

MAURO FERNANDO FERREIRA

ESTUDO DA RELAÇÃO CINEMÁTICA ENTRE EIXOS MOTRIZES NA
EFICIÊNCIA EM TRAÇÃO DE UM TRATOR AGRÍCOLA DE RODAS EQUIPADO
COM DOIS TIPOS DE PNEUMÁTICOS

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

UFSM
SANTA MARIA, RS, BRASIL
1999

ESTUDO DA RELAÇÃO CINEMÁTICA ENTRE EIXOS MOTRIZES NA
EFICIÊNCIA EM TRAÇÃO DE UM TRATOR AGRÍCOLA DE RODAS
EQUIPADO COM DOIS TIPOS DE PNEUMÁTICOS

por

MAURO FERNANDO FERREIRA

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Agrícola - área de concentração Mecanização
Agrícola, da Universidade Federal de Santa Maria (RS),
como requisito parcial para a obtenção do grau de MESTRE
em Engenharia Agrícola.

Santa Maria, RS, BRASIL

1999

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA AGRÍCOLA

A COMISSÃO EXAMINADORA, ABAIXO ASSINADA, APROVA A
DISSERTAÇÃO

ESTUDO DA RELAÇÃO CINEMÁTICA ENTRE EIXOS MOTRIZES NA
EFICIÊNCIA EM TRAÇÃO DE UM TRATOR AGRÍCOLA DE RODAS
EQUIPADO COM DOIS TIPOS DE PNEUMÁTICOS

ELABORADA POR
MAURO FERNANDO FERREIRA

COMO REQUISITO PARCIAL PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE
MESTRE EM ENGENHARIA AGRÍCOLA

COMISSÃO EXAMINADORA

José Fernando Schlosser - Orientador

Arno Udo Dallmeyer - UFSM

Walter Boller - UPF

Santa Maria, 14 de Maio de 1999.

Dedicatória

Dedico esta dissertação a Edela, minha mãe.

AGRADECIMENTOS

Ao professor José Fernando Schlosser pela oportunidade, orientação, pelo auxílio na análise estatística e amizade.

À Universidade Federal de Santa Maria e ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, pela oportunidade da realização do curso.

Ao CNPq pela bolsa de Mestrado.

Ao amigo Airton dos Santos Alonço, pelas orientações, colaborações, apoio e incentivo.

Ao professor Arno Udo Dallmeyer, pela orientação, incentivo e amizade.

Aos colegas Eduardo B. Neujahr e Virgílio Schneider pela amizade e apoio.

A AGCO do Brasil, pelo empréstimo do trator Massey Ferguson 620, à Itaimbé Máquinas Agrícolas, pelo jogo de pneus radiais e à Supertratores, pelo empréstimo do trator Ford.

Ao professor Brondani do Departamento de Zootecnia, pelo empréstimo do trator Massey Ferguson 290 e ao Departamento de Fitotecnia pela cessão da área experimental.

Ao monitor Marco Eurélio Busanello, ao professor Eduardo Guimarães Souza Filho e aos funcionários Reineri e João Francisco, que auxiliaram durante a realização dos testes.

A minha mãe Edela, pelo incentivo, apoio e compreensão durante toda a minha vida.

Ao meu pai Ernani, que me deu o dom da vida, e que de algum lugar observa o meu caminho e torce para o meu sucesso.

A minha noiva Luciana, pela compreensão da minha ausência, amor e incentivo.

Aos meus irmãos Elton e Mônica, pelo apoio e incentivo.

A todos que de alguma maneira contribuíram para a minha formação até aqui.

SUMÁRIO

RESUMO	ix
ABSTRACT	x
LISTA DE TABELAS	xi
LISTA DE FIGURAS	xv
LISTA DE SIGLAS, ABREVIATURAS OU SÍMBOLOS	xx
LISTA DE ANEXOS	xxiii
1. INTRODUÇÃO	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	3
2.1 Tratores agrícolas	3
2.1.1 Tratores com tração dianteira auxiliar (TDA) ...	3
2.1.2 Cinemática da transmissão de potência	4
2.1.2.1 Transmissão do movimento aos eixos	4
2.1.2.2 Avanço cinemático	6
2.1.2.3 Relação cinemática	7
2.1.3 "Power hop" ("Galope")	10
2.2 Pneus para tratores agrícolas	12
2.2.1 Rodados e pneus agrícolas	12
2.2.2 Características dimensionais dos pneus agrícolas	13
2.2.3 Medidas de identificação dos pneus	14
2.2.4 Partes constituintes dos pneus agrícolas	16
2.2.4.1 Talões	17
2.2.4.2 Flancos	17
2.2.4.3 Banda de rodagem	17
2.2.4.4 Carcaça	20
2.2.5 Pneus radiais e diagonais	21
2.2.6 Pressão interna dos pneus	24
2.3 Tração em tratores agrícolas	29
2.3.1 Parâmetros de desempenho de tração	30
2.3.1.1 Eficiência de tração	30
2.3.1.2 Coeficiente dinâmico de tração	32

2.3.2 Tração em tratores com TDA	33
2.3.3 Aderência	33
2.3.4 Resistência ao rolamento	33
2.3.5 Patinamento	35
2.3.6 Influência da relação cinemática na tração	36
2.3.7 Influência da pressão interna na tração	37
2.3.8 Performance de tração de pneus radiais e diagonais	40
2.3.9 Índice de cone e tipos de solos	43
3. MATERIAL E MÉTODOS	45
3.1 Área experimental	45
3.2 Caracterização do solo	47
3.2.1 Ensaio de penetrometria	47
3.2.2 Umidade do solo	47
3.2.3 Características de solo à tração	48
3.2.3.1 Limite de plasticidade do solo	48
3.2.3.2 Limite de Liquidez e índice de plasticidade	50
3.2.3.3 Aplicação da metodologia de FREITAG	51
3.3 Trator de teste	52
3.4 Avanço cinemático do trator de teste	54
3.5 Relação cinemática do trator de teste	55
3.6 Pneus	57
3.7 Tratores de freio	59
3.8 Pressões internas dos pneus	61
3.9 Instrumentação	64
3.10 Determinação do patinamento	68
3.11 Tratamentos	70
3.12 Análise estatística	70
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO	73
4.1 Ensaio de campo	73
4.1.1 Patinamentos	73
4.1.2 Relação cinemática	87
4.1.3 Coeficiente dinâmico de tração	95
4.1.4 Eficiência de tração	102
4.1.5 Resistência ao rolamento	112
4.1.6 Coeficientes de variação	113

4.2 Teste da hipótese.....	114
5. CONCLUSÕES.....	115
6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	116
7. ANEXOS.....	123

RESUMO

ESTUDO DA RELAÇÃO CINEMÁTICA ENTRE EIXOS MOTRIZES NA EFICIÊNCIA EM TRAÇÃO DE UM TRATOR AGRÍCOLA DE RODAS EQUIPADO COM DOIS TIPOS DE PNEUMÁTICOS.

Autor: Mauro Fernando Ferreira

Orientador: José Fernando Schlosser

Um trator 4x2 com TDA foi analisado quanto ao seu desempenho em tração. Foram utilizados pneus radiais e diagonais em duas condições de solo (firme e solto). O objetivo deste trabalho foi o de verificar o desempenho do trator com os dois tipos de pneus, com a modificação das relações cinemáticas estáticas. A relação cinemática estática variou de acordo com os tratamentos, através da modificação das pressões internas dos pneus. Foram avaliados a campo os patinamentos dianteiros e traseiros, força de tração e resistência ao rolamento. Os resultados indicaram que a relação cinemática estática não influenciou a eficiência de tração. As máximas eficiências de tração foram semelhantes e obtidas com patinamentos entre 10% e 15% em ambos pneus. O coeficiente dinâmico de tração dos pneus diagonais foram aproximadamente 30% maiores nas duas condições de superfície, em relação aos pneus radiais.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA AGRÍCOLA
Dissertação de Mestrado em Engenharia Agrícola
Santa Maria, 14 de Maio de 1999

ABSTRACT

STUDY OF THE KINEMATIC RELATION BETWEEN AXLES ON TRACTIVE PERFORMANCE OF THE WHEEL TRACTOR EQUIPED WITH TWO TIRES TYPES.

Author: Mauro Fernando Ferreira

Adviser: José Fernando Schlosser

The tractive performance of a front wheel assist tractor was evaluated. Radial tires and bias tires were used in two soil conditions (fast and loose). The purpose of this work was verify the traction performance with both tires, changing the statics kinematics relations. The static kinematic relation vary according with treatments, changing inflation pressures. Were measured in the field the slip (front and rear) drawbar pull and rolling resistance. The results indicated static kinematic relation don't influence traction efficiency. The maximum drawbar pull were the same with slip between 10% to 15% in both tires. The traction coefficient of the bias tires were 30% better than radial tires in two surfaces conditions.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA AGRÍCOLA
Masters degree dissertation in agricultural
Engineering
Santa Maria, May 14th 1999

LISTA DE TABELAS

TABELA 1	- Relação de avanços cinemáticos entre os eixos de tratores.	7
TABELA 2	- Pressão interna e cargas para os pneus diagonais dianteiros e traseiros GOODYEAR Dyna torque II.	26
TABELA 3	- Pressão interna e cargas para os pneus radiais dianteiros MICHELIN operando em diferentes velocidades.	27
TABELA 4	- Pressão interna e cargas para os pneus radiais traseiros MICHELIN operando em diferentes velocidades.	27
TABELA 5	- Níveis de umidade gravimétrica da área experimental.	48
TABELA 6	- Valores encontrados do número de golpes e do conteúdo de umidade.	50
TABELA 7	- Valores calculados dos valores de resistência e limites de Atterberg para o solo estudado.	52
TABELA 8	- Determinação do avanço cinemático do trator MF 620.	55
TABELA 9	- Recomendação de pares de pneus para o trator MF 620 com TDA.	58
TABELA 10	- Marchas utilizadas pelo trator de freio Ford 7610.	60
TABELA 11	- Marchas utilizadas pelo trator de freio Massey Ferguson 290.	61
TABELA 12	- Pressões internas, raios estáticos e relações cinemáticas.	64
TABELA 13	- Relação dos tratamentos em função do tipo de pneu, relação cinemática, tipo de superfície e carga aplicada.	71
TABELA 14	- Ordem de realização dos tratamentos no	

	experimento de campo.....	72
TABELA 15	- Patinamentos das rodas traseiras, dianteiras e patinamento médio nos dois eixos, em experimento de tração com trator TDA equipado com pneus radiais em solo firme.....	74
TABELA 16	- Patinamentos das rodas traseiras, dianteiras e patinamento médio nos dois eixos, em experimento de tração com trator TDA equipado com pneus radiais em solo solto.....	77
TABELA 17	- Patinamentos das rodas traseiras, dianteiras e patinamento médio nos dois eixos, em experimento de tração com trator TDA equipado com pneus diagonais em solo firme.....	79
TABELA 18	- Patinamentos das rodas traseiras, dianteiras e patinamento médio nos dois eixos, em experimento de tração com trator TDA equipado com pneus diagonais em solo solto.....	82
TABELA 19	- Análise da diferença entre as médias dos patinamentos traseiros, dianteiros e médio dos pneus radiais e diagonais para cada condição de superfície.....	84
TABELA 20	- Raios dinâmicos e relação cinemática dinâmica em relação a relação cinemática estática e a carga, no teste em tração de um trator TDA, equipado com pneus radiais em solo firme.....	88

TABELA 21	- Raios dinâmicos e relação cinemática dinâmica em relação a relação cinemática estática e a carga, no teste em tração de um trator TDA, equipado com pneus radiais em solo solto.	90
TABELA 22	- Raios dinâmicos e relação cinemática dinâmica em relação a relação cinemática estática e a carga, no teste em tração de um trator TDA, equipado com pneus diagonais em solo firme.	92
TABELA 23	- Raios dinâmicos e relação cinemática dinâmica em relação a relação cinemática estática e a carga, no teste em tração de um trator TDA, equipado com pneus diagonais em solo solto.	93
TABELA 24	- Esforços de tração e coeficiente dinâmico de tração, em experimento de tração com trator TDA equipado com pneus radiais em solo firme.	95
TABELA 25	- Esforços de tração e coeficiente dinâmico de tração, em experimento de tração com trator TDA equipado com pneus radiais em solo solto.	97
TABELA 26	- Esforços de tração e coeficiente dinâmico de tração, em experimento de tração com trator TDA equipado com pneus diagonal em solo firme.	99
TABELA 27	- Esforço de tração e coeficiente dinâmico de tração, em experimento de tração com trator TDA equipado com pneus diagonal em solo solto.	100
TABELA 28	- Análise da diferença entre as médias das forças de tração e coeficiente dinâmico de tração dos pneus radiais para cada condição de superfície.	102
TABELA 29	- Eficiências em relação ao patinamento das	

	rodas dianteiras, traseiras e médio, à resistência ao rolamento e em tração de um trator TDA, equipado com pneus radiais em solo firme.	103
TABELA 30	- Eficiências em relação ao patinamento das rodas dianteiras, traseiras e médio, à resistência ao rolamento e em tração de um trator TDA, equipado com pneus radiais em solo solto.	105
TABELA 31	- Eficiências em relação ao patinamento das rodas dianteiras, traseiras e médio, à resistência ao rolamento e em tração de um trator TDA, equipado com pneus diagonais em solo firme.	107
TABELA 32	- Eficiências em relação ao patinamento das rodas dianteiras, traseiras e médio, à resistência ao rolamento e em tração de um trator TDA, equipado com pneus diagonais em solo solto.	109
TABELA 33	- Eficiências em relação ao patinamento das rodas dianteiras, traseiras e médio, à resistência ao rolamento e em tração de um trator TDA, equipado com pneus radiais e diagonais em função duas condições de superfície.	111
TABELA 34	- Resistências ao rolamento dos dois tipos de pneus em função das relações cinemáticas. .	112
TABELA 35	- Resistências ao rolamento dos dois tipos de pneus em função dos tipos de solo.	113
TABELA 36	- Coeficientes de variação dos parâmetros avaliados nos testes em tração de acordo com o tipo de pneu.	114

