 FOR I = 1 TO 7 :LINE INPUT #1,L$ : NEXT I
430 REM ***** VERIFICA FORÇAS E MOMENTOS *****
440 AF$=AQ$ + ".F1S"
450 AM$=AQ$ + ".F1M"
460 OPEN "O",#2,AF$
470 OPEN "O",#3,AM$
475 IF EOF(1) THEN 620
480 LINE INPUT #1,L$ : LX$=RIGHT$(LEFT$(L$,16),1)

```

```

485 IF LA$= " " THEN 510
490 L1$=RIGHT$(LEFT$(L$,6),2)
495 IF VAL(L1$)=0 THEN 580
500 PRINT #2,L$
510 GOTO 475
515 IF EOF(1) THEN 620
520 LINE INPUT #1,L$
530 L3$=RIGHT$(LEFT$(L$,6),2)
540 IF VAL(L3$)=0 THEN 560
550 PRINT #3,L$ : GOTO 515
560 L2$=RIGHT$(LEFT$(L$,11),2)
570 IF L2$="ID" THEN FOR I=1 TO 2 : LINE INPUT #1,L$ : NEXT I : GOTO 475
571 IF EOF(1) THEN 620
572 LINE INPUT #1,L$
575 GOTO 560
580 LX$=RIGHT$(LEFT$(L$,8),7)
590 IF LX$="UNICAMP" THEN 600
592 IF EOF(1) THEN 620
595 LINE INPUT #1,L$ : GOTO 490
600 FOR I=1 TO 6 : LINE INPUT #1,L$ : NEXT I
610 GOTO 475
620 CLOSE #1
630 CLOSE #2
640 CLOSE #3
650 REM ***** CALCULA TENSOES NORMAIS E DE FLEXAO COM SIGNOS *****
655 REM **** "TRACAO" - "COMPRESSAO" ****
660 REM ** PRIMEIRO LE A ESPESSURA DA CASCA **
670 INPUT "ESPESSURA DA CASCA =";TH
680 OPEN "I",#1,AF$
690 OPEN "I",#2,AM$
700 T$=AGE$+".STR"
710 OPEN "O",#3,T$
720 PRINT #3,T$
730 PRINT #3,,"CALCULO DE TENSOES"
735 PRINT #3,," "STRING$(42,"-")
740 NNO$="NNO" : TEN1$="TEN.X1" : TEN2$="TEN.X2"
750 TEN3$="TEN.Y1" : TEN4$="TEN.Y2"
760 PRINT #3,," "NNO$," "TEN1$," "TEN2$,"
761 PRINT #3,," "TEN3$," "TEN4$,"
765 IF EOF(1) THEN 1070
766 IF EOF(2) THEN 1080
768 LINE INPUT #1,L$
770 LINE INPUT #2,M$
780 AL$=RIGHT$(LEFT$(L$,76),6)
790 AM$=RIGHT$(LEFT$(M$,76),6)
800 AL=VAL(AL$)
810 AM=VAL(AM$)
820 LM$=RIGHT$(LEFT$(L$,54),11)
830 TH=VAL(LM$)/TH
840 MM$=RIGHT$(LEFT$(M$,54),11)
850 FM=VAL(MM$)*6/(TH^2)
860 LN$=RIGHT$(LEFT$(L$,66),11)
870 TN=VAL(LN$)/TH
880 MN$=RIGHT$(LEFT$(M$,66),11)
885 MN=VAL(MN$)*6/(TH^2)
890 IF ABS(AL)>5 THEN 900 ELSE 910
900 IF ABS(AM)>5 THEN 950 ELSE 940
910 IF ABS(AM)>5 THEN 930 ELSE 920
920 TT1X=TH+FM : TT2X=TH-FM
925 TT1Y=TN+MN : TT2Y=TN-MN : GOTO 960
930 TT1X=TH+MN : TT2X=TH-MN
935 TT1Y=TN+FM : TT2Y=TN-FM : GOTO 960
940 TT1X=TN+FM : TT2X=TN-FM
945 TT1Y=TH+MN : TT2Y=TH-MN : GOTO 960
950 TT1X=TN+MN : TT2X=TN-MN
955 TT1Y=TH+FM : TT2Y=TH-FM : GOTO 960

```

```
700 NN=VAL(LEFT$(L1,6))
970 PRINT #3,USING "#####";NN;
980 PRINT #3,USING "###.#####";TT1X;
990 PRINT #3," MPa";
1000 PRINT #3,USING "###.#####";TT2X;
1010 PRINT #3," MPa";
1020 PRINT #3,USING "###.#####";TT1Y;
1030 PRINT #3," MPa";
1040 PRINT #3,USING "###.#####";TT2Y;
1050 PRINT #3," MPa"
1060 GOTO 765
1070 CLOSE #1
1080 CLOSE #2
1090 CLOSE #3
1100 END
```

APÊNDICE II.

