



Governo do Estado de São Paulo Universidade Estadual de Campinas

FACULDADE DE ENGENHARIA AGRÍCOLA

VIABILIDADE ESTRUTURAL DE UMA RODA ELÁSTICA
DE AÇO PARA MÁQUINAS AGRÍCOLAS

A BRAHÃO

PUBLICAÇÃO

FEAGRI

Parecer

Este exemplar corresponde a redação final da dissertação de Mestrado elaborada por Roberto Fumagalli e aprovada pela Comissão Julgadora em 14 de dezembro de 1950.

Campinas, 14 de janeiro de 1951

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA AGRÍCOLA

VIABILIDADE ESTRUTURAL DE UMA RODA ELÁSTICA DE AÇO PARA
MAQUINAS AGRICOLAS

Roberto Funes Abrahão *m.t.*

Orientador : Prof. Dr. Oscar Antonio Braunbeck *m.t.*

Dissertação apresentada à
Faculdade de Engenharia
Agrícola para cumprimento
parcial dos requisitos para a
obtenção do título de MESTRE em
Engenharia Agrícola.

CAMPINAS, 1990

BC/9100891

Dedico este trabalho

à minha esposa Valeria

ao meu filho Lucas

à minha mãe Erolides

e às minhas tias

Luiza, Antonieta e Ignês

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Oscar A. Braunbeck pela orientação estimulante e pela amizade.

Aos Profs. Drs. Cláudio B. Sverzut e Paulo S. G. Magalhães pela colaboração na programação computacional.

À Maria Aparecida Padovani, Lenice de Souza Cândido e Edgar Aparecido Lombardi pela ajuda e paciência.

Aos colegas da FEAGRI, e em particular aos colegas do DMA pelas sugestões, apoio e estímulo.

SUMARIO

	PÁG.
LISTA DE FIGURAS.....	iii
LISTA DE TABELAS.....	ix
LISTA DE SIMBOLOS.....	xi
RESUMO.....	xii
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. OBJETIVOS.....	8
3. REVISÃO DE LITERATURA.....	10
3.1 A roda e as rodas elásticas : antecedentes.....	10
3.2 Tração e Mobilidade.....	17
3.3 Vibrações em tratores agrícolas.....	24
4. MODELAGEM ESTRUTURAL.....	29
4.1 O método da rigidez.....	29
4.2 Matriz de rigidez de uma estrutura composta por barras curvas.....	34
4.3 O efeito da não-linearidade geométrica.....	39
5. METODOLOGIA.....	43
5.1 Equipamentos e programas computacionais.....	43

	PÁG.
5.2 Geração dos modelos estruturais.....	45
5.3 Definição dos parâmetros de projeto.....	52
5.4 Terminologia dos modelos.....	72
5.5 Análise estrutural linear.....	74
6. RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	82
6.1 Modelos elaborados.....	82
6.2 Tensões e deslocamentos.....	93
6.3 Análise incremental : o efeito da mudança geométrica.....	142
6.4 A distribuição das tensões na estrutura da roda elástica.....	147
6.5 A influência dos parâmetros de projeto nos níveis de tensão e deslocamento dos modelos.....	149
6.6 Tensões admissíveis.....	153
6.7 A constante elástica.....	155
6.8 Modelos alternativos.....	157
7. CONCLUSÕES.....	161
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	163
APÊNDICE A.....	168
APÊNDICE B.....	172
APÊNDICE C.....	178
APÊNDICE D.....	181
ABSTRACT.....	186

LISTA DE FIGURAS

FIGURA	-----TÍTULO-----	PÁG.
1.1.	Roda elástica	5
3.1.1	Roda elástica, patente de C. E. James de 1880	12
3.1.2	Roda elástica, patente de G. R. Wwillians de 1907	13
3.1.3	Roda elástica, patente de M. V. Wagner de 1916	13
3.1.4	Roda elástica, patente de J. V. Martin de 1945	14
3.1.5	Roda elástica, patente de C. A. Slocum de 1920	14
3.2.1	Pneu agrícola tracionando	17
3.3.1	Distribuição de frequência e aceleração vertical máxima	25
3.3.2	Transmissibilidade por razão de freq.	27
4.2.1	Elemento estrutural curvo	35
4.2.2	Ponto geral s em um elemento curvo	36

FIGURA	-----TÍTULO-----	PÁG.
5.2.1	Exemplo de arquivo de dados do programa SAP90	46
5.2.2	Modelo estrutural mostrando o número dos nós	50
5.2.3	Modelo estrutural mostrando o número dos elementos	51
5.2.5	Modelo estrutural destacando os nós e elementos	51
5.3.1.1	Esquema geral da roda elástica	52
5.3.1.2	Diâmetros da roda e do cubo	53
5.3.1.3	Eixos locais de inércia	54
5.3.1.4	RR=300mm e RC=500mm	57
5.3.1.5	RR=400mm e RC=400mm	57
5.3.1.6	RR=400mm e RC=500mm	58
5.3.1.7	RR=400mm e RC=600mm	58
5.3.1.8	RR=500mm e RC=300mm	59
5.3.1.9	RR=500mm e RC=400mm	59
5.3.1.10	RR=500mm e RC=500mm	60
5.3.1.11	RR=500mm e RC=600mm	60
5.3.1.12	RR=500mm e RC=700mm	61
5.3.1.13	RR=600mm e RC=400mm	61
5.3.1.14	RR=600mm e RC=500mm	62

FIGURA	-----TÍTULO-----	PÁG.
5.3.1.15	RR=600mm e RC=600mm	62
5.3.1.16	RR=600mm e RC=700mm	63
5.3.1.17	RR=700mm e RC=500mm	63
5.3.1.18	RR=700mm e RC=600mm	64
5.3.1.19	RR=700mm e RC=700mm	64
5.3.1.20	RR=800mm r RC=600mm	65
5.3.1.21	RR=800mm e RC=600mm	65
5.3.1.22	RR=900mm e RC=700mm	66
5.3.1.23	Modelo com 12 raioe	67
5.3.1.24	Modelo com 24 raioe	67
5.3.1.25	Modelo com 36 raioe	68
5.3.2.1	Região de apoio da roda	69
5.5.2.1.1	Raio equivalente	77
6.1.1	Modelo N2E3R3C5	83
6.1.2	Modelo N2E3R4C4	83
6.1.3	Modelo N2E3R4C5	84
6.1.4	Modelo N2E3R4C6	84
6.1.5	Modelo N2E3R5C3	85
6.1.6	Modelo N2E3R5C4	85
6.1.7	Modelo N2E3R5C5	86
6.1.8	Modelo N2E3R5C6	86
6.1.9	Modelo N2E3R5C7	87

FIGURA	TÍTULO	PÁG.
6.1.10	Modelo N2E3R6C4	87
6.1.11	Modelo N2E3R6C5	88
6.1.12	Modelo N2E3R6C6	88
6.1.13	Modelo N2E3R6C7	89
6.1.14	Modelo N2E3R7C5	89
6.1.15	Modelo N2E3R7C6	90
6.1.16	Modelo N2E3R7C7	90
6.1.17	Modelo N2E3R8C6	91
6.1.18	Modelo N2E3R8C7	91
6.1.19	Modelo N2E3R9C7	92
6.2.1	Tensão máxima para NR=12 e H=3.18mm	96
6.2.2	Raio equivalente para NR=12 e H=3.18mm	98
6.2.3	Red. perc. do raio para NR=12 e H=3.18mm	99
6.2.4	Desloc. vert. do cubo para NR=12 e H=3.18mm	99
6.2.5	Tensão máxima para NR=12 e H=6.37mm	101
6.2.6	Raio equivalente para NR=12 e H=6.37mm	103
6.2.7	Red. perc. do raio para NR=12 e H=6.37mm	104
6.2.8	Desloc. vert. do cubo para NR=12 e H=6.37mm	104
6.2.9	Tensão máxima para NR=12 e H=9.52mm	106
6.2.10	Raio equivalente para NR=12 e H=9.52mm	108
6.2.11	Red. perc. do raio para NR=12 e H=9.52mm	109
6.2.12	Desloc. vert. do cubo para NR=12 e H=9.52mm	109

FIGURA	-----TÍTULO-----	PÁG.
6.2.13	Tensão máx. para NR=24 e H=3.18mm	111
6.2.14	Raio equivalente para NR=24 e H=3.18mm	113
6.2.15	Red. perc. do raio para NR=24 e H=3.18mm	114
6.2.16	Desloc. vert. do cubo para NR=24 e H=3.18mm	114
6.2.17	Tensão máxima para NR=24 e H=6.37mm	116
6.2.18	Raio equivalente para NR=24 e H=6.37mm	118
6.2.19	Red. perc. do raio para NR=24 e H=6.37mm	119
6.2.20	Desloc. vert. do cubo para NR=24 e H=6.37mm	119
6.2.21	Tensão máxima para NR=24 e H=9.52mm	121
6.2.22	Raio equivalente para NR=24 e H=9.52mm	123
6.2.23	Red. perc. do raio para NR=24 e H=9.52mm	124
6.2.24	Desloc. vert. do cubo para NR=24 e H=9.52mm	124
6.2.25	Tensão máxima para NR=36 e H=3.18mm	126
6.2.26	Raio equivalente para NR=36 e H=3.18mm	128
6.2.27	Red. perc. do raio para NR=36 e H=6.37mm	129
6.2.28	Desloc. vert. do cubo para NR=36 e H=3.18mm	129
6.2.29	Tensão máxima para NR=36 e H=6.37mm	131
6.2.30	Raio equivalente para NR=36 e H=6.37mm	133
6.2.31	Red. perc. do raio para NR=36 e H=6.37mm	134
6.2.32	Desloc. vert. do cubo para NR=36 e H=6.37mm	134
6.2.33	Tensão máxima para NR=36 e H=9.52mm	136
6.2.34	Raio equivalente para NR=36 e H=9.52mm	138
6.2.35	Red. perc. do raio para NR=36 e H=9.52mm	140

FIGURA	-----TITULO-----	PÁG.
6.2.36	Desloc. vert. do cubo para NR=36 e H=0.52mm	140
6.2.37	Desenho da configuração deformada da região de contato de um modelo da roda elástica feito pelo módulo gráfico do SAP90	141
6.3.1	Modelo N2E3R5C3 (indeformado)	143
6.3.2	Modelo N2E3R5C3 (deformado)	143
6.4.1	Região de tensão máxima	148

LISTA DE TABELAS

TABELA	-----TITULO-----	PÁG.
5.3.1.1	Combinações entre RR e RC	56
6.2.1	Tensão máxima para NR=12 e H=3.18mm	97
6.2.2	Req, Rp e Dv para NR=12 e H=3.18mm	100
6.2.3	Tensão máxima para NR=12 e H=6.37mm	102
6.2.4	Req, Rp e Dv para NR=12 e H=6.37mm	105
6.2.5	Tensão máxima para NR=12 e H=9.52mm	107
6.2.6	Req, Rp e Dv para NR=12 e H=9.52mm	110
6.2.7	Tensão máxima para NR=24 e H=6.37mm	112
6.2.8	Req, Rp e Dv para NR=24 e H=3.18mm	115
6.2.9	Tensão máxima para NR=24 e H=6.37mm	117
6.2.10	Req, Rp e Dv para NR=24 e H=6.37mm	120
6.2.11	Tensão máxima para NR=24 e H=9.52mm	122
6.2.12	Req, Rp e Dv para NR=24 e H=9.52mm	125
6.2.13	Tensão máxima para NR=36 e H=3.18mm	127
6.2.14	Req, Rp e Dv para NR=36 e H=3.18mm	130
6.2.15	Tensão máxima para NR=36 e H=6.37mm	132
6.2.16	Req, Rp e Dv para NR=36 e H=6.37mm	135

TABELA	-----TITULO-----	PÁG.
6.2.17	Tensão máx. para NR=36 e H=9.52mm	137
6.2.18	Req, Rp e Dv para NR=36 e H=9.52mm	140
6.3.1	Deslocamentos obtidos pela análise	146
6.8.1	Comportamento estrutural dos modelos alternativos	158

LISTA DE SIMBOLOS

* PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DE PROJETO DA RODA ELÁSTICA *

SÍMBOLO	-----TÍTULO-----	UNIDADE
B	Largura da seção transversal	mm
D	Diâmetro da roda	mm
d	Diâmetro do cubo	mm
H	Altura da seção transversal	mm
NR	Número de raios	—
RC	Raio da circunferência que é o lugar geométrico dos centros de curvatura dos raios	mm
RR	Raio de curvatura dos raios	mm

* PARÂMETROS DE DESEMPENHO ESTRUTURAL *

Dv	Deslocamento vertical do cubo	mm
Req	Raio equivalente da configuração deformada	mm
Rp	Redução percentual do raio da roda	%

RESUMO

O objetivo deste trabalho foi propor o conceito de uma roda elástica de aço com raios curvos, que dispensa o uso do pneumático, para tratores e máquinas agrícolas em geral. Foram feitos os estudos iniciais que levem a uma configuração geométrica da roda que proporcione uma boa deformabilidade elástica e que mantenha as tensões estruturais em níveis aceitáveis.

Foram escritos 171 modelos numéricos com diversas configurações geométricas para serem processados em um programa computacional comercial da análise de estruturas. Para cada modelo, calculou-se a tensão máxima e analisou-se os deslocamentos nodais através de diferentes

indicadores, tais como o deslocamento vertical do cubo da roda e o raio equivalente da configuração deformada.

Estudou-se a influência dos parâmetros geométricos nos níveis de tensão e deslocamento dos modelos.

Como conclusões principais, obteve-se que os modelos, idealizados como estruturas formadas por barras, comportam-se linearmente, mesmo quando submetidos a níveis significantes de deslocamento nodal.

Os modelos com grande número de raios de pequena espessura mostraram-se estruturalmente mais eficientes.

As tensões máximas foram localizadas nos elementos estruturais próximos à região de contato com o solo.

Determinadas configurações geométricas da roda elástica podem substituir vantajosamente o rodado pneumático em relação ao desempenho vibratório dos tratores agrícolas.

Para o carregamento imposto, vários modelos mostraram-se viáveis para o dimensionamento com base no limite de resistência à fadiga.

O projeto e desenvolvimento de máquinas agrícolas mais eficientes, seguras e econômicas é um objetivo permanente da Engenharia Agrícola. Os estudos realizados para dotar essas máquinas de mais eficiência e mobilidade deram atenção especial aos seus rodados, devido às particularidades dos solos agrícolas.

O ramo da Mecânica Aplicada que estuda a interação entre o veículo e o solo deformável pelo qual ele trafega -como os solos agrícolas- é bastante recente. As pesquisas começaram de forma predominantemente empírica, sem uma base teórica consistente. A heterogeneidade natural dos solos agrícolas e a multiplicidade de parâmetros de difícil determinação empírica impunham sérias dificuldades a uma

abordagem mais geral do problema.

BEKKER (1962) relata que o estímulo à pesquisa mais sistemática da locomoção de veículos em solos deformáveis veio da área militar e da pesquisa espacial. No primeiro caso tratava-se de projetar veículos militares capazes de operar eficientemente nos mais diversos tipos de terreno. Já a pesquisa espacial, e em particular a necessidade de exploração do solo lunar levou à realização de trabalhos teóricos e experimentais decisivos para o futuro desenvolvimento dessa área de estudos.

O conhecimento acumulado desde então fornece a base para a otimização do desempenho tratorio e da mobilidade dos veículos agrícolas. Na busca desse objetivo, o rodado é um elemento fundamental, pois é ele que interage diretamente com o solo, suportando a carga imposta pela máquina e desenvolvendo as forças ligadas à tração e à direção do veículo.

As máquinas agrícolas, com seus diversos componentes e sistemas, têm se beneficiado do avanço tecnológico. Apesar disso, seus dispositivos de tração - os rodados - ainda apresentam níveis de eficiência muito baixos, o que contribui para elevar os custos das operações agrícolas.

No passado, as rodas rígidas de ferro foram largamente utilizadas na agricultura, sendo quase que

completamente substituídas a partir da invenção do pneumático. Estes proporcionavam melhor eficiência de tração já que afundavam menos no solo, diminuindo a resistência ao rolamento; eram capazes de absorver choques provocados por obstáculos e irregularidades do terreno, além de proporcionarem um aumento na velocidade de trabalho das máquinas.

Analisando os tratores agrícolas de rodado pneumático, que transmitem a maior parte de seu trabalho útil sob a forma de força e deslocamento na barra de tração, DWYER (1982) aponta que a eficiência máxima dos pneus para a maioria das condições dos solos agrícolas está em torno de 70%. Portanto 30% ou, o que é mais comum, mais de 30% da potência emergente dos semi-eixos motores é perdida nos complexos fenômenos mecânicos que ocorrem na interface pneu-solo.

Um tipo de dispositivo de tração mais eficiente do que o rodado pneumático é o rodado de esteira que chega a alcançar, na maioria das condições dos solos agrícolas, eficiências máximas da ordem de 90%. Essa maior eficiência de tração é creditada à maior área de contato com o solo que esse tipo de rodado desenvolve, o que leva a uma diminuição da resistência ao rolamento e a um menor deslizamento.

O melhor desempenho energético da esteira em relação ao pneu perde um pouco de relevância quando se

coteja os dois dispositivos de tração em relação a outros fatores. O custo inicial da esteira é maior, assim como o custo de manutenção. Mais importante, os rodados de esteira são menos versáteis e têm menos mobilidade; são mais difíceis de manobrar e menos velozes, além de não trafegarem em estradas pavimentadas.

Um terceiro tipo de rodado para tratores, a esteira de borracha, foi recentemente lançada no mercado, mas ainda não se tem à disposição estudos exaustivos de seu desempenho.

Foi a partir de considerações sobre as características dos rodados de esteira e pneumático que este trabalho se iniciou. Busca-se aqui iniciar os estudos que podem levar ao desenvolvimento de um rodado para máquinas agrícolas que una a melhor eficiência energética do rodado de esteira à mobilidade e simplicidade construtiva do rodado pneumático.

A proposta geral deste trabalho é analisar a viabilidade estrutural de uma roda elástica de aço com raios curvos para ser utilizada em máquinas agrícolas, como roda de tração ou roda rebocada (figura 1.1).

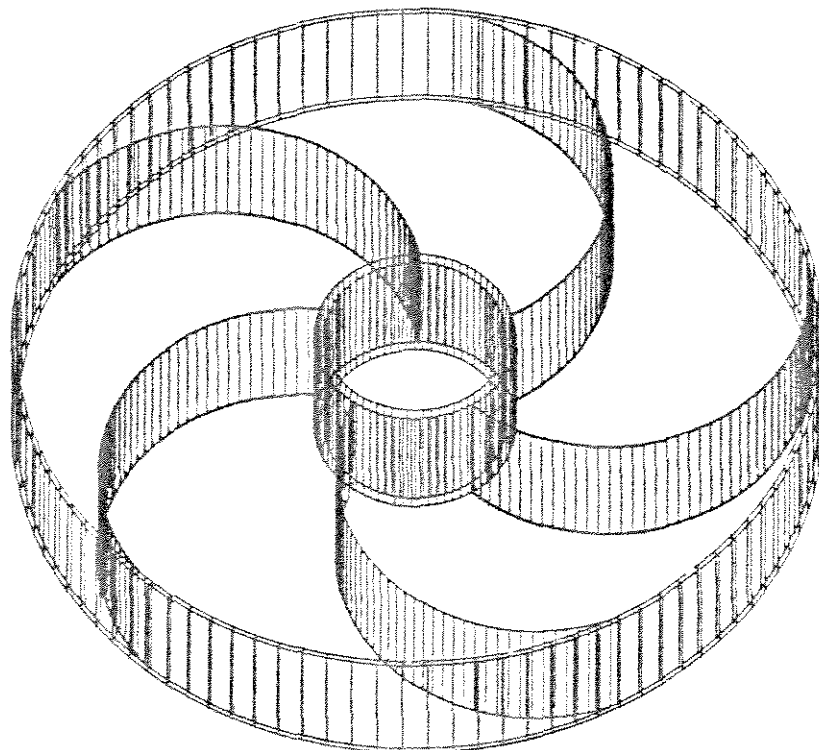


FIGURA 1.1 - Roda elástica.

O pneu seria dispensável nesse projeto, pois a flexibilidade necessária a uma boa flutuação sobre o solo agrícola seria dada pela própria conformação geométrico-estrutural do rodado. Apenas uma camada de borracha sobre o aro seria aconselhável para gerar um bom coeficiente de atrito roda-solo e manter baixo o ruído provocado pelo rolamento.

O fato dos tratores e veículos agrícolas operarem em baixas velocidades ajuda a viabilizar a proposta apresentada acima, já que os efeitos dinâmicos do rolamento

são de pequena magnitude.

Ao ser submetida a uma carga axial, a um torque motor, ou a ambos, a roda elástica assumiria uma configuração semi-elíptica desenvolvendo uma área de contato satisfatória através do aumento do raio de curvatura do aro na região de contato com o solo. Também a compactação do solo provocada pela roda elástica estaria dentro de limites aceitáveis pois a carga estaria distribuída em uma maior área de solo.

Este trabalho também pretende contribuir para a melhoria do desempenho vibratório das máquinas, e em particular, dos tratores agrícolas.

Sabe-se que as vibrações induzidas pelas irregularidades dos solos agrícolas limitam a velocidade de trabalho dos tratores e provocam choques nocivos ao sistema de transmissão de potência e aos implementos. Mais grave, as vibrações podem comprometer a saúde e o desempenho do operador. SUGGS (1973) comparou as características vibratórias de tratores agrícolas em várias operações de campo com os limites de tolerância humana às vibrações recomendados pela norma ISO 2631. Os resultados mostraram que em todas as operações de campo estudadas os níveis de vibração que atingiram o operador excederam os limites recomendados.

Em relação à tolerância humana às vibrações existe um fato que contribui para piorar as condições de trabalho

de um operador de máquinas agrícolas: as frequências críticas do torso humano se encontram na mesma faixa das frequências de vibração do conjunto trator-pneu em operações agrícolas. Ocorre assim o fenômeno da ressonância, que provoca a movimentação relativa dos órgãos internos do operador gerando desconforto e fadiga.

O projeto da roda elástica aborda esse problema propondo uma diminuição da constante elástica do rodado em comparação aos rodados pneumáticos. Uma constante elástica menor leva a uma diminuição da frequência natural de vibração do trator, o que contribui para afastar o sistema da faixa de ressonância.

Um problema enfrentado pelo projetista de máquinas agrícolas é a pequena variedade de pneus disponíveis no mercado quanto às dimensões geométricas e à capacidade de carga. É comum o projetista, por falta de opção, ter que utilizar um pneu que não apresenta um desempenho satisfatório.

Este trabalho aborda o problema levantado acima iniciando os estudos que podem resultar em uma alternativa de rodado de menor custo e com amplas possibilidades de variação das dimensões geométricas e da capacidade de carga.

2.

OBJETIVOS

- 2.1 Propor configurações geométricas de um conceito de roda elástica para máquinas agrícolas com alta capacidade de deformação.
- 2.2 Elaborar modelos numéricos para fins de análise estrutural das configurações geométricas propostas.
- 2.3 Investigar a influência dos parâmetros geométricos de projeto na distribuição das tensões e deslocamentos dos modelos estruturais.
- 2.4 Investigar a viabilidade estrutural em termos de resistência à fadiga das configurações propostas.

2.5 Selecionar um modelo estrutural da roda elástica e determinar numericamente sua constante elástica.

3. REVISAO DE LITERATURA

3.1 A RODA E AS RODAS ELÁSTICAS: ANTECEDENTES.

A invenção da roda é considerada um dos maiores triunfos técnicos do homem e fator decisivo no desenvolvimento da civilização. Foi necessário um grande poder imaginativo para concebê-la, pois não havia nada parecido na natureza que pudesse ser diretamente copiado ou adaptado.

Sabe-se que a roda foi inventada durante o quarto milênio a.C. na antiga região da Suméria, no vale dos rios Tigre e Eufrates. O registro mais antigo que se conhece de uma roda é o desenho de um veículo feito por um contador

sumeriano por volta de 3500 a.C.. O veículo era um carro fúnebre e seu formato parece indicar que foi concebido a partir de um trenó de terra (OWEN *et al.*,1982).

Ao longo do tempo a expectativa do homem em relação ao desempenho da roda tem mudado. No início a roda era usada como um corpo rolante livre e o importante era que a resistência ao rolamento fosse baixa. Posteriormente a roda ganhou os atributos de dispositivo de propulsão e direção dos veículos, o que tornou importante o estudo das forças de tração e das forças laterais de direção.

O rodado pneumático e a roda elástica foram projetos concebidos e desenvolvidos quase que concomitantemente. Enquanto o escocês Robert W. Thomson patenteia em 1840 o primeiro pneumático, M. Saint-Jean submete à Academia de Ciência Francesa, em 1845, o projeto de uma roda em cujo aro são fixadas molas dispostas de maneira a amortecer os abalos provenientes das irregularidades do solo. (SERIER, 1987,p.107).

Aparece então, na França , o primeiro modelo de uma roda metálica e elástica , suscetível de deformação contínua e concomitante ao rolamento. Citando novamente Serier em seu trabalho "Avant le pneumatic" (p.110), na maioria dos modelos o aro da roda elástica está recoberto por uma camada fina de borracha, e está ligado ao cubo por molas em lâmina presas por cavilhas de ferro.

Estabelece-se na França uma polémica envolvendo os partidários das rodas elástica e dos pneumáticos, com a vitória final dos últimos. As rodas elásticas da época, provavelmente por deficiência de projeto, quebravam rapidamente e não proporcionavam aos veículos um nível de flutuação comparável ao proporcionado pelos pneumáticos.

Nos Estados Unidos, a partir do final do século XIX, numerosas patentes de rodas elásticas foram obtidas com as mais diversas configurações (figuras 3.1.1, 3.1.2, 3.1.3 e 3.1.4).

Especificamente para tratores agrícolas, C.A.Slocum obteve em 1920 a patente da roda elástica mostrada na figura 3.1.5.

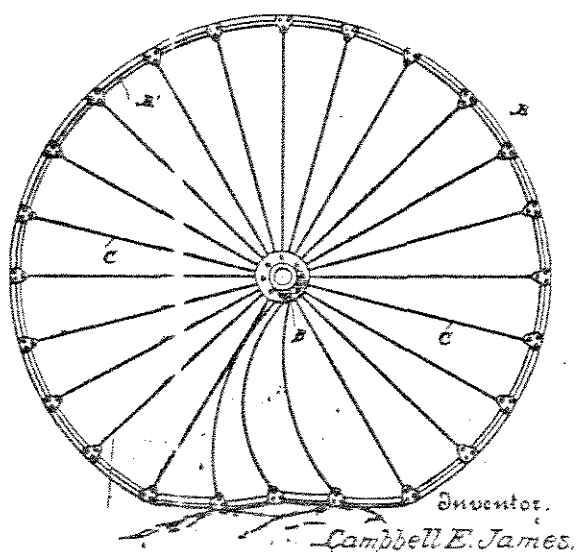


FIGURA 3.1.1. Roda elástica, patente de C. E. James de 1889.
(U. S. A. Patent Office)

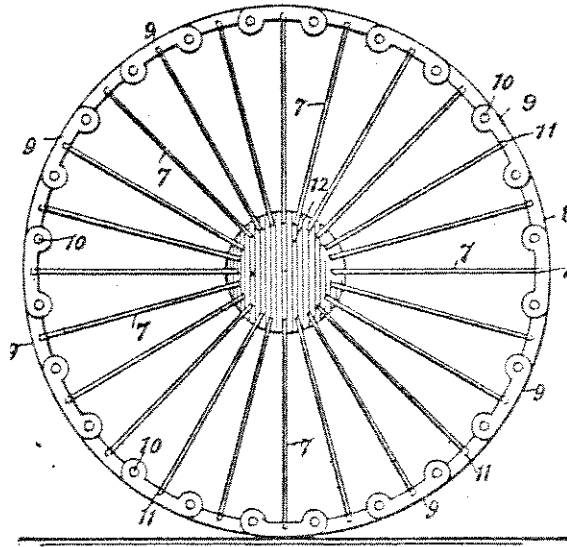


FIGURA 3.1.2. Roda elástica, patente de G. R. Williams de 1907.
(U. S. A. Patent Office)

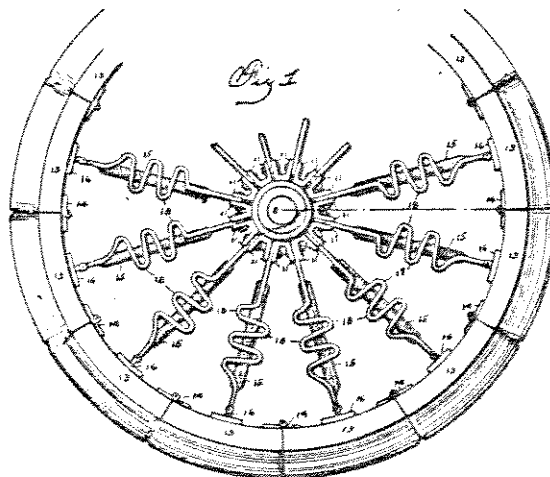


FIGURA 3.1.3. Roda elástica, patente de M. A. Wagner de 1916.
(U. S. A. Patent Office)

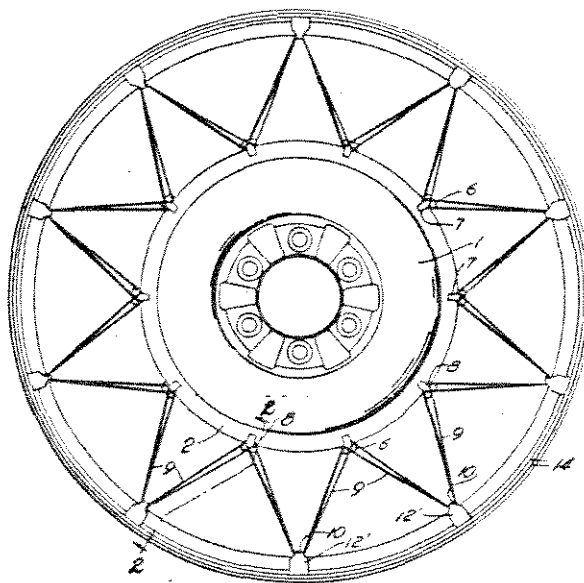


FIGURA 3.1.4. Roda elástica, patente de J. V. Martin de 1946.
(U. S. A. Patent Office)

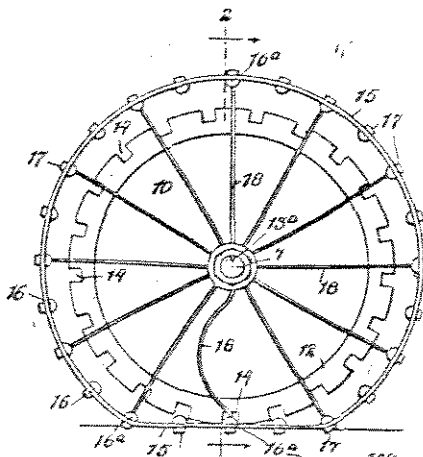


FIGURA 3.1.5. Roda elástica para tratores agrícolas, patente
de C. A. Slocum de 1920.
(U. S. A. Patent Office)

MARKOW (1963) apresentou o projeto de uma roda elástica de metal com raios curvos para uso em veículos de exploração do solo lunar. O autor afirma que a área de contato desenvolvida pela roda elástica equivale à área de contato de uma roda rígida com diâmetro três vezes maior. Ainda, através de testes com modelos em escala de 1/6, o autor enfatiza que o comportamento da roda elástica se aproxima do comportamento do rodado de esteira, mantendo a mobilidade e simplicidade do conceito de roda com cubo central.

HUANG et al. (1982) expuseram o conceito de um rodado pneumático com aros elásticos e um sistema de suspensão interno à roda para ser usado como dispositivo de tração em tratores agrícolas. Através de simulações computacionais do modelo matemático e de testes com o protótipo construído, os pesquisadores determinaram as características vibratórias que a roda conferiria ao trator. Não foi feito o dimensionamento estrutural da roda, nem estimado o ganho na eficiência de tração que resultaria do projeto.

Um projeto inovador em fase de conclusão é o apresentado por LONGCAMP (1988). Trata-se de uma nova roda deformável que em sua concepção também dispensa o pneumático. Ela possui um sistema de encordoamento interno à roda que tem como função promover uma rigidez variável na

banda de rodagem. Os cordões enrijecem a banda de rodagem somente na sua porção superior, acima do solo, para a sustentação da carga. Na parte da banda de rodagem em contato com o solo os cordões ficam inativos de forma a manter um bom nível de flexibilidade.

O autor relata que em testes o protótipo desenvolveu uma área de contato duas vezes maior do que a de um pneu com o mesmo diâmetro.

No projeto de uma roda elástica um problema crítico é a determinação do nível de tensões e deformações geradas na estrutura da roda. A natureza do carregamento imposto à roda, que gera tensões cíclicas, pode levar ao fenômeno da fadiga do material. Este seguramente foi o fator principal do fracasso de alguns dos antigos projetos de rodas elásticas.

Os primeiros pesquisadores que projetaram e construíram rodas elásticas não dispunham das modernas técnicas computacionais de cálculo estrutural disponíveis atualmente. São nesses recursos que este trabalho se apóia para retomar a antiga idéia das rodas elásticas.

3.2

TRAÇÃO E MOBILIDADE

Uma justificativa para a pertinência do conceito de roda elástica é que seu alto potencial de deformação elástica pode desenvolver grandes áreas de contato com o solo. Este é um parâmetro básico no desenvolvimento da tração e na obtenção de uma boa mobilidade para o veículo agrícola.

A tração se desenvolve através de forças que agem entre a superfície de contato do dispositivo de tração e o meio no qual ele opera. VANDERBERG (1961) comenta que diferentes dispositivos de tração obtêm diferentes desempenhos de tração por terem áreas de contato de tamanhos e formatos diversos.

Segundo BARGER et al. (1963) tomando-se o conjunto formado pela roda e pneu de um trator agrícola tracionando, como um corpo livre, o conjunto de forças que nele atuam pode ser esquematizado como segue (figura 3.2.1):

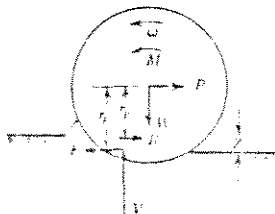


FIGURA 3.2.1 Pneu agrícola tracionando.

Considerando-se que:

P_i = pressões do solo normais à roda

P_{ix} = componente horizontal da pressão do solo

F = reação do solo na direção do movimento

W = peso total sobre a roda

M = torque imposto à roda pela transmissão

P = tração útil transferida ao trator

Z = penetração da roda no solo

R = resistência ao rolamento

b = largura da impressão no solo do dispositivo de tração

l = comprimento da impressão no solo do dispositivo de tração

A tração útil transferida ao trator é dada por :

$$P = F - R$$

onde $R = \sum_{i=0}^{\alpha} P_{ix} \cdot b \cdot \Delta z_i$

Para a predição da força de reação do solo e da resistência ao rolamento, BEKKER (1956) estabeleceu que os seguintes parâmetros do solo e do dispositivo de tração são necessários:

- c : coesão do solo
- θ : ângulo de atrito interno do solo
- Kc: módulo de deformação do solo relativo à coesão
- Ko: módulo de deformação do solo relativo ao atrito
- z: penetração da roda no solo
- b: menor dimensão da área de contato
- n: constante para uma condição particular de solo

Para o modelamento matemático considera-se que o formato da área de contato entre o pneu e o solo é o de uma elipse, onde l é o eixo maior e b o eixo menor.

O método semi-empírico de BEKKER é baseado no critério de COULOMB de cisalhamento relacionado com tração, e na expressão semi-empírica de pressão e afundamento relacionados com a resistência ao rolamento. A resistência do solo ao cisalhamento, e portanto a força de tração que ele pode transmitir depende de sua coesão e do atrito interno de suas partículas. A força transmitida devida à coesão é proporcional à área de contato e a força transmitida devida ao atrito é proporcional à carga:

$$F = Ac + W.tg\theta$$

BEKKER desenvolveu uma expressão para a pressão na direção do afundamento no solo :

$$P_z = (K_c + b \cdot K_o) \cdot z^n$$

A energia gasta na compactação vertical do solo é responsável pela maior parcela da resistência ao rolamento.

Existem também outras fontes de gasto energético na tração desenvolvida por um rodado pneumático de um trator agrícola. BEKKER & SEMONIN (1975) apontam a energia despendida no deslocamento vertical do solo (o efeito "bulldozing") e a energia dissipada na flexão do pneu como fatores que compõem a resistência ao rolamento total.

Para se obter a expressão da resistência ao rolamento devido à compactação vertical do solo, considera-se que a energia necessária para vencer a resistência ao rolamento é igual ao trabalho gasto para deformar o solo :

$$R = (A \cdot \int_0^{z_0} P_z dz) / l$$

e

$$z_0 = [w/2l(K_c + bK_o)]^{1/n}$$

portanto

$$R = \frac{2 [W/2l]^{(n+1)/n}}{[n+1] \cdot [K_c + bK_o]^{1/n}}$$

A expressão acima é válida para tratores de

esteira e para pneumáticos com grandes deflexões. Ela indica que a largura b e o comprimento l da área de contato não têm a mesma influência na resistência ao rolamento. Desde que l tem um expoente maior do que b , é melhor obter um aumento no comprimento do que na largura da área de contato, para diminuir de forma mais eficiente a resistência ao rolamento.

Com a deflexão da roda elástica, a dimensão que deve aumentar é o comprimento l . Além disso, segundo REECE (1973) o aumento da largura b eleva a resistência ao rolamento devido aos esforços de cavocamento ("buldozing") no plano horizontal.

A mobilidade de um veículo fora-da-estrada pode ser entendida como sua habilidade em se locomover sobre solos deformáveis. Estreitamente ligada a esse conceito está a capacidade de rampa, relacionada com a magnitude relativa da resistência ao rolamento e da capacidade de tração do veículo.

Segundo BEKKER (1956), com o desenvolvimento dos veículos fora-da-estrada, a velocidade de locomoção deve se tornar uma medida geral da mobilidade dos veículos, e as tentativas de aumentar a mobilidade corresponderão a tentativas de se aumentar a velocidade média sobre uma dada condição de solo.

A partir do conceito de mobilidade, desenvolveu-se um método empírico para a previsão do desempenho de tração.

Iniciado por FREITAG (1965), esse método relaciona diretamente a área de contato desenvolvida entre o rodado e o solo com a mobilidade do veículo.

O método é baseado na análise dimensional e permite a previsão da resistência ao rolamento do rodado pneumático. Parte de 2 números adimensionais para 2 tipos de solos, os argilosos e os arenosos:

$$M = \frac{Cbd}{W} (\delta/h)^{1/2} \quad (\text{mobilidade para solos argilosos}).$$

$$M = G(bd)^{3/2} (\delta/h) \quad (\text{mobilidade para solos arenosos})$$

onde:

c: índice de cone

b: largura da seção do pneu

d: diâmetro do pneu

δ: deflexão do pneu

h: altura da seção do pneu

W: carregamento sobre o pneu

G: gradiente do índice de cone

TURNAGE (1972), continuando o trabalho iniciado por FREITAG, inclui um termo adicional no número da mobilidade que leva em conta a razão entre a largura e o diâmetro do pneu :

$$M = \frac{Cbd}{W} (\delta/h)^{1/2} [1/1+(b/2d)]$$

GEE-CLOUGH (1980) expandiu o conceito de número de mobilidade relacionando-o empiricamente com os parâmetros de tração de um rodado pneumático:

$$(Ct_{max}) = 0.796 - \frac{0.92}{M}$$

$$Crr = 0.049 + \frac{0.287}{M}$$

$$\eta = \frac{Ct(1-s)}{Ct+Crr}$$

onde CT é o coeficiente de tração, Crr o coeficiente de resistência ao rolamento e η a eficiência de tração.

Observa-se que o aumento da deflexão do pneu carregado aumenta o número da mobilidade, e contribui favoravelmente para o desempenho geral do pneu como dispositivo de tração.

O objetivo de dotar a roda proposta neste trabalho de uma boa deformabilidade elástica é favorável à mobilidade e à eficiência de tração do veículo.

3.3

VIBRAÇÕES EM TRATORES AGRÍCOLAS

Um dos fatores ambientais que mais influem no estado de conforto e bem estar dos operadores de máquinas agrícolas são as vibrações mecânicas. A exposição às vibrações de baixa frequência comuns em veículos agrícolas leva a um dispêndio suplementar de energia por parte dos operadores, além da energia gasta na execução das tarefas de rotina.

Como os tratores e veículos agrícolas geralmente não tem um sistema de suspensão independente, este papel é parcialmente cumprido pelo rodado. No caso de uma roda elástica, esta deve ser projetada para absorver parte das vibrações mecânicas que atingem a máquina.

HUANG et al. (1967) estudaram as características vibratórias dos tratores agrícolas em condições de trabalho de campo. Mediram as vibrações verticais, longitudinais e transversais que atingiram o chassi do trator em três velocidades de trabalho da operação de gradeamento. O trabalho mostra que as vibrações verticais são bem mais severas que as longitudinais e transversais. As vibrações verticais geraram acelerações da ordem de 2 g's, distribuídas numa faixa de frequência de 2 a 5 Hz, com maior concentração em 4 Hz; as vibrações longitudinais, menos de

1.2 g's entre 1.5 e 5 Hz e as vibrações transversais, 0.5 g's entre 1 e 4.5 Hz.

A figura 3.3.1 mostra a distribuição de frequência e aceleração vertical medida no chassi do trator na operação de gradeamento.

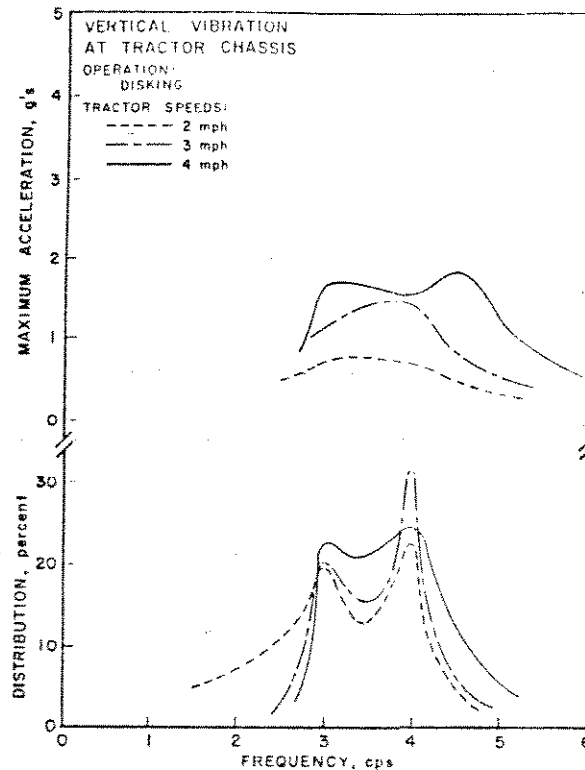


FIGURA 3.3.1 Distribuição de frequência e aceleração vertical máxima.

Conhecidas as características vibratórias dos tratores agrícolas, deve-se também conhecer a resposta do corpo humano quando exposto às vibrações.

MATTHEWS (1984), estudando a impedância mecânica

do corpo humano sujeito a vibrações verticais demonstra que a região em torno de 4 Hz é onde ocorre a principal ressonância.

Conclui-se que os operadores de tratores agrícolas estão sujeitos a vibrações verticais com frequências que coincidem com as frequências natural do corpo humano, o que os expõe ao fenômeno da ressonância.

As consequências sobre a saúde da operação de tratores agrícolas por longos períodos foi estudada por ROSEGGER & ROSEGGER (1960). A partir de uma amostra de 371 tratoristas, dois efeitos prejudiciais ficaram claramente demonstrados : dores estomacais e distúrbios na coluna vertebral.

Uma forma de isolar o operador dessas acelerações prejudiciais é através da suspensão do assento.

STIKELEATHER (1981) aplica a teoria vibratória clássica do sistema massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade para descrever o movimento relativo do sistema operador-assento excitado pelas vibrações do chassi.

Analisando-se o gráfico de transmissibilidade por razão de frequências (figura 3.3.2), conclui-se que a frequência natural do sistema operador-assento deve ser menor do que as frequências predominantes da máquina. Dessa forma, a razão entre ω (frequência do chassi) e ω_n (frequência do sistema operador-assento) fica maior que $\sqrt{2}$

não ocorrendo amplificação vibratória.