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 - Transmissão do movimento do trator com TDA..	5
FIGURA 2 - Características dimensionais de pneus agrícolas.....	13
FIGURA 3 - Partes constituintes do pneu diagonal.....	16
FIGURA 4 - Pneu Dyna Torque II - R1 GOODYEAR e Pneu XM 27- R1 MICHELIN.....	19
FIGURA 5 - Carcaça de estrutura diagonal.....	23
FIGURA 6 - Carcaça de estrutura radial.....	23
FIGURA 7 - Localização da área experimental dentro do campus da UFSM.....	45
FIGURA 8 - Duas condições de solos utilizadas no experimento de campo, à esquerda o solo solto e à direita o solo firme.....	46
FIGURA 9 - Aspecto da superfície do solo solto.....	46
FIGURA 10 - Aspecto da superfície do solo firme, com cobertura de aveia roçada.....	47
FIGURA 11 - Determinação do limite de liquidez do solo analisado.....	50
FIGURA 12 - Trator Massey Ferguson modelo 620 Turbo, denominado de trator de teste.....	53
FIGURA 13 - Determinação do peso total do trator com pneus diagonais.....	53
FIGURA 14 - Determinação do peso dianteiro do trator com pneus diagonais.....	54
FIGURA 15 - Determinação do peso traseiro do trator com pneus diagonais.....	54
FIGURA 16 - Levantamento de um lado do trator para a determinação do avanço cinemático.....	55

FIGURA 17	- Medição da distância percorrida pelos pneus diagonais na superfície de referência para a determinação da relação cinemática do trator de teste.	56
FIGURA 18	- Trator de teste equipado com os pneus diagonais Dyna torque II Goodyear.	57
FIGURA 19	- Trator de teste equipado com os pneus radiais XM-27 Michelin.	58
FIGURA 20	- Trator de freio Ford modelo 7610 com TDA, utilizado para os testes do trator MF 620 com os pneus radiais.	59
FIGURA 21	- Trator de freio Massey Ferguson modelo 290 com TDA, utilizado para os testes do trator MF 620 com os pneus diagonais.	60
FIGURA 22	- Detalhe do enchimento do pneu na área experimental.	61
FIGURA 23	- Compressor de ar sobre a utilitário, facilitando os trabalhos de variação de pressões internas na área experimental.	62
FIGURA 24	- Retirada da pressão interna do pneu com o auxílio de chave para válvula.	62
FIGURA 25	- Verificação da pressão interna do pneu utilizando o calibrador.	63
FIGURA 26	- Instrumentação para aquisição dos dados da força de tração e resistência ao rolamento.	64
FIGURA 27	- Célula de carga e a sua posição nos testes de tração.	66
FIGURA 28	- Posição dos tratores na realização dos testes de tração.	66
FIGURA 29	- Posição da célula de carga nos testes de resistência ao rolamento.	67
FIGURA 30	- Posição dos tratores nos testes de resistência ao rolamento.	67
FIGURA 31	- Determinação do patinamento utilizando uma trena e balizas.	68
FIGURA 32	- Comportamento do patinamento traseiro e	

	dianteiro do trator em função da força de tração exercida na barra de tração, com os pneus radiais em solo firme.....	75
FIGURA 33	- Diferença percentual entre patinamento dianteiro e traseiro do trator para cada um dos tratamentos estudados, com os pneus radiais em solo firme.....	76
FIGURA 34	- Comportamento do patinamento traseiro e dianteiro do trator em função da força de tração exercida na barra de tração, com os pneus radiais em solo solto.....	78
FIGURA 35	- Diferença percentual entre patinamento dianteiro e traseiro do trator para cada um dos tratamentos estudados, com os pneus radiais em solo solto.....	79
FIGURA 36	- Comportamento do patinamento traseiro e dianteiro do trator em função da força de tração exercida na barra de tração, com os pneus diagonais em solo firme.....	80
FIGURA 37	- Diferença percentual entre patinamento dianteiro e traseiro do trator para cada um dos tratamentos estudados, com os pneus diagonais em solo firme.....	81
FIGURA 38	- Comportamento do patinamento traseiro e dianteiro do trator em função da força de tração exercida na barra de tração, com os pneus diagonais em solo solto.....	82
FIGURA 39	- Diferença percentual entre patinamento dianteiro e traseiro do trator para cada um dos tratamentos estudados, com os pneus diagonais em solo solto.....	83
FIGURA 40	- Relação entre patinamento dianteiro e traseiro de um trator TDA, com pneus radiais em solo firme.....	85
FIGURA 41	- Relação entre patinamento dianteiro e traseiro de um trator TDA, com pneus radiais	

	em solo solto.....	85
FIGURA 42	- Relação entre patinamento dianteiro e traseiro de um trator TDA, com pneus diagonais em solo firme.....	86
FIGURA 43	- Relação entre patinamento dianteiro e traseiro de um trator TDA, com pneus diagonais em solo solto.....	87
FIGURA 44	- Diferença entre raio dinâmico e raio estático das rodas dianteiras e traseiras, no teste em tração de um trator TDA, equipado com pneus radiais em solo firme...	89
FIGURA 45	- Diferença entre raio dinâmico e raio estático das rodas dianteiras e traseiras, no teste em tração de um trator TDA, equipado com pneus radiais em solo solto...	91
FIGURA 46	- Diferença entre raio dinâmico e raio estático das rodas dianteiras e traseiras, no teste em tração de um trator TDA, equipado com pneus diagonais em solo firme.	93
FIGURA 47	- Diferença entre raio dinâmico e raio estático das rodas dianteiras e traseiras, no teste em tração de um trator TDA, equipado com pneus diagonais em solo solto.	94
FIGURA 48	- Comportamento do coeficiente dinâmico de tração em relação ao patinamento das rodas traseiras do trator com pneus radiais em solo firme.....	96
FIGURA 49	- Comportamento do coeficiente dinâmico de tração em relação ao patinamento das rodas traseiras do trator com pneus radiais em solo solto.....	98

FIGURA 50	- Comportamento do coeficiente dinâmico de tração em relação ao patinamento das rodas traseiras do trator com pneus diagonais em solo firme.	100
FIGURA 51	- Comportamento do coeficiente dinâmico de tração em relação ao patinamento das rodas traseiras do trator com pneus diagonais em solo solto.	101
FIGURA 52	- Comportamento da eficiência em tração em relação ao patinamento das rodas traseiras de um trator TDA equipado com pneus radiais, em solo firme.	104
FIGURA 53	- Comportamento da eficiência em tração em relação ao patinamento das rodas traseiras de um trator TDA equipado com pneus radiais, em solo solto.	107
FIGURA 54	- Comportamento da eficiência em tração em relação ao patinamento das rodas traseiras de um trator TDA equipado com pneus diagonais, em solo firme.	109
Figura 55	- Comportamento da eficiência em tração em relação ao patinamento das rodas traseiras de um trator TDA equipado com pneus diagonais, em solo solto.	111

LISTA DE SIGLAS, ABREVIATURAS OU SÍMBOLOS

a	-	Avanço cinemático
A	-	Marcha alta no câmbio do trator
A8	-	Código de velocidade na designação do pneu
B	-	Marcha baixa no câmbio do trator
Cdt	-	Coeficiente dinâmico de tração
C1	-	Carga baixa na barra de tração
C2	-	Carga média na barra de tração
C3	-	Carga alta na barra de tração
D	-	Diâmetro geral do pneu
2RM	-	Tração em duas rodas motrizes
d0	-	Distância percorrida pela roda sem carga
d1	-	Distância percorrida pela roda com carga
F	-	Largura interna do pneu
Fe	-	Solo firme
h	-	Seção altura do pneu
H	-	Altura da flange
IP	-	Índice de plasticidade
Ir	-	índice de resistência
Kv	-	Relação cinemática entre os eixos do trator
Kv1	-	Relação cinemática 1
Kv2	-	Relação cinemática 2
Kv3	-	Relação cinemática 3
Kv4	-	Relação cinemática 4
Kv5	-	Relação cinemática 5
Kv6	-	Relação cinemática 6
LL	-	Limite de liquidez
Lt	-	Limite de trafegabilidade
M	-	Marcha média no câmbio do trator
P	-	Patinamento
Pa	-	Peso aderente
PR	-	<i>Ply-rating</i> - Número de lonas do pneu

Q	-	Força de tração
R	-	Raio estático do pneu sem carga
R'	-	Raio estático do pneu com carga
Rd	-	Marcha reduzida no câmbio do trator
rd	-	Raio estático da roda dianteira
rdd	-	Raio dinâmico dianteiro
rdt	-	Raio dinâmico traseiro
rd1	-	Velocidade teórica do eixo dianteiro
RMA	-	<i>Rubber Manufacturers' Association</i>
RR	-	Resistência ao rolamento do pneu
rt	-	Raio estático da roda traseira
R1	-	Altura da garra padrão do pneu (33 mm)
S	-	Seção largura do pneu
So	-	Solo solto
SAS	-	Pacote estatístico para análise de dados
T	-	Força de tração
TD	-	Pneu diagonal
TR	-	Pneu radial
TDA	-	Tração dianteira auxiliar
Tg	-	Marcha Tartaruga no câmbio do trator
vd1	-	Velocidade periférica da roda dianteira
vt1	-	Velocidade periférica da roda traseira
ω_2	-	Velocidade angular do eixo dianteiro
ω_1	-	Velocidade angular do eixo traseiro
ω_{rd}	-	Velocidade angular da roda dianteira
ω_{rt}	-	Velocidade angular da roda traseira
δ	-	Deflexão do pneu com carga
δ_D	-	Patinamento no eixo dianteiro
δ_T	-	Patinamento no eixo traseiro
ϕ	-	Diâmetro nominal do aro
η_{EF}	-	Eficiência de tração
η_{RR}	-	Eficiência da resistência ao rolamento
η_T	-	Eficiência da transmissão

- $\eta\delta$ - Eficiência de patinagem
- $\eta\delta_D$ - Eficiência de patinamento no eixo dianteiro
- $\eta\delta_T$ - Eficiência de patinamento no eixo traseiro

LISTA DE ANEXOS

ANEXO I	- Determinação dos patinamentos e trocas das parcelas.....	123
ANEXO II	- Altura dos engates e distâncias entre os tratores.....	124
ANEXO III	- Resultados do ensaio de penetrometria, utilizando o penetrômetro de cone, para o solo firme.....	125
ANEXO IV	- Resultados do ensaio de penetrometria, utilizando o penetrômetro de cone, para o solo solto.....	126

1. INTRODUÇÃO

O trator agrícola é uma unidade polivalente, que realiza diversos trabalhos e em condições muito variadas (MARQUEZ, 1990). Esta máquina constitui-se, segundo SCHLOSSER (1997) na principal fonte de potência na agricultura, servindo de base a mecanização agrícola moderna.

O modelo de trator com tração nas duas rodas traseiras dominou o mercado por muitos anos. Com o aumento das áreas cultivadas nas fazendas e a utilização de grandes implementos, surgiu a necessidade do aumento da potência dos tratores, bem como adaptações nos modelos, com o objetivo de se conseguir um rendimento adequado (BASHFORD et al., 1985). Assim surgiram os modelos de tratores com dois eixos motrizes, com tração dianteira auxiliar (TDA), que representam atualmente 60% dos modelos vendidos no mercado nacional (YANAY et al., 1998) e aproximadamente 80% dos modelos vendidos em vários países da Europa e Estados Unidos (BASHFORD et al., 1985).

Os tratores agrícolas com tração dianteira auxiliar possuem uma ligação rígida entre os eixos dianteiros e traseiros, quando o operador liga a TDA. Com o sistema conectado, o eixo dianteiro gira com uma rotação superior ao eixo traseiro, denominada avanço cinemático. Este avanço varia de modelo para modelo de trator de acordo com critérios do fabricante e tem a função de corrigir as diferenças de diâmetros entre as rodas do eixo dianteiro e traseiro.

Como as velocidades periféricas das duas rodas devem ser aproximadamente iguais, os fabricantes recomendam pares compatíveis de pneus, deixando estas velocidades aproximadamente iguais.

Algumas pesquisas demonstram que com a utilização destes pneus recomendados, a rotação do eixo dianteiro deve ser um pouco superior a rotação do eixo traseiro, com a ligação entre os eixos rígida, aparecendo assim o conceito de relação cinemática. Esta relação cinemática pode ser alterada, já que depende da pressão interna dos pneus, carga sobre os pneus, transferência de peso e o desgaste diferenciado dos pneus.

O objetivo desta pesquisa foi analisar o desempenho de um trator com TDA, comparando duas estruturas de pneus (diagonal e radial), em duas condições de solos (solo firme e solo solto pela utilização sucessiva de arado e grade), variando a pressão interna dos pneus, modificando assim os raios das rodas, os quais influem diretamente nas relações cinemáticas entre os eixos.