Solução Analítica do Modelo Mecânico do Diafragma

Temos uma placa circular de radio externo R, carregada simetricamente, com furo circular no centro, de radio interno a. A equação que rege é:

$$\nabla_r^2 \nabla_r^2 w(r) = \frac{d^4 w}{dr^4} + \frac{2d^3 w}{r dr^3} - \frac{1}{r^2} \frac{d^2 w}{dr^2} + \frac{1}{r^2} \frac{dw}{dr} = \frac{p_x(r)}{D} \quad [2.19]$$

A solução rigorosa da eq. [2.19] é obtida como a soma da solução da equação diferencial homogênea $\nabla_r^2 \nabla_r^2 w = 0$; e uma solução particular. Assim:

$$w = w_H + w_P \quad [III.1]$$

A solução da equação diferencial homogênea $\nabla_r^2 \nabla_r^2 w_H = 0$ pode ser:

$$w_H = C_1 + C_2 r^2 + C_3 \ln r/R + C_4 r^2 \ln r/R \quad [III.2]$$

Onde C_1 , C_2 , C_3 , e C_4 são constantes a serem determinadas pelas condições de contorno.

A solução particular w_P pode ser obtida por integração direta da eq. [2.19]. Para isso, expressemos o momento-soma:

$$M = - \int \frac{dr}{r} \int P_z(r) dr \quad \text{[III.9]}$$

Substituído na eq. [III.7] a solução particular é :

$$w_p = - \frac{1}{D} \int \frac{dr}{r} \int M \cdot r dr \quad \text{[III.10]}$$

Para o nosso caso o carregamento simétrico $p_z(r) =$
(vide 3.2.2 , instrução g). Então, o momento soma
determinado pela eq. [III.9] assim :

$$\begin{aligned} M &= - \int_a^r \frac{dr}{r} \int_a^r P_z(r) r dr = - p \int_a^r \frac{(r^2 - a^2)}{2r} dr \\ &= - \frac{p}{2} \left\{ \int_a^r r dr - a^2 \int_a^r \frac{dr}{r} \right\} \\ &= - \frac{p}{2} \left[\frac{r^2 - a^2}{2} - a^2 \ln \left(\frac{r}{a} \right) \right] \quad \text{[III.11]} \end{aligned}$$

A partir da eq. [III.10] acha-se a solução particula

$$\begin{aligned} w_p &= \frac{p}{2D} \int_a^r \frac{dr}{r} \int_a^r \left[\frac{r^2 - a^2}{2} - a^2 r \ln \left(\frac{r}{a} \right) \right] dr \\ w_p &= \frac{p}{2D} \int_a^r \frac{dr}{r} \left\{ \frac{r^4 - a^4}{8} - \frac{a^2 r^2}{4} + \frac{a^4}{4} - a^2 \left[\frac{r^2}{2} \ln r - \frac{r^2}{4} - \right. \right. \\ &\quad \left. \left. \frac{r^2}{2} \ln a \right] \right\} \\ w_p &= \frac{p}{2D} \int_a^r \frac{dr}{r} \left\{ \frac{r^4 - a^4}{8} - \frac{a^2 r^2}{4} + \frac{a^4}{4} - a^2 \left[\frac{r^2 \ln r}{2} - \frac{a^2 \ln a}{2} \right] \right\} \end{aligned}$$

$$\left. \left[\frac{r^2 - a^2}{4} - \frac{r^2 - a^2}{2} \ln a \right] \right\}$$

$$w_p = \frac{P}{2D} \int_a^r \left[\frac{r^2}{8} - \frac{a^4}{8r} - \frac{a^2 r}{4} + \frac{a^4}{4r} - \frac{a^2 r \ln r}{2} + \frac{a^4 \ln a}{2r} + \frac{a^2 r}{4} - \frac{a^4}{4r} + \frac{a^2 r \ln a}{2} - \frac{a^4 \ln a}{2r} \right] dr$$

$$w_p = \frac{P}{2D} \int_a^r \left[\frac{r^2}{8} - \frac{a^4}{8r} - \frac{a^2 r \ln r}{2} + \frac{a^2 r \ln a}{2} \right] dr$$

$$w_p = \frac{P}{2D} \left[\frac{r^4}{32} - \frac{a^4 \ln r}{8} - \frac{a^2}{2} \left(\frac{r^2}{2} \ln r - \frac{r^2}{4} \right) + \frac{a^2 r^2 \ln a}{4} \right]_a^r$$