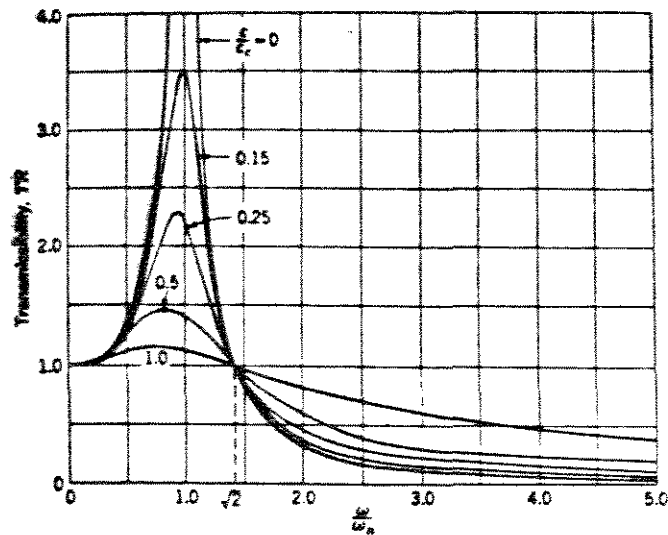


FIGURA 3.3.2 Transmissibilidade por razão de frequências.

BRAUNBECK (1974) aponta uma limitação para a técnica de atenuar as vibrações do chassi apenas pela suspensão do assento. Como a frequência natural ω_n é função do peso do operador, se um operador trabalha sentado em um assento projetado para uma pessoa mais pesada, ele fará parte de um sistema com frequência natural consideravelmente maior do que o valor recomendado (aproximadamente 2 Hz). O resultado será um nível maior de transmissibilidade.

Para que a frequência natural ω_n seja

relativamente independente do peso do operador pode-se isolar o operador em uma cabine e aplicar a suspensão entre a cabine e o chassi do trator. Este conceito é bastante utilizado nos Estados Unidos e na Europa.

A forma de abordar esse problema proposta neste trabalho é diminuir a frequência natural dos tratores e veículos agrícolas pelo projeto de uma roda elástica com constante de mola mais baixa do que a dos pneus convencionais. Dessa forma, as frequências de excitação do chassi fugiriam da faixa de ressonância do corpo humano.

4.

MODELAGEM ESTRUTURAL

4.1

O MÉTODO DA RIGIDEZ

O advento dos computadores digitais deu um grande impulso às técnicas numéricas de cálculo estrutural, pois possibilitou a execução de um grande número de operações matemáticas em um curto espaço de tempo. A álgebra de matrizes mostrou-se o operador matemático ideal para a utilização dos computadores no cálculo de estruturas, o que levou à reorganização da teoria para a forma matricial.

PRZEMIENIECKI (1968), apresentando de forma resumida os métodos matriciais de cálculo estrutural, aponta que eles implicam em substituir a estrutura contínua real por

um modelo matemático feito a partir de elementos estruturais de tamanho finito (também chamados de elementos discretos). Estes elementos possuem propriedades elásticas e inerciais conhecidas e possíveis de serem expressas na forma matricial. As matrizes que são formadas, de acordo com um conjunto de regras derivadas da teoria da elasticidade, provêm as propriedades estáticas e dinâmicas da estrutura real.

O método matricial mais utilizado na análise de estruturas formadas por barras é o método da rigidez, devido à sua generalidade e facilidade de programação em computadores. É o método utilizado para o cálculo de estruturas reticuladas pelo programa computacional usado neste trabalho.

A roda elástica enquadra-se dentro do conceito de estruturas reticuladas, como exposto por GERE & WEAVER (1981). Sua conformação curva é substituída por vigas retas equivalentes, através da definição de uma malha de nós e elementos suficientemente fina. Sua estrutura é tipificada como um pórtico plano, admitindo-se que:

-- A estrutura tem eixos de simetria no plano.

-- As forças atuam no plano da estrutura.

-- Os binários atuantes tem seus vetores-momento

perpendiculares ao plano da estrutura.

-- Os deslocamentos nodais se dão no plano da estrutura.

No método da rigidez as equações básicas exprimem as condições de equilíbrio nos nós da estrutura. As incógnitas a serem calculadas são os deslocamentos nodais, que correspondem em número ao grau de indeterminação cinemática da estrutura. As equações são deduzidas pela aplicação do princípio da superposição.

A equação matricial básica do método da rigidez,

$$F = K D$$

relaciona os esforços aplicados F com os deslocamentos nodais D da estrutura através da matriz de rigidez K . A resolução dessa equação matricial permite calcular os deslocamentos nodais da estrutura:

$$D = K^{-1} F$$

Obtidos esses deslocamentos, pode-se calcular outras incógnitas, tais como os esforços de extremidade de membro e as reações de apoio.

O método da rigidez pode ser resumido da seguinte

forma:

Enunciado do problema: descrição da estrutura, discriminando seu tipo, localização dos nós, posição dos membros e posição e tipo dos apoios.

Estrutura restringida: todos os deslocamentos de nó são restringidos pela imposição de vínculos artificiais à estrutura.

Análise da estrutura restringida submetida às cargas: são determinadas as ações correspondentes aos deslocamentos desconhecidos, assim como as ações de extremidade de membro e reações.

Análise da estrutura restringida para valores unitários dos deslocamentos: são determinados os coeficientes de rigidez.

O método da rigidez organizado para a programação em computadores toma a seguinte forma:

Reunião dos dados da estrutura: número de membros, de nós, de graus de liberdade, propriedades elásticas do material, localização dos nós, propriedades da seção transversal de cada membro, identificação das restrições.

Geração da matriz de rigidez.

Reunião dos dados de carga.

Geração dos vetores associados às cargas.

Cálculo dos resultados: deslocamentos nodais, reações de apoio e ações de extremidade de membro.

4.2 MATRIZ DE RIGIDEZ DE UMA ESTRUTURA COMPOSTA POR BARRAS CURVAS

GERE & WEAVER (1981) definem membros estruturais prismáticos como sendo aqueles que têm um eixo reto e uma seção transversal constante ao longo do seu comprimento. A estrutura proposta para a roda elástica têm, então, membros não-prismáticos, apesar de estes terem seção transversal constante.

O método da rigidez aplicado à estruturas com membros não-prismáticos leva em conta o fato de que as rigidezes de membro e as ações de engastamento não são as mesmas dos membros prismáticos. Não podem então ser diretamente usadas as tabelas para barras retas que fornecem as três ações atuantes na extremidade dos membros sob deslocamento unitário.

Uma maneira de se lidar com essa particularidade é promover na estrutura uma subdivisão (discretização) criando elementos estruturais em número suficiente para que a curvatura das barras seja aproximada por barras retas equivalentes.

Esse foi o método adotado neste trabalho para efetivar a análise estrutural dos modelos da roda elástica, pois o programa computacional de cálculo utilizado não têm

formulação específica para elementos curvos de barra.

Pode-se também obter a matriz de rigidez exata para estruturas com barras curvas utilizando-se dos teoremas da energia mecânica.

KETTER *et al.* (1979) apresentam uma dedução que se utiliza do Teorema de Castigliano para obter os deslocamentos nodais de um elemento curvo.

A figura 4.2.1 mostra um elemento curvo com as ações e deslocamentos correspondentes definidos para os nós i e j :

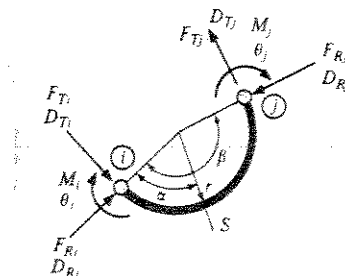


FIGURA 4.2.1. Elemento curvo.

A formulação geral da rigidez do elemento é expressa como :

$$\begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} \\ S_{21} & S_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} Dt_i \\ Dr_i \\ ei \\ Dt_j \\ Dr_j \\ ej \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Ft_i \\ Fr_i \\ Mi \\ Ft_j \\ Fr_j \\ Mj \end{bmatrix}$$

S_{11} , S_{12} , S_{21} e S_{22} são as quatro submatrizes que compõem a matriz de rigidez S do elemento curvo. O vetor de deslocamentos contém as duas translações e uma rotação para cada nó do elemento. O vetor das ações contém, para os nós i e j , as forças axial e cortante e o momento fletor.

Fixando-se o nó j do elemento, pode-se determinar a submatriz S_{11} a partir da relação :

$$[S_{11}] \cdot \begin{bmatrix} D_{1i} \\ D_{ri} \\ e_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{ti} \\ F_{ri} \\ M_i \end{bmatrix}$$

Os deslocamentos D_{1i} , D_{ri} e e_i podem ser determinados pela aplicação do Teorema de Castigliano :

$$D_{1i} = \frac{\partial W}{\partial F_{ti}} \quad ; \quad D_{ri} = \frac{\partial W}{\partial F_{ri}} \quad ; \quad e_i = \frac{\partial W}{\partial M_i}$$

onde W é a energia de deformação.

O momento, a força cortante e a força axial de um ponto s ao longo do membro podem ser escritos com (fig.4.2.2.):

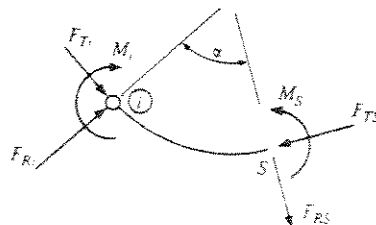


FIGURA 4.2.2. Ponto geral s em um elemento curvo.

$$M_s = M_i + F_{ti} \cdot r(1 - \cos\alpha) - F_{ri} \cdot \frac{(1 - \cos\alpha) \cdot \cos\alpha}{\sin\alpha}$$

$$F_{ts} = F_{ti} \cdot \cos\alpha + F_{ri} \cdot \sin\alpha$$

$$F_{rs} = F_{ri} \cdot \cos\alpha - F_{ti} \cdot \sin\alpha$$

Assumindo que apenas a Energia de Deformação devida à flexão é importante na análise:

$$W = 0.5 \int_0^{\beta r} \frac{M_x^2 dx}{EI}$$

Feitos os cálculos, a matriz de rigidez S_{11} resulta:

$$[S_{11}] = \frac{r^2}{EI} \begin{bmatrix} 3\beta - 2\sin\beta + \frac{\sin 2\beta}{4} & \cos\beta + \frac{\sin^2\beta}{2} - 1 & \beta - \sin\beta \\ \cos\beta + \frac{\sin^2\beta}{2} - 1 & 0.5\beta - \frac{\sin^2\beta}{4} & \cos\beta - 1 \\ \beta - \sin\beta & \cos\beta - 1 & \beta \end{bmatrix}^{-1}$$

As outras submatrizes da matriz de rigidez podem ser deduzidas pela aplicação das equações da estática.

ser deduzidas pela aplicação das equações da estática.

Foi escrito, em linguagem BASIC, o programa computacional AROFLEX que calcula a matriz de rigidez global, a partir das matrizes de rigidez dos elementos, para os modelos da roda elástica. A listagem deste programa se encontra no apêndice A.

4.3 O EFEITO DA NÃO-LINEARIDADE GEOMÉTRICA

Segundo PRZEMIENIECKI (1968) dois tipos de não-linearidade ocorrem em problemas estruturais. O primeiro tipo é conhecido como não-linearidade física e é decorrente do comportamento não linear do material da estrutura. Esse tipo de não-linearidade não interessa ao presente trabalho, pois para a estrutura da roda elástica será suposta a validade da lei de Hooke, e conseqüentemente o nível das deformações deverá ser compatível com esta hipótese.

O segundo tipo de não-linearidade, e o importante para este trabalho, é a não-linearidade geométrica. Ela ocorre quando os deslocamentos são grandes o suficiente para causar uma mudança significativa na geometria da estrutura. Para levar em conta esse fator na análise, as equações de equilíbrio devem ser formuladas para a configuração deformada da estrutura.

O método da rigidez, como exposto no item 4.1 deste capítulo, é válido para estruturas linearmente elásticas, que apresentam deslocamentos pequenos o suficiente para que seja possível formular as equações de equilíbrio para a configuração indeformada da estrutura. É possível, no entanto, estender sua aplicação de forma a levar em conta os efeitos da não-linearidade geométrica,

como demonstram SOUZA LIMA & VENANCIO (1982).

Os autores supracitados afirmam que a consideração da não-linearidade geométrica interessa a dois tipos de problemas. O primeiro tipo se refere ao cálculo de esforços de segunda ordem em estruturas de rigidez reduzida, tais como os pórticos de barras esbeltas - tipo estrutural no qual se enquadra a roda elástica proposta neste trabalho.

O segundo tipo de problema seriam os ligados aos fenômenos de perda de estabilidade do equilíbrio, seja por flambagem ou por aparecimento de ponto limite na configuração do equilíbrio. A própria conformação geométrica da estrutura proposta neste trabalho impede que esses fenômenos ocorram.

Para uma correta aplicação do método de análise que leva em conta os efeitos de não-linearidade geométrica, é necessário que sejam fixados alguns valores numéricos relativos à ordem de grandeza das deformações e deslocamentos angulares.

A respeito das deformações, como é suposta a validade da lei de Hooke, estas devem estar restritas a poucos milésimos, a fim de assegurar o comportamento linear do material.

Já os deslocamentos angulares θ , ou rotações, são divididos em três grupos:

-- Rotações muito pequenas (da ordem das deformações)

$$\cos \theta = 1, \quad \text{SEN } \theta = \text{TG } \theta = 0$$

-- Rotações pequenas, (da ordem da raiz quadrada das deformações)

$$\cos \theta = 1 - \frac{\theta^2}{2}, \quad \text{SEN } \theta = \text{TG } \theta = \theta$$

-- Grandes rotações

Na teoria linear, a equação matricial $F = K D$ relaciona as forças aplicadas com os deslocamentos nodais. Para se levar em conta os efeitos da mudança geométrica que ocorre ao longo do carregamento, os deslocamentos devem ser obtidos tratando o problema não-linear como uma sequência de passos lineares, com cada etapa representando um incremento da carga aplicada. Entretanto, devido aos grandes deslocamentos, as equações de equilíbrio contém termos não-lineares, que devem ser levados em conta no cálculo da matriz de rigidez K .

Para esse tipo de problema, a matriz que relaciona os esforços aplicados com os deslocamentos é denominada matriz de rigidez tangente (K_t) e pode ser decomposta em três parcelas:

$$K_t = K_0 + \Delta K_0 + K_g$$

A primeira parcela (K_0) é a rigidez da teoria linear. A segunda parcela (ΔK_0) corresponde à correção de K_0 devido à mudança das coordenadas nodais. A terceira parcela (K_g), denominada rigidez geométrica, inclui na rigidez global os efeitos de segunda ordem produzidos pelas forças axiais atuantes nas barras da estrutura. Essa matriz é função linear das forças normais N .

Algumas das configurações geométricas propostas neste trabalho para a roda elástica sofrem grandes deslocamentos nodais, e se enquadrariam no tipo de análise não-linear exposta acima. Apesar disso, a avaliação de que os efeitos não-lineares, para o tipo estrutural particular da roda elástica, seriam de pequena magnitude, levou a que a análise estrutural dos modelos fosse feita segundo a teoria linear. Esse procedimento será justificado ao longo do trabalho.

5. METODOLOGIA

5.1 EQUIPAMENTOS E PROGRAMAS COMPUTACIONAIS

5.1.1 Equipamentos

- Computador padrão IBM/PC-XT com 640 Kbytes de memória RAM, 1 acionador de discos flexíveis de 5 1/4 " e 1 disco rígido de 30 Mbytes.

- Impressora matricial de 132 colunas.

- Traçador gráfico TDD-212/DIGICOM.

5.1.2 Programas computacionais

- Programa de análise estrutural SAP90 distribuído no Brasil pela Múltipus Informática.

- Programa SAPTENS90, desenvolvido como pós-processador do programa SAP90, que efetua o cálculo de tensões em barras.

- Programa XYZ90, desenvolvido como pós-processador do programa SAP90, que efetua o cálculo das coordenadas nodais e a montagem do arquivo de dados para a análise incremental.

- Programa REQ, desenvolvido como pós-processador do programa SAP90, que efetua o cálculo do raio equivalente das configurações deformadas da roda elástica.

5.2 GERAÇÃO DOS MODELOS ESTRUTURAIIS

Para gerar e analisar os modelos estruturais da roda elástica utilizou-se o programa computacional SAP-90 na sua versão para microcomputadores da linha IBM/PC.

Trata-se de um programa com estrutura modular capaz de executar análises lineares estáticas e dinâmicas. Sua capacidade de processamento, segundo HIRTH (1988) chega a 4000 nós.

O programa analisa estruturas propostas através de um arquivo de entrada, de formato texto, criado em qualquer processador de textos compatível com o sistema operacional MS-DOS. Esse arquivo é formado por blocos de dados, como mostra a figura 5.2.2:

RODA ELASTICA - N1E3R4C5

SYSTEM

L=1

JOINTS

1	X=0	Y=0	Z=0	
2			Z=10	
3	X=200		Z=0	A=1,2,3,11,1,30
220	X=325	Y=379.97		
221			Z=10	
15	X=200	Y=0	Z=0	A=220,221,15,8,1,12.81
222	X=91.47	Y=491.56		
223			Z=10	
24	X=173.20	Y=100	Z=0	A=222,223,24,8,1,12.81
224	X=-166.56	Y=471.44		
225			Z=10	
33	X=100	Y=173.20	Z=0	A=224,225,33,8,1,12.81
226	X=-379.97	Y=325		
227			Z=10	
42	X=0	Y=200	Z=0	A=226,227,42,8,1,12.81
228	X=-491.56	Y=91.47		
229			Z=10	
51	X=-100	Y=173.20	Z=0	A=228,229,51,8,1,12.81
230	X=-471.44	Y=-166.56		
231			Z=10	
60	X=-173.20	Y=100	Z=0	A=230,231,60,8,1,12.81
232	X=-325	Y=-379.97		
233			Z=10	
69	X=-200	Y=0	Z=0	A=232,233,69,8,1,12.81
234	X=-91.47	Y=-491.56		
235			Z=10	
78	X=-173.20	Y=-100	Z=0	A=234,235,78,8,1,12.81
236	X=166.56	Y=-471.44		
237			Z=10	
87	X=-100	Y=-173.20	Z=0	A=236,237,87,8,1,12.81

238	X=379.67	Y=-325		
239			Z=10	
96	X=0	Y=-200	Z=0	A=238,239,96,8,1,12,81
240	X=491.56	Y=-91.47		
241			Z=10	
105	X=100	Y=-173.20	Z=0	A=240,241,105,8,1,12,81
242	X=471.44	Y=166.56		
243			Z=10	
114	X=173.20	Y=-100	Z=0	A=242,243,114,8,1,12,81
123	X=-138.92	Y=-787.85		A=1,2,123,10,1,2

RESTRAINTS

220	242	1	R=1,1,1,1,1,1	: RESTRINGE OS NOS AUXILIARES
2			R=1,1,1,1,1,1	: RESTRINGE NO AUXILIAR
1	133	1	R=0,0,1,1,1,0	: MODELA COMO PORTICO PLANO
1			R=1,0,1,1,1,0	: APOIO DA RODA

SPRINGS

128			K=500,500
127	129	2	K=20,20
126	130	4	K=10,10
125	131	6	K=5,5
124	132	8	K=2,2
123	133	10	K=1,1

CONSTRAINTS

3	14	1	C=15,15,0,0,0,15	I=9,9,0,0,0,9
95			C=126,126,0,0,0,126	

FRAME

NM=3

1	SH=R	T=9.52,350	E=21E10	: CUBO
2	SH=R	T=3.18,350	E=21E3	: RAIOS
3	SH=R	T=9.52,350	E=21E3	: ARO

1	1	3	M=1	LP=1,0	G=11,1,0,1
13	3	4			G=11,1,1,1
25	15	16	M=2		G=7,1,1,1
33	24	25			G=7,1,1,1
41	33	34			G=7,1,1,1
49	42	43			G=7,1,1,1
57	51	52			G=7,1,1,1
65	60	61			G=7,1,1,1
73	69	70			G=7,1,1,1
81	78	79			G=7,1,1,1
89	87	88			G=7,1,1,1
97	96	97			G=7,1,1,1
105	105	106			G=7,1,1,1
113	114	115			G=7,1,1,1
121	133	104	M=3		
122	104	113			G=1,1,0,0
124	122	23			
125	23	32			G=5,1,0,0
132	86	123			
133	123	124			G=0,1,1,1

LOADS

1 F=0,-1000

FIGURA 5.5.2 Exemplo de arquivo de dados do SAP90.

Nesse arquivo de um modelo da roda elástica os blocos de dados especificam as seguintes características estruturais:

- SYSTEM : especifica o número de condições de carregamento da estrutura.
- JOINTS : gera a malha de nós da estrutura discretizada.
- RESTRAINTS : impõe restrições de deslocamento (translações e rotações) aos nós da estrutura.
- SPRINGS : especifica o apoio da estrutura sobre molas.
- CONSTRAINTS : especifica que certos graus de liberdade terão o mesmo valor de deslocamento.
- FRAME : especifica o elemento estrutural utilizado (barras). Gera os elementos e especifica a seção transversal das barras (área, momentos de inércia locais). Posiciona os eixos de inércia locais.
- LOADS : posiciona e especifica o carregamento.

O programa SAP90 opera em duas fases distintas. Na

fase de pré-processamento a estrutura é gerada e os dados de entrada são checados para indicar algum possível erro no modelamento. Na fase de processamento as operações matriciais são efetuadas.

Os resultados são apresentados em vários arquivos de saída, sendo os mais importantes os que contêm os deslocamentos nodais e os esforços resultantes na estrutura.

As figuras apresentadas a seguir mostram alguns modelos estruturais da roda elástica gerados pelo SAP-90.

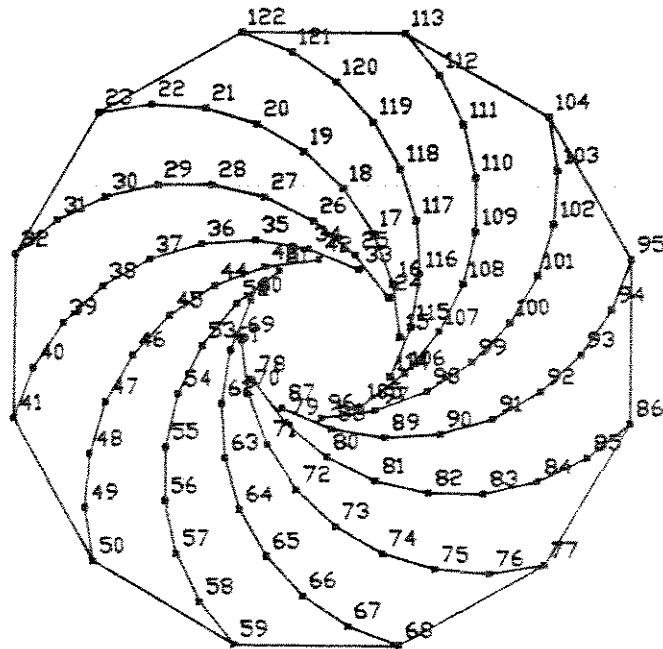


FIGURA 5.2.3. Modelo estrutural mostrando o número dos nós.

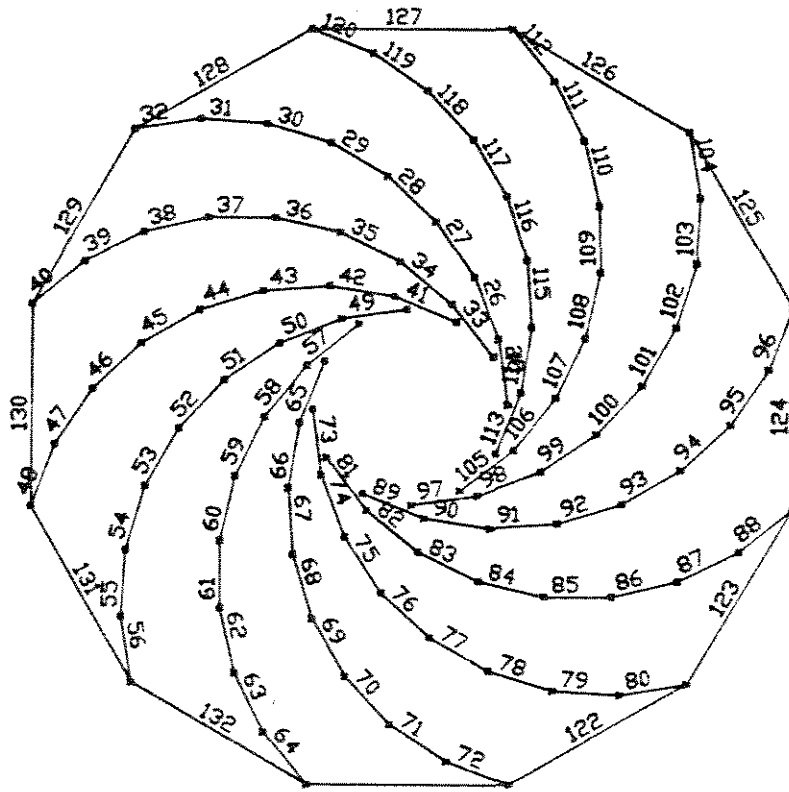


FIGURA 5.2.4. Modelo estrutural mostrando o número dos elementos.

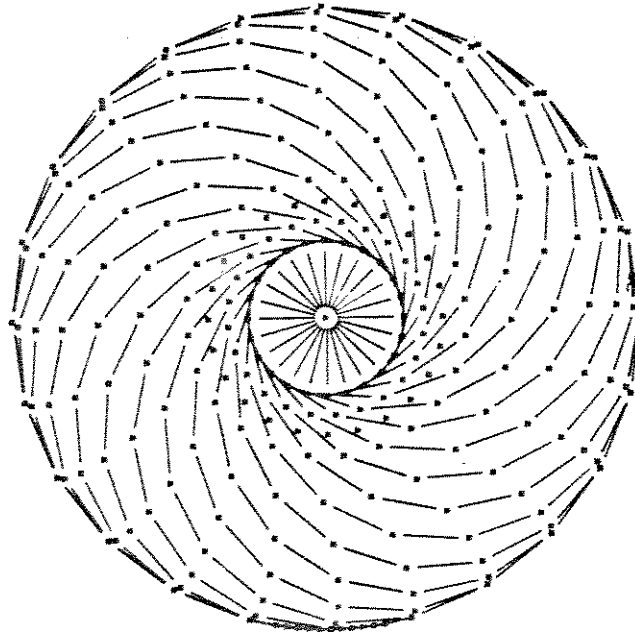


FIGURA 5.2.4. Modelo estrutural destacando os nós e os elementos.

Os diâmetros da roda (D) e do cubo (d) foram definidos, respectivamente, em 1600mm e 400mm. (fig. 5.3.1.2).

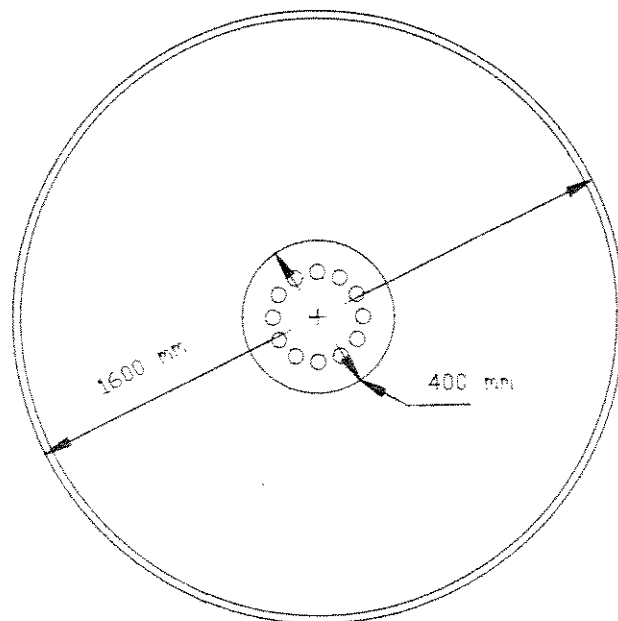


FIGURA 5.3.1.2. Diâmetros da roda e do cubo.

Esses valores foram definidos em função do pneu 18.4/15-34, usado em tratores agrícolas.

A seção transversal das chapas de aço é do tipo retangular cheia. Nos modelos gerados fixou-se a largura B em 350mm e, para os raios, adotou-se três valores para a altura H: 3,18mm (1/8"), 6,37mm (1/4") e 9,52mm (3/8"). Já para o aro fixou-se o valor de H em 9,52mm.

Esses valores foram definidos em função de

espessuras de chapa comumente encontradas no mercado.

A fig. 5.3.1.3 mostra os eixos locais de inércia da seção transversal.

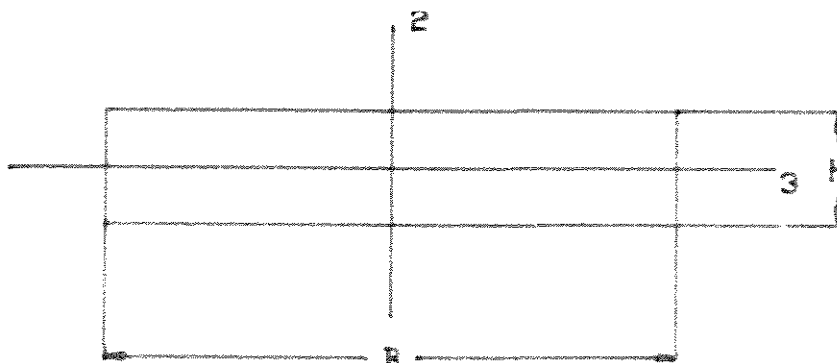


FIGURA 5.3.1.3. Eixos locais de inércia.

Os raios foram definidos como arcos de circunferência e na sua geração considerou-se dois parâmetros. O primeiro é o raio de curvatura dos raios (RR). O segundo é o raio da circunferência que é o lugar geométrico dos centros de curvatura dos raios (RC).

Definiu-se que essa circunferência de raio RC tem centro na origem do sistema de coordenadas.

A partir da relação $D/d = 4$ definida entre o diâmetro da roda e o diâmetro do cubo, estudou-se as variações possíveis da geometria dos raios com o seguinte

resultado:

-- Para $RC < \frac{3D}{16}$ ▶ não existem raios possíveis de serem gerados.

-- Para $RC = \frac{3D}{16}$ ▶ $RR = \frac{5D}{16}$

-- Para $\frac{5D}{16} \geq RC \geq \frac{3D}{16}$ ▶ $\frac{D}{8} + RC \geq RR \geq \frac{D}{2} - RC$

-- Para $RC > \frac{5D}{16}$ ▶ $\frac{D}{8} + RC \geq RR \geq RC - \frac{D}{8}$

A partir desse estudo foram definidas 10 combinações entre RR e RC. A tabela 5.3.1.1. mostra essas combinações.

TABELA 5.3.1.1. Combinações entre RR e RC.

		RC (mm)				
		300	400	500	600	700
RR (mm)	300			X		
	400		X	X	X	
	500	X	X	X	X	X
	600		X	X	X	X
	700			X	X	X
	800				X	X
	900					X

As 19 figuras a seguir mostram o formato dos raios definidos pelas combinações:

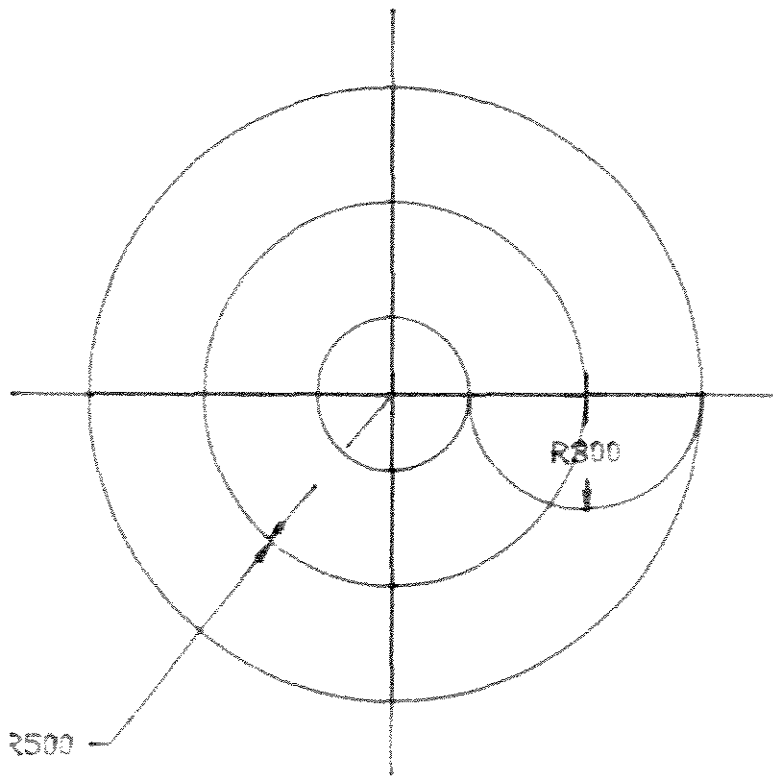


FIGURA 5.3.1.4. RR=300mm e RC=500mm.

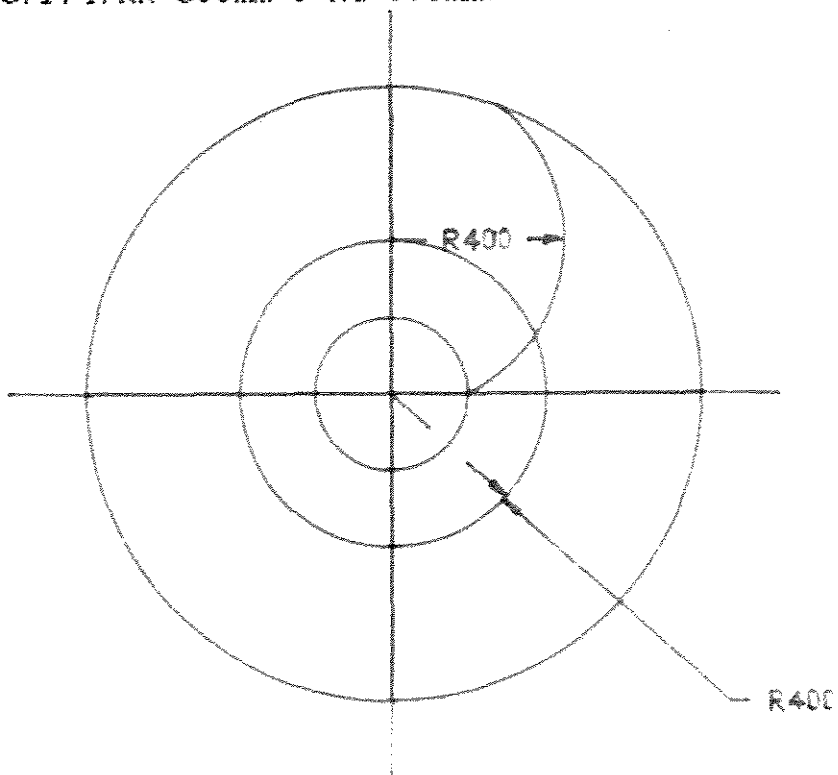


FIGURA 5.3.1.5. RR=400mm e RC=400mm.

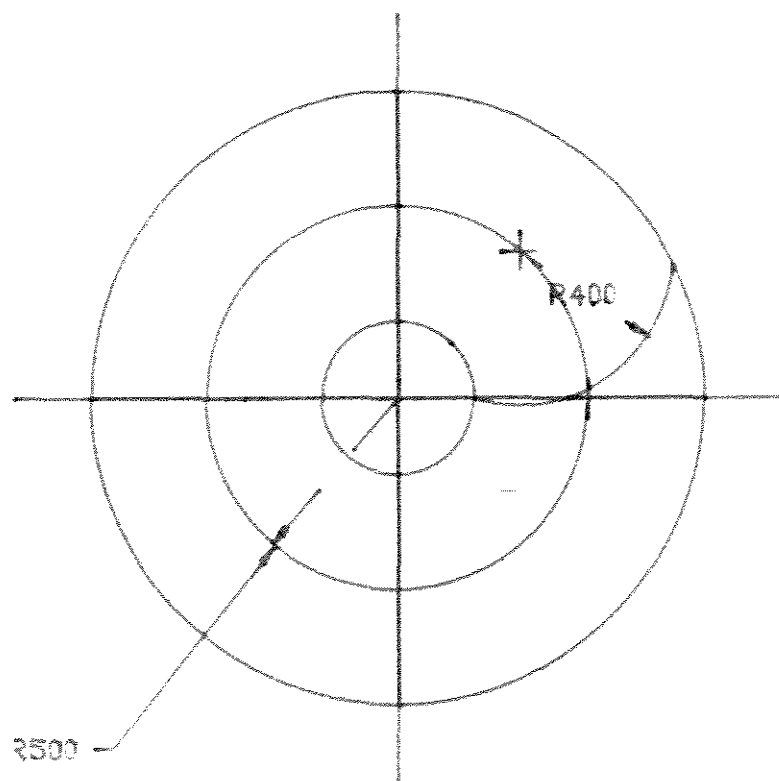


FIGURA 5.3.1.6. RR=400mm e RC=500mm.

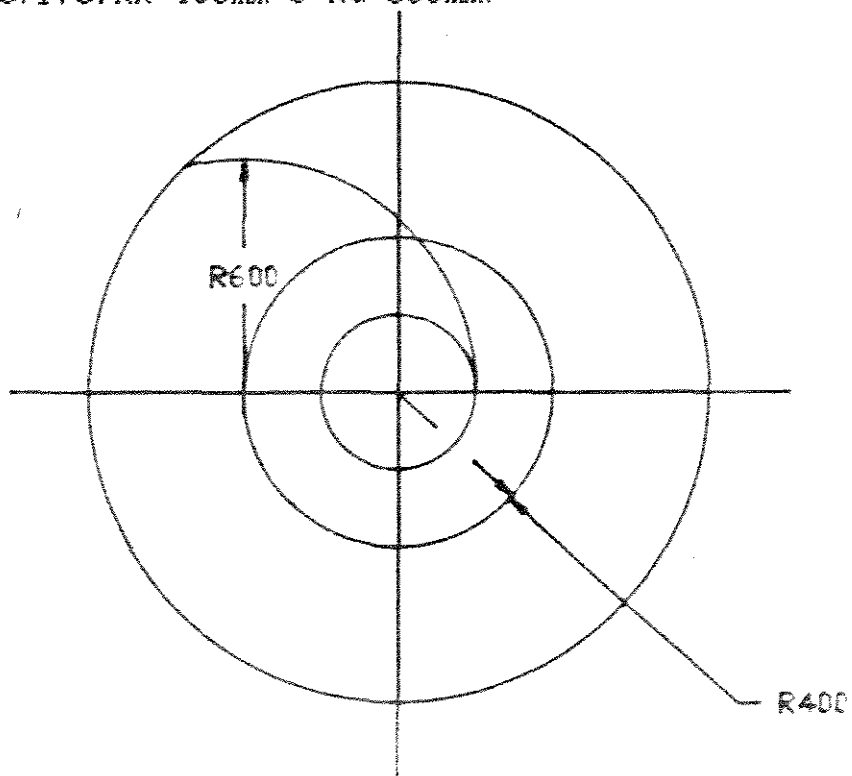


FIGURA 5.3.1.7. RR=400mm e RC=500mm.

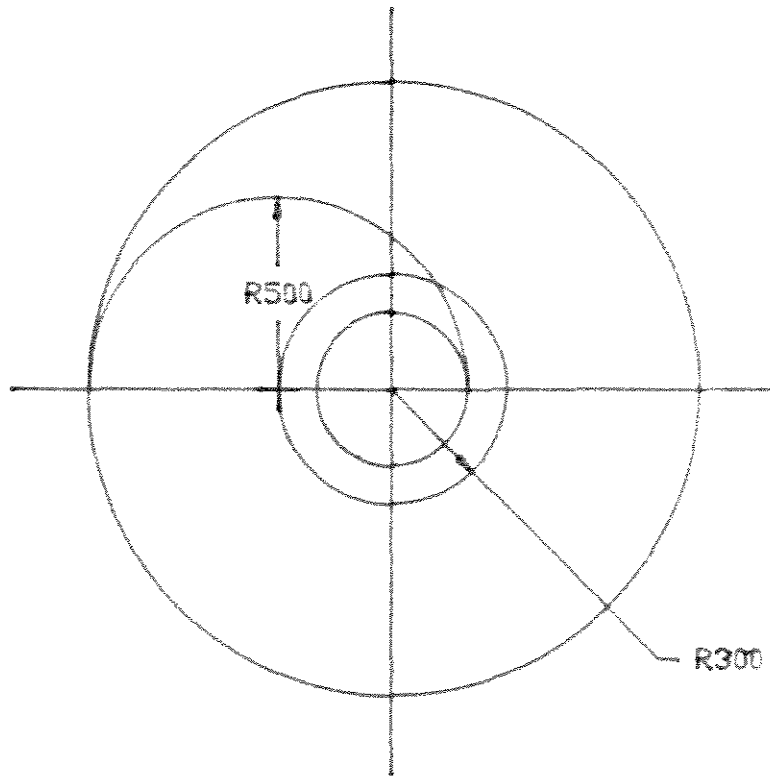


FIGURA 5.3.1.8. RR=500mm e RC=300mm.

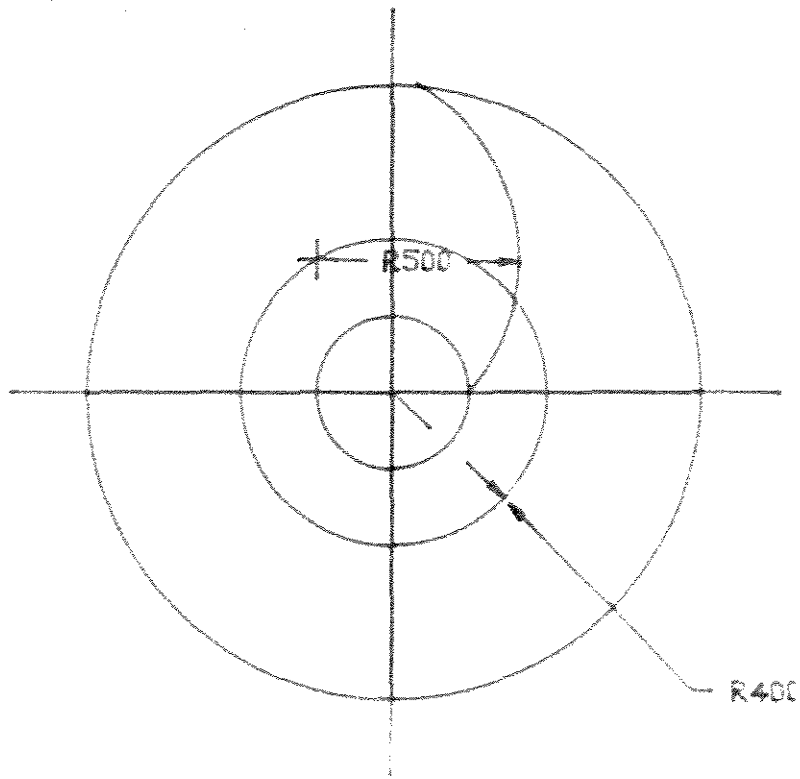
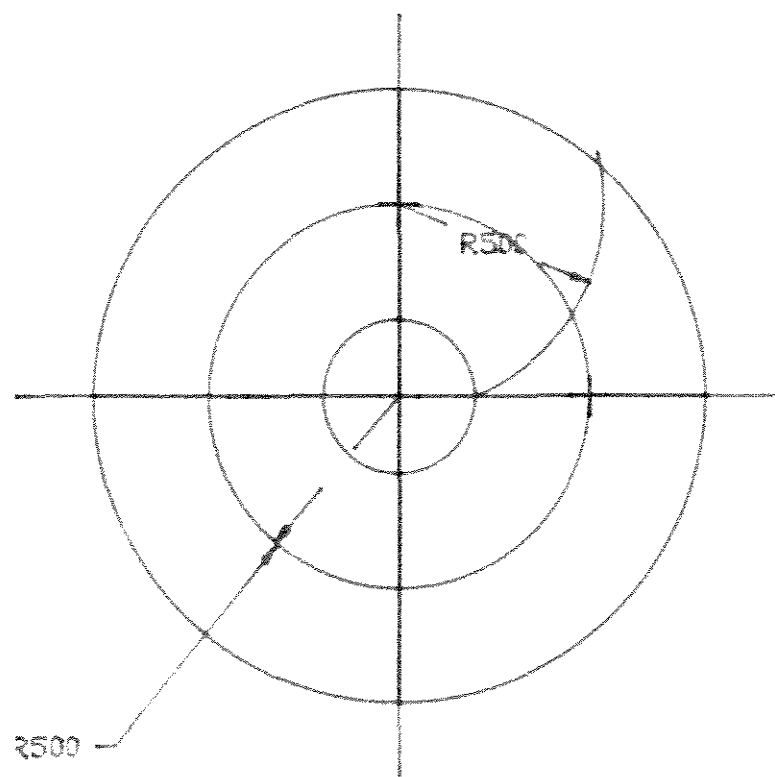
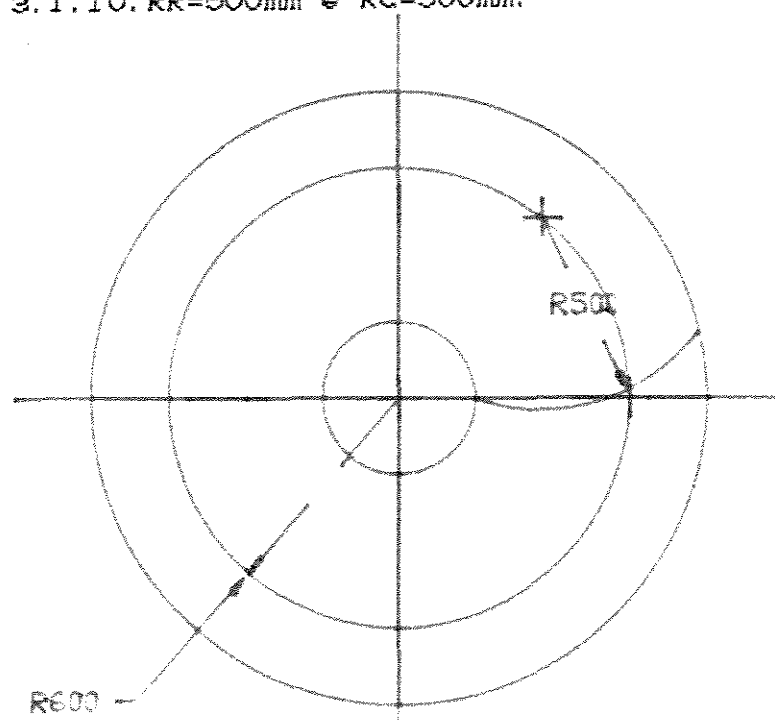


FIGURA 5.3.1.9. RR=500mm e RC=400mm.