HIPÓTESE: Se os raios estáticos das rodas dianteiras e traseiras motrizes do trator com TDA alteram a relação cinemática entre os eixos, então a eficiência de tração pode ser maximizada variando as relações cinemáticas estáticas.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Tratores agrícolas

O trator agrícola é uma unidade móvel de potência composta de motor, transmissão, sistema de direção e de sustentação e componentes complementares, onde se acoplam implementos e máquinas com diversas funções, constituindo-se na principal fonte de potência da agricultura moderna (SCHLOSSER, 1997).

MIALHE (1980) conceituou o trator agrícola como uma máquina autopropelida provida de meios que, além de darem apoio estável sobre uma superfície, capacitam-no a tracionar, transportar e fornecer potência mecânica, para movimentar os órgãos ativos de máquinas e implementos agrícolas.

2.1.1 Tratores com tração dianteira auxiliar (TDA)

Muitos tratores de acionamento nas 4 rodas foram produzidos entre as décadas de 60 e 70, mas até recentemente, o número total de tratores de tração nas 4 rodas era baixo. Em 1982 aproximadamente 50% dos tratores vendidos na Europa eram com TDA, enquanto que em 1977, eram de aproximadamente de 17% (RACKHAM & BLIGHT, 1985). Segundo SCHLOSSER (1996) o trator de tração nas quatro rodas com os pneus dianteiros de menor diâmetro do que os traseiros são aceitos em muitos mercados como a Europa, Estados Unidos, entre outros, sendo que o mercado da Espanha comercializa mais de 80% dos tratores do tipo TDA.

Cerca de 60% dos modelos de tratores atualmente disponíveis apresentam tração dianteira auxiliar (TDA), existindo uma versão TDA para cada modelo de tração com

duas rodas motrizes (2RM), o que demonstra a grande aceitação no mercado nacional (YANAY et al., 1998). Esta aceitação pode ser atribuída, segundo CORRÊA et al. (1998), à capacidade superior de tração destes tratores, principalmente em condições de solo mais adverso.

Os tratores de tração dianteira auxiliar são aqueles que têm a possibilidade de conectar ou desconectar a tração dianteira desde o posto do operador, podendo comportar-se como versões diferentes do mesmo trator, em função do trabalho requerido (SCHLOSSER, 1996). Este trator também é conhecido como "tracionado", possuindo rodas dianteiras menores do que as rodas traseiras, embora provida de pneus motrizes. A distribuição de peso estático recomendado é de 40% no eixo dianteiro e 60% no traseiro, podendo tornar-se 30%/70% em condições dinâmicas (SCHLOSSER, 1997).

2.1.2 Cinemática da transmissão de potência

2.1.2.1 Transmissão do movimento aos eixos

Os tratores com tração nas quatro rodas possuem mecanismos de transmissão que permitem levar a potência do motor a todas as rodas, permitindo que os rodados dianteiros também desenvolvam esforço em tração (Figura 1). A transmissão é realizada através da caixa de transferência que é acionada pela árvore terciária ou de saída da caixa de mudanças. Esta transmissão auxiliar realizada pela caixa de transferência distribui de forma equalizada a potência do motor para a transmissão final traseira e dianteira. O eixo dianteiro possui uma articulação esférica, contendo uma junta universal homocinética, colocada entre a redução final e o diferencial (MIALHE, 1980).

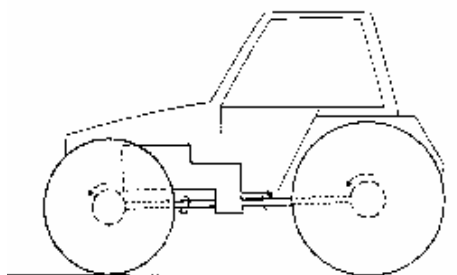


FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Transmissão do movimento do trator com TDA.
FONTE: RACKHAM & BLIGHT, 1985.

A dinâmica da tração do trator de quatro rodas motrizes, segundo CHUDAKOV (1977), depende de como é realizada a transmissão aos eixos das rodas motrizes, podendo ser utilizados os tipos bloqueada ou com diferencial, sendo a bloqueada a mais utilizada. Este tipo consiste em uma transmissão a ambos os eixos motrizes do trator, unidos cinematicamente entre si de uma forma rígida através da caixa de transferência, ocorrendo uma correlação invariável entre as velocidades angulares dos eixos.

Três diferenciais podem ser necessários ao trator com TDA, proporcionando o mesmo torque em cada eixo, sendo um diferencial em cada eixo e o terceiro entre os eixos. Entretanto se a aderência das rodas é baixa, pode acarretar ao trator uma paralisação. Assim quando o veículo é operado em tais condições, o terceiro diferencial deve ser bloqueado. Na prática, este terceiro diferencial não é muito utilizado pelos fabricantes. (RACKHAM & BLIGHT, 1985).

2.1.2.2 Avanço cinemático

Quando a TDA é acionada, ocorre uma ligação rígida entre os eixos, ocorrendo uma relação constante entre as velocidades angulares dos eixos. Esta relação constante é projetada pelos técnicos e denominada de avanço cinemático.

O avanço cinemático, segundo LINARES (1996) é a relação entre as velocidades angulares dos eixos:

$$a = \frac{\omega_2}{\omega_1} \quad (1)$$

onde:

a = avanço cinemático

ω_1 = Velocidade angular do eixo traseiro

ω_2 = Velocidade angular do eixo dianteiro

Os fabricantes de tratores agrícolas nacionais utilizam um avanço cinemático variável entre os seus modelos, como indica a Tabela 1.

TABELA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Relação de avanços cinemáticos entre os eixos de tratores.

Marca:	Modelo:	Avanço cinemático: (a)
New-Holland	5630, 6630, 7630 e 8030	1,332
New-Holland	8430 e 14090 DT	1,328
New-Holland	8630, 8830, 160-90 DT e 180-90 DT	1,325
New-Holland	TL 65 e TL 70	1,376
New-Holland	TL 80	1,365
New-Holland	TL 90 e TL 100	1,357
New-Holland	TM 110, TM 120 e TM 130	1,340
New-Holland	TM 140	1,321
SCL - John Deere	5600	1,358
SCL - John Deere	5700	1,358
SCL - John Deere	6300	1,353
SCL - John Deere	6600	1,353
SCL - John Deere	7500	1,329
Massey-Ferguson	3690	1,345*
Massey-Ferguson	3655	1,345*
Massey-Ferguson	292 - Turbo	1,343*

FONTE: Informações fornecidas pelos Departamentos Técnicos das empresas fabricantes.

2.1.2.3 Relação cinemática

Segundo SCHLOSSER (1998) em um trator agrícola com tração nos dois eixos, as velocidades periféricas destes podem ser determinadas assim:

$$vt1 = \omega_{rt} \times rt \quad (2)$$

$$vd1 = \omega_{rd} \times rd \quad (3)$$

onde:

vt1 = Velocidade periférica da roda traseira

vd1 = Velocidade periférica da roda dianteira

ω_{rt} = Velocidade angular da roda traseira

ω_{rd} = Velocidade angular da roda dianteira

rt = Raio estático da roda traseira

rd = Raio estático da roda dianteira

* Avanço cinemático calculado pela metodologia apresentada em Material e métodos, páginas 52,53 e 54.

A relação entre velocidades teóricas ou relação cinemática (**Kv**) é representada por:

$$Kv = \frac{vd1}{vt1} \quad (4)$$

onde:

Kv = Relação cinemática entre os eixos

vt1 = Velocidade periférica da roda traseira

vd1 = Velocidade periférica da roda dianteira

A relação cinemática entre os eixos pode ser calculada da seguinte maneira:

$$Kv = a \times \frac{rdd}{rdt} \quad (5)$$

onde:

a = Avanço cinemático

rdd = Raio dinâmico dianteiro

rdt = Raio dinâmico traseiro

LINARES (1996) afirma que o raio dinâmico é aquele obtido pela circunferência de rolamento, que é a distância que avança a roda em uma superfície sem desenvolvimento de tração, com cargas e pressões internas adequadas ao pneu.

Segundo GARCIA DE DIEGO (1968), o raio dinâmico representa a hipotética dimensão do raio de uma roda fictícia que percorre a mesma distância com patinamento zero, podendo concluir que, ao diminuir o raio, diminui também a velocidade real em comparação com o raio original da roda.

O fabricante de pneus PIRELLI [19__] relatou que para um trator TDA possa desenvolver uma melhor

performance, é conveniente uma correta relação cinemática entre as rodas dos eixos dianteiros e traseiros. Este fabricante conceitua a relação cinemática como uma relação percentual entre as velocidades periféricas dos pneus dianteiros e traseiros. Assim o fabricante recomenda uma relação cinemática entre 1% e 5%, para um adequado deslocamento do veículo durante o funcionamento da TDA.

BASHFORD et al. (1985) estudaram a performance de um trator com TDA, variando lastro e tamanhos de pneus, no que se aproximaram relações cinemáticas entre 0,97 e 1,13. Em seus resultados, encontraram que para alta eficiência de tração, a relação cinemática deve estar entre 1,01 e 1,05.

Um veículo de tração nas quatro rodas, com acoplamento rígido entre os eixos, alcança a máxima eficiência de tração quando as velocidades periféricas das rodas dianteiras e traseiras forem iguais, ou seja, com relações cinemáticas próximas de 1 (SCHLOSSER, 1998).

Discutindo sobre as velocidades reais dos eixos, LINARES (1996) afirma que estas devem ser iguais. Como a roda dianteira é menor do que a traseira a sua velocidade angular deve ser maior. Como a relação entre as velocidades angulares dos eixos é constante, os fabricantes recomendam pares de pneus, que permitam alcançar a igualdade aproximada das velocidades reais. Entretanto as condições de trabalho modificam continuamente os raios das rodas devido a variabilidade do terreno e da distribuição do peso dinâmico provocada pela tração. Além disso modificações nas pressões internas ou no peso estático do trator ou o seu desgaste, ocasionam uma situação diferente da projetada, produzindo diferenças nas velocidades reais de avanço nos eixos.

WONG (1978) em seus estudos, afirmou que em condições de trabalho, normalmente ocorrem diferenças entre as velocidades teóricas devidas a variações dos raios dinâmicos das rodas dianteiras e traseiras, em virtude de pressões internas dos pneus, dos desgastes desiguais entre os pneus e pela transferência de peso entre os eixos. Com a utilização de pneus de diâmetros diferentes é muito difícil manter uma perfeita relação de transmissão entre eles, causando assim diferenças entre as velocidades teóricas.

2.1.3 "Power hop" ("Galope")

Se duas rodas de diferentes diâmetros são conectadas ao mesmo eixo e construídas para girar com a mesma velocidade angular, enquanto mantém contato sobre a superfície do solo, o eixo da conexão poderá sofrer esforço de torção, gerando o fenômeno conhecido como "power hop". Franke apud RACKMAN & BLIGHT (1985) mencionam este fenômeno e enfatizam os altos esforços que o "power hop" pode gerar em um sistema de transmissão rígido. O "power hop" também causa maiores desgastes dos pneus.

A transmissão do "power hop" ocorre se o raio de rolamento multiplicado pela velocidade angular da roda de um par de rodas for maior do que o raio de rolamento multiplicado pela velocidade angular do outro par de rodas.

Em outras situações de transmissão poderá ocorrer o "galope" se o raio de rolamento das rodas dianteiras e traseiras, não forem idênticos, e na prática isto ocorre pela diferença entre estes raios, através da carga das rodas, o desgaste da banda de rodagem, a pressão interna e as características dos pneus. Além disto quando em curvas no veículo TDA, o raio dos percursos seguidos por cada uma das rodas será diferente, e a média dos raios

dos percursos tomados pelas rodas traseiras será menor do que a das rodas dianteiras.

Como a transmissão do trator é rígida, segundo LINARES (1996) normalmente o terreno, os pneus ou a embreagem de acoplamento da tração dianteira atuam como fusível. Apesar dos fusíveis, há momentos em que as diferenças são grandes e o trator passa a sofrer um fenômeno de acumulação de energia chamado de "galope".

Em algumas situações de campo, segundo o fabricante de pneus GOODYEAR (1998), quando o trator TDA traciona implementos rebocados, poderá ocorrer um tipo de vibração ou saltos, chamados de "galope". Se este fenômeno ocorre após seguir todas as recomendações de pneus, distribuição de massa, tipos de lastro e pressões internas, é necessário fazer os seguintes ajustes na pressão interna dos pneus: aumentar a pressão interna em 13,8 kPa até que cesse o fenômeno. Usualmente de 41,4 kPa a 55,2 kPa acima da correta pressão interna para determinada carga é o suficiente. Os pneus traseiros devem permanecer com a pressão interna correta para a dada carga. A pressão interna máxima dos pneus frontais, não deve exceder a 41,4 kPa acima da máxima recomendada, tanto para os pneus radiais e diagonais. Se o trator ainda galopa, utilizar 75% de lastro líquido nos pneus frontais e remover uma equivalente quantia de lastro metálico da parte dianteira do trator. Se o trator ainda galopar, remover qualquer lastro líquido dos pneus traseiros e trocar por lastros metálicos equivalentes.

2.2 Pneus para tratores agrícolas

2.2.1 Rodados e pneus agrícolas

MIALHE (1980) conceitua rodado como designação genérica, ao conjunto de órgãos que fornecem ao trator sua característica veicular. Os rodados dos tratores devem ter como funções principais: dar equilíbrio estável e vão livre compatível com as condições de trabalho; possibilitar autopropulsão e direcionamento e desenvolver esforço tratório.

Segundo SCHLOSSER (1996), os rodados são uma das partes mais importantes dos tratores, responsáveis por converter o movimento alternativo do motor em movimento linear útil, proporcionando o deslocamento.