$$w_p = \frac{P}{2D} \left[\frac{r^4}{32} - \frac{a^4 \ln r}{8} - \frac{a^2 r^2 \ln r}{4} + \frac{a^2 r^2}{8} + \frac{a^2 r^2 \ln a}{4} \right]_a^r$$

$$w_p = \frac{P}{2D} \left[\frac{r^4}{32} - \frac{a^4}{32} - \frac{a^4}{8} \ln \left(\frac{r}{a} \right) - \frac{a^2 r^2}{4} \ln r + \frac{a^4 \ln a}{4} + \frac{a^2 r^2}{8} - \frac{a^4}{8} + \frac{a^2 r^2 \ln a}{4} - \frac{a^4 \ln a}{4} \right]$$

$$w_p = \frac{P}{2D} \left[\frac{r^4}{32} - \frac{5a^4}{32} - \frac{a^4}{8} \ln \left(\frac{r}{a} \right) - \frac{a^2 r^2}{4} \ln r + \frac{a^2 r^2}{8} + \frac{a^2 r^2}{4} \ln a \right] \quad \text{[III.12]}$$

Se $\rho = r/R$, a solução homogênea vem dada por :

$$w_H = C_1 + C_2 \rho^2 + C_3 \ln \rho + C_4 \rho^2 \ln \rho \quad \text{[III.13]}$$

E assim, com a eq. [III.12] pode ser obtida a solução rigorosa da eq. [2.19] para o caso apresentado :

$$w = C_1 + C_2 \frac{r^2}{R^2} + C_3 \ln \left(\frac{r}{R} \right) + C_4 \frac{r^2}{R^2} \ln \left(\frac{r}{R} \right) + \frac{P}{2D} \left[\frac{r^4}{32} - \frac{5a^4}{32} - \frac{a^4}{8} \ln \left(\frac{r}{a} \right) - \frac{a^2 r^2}{4} \ln r + \frac{a^2 r^2}{8} + \frac{a^2 r^2}{4} \ln a \right]$$

$$\frac{a^4}{8} \ln \left(\frac{r}{a} \right) - \frac{a^2 r^2}{4} \ln r + \frac{a^2 r^2}{8} + \frac{a^2 r^2}{4} \ln a \quad \text{[III.14]}$$

$$\frac{dw}{dr} = 2C_2 \frac{r}{R^2} + \frac{C_3}{r} + \frac{C_4 r}{R^2} (1 + 2 \ln r - 2 \ln R) + \frac{p}{2D} \left[\frac{r^2}{8} - \right.$$

$$\left. \frac{a^4}{8r} - \frac{a^2}{2} r \ln r - \frac{a^2 r^2}{4} + \frac{a^2 r^2}{4} + \frac{a^2}{2} r \ln a \right]$$

$$\frac{dw}{dr} = 2C_2 \frac{r}{R^2} + \frac{C_3}{r} + \frac{C_4 r}{R^2} (1 + 2 \ln r - 2 \ln R) + \frac{p}{2D} \left[\frac{r^2}{8} - \right.$$

$$\left. \frac{a^4}{8r} - \frac{a^2}{2} r \ln r + \frac{a^2}{2} r \ln a \right]$$

[III.15]

$$\frac{d^2 w}{dr^2} = \frac{2C_2}{R^2} - \frac{C_3}{r^2} + \frac{C_4}{R^2} \left[3 + 2 \ln r - 2 \ln R \right] + \frac{p}{2D} \left[\frac{3r^2}{8} + \right.$$

$$\left. \frac{a^4}{8r^2} - \frac{a^2}{2} - \frac{a^2}{2} \ln r + \frac{a^2}{2} \ln a \right]$$

[III.16]

APÊNDICE III.

TABELA 1. Resultados do teste tensão de tração de-
formação - específica realizado na FEAGRI.
Espécime 5.

l_e mm	l mm	F kgf	σ kgf/cm ²	ϵ %	E MPa
2	0,3122	0,300	1,613	1,47	10,78
4	0,6244	0,600	3,226	2,93	10,78
6	0,9366	0,850	4,570	4,40	10,18
8	1,2488	0,990	5,323	5,87	8,89
10	1,5610	1,140	6,129	7,34	8,19
12	1,8732	1,250	6,720	8,80	7,49
14	2,1854	1,350	7,258	10,27	6,93
16	2,4976	1,440	7,742	11,74	6,47
18	2,8098	1,500	8,065	13,20	5,99
20	3,1220	1,550	8,333	14,67	5,57
22	3,4342	1,600	8,602	16,14	5,23
24	3,7464	1,650	8,871	17,61	4,94
26	4,0586	1,690	9,086	19,07	4,67
28	4,3708	1,725	9,274	20,54	4,43

$V_c = 100 \text{ mm/min}$

$V_h = 15,61 \text{ mm/min}$

$l_o = 21,28 \text{ mm}$

$A = 0,1860 \text{ cm}^2$

TABELA 2. Resultados do teste tensão de tração de-
formação - específica realizado na FEAGRI.
Espécime 6.