FIGURA 5.3.1.10. $RR=500\text{mm}$ e $RC=500\text{mm}$.FIGURA 5.3.1.11. $RR=500\text{mm}$ e $RC=500\text{mm}$.

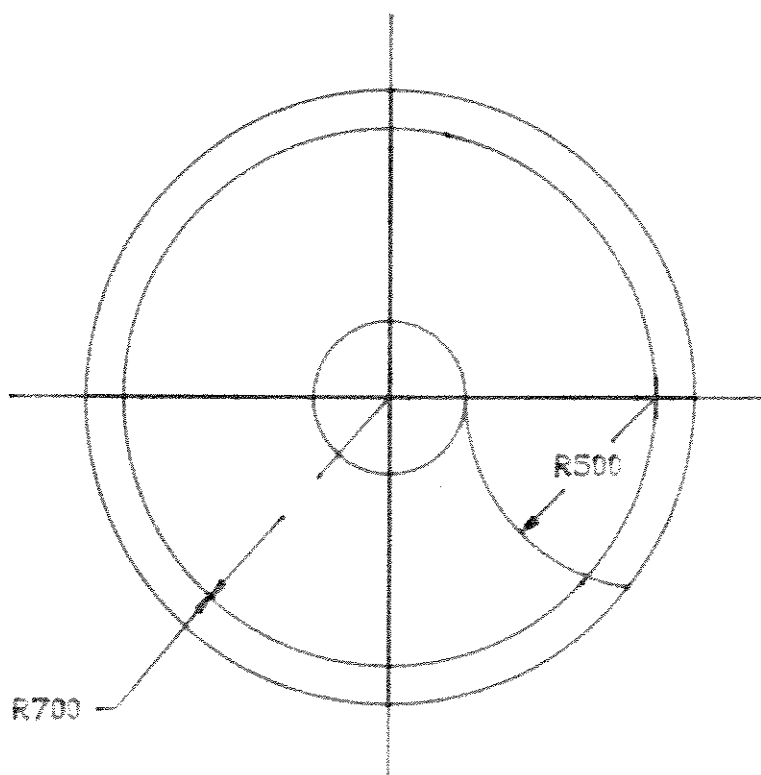


FIGURA 5.3.1.12. RR=500mm e RC=700mm.

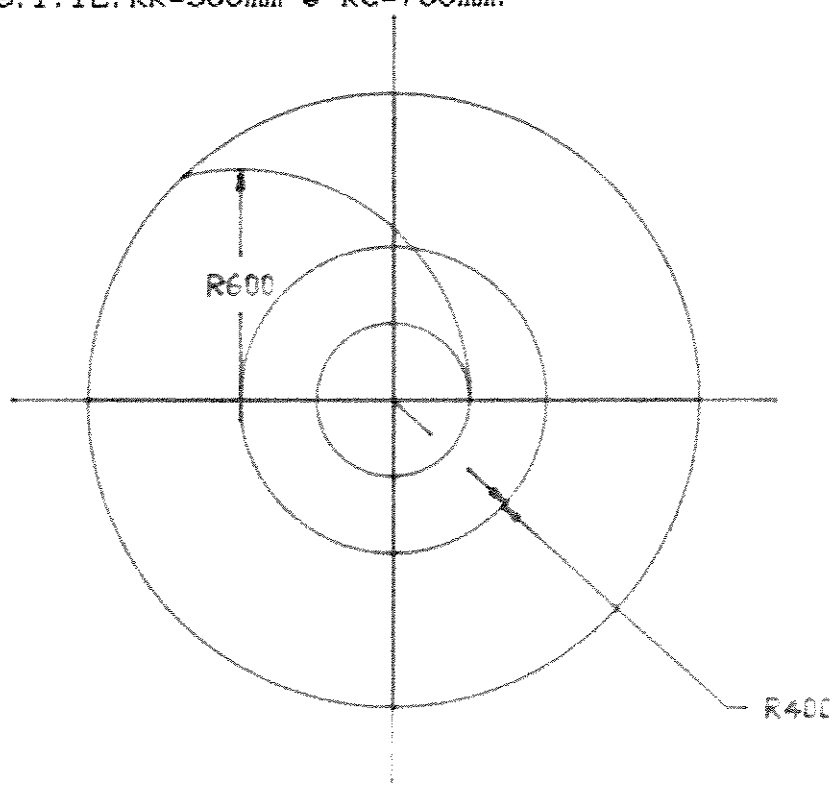


FIGURA 5.3.1.13. RR=500mm e RC=400mm.

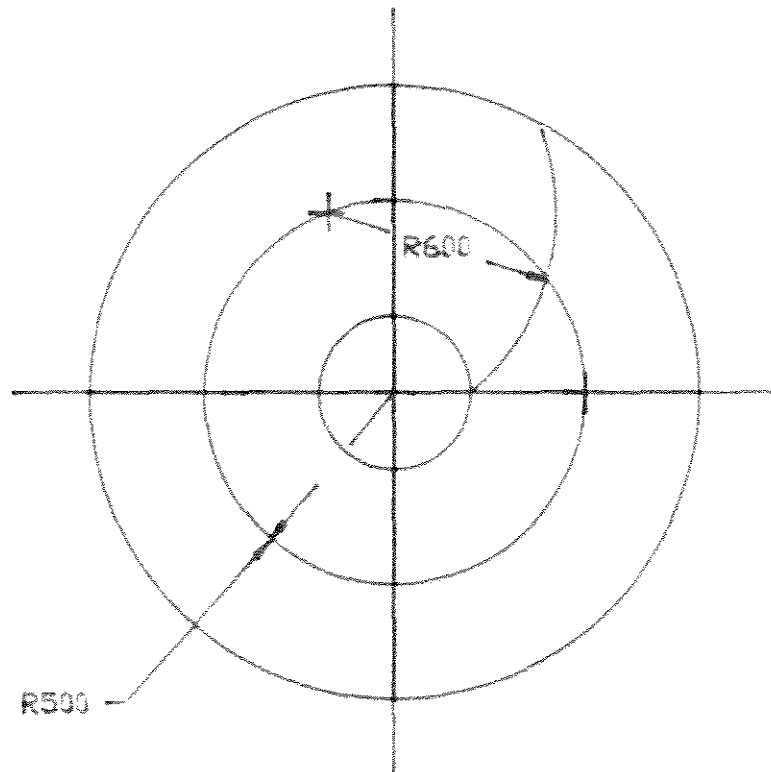


FIGURA 5.3.1.14. $RR=500\text{mm}$ e $RC=500\text{mm}$.

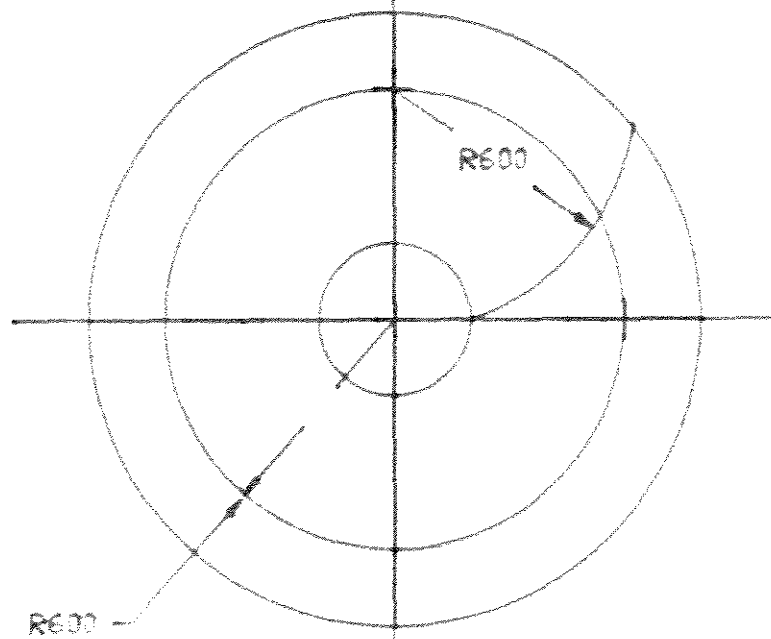


FIGURA 5.3.1.15. $RR=500\text{mm}$ e $RC=500\text{mm}$.

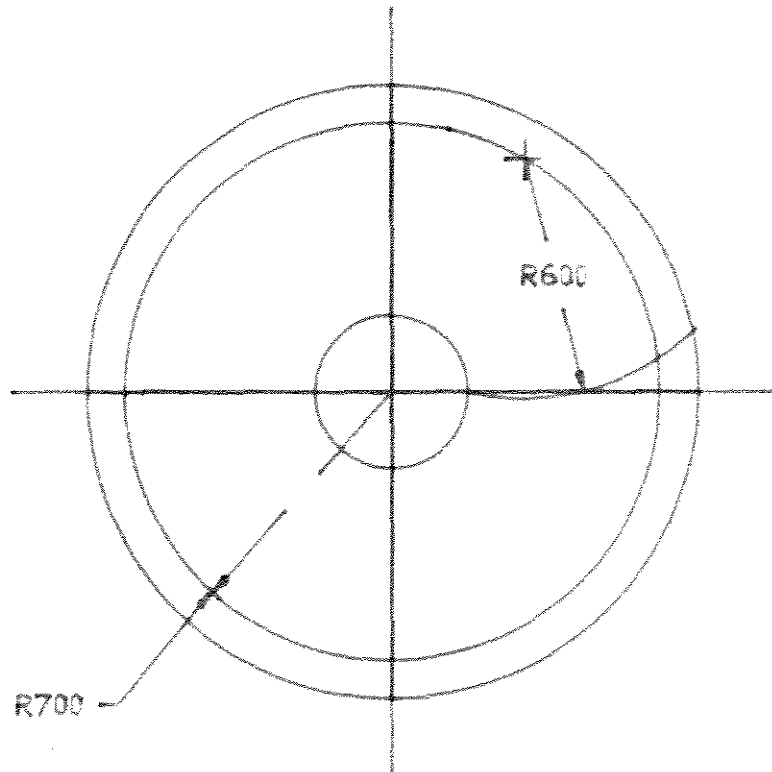


FIGURA B. 3. 1. 16. RR=600mm e RC=700mm.

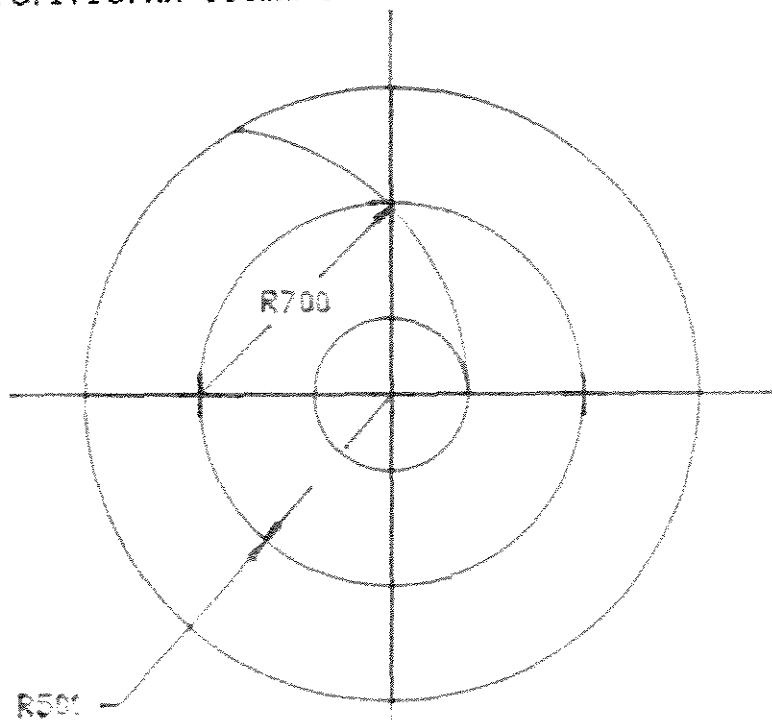


FIGURA B. 3. 1. 17. RR=700mm e RC=500mm.

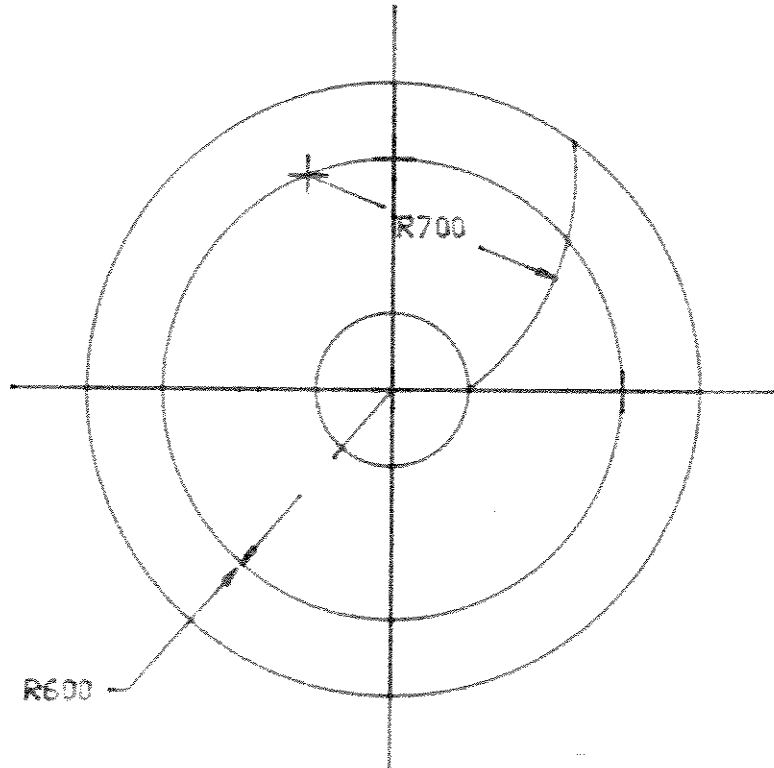


FIGURA 5.3.1.18. RR=500mm e RC=500mm.

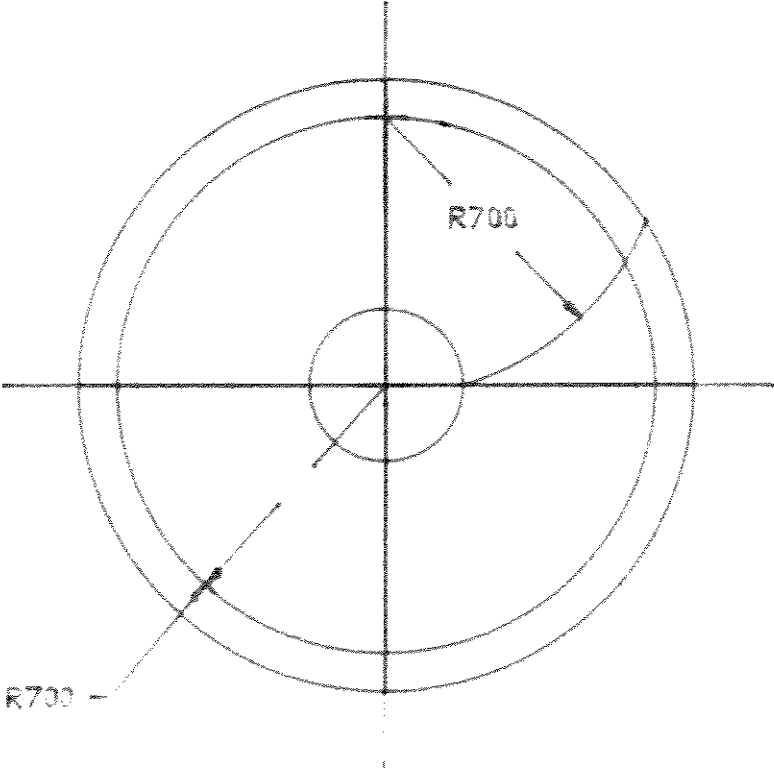


FIGURA 5.3.1.19. RR=700mm e RC=700mm

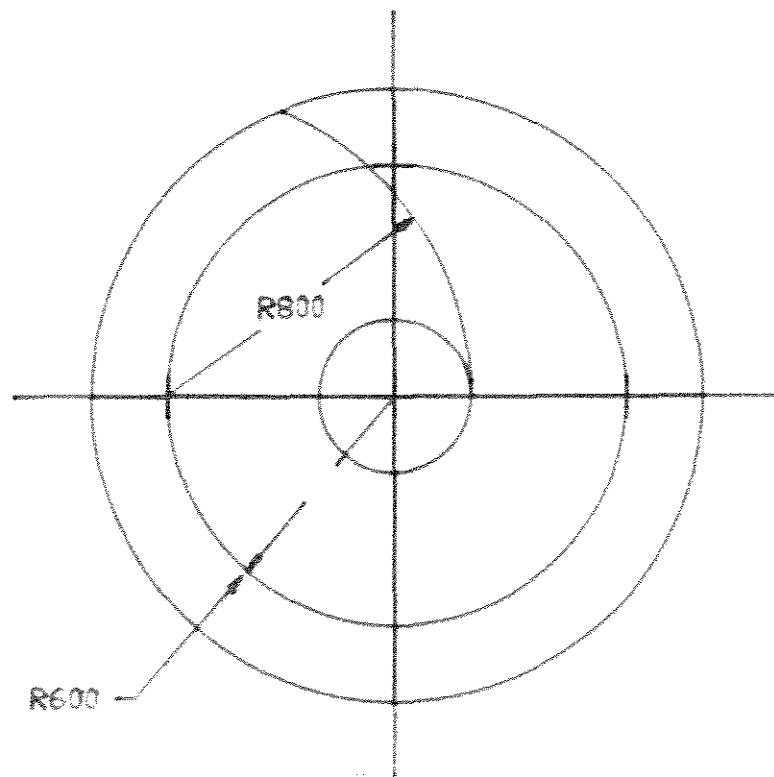


FIGURA 5.3.1.20. $RR=800\text{mm}$ e $RC=500\text{mm}$.

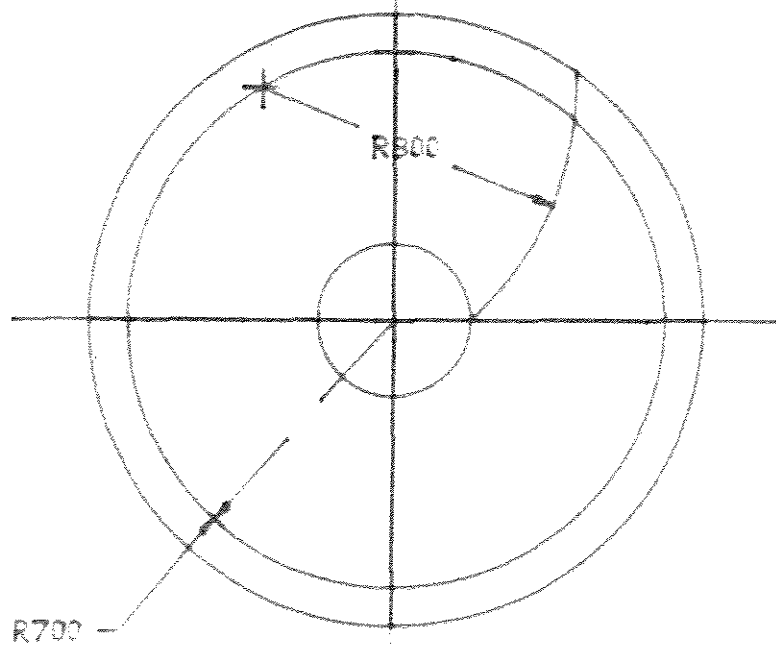


FIGURA 5.3.1.21. $RR=800\text{mm}$ e $RC=700\text{mm}$.

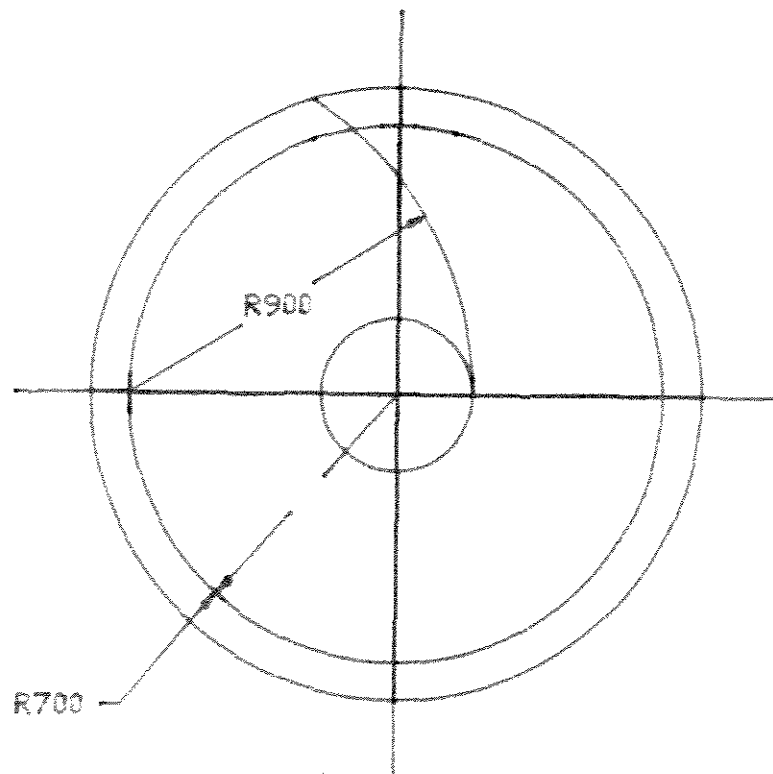


FIGURA 5.3.1.EE. RR=900mm e RC=700mm.

O número de raios (NR) de cada modelo foi outro parâmetro considerado, e fixou-se 3 valores : 12, 24 e 36 raios (figuras a seguir):

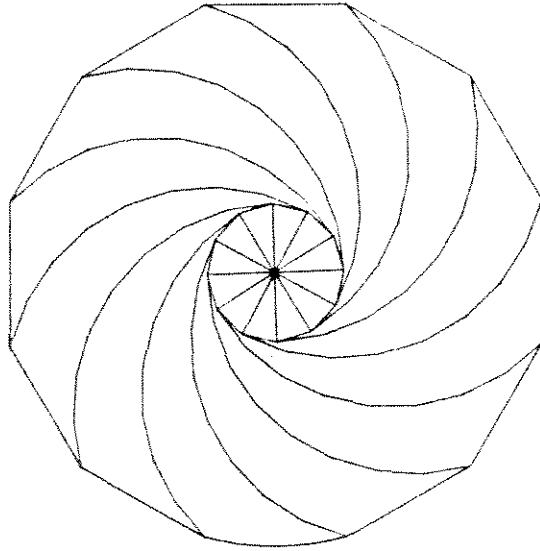


FIGURA 5.3.1.23. Modelo com 12 raios.

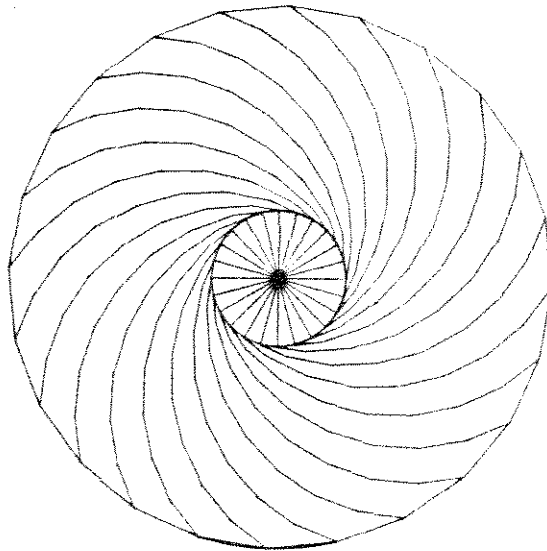


FIGURA 5.3.1.24. Modelo com 24 raios.

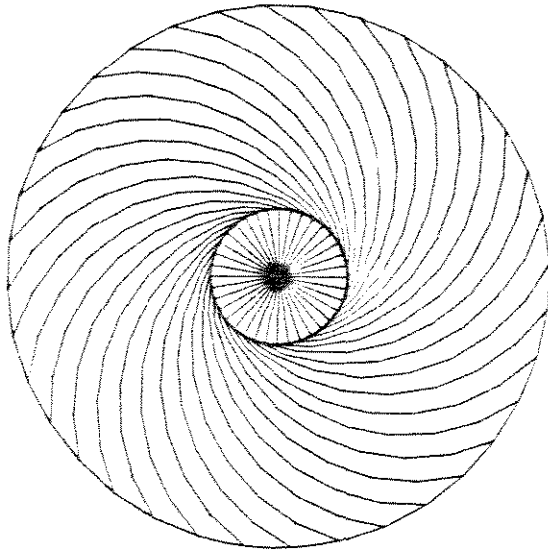


FIGURA 5.3.1.25. Modelo com 36 raios.

B.3.2. Condição de apoio.

Os modelos da roda elástica foram preparados simulando o apoio sobre uma superfície rígida, indeformável, como o asfalto. A simulação matemática do apoio da roda sobre solos agrícolas seria muito complexa devido à grande variedade de solos e também devido à dificuldade de se estabelecer matematicamente seu comportamento mecânico.

Definiu-se para cada modelo um arco de 20 graus no aro para estabelecer uma região de contato com o solo. Como a análise matricial concentra nos nós da estrutura a imposição de restrições de deslocamento, gerou-se para todos os modelos uma malha comum de 11 nós, espaçados de 2 em 2 graus, para definir os pontos de apoio (fig.5.3.2.1).

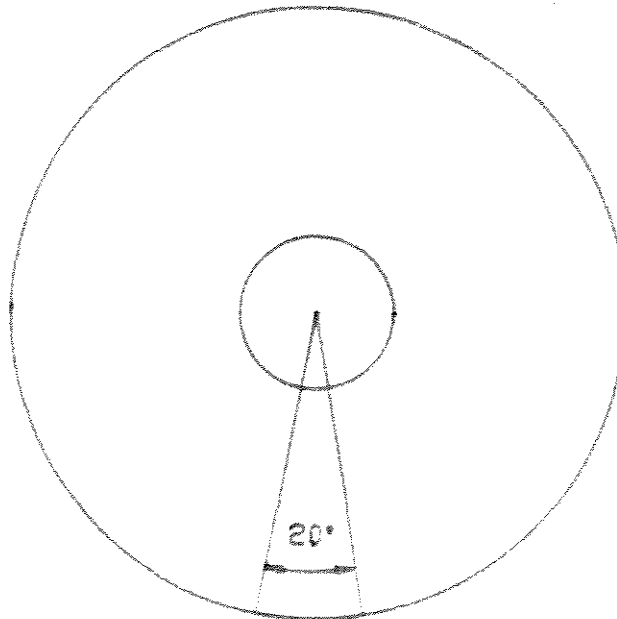


FIGURA B.3.2.1. Região de apoio da roda.

O programa SAP90 permite que os modelos estruturais tenham suas condições de apoio definidas de duas maneiras : ou através da restrição direta do grau de liberdade do nó, ou pela simulação do apoio sobre molas, com constantes elásticas livremente definidas.

Após a realização de testes, foi descartada a opção de restringir diretamente o grau de liberdade do nó de apoio, devido à artificialidade da suposição do apoio da roda concentrado em apenas um ponto da estrutura.

Foi definido o apoio sobre molas de rigidez variável para cada nó da região de contato. Para a mola central foi adotada uma constante elástica de 500 kgf/mm^2 e para as molas subsequentes, de forma simétrica, constantes elásticas decrescentes de 50, 25, 10, 5, e 1 kgf/mm^2 .

5.3.3. Condição de carregamento.

Foi adotado para todos os modelos uma força concentrada de 1000 Kgf aplicada no cubo da roda, em seu centro geométrico, com orientação contrária ao sentido positivo do eixo cartesiano Y.

O cubo da roda foi modelado com barras muito rígidas de modo a que ele sofra, quando carregado, um movimento de corpo rígido. Dessa forma, o cubo não se deforma e transmite integralmente o carregamento para o resto da estrutura da roda.

5.4

TERMINOLOGIA DOS MODELOS

Foram definidos 7 parâmetros de projeto para a roda elástica:

I D, d, H, B, RR, RC, NR 1

D, d e B foram mantidos constantes:

D = 1600mm

d = 400mm

B = 350mm

RR e RC tiveram 19 combinações definidas, gerando 19 modelos.

Para cada combinação de RR e RC foram definidos 3 valores de H : 3.18mm, 6.37mm e 9.52mm (somente para os raios). Esse procedimento gerou $19 \times 3 = 57$ modelos.

Para cada combinação de RR, RC e H foram definidos 3 valores de NR : 12, 24 e 36 raios, gerando $19 \times 3 \times 3 = 171$ modelos.

Para diferenciar os modelos, a terminologia adotada faz uso, para cada modelo, de 4 letras e 4 números. A letra N indica o número de raios (NR), e pode ser acompanhada pelos números 1 (12 raios), 2 (24 raios) ou 3 (36 raios).

A letra E indica a espessura da chapa dos raios (B), acompanhada dos números 3 (3.18mm), 6 (6.37mm) ou 9 (9.52mm).

A letra R indica o raio de curvatura dos raios (RC) e pode ser acompanhada pelos números entre 3 (300mm) e 9 (900mm).

A letra C indica o raio da circunferência que contém os centros de curvatura dos raios do modelo (RC) e pode ser acompanhada pelos números de 3 (300mm) a 7 (700mm).

Como exemplo, o modelo N1E3R5C3 representa uma roda com 12 raios, de espessura 3.18mm, com raio de curvatura dos raios igual a 500mm e com o centro de curvatura dos raios sendo pontos de uma circunferência de raio igual a 300mm.

5.5

ANÁLISE ESTRUTURAL LINEAR

A concepção estrutural da roda elástica busca compatibilizar a tendência desejável às grandes deflexões com a geração de tensões estruturais que não provoquem a fadiga do aço construtivo.

5.5.1. Cálculo das tensões estruturais.

A roda elástica foi idealizada como uma estrutura composta por barras, formando um pórtico plano. Para esse tipo de estrutura, o programa SAP90, ao realizar a análise estática linear, não fornece diretamente as tensões estruturais desenvolvidas. O programa fornece os esforços resultantes nas barras: forças axiais, forças cortantes e momentos fletores.

O cálculo das tensões estruturais foi feito com o auxílio do programa SAPTEN90, pós-processador do programa SAP90. Escrito em linguagem BASIC, o programa SAPTEN90 lê o arquivo de saída gerado pelo SAP90 com os esforços nas barras e, fornecidas as propriedades das seções transversais, calcula as tensões estruturais.

São consideradas desprezíveis as tensões de cisalhamento atuantes na estrutura da roda.

O programa SAPTEN90 superpõe as tensões de flexão com as tensões uniformes de tração ou compressão, através da equação:

$$\sigma_r = \frac{F}{A} + \frac{M}{I} \cdot \frac{H}{2}$$

onde:

σ_r = tensão combinada resultante.

F = força normal.

A = área da seção transversal.

M = momento fletor atuante.

I = momento de inércia da seção transversal.

H = altura da seção transversal.

Os resultados gerados pelo programa são valores de tensão combinada calculados para 4 pontos extremos da seção transversal das barras.

Os gráficos e tabelas apresentados no capítulo 6 deste trabalho apresentam apenas o valor máximo da tensão combinada para cada modelo estrutural da roda elástica.

Uma listagem do programa SAPTEN90 é apresentada no apêndice B deste trabalho.

5.5.2 Análise dos deslocamentos.

5.5.2.1 Cálculo do raio equivalente.

Devido à limitações do programa de cálculo estrutural utilizado, não foi possível o cálculo direto da área de contato gerada entre a roda e o solo dos diversos modelos analisados. Procurou-se efetuar medidas indiretas que indicassem o potencial de desenvolvimento de área de contato de cada modelo, tendo como base os deslocamentos nodais calculados pelo programa SAP-90.

Foi desenvolvido o programa REQ, escrito em linguagem BASIC, que atua como pós-processador do programa SAP-90. A partir do arquivo de saída que contém os deslocamentos nodais, o programa REQ calcula o raio equivalente do modelo analisado (Fig.5.5.2.1.1).

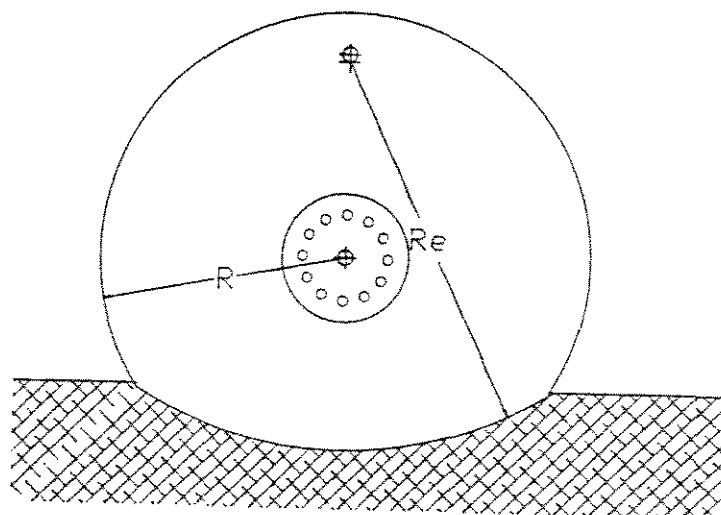


FIGURA 5.5.2.1.1. Raio equivalente.

O cálculo é baseado na expressão apresentada por TIMOSHENKO (1978) que relaciona o raio de curvatura de uma viga em flexão (R) com o momento fletor atuante (M), o módulo de elasticidade (E) do material e o momento de inércia I da seção transversal :

$$\frac{1}{R} = \frac{M}{EI}$$

A linha elástica da viga é descrita pela seguinte equação diferencial :

$$\frac{d^2 y}{d x^2} = \frac{M}{EI}$$

Portanto:

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{1}{R}$$

Esleveu-se 7 pontos da região de contato dos modelos para o cálculo numérico das derivadas. A técnica adotada é a das diferenças finitas.

Segundo CARNAHAN *et al.* (1969) pode-se obter aproximações de uma função $f(x)$ para qualquer ponto x_i a partir da expansão da Série de Taylor em torno de x_i . As expansões de $f(x)$ usando $x = x_i + h$ e $x = x_i - h$ são:

$$f(x_i+h) = f(x_i) + hf'(x_i) + 0.5h^2f''(x_i) + \dots$$

$$f(x_i-h) = f(x_i) - hf'(x_i) + 0.5h^2f''(x_i) - \dots$$

Quando as equações são subtraídas e os termos de maior ordem omitidos, tem-se uma aproximação da primeira derivada de $f(x)$ para o ponto $x=x_i$:

$$f'(x_i) = [f(x_i+h) - f(x_i-h)]/2h$$

Somando-se as equações e novamente negligenciando os termos de maior ordem, obtém-se uma aproximação da segunda derivada :

$$f''(x_i) = [f(x_i+h) - 2f(x_i) + f(x_i-h)]/h^2$$

A partir do arquivo gerado pelo SAP90 que contém as coordenadas nodais, o programa REQ calcula o raio equivalente, usando a técnica descrita acima, para 7 pontos da região de contato dos modelos (figura 5.5.2.1.2). Os valores apresentados nos gráficos e tabelas do capítulo 6 representam uma média aritmética dos 7 valores calculados para cada modelo.

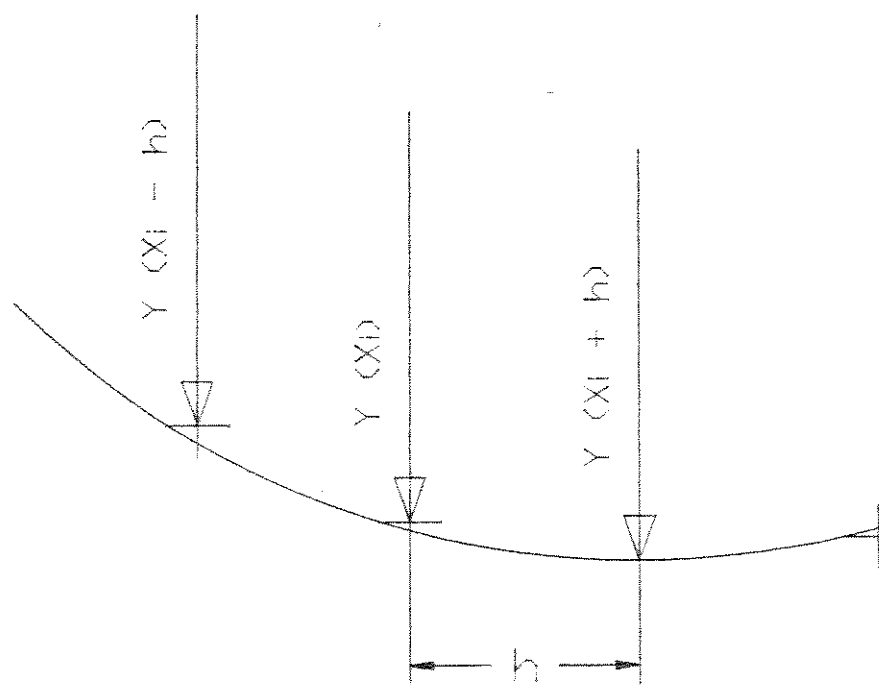


FIGURA 5.5.2.1.1. Cálculo do raio equivalente.

Uma listagem do programa REQ é apresentada no apêndice C.

5.5.2.2 A redução percentual do raio da roda.

Esse índice mede a flexibilidade interna da roda, causada pelo número e pela configuração geométrica e inercial dos raios, não se refletindo necessariamente em deformação da base do aro e, conseqüentemente, na geração de área de contato.

A redução percentual é definida da seguinte forma:

$$R_p = \left(1 - \frac{R_e}{R_g} \right) \times 100$$

Na equação, R_e é o raio estático da roda, definido como a distância do centro da roda deformada até o ponto de apoio do solo. R_g é o raio geométrico da roda indeformada.

5.5.2.3 O deslocamento vertical do cubo da roda.

Às barras que simulam o cubo da roda nos modelos estruturais foi imposta uma rigidez muito grande, de modo que elas sofram um deslocamento de corpo rígido. Dessa forma, a translação vertical do nó número 1 dos modelos, que define o centro geométrico da roda, foi dado o nome de deslocamento vertical do cubo (Dv). Esse é um índice da flexibilidade interna dos modelos estruturais.

6.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

6.1

MODELOS ELABORADOS

Foram elaborados 171 modelos estruturais da roda elástica. Para as 19 combinações do raio de curvatura dos raios (RR) e do raio da circunferência dos centros de curvatura dos raios (RC), criou-se modelos com 12, 24 e 36 raios e 3.18mm, 6.37mm e 9.52mm de espessura de chapa dos raios.

As figuras a seguir mostram o desenho, feito pelo módulo gráfico do programa computacional SAP90, de modelos com 24 raios com as 19 combinações de RR e RC.

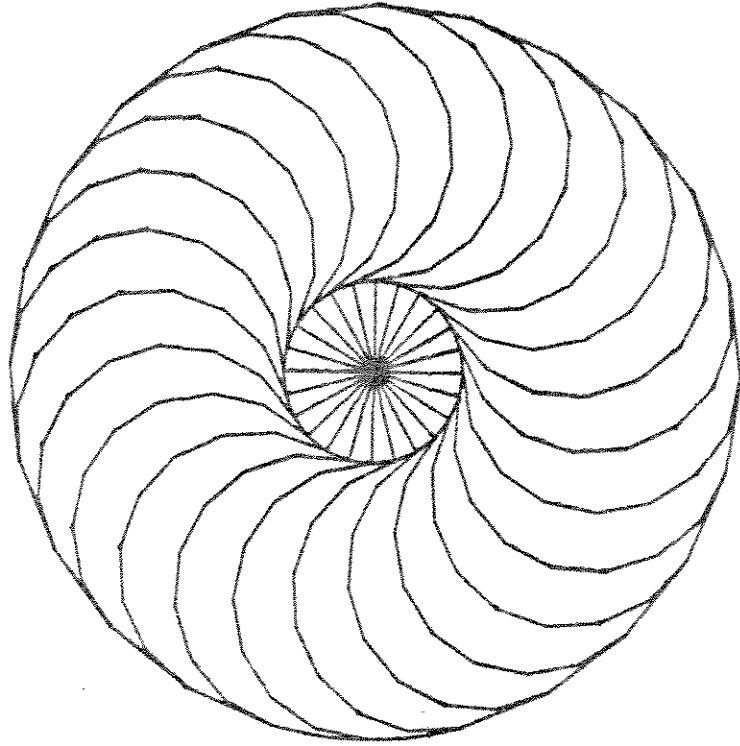


FIGURA 6.1.1. Modelo N2E3R3C5.

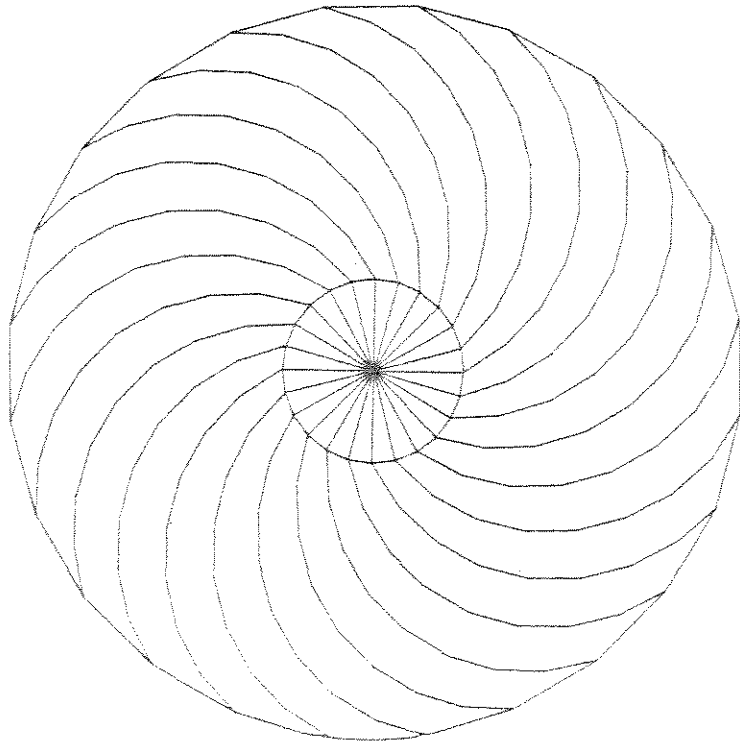


FIGURA 6.1.2 Modelo N2E3R4C4.