INNS & KILGOUR (1978) indicam como objetivo primário dos rodados, suportar cargas, movendo-se com mínima resistência ao rolamento sobre a superfície, devendo também ser requerido para produzir contato com a superfície, proporcionando força de tração, frenagem e condução.

Os pneus agrícolas são aqueles que tem como local de uso, essencialmente o campo, onde participam diretamente dos trabalhos de preparo do solo, semeadura, cultivo e colheita de produtos agrícolas (PIRELLI, 1998).

INNS & KILGOUR (1978) relataram que os fabricantes proporcionam uma grande variedade de tipos de pneus, cada um atendendo a um particular conjunto de requerimentos funcionais. Cada tipo de pneu é usualmente disponível em uma faixa de tamanhos para permitir diferentes capacidades.

Os pneus utilizados nos tratores devem desempenhar as seguintes funções: suportar com segurança o peso do trator em condições estáticas e dinâmicas; interpor um amortecimento entre as irregularidades do terreno e o trator e garantir a eficiente transmissão das forças

motrizes e frenantes do trator ao solo (MIALHE, 1980).

O uso de pneus em tratores tem como vantagens, segundo (SCHLOSSER, 1996): menor resistência ao rolamento; diminuição da rigidez; maior aderência e aumento da velocidade de avanço, entre outras.

2.2.2 Características dimensionais dos pneus agrícolas

As características dimensionais do pneu (Figura 2) podem ser obtidas através de dados da bibliografia, material técnico das empresas fabricantes ou por medições diretas no próprio pneu (BRIXIUS, 1975).

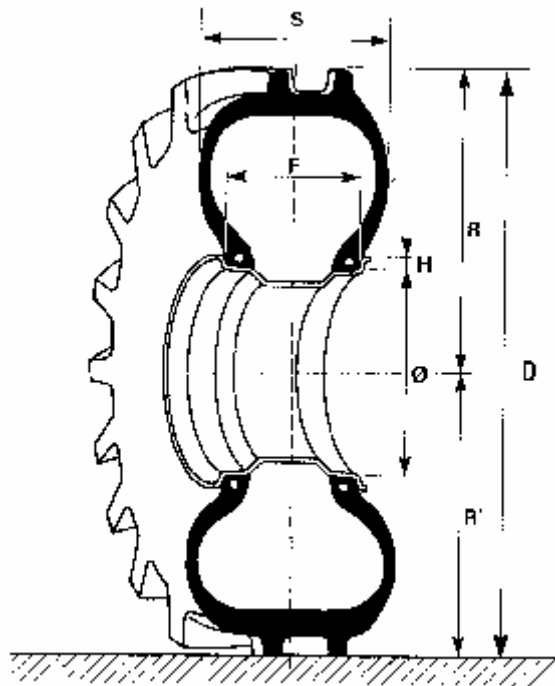


FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Características dimensionais de pneus agrícolas.

FONTE: MICHELIN, 1995.

onde:

D = Diâmetro geral do pneu

F = Largura interna do pneu

H = Altura da flange

R = Raio estático do pneu sem carga

R' = Raio estático do pneu com carga

S = Seção largura do pneu

ϕ = Diâmetro nominal do aro

Através destes valores podem ser calculadas outras características dimensionais, como a seção altura e a deflexão do pneu carregado.

A seção altura, é definida pela norma ASAE (1995) como sendo a altura de um pneu, incluindo o crescimento normal causado pela pressão interna, medida a partir do diâmetro do aro até o ponto de raio máximo sobre a face da garra. A face da garra definida pela ASAE (1995) é a superfície exterior da garra.

$$h = \frac{(D - \phi)}{2} \quad (6)$$

onde:

h = Seção altura do pneu

$$\delta = \frac{D}{2} - R' \quad (7)$$

onde:

δ = Deflexão do pneu com carga

2.2.3 Medidas de identificação dos pneus

Segundo SCHLOSSER (1996) a nomenclatura tradicional utilizada para diferenciar os pneus por suas medidas, consiste em manifestar a seção largura do pneu, com a pressão recomendada e o diâmetro do aro:

23.1-30

23.1 - Seção largura do pneu (em polegadas)

30 - Diâmetro do aro (em polegadas)

Com a utilização do Sistema Internacional de unidades de medida surgiu a nova designação:

620 / 75 R 26 166 A8

620 - Seção largura do pneu (em milímetros)

75 - Perfil ou relação de forma

$$\text{Perfil} = \frac{\text{Seção altura}}{\text{Seção largura}} = \frac{h}{s} \quad (8)$$

R - Tipo de construção da carcaça (R - Radial)

26 - Diâmetro do aro (em polegadas)

166 - Índice de carga por pneu em função da velocidade

A8 - Código de velocidade

Quando o pneu não necessita de câmara de ar, aparece a designação TUBELESS.

Segundo PIRELLI (1998), no passado as medidas de pneus agrícolas de tração eram compostas por dois números, por exemplo 15-30, neste caso o pneu apresentava uma seção largura de 15 polegadas porque eram montados em aros estreitos. Foram introduzidos aros mais largos que proporcionaram ao pneu uma maior seção largura e esta foi acrescentada na frente da medida antiga do pneu. Surgiu assim a nova seção largura, que para o exemplo é 18.4 polegadas. Manteve-se entretanto a dupla marcação (18.4/15) para facilitar a identificação da medida do pneu. Nos novos projetos, utiliza-se apenas a marcação simples atual, no caso 18.4-30.

Segundo ELLIS (1977), o propósito geral dos pneus usados na maioria dos tratores é o uso em condições de solo úmido, em condições de superfícies pavimentadas e em condições normais de campo. Com isto torna-se necessário projetos especiais de pneus, sendo necessário descrever e

identificar os pneus de maneira concisa, particularmente para o equipamento original usado. Para isto a RMA (Rubber Manufacturers' Association) desenvolveu um sistema de códigos, sendo o primeiro dígito o tipo de pneu: R (Rear) - traseiro, etc. O dígito seguinte é o indicativo da altura da garra da banda de rodagem com o tipo de pneu. Para pneus traseiros de tratores temos: **R1** - projeto para uso geral, com altura da garra padrão de 33 mm. A norma ASAE (1995) conceitua a altura da garra como a distância medida a partir da face da banda até a face da garra.

2.2.4 Partes constituintes dos pneus agrícolas

Os pneus agrícolas de tração diagonal são compostos de talões, flancos, carcaça e banda de rodagem (Figura 3).

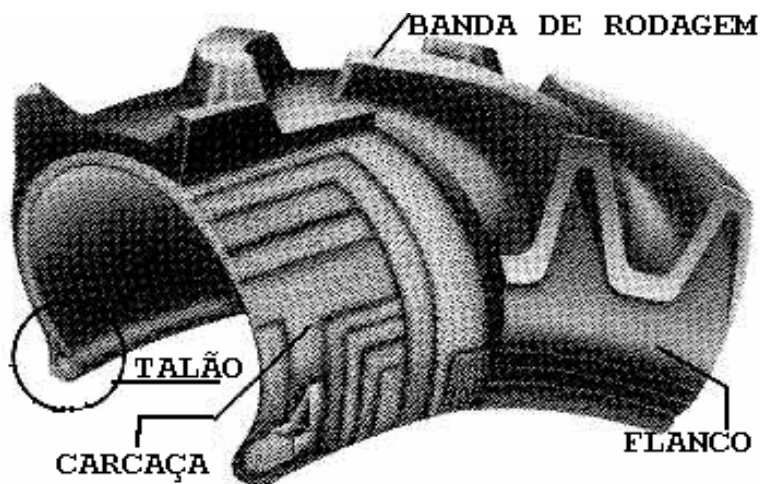


FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Partes constituintes do pneu diagonal.
FONTE: PIRELLI, 1998.

2.2.4.1 Talões

Os talões são constituídos internamente por fios de aço cobreado, onde as lonas são ancoradas. Tem por finalidade manter o pneu acoplado ao aro, impedindo-o de ter movimentos independentes (PIRELLI, 1998).

MIALHE (1980) conceituou o talão como sendo a parte do pneu que vai em contato com o aro. É a parte melhor protegida do pneu, não entrando em contato com o solo e encontra-se inserida na flange do aro. O talão tem a função de impedir movimentos relativos entre o pneu e o aro.

2.2.4.2 Flancos

O fabricante de pneus PIRELLI (1998) conceitua os flancos como sendo compostos de borracha especial que proporciona alto grau de flexibilidade e tem a finalidade de proteger a carcaça na região entre os talões e a banda de rodagem.

Com relação aos flancos dos pneus, MIALHE (1980) comentou que constituem a parte externa do pneu, de ligação entre a banda de rodagem e os talões.

2.2.4.3 Banda de rodagem

A banda de rodagem, segundo PIRELLI (1998), é a parte do pneu que entra em contato com o solo e possui as principais propriedades exigidas ao pneu: estabilidade direcional, tração e resistência aos desgastes e cortes.

SANCHEZ RENEDO (1996) conceitua a banda de rodagem como uma envoltura exterior do pneu, encarregada de transmitir as forças de tração, direção e frenagem e evitar possíveis deslizamentos laterais do veículo.

Com relação a banda de rodagem MIALHE (1980) relatou que esta é a parte do pneu que entra em contato direto com a pista de rolamento da estrada ou o solo e juntamente com os flancos protegem a carcaça contra os agentes externos. A banda de rodagem tem a finalidade de proporcionar uma conveniente aderência do pneu ao solo e para isso possui sulcos, ranhuras e saliências.

Devido a diversidade dos trabalhos agrícolas, segundo SCHLOSSER (1996), poderia-se supor que se deveria optar por um tipo de desenho da banda de rodagem para cada exigência, não sendo porém, economicamente viável, devendo portanto utilizar uma solução de compromisso, que atenda da maneira mais ampla as exigências.

Segundo GARCIA [19__], as condições de utilização dos pneus agrícolas são tão diversas e a exigência lógica dos agricultores em uma solução única padrão que abranjam todas as utilizações, fazem ao fabricante de pneus, adotar uma solução mista, a qual responda da melhor maneira possível a estas demandas.

SCHLOSSER (1996) classificou os pneus agrícolas em 3 categorias, em função do seu uso: pneus motrizes, pneus direcionais e pneus transportadores. Os pneus motrizes são utilizados para tratores e máquinas, transmitem potência e suportam peso, possuindo um desenho de garras e estrutura para cada situação.

Com relação a classificação dos pneus agrícolas MIALHE (1980) classificou-os em 3 categorias em função da banda de rodagem: pneus de tração, pneus de direcionamento e pneus de rolamento livre. Os pneus de tração tem uma banda de rodagem com desenho especialmente projetado para reduzir a um mínimo o patinamento. O formato e as dimensões das garras do pneu determinam as diferentes condições de utilização.

Os requerimentos funcionais do pneu, conforme INNS & KILGOUR (1978), influenciam a banda de rodagem, proporcionando a esta, diversos aspectos, dando um bom

guia visual para o uso pretendido.

O fabricante de pneus GOODYEAR (1990), utiliza um pneu denominado de Dyna Torque II - R1, utilizado em tratores agrícolas para tração e trabalhos em geral, no qual a banda de rodagem possui garras curtas e longas alternadas, o que permite, segundo o fabricante, uma correta distribuição de forças no centro e nos ombros da banda de rodagem dos pneus, gerando uma maior eficiência na tração. Estes pneus (Figura 4-A) são especificamente projetados para atuar em tratores de elevada força de tração, satisfazendo a demanda dos motores de elevado torque.

O fabricante de pneus MICHELIN (1995) possui na sua linha de fabricação um tipo de pneu denominado de XM 27 - R1, utilizado nas rodas motrizes de tratores agrícolas com a banda de rodagem apresentada na Figura 4-B.



(A) PNEU DYNA TORQUE II - R1 (B) PNEU XM 27 - R1

FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Pneu Dyna Torque II - R1 GOODYEAR e Pneu XM 27- R1 MICHELIN.

FONTE: (A) GOODYEAR, 1990; (B) MICHELIN, 1995.

2.2.4.4 Carcaça

Um pneu é constituído por uma carcaça que suporta a carga que gravita sobre o pneu, assegurando resistência e flexibilidade (SANCHEZ RENEDO 1996).

Segundo PIRELLI (1998) a carcaça é formada por lonas emborrachadas, constituídas de resistentes cordonéis, dispostos de talão a talão. As lonas retém o ar sob pressão, suportam o peso total do veículo e resistem a todas as solicitações estáticas e dinâmicas a que o pneu é submetido.

MIALHE (1980) relatou que a carcaça é constituída por um tecido de cordonéis de algodão, náilon ou rayon, utilizando em certos casos fios e cabos metálicos. Os cordonéis são colocados em camadas impregnadas de borracha, fornecendo ao pneu a característica do número de lonas (Ply-Rating ou PR), não sendo necessariamente o número de camadas do tecido de cordonéis na carcaça do pneu. Este número de lonas identifica um pneu com relação a sua pressão interna máxima e carga máxima recomendada, sob determinadas condições de serviço.

O número de lonas, segundo ASAE (1995) é a identificação de um dado pneu com a máxima carga recomendada, quando usado em um específico tipo de serviço. Este é um índice da resistência do pneu e não necessariamente apresenta o número real de lonas do pneu.

O número de lonas é a medida da resistência ao rompimento sob pressão. Isto determina a máxima pressão interna, a qual por sua vez, determina a carga máxima que pode ser carregado (DWYER & FEBO, 1987).

O peso que um pneu pode suportar, segundo SANCHEZ RENEDO (1996) , depende do volume de ar que se pode colocar e a pressão interna máxima. O valor desta pressão depende do número de lonas, quanto maior este número, maior é a pressão interna e maior o peso que pode suportar.