l_c mm	l mm	F kgf	σ kgf/cm ²	ϵ %	E MPa
2	0,3122	0,300	1,603	1,48	10,60
4	0,6244	0,600	3,205	2,96	10,60
6	0,9366	0,840	4,487	4,45	9,89
8	1,2488	0,975	5,208	5,93	8,61
10	1,5610	1,140	6,090	7,41	8,06
12	1,8732	1,275	6,811	8,89	7,51
14	2,1854	1,375	7,345	10,38	6,94
16	2,4976	1,450	7,746	11,86	6,40
18	2,8098	1,525	8,146	13,34	5,99
20	3,1220	1,560	8,333	14,82	5,51
22	3,4342	1,625	8,681	16,31	5,22
24	3,7464	1,680	8,974	17,79	4,95
26	4,0586	1,725	9,215	19,27	4,69
28	4,3708	1,760	9,402	20,75	4,44

$V_c = 100$ mm/min

$V_h = 15,61$ mm/min

$l_0 = 21,06$ mm

$A = 0,1872$ cm²

TABELA 3. Resultados do teste tensão de tração de-
formação - específica realizado na FEAGRI.
Espécime 7.

l_c mm	l mm	F kgf	σ kgf/cm ²	ϵ %	E MPa
2	0,3136	0,250	1,353	1,49	8,91
4	0,6272	0,500	2,706	2,98	8,91
6	0,9408	0,750	4,058	4,47	8,91
8	1,2544	0,950	5,141	5,96	8,46
10	1,5680	1,075	5,817	7,45	7,66
12	1,8816	1,225	6,629	8,94	7,27
14	2,1952	1,330	7,197	10,43	6,77
16	2,5088	1,425	7,711	11,92	6,34
18	2,8224	1,500	8,117	13,41	5,94
20	3,1360	1,550	8,387	14,90	5,52
22	3,4496	1,600	8,658	16,39	5,18
24	3,7632	1,650	8,929	17,88	4,90
26	4,0768	1,700	9,199	19,37	4,66
28	4,3904	1,735	9,389	20,86	4,41

$V_c = 100$ mm/min

$V_h = 15,68$ mm/min

$l_0 = 21,05$ mm

$A = 0,1848$ cm²

TABELA 4. Resultados do teste tensão de tração de-
formação - específica realizado na FEAGRI.
Espécime 8.

l_e mm	l mm	F kgf	σ kgf/cm ²	ϵ %	E MPa
2	0,3122	0,325	1,747	1,46	11,75
4	0,6244	0,650	3,495	2,92	11,75
6	0,9366	0,900	4,839	4,38	10,84
8	1,2488	1,050	5,645	5,84	9,49
10	1,5610	1,200	6,452	7,29	8,67
12	1,8732	1,325	7,124	8,75	7,98
14	2,1854	1,440	7,742	10,21	7,43
16	2,4976	1,510	8,118	11,67	6,82
18	2,8098	1,575	8,468	13,13	6,32
20	3,1220	1,650	8,871	14,59	5,96
22	3,4342	1,700	9,140	16,05	5,59
24	3,7464	1,740	9,355	17,51	5,24
26	4,0586	1,780	9,570	18,97	4,95
28	4,3708	1,825	9,812	20,42	4,71

$V_c = 100$ mm/min

$V_b = 15,61$ mm/min

$l_o = 21,40$ mm

$A = 0,186$ cm²

TABELA 5. Resultados do teste tensão de tração de-
formação - específica realizado na FEAGRI.
Espécime 9.

l_e mm	l mm	F kgf	σ kgf/cm ²	ϵ %	E MPa
2	0,3136	0,290	1,564	1,48	10,34
4	0,6272	0,550	2,967	2,97	9,81
6	0,9408	0,775	4,180	4,45	9,22
8	1,2544	0,910	4,908	5,93	8,12
10	1,5680	1,060	5,717	7,41	7,56
12	1,8816	1,160	6,257	8,90	6,90
14	2,1952	1,260	6,796	10,38	6,42
16	2,5088	1,340	7,228	11,86	5,98
18	2,8224	1,400	7,551	13,34	5,55
20	3,1360	1,450	7,821	14,83	5,17
22	3,4496	1,510	8,145	16,31	4,90
24	3,7632	1,560	8,414	17,79	4,64
26	4,0768	1,600	8,630	19,28	4,39
28	4,3904	1,650	8,900	20,76	4,20

$V_c = 100$ mm/min

$V_h = 15,68$ mm/min

$l_o = 21,15$ mm

$A = 0,1854$ cm²

TABELA 6. Resultados do teste tensão de tração de-
formação - específica realizado na FEAGRI.
Espécime 10.