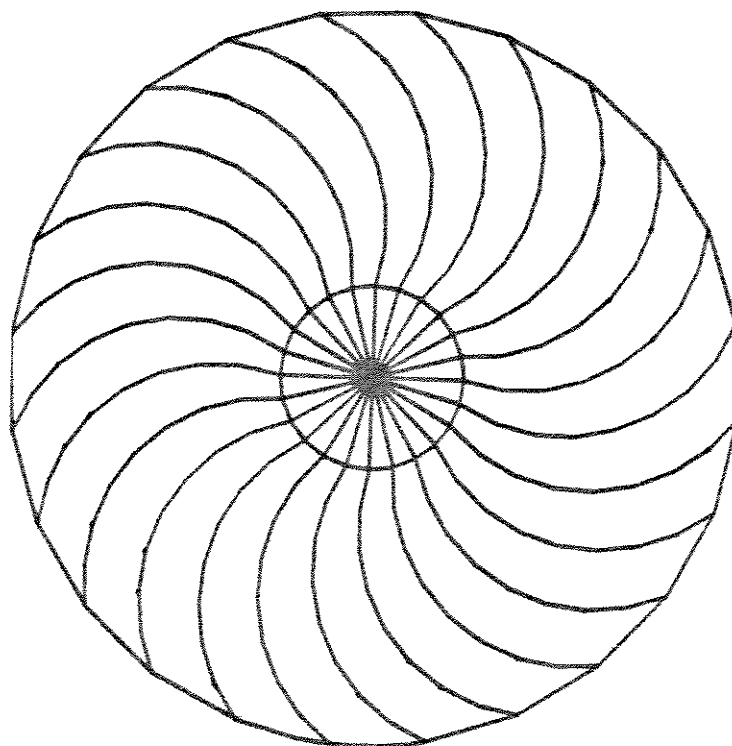


FIGURA 6.1.3. Modelo N2E3R4C5.

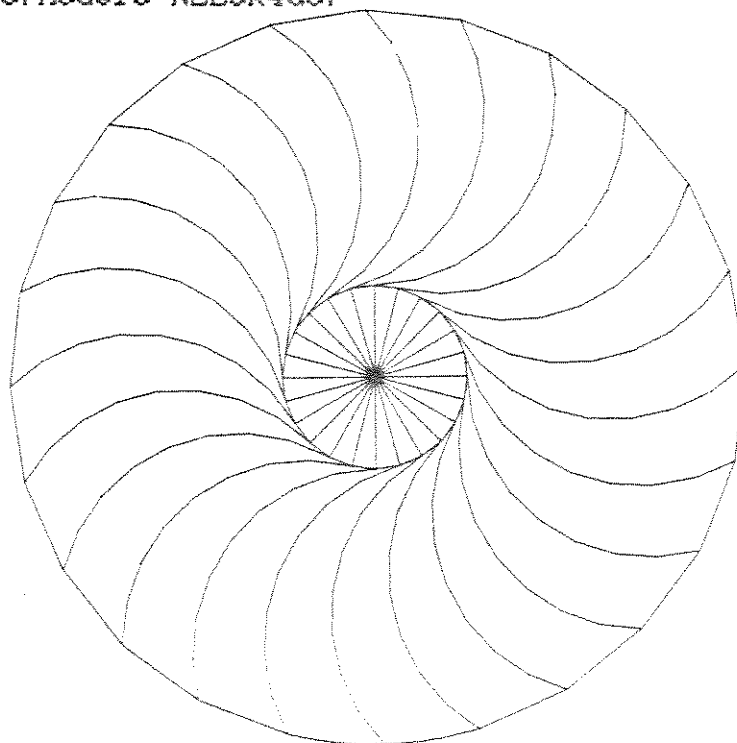


FIGURA 6.1.4. Modelo N2E3R4C6.

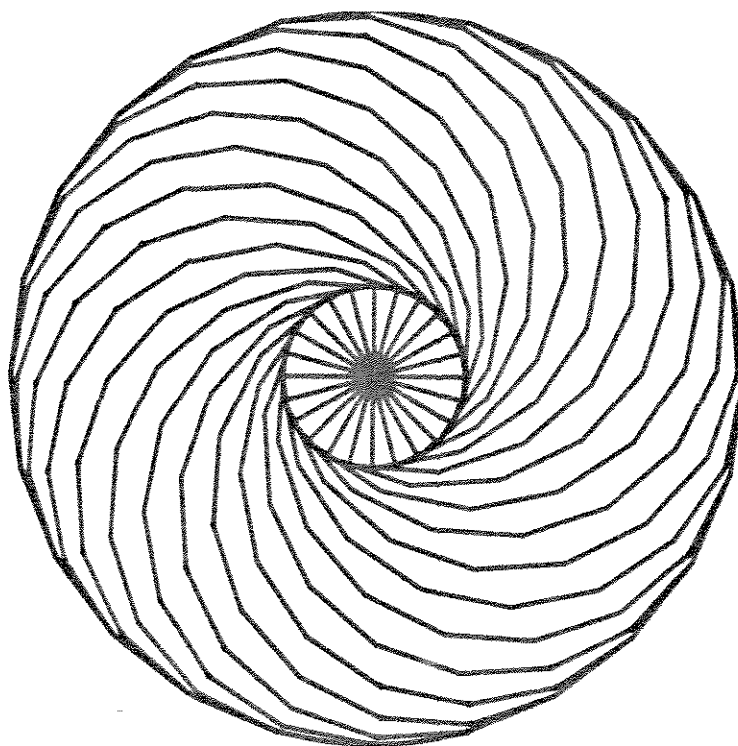


FIGURA 6.1.5. Modelo NEE3R5C3.

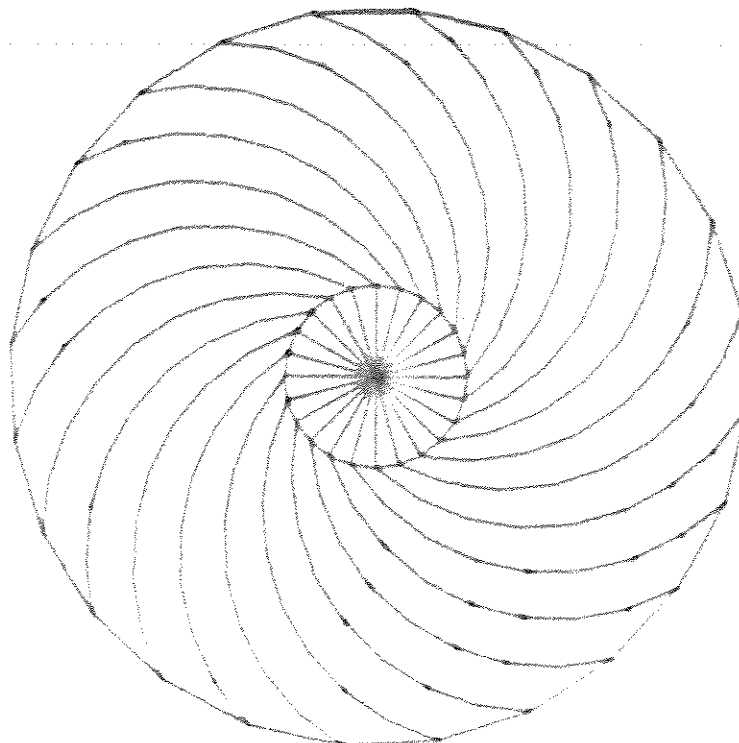


FIGURA 6.1.6. Modelo NEE3R5C4.

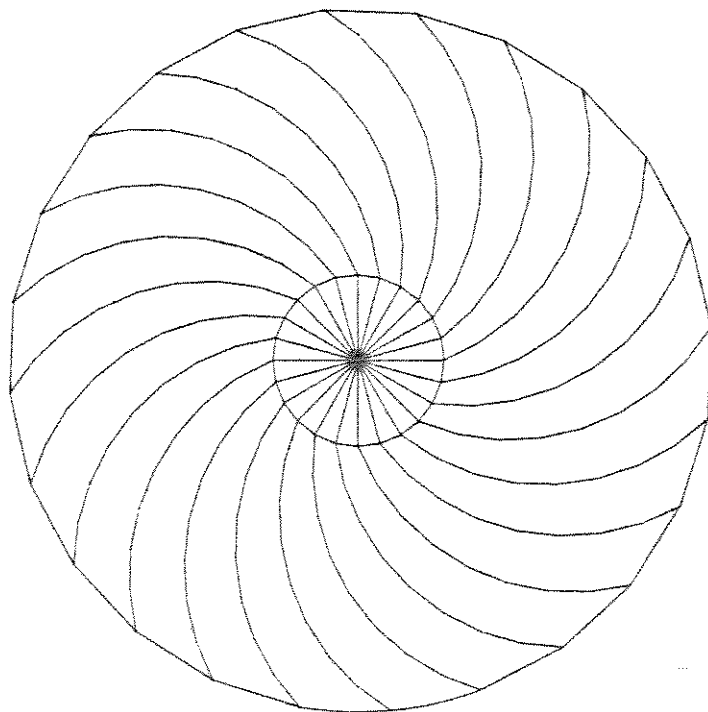


FIGURA 8.1.7. Modelo NEE3R5C5.

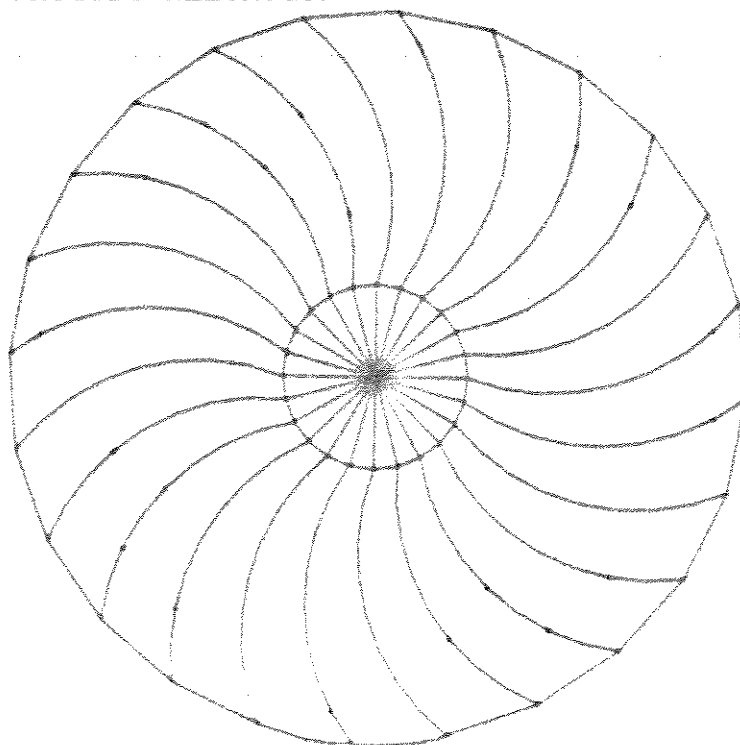


FIGURA 8.1.8. Modelo NEE3R5C5.

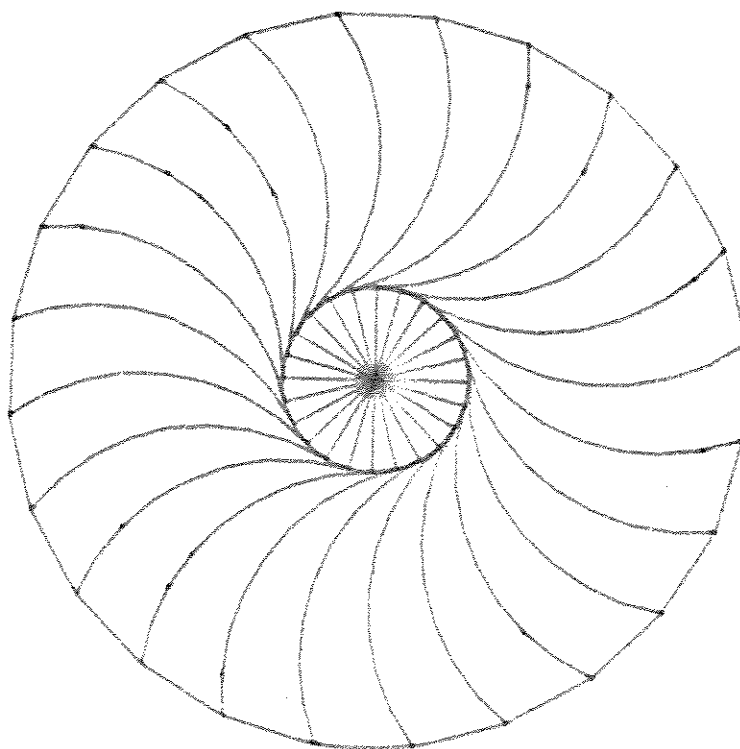


FIGURA. 6.1.9 Modelo NEE3R5C7.

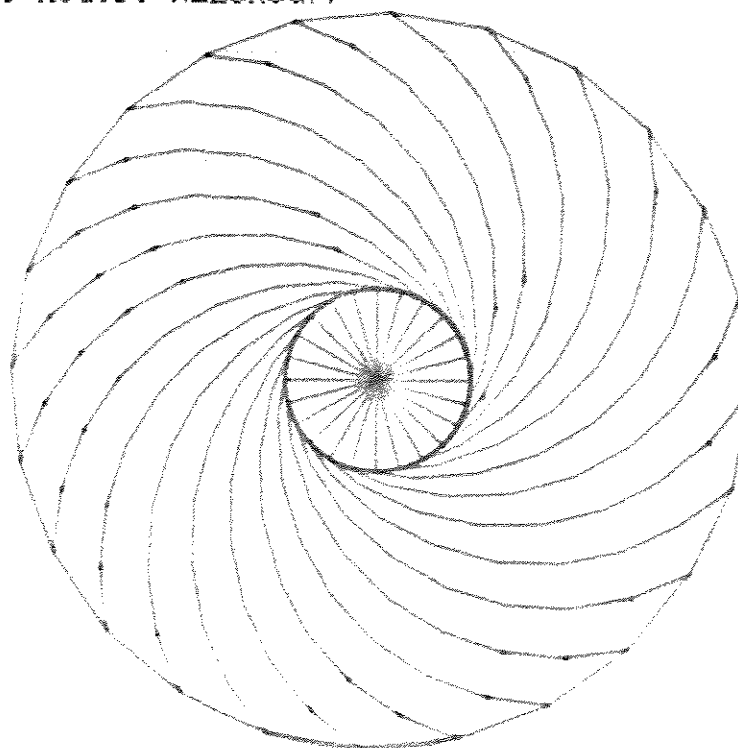


FIGURA. 6.1.10. Modelo NEE3R5C4.

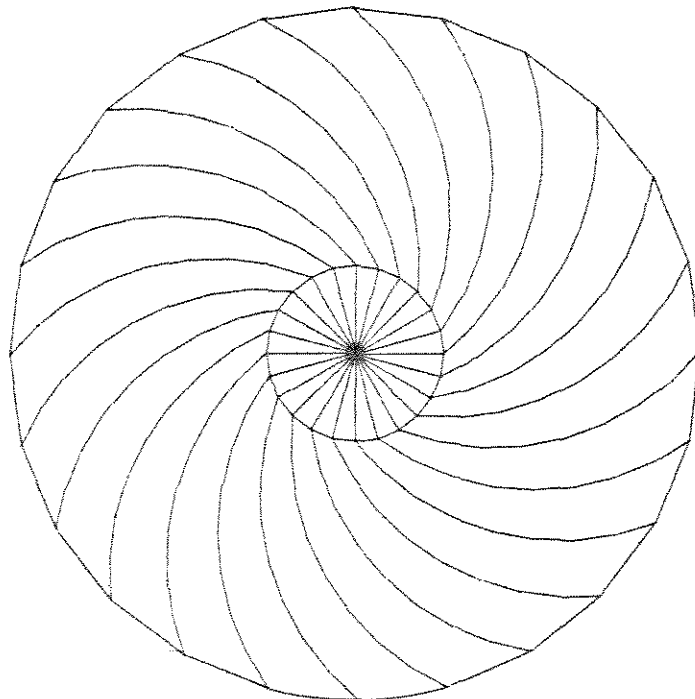


FIGURA 5.1.11. Modelo NEE3R6C5.

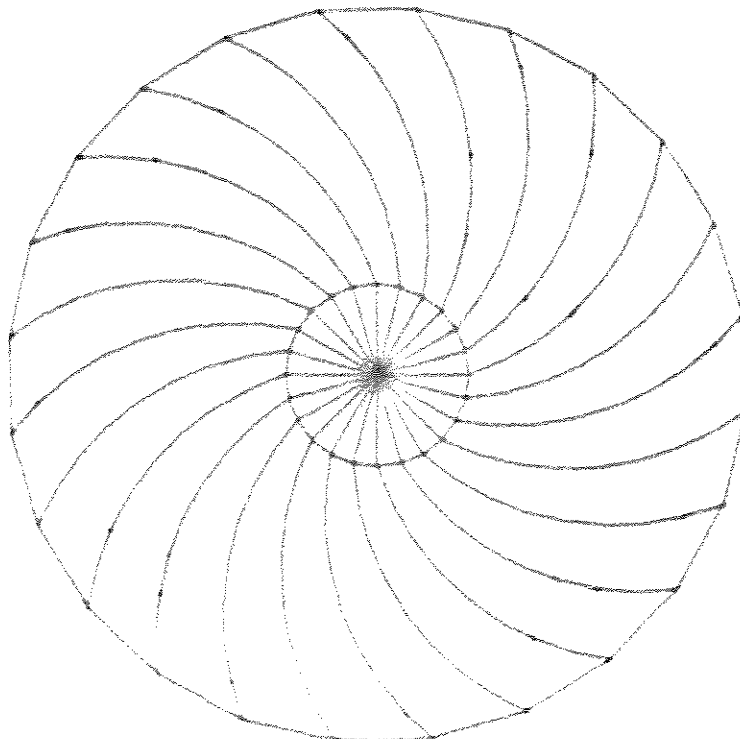


FIGURA 5.1.12. Modelo NEE3R6C5

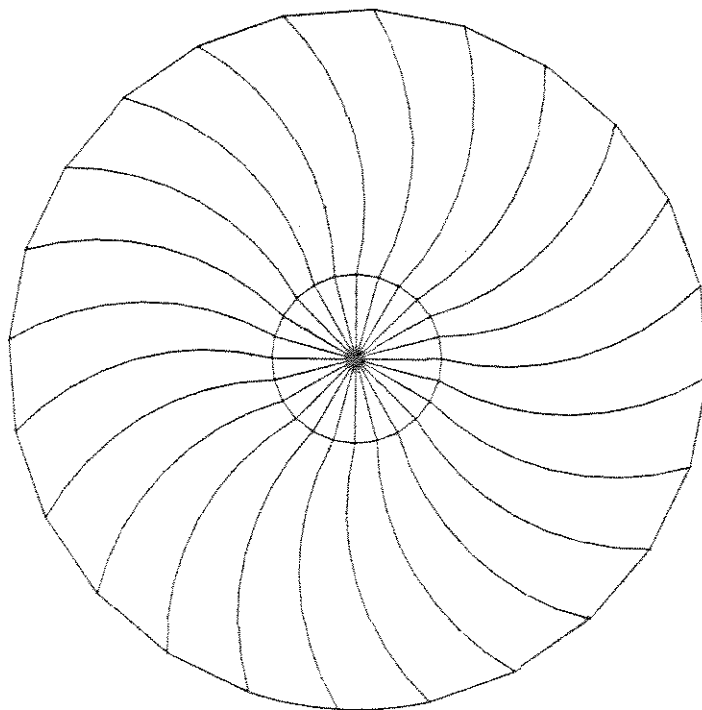


FIGURA 6.1.13. Modelo N2E3R5C7.

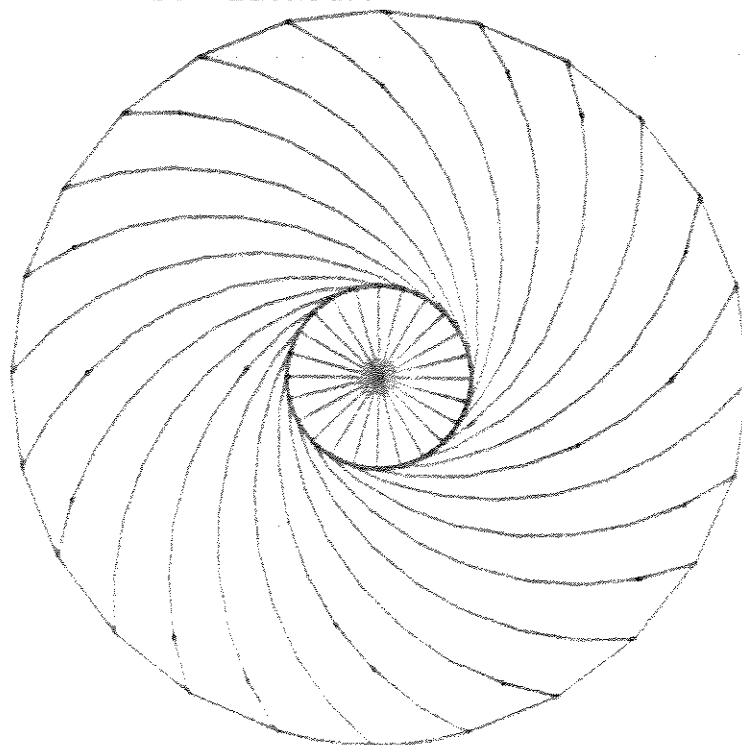


FIGURA 6.1.14. Modelo N2E3R7C5.

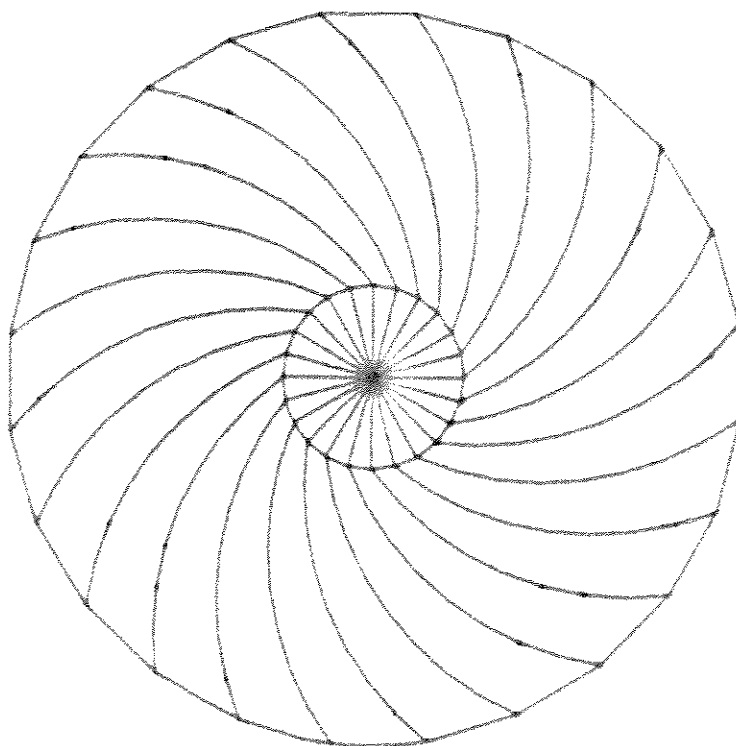


FIGURA 6.1.15. Modelo N2E3R7C6.

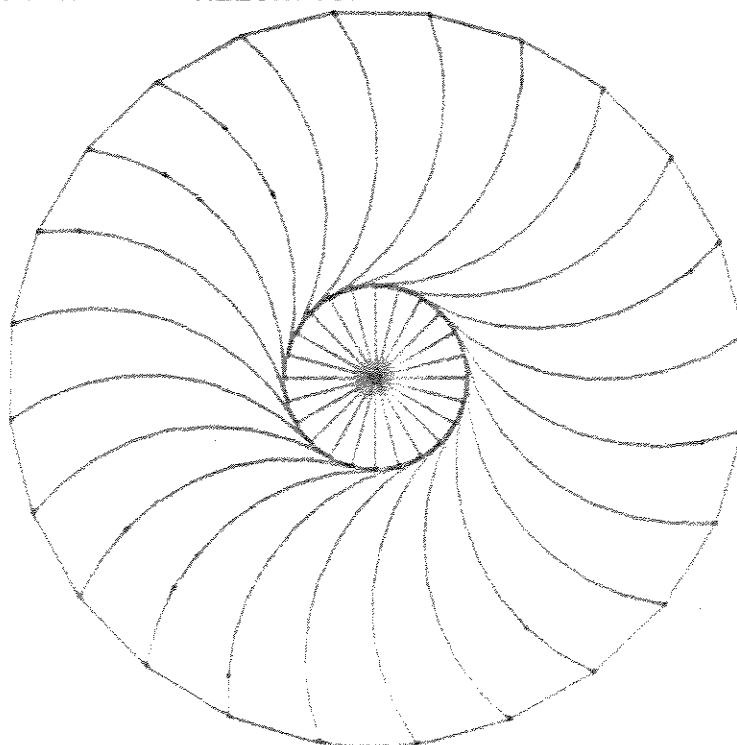


FIGURA 6.1.16. Modelo N2E3R7C7.

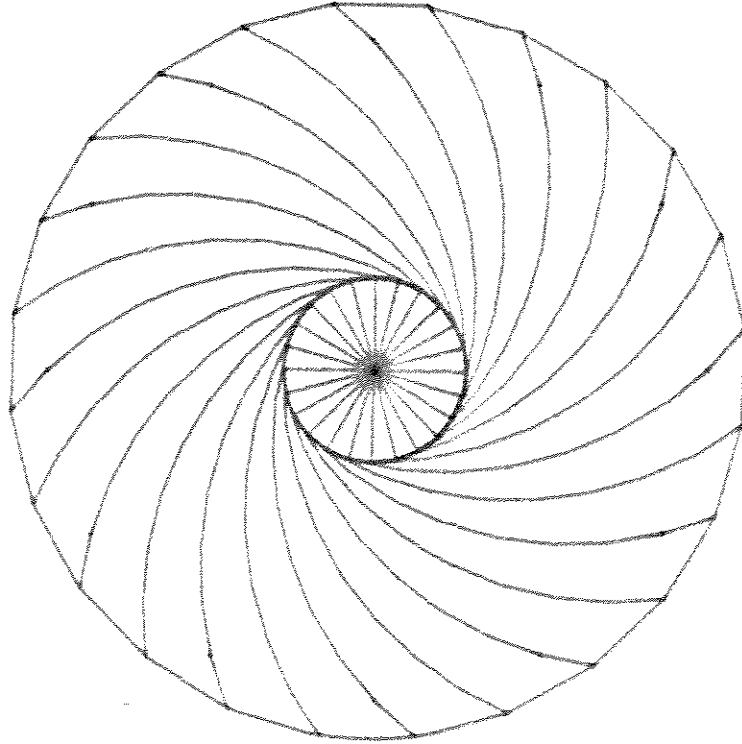


FIGURA 5.1.17. Modelo N2E3R9C5.

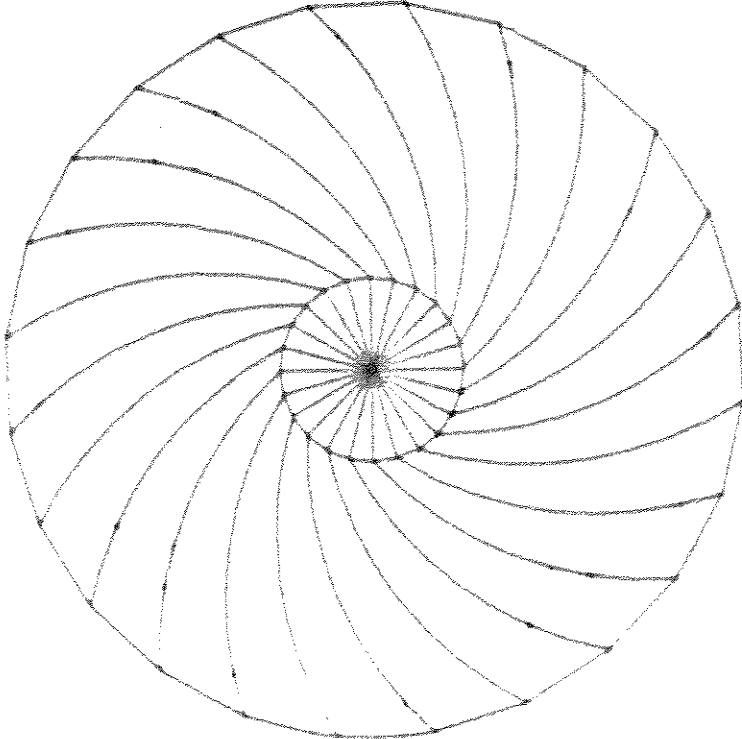


FIGURA 5.1.18. Modelo N3E3R9C7.

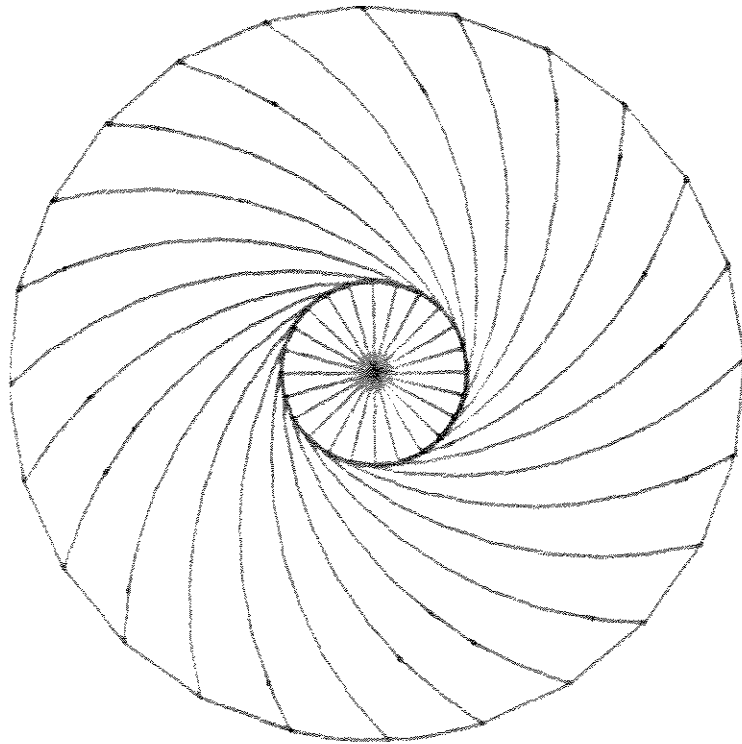


FIGURA 5.1.19. Modelo N2E3R9C7.

6.2

TENSÕES E DESLOCAMENTOS

As tensões e deslocamentos calculados nos 171 modelos processados da roda elástica são apresentados nos gráficos e tabelas a seguir.

Cada conjunto de gráficos e tabelas corresponde a modelos que têm o mesmo número de raios (NR) e a mesma espessura de chapa dos raios (H). O conjunto compreende 4 gráficos (1 para as tensões máximas e 3 para os deslocamentos) e as respectivas tabelas.

Cada gráfico possui 19 pontos que correspondem aos 19 modelos gerados a partir das 19 combinações fixadas entre o raio de curvatura dos raios (RR) e o raio da circunferência que contém o centro de curvatura dos raios (RC).

São, ao todo, 9 conjuntos de gráficos e tabelas em função dos 3 valores do número de raios e dos 3 valores da espessura de chapa dos raios. A espessura de chapa do aro foi mantida constante e igual a 9.52mm.

As tensões são apresentadas graficamente com a tensão máxima calculada para cada modelo no eixo das ordenadas e o raio de curvatura dos raios (RR) no eixo das abscissas.

Os deslocamentos são expostos graficamente de 3

modos: através do raio equivalente, da redução percentual do raio da roda e do deslocamento vertical do cubo, sempre no eixo das ordenadas. No eixo das abscissas estão os valores de RR.

Cada gráfico é composto de 5 linhas de dados correspondendo aos 5 valores escolhidos de RC. Cada ponto nos gráficos equivale a um modelo estrutural processado.

Em relação às tensões, observa-se que vários modelos exibiram níveis muito altos, o que os inviabiliza. Outros modelos, apesar de exibirem um nível aceitável, mostraram-se muito rígidos, o que foge à proposta de uma roda com boa deformabilidade elástica.

Em relação à análise dos deslocamentos, observou-se que é útil, para a compreensão da flexibilidade total da roda, dividi-la em 2 níveis.

O primeiro nível corresponde à flexibilidade interna da roda, medida pelo deslocamento vertical do cubo ou pela redução percentual do raio da roda. Fazendo-se um paralelo com a deflexão estática dos pneus, conclue-se que esse nível é importante na definição da frequência natural do sistema máquina-roda, e portanto no desempenho dinâmico global da máquina.

O segundo nível corresponde à flexibilidade externa, e é função dos deslocamentos dos nós na região de apoio da roda. Esse nível é medido indiretamente pelo raio

equivalente das configurações deformadas.

Sua importância se reflete no estabelecimento da área de contato entre a roda e o solo, e conseqüentemente na eficiência energética da roda como dispositivo de tração e na mobilidade geral do veículo.

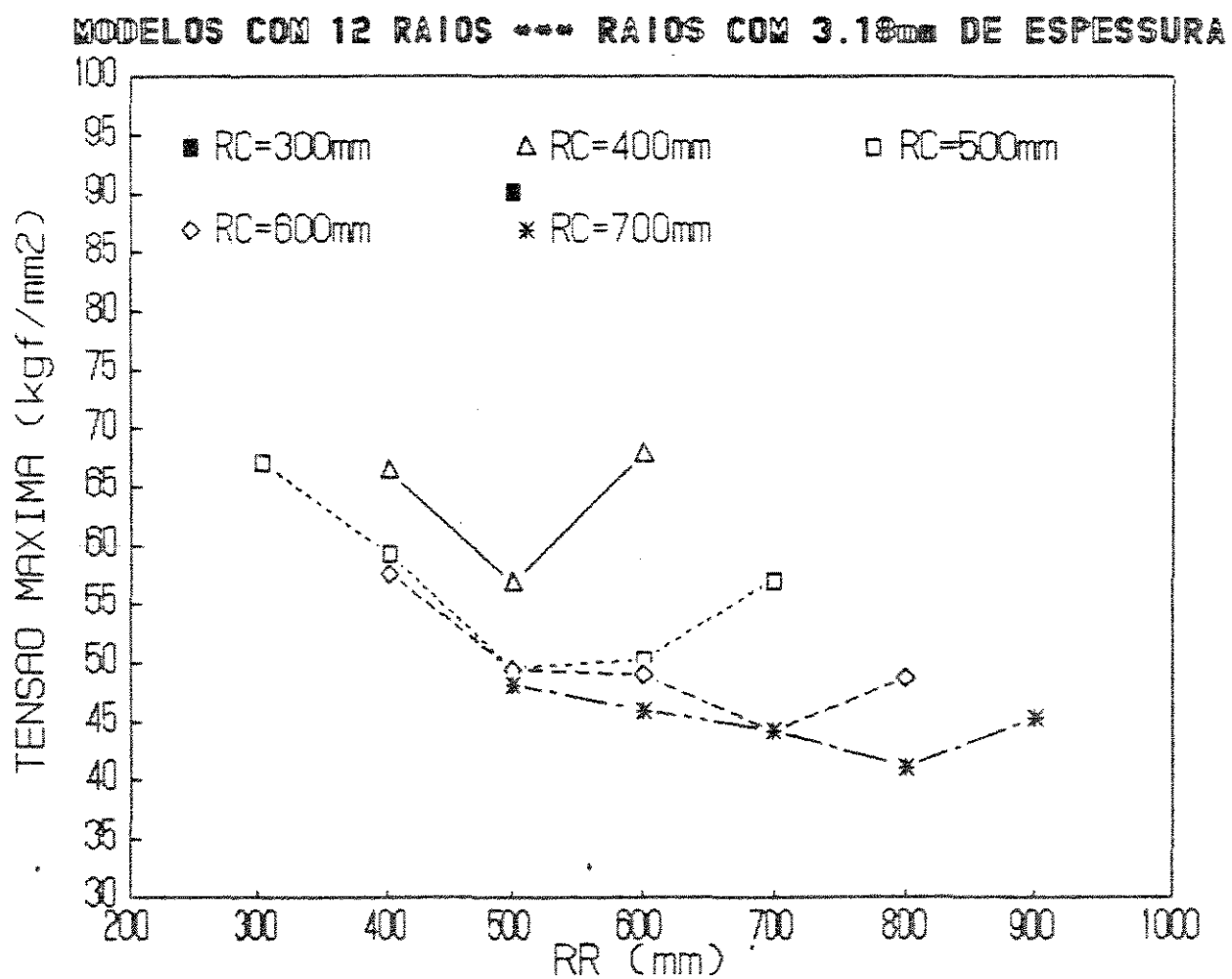


FIGURA 8.2.1. Tensão máxima para NR=18 e H=3.18mm

TABELA 6.2.1. Tensão máxima para NR=12 e H=3.18mm

MODELO	TENSÃO MÁXIMA (kgf/mm ²)
N1E3R5C3	90.2
N1E3R4C4	66.3
N1E3R5C4	56.7
N1E3R6C4	67.7
N1E3R3C5	67.1
N1E3R4C5	59.3
N1E3R5C5	49.6
N1E3R6C5	50.3
N1E3R7C5	57.0
N1E3R4C6	57.6
N1E3R5C6	49.4
N1E3R6C6	49.0
N1E3R7C6	44.1
N1E3R8C6	48.8
N1E3R5C7	48.2
N1E3R6C7	45.9
N1E3R7C7	44.2
N1E3R8C7	41.1
N1E3R9C7	45.4

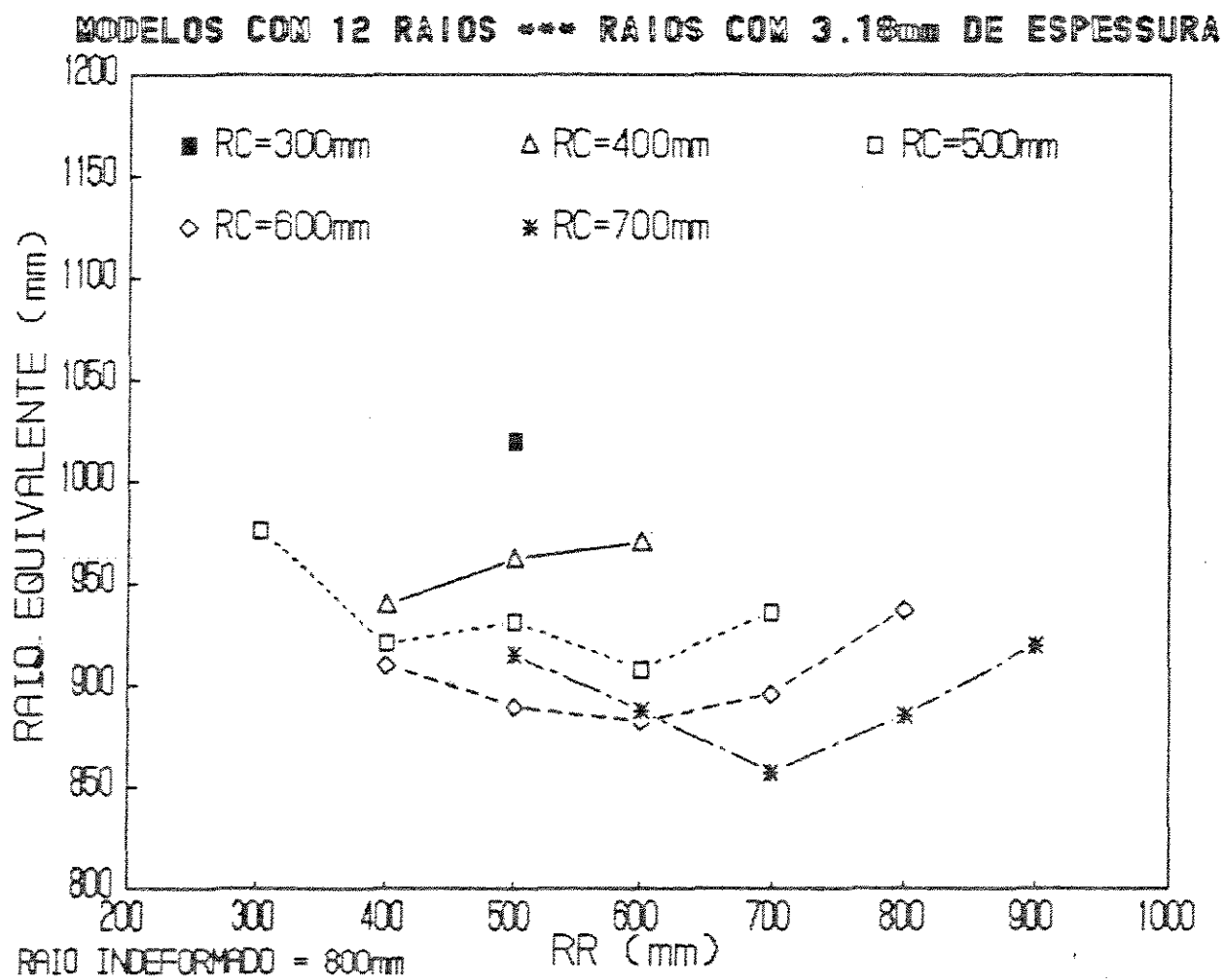


FIGURA 8.2.2. Raio equivalente para NR=12 e H=3.18mm

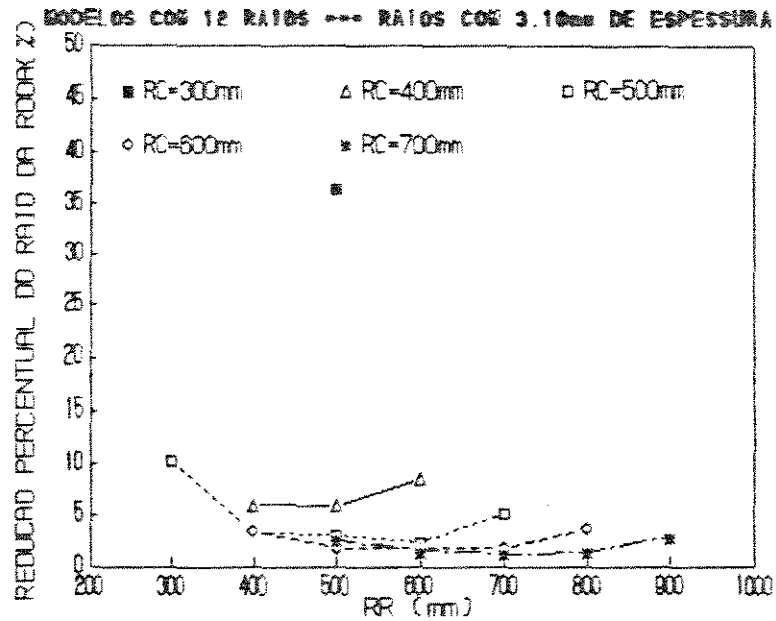


FIGURA 6.2.3. Redução perc. do raio para NR=12 e H=3.18mm.

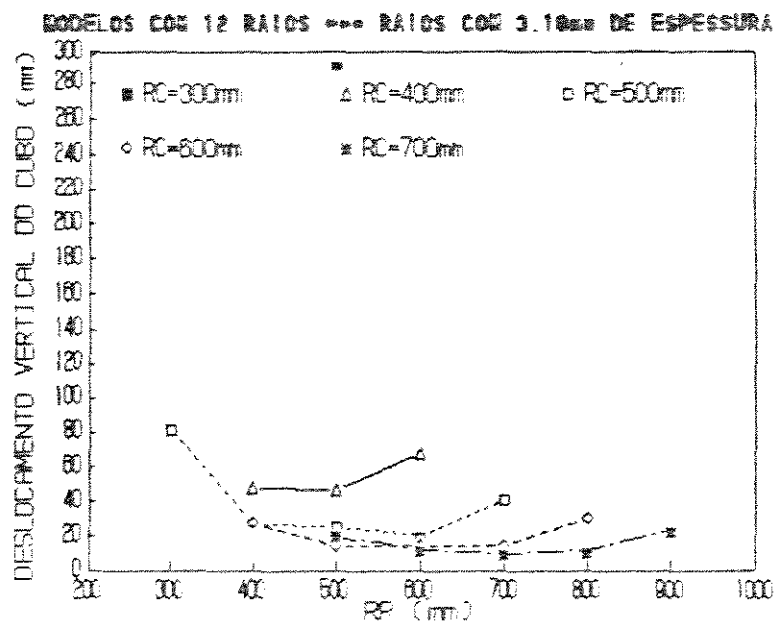


FIGURA 6.2.4. Desloc. vertical do cubo para NR=12 e H=3.18mm.

TABELA 6.2.2. Raio equivalente, red. perc. do raio e desloc. vert. do cubo para NR=12 e H=3.18mm.