2.2.5 Pneus radiais e diagonais

As lonas podem ser posicionadas de diferentes formas, afetando as características operacionais consideravelmente. As lonas diagonais são as de construção normal dos pneus agrícolas. Ambos os flancos e a banda de rodagem são rígidas para cargas laterais e longitudinais. O grau de rigidez pode ser alterado pela modificação do ângulo das lonas. As lonas radiais fornecem flexibilidade lateral provenientes dos flancos, junto com um reforço da banda, fornecendo uma maior vida útil da banda sobre superfícies rígidas e um menor ângulo de inclinação para uma dada carga lateral (INNS & KILGOUR, 1978).

SANCHEZ RENEDO (1996) afirmando sobre os pneus convencionais e diagonais, mostra que as lonas da carcaça são colocadas superpostas, formando um ângulo de 40-45°, enquanto que para os pneus radiais, as lonas formam um ângulo de 90°. Nos pneus radiais as camadas de lonas se unem entre si, ao longo de sua periferia, com outras camadas de lonas que recebem o nome de lonas de cima. Estas lonas garantem a rigidez da banda de rodagem e, ao mesmo tempo, permitem aos flancos uma certa flexibilidade que amortecem os choques com os obstáculos que se encontram no terreno.

Com relação a diferenças entre tipos de construção diagonais e radiais, ELLIS (1977) relata que nos pneus diagonais os cordonéis reforçam a carcaça diagonalmente e transversalmente ao pneu de talão a talão. O ângulo das lonas de cordonéis seguem da linha central do pneu para referência na direção de rotação, na faixa de 30° a 40°. Os cordonéis seguem em direções opostas em cada camada sucessiva.

Segundo ELLIS (1977), na construção da carcaça radial, as lonas de cordonéis reforçadas estendem-se transversalmente de talão a talão aproximadamente a 90° da direção de rotação. Sobre o topo das lonas e abaixo da banda uma inextensível cinta é aplicada, constituída de múltiplas lonas de cordonéis. O ângulo dos cordonéis da cinta é baixo, de 10° a 30° na direção de rotação e assim a cinta causa restrição a ação de flexão das lonas da carcaça radial. Esta disposição de construção é responsável pelo aumento da deflexão e saliência dos flancos e aumento da área de contato com o piso, o que é típico de todas as construções de pneus radiais.

Comparando as carcaças dos pneus radiais e diagonais GARCIA [19__] mostra que a carcaça do pneu diagonal é composta de várias lonas cruzadas entre si, não estabilizada no topo e a carcaça do pneu radial é composta de várias lonas de cordonéis dispostos em arcos, sendo a parte de cima, estabilizada por uma cintura composta de várias lonas, fazendo com que cada parte do pneu, flancos e banda de rodagem, trabalhem independentemente. As flexões dos flancos não são transmitidas à banda porque se reduzem as deformações da superfície de contato com o solo, reduzindo o atrito com o solo e não existindo o deslizamento entre as lonas da carcaça.

Segundo o fabricante de pneus MICHELIN (1995) a carcaça diagonal é utilizada em pneus convencionais, sendo a banda de rodagem solidária com os flancos (Figura 5). Todas as flexões são transmitidas para a banda de rodagem ocasionando: atrito com o solo, deformação da superfície de contato com o solo, desgaste mais rápido, menor aderência e consumo de combustível mais elevado.

Com relação a carcaça radial o fabricante MICHELIN (1995) considera que a técnica do pneu radial é fazer trabalhar de forma independente cada parte do pneumático ocorrendo que: as flexões dos flancos não são

transmitidas para a banda de rodagem (Figura 6), não exista deslizamento entre as lonas da carcaça, aumento da superfície de contato com o solo e redução das deformações da superfície de contato com o solo por menor atrito.

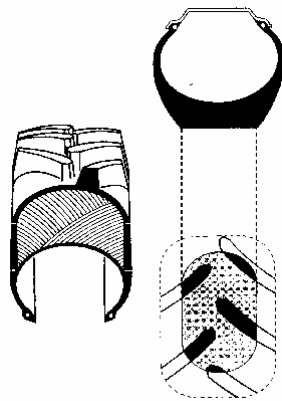


FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Carcaça de estrutura diagonal.

FONTE: MICHELIN, 1995.

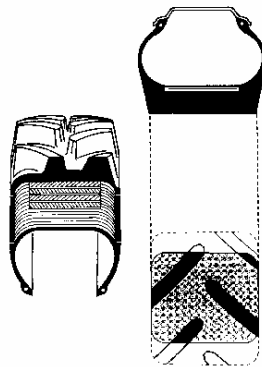


FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Carcaça de estrutura radial.

FONTE: MICHELIN, 1995.

As vantagens do pneu radial, segundo MICHELIN (1995) são: maior aderência, maior tração e menor patinamento; melhor distribuição da pressão sobre o solo, conseqüentemente, menor compactação; menor tempo para

realizar o trabalho, aumentando a produtividade; diminuição do consumo de combustível; conforto e flexibilidade.

Segundo ELLIS (1977) o pneu de tração radial tem a mesma dimensão da carcaça e não patina como os pneus diagonais. O pneu radial deflexiona mais do que o pneu diagonal e assim tem um menor raio com carga estática. Por causa disto e as diferenças nas características de trabalho entre as duas construções é recomendado que não sejam combinados os pneus radiais e diagonais no mesmo eixo. No caso de unidades acionadas nas 4 rodas é recomendado que todos os pneus do trator sejam do mesmo tipo de construção. O pneu agrícola de tração radial tem uma maior área de contato do que os pneus de construção diagonal.

ELLIS (1977) relata ainda que por causa das características diferentes na flexão, as vibrações no trator quando operado sobre uma superfície rígida é reduzida com o uso da construção da carcaça radial. Entretanto, esta diferença nas características da flexão é também responsável por um sentimento de instabilidade em muitas situações particulares com os tratores de tração nas 4 rodas. Por causa da saliência dos flancos no contato com o piso, a construção radial é mais suscetível a danos nos flancos e a perfurações.

2.2.6 Pressão interna dos pneus

A norma ASAE (1995) padroniza a pressão interna para pneus inflados somente com ar, como sendo a pressão interna do pneu com a válvula colocada em qualquer posição.

A mais importante característica do pneu, segundo RUTHERFORD & Mc ALLISTER (1983) é o ar contido no seu interior. A carga é suportada pelo ar dentro do pneu e, de acordo com a quantidade de ar que o pneu contém,

executará tarefas mais ou menos eficientemente. NEUJAHN, et al. (1998) afirmam que a pressão interna do pneu, determina a manutenção de sua estrutura, quando submetido a cargas, sendo também responsável pelas características dimensionais.

Segundo SCHLOSSER (1996) o pneu com carga sofre uma deformação por pressionamento. Esta deflexão depende de fatores como a pressão interna do pneu, a carga e o tipo de pneu (dureza, lonas, carcaça, etc.)

MIALHE (1980) comentou que a pressão interna é um fator importante para o desempenho e a manutenção dos pneus agrícolas, sendo as pressões recomendadas, variando de acordo com o pneu, número de lonas e a carga sobre o pneu.

MICHELIN (1995) apresenta conselhos de utilização dos pneus, em relação a sua pressão interna. Uma correta pressão interna melhora as características de aderência, duração dos pneus, conforto e rendimento do operador. Assim, quando o trator entra em serviço, é necessário que as pressões internas sejam determinadas e reguladas em função do peso suportado pelos pneus e das condições reais de utilização. Um excesso de pressão interna diminui a superfície de contato da roda com o solo, ocorrendo a perda de aderência. Uma baixa pressão interna provoca uma grande deformação da carcaça a qual pode ocasionar uma deterioração prematura dos pneus.

Os pneus agrícolas são projetados para transportar uma carga determinada a uma pressão interna específica, quando montados numa determinada largura de aro. Nestas condições, a deflexão da carcaça mantém-se dentro dos limites corretos, proporcionando o rendimento máximo do pneu. Uma baixa pressão interna poderá proporcionar uma tração melhor em certas condições de solo, mas este não será o caso na maioria das situações, não compensando risco de danos nos pneus, utilizando esta prática (GOODYEAR, 1990).

Quando um pneu carrega uma carga sobre uma superfície rígida, este deflexiona, causando um aumento da área de contato, até que a pressão interna atuando na área de contato possa suportar a carga. Para os pneus agrícolas a deflexão máxima é limitada em cerca de 18 a 20% da seção altura. Com o aumento da carga sobre o pneu a pressão interna pode ser aumentada, dentro de certos limites, mantendo aceitáveis as deflexões (INNS & KILGOUR, 1978).

NEUJAHN et al. (1998) estudaram o comportamento da área de contato e raio dinâmico de pneus diagonais em função da pressão interna, e encontraram que alguns parâmetros dimensionais variam em função da pressão interna, tais como a área de contato e o raio dinâmico.

As pressões internas recomendadas para os pneu Dyna torque II, de acordo com o fabricante GOODYEAR (1990), estão indicadas na Tabela 2, para velocidades de até 32 km/h.

TABELA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Pressão interna e cargas para os pneus diagonais dianteiros e traseiros GOODYEAR Dyna torque II.

Designação	Pressão interna										
	PSI	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34
dos pneus	kPa	110	125	140	150	165	180	190	210	220	235
Carga por pneu (kg)											
14.9-26	12 lonas	1370	1470	1560	1650	1735	1820	1905	1980	2055	2130
23.1-30	12 lonas	3035	3250	3455	3655	3845					

FONTE: GOODYEAR, 1990.

Para os pneus radiais MICHELIN, XM-27, as pressões internas recomendadas pelo fabricante para os pneus dianteiros, estão apresentadas na Tabela 3, e na Tabela 4, estão apresentadas as pressões internas recomendadas para os pneus traseiros.

TABELA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Pressão interna e cargas para os pneus radiais dianteiros MICHELIN operando em diferentes velocidades.

Pneu dianteiro: 480/65 R 24 127 A8				
Pressões internas		Carga por pneu (kg)		
PSI	kPa	10 km/h	30 km/h	40 km/h
6	41	1100	855	980
7	48	1315	1055	1170
9	62	1530	1255	1300
12	83	1720	1375	1365
13	90	1815	1435	1430
15	103	1910	1495	1590
18	124	2100	1685	1670
19	131	2205	1780	1750
21	145	2310	1875	
22	152	2415		
23	159	2520		
25	172	2635		

FONTE: MICHELIN, 1995.

TABELA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Pressão interna e cargas para os pneus radiais traseiros MICHELIN operando em diferentes velocidades.

Pneu traseiro: 620/75 R 26 166 A8				
Pressões internas		Carga por pneu (kg)		
PSI	kPa	10 km/h	30 km/h	40 km/h
9	62	3215	2525	2360
12	83	3550	2800	2620
15	103	3885	3075	2880
23	159	4895	3905	3650
28	193	5475	4245	3970
32	221	5900	4590	4285
35	241	6185	4810	4490
46	317	7230	5670	5300
52	359	7710		
55	379	7950		

FONTE: MICHELIN, 1995.

2.3 Tração em tratores agrícolas

A tração é uma força proveniente da interação entre um dispositivo de autopropulsão, tal como a roda e o meio no qual age este dispositivo. A tração dos tratores depende fundamentalmente das características dos rodados e do solo agrícola, devendo ser suficiente para vencer a resistência oferecida para a movimentação do próprio trator, bem como deslocar a carga imposta à barra de tração, nas velocidades requeridas para o trabalho (MIALHE, 1980).

O uso eficiente das máquinas minimiza as perdas que ocorrem a campo, tendo-se sempre em conta: o contato roda-solo, a correta manutenção do trator, uso correto de marchas e regime do motor. Os autores afirmam ainda que as maiores perdas de energia ocorrem na transmissão da potência no contato roda-solo, podendo uma condição adequada, trazer uma economia de combustível em torno de 5 a 15% (HILBERT et al., 19__). MIALHE (1980) afirma que a área de contato do rodado com o solo é um dos mais importantes fatores para o estudo da tração.

A baixa eficiência das máquinas é evidente no fenômeno da tração. Uma das potências úteis de trabalho pode ser derivada do trator pela barra de tração. A barra de tração é usada na maioria das vezes com baixa eficiência, em virtude da força na barra de tração, ser dependente das forças desenvolvidas na direção pelas rodas ou outros esquemas de tração (YOUNG & SCHAFER, 1977). Alguns resultados de pesquisa mundial apresentam que entre 20 a 55% da energia transmitida para as rodas de acionamento do trator são perdidos nos elementos de tração. Esta energia não é somente perdida, mas também resulta em uma compactação do solo, fazendo com que boa parte desta energia seja prejudicial a produção (CHARLES 1984).

Segundo BARGER (1966), sob condições de superfície úmida e lisa ou quando o solo está coberto por espessos resíduos verdes, a tração dos pneus de borracha é bastante pobre. Mas como estas condições ocupam uma pequena porcentagem do tempo de utilização, é considerado satisfatório o emprego permanente dos pneus de borracha nos tratores agrícolas.

Segundo BARGER (1966), diversas causas reduzem o rendimento da tração, entre elas, o sistema de direção, a resistência ao rolamento, o atrito e a deflexão do dispositivo de tração. Alguns fatores influenciam nas condições de tração, e portanto no seu rendimento, entre eles: pressão interna do pneu, parâmetros de solo (propriedades físicas), direção do esforço do pneu, peso suportado pelo pneu, presença de restos culturais ou coberturas no solo. Outro fator que pode afetar a eficiência de tração, segundo PIRELLI (1998) é a auto-limpeza da banda de rodagem, por isso, conforme as características do terreno e do trabalho a ser realizado, deve-se utilizar o tipo de pneu mais adequado.