l_c mm	l mm	F kgf	σ kgf/cm ²	ϵ %	E MPa
2	0,3136	0,300	1,608	1,47	10,73
4	0,6272	0,600	3,215	2,94	10,73
6	0,9408	0,850	4,555	4,41	10,14
8	1,2544	1,000	5,359	5,88	8,94
10	1,5680	1,150	6,163	7,34	8,23
12	1,8816	1,250	6,699	8,81	7,45
14	2,1952	1,350	7,235	10,28	6,90
16	2,5088	1,425	7,637	11,75	6,37
18	2,8224	1,475	7,905	13,22	5,86
20	3,1360	1,525	8,173	14,69	5,46
22	3,4496	1,575	8,441	16,16	5,12
24	3,7632	1,625	8,708	17,63	4,85
26	4,0768	1,660	8,896	19,10	4,57
28	4,3904	1,690	9,057	20,56	4,32

$V_c = 100$ mm/min

$V_n = 15,68$ mm/min

$l_0 = 21,35$ mm

$A = 0,1866$ cm²

APÊNDICE IV.

TABELA 1. Tensões e volumes gerados em diferentes configurações do modelo. 20 elementos, diâmetro ext.: 300 mm.

Espessura	Deslocamento atingido mm.	Tensão, MPa		Volume gerado, l
		int.	ext.	
1	5	13,3878	8,7978	15,459
2	5	3,292	2,227	2,067
2	10	4,838	4,071	3,416
2	15	6,206	4,764	4,054
2	20	7,949	8,081	15,349
3	5	1,397	1,023	0,721
3	10	1,726	1,557	0,941
3	15	1,968	2,021	1,134
3	20	2,119	2,438	1,309
4	5	0,713	0,611	0,393
4	10	0,922	1,013	0,596
4	15	1,090	1,383	0,774
4	20	1,386	1,734	0,934
5	5	0,379	0,429	0,276
5	10	0,596	0,812	0,491
5	15	0,846	1,155	0,670
5	20	1,259	1,491	0,829
6	5	0,184	0,338	0,225
6	10	0,345	0,686	0,432
6	15	0,629	1,019	0,611
6	20	1,104	1,356	0,773
7	5	0,053	0,288	0,199
7	10	0,147	0,600	0,391
7	15	0,450	0,927	0,570
7	20	0,952	1,274	0,735

8	5	0,042	0,262	0,184
8	10	0,201	0,552	0,365
8	15	0,532	0,872	0,540
8	20	1,048	1,226	0,708
9	5	0,118	0,249	0,175
9	10	0,338	0,528	0,349
9	15	0,704	0,843	0,520
9	20	1,237	1,200	0,688
10	5	0,181	0,244	0,169
10	10	0,456	0,519	0,338
10	15	0,861	0,833	0,506
10	20	1,016	1,193	0,672

TABELA 2. Tensões e volumes gerados em diferentes configurações do modelo. 20 elementos, diâmetro ext.: 350 mm.

Espessura	Deslocamento atingido mm.	Tensão, MPa		Volume gerado, l
		int.	ext.	
1	5	22,140	13,628	53,204
2	5	5,498	3,423	6,820
2	10	11,892	10,210	83,665
3	5	2,398	1,542	2,157
3	10	3,120	2,431	2,734
3	15	3,734	3,067	3,089
3	20	4,124	3,590	3,376
4	5	1,299	0,890	1,022
4	10	1,626	1,360	1,320
4	15	1,883	1,776	1,583
4	20	2,070	2,155	1,823
5	5	0,779	0,593	0,618
5	10	1,053	0,978	0,909
5	15	1,226	1,331	1,165
5	20	1,393	1,663	1,398
6	5	0,487	0,436	0,439
6	10	0,780	0,803	0,751
6	15	0,920	1,127	1,008
6	20	1,151	1,433	1,238
7	5	0,302	0,345	0,348
7	10	0,561	0,682	0,653
7	15	0,703	0,986	0,909
7	20	0,975	1,276	1,137
8	5	0,175	0,290	0,297
8	10	0,357	0,589	0,597
8	15	0,506	0,879	0,831
8	20	0,801	1,163	1,059
9	5	0,081	0,255	0,267
9	10	0,185	0,524	0,527
9	15	0,350	0,799	0,771
9	20	0,659	0,979	0,998
10	5	0,007	0,233	0,247
10	10	0,081	0,482	0,491
10	15	0,274	0,745	0,726
10	20	0,598	1,022	0,951

TABELA 3. Tensões e volumes gerados em diferentes configurações do modelo. 20 elementos, diâmetro ext.:400 mm.

Espessura	Deslocamento atingido mm.	Tensão, MPa		Volume gerado, l
		int.	ext.	