MODELO	RAIO EQUIVALENTE (mm)	RED.PERC.DO RAIO (%)	DESL.VERT. (mm)
N1E3R5C3	1020	36.6	292.6
N1E3R4C4	939	6.0	48.3
N1E3R5C4	962	5.9	47.0
N1E3R6C4	970	8.6	68.3
N1E3R3C5	976	10.4	83.0
N1E3R4C5	921	3.4	26.9
N1E3R5C5	931	3.2	25.8
N1E3R6C5	908	2.5	19.7
N1E3R7C5	936	5.2	41.5
N1E3R4C6	910	3.5	28.3
N1E3R5C6	889	1.9	14.8
N1E3R6C6	882	1.8	14.8
N1E3R7C6	896	1.9	15.3
N1E3R5C7	915	2.6	20.7
N1E3R6C7	888	1.6	12.8
N1E3R7C7	857	1.3	10.4
N1E3R8C7	885	1.5	12.4
N1E3R9C7	920	2.9	23.1

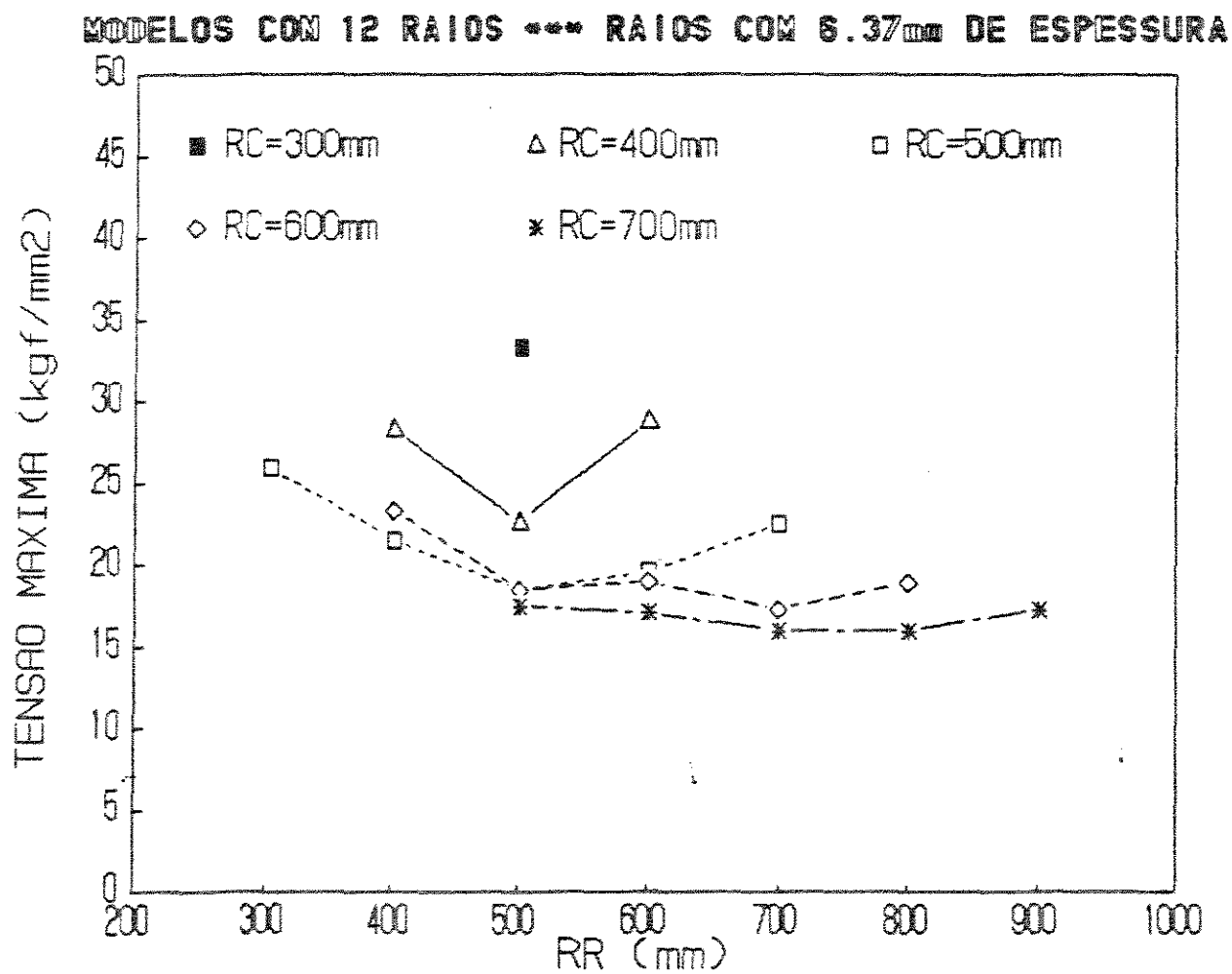


FIGURA 6.2.5. Tensão máxima para NR=12 e H=6.37mm.

TABELA 6.2.3. Tensão máxima para NR=12 e H=6.37mm

MODELO	TENSÃO MÁXIMA (kgf/mm ²)
N1E6R5C3	33.3
N1E6R4C4	28.3
N1E6R5C4	22.6
N1E6R6C4	28.8
N1E6R3C5	26.0
N1E6R4C5	21.5
N1E6R5C5	18.4
N1E6R6C5	19.6
N1E6R7C5	22.5
N1E6R4C6	23.3
N1E6R5C6	18.5
N1E6R6C6	19.0
N1E6R7C6	17.3
N1E6R8C6	18.9
N1E6R5C7	17.5
N1E6R6C7	17.1
N1E6R7C7	16.0
N1E6R8C7	16.0
N1E6R9C7	17.3

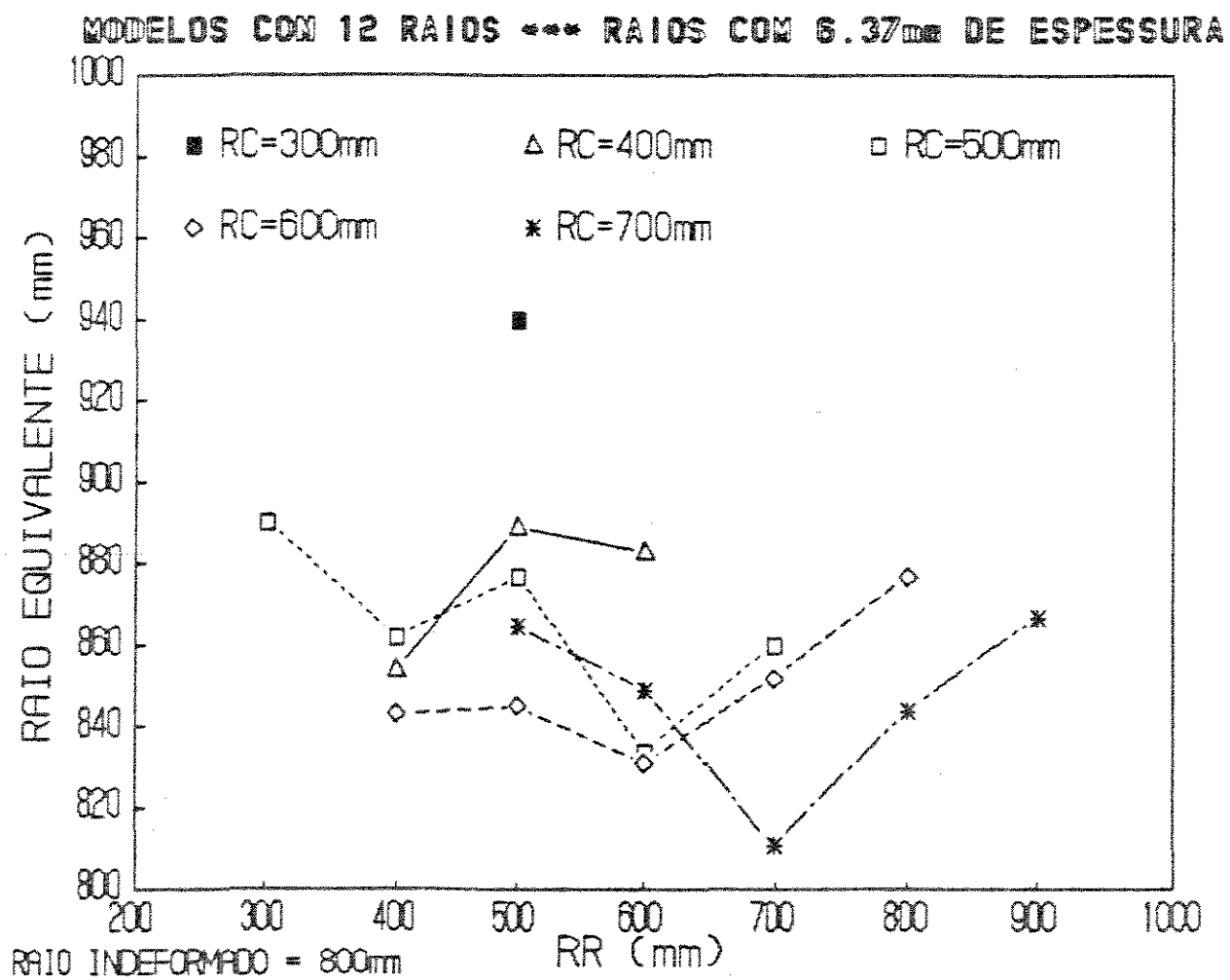


FIGURA 6.2.6. Raio equivalente para NR=12 e H=6.37mm.

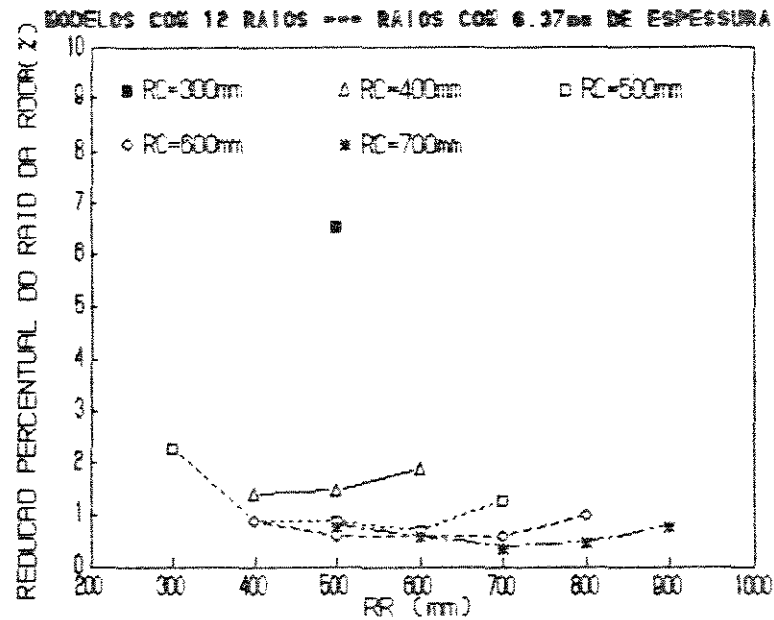


FIGURA 6.2.7. Redução perc. do raio para NR=12 e H=6.37mm.

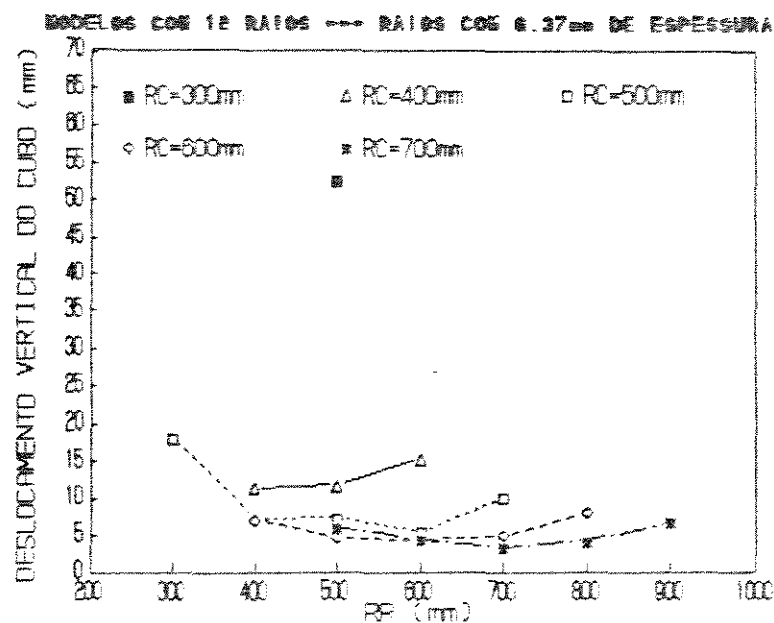


FIGURA 6.2.8. Desloc. vertical do cubo para NR=12 e H=6.37mm.

TABELA 6.2.4. Raio equivalente, red. perc. do raio e desloc. vert. do cubo para NR=12 e H=6.37mm.

MODELO	RAIO EQUIVALENTE (mm)	RED.PERC.DO RAO (%)	DESL.VERT. (mm)
N1E6R5C3	940	6.6	52.8
N1E6R4C4	854	1.4	11.4
N1E6R5C4	889	1.5	11.8
N1E6R6C4	883	1.9	15.5
N1E6R3C5	890	2.3	18.3
N1E6R4C5	862	0.9	7.3
N1E6R5C5	877	0.9	7.5
N1E6R7C5	860	1.3	10.1
N1E6R4C6	843	0.9	7.1
N1E6R5C6	845	0.6	4.8
N1E6R6C6	831	0.6	4.6
N1E6R7C6	852	0.6	5.0
N1E6R8C6	877	1.0	8.2
N1E6R5C7	865	0.8	6.2
N1E6R6C7	849	0.6	4.5
N1E6R7C7	811	0.4	3.3
N1E6R8C7	844	0.5	4.4
N1E6R9C7	867	0.8	6.7

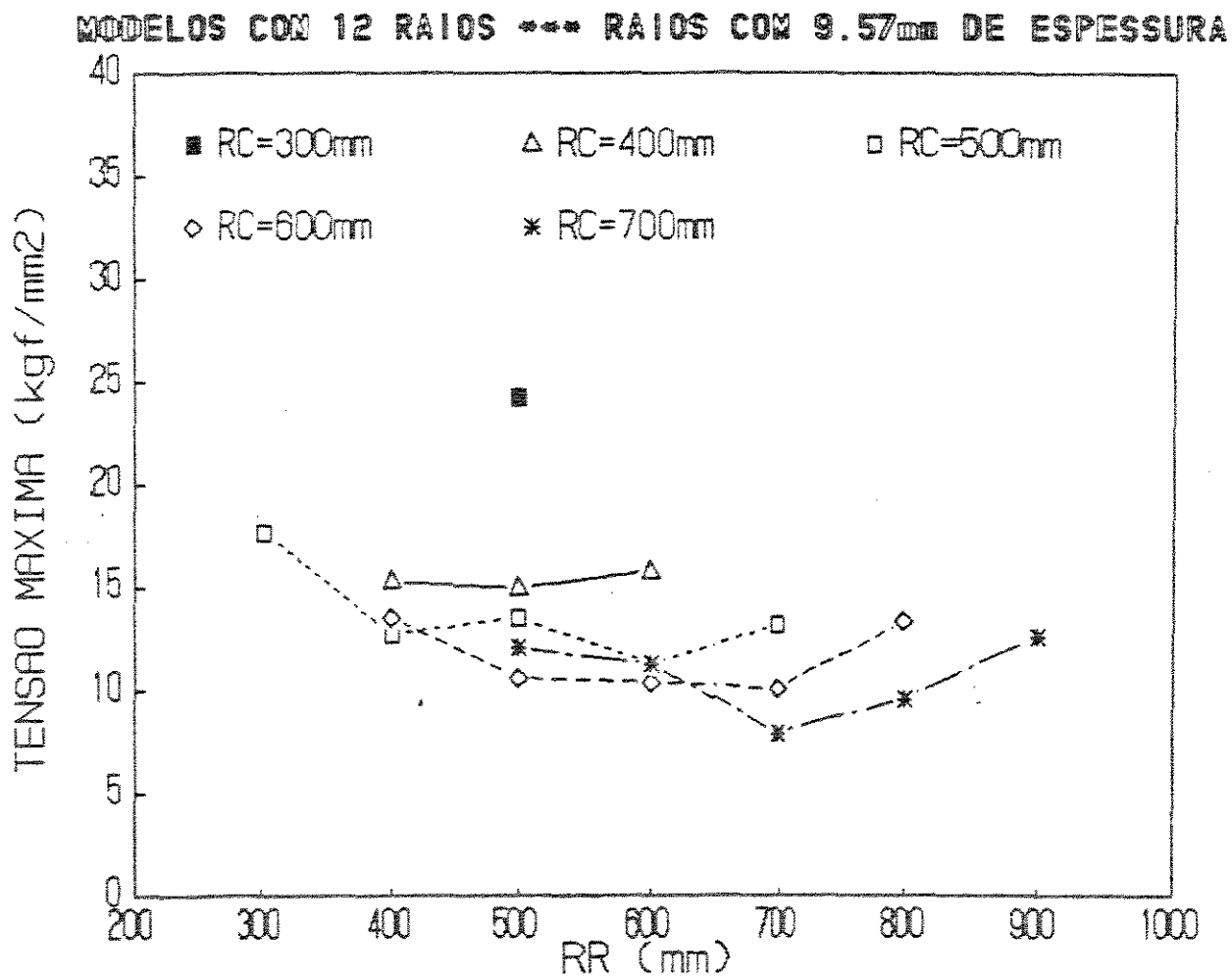


FIGURA 6.2.9. Tensão máxima para NR=12 e H=9.52mm.

TABELA 6.2.5. Tensão máxima para NR=12 e H=9.52mm.

MODELOS	TENSÃO MÁXIMA (kgf/mm ²)
N1E9R5C3	24.2
N1E9R4C4	15.3
N1E9R5C4	15.0
N1E9R6C4	15.8
N1E9R3C5	17.7
N1E9R4C5	12.7
N1E9R5C5	13.5
N1E9R6C5	11.2
N1E9R7C5	13.2
N1E9R4C6	13.5
N1E9R5C6	10.6
N1E9R6C6	10.4
N1E9R7C6	10.1
N1E9R8C6	13.4
N1E9R5C7	12.1
N1E9R6C7	11.3
N1E9R7C7	7.9
N1E9R8C7	9.6
N1E9R9C7	12.6

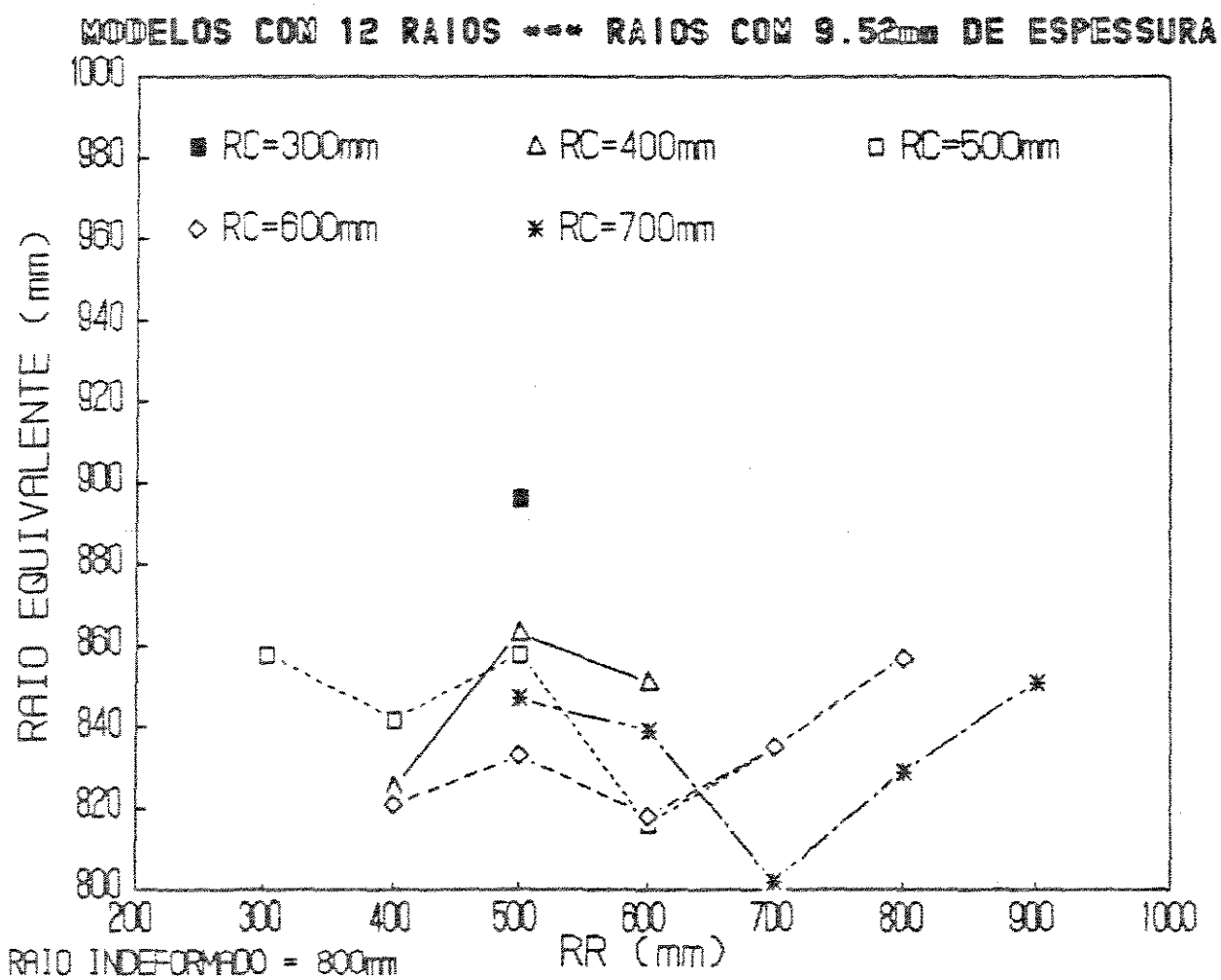


FIGURA 6.2.10. Raio equivalente para NR=12 e H=3.18mm.

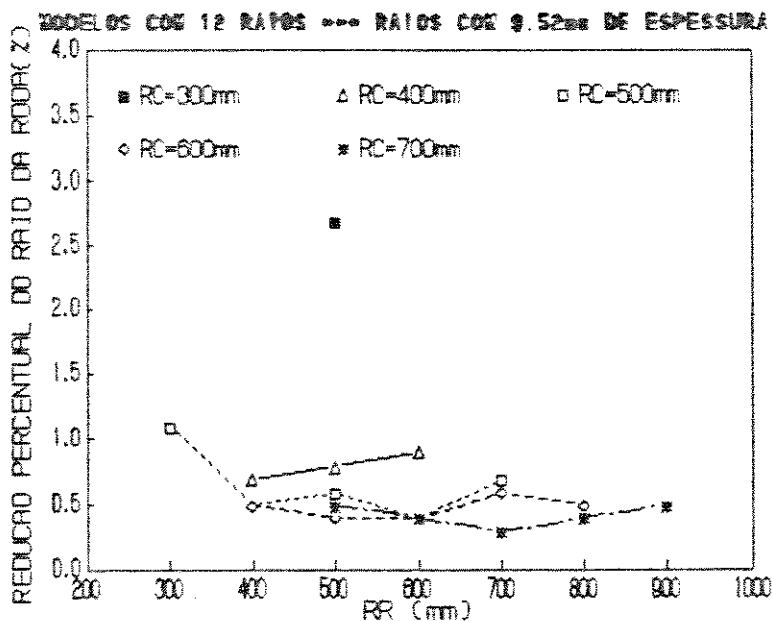


FIGURA 6.2.11. Redução perc. do raio para NR=12 e H=9.52mm.

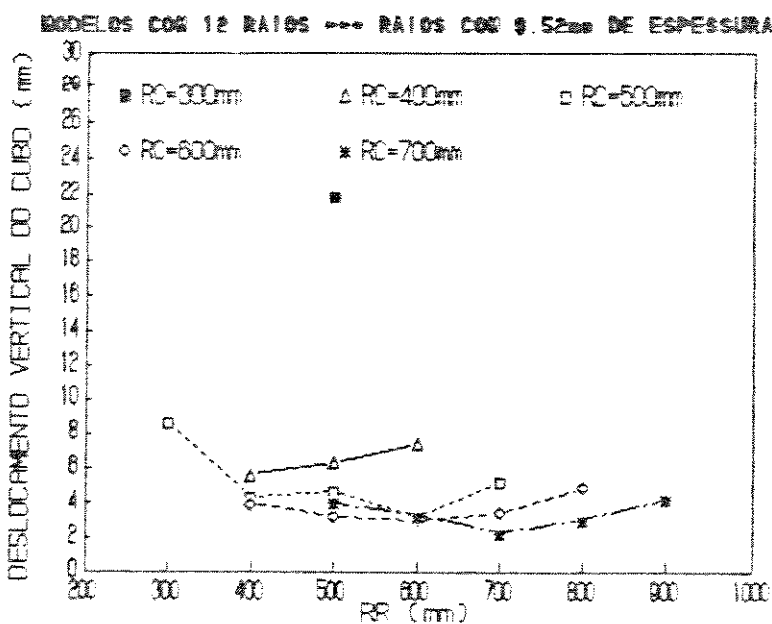


FIGURA 6.2.12. Desloc. vertical do cubo para NR=12 e H=9.52mm.

TABELA 6.2.6. Raio equivalente, Red. perc. do raio e Desloc. vert. do cubo para NR=12 e H=9.52mm.

MODELOS	RAIO EQUIVALENTE (mm)	RED.PERC.DO RAO (%)	DESL.VERT. (mm)
N1E9R5C3	896	2.7	21.9
N1E9R4C4	825	0.7	5.6
N1E9R5C4	863	0.8	6.3
N1E9R6C4	851	0.9	7.4
N1E9R3C5	858	1.1	8.8
N1E9R4C5	842	0.5	4.4
N1E9R5C5	858	0.6	4.7
N1E9R6C5	816	0.4	3.3
N1E9R7C5	835	0.7	5.3
N1E9R4C6	821	0.5	4.0
N1E9R5C6	833	0.4	3.3
N1E9R6C6	818	0.4	3.0
N1E9R7C6	835	0.4	3.4
N1E9R8C6	857	0.6	4.9
N1E9R5C7	847	0.5	4.0
N1E9R6C7	839	0.4	3.3
N1E9R7C7	802	0.3	2.3
N1E9R8C7	829	0.4	3.1
N1E9R9C7	851	0.5	4.2

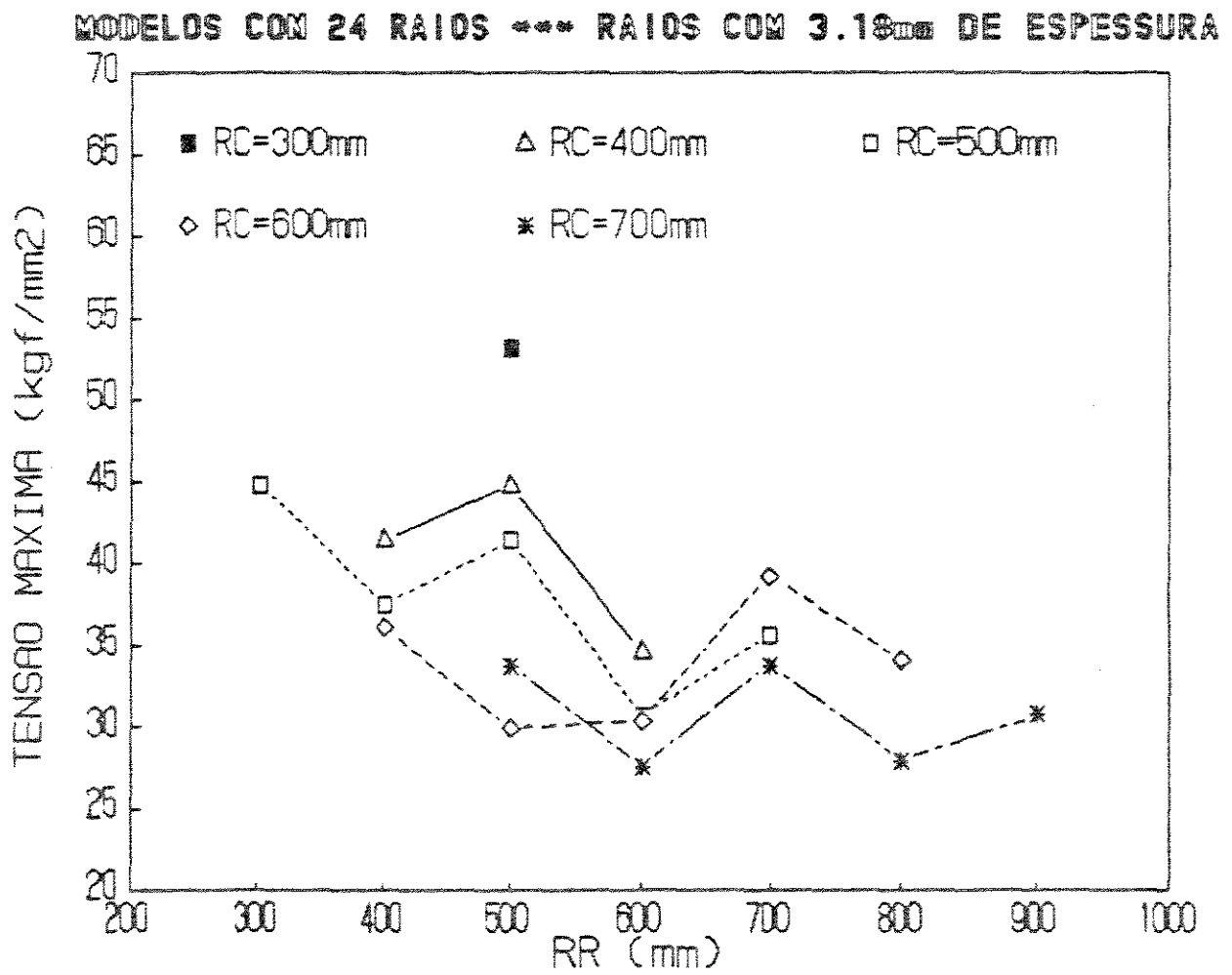


FIGURA 6.2.13. Tensão máxima para NR=24 e H=3.18mm.

TABELA 6.2.7. Tensão máxima para NR=24 e H=3.18mm.

MODELOS	TENSÃO MÁXIMA (kgf/mm ²)
N2E3R5C3	53.2
N2E3R4C4	41.4
N2E3R5C4	44.7
N2E3R6C4	34.6
N2E3R3C5	44.7
N2E3R4C5	37.5
N2E3R5C5	41.4
N2E3R6C5	30.7
N2E3R7C5	35.6
N2E3R4C6	36.1
N2E3R5C6	30.0
N2E3R6C6	30.4
N2E3R7C6	39.2
N2E3R8C6	34.1
N2E3R5C7	33.8
N2E3R6C7	27.6
N2E3R7C7	33.8
N2E3R8C7	28.0
N2E3R9C7	30.8

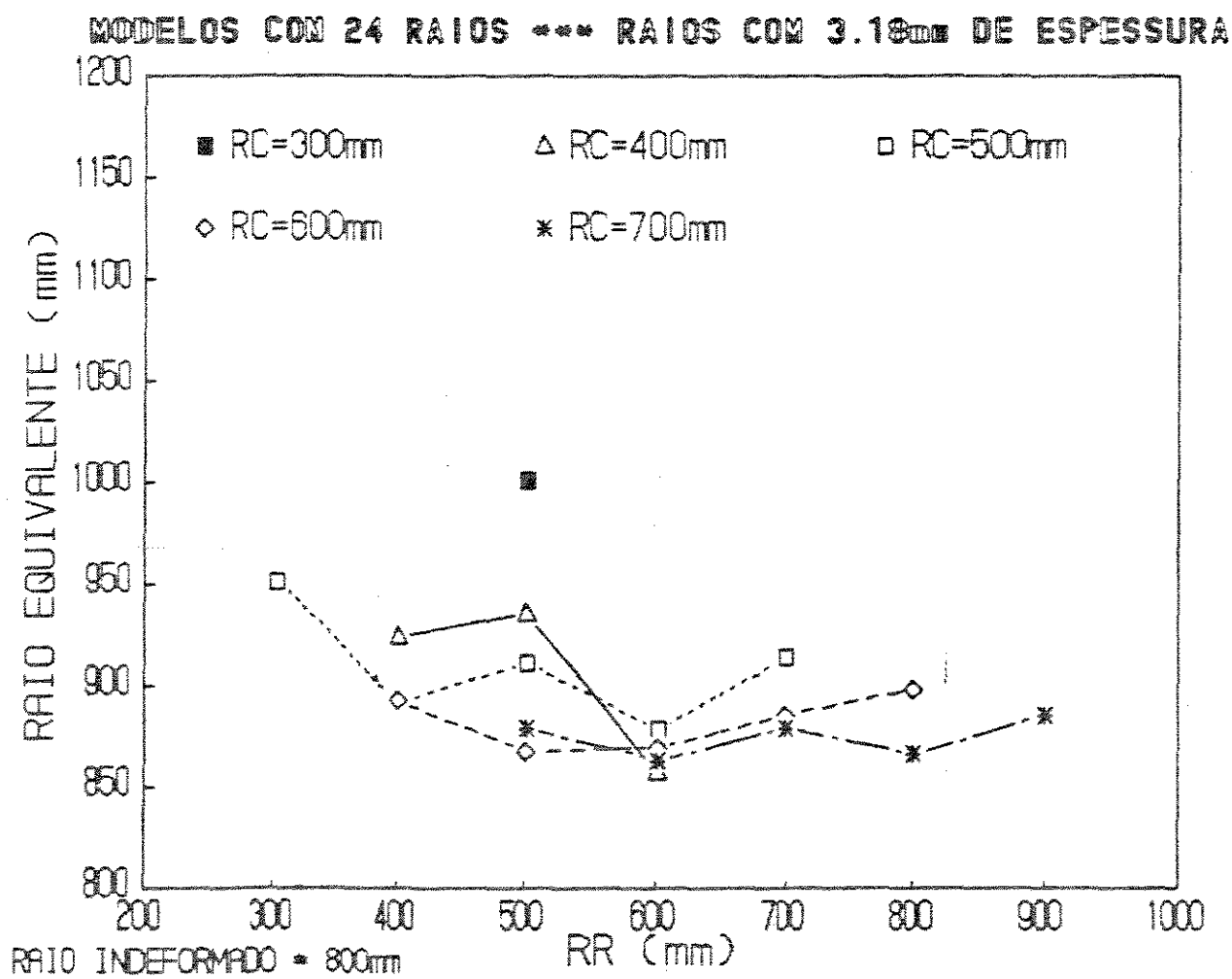


FIGURA 6.2.14. Raio equivalente para NR=24 e H=3.18mm.

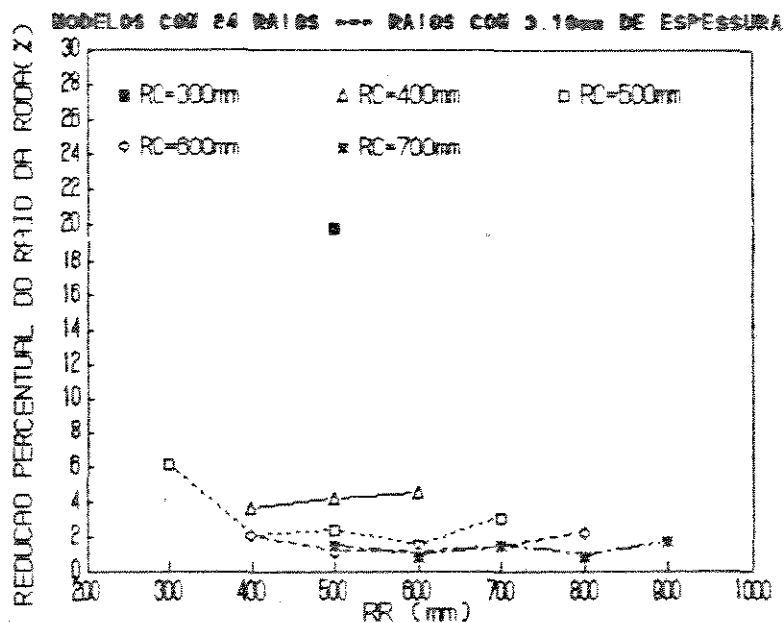


FIGURA 6.2.15. Redução perc. do raio para NR=24 e H=3.18mm.

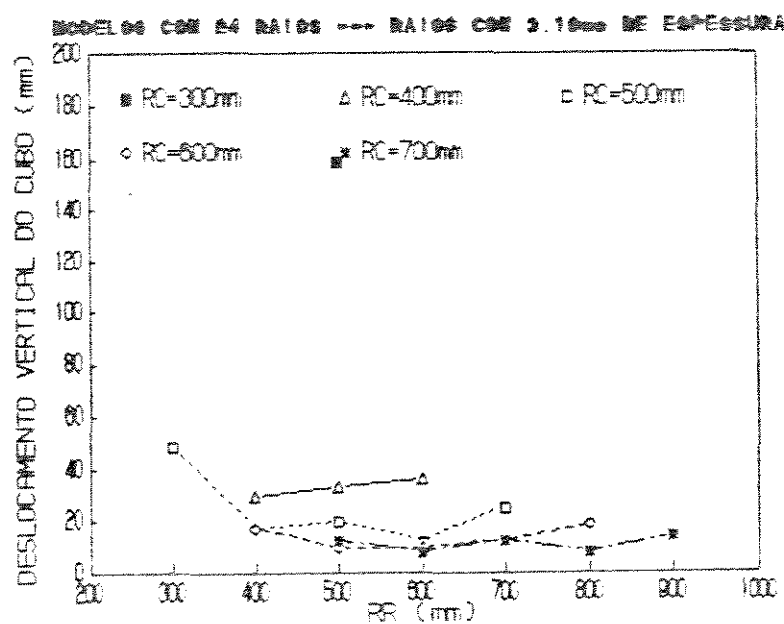


FIGURA 6.2.16. Desloc. vert. do cubo para NR=24 e H=3.18mm.

TABELA 6.2.8. Raio equivalente, Red. perc. do raio e Desloc. vert. do cubo para NR=24 e H=3.18mm.

MODELOS	RAIO EQUIVALENTE (mm)	RED.PERC.DO RAO (%)	DESL.VERT. (mm)
N2E3R5C3	1001	19.9	159.5
N2E3R4C4	924	3.7	29.8
N2E3R5C4	935	4.2	33.6
N2E3R6C4	857	4.6	36.5
N2E3R3C5	951	6.2	49.3
N2E3R4C5	891	2.1	16.8
N2E3R5C5	911	2.5	20.1
N2E3R6C5	878	1.6	12.6
N2E3R7C5	914	3.2	25.6
N2E3R4C6	893	2.2	17.6
N2E3R5C6	868	1.2	9.6
N2E3R6C6	869	1.2	9.7
N2E3R7C6	885	1.5	12.3
N2E3R8C6	898	2.3	18.6
N2E3R5C7	879	1.6	12.9
N2E3R6C7	863	1.0	8.3
N2E3R7C7	879	1.6	12.9
N2E3R8C7	866	1.0	8.3
N2E3R9C7	885	1.8	14.4

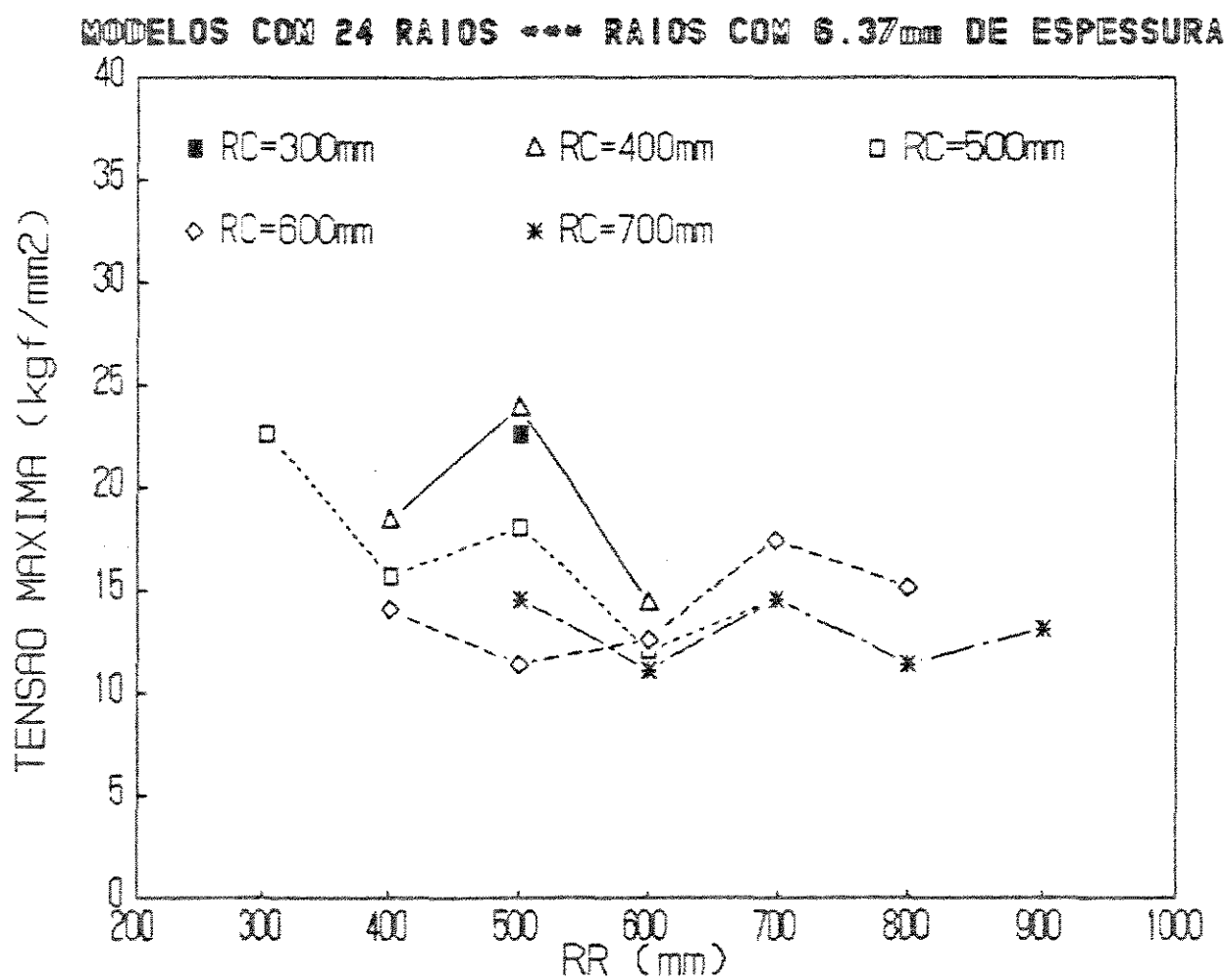


FIGURA 6.2.17. Tensão máxima para NR=24 e H=6.37mm.

TABELA 6.2.9. Tensão máxima para NR=24 e H=6.37mm.