A tração máxima é alcançada quando o patinamento da roda atinge 100% e o trator está parado. Entretanto isso não é possível ao trabalho, mas proporciona uma média de comparação do tracionamento de diferentes pneus em diferentes condições (DWYER & FEBO 1987).

2.3.1 Parâmetros de desempenho de tração

2.3.1.1 Eficiência de tração

A Eficiência de tração segundo INNS & KILGOUR (1978) é a eficiência de conversão da potência do motor para a barra de tração, sendo calculada de acordo com a equação 9.

$$\eta_{EF} = \eta_{\delta} \times \eta_{RR} \times \eta_T \quad (9)$$

onde:

η_{EF} = Eficiência de tração

η_{δ} = Eficiência de patinagem

η_{RR} = Eficiência da resistência ao rolamento

η_T = Eficiência da transmissão

SCHLOSSER (1996) define a eficiência de tração, como o produto das eficiências do patinamento, resistência ao rolamento e ao sistema de transmissão. O sistema de transmissão pode ser fixado em 87% para transmissões mecânicas ou hidrostáticas, ocorrendo assim uma perda de 13% no sistema de caixa de câmbio, diferencial e redução final. A eficiência do patinamento é uma eficiência média em relação ao patinamento das rodas dianteiras e traseiras do trator TDA, calculado pelas equações 10, 11 e 12.

$$\eta_{\delta D} = 1 - \delta_D \quad (10)$$

$$\eta_{\delta T} = 1 - \delta_T \quad (11)$$

$$\eta_{\delta} = \frac{\eta_{\delta D} + \eta_{\delta T}}{2} \quad (12)$$

onde:

$\eta_{\delta D}$ = Eficiência no patinamento do eixo dianteiro

$\eta_{\delta T}$ = Eficiência no patinamento do eixo traseiro

δ_D = Patinamento no eixo dianteiro

δ_T = Patinamento no eixo traseiro

η_{δ} = Eficiência de patinagem

A eficiência em relação a resistência ao rolamento representa a força consumida pelo rolamento dos pneus em cada situação de trabalho:

$$\eta_{RR} = \frac{Q}{Q + RR} \quad (13)$$

onde:

η_{RR} = Eficiência da resistência ao rolamento

Q = Força de tração

RR = Resistência ao rolamento do pneu

A máxima eficiência de tração é uma medida geral do desempenho do pneu, combinando os efeitos de patinamento da roda e resistência ao rolamento. É a percentagem de força disponível no eixo o qual é convertido em trabalho útil. A mais alta eficiência de tração entretanto, será a maior taxa de trabalho do trator de uma dada potência. Para obter máxima taxa de trabalho, deverá ser ajustado o lastro e o tamanho do implemento, aproximando a tração o mais próximo possível da máxima eficiência de tração (DWYER & FEBO 1987).

2.3.1.2 Coeficiente dinâmico de tração

SCHLOSSER (1997) explica que o coeficiente dinâmico de tração é um parâmetro que pode diferenciar um trator em função da sua capacidade de realizar tração.

$$C_{dt} = \frac{T}{P_a} \quad (14)$$

onde:

C_{dt} = Coeficiente dinâmico de tração

T = Força de tração

P_a = Peso aderente

BARGER (1966) define o coeficiente de tração como a

relação entre a tração na barra e a carga dinâmica atuante no dispositivo de tração. O tipo de dispositivo de tração, a pressão interna dos pneus, o tipo, estado e conteúdo de umidade do solo, o desenho da banda de rodagem, as dimensões do dispositivo de tração e a distribuição do peso sobre o solo, condicionam o coeficiente de tração.

2.3.2 Tração em tratores com TDA

PAUL & WILKS (1989) apontam como vantagens importantes do trator TDA o aumento da força de tração para a mesma potência disponível no motor, sendo que todo o seu peso é utilizado como peso dinâmico aderente e o efeito da dupla passagem, significando que a roda traseira se desloca sobre a roda dianteira, desenvolvendo maior tração e menor resistência ao rolamento.

Segundo FONTANA et al. (1986) as principais vantagens do trator com TDA são o aumento da força de tração, menor patinamento e maior capacidade operacional. SCHLOSSER (1997) afirma que este trator pode desenvolver 15% mais potência na barra de tração do que um similar de mesmo peso na versão 2RM.

2.3.3 Aderência

A aderência, segundo SCHLOSSER (1997) é uma força resultante que aparece entre as rodas e o terreno, resultado de forças localizadas na zona de contato roda-solo. Esta aderência depende da carga dinâmica, que é o peso total que está apoiado sobre os eixos motrizes do trator TDA e da natureza e condição da zona de contato.

2.3.4 Resistência ao rolamento

A resistência ao rolamento, segundo DWYER & FEBO

(1987), não é um fator óbvio para o operador do trator, mas é importante, porque representa uma significativa perda de potência a qual reduz a taxa de trabalho. Também a perda de potência na superação da resistência ao rolamento é absorvida na deformação do solo, sendo que quanto maior a resistência ao rolamento, maior são os danos ao solo pela compactação. YOUNG & SCHAFER (1977) afirmaram que a resistência ao rolamento ocorre quando um mecanismo de tração penetra no solo compressível, pelo peso do veículo.

A resistência ao rolamento de um pneu tem duas principais componentes, sendo a resistência ao rolamento interna aquela causada pela perda de energia resultante das contínuas deflexões das carcaças dos pneus quando o pneu roda em contato com o solo e a resistência ao rolamento externa causada pela força necessária pelo pneu para deformar a superfície do solo. Em condições fora de estrada a resistência ao rolamento causada pela deformação do solo é muito grande (5X ou mais) do que a resistência interna do próprio pneu (INNS & KILGOUR, 1978).

YOUNG & SCHAFER (1977) relataram que a resistência ao rolamento à penetração das rodas, é influenciada pela carga dinâmica sobre os dispositivos de tração e pela largura e comprimento do pneu-solo (área de contato). Afirmam ainda que a resistência ao rolamento diminui com o aumento do comprimento e a largura da área de contato pneu-solo, em solos suaves, mas a resposta do comprimento é maior do que a largura. O aumento do diâmetro do pneu achata o arco de curvatura e, assim, ligeiramente o comprimento de contato do pneu com a superfície. O aumento da deflexão pode ter um efeito de aumentar a comprimento e a largura da área de contato pneu-solo e assim reduzindo a penetração.

A ação efetiva de um componente de tração é influenciada seriamente pela resistência ao rolamento.

Uma das vantagens dos pneus de borracha sobre as rodas de aço e sapatas é a de menor resistência ao rolamento, sob a maioria das condições de trabalho. O rendimento da tração em terreno arado é baixo e as maiores possibilidades de aumento nesse caso depende da redução da resistência ao rolamento (BARGER, 1966).

BRIXIUS (1975) relata que a resistência ao rolamento decresce com o aumento da deflexão do pneu. Com grandes valores de deflexão, ocorre uma grande área de contato. A resistência ao rolamento aumenta com o patinamento devido ao aumento da penetração do pneu no solo e ao corte do solo.

2.3.5 Patinamento

O patinamento segundo LINARES (1996) é a variação da velocidade de avanço da roda, em relação a uma condição de referência estabelecida. A velocidade nas condições de referência recebe o nome de teórica e a que se produz nas condições de trabalho da roda, real. Como condição de referência se pode considerar um torque nulo, que seria a situação de uma roda que se deslocasse sobre um terreno ideal que não opusesse resistência ao seu avanço. A aproximação ideal seria uma roda sobre uma pista de concreto, sem desenvolver esforço de tração. Em ensaios de campo, pode-se considerar um caminho ou uma parcela de solo duro, considerando o movimento sobre esta superfície, sem tração, como referência. Os tratores TDA possuem dois eixos motrizes e ambos desenvolvem força de tração, sendo o peso aderente, todo o peso do veículo, e cada roda possui o seu próprio patinamento.

Pesquisas demonstram que a máxima eficiência de tração é obtida quando ocorre um determinado patinamento dos pneus no solo, cujo valor ideal, depende do tipo de terreno onde o trator desenvolve o seu trabalho (PIRELLI, 1998).

DWYER & FEBO (1987) afirmam que o patinamento da roda causa desgaste do pneu e ataque no solo. Algumas patinagens das rodas são inevitáveis e, entretanto, o patinamento na máxima eficiência apresenta a quantidade a qual é tolerada para obter a máxima taxa de trabalho.

O patinamento pode ser medido pelo método manual, por meio da medição da distância percorrida em cinco voltas da roda, com e sem carga. O cálculo é realizado de acordo com a equação.

$$P(\%) = \frac{d_0 - d_1}{d_0} \times 100 \quad (15)$$

2.3.6 Influência da relação cinemática na tração

WOERMAN & BASHFORD (1994) instrumentaram os eixos dianteiro e traseiro de um trator com transdutores de torque e mediram parâmetros indicativos do desempenho. Tanto em concreto quanto em solo, a máxima eficiência de tração foi obtida com 36% a 38% do peso dinâmico no eixo dianteiro. Das três condições de lastragem utilizadas, o melhor desempenho ocorreu com 42% de peso estático no eixo dianteiro, para uma dada relação de velocidades dos rodados dianteiro e traseiro.

FONTANA et al. (1986) em operação de campo com escarificador, compararam o desempenho de tratores com e sem tração dianteira e com e sem o uso de lastro dianteiro. Houve um aumento da velocidade de deslocamento com o uso da TDA, proporcionando um aumento médio de 5,76% na capacidade operacional. Ocorreu também um aumento de 5,82% em média no consumo horário de combustível com o uso da TDA.

SCHLOSSER & DALLMEYER (1988) estudaram o desempenho em campo de um trator, utilizando duas técnicas de aração, com e sem o uso da TDA. O uso da TDA aumentou em 17% a capacidade operacional efetiva e a diminuição do patinamento.

BASHFORD et al. (1985) testaram a performance de um trator com TDA, variando as relações cinemáticas entre 0,97 e 1,13, através da troca dos pneus dianteiros. As relações cinemáticas de 1,01 e 1,05 foram ótimas para altas eficiências de tração.

SCHLOSSER (1996) estudou a influência da relação cinemática variando lastro e pressões internas em dois tipos de solo, firme e arado, utilizando pneus radiais em um trator com TDA. Em suas conclusões, afirmou que a maior eficiência de tração se obtém com relações cinemáticas próximas a 1.

2.3.7 Influência da pressão interna na tração

Zombori apud BURT et al. (1983) estudou o efeito da pressão interna sobre a tração na barra de tração e eficiência de tração. Os resultados apresentaram que com um patinamento constante, uma diminuição da pressão interna causa um aumento na tração na barra. Com a tração constante na barra, uma diminuição da pressão interna causa uma diminuição do patinamento a qual resulta em um significativo aumento da eficiência de tração.

Em operações de campo, o pneu com uma menor pressão interna, reduz o patinamento a uma força na barra de tração constante. Além disso a compactação do solo é diminuída pela menor pressão no solo e menor patinamento. Assim a menor densidade do solo causa benefícios pela diminuição da resistência à aração e aumento do rendimento. Estes efeitos conduzem para um aumento da velocidade de trabalho e uma redução no consumo de combustível (INNS & KILGOUR, 1978).

O rendimento da tração em terrenos arados é baixo e as maiores possibilidades de aumento nestes casos depende da redução da resistência ao rolamento. Nestas superfícies a pressão interna pode ser reduzida, comparando com as pressões internas recomendadas para a mesma carga em superfícies firmes, reduzindo a resistência ao rolamento e aumentando a tração, mas é importante o restabelecimento da pressão interna dos pneus para as superfícies mais firmes prevenindo assim, possíveis danos ao pneu, aumentando conseqüentemente a tração e a sua vida útil (INNS & KILGOUR, 1978).

Segundo BARGER (1966) a tração pode ser aumentada pela diminuição da pressão interna dos pneus. Com o decréscimo da pressão diminui o afundamento do pneu no solo, reduzindo a resistência ao rolamento. Isto é válido para condições em que seja acentuado o afundamento no solo.

REMPFER & SCHWANGHART (1996) estudaram os benefícios de uma correta adaptação da pressão interna em pneus agrícolas. Utilizando um trator na atividade de aração, reduziram a pressão interna de 130 kPa para 40 kPa, reduzindo o patinamento de 16% para 6,5%. O efeito conduz para um aumento na velocidade de trabalho em torno de 7% e uma diminuição do consumo de combustível de 6,6%. No transporte sobre estrada a pressão dos pneus do trator foram aumentados de 130 kPa para 160 kPa de pressão interna e do reboque de 200 kPa para 270 kPa, reduzindo o consumo de combustível do conjunto em cerca de 10,5% e diminuindo a resistência ao rolamento do trator e do reboque em respectivamente 7,7% e 11,3%.

Sob condições agrícolas, por exemplo em solos arenosos ou arados, poderia-se aceitar uma pressão interna mínima, dentro dos limites do pneu. Estas pressões mínimas podem proporcionar ganhos substanciais segundo RUTHERFORD & Mc ALLISTER (1983) tais como: efeitos no solo e na cultura, eficiência em tratores e

máquinas, melhor uso do pneu.

Segundo WILEY [19__] a quantidade de penetração dos pneus de tratores é feita simplesmente ajustando-se a correta pressão interna. Um dos mais importantes benefícios da baixa pressão interna dos pneus é a mais baixa compactação do solo. A média da pressão de contato sobre o solo produzido pelo pneu é cerca de 7 a 14 kPa maior do que a pressão interna do pneu. Assim um pneu mais largo e conseqüentemente com mais baixa pressão interna para suportar a carga no eixo, produz sobre o solo sulcos ou rastros menores.