1	5	33,542	19,517	148,007
2	5	8,358	4,891	18,710
3	5	3,681	2,187	5,711
3	10	5,379	4,047	9,651
3	15	6,938	4,747	11,533
3	20	9,453	8,854	88,317
4	5	2,034	1,245	2,547
4	10	2,572	1,901	3,113
4	15	3,045	2,425	3,534
4	20	3,415	2,873	3,893
5	5	1,264	0,813	1,420
5	10	1,605	1,249	1,821
5	15	1,887	1,637	2,175
5	20	2,111	1,993	2,500
6	5	0,838	0,581	0,922
6	10	1,159	0,954	1,325
6	15	1,390	1,294	1,680
6	20	1,555	1,613	2,003
7	5	0,575	0,444	0,669
7	10	0,921	0,800	1,102
7	15	1,127	1,114	1,460
7	20	1,265	1,408	1,780
8	5	0,399	0,357	0,527
8	10	0,728	0,690	0,960
8	15	0,913	0,983	1,315
8	20	1,076	1,258	1,630
9	5	0,273	0,299	0,441
9	10	0,540	0,598	0,845
9	15	0,606	0,875	1,194
9	20	0,783	1,137	1,506
10	5	0,178	0,260	0,386
10	10	0,372	0,528	0,756
10	15	0,509	0,789	1,094
10	20	0,695	1,042	1,402

APÉNDICE V.

VICAMP

PAGE

PROGRAM: SAP90/FILE: EBOMBA6.SOL

OMBA DE DIAFRAGMA - FATIA - 5 ELEK. De=300 mm Di=100 mm

POINT DISPLACEMENTS

LOAD CONDITION 1 - DISPLACEMENTS "U" AND ROTATIONS "R"

POINT	U(X)	U(Y)	U(Z)	R(X)	R(Y)	R(Z)
1	.000000	.000000	20.000000	.000000	.000000	.000000
2	.000000	.000000	18.303960	.000000	.167429	.000000
3	.000000	.000000	13.763994	.000000	.277001	.000000
4	.000000	.000000	7.822836	.000000	.301455	.000000
5	.000000	.000000	2.429862	.000000	.216702	.000000
6	.000000	.000000	.000000	.000000	.000000	.000000
7	.000000	.000000	20.000000	.000000	.000000	.000000
8	.000000	.000000	18.303960	.000000	.167429	.000000
9	.000000	.000000	13.763994	.000000	.277001	.000000
10	.000000	.000000	7.822836	.000000	.301455	.000000
11	.000000	.000000	2.429862	.000000	.216702	.000000
12	.000000	.000000	.000000	.000000	.000000	.000000

Mais --

ICAMP

PAGE

PROGRAM: SAP90/FILE: JBOMBA6.S0
 MBA DE DIAFRAGMA - FATIA - 10 ELEM. De=300 mm Di=100mm

D I N T D I S P L A C E M E N T S

AD CONDITION 1 - DISPLACEMENTS "U" AND ROTATIONS "R"

INT	U(X)	U(Y)	U(Z)	R(X)	R(Y)	R(Z)
1	.000000	.000000	20.000000	.000000	.000000	.000000
2	.000000	.000000	19.556206	.000000	.088744	.000000
3	.000000	.000000	18.272025	.000000	.167006	.000000
4	.000000	.000000	16.273193	.000000	.230758	.000000
5	.000000	.000000	13.722924	.000000	.276473	.000000
6	.000000	.000000	10.818126	.000000	.300907	.000000
7	.000000	.000000	7.787135	.000000	.300997	.000000
8	.000000	.000000	4.888288	.000000	.273795	.000000
9	.000000	.000000	2.408975	.000000	.216432	.000000
10	.000000	.000000	.664976	.000000	.126091	.000000
11	.000000	.000000	.000000	.000000	.000000	.000000
12	.000000	.000000	20.000000	.000000	.000000	.000000

Mais --

13	.000000	.000000	19.556206	.000000	.088744	.000000
14	.000000	.000000	18.272025	.000000	.167006	.000000
15	.000000	.000000	16.273193	.000000	.230758	.000000
16	.000000	.000000	13.722924	.000000	.276473	.000000
17	.000000	.000000	10.818126	.000000	.300907	.000000
18	.000000	.000000	7.787135	.000000	.300997	.000000
19	.000000	.000000	4.888288	.000000	.273795	.000000
20	.000000	.000000	2.408975	.000000	.216432	.000000
21	.000000	.000000	.664976	.000000	.126091	.000000
22	.000000	.000000	.000000	.000000	.000000	.000000

ICAMP

PAGE

PROGRAM: SAP90/FILE: JBOMBA6.S0
 MBA DE DIAFRAGMA - FATIA - 10 ELEM. De=300 mm Di=100mm

E A C T I O N S A N D A P P L I E D F O R C E S

AD CONDITION 1 - FORCES "F" AND MOMENTS "M"

INT	F(Z)	M(X)	M(Y)
1	-.0072	5.6397	-.5173
2	.0000	10.6902	.0000
3	.0000	9.1089	.0000

Mais --

INICAMP

PAGE

PROGRAM: SAP90/FILE: OBOMBA6.SI