MODELOS	TENSÃO MÁXIMA (kgf/mm ²)
N2E6R5C3	22.6
N2E6R4C4	18.4
N2E6R5C4	23.9
N2E6R6C4	14.4
N2E6R3C5	22.6
N2E6R4C5	15.7
N2E6R5C5	18.1
N2E6R6C5	12.1
N2E6R7C5	14.6
N2E6R4C6	14.1
N2E6R5C6	11.4
N2E6R6C6	12.6
N2E6R7C6	17.5
N2E6R8C6	15.1
N2E6R5C7	14.6
N2E6R6C7	11.1
N2E6R7C7	14.6
N2E6R8C7	11.4
N2E6R9C7	13.1

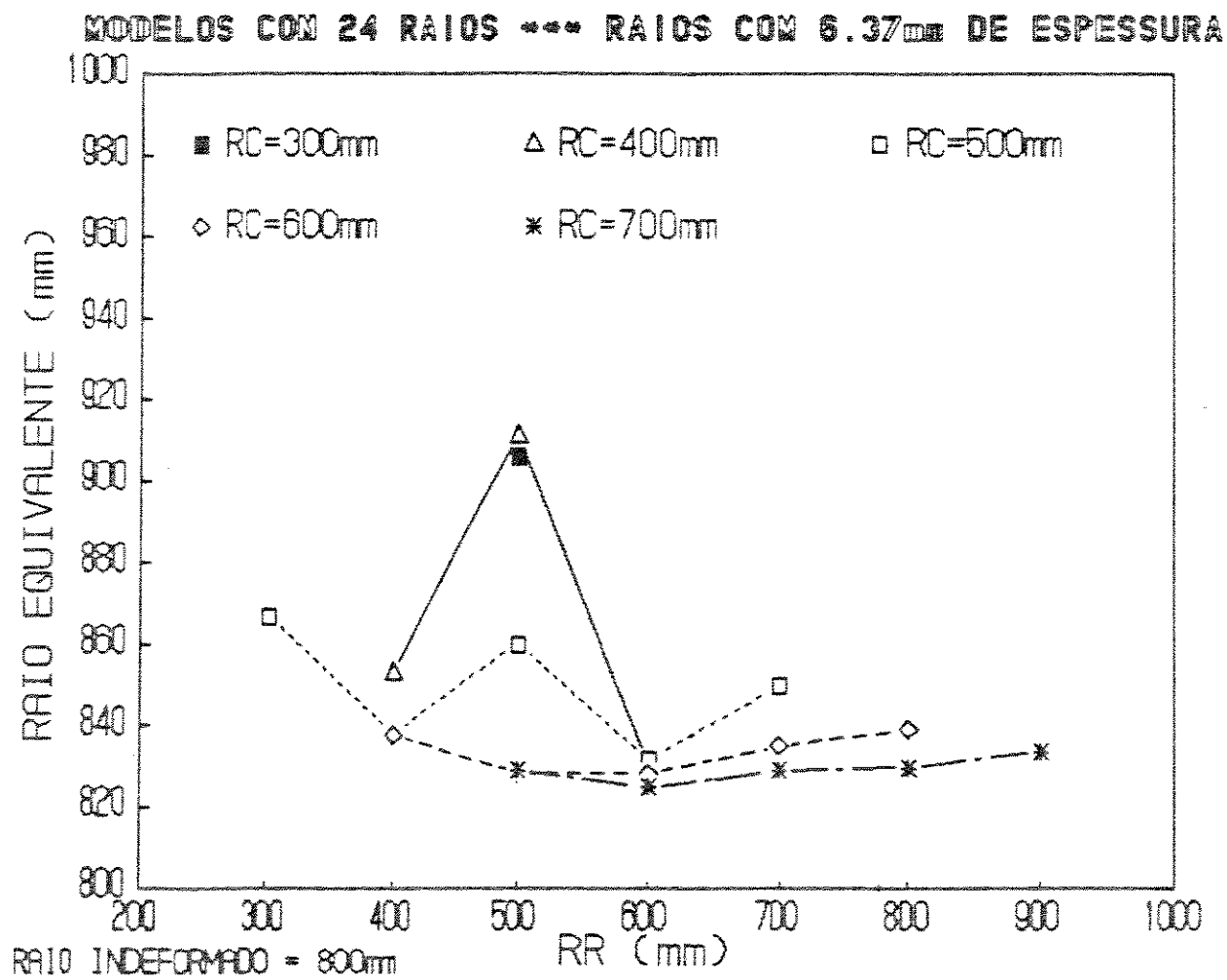


FIGURA 6.2.18. Raio equivalente para NR=24 e H=6.37mm.

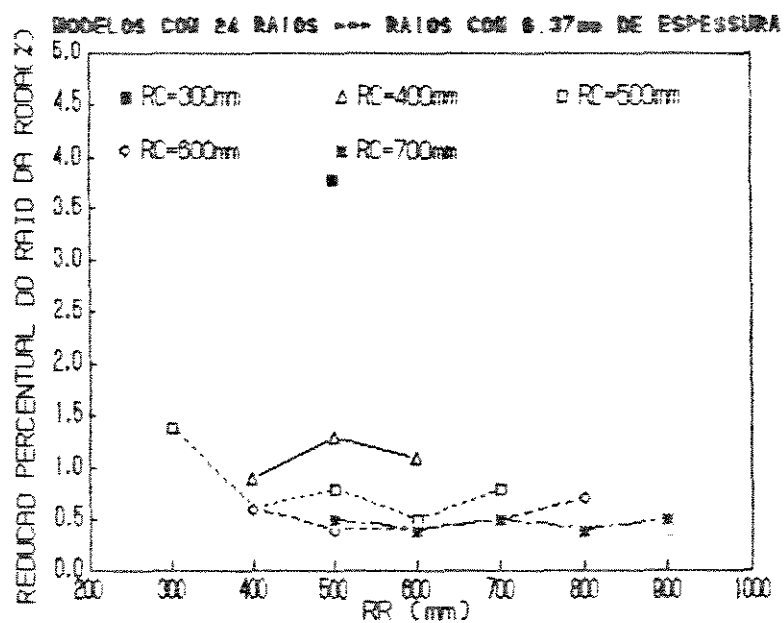


FIGURA 6.2.19. Red. perc. do raio para NR=24 e H=6.37mm.

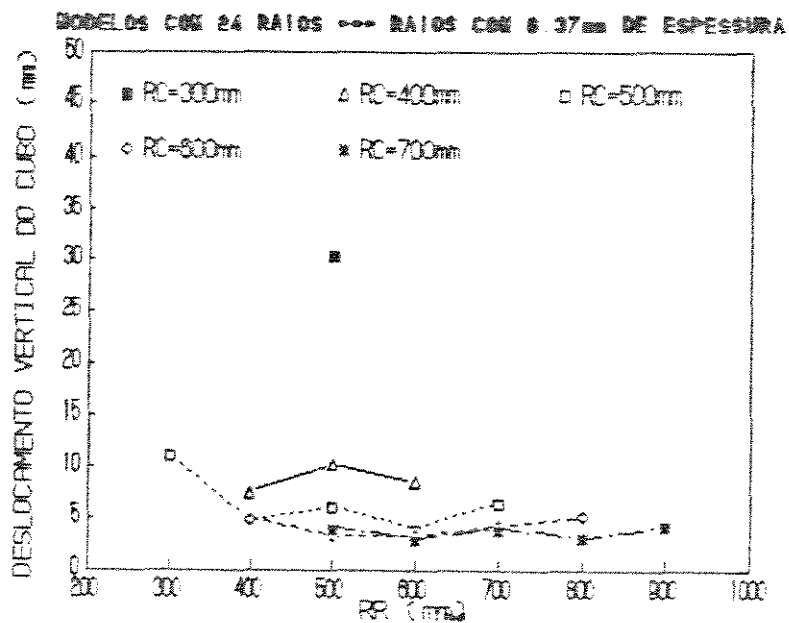


FIGURA 6.2.20. Desloc. vert. do cubo para NR=24 e H=6.37mm.

TABELA 6.2.10. Raio equivalente, Red. perc. do raio e Desloc. vert. do cubo para NR=24 e H=6.37mm.

MODELOS	RAIO EQUIVALENTE (mm)	RED.PERC.DO RAIO (%)	DESL.VERT. (mm)
N2E6R5C3	906	3.8	30.5
N2E6R4C4	853	0.9	7.5
N2E6R5C4	910	1.3	10.2
N2E6R6C4	831	1.1	8.5
N2E6R3C5	867	1.4	11.2
N2E6R4C5	838	0.6	4.8
N2E6R5C5	855	0.8	6.2
N2E6R6C5	832	0.5	4.0
N2E6R7C5	850	0.8	6.7
N2E6R4C6	838	0.6	5.0
N2E6R5C6	828	0.4	3.4
N2E6R6C6	828	0.4	3.4
N2E3R7C6	835	0.5	4.3
N2E6R5C7	829	0.5	4.0
N2E6R6C7	825	0.4	3.2
N2E6R7C7	829	0.5	4.0
N2E6R8C7	830	0.4	3.3
N2E6R9C7	834	0.5	4.3

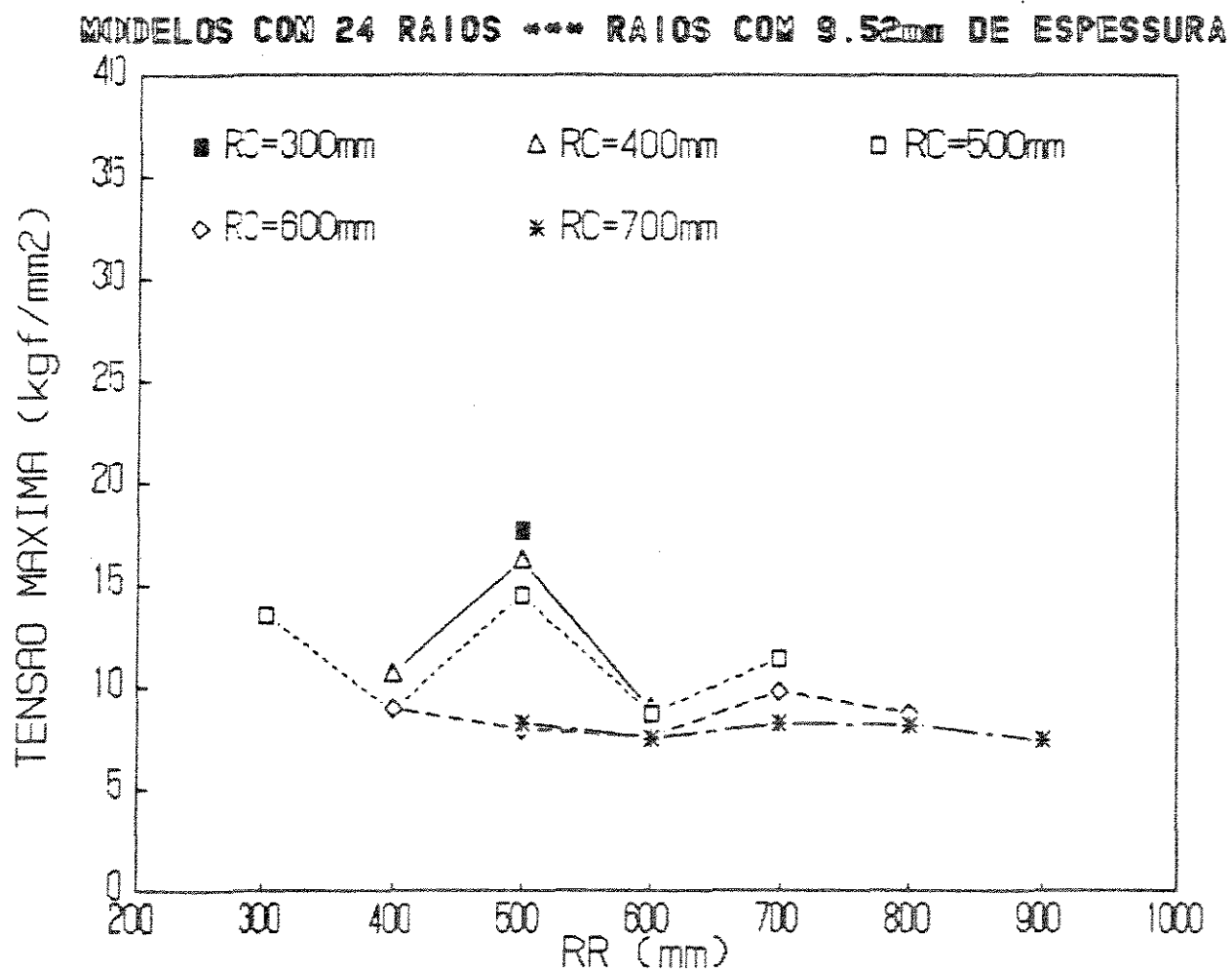


FIGURA 6.2.21. Tensão máxima para NR=24 e H=9.52mm.

TABELA 6.2.11. Tensão máxima para NR=24 e H=0.52mm.

MODELOS	TENSÃO MÁXIMA (kgf/mm ²)
N2E9R5C3	17.7
N2E9R4C4	10.6
N2E9R5C4	16.2
N2E9R6C4	8.9
N2E9R3C5	13.5
N2E9R4C5	8.8
N2E9R5C5	14.5
N2E9R6C5	8.7
N2E9R7C5	11.4
N2E9R4C6	8.9
N2E9R5C6	7.9
N2E9R6C6	7.6
N2E9R7C6	9.8
N2E9R8C6	8.7
N2E9R5C7	8.2
N2E9R6C7	7.5
N2E9R7C7	8.2
N2E9R8C7	8.1
N2E9R9C7	7.4

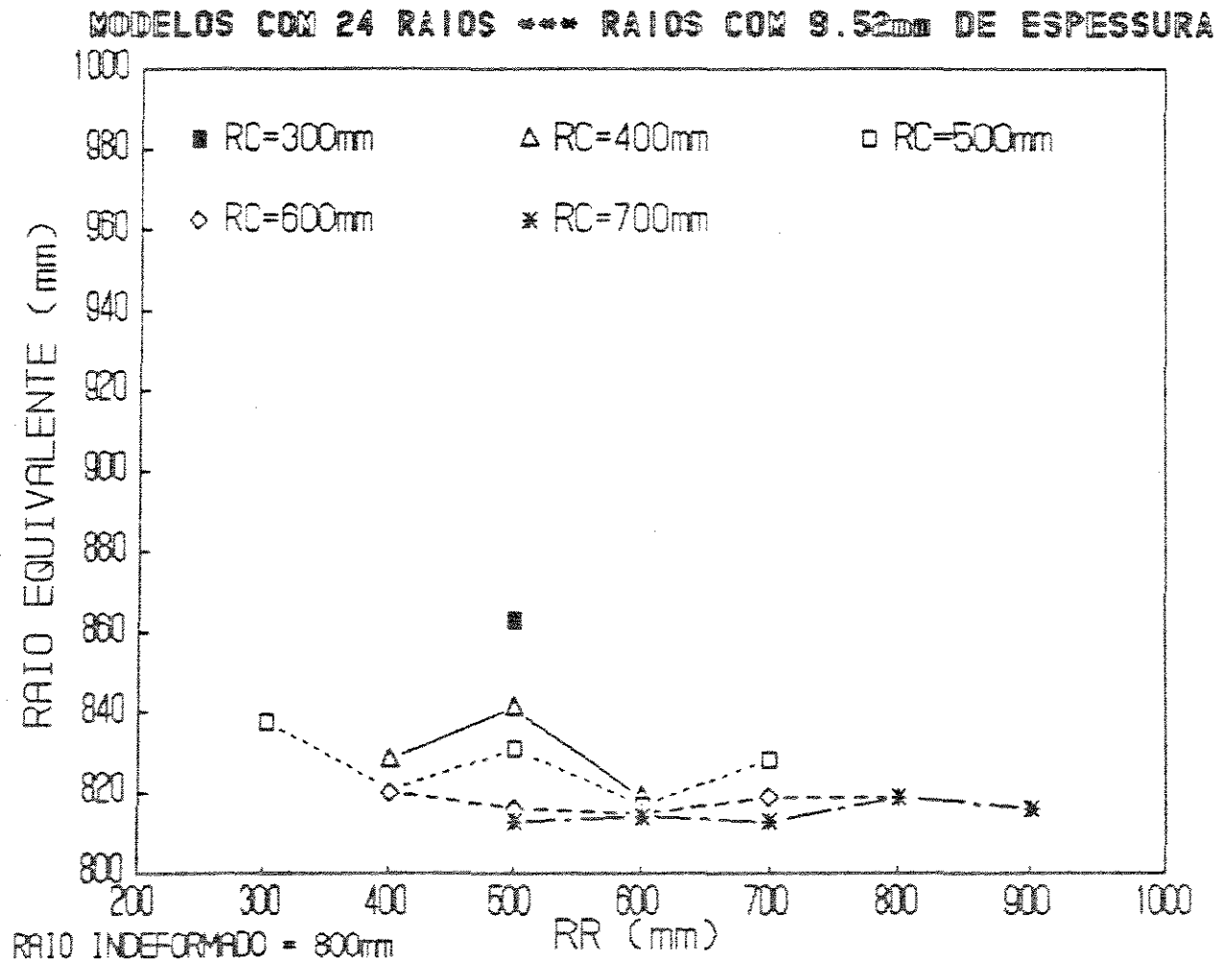


FIGURA 6.2.22. Raio equivalente para NR=24 e H=9.52mm.

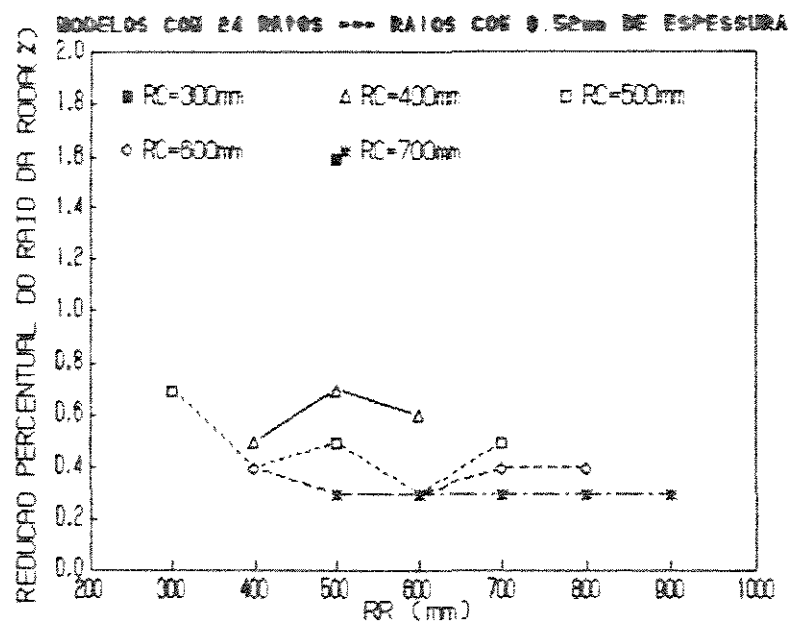


FIGURA 6.2.23. Red. perc. do raio para NR=24 e H=9.52mm.

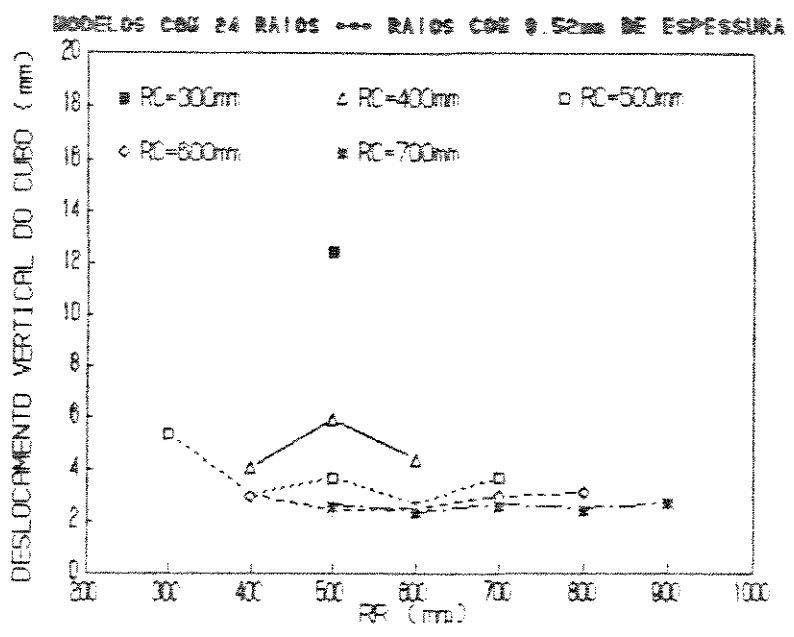


FIGURA 6.2.24. Desloc. vert. do cubo para NR=24 e H=9.52mm.

TABELA 6.2.12. Raio equivalente, Red. perc. do raio e Desloc. vert. do cubo para NR=24 e H=9.52mm.

MODELOS	RAIO EQUIVALENTE (mm)	RED.PERC.DO RAO (%)	DESL.VERT (mm)
N2E9R5C3	863	1.6	12.5
N2E9R4C4	828	0.5	4.1
N2E9R5C4	841	0.7	5.9
N2E9R6C4	819	0.6	4.4
N2E9R3C5	838	0.7	5.4
N2E9R4C5	821	0.4	3.0
N2E9R5C5	831	0.5	3.7
N2E9R6C5	817	0.3	2.7
N2E9R7C5	828	0.5	3.7
N2E9R4C6	820	0.4	3.0
N2E9R5C6	816	0.3	2.5
N2E9R6C6	815	0.3	2.5
N2E9R7C6	819	0.4	3.0
N2E9R8C6	819	0.4	3.1
N2E9R5C7	813	0.3	2.7
N2E9R6C7	814	0.3	2.4
N2E9R7C7	813	0.3	2.7
N2E9R8C7	819	0.3	2.5
N2E9R9C7	816	0.3	2.8

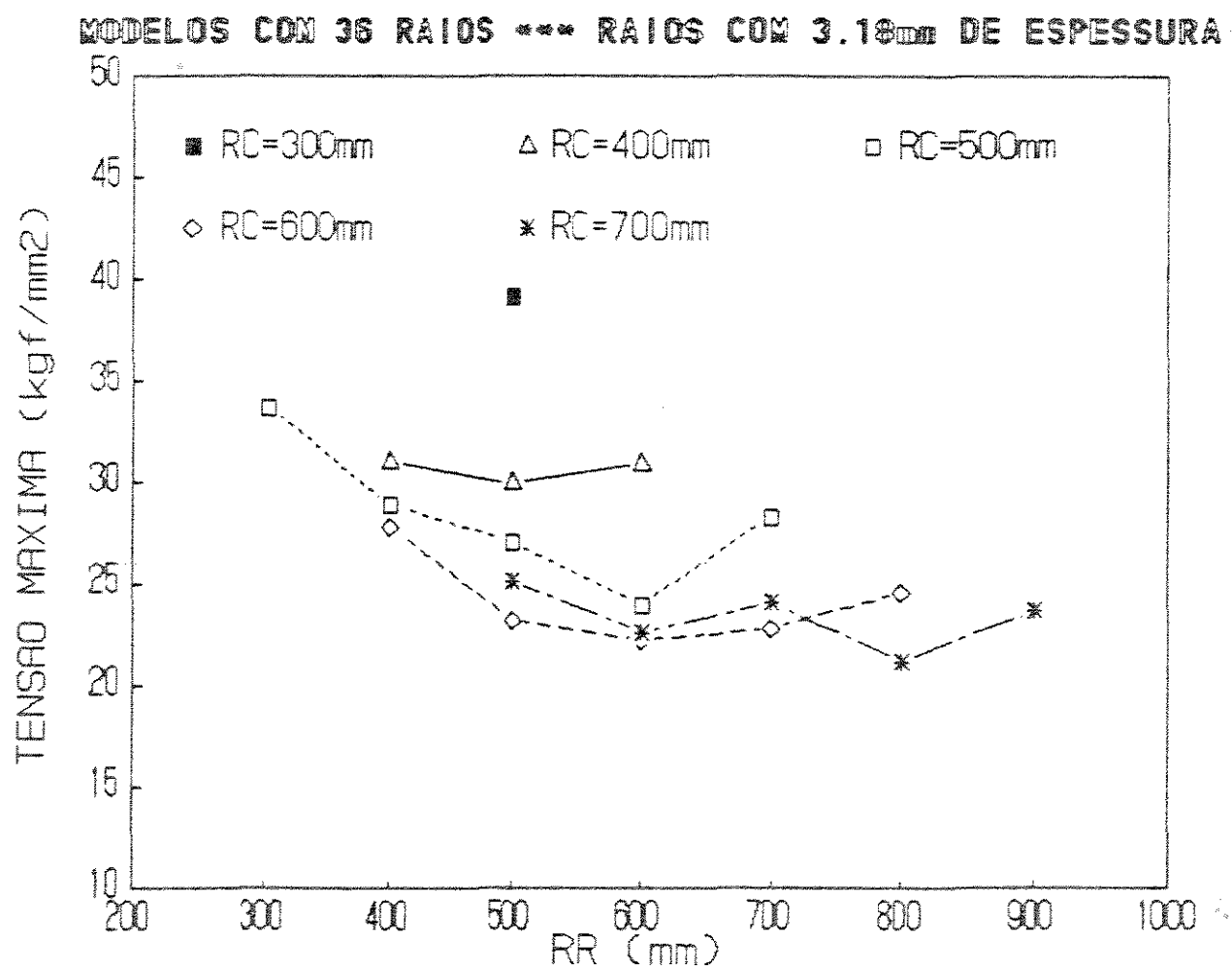


FIGURA 6.2.25. Tensão máxima par NR=36 e H=3.18mm.

TABELA 6.2.13. Tensão máxima para NR=36 e H=3.18mm.

MODELOS	TENSÃO MÁXIMA (kgf/mm ²)
N3E3R5C3	39.1
N3E3R4C4	31.0
N3E3R5C4	30.0
N3E3R6C4	30.9
N3E3R3C5	33.7
N3E3R4C5	28.9
N3E3R5C5	27.1
N3E3R6C5	23.9
N3E3R7C5	28.3
N3E3R4C6	27.8
N3E3R5C6	23.2
N3E3R6C6	22.2
N3E3R7C6	22.8
N3E3R8C6	24.6
N3E3R5C7	25.1
N3E3R6C7	22.6
N3E3R7C7	24.1
N3E3R8C7	21.2
N3E3R9C7	23.7

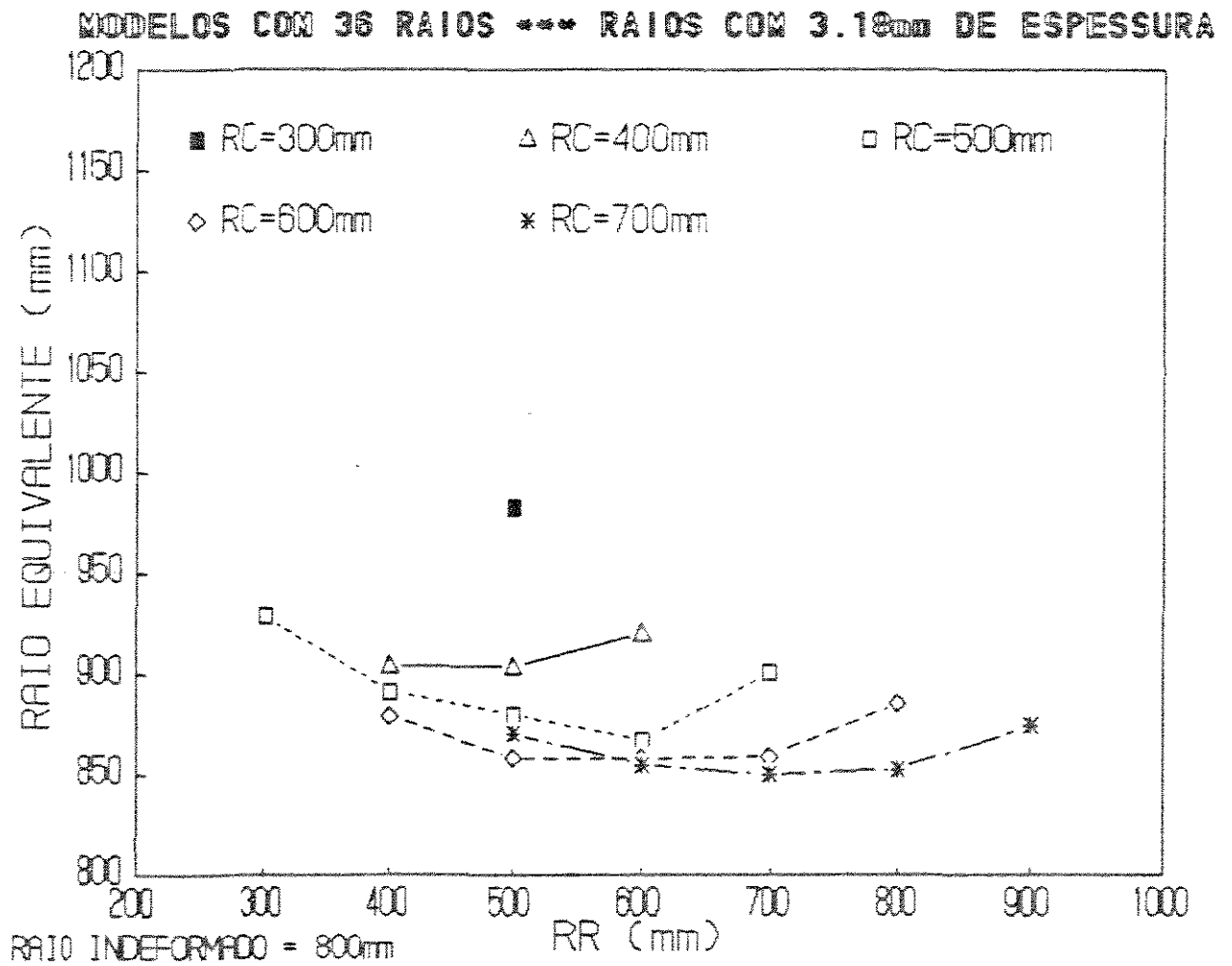


FIGURA 6.2.26. Raio equivalente par NR=36 e H=3.18mm.

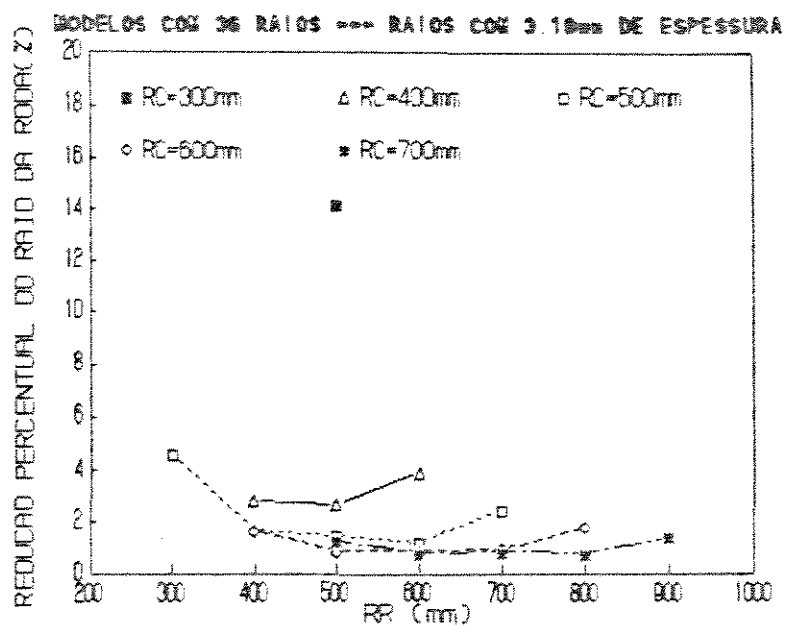


FIGURA 6.2.27. Red. perc. do raio para NR=36 e H=6.37mm.

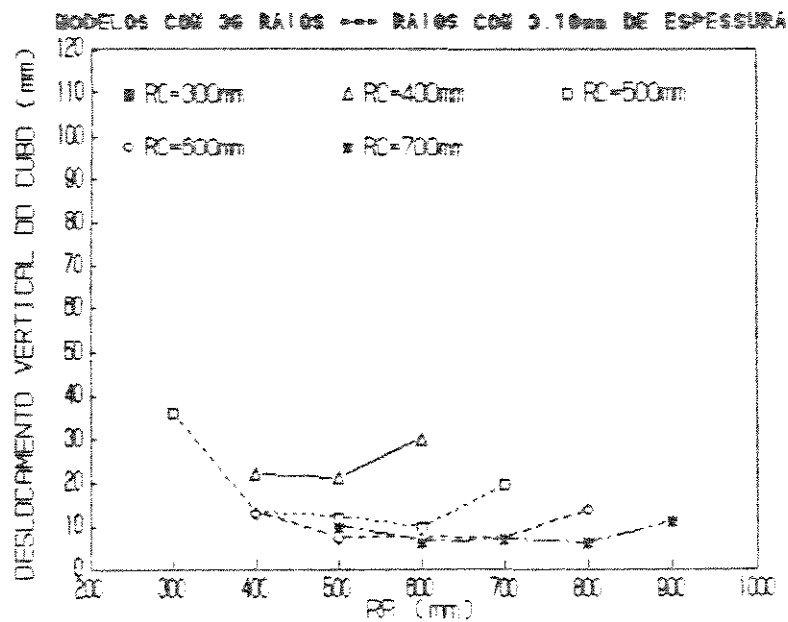


FIGURA 6.2.28. Desloc. vert. do cubo para NR=36 e H=3.18mm.

TABELA 6.2.14. Raio equivalente, Red. perc. do raio e Desloc. vert. do cubo para NR=36 e H=3.18mm.

MODELOS	RAIO EQUIVALENTE (mm)	RED.PERC.DO RAO (%)	DESL.VERT. (mm)
N3E3R5C3	983	14.2	113.9
N3E3R4C4	904	2.8	22.3
N3E3R5C4	903	2.7	21.6
N3E3R6C4	920	3.9	30.5
N3E3R3C5	929	4.6	36.6
N3E3R4C5	891	1.7	13.4
N3E3R5C5	880	1.5	12.3
N3E3R6C5	867	1.2	9.8
N3E3R7C5	901	2.5	20.0
N3E3R4C6	879	1.7	13.3
N3E3R5C6	858	0.9	7.4
N3E3R6C6	858	0.9	7.5
N3E3R7C6	859	1.0	7.7
N3E3R8C6	885	1.8	14.1
N3E3R5C7	870	1.3	10.3
N3E3R6C7	855	0.8	6.6
N3E3R7C7	850	0.9	7.2
N3E3R8C7	852	0.8	6.4
N3E3R9C7	874	1.4	11.4

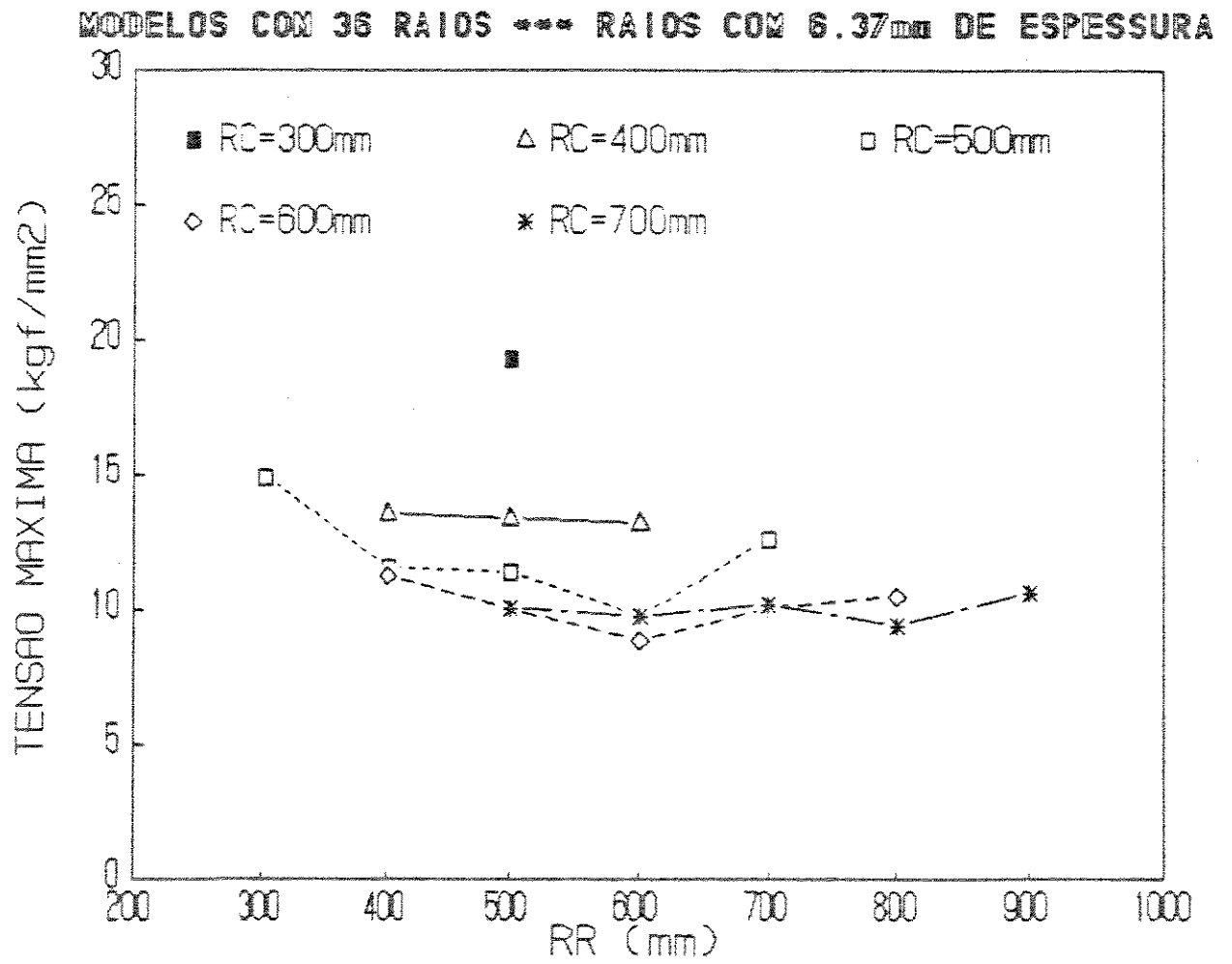


FIGURA 6.2.20. Tensão máxima para NR=36 e H=6.37mm.

TABELA 6.2.15. Tensão máxima par NR=36 e H=6.37mm.

MODELOS	TENSÃO MÁXIMA (kgf/mm ²)
N3E6R5C3	19.3
N3E6R4C4	13.6
N3E6R5C4	13.4
N3E6R6C4	13.2
N3E6R3C5	14.9
N3E6R4C5	11.6
N3E6R5C5	11.4
N3E6R6C5	9.8
N3E6R7C5	12.6
N3E6R4C6	11.3
N3E6R5C6	10.0
N3E6R6C6	8.9
N3E6R7C6	10.1
N3E6R8C6	10.5
N3E6R5C7	10.1
N3E6R6C7	9.8
N3E6R7C7	10.2
N3E6R8C7	9.4
N3E6R9C7	10.6

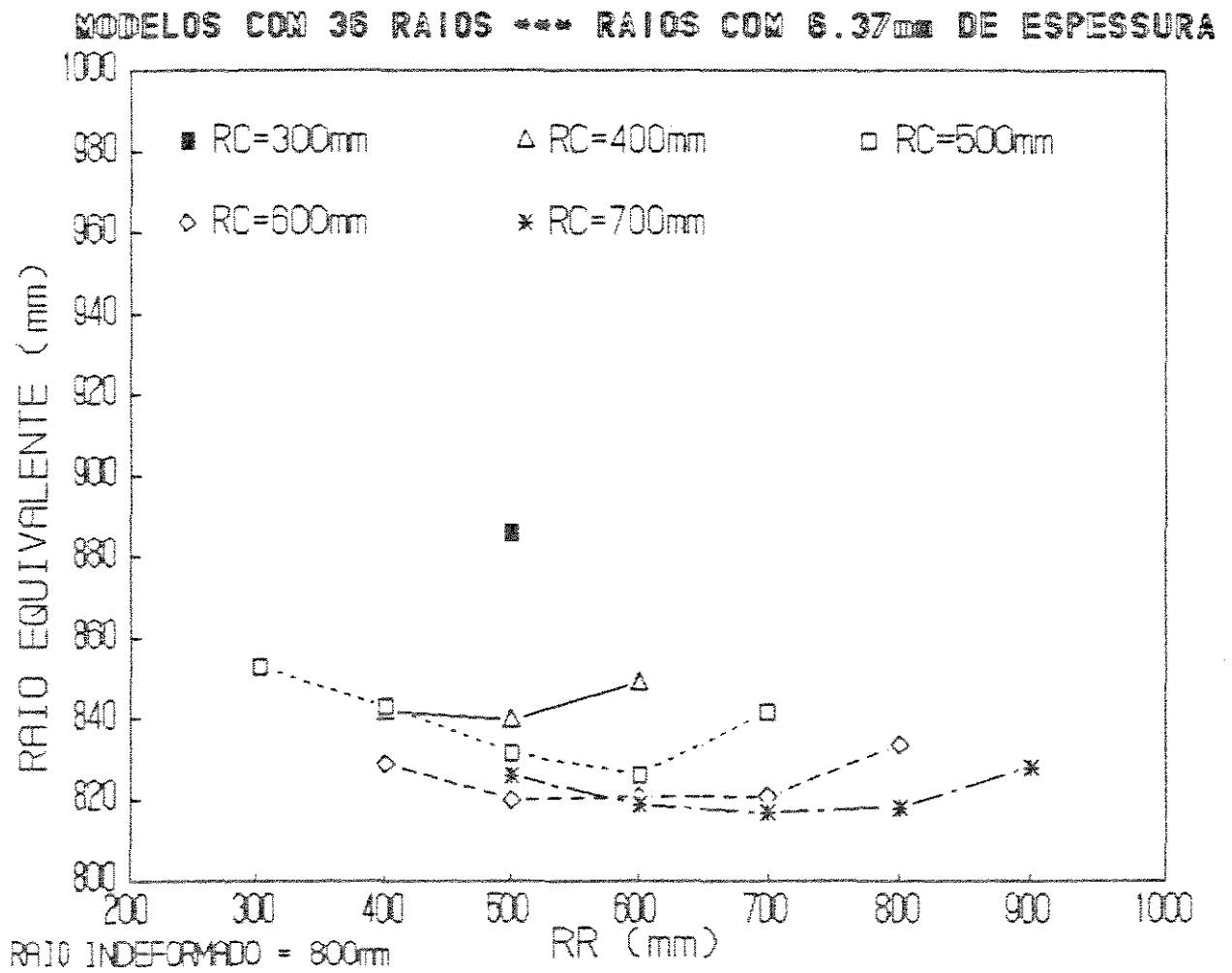


FIGURA 6.2.30. Raio equivalente para NR=36 e H=6.37mm.

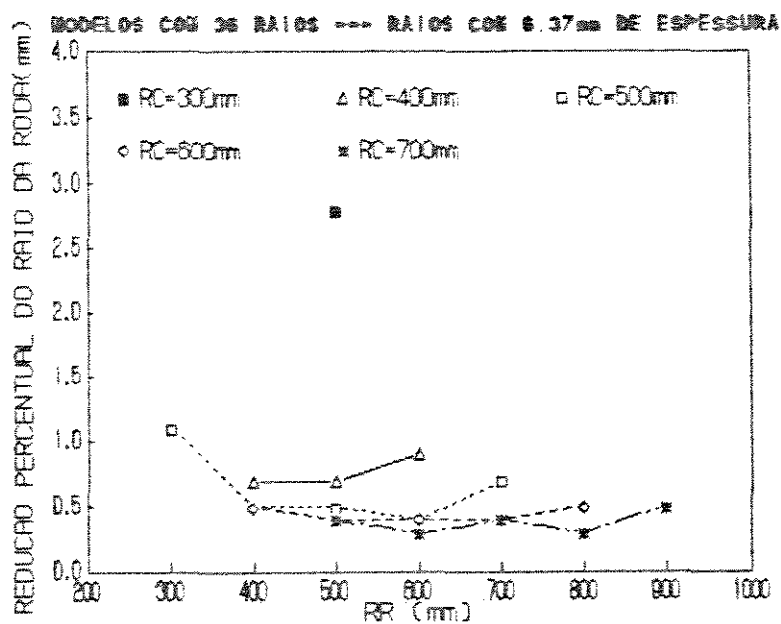


FIGURA 6.2.31. Red. perc. do raio para NR=36 e H=6.37mm.

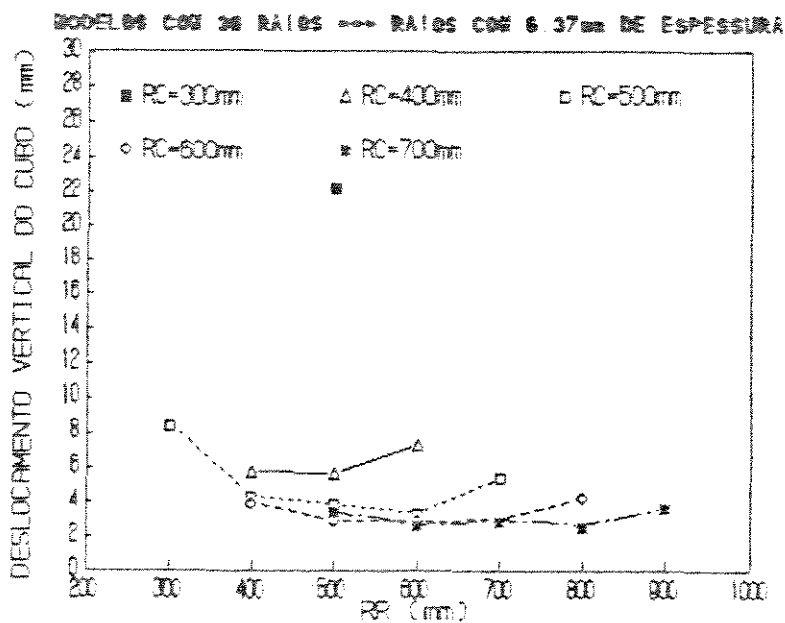


FIGURA 6.2.32. Desloc. vert. do cubo para NR=36 e H=6.37mm.

TABELA 6.2.16. Raio equivalente, Red. perc. do raio e desloc. vert. do raio para NR=36 e H=6.37mm.