Como foi visto, a pressão interna utilizada nos pneus afeta a tração, porém não devemos reduzi-la para valores abaixo da recomendada para a carga aplicada no pneu. Pesquisas realizadas demonstram que o fator de maior influência na vida útil do pneu é a pressão interna (PIRELLI, 1998).

Segundo o fabricante de pneus PIRELLI (1998) pressões internas insuficientes podem causar: diminuição do raio de rolamento e por conseguinte da velocidade de avanço acarretando um sensível aumento no consumo de combustível; quebra das lonas nas zonas de flexão; redução da resistência dos flancos do pneu aos cortes causados pelo terreno; desgaste rápido e irregular da banda de rodagem; deslizamento do pneu sobre o aro, com conseqüente arrancamento da válvula e dilaceração da câmara de ar; pneus de tração trabalhando com baixas pressões, em aplicações de alto torque, estarão sujeitos a formação de saliências no costado, as quais resultarão em quebras de carcaça nesta área. Pressões excessivas podem causar maior consumo de combustível, perda de tração, desgaste rápido e irregular da banda de rodagem e impressões profundas sobre o terreno (compactação).

A pressão interna e a carga dinâmica afetam significativamente a área de contato. A baixa pressão interna tende a concentrar as cargas nas extremidades do

pneu, enquanto as maiores pressões internas concentram mais carga próximo ao centro do pneu. Aumentando a pressão interna decresce a largura do sulco, e tem menor efeito sobre deformação do solo na área da seção transversal. O aumento da carga dinâmica aumenta a largura do sulco e a deformação da área da seção. O aumento da pressão interna decresce o comprimento total de contato e a área de contato do pneu, enquanto que aumentando a carga dinâmica aumenta ambos os parâmetros. O aumento da pressão interna causa um nível de esforço na interface pneu-solo, aumentado e concentrado próximo ao centro do pneu. À mais baixa pressão interna o esforço entre pneu-solo tende a concentrar-se próximo as extremidades do pneu (RAPER et al., 1995).

2.3.8 Performance de tração de pneus radiais e diagonais

Para uma dada condição de esforço na barra, a eficiência de tração dos pneus radiais e convencionais pode ser maximizada pela seleção apropriada de níveis de carga dinâmica e pressões internas. As diferenças encontradas na eficiência de tração entre as mínimas e as máximas condições testadas são dependentes das condições de solo e construção dos pneus. As faixas de diferenças encontradas nos testes variam de 10% a 21%. A máxima eficiência de tração não necessariamente ocorre na máxima redução do patinamento requerida para desenvolver um dado nível de tração na barra de tração (BURT et al., 1983).

Dwyer apud SANCHEZ RENEDO (1996) afirmou que os pneus radiais compensam o seu maior custo pela sua maior duração e oferecerem menor resistência ao rolamento, reduzindo o consumo de combustível. Em tratores agrícolas, sua vantagem não é tão evidente, sendo o coeficiente de tração maior para o pneu radial, sendo maior quanto mais firme o solo.

A mais baixa pressão interna oferece vantagens da

operação do pneu radial. Com a pressão interna diminuindo a área de contato do pneu aumenta, aumentando a tração do pneu, bem como diminuindo a compactação do solo (Bailey, et al., 1993; Raper et al., 1993 apud RAPER 1995).

Comparando pneus diagonais e radiais em solo argiloso pesado GARCIA [19__] encontrou que para 10% de patinamento o pneu radial fornece 28% mais de tração e para uma mesma tração o pneu diagonal possui um maior patinamento (aproximadamente 50%). Sobre solo argiloso encontrou que para 12% de patinamento o pneu radial proporcionou 18% a mais de força de tração e para uma mesma força de tração o pneu diagonal patinou 37% a mais. Em termos de rendimento máximo encontrou para o pneu radial 77% e para o pneu diagonal 71%. Em seus testes sobre solo duro e seco o pneu diagonal patinou 56% a mais, para uma mesma força de tração. O rendimento máximo foi de 82% para o pneu radial e 79% para o pneu diagonal. Trabalhando com um arado sobre o solo duro e seco encontrou em termos gerais e dependendo de múltiplos fatores, uma redução do consumo de combustível de 5% a 20% quando da utilização do pneu radial.

A característica da flexão combinada com uma maior área de contato, proporciona um aumento do esforço de tração a um patinamento constante ou reduz o patinamento a uma carga constante na barra de tração quando comparado com o pneu diagonal. Assim como em qualquer tipo de pneu, a capacidade de um pneu radial para desenvolver esforço de tração é limitada pelas condições do campo sobre o qual é operado (ELLIS, 1977).

Baseado nas experiências de ELLIS (1977) a um patinamento constante, um pneu radial puxando uma carga na barra de tração, torna-se na média 10% melhor do que um pneu diagonal em condições normais de campo. Com a tração na barra de tração constante, o patinamento da roda pode ser reduzido de 15% a 25% com o uso do pneu radial, resultando de 2% a 5,5% de economia de combustível

LINARES et al. (1992) prevendo o aumento da utilização de pneus radiais no meio agrícola compararam pneus radiais e convencionais utilizados nos rodados traseiros de tratores. Os trabalhos foram realizados sobre uma superfície gramada lisa, representando relativa homogeneidade entre as parcelas. Os resultados dos testes mostraram que os pneus diagonais proporcionaram consumo de combustível 6,5% maior do que o pneu radial convencional e 7,65% maior do que o pneu radial largo. Nos mesmos níveis de força de tração os pneus radiais convencionais e radiais largos patinaram 16 e 24% menos do que os pneus diagonais respectivamente. Na resistência ao rolamento não houve diferenças significativas, o que se deve provavelmente ao fato dos trabalhos serem desenvolvidos em superfície lisa e seca.

TAYLOR et al. (1976) compararam a performance dos pneus radiais e diagonais em sete condições diferentes de solos, com altura das garras correspondentes ao pneu R1. O coeficiente de tração do pneu radial foi de 6 a 18% maior que o obtido para o pneu diagonal com 15% de patinamento em cinco das sete condições de solo. A eficiência de tração do pneu radial foi significativamente maior do que a proporcionada pelo pneu diagonal em todas as variações de patinamento em cinco das sete condições de solo. Com estes resultados concluíram que o pneu radial tem grande vantagem em superfícies firmes, onde a maior parte da deformação solo-pneu é absorvida pelo pneu radial. Esta vantagem foi

menor em solos leves ou arenosos, onde a maior parte da deformação na área de contato solo-pneu foi absorvida pelo solo.

NEUJAHN et al. (1998) compararam a performance de pneus diagonais e radiais no preparo de solos de várzea, afirmando nas suas condições específicas que o pneu radial diminui o patinamento e aumenta a eficiência de tração. O patinamento dos pneus radiais apresenta uma redução de 37% em relação aos pneus diagonais, quando os pneus foram operados exercendo uma força de tração de 29,4 kN, sendo que a máxima eficiência de tração ficou entre 10% e 15% de patinamento nos dois tipos de pneus avaliados. A resistência ao rolamento dos pneus radiais foi inferior ao pneu diagonal na velocidade de 1,6 m/s e na menor velocidade avaliada, (0,8 m/s) a resistência ao rolamento dos dois pneus foi semelhante.

COATES (1985) comparou pneus diagonais e radiais, utilizando carga estática sobre os pneus de 26,6 kN em três velocidades, 7,2; 10,8 e 14,2 km/h em solo leve. Em seus resultados, ocorreram diferenças significativas nas velocidades de 7,2 e 10,8 km/h, com os pneus diagonais apresentando um maior patinamento do que os pneus radiais.

2.3.9 Índice de cone e tipos de solos

LINARES (1996) afirma que o índice de cone é um parâmetro do terreno desenvolvido para caracterizar o comportamento de um veículo em condições de locomoção fora de estrada. Em locomoção extraviária a profundidade que se mede é de 15 a 20 cm, ficando neste intervalo a camada crítica afetada pela roda.

O índice de cone, segundo BRIXIUS (1975) é uma medição da resistência do solo. Este índice antes do tráfego para uma camada de solo nos primeiros 15 cm é utilizado para predição de tração.

Segundo DWYER & FEBO (1987), existe condições de solo para o desempenho de tração, onde ocorre três condições típicas de campo, sendo elas, boas, médias e ruins. As distinções não podem ser feitas entre solo arenoso ou solo argiloso porque o tipo de solo tem muito menos efeito sobre a performance de tração do que o conteúdo de umidade. Os tipos de solos tem, no entanto, um importante efeito secundário em que, solos argilosos serão mais freqüentemente encontrados em estado úmido do que os arenosos. A condição boa é a melhor condição de tração, provavelmente ocorrendo em estradas, onde os pneus obtêm um bom atrito sem penetração visível, com o índice de cone de 1500 kPa. Na condição média, sulcos não profundos são formados e problemas de tração não são esperados, ficando o índice de resistência do penetrômetro em torno de 700 kPa. A condição ruim é a pior condição encontrada na agricultura, quando o trabalho no campo não deveria ser recomendado, mas pode algumas vezes ser inevitável. Sulcos profundos são formados e severos problemas de tração podem ser esperados. A Resistência da penetração do cone neste caso fica em 200 kPa.

3. MATERIAL E MÉTODOS

3.1 Área experimental

O experimento a que se refere esta dissertação foi realizado no campus da Universidade Federal de Santa Maria, em área de pesquisa do Departamento de Fitotecnia, dentro do antigo pomar. Esta área está localizada geograficamente a $29^{\circ}41'25''$ de latitude sul e $53^{\circ}48'42''$ de longitude oeste (Figura 7).

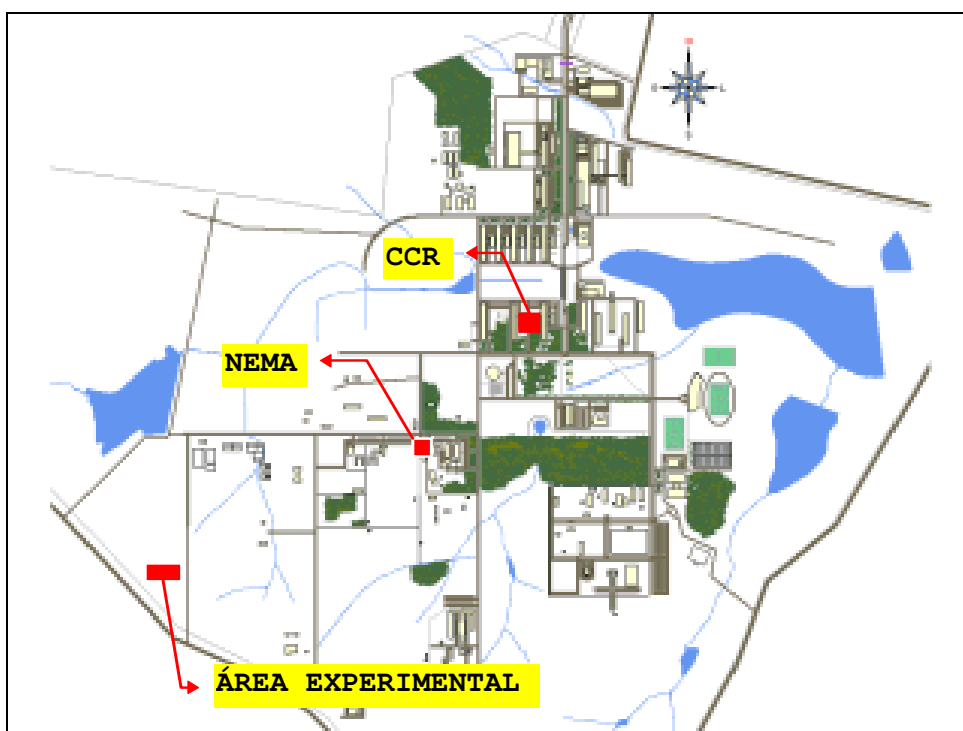


FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Localização da área experimental dentro do campus da UFSM.

Com o fim de estabelecer diferentes superfícies, o experimento foi realizado em dois tipos de condições, separados em duas parcelas planas e adjacentes (Figura 8).



FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Duas condições de solos utilizadas no experimento de campo, à esquerda o solo solto e à direita o solo firme.

A primeira condição consistia em um solo solto, preparado mecanicamente com operação de aração com arado de discos a uma profundidade de 20 cm e seguido de duas gradagens com discos (Figura 9). Este preparo foi realizado com o objetivo de estabelecer um dos dois tipos de superfície.



FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Aspecto da superfície do solo solto.

A segunda condição consistia em um solo firme, sem preparo prévio, com uma cobertura de aveia roçada momentos antes da implantação do experimento(Figura 10).



FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Aspecto da superfície do solo firme, com cobertura de aveia roçada.

3.2 Caracterização do solo

3.2.1 Ensaio de penetrometria

Foram feitas amostragens de resistência do solo utilizando um penetrômetro de cone, marca Soilcontrol, modelo SC-60, conforme os resultados apresentados nos anexos III e IV, que apresentaram valores de índice de cone de 2041 kPa para o solo firme, enquanto que para o solo solto o índice de cone ficou em 449 kPa, a uma profundidade de 15 cm.

3.2.2 Umidade do solo

Como normalmente é recomendado, para as caracterizações utilizando penetrometria, foram realizados 3 amostragens de solo em cada parcela para a obtenção da umidade gravimétrica, a uma profundidade de 20 cm, na

fase de obtenção dos dados com os dois tipos de pneus (radiais e diagonais) (Tabela 5).