BOMBA DE DIAFRAGMA-FATIA-15 ELEM. De=300mm, Di=100MM

JOINT DISPLACEMENTS

LOAD CONDITION 1 - DISPLACEMENTS "U" AND ROTATIONS "R"

JOINT	U(X)	U(Y)	U(Z)	R(X)	R(Y)	R(Z)
1	.000000	.000000	20.000000	.000000	.000000	.000000
2	.000000	.000000	19.800010	.000000	.060077	.000000
3	.000000	.000000	19.211705	.000000	.116156	.000000
4	.000000	.000000	18.266199	.000000	.166939	.000000
5	.000000	.000000	17.002749	.000000	.211268	.000000
6	.000000	.000000	15.467982	.000000	.248083	.000000
7	.000000	.000000	13.715359	.000000	.276389	.000000
8	.000000	.000000	11.804813	.000000	.295236	.000000
9	.000000	.000000	9.802477	.000000	.303711	.000000
10	.000000	.000000	7.780484	.000000	.300925	.000000
11	.000000	.000000	5.816823	.000000	.286009	.000000
12	.000000	.000000	3.995217	.000000	.258111	.000000

Mais --

13	.000000	.000000	2.405035	.000000	.216389	.000000
14	.000000	.000000	1.141220	.000000	.160011	.000000
15	.000000	.000000	.304233	.000000	.088154	.000000
16	.000000	.000000	.000000	.000000	.000000	.000000
17	.000000	.000000	20.000000	.000000	.000000	.000000
18	.000000	.000000	19.800010	.000000	.060077	.000000
19	.000000	.000000	19.211705	.000000	.116156	.000000
20	.000000	.000000	18.266199	.000000	.166939	.000000
21	.000000	.000000	17.002749	.000000	.211268	.000000
22	.000000	.000000	15.467982	.000000	.248083	.000000
23	.000000	.000000	13.715359	.000000	.276389	.000000
24	.000000	.000000	11.804813	.000000	.295236	.000000
25	.000000	.000000	9.802477	.000000	.303711	.000000
26	.000000	.000000	7.780484	.000000	.300925	.000000
27	.000000	.000000	5.816823	.000000	.286009	.000000
28	.000000	.000000	3.995217	.000000	.258111	.000000
29	.000000	.000000	2.405035	.000000	.216389	.000000
30	.000000	.000000	1.141220	.000000	.160011	.000000
31	.000000	.000000	.304233	.000000	.088154	.000000
32	.000000	.000000	.000000	.000000	.000000	.000000

NICAMP

PAGE

PROGRAM: SAP90/FILE: OBOMBA6.SOI

Mais --

INICAMP

PAGE

PROGRAM: SAP90/FILE: TBOMBA6.SI

BOMBA DE DIAFRAGMA-FATIA-20 ELEM. De=300mm, Di=100mm

JOINT DISPLACEMENTS

LOAD CONDITION 1 - DISPLACEMENTS "U" AND ROTATIONS "R"

JOINT	U(X)	U(Y)	U(Z)	R(X)	R(Y)	R(Z)
1	.000000	.000000	20.000000	.000000	.000000	.000000
2	.000000	.000000	19.886752	.000000	.045370	.000000
3	.000000	.000000	19.551416	.000000	.088687	.000000
4	.000000	.000000	19.005730	.000000	.129376	.000000
5	.000000	.000000	18.264165	.000000	.166916	.000000
6	.000000	.000000	17.343694	.000000	.200825	.000000
7	.000000	.000000	16.263615	.000000	.230651	.000000
8	.000000	.000000	15.045423	.000000	.255967	.000000
9	.000000	.000000	13.712714	.000000	.276360	.000000
10	.000000	.000000	12.291103	.000000	.291433	.000000
11	.000000	.000000	10.808167	.000000	.300799	.000000
12	.000000	.000000	9.293396	.000000	.304078	.000000

Mais --

13	.000000	.000000	7.778153	.000000	.300900	.000000
14	.000000	.000000	6.295644	.000000	.290900	.000000
15	.000000	.000000	4.880886	.000000	.273716	.000000
16	.000000	.000000	3.570693	.000000	.248992	.000000
17	.000000	.000000	2.403650	.000000	.216374	.000000
18	.000000	.000000	1.420104	.000000	.175513	.000000
19	.000000	.000000	.662143	.000000	.126061	.000000
20	.000000	.000000	.173593	.000000	.067671	.000000
21	.000000	.000000	.000000	.000000	.000000	.000000
22	.000000	.000000	20.000000	.000000	.000000	.000000
23	.000000	.000000	19.886752	.000000	.045370	.000000
24	.000000	.000000	19.551416	.000000	.088687	.000000