MODELOS	RAIO EQUIVALENTE (mm)	RED.PERC.DO RAO (%)	DESL.VERT. (mm)
N3E6R5C3	886	2.8	22.3
N3E6R4C4	842	0.7	5.8
N3E6R5C4	840	0.7	5.7
N3E6R6C4	849	0.9	7.4
N3E6R3C5	853	1.1	8.5
N3E6R4C5	843	0.5	4.4
N3E6R5C5	832	0.5	3.9
N3E6R6C5	826	0.4	3.4
N3E6R7C5	842	0.7	5.4
N3E6R4C6	829	0.5	4.0
N3E6R5C6	820	0.4	2.9
N3E6R6C6	821	0.4	2.9
N3E6R7C6	821	0.4	2.9
N3E6R8C6	834	0.5	4.2
N3E6R5C7	826	0.4	3.4
N3E6R6C7	819	0.3	2.7
N3E6R7C7	817	0.4	2.9
N3E6R8C7	818	0.3	2.7
NN3E6R9C7	828	0.5	3.7

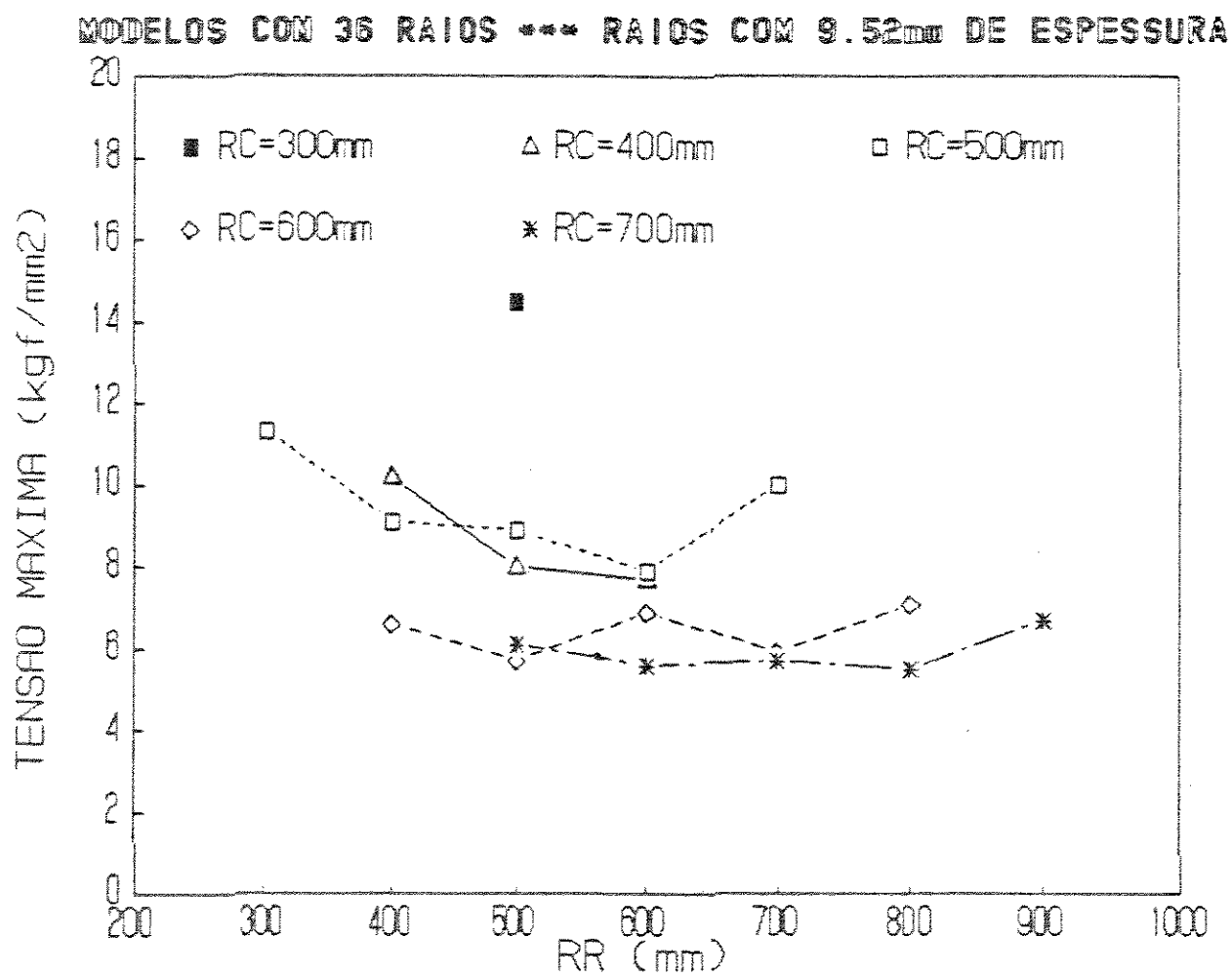


FIGURA 6.2.33. Tensão máxima para NR=36 e H=9.52mm.

TABELA 6.2.17. Tensão máxima para NR=36 e H=9.52mm.

MODELOS	TENSÃO MÁXIMA (kgf/mm ²)
N3E9R5C3	14.5
N3E9R4C4	10.2
N3E9R5C4	8.0
N3E9R6C4	7.7
N3E9R3C5	11.3
N3E9R4C5	9.1
N3E9R5C5	8.9
N3E9R6C5	7.9
N3E9R7C5	10.0
N3E9R4C6	6.6
N3E9R5C6	5.7
N3E9R6C6	6.9
N3E9R7C6	5.9
N3E9R8C6	7.1
N3E9R5C7	6.1
N3E9R6C7	5.6
N3E9R7C7	5.7
N3E9R8C7	5.5
N3E9R9C7	6.7

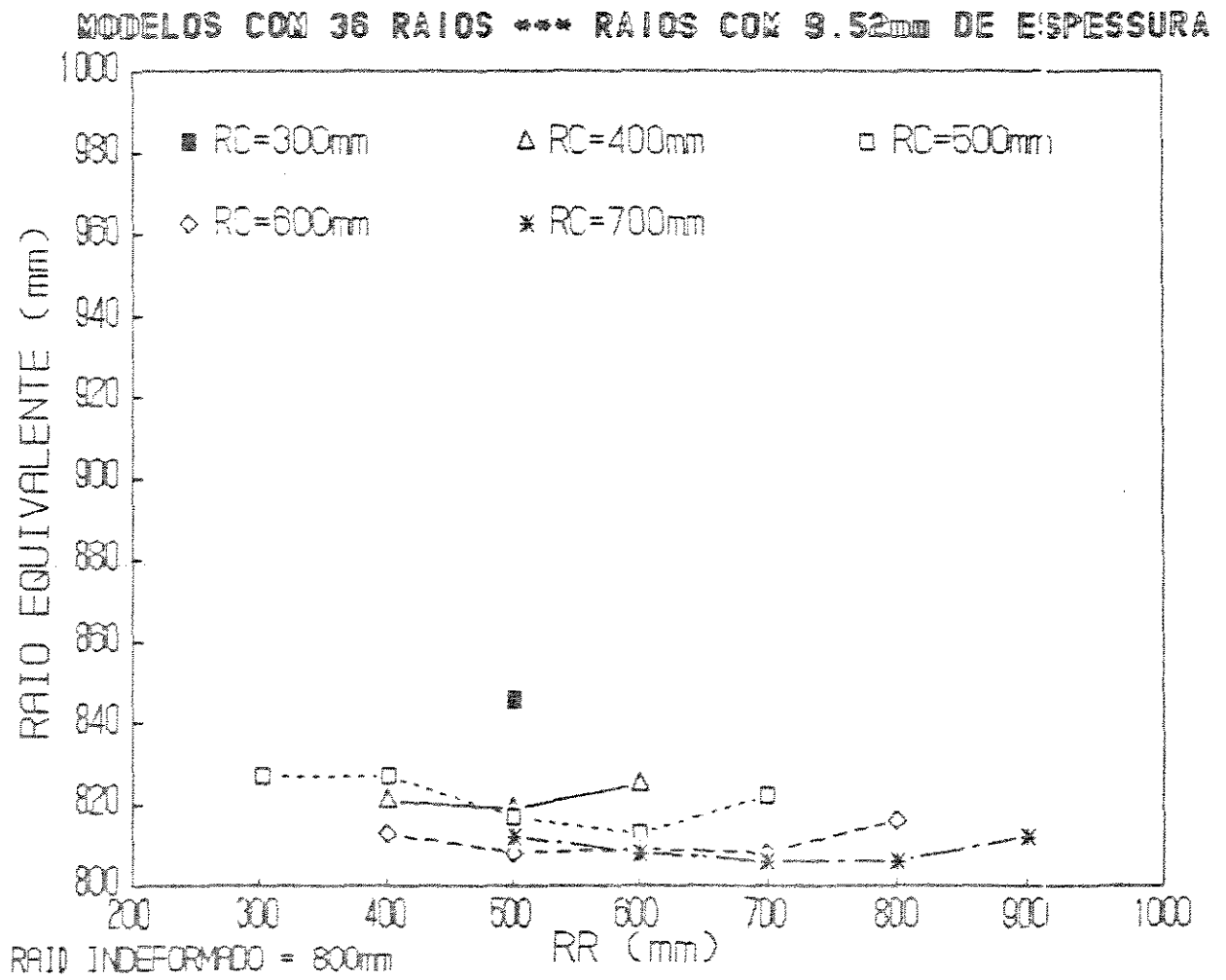


FIGURA 6.2.34. Raio equivalente para NR=36 e H=9.52mm.

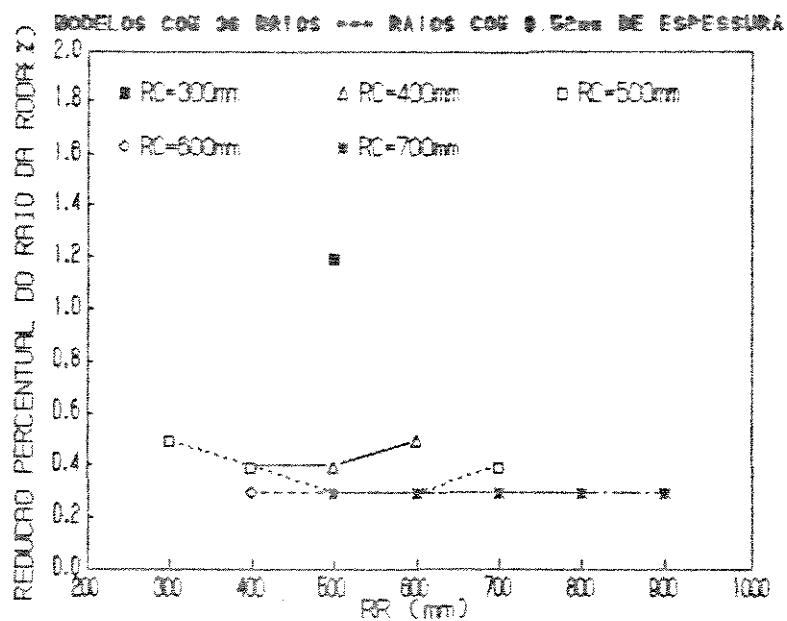


FIGURA 6.2.35. Red. perc. do raio para NR=36 e H=9.52mm.

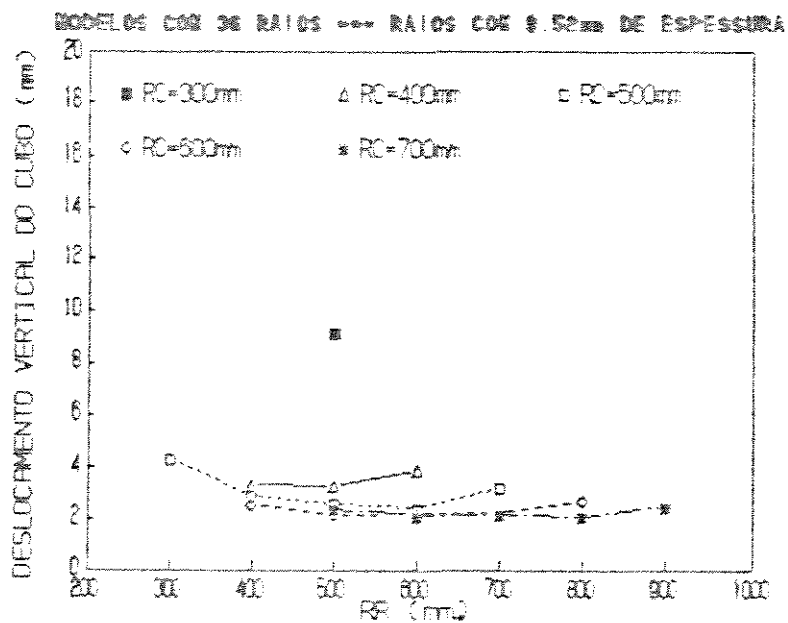


FIGURA 6.2.36. Desloc. vert. do cubo para NR=36 e H=9.52mm.

TABELA 6.2.18. Raio equivalente, Red. perc. do raio e Desloc. vert. do cubo para NR=36 e H=9.52mm.

MODELOS	RAIO EQUIVALENTE (mm)	RED.PERC.DO RAIO (%)	DESL.VERT. (mm)
N3E9R5C3	846	1.2	9.2
N3E9R4C4	821	0.4	3.3
N3E9R5C4	819	0.4	3.2
N3E9R6C4	825	0.5	3.9
N3E9R3C5	827	0.5	4.3
N3E9R4C5	827	0.4	2.9
N3E9R5C5	817	0.3	2.6
N3E9R6C5	813	0.3	2.4
N3E9R7C5	822	0.4	3.2
N3E9R4C6	813	0.3	2.6
N3E9R5C6	808	0.3	2.2
N3E9R6C6	809	0.3	2.2
N3E9R7C6	808	0.3	2.2
N3E9R8C6	816	0.3	2.7
N3E9R5C7	812	0.3	2.4
N3E9R6C7	808	0.3	2.1
N3E9R7C7	806	0.3	2.2
N3E9R8C7	806	0.3	2.1
N3E9R9C7	812	0.3	2.5

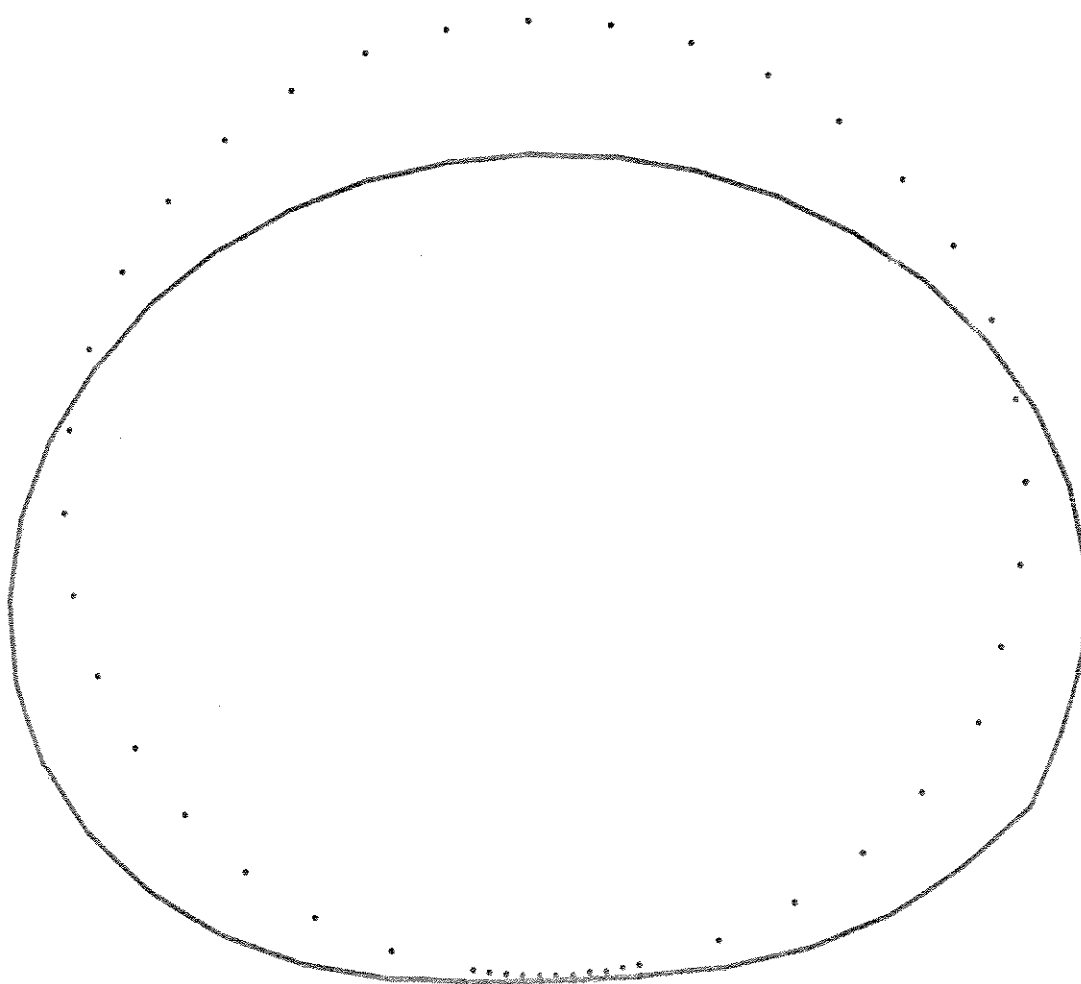


FIGURA 6.2.37. Desenho da configuração deformada da região de contato de um modelo da roda elástica feito pelo módulo gráfico do programe SAP90.

6.3 ANÁLISE INCREMENTAL : O EFEITO DA MUDANÇA GEOMÉTRICA

A concepção de uma roda elástica implica em que sua estrutura sofra grandes deslocamentos, que provoquem uma mudança geométrica significativa em relação à configuração indeformada. Esse efeito é desejável, posto que a área de contato entre a roda e o solo e o desempenho dinâmico global da máquina dependem da flexibilidade da roda.

É necessário, portanto, avaliar-se a magnitude do efeito não linear que a mudança geométrica introduz na relação entre os esforços aplicados e os deslocamentos.

Para efetuar essa análise escolheu-se um modelo de roda elástica que na análise linear, com o carregamento imposto de uma só vez, apresentou grandes deslocamentos : N2E3R5C3 (figuras 6.3.1 e 6.3.2).

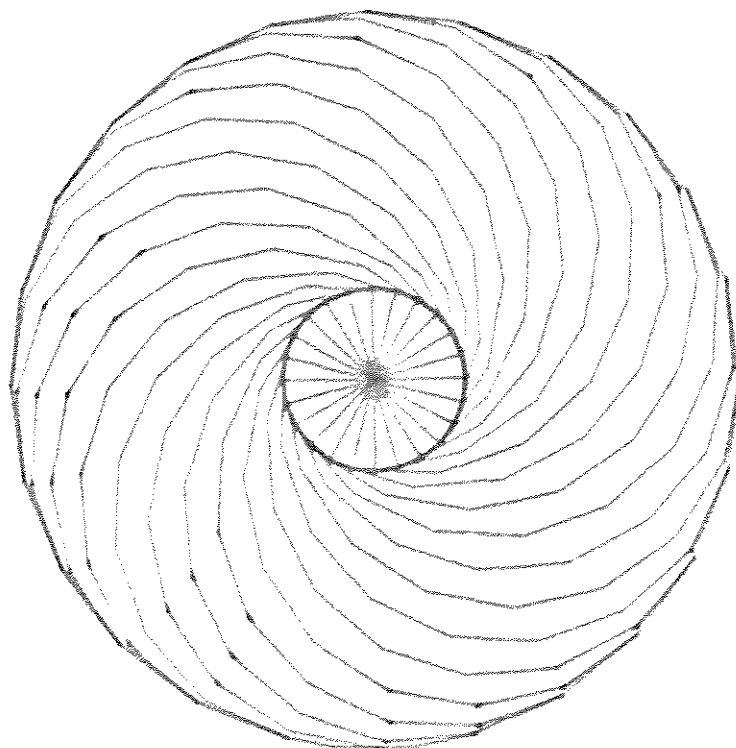


FIGURA 6.3.1 - Modelo N2E3R5C3 (indeformado).

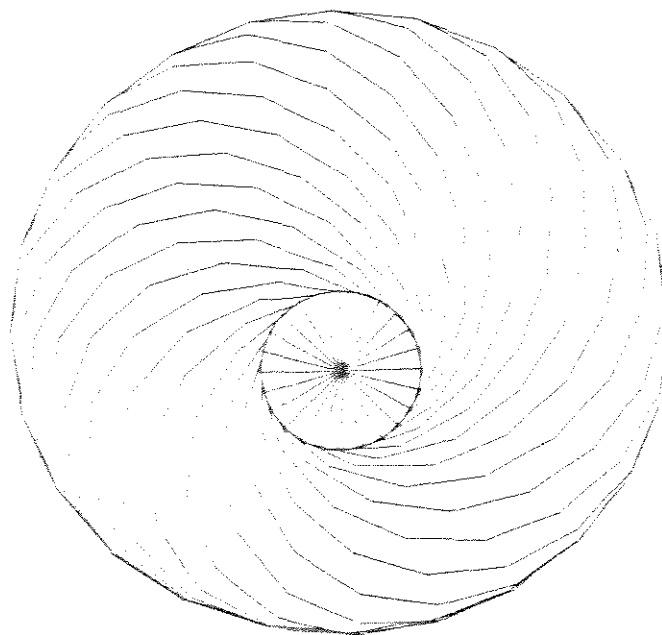


FIGURA 6.3.2 Modelo N2E3R5C3 (deformado).

Como exposto no capítulo 4, são três as componentes da matriz de rigidez tangente em uma análise estrutural que leve em conta a não-linearidade geométrica.

Existe a componente de rigidez geométrica, que inclui na rigidez global os efeitos de segunda ordem devidos às forças normais atuantes nas barras. Essa componente é função linear das forças normais e, portanto, quanto maiores forem essas forças, maior será a influência da rigidez geométrica na rigidez global.

A forma adotada para avaliar essa influência foi verificar qual parcela da tensão combinada máxima gerada na roda é devida apenas à força normal da barra que exhibe essa tensão máxima. Se essa parcela não for significativa, pode-se induzir que o efeito não-linear devido aos esforços axiais é desprezível na análise.

Feita essa verificação, constatou-se que menos de 0,5% da tensão combinada máxima era devida à força normal atuante na barra. A tensão devida à flexão da barra é a componente majoritária da tensão combinada máxima.

Justifica-se, então, a exclusão da rigidez geométrica na análise da roda elástica.

Outra parcela da rigidez tangente cujo efeito na rigidez global deve ser verificado é aquela que corresponde à correção da rigidez da teoria linear devido à mudança das coordenadas nodais.

Essa verificação pode ser feita pela comparação dos deslocamentos obtidos na análise linear, com o carregamento imposto de uma só vez, com os deslocamentos obtidos em uma análise incremental do modelo.

Para efetuar essa análise, a carga vertical concentrada de 1000 kgf aplicada no centro da roda foi dividida em dez incrementos de carga de 100 kgf. Após a aplicação de cada incremento, um novo arquivo de dados era criado, já com as coordenadas nodais corrigidas, e novamente processado pelo programa SAP-90.

O cálculo das novas coordenadas nodais e a criação dos arquivos de dados das configurações deformadas foi feito pelo programa computacional XYZ90. Uma listagem deste programa, escrito em linguagem BASIC, se encontra no apêndice D deste trabalho.

Toda a sequência computacional foi automatizada através do uso dos comandos de arquivos em lote do sistema operacional.

A tabela 6.3.1 apresenta, para cada incremento de carga, os valores do deslocamento vertical do nó central do modelo, que corresponde ao deslocamento vertical do cubo.

Para efeito de comparação, o deslocamento do nó central obtido na análise linear, com aplicação de 1000 kgf diretamente, foi de 159.534463mm.

TABELA 6.3.1. Deslocamentos obtidos pela análise incremental.

Incremento de carga (100 kgf)	Deslocamento vertical do cubo (mm)
1	15.950754
2	16.163570
3	16.191326
4	16.311418
5	16.316049
6	16.425149
7	16.532729
8	16.420009
9	16.440544
10	16.485648

Somando-se as parcelas de deslocamento devidas aos incrementos de carga, obtém-se o deslocamento total de 163,237196mm. Esse valor difere do obtido na análise linear em menos de 2%.

Esse resultado indica que o efeito da não-linearidade geométrica, para o tipo estrutural particular da roda elástica, é de pequena monta e pode ser desprezado na análise das tensões e deslocamentos.

6.4 A DISTRIBUIÇÃO DAS TENSÕES NA ESTRUTURA DA RODA ELÁSTICA

Em todos os modelos processados os elementos da estrutura que exibiram os maiores níveis de tensão foram aqueles que :

- pertencem à periferia do aro na vizinhança do ponto central de apoio da roda.
- pertencem aos raios que dão sustentação à roda de acordo com a aplicação da carga.

Os outros elementos estruturais exibem um nível de tensão bastante baixo.

Notou-se que na maioria dos modelos que têm a mesma espessura de chapa dos raios e do aro (9,52mm), o elemento que sofre tensão máxima se encontra no aro, enquanto que na maioria dos modelos com raios menos espessos do que o aro o elemento de tensão máxima se encontra nos raios. Ocorre então uma "migração" da tensão máxima dos elementos dos raios para os elementos do aro quando a espessura dos raios se aproxima da espessura do aro.

A figura 6.4.1 mostra a região de tensão máxima em um modelo de roda elástica.

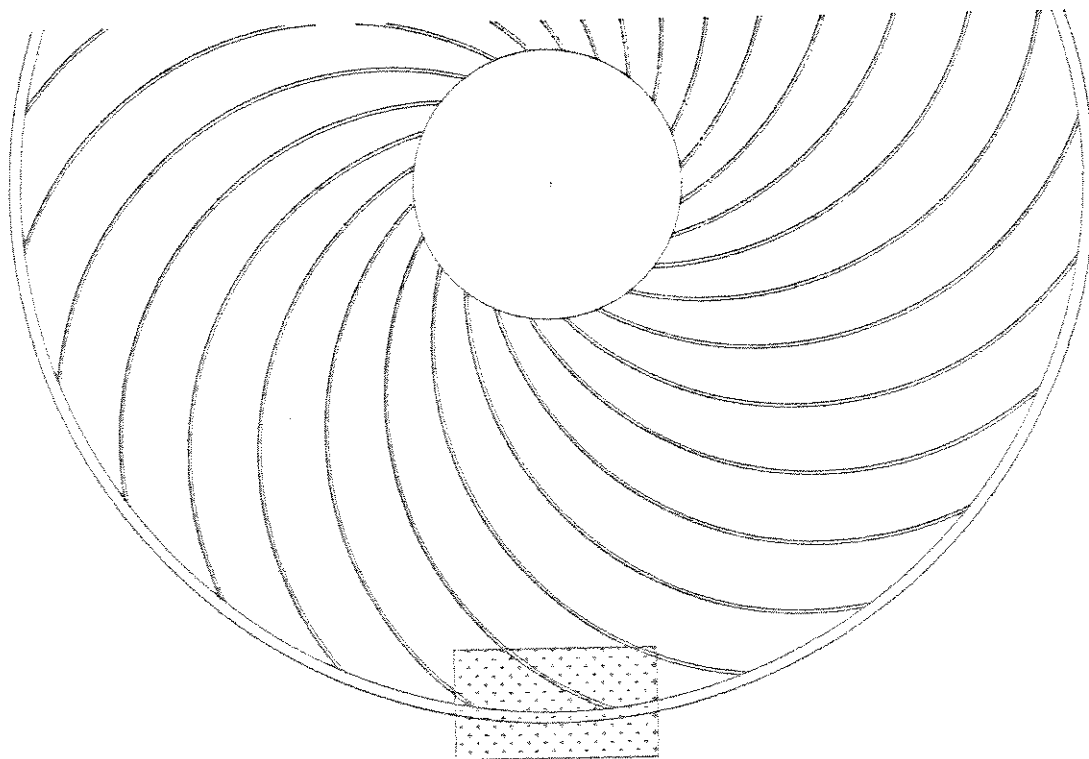


FIGURA 6.4.1. Região de tensão máxima.

6.5 A INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS DE PROJETO NOS NÍVEIS DE TENSÃO E DESLOCAMENTO DOS MODELOS.

6.5.1 O parâmetro RC : o raio da circunferência que contém os centros de curvatura dos raios.

O parâmetro geométrico RC mostrou grande influência nos níveis de tensão e deslocamento produzidos nos modelos.

Analisando-se os gráficos nota-se nitidamente um padrão que relaciona inversamente os valores de RC com os valores de tensão máxima e deslocamento, expressos os últimos através do raio equivalente, da redução percentual do raio da roda e do deslocamento vertical do cubo.

De maneira geral, RC é inversamente proporcional às tensões e deslocamentos produzidos na estrutura da roda. Valores altos de RC produzem estruturas mais rígidas e resistentes, enquanto que valores baixos produzem estruturas mais flexíveis e menos resistentes.

Dos modelos processados o que apresentou tensões mais altas (N1E3P5C3) tem $RC=300\text{mm}$, o valor mais baixo de RC. Este também foi o modelo que apresentou o maior raio

equivalente (1020mm).

O modelo que apresentou tensões mais baixas e menor raio equivalente (N3E9R8C7) tem $RC=700$, o valor mais alto de RC .

8.5.2 O parâmetro RR : o raio de curvatura dos raios.

Os gráficos mostram que a influência de RR é bem menos acentuada do que a de RC nos níveis de tensão e deslocamento produzidos nos modelos. Ao contrário de RC , o exame dos gráficos não sugere um padrão imediatamente reconhecível.

Tomando-se, por exemplo, os modelos com 24 raios e 0.52mm de espessura de chapa e selecionando-se os modelos com $RR=500mm$, verifica-se que as tensões variaram de 17.7 kgf/mm^2 (N2E9R5C3) a 8.2 kgf/mm^2 (N2E9R5C7), uma variação de 46.3%.

Apesar de não haver uma tendência nítida, os modelos com menor tensão máxima têm valores de RR iguais a 600, 700 e 800mm. Já os modelos mais flexíveis tem valores de RR iguais a 300 e 500mm.

Houve uma notável dispersão dos valores calculados na faixa de $RR=500mm$ e uma concentração na faixa de

RR=600mm.

6.5.3. O parâmetro NR : o número de raios.

Como esperado, o aumento do número de raios produziu estruturas mais rígidas e resistentes, enquanto que sua diminuição produziu estruturas mais flexíveis e menos resistentes.

Um modelo de 12 raios, inviável devido ao nível da tensão máxima, pode se tornar viável triplicando-se o número de raios. É o caso do modelo N1E3R8C7 com tensão máxima igual a 41,4 kgf/mm². Mantendo os outros parâmetros fixos e fazendo NR=36, a tensão máxima cai para 21,2 kgf/mm². Já o raio equivalente cai de 895mm do modelo de 12 raios para 852 do modelo de 36 raios. Nesse caso, o ganho de resistência não implicou em uma perda muito grande de flexibilidade.

De maneira geral triplicar o número de raios implica em reduzir a tensão máxima em torno de 45%. Cada raio adicionado rebaixa a tensão máxima em torno de 2%.

Os modelos com maior número de raios com espessura fina mostraram-se estruturalmente mais eficientes.

Também para evitar o efeito poligonal no rolamento, é preferível um grande número de raios.

6.5.4 O parâmetro H : a espessura de chapa dos raios.

H é um parâmetro básico do projeto e, evidentemente, os modelos mais rígidos, com chapas de 0.52mm têm tensões máximas menores do que os modelos mais flexíveis, com chapas de 3.18mm.

Mantendo-se fixos os outros parâmetros, os modelos tiveram as tensões máximas reduzidas, em média, em 75%, substituindo-se as chapas de 3.18mm por chapas de 0.52mm de espessura.

Cada milímetro de espessura acrescentado aos raios significou, em média, uma queda de 12% na tensão máxima.

6.6

TENSÕES ADMISSÍVEIS

A roda elástica está sujeita a tensões intermitentes, que provocam o fenômeno da fadiga do material. O aço para sua construção deve ser selecionado levando-se em conta esse fator.

Utilizou-se o critério adotado por PROVENZA (1985) tomando o limite de resistência à fadiga para uma vida infinita como a metade do limite de ruptura. O fator de segurança foi definido como 2, o que leva a um fator 4 do limite de ruptura até a tensão admissível.

Selecionando-se alguns aços para têmpera, de elevado limite de ruptura:

--ABNT 5140 (VR-40) : $\sigma = 110 \text{ kgf/mm}^2$ e HB = 215

--ABNT 5160 (VR-60) : $\sigma = 120 \text{ kgf/mm}^2$ e HB = 350

--ABNT 8650 (VB-50) : $\sigma = 110 \text{ kgf/mm}^2$ e HB = 400

O uso desses aços leva a tensão admissível para a faixa de 25 - 30 kgf/mm^2 . Nessa faixa, vários modelos analisados tornam-se estruturalmente viáveis:

-- Todos os modelos do grupo N1E6, menos N1E6R5C3.

-- Todos os modelos do grupo N1E8.

- Do grupo N2E3 os modelos N2E3R6C6, N2E3R6C7 e N2E3R8C7.

- Todos os modelos do grupo N2E6.

- Todos os modelos do grupo N2E9.

- Todos os modelos do grupo N3E3, menos N3E3R6C3, N3E3R4C4, N3E3R6C4, e N3E3R3C5.

- Todos os modelos do grupo N3E6.

- Todos os modelos do grupo N3E9.

Levando em conta que é desejável que o modelo escolhido seja flexível o suficiente para prover uma boa área de contato com o solo, um modelo possível é o N3E3R6C4. Este modelo desenvolve uma tensão máxima de 30 kgf/mm^2 e sofre um deslocamento vertical do cubo de 30.5mm.

6.7

A CONSTANTE ELÁSTICA

Para contribuir com a melhoria do padrão vibratório dos tratores agrícolas, a roda elástica deve ser projetada para ter uma constante elástica menor do que a dos pneus traseiros convencionais. Isso provocaria uma diminuição da frequência natural do sistema trator-rodado, salvaguardando o operador das frequências de vibração que lhe são mais adversas.

Berger et al. (1963) apresentam a expressão para o cálculo da frequência natural (F_n), em ciclos por segundo, a partir da constante elástica do pneu traseiro (K) e da massa transportada pelas rodas traseiras (M):

$$F_n = \frac{(K/M)^{0.5}}{2. \pi}$$

A constante elástica é dada por:

$$K = \frac{W}{\Delta y}$$

W é o peso sobre a roda traseira e Δy é a deflexão estática do pneu.

O modelo selecionado, N3E3R6C4, apresenta 30.5mm de deslocamento vertical do eixo (deflexão estática) para

uma carga de 1000 kgf. A constante elástica K do modelo é, portanto:

$$K = \frac{1000}{30.5} = 32.5 \text{ kgf/mm}$$

A fim de comparar esse valor com a constante elástica dos pneus traseiros usuais dos tratores agrícolas, tomou-se o valor apresentado por BALASTREIRE (1983). Para um pneu traseiro tipo 16.9/14-30, com 6 lonas e pressão de enchimento de 0.85 kgf/cm², o autor obteve, para a constante elástica, o valor de 44.0 kgf/mm.

Consultou-se também o Catálogo de Pneus Firestone (1986) para comparação com o valor obtido pelo modelo selecionado.

Para o pneu F151-R1 (18.4/15-34), o catálogo especifica um raio geométrico de 827mm e um raio estático de 754mm. A capacidade de carga com 6 lonas e pressão de enchimento de 1.55 bar é de 2570 kgf.

A partir dessas especificações, a constante elástica K pode ser calculada:

$$K = \frac{2570}{(827-754)} = 35.2 \text{ kgf/mm}$$

Portanto, o modelo de roda elástica selecionado tem uma constante elástica menor do que os pneus citados.

6.8

MODELOS ALTERNATIVOS

O item 6.2 deste capítulo, tensões e deslocamentos, apresenta resultados para os 171 modelos processados da roda elástica que têm determinadas características estruturais comuns a todos os modelos.

As ligações entre os membros são contínuas. Isso equivale, em termos construtivos, a rodas com os raios soldados tanto no cubo quanto na base do aro.

Também a espessura de chapa do aro foi mantida constante para todos os modelos e igual a 0.52mm.

O programa computacional utilizado na análise estrutural dos modelos possui um recurso que permite liberar determinados esforços no nó de conexão das barras. No caso, a liberação do momento fletor atuante implica em impor uma articulação entre os membros.

Para se analisar o efeito na rigidez global da roda da introdução de articulações e da mudança da espessura de chapa do aro, selecionou-se o modelo N2E6R8C7. Esse modelo, de 24 raios, apresentou na análise anterior uma tensão máxima comparativamente baixa (11.4 kgf/mm^2) e pequena flexibilidade (630mm de raio equivalente e 3.3mm de deslocamento vertical do cubo).

A tabela 6.8.1 apresenta os resultados de modelos

processados com a introdução de articulações entre os raios e o cubo da roda, entre os raios e a base do aro, e com a diminuição da espessura de chapa do aro. Todos os outros parâmetros adotados no processamento anterior foram mantidos constantes.

Os resultados são apresentados em termos da tensão máxima verificada, do raio equivalente (R_{eq}) resultante da configuração deformada e do deslocamento vertical do cubo (D_v).

TABELA 6.8.1. Comportamento estrutural dos modelos alternativos.

espessura do aro (mm)	articulação		tensão máxima (kgf/mm^2)	R_{eq} (mm)	D_v (mm)
	raios + aro	raios + cubo			
9.52	NÃO	NÃO	11.4	830	3.3
9.52	SIM	NÃO	12.3	843	4.3
9.52	SIM	SIM	13.5	858	6.7
6.37	NÃO	NÃO	18.0	887	4.2
6.37	SIM	NÃO	20.7	924	5.7
6.37	SIM	SIM	24.0	970	9.0

Comparando-se os resultados obtidos pelos modelos alternativos e tomando-se como base de comparação o

modelo-testemunha apresentado na primeira linha de dados da tabela, depreende-se que:

- A imposição de articulações entre os raios e o aro provocou os aumentos de 30.3% no deslocamento vertical do cubo (Dv), 1.6% no raio equivalente (Req) e 7.9% na tensão máxima.
- A imposição de articulações entre os raios e o aro e entre os raios e o cubo da roda provocou os aumentos de 103% no Dv, 3.4% no Req e 16.4% na tensão máxima.
- A diminuição da espessura de chapa do aro de 9.52mm para 6.37mm, mantendo as ligações contínuas, provocou os aumentos de 27.3% no Dv, 6.9% no Req e 57.9% na tensão máxima.
- A diminuição da espessura de chapa do aro e a imposição de articulações entre os raios e o aro provocou os aumentos de 72.7% no Dv, 11.3% no Req e 81.6% na tensão máxima.
- A diminuição da espessura de chapa do aro e a imposição de articulações entre os raios e o aro e entre os raios e o cubo provocou os aumentos de 172.8% no Dv, 16.9% no Req

e 110,5% na tensão máxima.

Considerando-se ainda que o nível interno de flexibilidade da roda é medido pelo deslocamento vertical do cubo, e o nível externo medido indiretamente pelo raio equivalente, pode-se dizer que:

- A introdução de articulações foi mais eficaz no aumento da flexibilidade interna da roda do que a diminuição da espessura de chapa do aro de 9,52mm para 6,37mm. A contribuição maior foi, portanto, na diminuição da frequência natural do sistema máquina-roda elástica.

- A diminuição da espessura de chapa do aro de 9,52mm para 6,37mm foi mais eficaz no aumento da flexibilidade externa da roda do que a introdução de articulações. Ganhou-se mais, portanto, na eficiência energética da roda e na mobilidade do veículo.

7.

CONCLUSOES

7.1 As configurações geométricas propostas apresentaram um comportamento estrutural linear, mesmo quando submetidas a níveis significativos de deslocamento nodal.

7.2 O parâmetro geométrico RC (o raio da circunferência que contém os centros de curvatura dos raios) mostrou-se mais influente do que o parâmetro RR (o raio de curvatura dos raios) na determinação dos níveis de tensão e deslocamento dos modelos.

7.3 O parâmetro RC mostrou-se inversamente proporcional aos níveis de tensão e deslocamento dos modelos.

7.4 As tensões máximas se localizaram nos elementos estruturais próximos à região de contato com o solo.

7.5 Mostrou-se útil distinguir a flexibilidade dos modelos em dois níveis : o interno (relacionado com os raios e medido pelo deslocamento vertical do cubo) e o externo (relacionado com o aro e medido pelo raio equivalente da configuração deformada dos modelos).

7.6 Os modelos estruturalmente mais eficientes foram aqueles com grande número de raios de espessura fina.

7.7 O conceito de uma roda elástica pode substituir vantajosamente o rodado pneumático pelo critério do desempenho vibratório dos tratores agrícolas.

7.8 Para o carregamento imposto, vários modelos mostraram-se viáveis para o dimensionamento com base no limite de resistência à fadiga.

7.9 A introdução de articulações nas extremidades dos raios produziu a diminuição da constante elástica dos modelos, o que resultaria em um sistema máquina-roda com menor frequência natural.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

1. BALASTREIRE, L. A. Parâmetros do sistema tratorista-trator-terreno: Simulação analógica do conforto do operador. Rev Bras. de Saúde Ocup., 11(42): 56-60, Ab/Mai/Jun/1983.
2. BARGER, E. L. et al. Tratores e seus motores. São Paulo, Edgar Blucher ed., 1963.
3. BEKKER, M. G. Theory of land locomotion. Ann Harbor, The University of Michigan Press, 1968.
4. BEKKER, M. G. Mechanics of off-the-road locomotion. Proc. Instn. Mech. Engrs, (63): 25-44, Jul, 1963.
5. BEKKER, M. G. & SEMONIN, E. V. Motion resistance of pneumatic tyres. J. Aut. Eng. : 6-10, Ab, 1975.
6. BRAUNBECK, O. A. Attenuation of cab acceleration by means of low natural frequency suspension.

- Mich. St. Univ. pub., (840):1-13, 1974.
7. CARNAHAN, B. et al. Applied numerical methods. N. York, John Willey & Sons, Inc., 1969.
 8. DWYER, M. J. Soil dynamics and the problems of traction and compactation. Agr. Eng. :62-68, 1983.
 9. FRIETAG, D. R. A dimensional analysis of the performance fo pneumatic tyres in soft soils. Expt. St. Tech. Rep., 3(68), 1983.
 10. GEE-CLOUGH, D. Selection of tyre sizes for agricultural vehicles. J. Agric. Engng. Res., 25, 261-278, 1980.
 11. GERE, J. M & WEAVER, W. J. Análise de estruturas reticuladas. Rio de Janeiro, Ed. Guanabara dois, 1981.
 12. HIRTH, H. Características técnicas e aplicações do software para análise estrutural SAP90. São Paulo, Múltiplos Inf., 1988.
 13. HUANG, B. K. et al. Model study of dynamic behavior of farm tractors with elastic rims and wheel suspension. Trans. of the ASAE, 7(3):321-325, 1964.

14. HUANG, B.K & SUGGS, C.W. Vibration studies of tractor operators. Trans. of the ASAE, 65(610):478-481, 1967.
15. KETTER, L.R. Structural analysis and design. Tokyo, Ed. McGraw-Hill, 1979.
16. MARKOW, E.G. Predicted behavior of lunar vehicle with metalastic wheels. Trans. of SAE, :14-18, 1964.
17. MATTHEWS, J. Ride comfort for tractor operators. J. Agr. Eng. Res., 11(1):44-57, 1964.
18. OWEN, W. Rodas. Biblioteca científica LIFE, Livraria José Olímpio Ed., São Paulo, 1962.
19. PROVENZA, F. Materiais para construção mecânica. São Paulo, Protec. Ed.ltda., 1966.
20. PRZEMIENIECK, J.S. Theory of matrix structural analysis. N.York, McGraw-Hill book Company 1968.
21. REECE, A.R. Principles of soil-vehicle mechanics. Proc. Auto Div. Inst. Mech. Engng., 180(2):45-66, Jul. 1965.

22. ROSEGGGER, R. & ROSEGGGER, S. Health effects of tractor driving. J. Agric. Engng. Res., 5(3):241, 1960.
23. SERIER, J.B. Avant le pneumatic. Caoutchou et Plastic, (663):107-119, 1987.
24. SOUZA LIMA, V.M. & VENANCIO, F.F. Considerações sobre a não-linearidade geométrica em estruturas reticuladas. III Escola de Matemática Aplicada, Laboratório de Computação Científica (CNPq), Rio de Janeiro, 1982.
25. SUGGS, C.W. Agricultural machinery noise and vibration levels in comparison to human confort and safety limits. Trans. of the ASAE, :1-7, 1973
26. TIMOSHENKO, S.P. Resistência dos materiais. 3. ed., Rio de Janeiro, Ed. Livros Técnicos e Científicos Ltda., vol.1, 1978.
27. TURNAGE, G.W. Tire selection and performance prediction for off-the-road wheele vehicle operators. Proc. 4. Int. Conf. Soc. Terrain-Vehicle Systems, 1972.
28. VANDERBERG, G.E. Tractive performance of radial-ply and conventional tractor tires. Trans. of the ASAE, 1967.