25	.000000	.000000	19.005730	.000000	.129376	.000000
26	.000000	.000000	18.264165	.000000	.166916	.000000
27	.000000	.000000	17.343694	.000000	.200825	.000000
28	.000000	.000000	16.263615	.000000	.230651	.000000
29	.000000	.000000	15.045423	.000000	.255967	.000000
30	.000000	.000000	13.712714	.000000	.276360	.000000
31	.000000	.000000	12.291103	.000000	.291433	.000000
32	.000000	.000000	10.808167	.000000	.300799	.000000
33	.000000	.000000	9.293396	.000000	.304078	.000000
34	.000000	.000000	7.778153	.000000	.300900	.000000
35	.000000	.000000	6.295644	.000000	.290900	.000000

Mais --

36	.000000	.000000	4.880886	.000000	.273716	.000000
37	.000000	.000000	3.570693	.000000	.248992	.000000
38	.000000	.000000	2.403650	.000000	.216374	.000000
39	.000000	.000000	1.420104	.000000	.175513	.000000
40	.000000	.000000	.662143	.000000	.126061	.000000
41	.000000	.000000	.173593	.000000	.067671	.000000
42	.000000	.000000	.000000	.000000	.000000	.000000

ICAMP

PAGE

PROGRAM: SAP90/FILE: TBOMBA6.SOL

IMBA DE DIAFRAGMA-FATIA-20 ELEM. De=300mm, Di=100mm

E A C T I O N S A N D A P P L I E D F O R C E S

LOAD CONDITION 1 - FORCES "F" AND MOMENTS "M"

JINT	F(Z)	M(X)	M(Y)
1	-.0071	2.8778	-.5136
2	.0000	5.6444	.0000
3	.0000	5.3475	.0000
4	.0000	4.9808	.0000
5	.0000	4.5503	.0000
6	.0000	4.0605	.0000

Mais --

PROGRAM: SAP90/FILE: YBOMBA6.SOL

IMBA DE DIAFRAGMA- FATIA-25 ELEM. De=300mm, Di=100mm

O I N T D I S P L A C E M E N T S

LOAD CONDITION 1 - DISPLACEMENTS "U" AND ROTATIONS "R"

O I N T	U(X)	U(Y)	U(Z)	R(X)	R(Y)	R(Z)
1	.000000	.000000	20.000000	.000000	.000000	.000000
2	.000000	.000000	19.927236	.000000	.036437	.000000
3	.000000	.000000	19.711038	.000000	.071639	.000000
4	.000000	.000000	19.356971	.000000	.105301	.000000
5	.000000	.000000	18.871765	.000000	.137143	.000000
6	.000000	.000000	18.263225	.000000	.166905	.000000
7	.000000	.000000	17.540167	.000000	.194344	.000000
8	.000000	.000000	16.712355	.000000	.219226	.000000
9	.000000	.000000	15.790465	.000000	.241330	.000000
10	.000000	.000000	14.786045	.000000	.260440	.000000
11	.000000	.000000	13.711490	.000000	.276348	.000000
12	.000000	.000000	12.580017	.000000	.288850	.000000

Mais --

13	.000000	.000000	11.405647	.000000	.297749	.000000
14	.000000	.000000	10.203185	.000000	.302849	.000000
15	.000000	.000000	8.988214	.000000	.303959	.000000
16	.000000	.000000	7.777074	.000000	.300889	.000000
17	.000000	.000000	6.586860	.000000	.293453	.000000
18	.000000	.000000	5.435409	.000000	.281465	.000000
19	.000000	.000000	4.341294	.000000	.264742	.000000
20	.000000	.000000	3.323819	.000000	.243103	.000000
21	.000000	.000000	2.403009	.000000	.216368	.000000
22	.000000	.000000	1.599611	.000000	.184356	.000000
23	.000000	.000000	.935085	.000000	.146891	.000000
24	.000000	.000000	.431605	.000000	.103794	.000000
25	.000000	.000000	.112048	.000000	.054889	.000000
26	.000000	.000000	.000000	.000000	.000000	.000000
27	.000000	.000000	20.000000	.000000	.000000	.000000
28	.000000	.000000	19.927236	.000000	.036437	.000000
29	.000000	.000000	19.711038	.000000	.071639	.000000
30	.000000	.000000	19.356971	.000000	.105301	.000000
31	.000000	.000000	18.871765	.000000	.137143	.000000
32	.000000	.000000	18.263225	.000000	.166905	.000000
33	.000000	.000000	17.540167	.000000	.194344	.000000
34	.000000	.000000	16.712355	.000000	.219226	.000000
35	.000000	.000000	15.790465	.000000	.241330	.000000

Mais --