29. Dados técnicos de pneus e câmaras FIRESTONE, 1986.

30. Guid for evaluation of human exposure to whole body vibration of ISO , número 2631, 1971.

APENDICE A

PROGRAMA COMPUTACIONAL AROFLEX

```

LPRINT 'ANALISE DA RODA ELASTICA'
LPRINT 'DADOS DA ESTRUTURA'
INPUT 'NUMERO DE RAJOS =' ;NA
INPUT 'MAIOR DIMENSAO DA ST DA BASE DO ARD (CM)=' ;H
INPUT 'MENOR DIMENSAO DA ST DA BASE DO ARD(CM)=' ;B
INPUT 'MAIOR DIMENSAO DA ST DOS RAJOS(CM)=' ;HH
INPUT 'MENOR DIMENSAO DA ST DOS RAJOS(CM)=' ;BB
AA=H*B : AR=HH*BB
? IA=(H*(B+3))/12 : IR=(HH*(BB+3))/12
? INPUT 'RAIO DOS NOS INTERNOS (CM)=' ;RI
? INPUT 'RAJO DOS NOS EXTERNOS (CM)=' ;RE
? M=NA*2+1
? NR=3*NA
? NJ=2*NA+1
? N=3*NJ-NR
? RJ=NA
? F=21000000!
? DIM AX(M),JZ(M),JJ(M),JK(M),X(NJ),Y(NJ)
? DIM SM(6*NA+3,6,6)
? DIM SMR(6,6)
? DIM SMD(6,6)
? DIM SJ(6*NA+3,6*NA+3)
? CLS
? LPRINT 'RODA ELASTICA'
? LPRINT 'DADOS DA ESTRUTURA'
? LPRINT 'AREA DA ST DOS RAJOS (CM2)=' ;AR
? LPRINT 'AREA DA ST DO ARD (CM2)=' ;AA
? LPRINT 'MOMENTO DE INERCIA JZ DA BASE DO ARD(CM4)=' ;IA
? LPRINT 'MOMENTO DE INERCIA IZ DOS RAJOS(CM4)=' ;IR
? LPRINT 'RAJO DOS NOS INTERNOS(CM)=' ;RI
? LPRINT 'RAJO DOS NOS EXTERNOS(CM)=' ;RE
? LPRINT 'NUMERO DE RAJOS=' ;NA
? LPRINT 'NUMERO DE BARRAS=' ;M
? LPRINT 'NUMERO DE NOS=' ;NJ
? LPRINT 'NUMERO DE GRAUS DE LIBERDADE=' ;N
? LPRINT 'NUMERO DE RESTRIC0ES=' ;NR
? LPRINT 'NUMERO DE NOS COM RESTRIC0ES=' ;RJ
? LPRINT 'MODULO DE ELASTICIDADE (KGF/CM2)=' ;E
? CLS
? LPRINT 'COORDENADAS DOS NOS'
? A=360/NA
? LPRINT 'ANGULO DE ENTRADA DO NO NUMERO 1=' ;A
? LPRINT 'SISTEMA DE NUMERACAO IMPOE X(NA+2)=RI E Y(NA+2)=0'
? FOR J=1 TO NA
? X(J)=RE*COS((J-1)*(6.2832/NA)+A)
? Y(J)=RE*SIN((J-1)*(6.2832/NA)+A)
? LPRINT TAB(20) 'X(' ;J ;')=' ;X(J) ;
? LPRINT TAB(50) 'Y(' ;J ;')=' ;Y(J)
? NEXT J
? LPRINT 'D NO DE CARGA TEM O NUMERO ' ;NA+1 ; '
? INPUT 'COORDENADA X DO NO DE CARGA=' ;X(NA+1)
? YC=SQR((RE+2)-(X(NA+1)+2))
? Y(NA+1)=-YC
? LPRINT TAB(20) 'X(' ;NA+1 ;')=' ;X(NA+1) ;
? LPRINT TAB(50) 'Y(' ;NA+1 ;')=' ;Y(NA+1)
? FOR J =2 TO NA+1
? X(J+NA)=RI*COS((J-2)*(6.2832/NA))
? Y(J+NA)=RJ*SIN((J-2)*(6.2832/NA))
? LPRINT TAB(20) 'X(' ;J+NA ;')=' ;X(J+NA) ;
? LPRINT TAB(50) 'Y(' ;J+NA ;')=' ;Y(J+NA)
? NEXT J

```

```

0 JJ(I)=JA . JJ(I+NA)=JR
0 NEXT J
0 LPRINT "AREA DA SECAO DO ARD (CM2)=";AA
0 PRINT
0 LPRINT "AREA DA SECAO DOS RAJOS(CM2) =" ;AR
0 LPRINT "MOMENTO DE INERCIA IZ DO ARD (CM4) =" ;IA
0 LPRINT "MOMENTO DE INERCIA IZ DOS RAJOS (CM4) =" ;IR
0 LPRINT "DESIGNACAO DAS BARRAS"
0 LPRINT "O SISTEMA DE NUMERACAO IMPOE QUE O NUMERO DA BARRA QUE TEM O NO
3A COMO EXTREMIDADE JJ SERA NA+1"
0 LPRINT "O NO DE CARGA PODE SER COLOCADO ENTRE QUAISQUER NOS EXTERNOS"
0 LPRINT "X E UMA VARIÁVEL QUE DEPENDE DA POSICAO ESCOLHIDA PARA O NO DE C

0 LPRINT "X PODE VARIAR DE ZERO ATE NA-1"
0 LPRINT "X = * PARA O NO DE CARGA ENTRE OS NOS NA-(1+*) E NA-*"
0 INPUT "NUMERO DO NO IMEDIATA/TE POSTERJIOR AO NO DE CARGA =" ;NN
0 X=NA-NN
0 FOR J=1 TO NA+1
0 JJ(I)=I : JK(I)=I+1
0 IF J=NA THEN JK(J)=1
0 IF I+NA=NA+1 THEN GOTO 890
0 JJ(I+NA)=I-1 : JK(J+NA)=I+NA
0 IF (I+X)=NA-1 THEN JK(I)=NA+1
0 JJ(NA+1)=NA+1 : JK(NA+1)=NA-X
0 NEXT I
0 FOR J=1 TO NA+1
0 LPRINT TAB(20) "JJ(" ; I ; ")=" ; JJ(I) ;
0 LPRINT TAB(50) "JK(" ; J ; ")=" ; JK(J)
0 NEXT I
0 FOR J=1 TO NA+1
0 LPRINT TAB(20) "JJ(" ; I+NA ; ")=" ; JJ(I+NA) ;
0 LPRINT TAB(50) "JK(" ; I+NA ; ")=" ; JK(J+NA)
0 NEXT I
0 LPRINT "COMPRIMENTO DAS BARRAS (L) E COSSENO DIRETORES (CX E CY )"
00 DIM L(2*NA+1),CX(2*NA+1),CY(2*NA+1)
0 FOR J = 1 TO 2*NA+1
00 XCL=X(JK(I))-X(JJ(I))
00 YCL=Y(JK(J))-Y(JJ(J))
00 L(I)=SQR(XCL^2+YCL^2)
00 CX(J)=XCL/L(J)
00 CY(I)=YCL/L(I)
00 LPRINT TAB(20) "L(" ; J ; ")=" ; L(J) ;
00 LPRINT TAB(40) "CX(" ; I ; ")=" ; CX(I) ;
00 LPRINT TAB(60) "CY(" ; J ; ")=" ; CY(J)
00 NEXT I
0 LPRINT "GERACAO DA MATRIZ DE ROTACAO(RT)"
00 DIM RT(2*NA+1,9)
00 FOR J= 1 TO 2*NA+1
00 RT(I,1)=CX(I) : RT(I,2)=CY(I) : RT(I,3)=0
00 RT(J,4)=-CY(J) : RT(J,5)=CX(J) : RT(J,6)=0
00 RT(I,7)=0 : RT(I,8)=0 : RT(I,9)=1
00 NEXT J
0 LPRINT "DEFINICAO DOS PARAMETROS DAS RIGIDEZES"
0 DIM R(2*NA+1) : DIM AN(2*NA+1)
0 INPUT "RAIO DOS RAJOS RX=" ;RX
0 LPRINT "RAIO DOS RAJOS RX=" ;RX
0 FOR J =1 TO NA+1
0 R(I)=RE
0 NEXT J
0 FOR I= NA+2 TO 2*NA+1
0 R(I)=RX

```

```

20 IF NA>=4 THEN CC=SQR(BD)
30 IF NA<4 THEN CC=-SQR(CD)
40 AN(J)=ATN(CC)
50 NEXT I
60 LPRINT "GERACAO DA MATRIZ DE RIGIDEZ DE MEMBRO (SM)"
70 FOR I =1 TO 2*NA+1
80 D=R(I)*(1.5*AN(J)-(2*SIN(AN(J)))+(SIN(2*AN(J)))/4))
90 B=R(I)*(-COS(AN(I))+1-(((SIN(AN(I)))^2)/4))
20 C=SIN(AN(J))-AN(J)
10 D=R(I)*(AN(I)/2-((SIN(2*AN(I)))/4))
20 P=COS(AN(J))-1
30 F=AN(I)/R(I)
40 G=R(J)*(COS(AN(J))-1+(((SIN(AN(J)))^2)/4)+((AN(J)-SIN(AN(J)))*(SQR(2*(1-
4(I))))))
50 H=R(J)*(-AN(J)/2+((SIN(2*AN(J)))/4)+((SQR(2*(1-COS(AN(J))))*(1-COS(AN(J)

60 S=1-COS(AN(J))-((AN(J)*(SQR(2*(1-COS(AN(J)))))))
70 DP=(E*IZ(I))/(R(I)^2)
80 CD=D*(D*F-(P^2))+(B*(2*C*P-(B*F)))-((C^2)*D)
90 DD=D*(H*F-(P*S))+(B*(C*S-(F*G)))+(C*(P*G-(C*H)))
20 SM(I,1,1)=DP*((D*F-(P^2))/CD)
10 SM(I,2,1)=DP*((C*P-(B*F))/CD)
20 SM(I,2,2)=DP*((D*F-(C^2))/CD)
30 SM(I,3,1)=DP*((B*F-(C*D))/CD)
40 SM(I,3,2)=DP*((C*B-(D*P))/CD)
50 SM(I,3,3)=DP*((D*D-(B^2))/CD)
60 SM(I,4,1)=DP*((P*S-(H*F))/DD)
70 SM(I,4,2)=DP*((C*P-(B*F))/DD)
80 SM(I,4,3)=DP*((C*H-(B*S))/DD)
90 SM(I,4,4)=DP*((D*F-(P^2))/CD)
20 SM(I,5,1)=DP*((F*G-(C*S))/DD)
10 SM(I,5,2)=DP*((D*F-(C^2))/DD)
20 SM(I,5,3)=DP*((D*S-(C*G))/DD)
30 SM(I,5,4)=DP*((B*F-(C*P))/CD)
40 SM(I,5,5)=DP*((D*F-(P^2))/CD)
50 SM(I,6,1)=DP*((C*H-(B*P))/DD)
60 SM(I,6,2)=DP*((B*C-(D*P))/DD)
70 SM(I,6,3)=DP*((B*G-(D*H))/DD)
80 SM(I,6,4)=DP*((B*P-(C*D))/CD)
90 SM(I,6,5)=DP*((D*P-(B*C))/CD)
20 SM(I,6,6)=DP*((D*D-(B^2))/CD)
10 SM(I,1,2)=SM(I,2,1) : SM(I,1,3)=SM(I,3,1) : SM(I,2,3)=SM(I,3,2)
20 SM(I,1,4)=SM(I,4,1) : SM(I,2,4)=SM(I,4,2) : SM(I,3,4)=SM(I,4,3)
30 SM(I,1,5)=SM(I,5,1) : SM(I,2,5)=SM(I,5,2) : SM(I,3,5)=SM(I,5,3)
40 SM(I,4,5)=SM(I,5,4) : SM(I,1,6)=SM(I,6,1) : SM(I,2,6)=SM(I,6,2)
50 SM(I,3,6)=SM(I,6,3) : SM(I,4,6)=SM(I,6,4) : SM(I,5,6)=SM(I,6,5)
60 NEXT J
70 FOR I=1 TO 2*NA+1
80 FOR J=1 TO 6
90 FOR K=1 TO 6
10 LPRINT "SM(I,J,K)=";SM(I,J,K)
20 NEXT K:NEXT J:NEXT I
30 LPRINT "INDEXACAO DOS DESLOCAMENTOS"
40 FOR I=1 TO 6*NA+3
50 FOR J=1 TO 6*NA+3
60 SJ(I,J)=0
70 NEXT J:NEXT I
80 I=0
90 J=J+1
10 IF J>2*NA+1 THEN GOTO 2040
20 J1=3*JJ(I)-2 : J2=3*JJ(I)-1 : J3=3*JJ(I)

```

```

60 SMR(J,3*K-1)=SM(J,J,3*K-2)*RT(J,2)+SM(I,J,3*K-1)*RT(I,5)+SM(J,J,3*K)*RT
70 SMR(J,3*K)=SM(J,J,3*K-2)*RT(J,3)+SM(J,J,3*K-1)*RT(J,6)+SM(J,J,3*K)*RT(J
80 NEXT J
90 NEXT K
20 LPRINT "SMD=RT*SMR"
10 FOR J=1 TO 2
20 FOR K=1 TO 6
30 SMD(3*J-2,K)=RT(J,1)*SMR(3*J-2,K)+RT(J,4)*SMR(3*J-1,K)+RT(J,7)*SMR(3*J,
40 SMD(3*J-1,K)=RT(I,2)*SMR(3*J-2,K)+RT(I,5)*SMR(3*J-1,K)+RT(I,8)*SMR(3*J,
50 SMD(3*J,K)=RT(J,3)*SMR(3*J-2,K)+RT(J,6)*SMR(3*J-1,K)+RT(J,9)*SMR(3*J,K)
60 NEXT K
70 NEXT J
30 LPRINT "GERACAO DA MATRIZ DE RIGIDEZ GLOBAL (SJ)"
70 SJ(J1,J1)=SJ(J1,J1)+SMD(1,1)
80 SJ(J2,J1)=SJ(J2,J1)+SMD(2,1)
10 SJ(J3,J1)=SJ(J3,J1)+SMD(3,1)
20 SJ(K1,J1)=SMD(4,1) : SJ(K2,K1)=SMD(5,1) : SJ(K3,J1)=SMD(6,1)
30 SJ(J1,J2)=SJ(J1,J2)+SMD(1,2)
40 SJ(J2,J2)=SJ(J2,J2)+SMD(2,2)
50 SJ(J3,J2)=SJ(J3,J2)+SMD(3,2)
60 SJ(K1,J2)=SMD(3,2) : SJ(K2,J2)=SMD(5,2) : SJ(K3,J2)=SMD(6,2)
70 SJ(J1,J3)=SJ(J1,J3)+SMD(1,3)
80 SJ(J2,J3)=SJ(J2,J3)+SMD(2,3)
90 SJ(J3,J3)=SJ(J3,J3)+SMD(3,3)
30 SJ(K1,J3)=SMD(4,3) : SJ(K2,J3)=SMD(5,3) : SJ(K3,J3)=SMD(6,3)
10 SJ(J1,K1)=SMD(1,4) : SJ(J2,K1)=SMD(2,4) : SJ(J3,K1)=SMD(3,4)
20 SJ(K1,K1)=SJ(K1,K1)+SMD(4,4)
30 SJ(K2,K1)=SJ(K2,K1)+SMD(5,4)
40 SJ(K3,K1)=SJ(K3,K1)+SMD(6,4)
50 SJ(J1,K2)=SMD(1,5) : SJ(J2,K2)=SMD(2,5) : SJ(J3,K2)=SMD(3,5)
60 SJ(K1,K2)=SJ(K1,K2)+SMD(4,5)
70 SJ(K2,K2)=SJ(K2,K2)+SMD(5,5)
80 SJ(K3,K2)=SJ(K3,K2)+SMD(6,5)
90 SJ(J1,K3)=SMD(1,6) : SJ(J2,K3)=SMD(2,6) : SJ(J3,K3)=SMD(3,6)
30 SJ(K1,K3)=SJ(K1,K3)+SMD(4,6)
40 SJ(K2,K3)=SJ(K2,K3)+SMD(5,6)
50 SJ(K3,K3)=SJ(K3,K3)+SMD(6,6)
90 GOTO 1580
10 LPRINT "MATRIZ MONTADA"
50 FOR J=1 TO 6*NA+3
60 FOR K=1 TO 6*NA+3
70 LPRINT "SJ(";J;",";K;")=";SJ(J,K)
80 NEXT K:NEXT J

```

APENDICE B

PROGRAMA COMPUTACIONAL SAPTENS90

 * TENSOES ESTRUTURAIS *

```

CLEAR
@ COLOR 7,0,0
@
@ CLS : KEY OFF
@ LOCATE 4,1 : PRINT STRING$(@0,"-")
@ LOCATE 6,10:INPUT "Nome do Arquivo a ser Processado (SEM EXTENSAD) : ",A
@ LOCATE 8,15:PRINT "OPçAD : "
@ LOCATE 10,15:PRINT "< B > ORDENAçAD POR BARRA "
@ LOCATE 11,15:PRINT "< T > ORDENAçAD POR TENSAD (SC3), MODELO GERAL "
@ LOCATE 12,15:PRINT "< W > ORDENAçAD POR BARRA/TENSAD, MODELO SIMPLIFICAD
+ PESOS "
@ LOCATE 13,15:PRINT "< A > AJUDA "
@ LOCATE 15,1 :PRINT STRING$(@0,"-")
@ LOCATE 17,35:PRINT "J"
@ LOCATE 17,10:PRINT "ENTRE COM A OPçAD : [ * ]:ESCOLHAS=INPUT$(1)
@     IF ESCOLHAS$ = "A" OR ESCOLHAS$ = "a" THEN 2690
@     IF ESCOLHAS$ = "B" OR ESCOLHAS$ = "b" THEN 270
@     IF ESCOLHAS$ = "T" OR ESCOLHAS$ = "t" THEN 270
@     IF ESCOLHAS$ = "W" OR ESCOLHAS$ = "w" THEN 270 ELSE 210
@     AQ$=AQE$+" .sep"
@ CLS
@ REM-----
@ LOCATE 12,30:PRINT"PROCESSANDO ..."
@ LOCATE 20,5:PRINT "E " AQE$
@ IF ESCOLHAS$="B" OR ESCOLHAS$="b" THEN ESC$="E ORDENAçAD POR BARRA "
+ IF ESCOLHAS$="T" OR ESCOLHAS$="t" THEN ESC$="E ORDENAçAD POR TENSAD (SC3),
1 GERAL "
@ IF ESCOLHAS$="W" OR ESCOLHAS$="w" THEN ESC$="E ORDENAçAD POR BARRA/TENSAD,
) SIMPLIFICADO E COM PESOS"
@ LOCATE 22,5:PRINT ESC$
@ OPEN "I",#1,AQ$
+ Localiza Titulo F R A M E     E L E M E N T     D A T A
@ AX1$ = " F R A M E     E L E M E N T     D A T A"
+ LINE INPUT #1,L$ : LX$=LEFT$(L$,36)
+ IF LX$ (<) AX1$ THEN 390
+ PRINT LX$
@ REM-----Pula 3 Linhas-----
@ FOR I=1 TO 4 : LINE INPUT #1,L$ : NEXT I
+ REM-----Conta No de Elementos na Estrutura
@ LINE INPUT #1,L$ : LX$=RIGHT$(LEFT$(L$,11),10)
+ IF LX$ ="UNICAMP" THEN 480
@ IE = VAL(LEFT$(L$,5)) : IF IE (>) NE THEN NE=IE : GOTO 450 ELSE 450
+ FOR J=1 TO 4 : LINE INPUT #1,L$ : NEXT J
+ LX$ = RIGHT$(LEFT$(L$,10),9) : IF LX$ ="F R A M E" THEN 500 ELSE
@ FOR J=1 TO 4 : LINE INPUT #1,L$ : NEXT J
+ GOTO 450
@ CLOSE #1
@ REM-----
+ OPEN "T",#1,AQ$
+ REM Lee Numero de Seccoes Diferentes
+ AX1$ = " NUMBER OF MEMBER SECTION PROPERTIES"
+ LINE INPUT#1,L$
+ LX$=LEFT$(L$,36) : IF LX$ (<) AX1$ THEN 570
+ LX$ = LEFT$(L$,47) : LX$ = RIGHT$(LX$,11) : NSP = VAL(LX$)
    
```



```

ADJ (IE, NL)
00 NL=NL+1
10 GOTO 1180
20 CLOSE#1
30 GOTO 1440
40 REM-----END-----END-----END-----END-----END-----END-----END-----END
50 IF EOF(1) THEN 1320 ELSE LINE INPUT#1,L$
60 LX$=RIGHT$(LEFT$(L$,11),10)
70 IF LX$="UNICAMP" THEN 1410
85 LX$=LEFT$(L$,7)
90 IF RIGHT$(LX$,1)="-" THEN IE = VAL(LEFT$(LX$,5)) ELSE 1400
95 IEX = IE - 1
00 GOTO 1430
10 FOR I=1 TO 7 : LINE INPUT #1,L$ : NEXT J
20 GOTO 1350
30 RETURN
40 REM-----
50
60 LEITURA DE PROPRIEDADES ADICIONAIS PARA CALCULO DE TENSAD
70
80 AROS=AGE$+"."
90 DIM TP$(50),H2(50),H3(50),T(50)
00 OPEN ARO$ FOR INPUT AS #3
10 OPEN AGR$ FOR INPUT AS #1
20 IF ESCOLHAS="B" OR ESCOLHAS="b" THEN OPEN "D",#2,AGE$+".TEN"
30 IF ESCOLHAS="T" OR ESCOLHAS="t" THEN OPEN "D",#2,AGE$+".TEC"
40 IF ESCOLHAS="W" OR ESCOLHAS="w" THEN OPEN "D",#2,AGE$+".AUX"
50 AX1$=" " : AX2$="C:$$$"
60
70 LINE INPUT #3,L$ : LX1$=LEFT$(L$,5) : LX2$=RIGHT$(LEFT$(L$,8),3)
80
90 IF LX1$(>)AX2$ THEN 1560
00 -----IF LX2$="-IS" THEN 1170
10 FOR IS=1 TO NSP
20 IF EOF(3) THEN 1680
30 LINE INPUT #3,L$
40 LX3$=RIGHT$(LEFT$(L$,14),1) : TP$(IS)=LX3$
50 LX4$=RIGHT$(LEFT$(L$,26),11) : H2(IS)=VAL(LX4$)
60 LX5$=RIGHT$(LEFT$(L$,38),11) : H3(IS)=VAL(LX5$)
70 LX6$=RIGHT$(LEFT$(L$,49),10) : T(IS)=VAL(LX6$)
80 NEXT IS
90 FOR JS=1 TO NSP
00 PRINT IS,TP$(IS),H2(JS),H3(JS),T(JS)
10 CLOSE #1
20 NEXT IS
30 -----
40 CALCULO FINAL DA TENSAD
50 JD1$="ELEM" : ID2$="P/A+Mc/I" : ID3$="TORSION." : ID4$="CIS.COMB. DIST.J" :
CIS.COMB."
60 IF ESCOLHAS="B" OR ESCOLHAS="b" THEN 1790
70 IF ESCOLHAS="T" OR ESCOLHAS="t" THEN 1840
80 IF ESCOLHAS="W" OR ESCOLHAS="w" THEN 1870
90 PRINT #2,AGE$
00 PRINT #2,,,"TENSAD"
10 PRINT #2,,," " : STRING$(42,"-")
20 PRINT #2,ID1$, " " : ID2$, " " : ID3$,ID4$
30 GOTO 1890
40 WRITE #2,AGE$
50 WRITE #2,"TENSAD"
60 WRITE #2,STRING$(41,"-")
70 IF ESCOLHAS="T" OR ESCOLHAS="t" THEN WRITE #2,ID1$,ID2$,ID3$,ID4$

```

```

30          IF SP(IE) = 0 THEN LEVIRI
2110
40          MX=FXJ(IE)/A(IS) : MX=MX+ABS (MYJ(IE,NL)*H3(IS)/IY(IS)/2)+ABS
IE,NL)*H2(IS)/IZ(IS)/2)
50          MN=FXJ(IE)/A(IS) : MN=MN-ABS (MYJ(IE,NL)*H3(IS)/IY(IS)/2)-ABS
IE,NL)*H2(IS)/IZ(IS)/2)
60
70          IF TP$(IS) = '0' OR TP$(IS) = 'a' THEN 1980 ELSE 2150
80          AT1=(H2(IS)-T(IS))*(H3(IS)-T(IS))
90          TT=MTJ(IE)/AT1/2/T(IS)
00          IF ABS (MX) > ABS (MN) THEN 2020
10          XX=MN : GOTO 2030
20          XX=MX
30          TC=XX*XX/4+TT*TT : TC=SGR (TC)
40          IF ESCOLHAS$ = 'T' OR ESCOLHAS$ = 't' THEN WRITE #2, IE, XX, TT, TC, DX
L)
50          IF ESCOLHAS$ = 'B' OR ESCOLHAS$ = 'b' THEN PRINT #2, IE, USING '####
#'; XX; TT; TC; DXJ(IE, NL)
60          IF ESCOLHAS$ = 'W' OR ESCOLHAS$ = 'w' THEN 2170
70          NEXT NL
80          PESP = .0000076 : PESO = PESP * DXJ(IE, NL(IE)) * A(SP(IE))
90          IF ESCOLHAS$ = 'W' OR ESCOLHAS$ = 'w' THEN PRINT #2, IE, USING '#####
; PESO; DXJ0; XX0; TT0; TC0
00          NEXT IE
10 CLOSE #2; CLOSE #3
20 IF ESCOLHAS$ = 'W' OR ESCOLHAS$ = 'w' THEN 2210
30 CLS : END
40          REM -----#-----#-----#-----#-----#-----#-----#-----#-----#
50          TT=MTJ(IE)*T(IS)/JPX(IS)
60          GOTO 2000
70          IF ABS(TC) > ABS(TC0) THEN 2180 ELSE 2070
80          TC0=TC : XX0=XX : TT0=TT : DXJ0=DXJ(IE, NL)
90          GOTO 2070
00 REM -----&-----&-----&-----&-----&-----&-----&-----&-----&-----&-----#
10 REM SAIDA DE DADOS DA OPCAO W
20 PESO$ = AGES + '.PES' : TEW$ = AGES + '.TEW' : AUX$ = AGES + '.AUX'
30 OPEN AUX$ FOR INPUT AS #1
40          FOR J=1 TO 4 : LINE INPUT #1, LS : NEXT J
50          I=0 : P02=0 : P24=0 : P46=0 : P68=0 : P8=0 : PTOTAL=0
60          WHILE NOT EOF(1)
70              I=I+1
80              INPUT #1, JE, PESO, DXJ0, XX0, TT0, TC0
90              PTOTAL=PTOTAL+PESO
00              IF TC0<2 THEN P02=P02+PESO
10              IF TC0=2 AND TC0<4 THEN P24=P24+PESO
20              IF TC0=4 AND TC0<6 THEN P46=P46+PESO
30              IF TC0=6 AND TC0<8 THEN P68=P68+PESO
40              IF TC0=8 THEN P8=P8+PESO
50          WEND
60          CLOSE #1
70          OPEN PESO$ FOR OUTPUT AS #2
80              PRINT #2, '
90              PRINT #2, STRING$(79, '-')
00              PRINT #2, 'SOMATORIA DO PESO DAS BARRAS POR FAIXA : '
10              PRINT #2, STRING$(79, '-')
20              PRINT #2, '0 - 2 : ' USING '#####.###'; P02; PRINT #2, ' Kg
30              PRINT #2, '2 - 4 : ' USING '#####.###'; P24; PRINT #2, ' Kg
40              PRINT #2, '4 - 6 : ' USING '#####.###'; P46; PRINT #2, ' Kg
50              PRINT #2, '6 - 8 : ' USING '#####.###'; P68; PRINT #2, ' Kg
60              PRINT #2, '8 - : ' USING '#####.###'; P8; PRINT #2, ' Kg
70              PRINT #2, STRING$(79, '-')

```

```

30 PRINT #1,TAB(59)*TENSAD*
40 PRINT #1,TAB(42) STRING$(38,"-")
50 PRINT #1,"ELEM" TAB(22)*PESO* TAB(29)*DISTANC TAB(42) ID29 TAB(52
TAB(63) ID69
60 CLOSE #1
70 AQ1$="SAPII.BAT"
80 OPEN AQ1$ FOR OUTPUT AS #1
90 PRINT #1,"ORDENA/+60 ('AUX$' ) *ORD$
00 PRINT #1,"COPY *LEGS*+'AUX$'+*PESOS* *TEWS
10 PRINT #1,"COPY *LEGS*+'ORD$'+*PESOS* *SRT$
20 PRINT #1,"DEL *LEGS
30 PRINT #1,"DEL *ORD$
40 PRINT #1,"DEL *PESOS
50 PRINT #1,"DEL *AUX$
60 PRINT #1,"SAPDEL"
70 CLOSE #1
80 DLS:END
90 ARQ$="SAPTEN.TXT"
00 DLS
10 LOCATE 24,1 : PRINT STRING$(80,"-") : FOR J = 1 TO 22 : PRINT : NEXT J
20 OPEN ARQ$ FOR INPUT AS #1
30 FOR J = 1 TO 22
40 LINE INPUT #1,L$ : IF EOF(1) THEN 2830
50 LOCATE ,7 : PRINT L$
60 NEXT J
70 IF EOF(1) THEN 2830
80 COLOR 6,0
90 PRINT
00 LOCATE ,43 : PRINT "Tecla algo para continuar ... ";V$=INPUT$(1)
10 COLOR 7,0
20 PRINT : GOTO 2730
30 CLOSE #1
40 PRINT : PRINT : PRINT
50 COLOR 15,0
60 LOCATE ,40 : PRINT "Tecla algo para retornar ao MENU ... ";V$=INPUT$(1)
70 COLOR 7,0
80 DLS
90 LOCATE 4,1 : PRINT STRING$(80,"-")
00 LOCATE 6,10 : PRINT "Nome do arquivo a ser processado : " AGE$
10 GOTO 150

```

APENDICE C

PROGRAMA COMPUTACIONAL REQ

CLS

***** FEVEREIRO/90 *****

* DESLOCAMENTO DOS NOS *
* DEVIDO A CARGAS ACUMULATIVAS *

```
0 CLEAR
0 DIM UX(300),UY(300),UZ(300),X(300),Y(300),Z(300),RE(300)
0 GOSUB 1010
0 C$="Departamento de Maquinas Agricolas"
0 E$="Faculdade de Engenharia Agricola"
0 F$="U N I C A M P"
0 LOCATE 15,5: PRINT C$
0 LOCATE 16,5: PRINT E$
0 LOCATE 17,5: PRINT F$
0 LOCATE 19,1 :PRINT STRING$(80,"-")
0 LOCATE 20,10 : INPUT "NOME DO ARQUIVO (SEM EXTENSÃO) : ",AQ$
0 AQ$=AQ$+".SOL"
0 CLS
0 INPUT "Nro DO 1ro NO DO ARO =",N1
0 INPUT "Nro DE RAIOS =",NR
0 NF=N1 + (NR-1)*9 - 18
0 GOSUB 1010
0 REM
0 LOCATE 17,30 :PRINT "PROCESSANDO....."
0 LOCATE 20,50 :PRINT "ARQUIVO "AQ$
0 OPEN "I",#1,AQ$
0 LOCALIZA JOINT DISPLACEMENTS
0 AX1$=" J O I N T   D I S P L A C E M E N T S"
0 LINE INPUT #1,L$ : LX$=LEFT$(L$,39)
0 IF LX$(<) AX1$ THEN 330
0 REM ***** PULA 4 LINHAS *****
0 FOR I=1 TO 4 : LINE INPUT# 1,L$ :NEXT I
0
0 REM ***** LE O NO E O DESLOCAMENTO
0 LINE INPUT #1,L$ : LX$=RIGHT$(LEFT$(L$,8),7)
0 IF LX$ = "UNICAMP" THEN 460
0 JN = VAL(LEFT$(L$,6))
0 UX(JN) = VAL(MID$(L$,7,12))
0 UY(JN) = VAL(MID$(L$,19,12))
0 UZ(JN) = VAL(MID$(L$,31,12))
0 NN=JN : GOTO 390
0 FOR I=1 TO 4 : LINE INPUT #1, L$ : NEXT I
0 LX$ = LEFT$(L$,10)
0 IF LX$ =" J O I N T" THEN 490 ELSE 500
0 GOTO 390
0 CLOSE#1
0 AQ$=AQ$+".SAP"
0 LOCATE 21,50:PRINT "ARQUIVO " AQ$
0 OPEN"I",#1,AQ$
0 Localiza titulo "Generated Joints"
0 AX1$=" G E N E R A T E D   J O I N T "
0 LINE INPUT #1,L$:LX$=LEFT$(L$,31)
0 IF LX$ (<) AX1$ THEN 560
0 REM -----PULA 3 LINHAS
0 FOR I=1 TO 2:LINE INPUT#1,L$:NEXT I
```

```

0 Y(II) = VAL(RIGHT$(LEFT$(L$,36),10))+UY(II)
0 Z(II) = VAL(RIGHT$(LEFT$(L$,51),10))+UZ(II)
0 GOTO 610
0 FOR I = 1 TO 3 : LINE INPUT #1,L$ : NEXT I
0 LINE INPUT #1,L$:LX$=(LEFT$(L$,18))
0 IF LX$= " G E N E R A T E D" THEN 590
0 LINE INPUT #1,L$:LX$=RIGHT$(LEFT$(L$,11),6)
0 IF LX$="FRAME " THEN 740 ELSE 720
0 CLOSE #1
0 LOCATE 21,50 : PRINT "ARQUIVO "AQ$
0 FOR I=(N1+18) TO NF STEP 9
0 DE=(Y(I)-Y(I-2))/(X(I)-X(I-2))
0 DD=(Y(I+2)-Y(I))/(X(I+2)-X(I))
0 DS=(DD-DE)/(X(I+1)-X(I-1))
0 RE(I)=1/DS
0 NEXT I
0 REM
0 FOR I=(NF+21) TO (NF+27)
0 DE=(Y(I)-Y(I-2))/(X(I)-X(I-2))
0 DD=(Y(I+2)-Y(I))/(X(I+2)-X(I))
0 DS=(DD-DE)/(X(I+1)-X(I-1))
0 RE(I)=1/DS
5 MD = MD + RE(I)/7
0 NEXT I
0 REM
0 A$=AQ$+"REQ"
0 OPEN"O",#2,A$
0 LOCATE 22,20: PRINT "ARQUIVO DE SAIDA " A$
0 FOR I=(N1+18) TO NF STEP 9
0 PRINT #2,I;" RE = ";USING "#####";RE(I)
0 NEXT I
0 FOR I=(NF+19) TO (NF+29)
0 PRINT #2,I;" RE = ";USING "#####";RE(I)
0 NEXT I
5 PRINT #2," RE MEDIO = ";USING "#####";MD
0 CLOSE #2
00 END
10 X$=STRING$(6,"#")
20 Y$=STRING$(7,32)
30 Z$=STRING$(5,32)
40 A$=STRING$(9,"#")
50 LOCATE 4,10 :PRINT X$Z$Z$ " ###"Z$"### " Y$ " #####"
60 LOCATE 5,11:PRINT"#":LOCATE 5,16: PRINT "#" Y$ " # # # # " Y$ "
70 LOCATE 6,11:PRINT"#":LOCATE 6,17: PRINT "#" Z$ " # # # # " Z$ "
80 LOCATE 7,11:PRINT"#":LOCATE 7,18: PRINT "#" Z$"#"Y$"#"Y$"#"Z$"#"Y$"#"
90 LOCATE 8,11:PRINT"#":LOCATE 8,18: PRINT "#" Z$ " #" Y$ " #"Y$"#"Z$"#"Y$"
00 LOCATE 9,11:PRINT"#":LOCATE 9,17: PRINT "#" Z$ " #" Y$ " #" Y$ " #" Z$ A
10 LOCATE 10,11:PRINT"#":LOCATE 10,16:PRINT "#" Y$ " #" Y$ " #" Y$"#" Z$ "
20 LOCATE 11,10:PRINT X$:LOCATE 11,24:PRINT "#" Y$ " #" Y$ " #" Z$ " #" Y$ "
30 RETURN

```

APENDICE D

PROGRAMA COMPUTACIONAL XYZ90

CLS
KEY OFF
REM

***** MAIO/88 *****

```
0  
0 *****  
0 * DESLOCAMENTO DOS NOS  
0 * DEVIDO A CARGAS ACUMULATIVAS  
0 *****  
0  
0 CLEAR  
0 DIM UX(300),UY(300),UZ(300),X(300),Y(300),Z(300)  
0 GOSUB 1820  
0 C$="Departamento de Maquinas Agricolas"  
0 E$="Faculdade de Engenharia Agricola"  
0 F$="U N I C A M P"  
0 LOCATE 15,15:PRINT C$  
0 LOCATE 16,15:PRINT E$  
0 LOCATE 17,15:PRINT F$  
0 LOCATE 19,1 :PRINT STRING$(80,"-")  
0  
0 OPEN "RODOFLEX" FOR INPUT AS #1  
0 INPUT#1,XX$  
0 INPUT#1,AQE$  
0 CLOSE  
0 AQ$=AQE$+".SDL"  
0  
0 LOCATE 21,25 :PRINT "PROCESSANDO....."  
0 LOCATE 21,45 :PRINT "ARQUIVO "AQ$  
0 OPEN AQ$ FOR INPUT AS #1  
0  
0 LOCALIZA JOINT DISPLACEMENTS  
0  
0 IF EOF(1) GOTO 730  
0 AX1$=" J O I N T D I S P L A C E M E N T S"  
0 INPUT #1,L$ : LX$=LEFT$(L$,37)  
0 IF LX$(<) AX1$ THEN 390  
0  
0 ***** LE O N O E O DESLOCAMENTO *****  
0  
0 IF EOF(1) GOTO 730  
0 INPUT #1,L$:LX1$=LEFT$(L$,5)  
0 IF LX1$(<)"JOINT" THEN 460  
0  
0 IF EOF(1) GOTO 730  
0  
0 INPUT #1,L$ : LX$=LEFT$(L$,8):LX1$=RIGHT$(LX$,7)  
0 IF LX$ = "UNICAMP" THEN 390  
0 TL=LEN(L$)  
0 FOR I = 1 TO TL  
0 PO$ = MID$(L$,I,1)  
0 IF PO$ = CHR$(32) THEN 600  
0 NEXT I  
0  
0 ***** PROCESSA TODA A LINHA DE DADOS *****  
0  
0 JN$ = LEFT$(L$,I)
```



```

0      UZ(JN) = VAL(X$)
0
0      GOTO 500
0
0      CLOSE
0
0      AQ$ = AGE$ + ".SAP"
0      LOCATE 21,45:PRINT "ARQUIVO " AQ$
0      OPEN AQ$ FOR INPUT AS #1
0
0      Localiza titulo      *** "Generated Joints" ***
0
0      IF EOF(1) THEN 1150
0
0      AX1$="GENERATED JOINT"
0      INPUT #1,L$:LX$=LEFT$(L$,29)
0
0      IF LX$ (>) AX1$ THEN 810
0
0      IF EOF(1) THEN 1150
0
0      INPUT #1,L$:LX$=LEFT$(L$,5)
0      IF LX$("<")"JOINT" THEN 880
0
0      ***** LE AS COORDENADAS DOS NOS *****
0
0      IF EOF(1) THEN 1150
0
0      INPUT#1,L$:LX$=RIGHT$(LEFT$(L$,8),7)
0      IF LX$="UNICAMP" THEN 810
00
10 TL = LEN(L$)
20 FOR I = 1 TO TL
30 IF MID$(L$,I,1) = CHR$(32) THEN 1060
40 NEXT I
50
60 *** PROCESSA TODA A LINHA DE DADOS ***
70
80      K = VAL(LEFT$(L$,I))
90      X(K) = VAL(MID$(L$,I,15)) + UX(K)
00      Y(K) = VAL(MID$(L$,I+15,15)) + UY(K)
10      Z(K) = VAL(MID$(L$,I+30,15)) + UZ(K)
20
30 GOTO 960
40
50 CLOSE
60
70 *** CRIA NOVO ARQUIVO PARA REFERENCIA ****
80
90 V$=RIGHT$(AGE$,2)
00 VA1 = VAL(V$)+1
10
20      IF VA1 > 9 THEN 1330
30
40 *** CRIA NOME DO ARQUIVO MENOR DO QUE DEZ ***
50
60 VA$ = STR$(VA1):VA$=RIGHT$(VA$,1):VA$=CHR$(48)+VA$
70 T = LEN(AGE$)
80 B$=LEFT$(AGE$,T-2)
90

```

```

30 VA$ = STR$(VA1):VA$=RIGHT$(VA$,2)
50 T = LEN(AGE$):B$=LEFT$(AGE$,T-2)
70 AGEN$ = B$ + VA$
30
90 ' *** GERA ARQUIVO DE ENTRADA DO SAP ***
00
10 OPEN AGE$ FOR INPUT AS #1
20 OPEN AGEN$ FOR OUTPUT AS #2
30 LOCATE 24,5: PRINT "ARQUIVO DE SAIDA " AGEN$
40 ' Localiza Titulo JOINTS'
50 AX1$="JOINTS"
60
70 ' IF EOF(1) THEN 1710 '*** FIM DE TARDE ***
30
70 INPUT #1,L$
00 LX$=LEFT$(L$,6)
10 PRINT #2,L$
20 IF LX$(<)AX1$ THEN 1470
30 FOR I = 1 TO K
40 PRINT #2,I " X="X(I)" Y="Y(I)" Z="Z(I)
50 NEXT I
60 PRINT #2,
70
80 IF EOF(1) GOTO 1710 ' *** FIM DE TARDE
90
00 PP$="RESTRAINTS"
10 INPUT #1,L$
20 IF LEFT$(L$,10)<> PP$ THEN 1580
30
40 IF EOF(1) THEN 1710 ' *** FIM DE TARDE
50
60 PRINT #2,L$
70 LINE INPUT #1,L$
80
90 GOTO 1640
00
10 ' *** FIM DA MANIPULACAO DE DADOS ***
20
30 CLOSE
40
50 KILL "RODOFLEX"
60 OPEN "RODOFLEX" FOR OUTPUT AS #1
70 PRINT #1,
80 PRINT #1,AGEN$
90 CLOSE
00 SYSTEM
10
20 ' ***** ROTINA PARA IMPRESSAO DE TELA *****
30
40 X$=STRING$(6,"#")
50 Y$=STRING$(7,32)
60 Z$=STRING$(5,32)
70 A$=STRING$(9,"#")
80 LOCATE 4,10:PRINT X$Z$Z$ " ###"Z$"### " Y$ " #####"
90 LOCATE 5,11:PRINT"#":LOCATE 5,16:PRINT "#" Y$ " # # # # " Y$ "
00 LOCATE 6,11:PRINT"#":LOCATE 6,17:PRINT "#" Z$ " # # # # " Z$ "
10 LOCATE 7,11:PRINT"#":LOCATE 7,18:PRINT "#" Z$"#"Y$"#"Y$"#"Z$"#"Y$"#"
20 LOCATE 8,11:PRINT"#":LOCATE 8,18:PRINT "#" Z$ "#" Y$ "#"Y$"#"Z$"#"Y$"#"
30 LOCATE 9,11:PRINT"#":LOCATE 9,17:PRINT "#" Z$ " # " Y$ "#" Y$ "#" Z$ A
40 LOCATE 10,11:PRINT"#":LOCATE 10,16:PRINT "#" Y$ "#" Y$ "#" Y$"#" Z$ "
50 LOCATE 11,10:PRINT X$:LOCATE 11,16:PRINT "#" Y$ "#" Y$ "#" Y$ "#" Z$ "

```

ABSTRACT

A steel elastic wheel with curved radial beams was proposed as a substitute for conventional pneumatic tires in tractors and other agricultural machinery.

Preliminary studies were conducted to identify a wheel configuration with good flexibility and acceptable levels of stress; 171 versions of that configurations were numerically modeled to be processed by a structural analysis program.

For each model maximum stress were calculated and the displacements were studied through different indicators such as hub vertical displacement and rolling radius.

The influence of the main design parameters was studied as related to stress and nodal displacements distribution.

Main conclusions are : the proposed configurations behaves linearly when modeled as a frame type structure,

even when subjected to significant levels of nodal displacement. Larger number of thinner radius proved to be more efficient in improving wheel structural performance. Maximum stresses are located near the soil-wheel contact area.

The elastic wheel can overcome the conventional tire from the stand point of vibrational performance