TABELA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Níveis de umidade gravimétrica da área experimental.

Tipo de carcaça	Tipo de solo	Umidade Gravimétrica(%)
Radial	Solto	16.57
Radial	Firme	15.41
Diagonal	Solto	19.46
Diagonal	Firme	17.03

3.2.3 Características de solo à tração

Para esta caracterização foi utilizada uma metodologia proposta por FREITAG (1987), que se baseia em medir alguns limites de consistência do solo e por meio de equações de regressão propostas por este autor, chegar a uma caracterização do solo por um limite inferior de umidade que seria sua característica quanto à resistência ao corte, denominado índice de resistência. No limite superior, quanto ao seu conteúdo de umidade, teríamos o seu limite quanto à trafegabilidade, ou seja, a capacidade de resistir a passagem de uma máquina, o chamado Limite de trafegabilidade.

Para delimitar estes valores, é necessário determinar o limite de plasticidade e o limite de liquidez da amostra de solo a que se deseja caracterizar.

3.2.3.1 Limite de plasticidade do solo

O limite de plasticidade do solo da área experimental foi determinado através de 3 amostras, segundo a metodologia de KIEHL (1979), sendo os valores encontrados de 2,36%; 2,27% e 1,30%, o que tornou o

limite de plasticidade médio em 1,98%.

3.2.3.2 Limite de Liquidez e índice de plasticidade

O limite de liquidez foi determinado segundo a metodologia descrita por KIEHL (1979), utilizando o aparelho de Casagrande. A Tabela 6 fornece os valores encontrados do número de golpes do aparelho de Casagrande bem como os valores das umidades do solo.

TABELA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Valores encontrados do número de golpes e do conteúdo de umidade.

Número de golpes	Conteúdo de umidade (%)
17	19.67
21	19.35
24	18.93
27	18.20
31	17.84

A Figura 11 apresenta os valores plotados e a reta de melhor ajuste dos pontos.

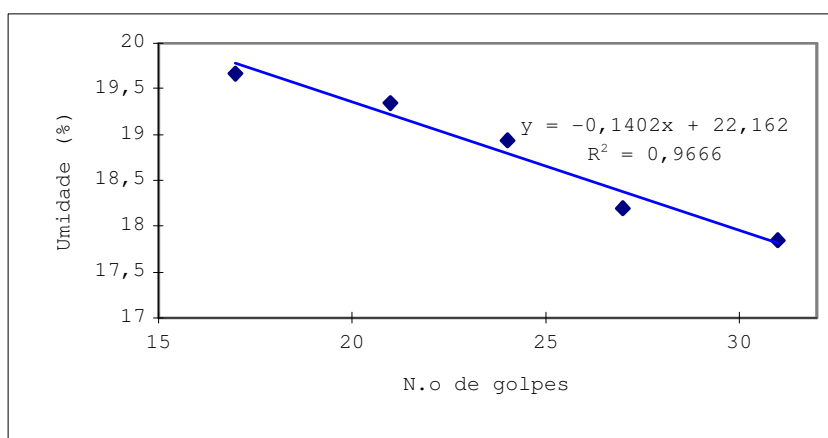


FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Determinação do limite de liquidez do solo

analisado.
 Reta de melhor ajuste dos pontos:

$$LL(\%) = - 0,1402 \times N^{\circ} \text{ de Golpes} + 22,162 \quad (16)$$

Para 25 golpes o conteúdo de umidade foi de aproximadamente 18,7%, valor correspondente ao limite de liquidez do solo.

O índice de plasticidade segundo KIEHL (1979) é o limite de liquidez menos o limite de plasticidade, proporcionando um valor de 16,7%.

3.2.3.3 Aplicação da metodologia de FREITAG

Com os dados calculados nos itens 4.1.3.1 e 4.1.3.2, pode-se calcular o limite de trafegabilidade e o índice de resistência, para a classificação do solo pelo método de FREITAG (1987).

O limite de trafegabilidade é calculado pela equação:

$$Lt = 11,6 + 0,631 \times LL \quad (17)$$

Aplicando os dados encontrados, no qual o solo tem um limite de liquidez de 18,7%, encontramos o limite de trafegabilidade do solo de aproximadamente 23,5%.

O índice de resistência do solo é calculado pela equação:

$$Ir = 5,79 + 0,389 \times IP \quad (18)$$

O índice de resistência resultou em 12,3% porque o índice de plasticidade do solo em estudo foi de 16,7%.

A Tabela 7 indica os valores encontrados dos limites de Atterberg e dos valores de resistência calculados pelo método de FREITAG (1987).

TABELA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Valores calculados dos valores de resistência e limites de Atterberg para o solo estudado.

Valores de resistência		Limites de Atterberg	
Limite de trafegabilidade (%)	Índice de resistência (%)	Limite de liquidez (%)	Índice de plasticidade (%)
23,5	12,3	18,7	16,7

O limite de umidade para a utilização do solo deve estar entre o índice de resistência (12,3% de umidade) e o limite de trafegabilidade (23,5% de umidade), o que permite concluir que o solo utilizado estava dentro deste limite de umidade, conforme mostrado na Tabela 7.

De acordo com KIELH (1979) o solo utilizado é altamente plástico, já que o índice de plasticidade é superior a 15%.

3.3 Trator de teste

Como trator de teste foi utilizado um modelo MF 620 da marca Massey Ferguson, com potência bruta no motor de 76,92 kW, turboalimentado, cilindrada de 4100 cm³ e com tração dianteira auxiliar (TDA) (Figura 12). A massa total deste trator era de 5406 kg, utilizando os pneus radiais, com uma distribuição estática de peso de 2256 kg dianteiro e 3150 kg traseiro, (41,73% dianteiro - 58,27% traseiro) sendo que utilizando os pneus diagonais a massa total era de 5050 kg (Figura 13), com uma distribuição estática de 1980 kg dianteiro (Figura 14) e 3070 kg traseiro (Figura 15) (39,2% dianteiro - 60,8% traseiro). Em ambas as condições testadas não foi colocado nenhum tipo de lastro líquido, mas em ambos testes o trator estava lastrado com 8 contrapesos metálicos dianteiros de 45 kg cada e nos testes com os pneus diagonais, os pneus

traseiros estavam com lastros metálicos de 150 kg em cada roda.



FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Trator Massey Ferguson modelo 620 Turbo, denominado de trator de teste.



FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Determinação do peso total do trator com pneus diagonais.



FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Determinação do peso dianteiro do trator com pneus diagonais.



FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Determinação do peso traseiro do trator com pneus diagonais.

O trator de testes durante as avaliações foi colocado em 3.^a marcha (Reduzida/Baixa), com uma rotação no motor de 1800 rotações/min, em todos os tratamentos. Também em todos os tratamentos o trator permaneceu com o bloqueio do diferencial e a TDA ligada.

3.4 Avanço cinemático do trator de teste

Os tratores com tração dianteira auxiliar possuem um avanço cinemático do eixo dianteiro em função do traseiro. Neste trator de teste, este avanço foi determinado pelo método prático, o qual consiste no levantamento de um lado do trator e o apoio deste sobre calços, ficando este com as rodas suspensas podendo, por isto, girar livremente (Figura 16). A seguir aciona-se o motor do trator e liga-se a TDA, girando as duas rodas suspensas. Toma-se 10 voltas completas das rodas dianteiras e traseiras para a determinação do tempo consumido para tal. Realizou-se a média de três medições e a seguir dividiu-se os tempos médios da roda traseira pelo tempo médio da roda dianteira, encontrando o valor do avanço cinemático do trator, no caso 1,336 (Tabela 8).



FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Levantamento de um lado do trator para a determinação do avanço cinemático.

TABELA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Determinação do avanço cinemático do trator MF 620.

Determinações	Dianteiro (s)	Traseiro (s)
1. ^a Determinação	48.14	1:04.62
2. ^a Determinação	47.83	1:03.70
3. ^a Determinação	47.39	1:03.22
Média =	47.79	63.85

Para o cálculo do avanço utilizou-se a seguinte relação:

$$a = \frac{\text{Tempo medio da roda traseira}}{\text{Tempo medio da roda dianteira}} \quad (19)$$

$$a = \frac{63,85}{47,79} = 1,336 \quad (20)$$

3.5 Relação cinemática do trator de teste

A relação cinemática do trator MF 620 foi

determinada sobre uma superfície de referência, utilizando os dois tipos de pneus, através do raio dinâmico das rodas calculado pela medição da distância percorrida em cinco voltas das rodas, sem exercer tração (Figura 17).

$$K_v = a \times \frac{r_{dd}}{r_{dt}} \quad (21)$$

Para os pneus diagonais - Pressão interna de 103 kPa:

Raio dinâmico dianteiro = 0,599 m

Raio dinâmico traseiro = 0,814 m

Para os pneus radiais - Pressão interna de 103 kPa:

Raio dinâmico dianteiro = 0,601 m

Raio dinâmico traseiro = 0,752 m



FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Medição da distância percorrida pelos pneus diagonais na superfície de referência para a determinação da relação cinemática do trator de teste.

O cálculo das relações cinemáticas sobre a superfície de referência resultou nos seguintes valores:

Para os pneus diagonais = 0,983

Para os pneus radiais = 1,066

3.6 Pneus

Nos testes a que se refere este experimento foram utilizados dois tipos de carcaças de pneus, diagonais e radiais. Os pneus diagonais utilizados eram da marca GOODYEAR, modelo Dyna torque II, com banda de rodagem R1, 12 lonas, designação 14.9-26 para os dianteiros e 23.1-30 para os traseiros (Figura 18).



FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Trator de teste equipado com os pneus diagonais Dyna torque II Goodyear.

Os pneus radiais utilizados foram da marca MICHELIN modelo XM-27, com banda de rodagem R1 e designação técnica 480/65R24 127 A8 para os dianteiros e 620/75R26 166 A8 para os traseiros (Figura 19).



FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Trator de teste equipado com os pneus radiais XM-27 Michelin.

Como recomendação para os tratores com tração dianteira auxiliar o fabricante do trator Massey Ferguson indica, em seu catálogo, que devem ser colocados pares de pneus adequados, sendo assim, recomendados a colocação de tamanhos de pneus apresentados na Tabela 9.

TABELA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Recomendação de pares de pneus para o trator MF 620 com TDA.

Dianteiro	Traseiro
14.9-24 R1	17.4-34 R1
14.9-26 R1	23.1-30 R1

FONTE: Catálogo técnico do trator MF 620.

Segundo informações técnicas do fabricante do trator, a combinação de pneus diagonais estava dentro da recomendação de pares compatíveis de pneus. A combinação de pneus radiais também estava dentro da recomendação, já que o fabricante de pneus MICHELIN, indicou os pares de pneus e a medição da relação cinemática ficou em 1,066, demonstrando a compatibilidade.

3.7 Tratores de freio

Para criar uma resistência e conseqüentemente uma carga, necessária para o experimento com dinamometria, foram utilizados tratores de freio, para avaliar a tração e a resistência ao rolamento do trator de teste. Como este trator somente servia para criar esta resistência, utilizaram-se dois modelos diferentes. O primeiro trator de freio foi da marca Ford, modelo 7610, massa total de 3860 kg, motor de 4 cilindros, 4392 cm³ de cilindrada, dispendo de uma potência de 75,8 kW no motor a um regime de rotação de 2100 rotações/min, com TDA, utilizado para os testes com os pneus radiais (Figura 20).



FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Trator de freio Ford modelo 7610 com TDA, utilizado para os testes do trator MF 620 com os pneus radiais.

Como segundo trator de freio foi utilizado um da marca Massey Ferguson, modelo 290, peso de 5241 kg, motor de 4 cilindros, 4070 cm³ de cilindrada, dispendo de uma potência de 62,5 kW no motor a um regime de rotação de 2200 rotações/min, com TDA foi utilizado para os testes com os pneus diagonais (Figura 21).



FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Trator de freio Massey Ferguson modelo 290 com TDA, utilizado para os testes do trator MF 620 com os pneus diagonais.

As condições estabelecidas nos tratores freio Ford 7610 e Massey Ferguson 290, para estabelecer as diferentes cargas no teste estão indicadas na Tabela 10 e Tabela 11.

TABELA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Marchas utilizadas pelo trator de freio Ford 7610.

Tipo de solo	Carga	Marcha	Rotação do motor (RPM)
Solo firme	1	2. ^a Rd A	2250
Solo firme	2	2. ^a Rd A	1800
Solo firme	3	2. ^a Rd B	1600
Solo solto	1	3. ^a Rd B	1800
Solo solto	2	3. ^a Rd B	S/Aceleração
Solo solto	3	1. ^a Rd B	1800

TABELA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Marchas utilizadas pelo trator de freio Massey Ferguson 290.

Tipo de solo	Carga	Marcha	Rotação do motor (RPM)
Solo firme	1	1. ^a M B	1800
Solo firme	2	3. ^a Tg B	1500
Solo firme	3	3. ^a Tg B	1200
Solo solto	1	1. ^a M B	1800
Solo solto	2	3. ^a Tg B	1800
Solo solto	3	2. ^a Tg B	1800

3.8 Pressões internas dos pneus

As pressões internas dos pneus foram alteradas durante os testes, segundo o que exigia o tratamento (Figura 22). Estas pressões foram modificadas com a utilização de um compressor de ar que era necessário para aumentar as pressões internas dos pneu. Para facilitar o trabalho e diminuir a movimentação dos tratores no campo este compressor foi colocado sobre um utilitário (Figura 23) que posicionava-se na cabeceira das parcelas, de acordo com a necessidade.



FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Detalhe do enchimento do pneu na área experimental.



FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Compressor de ar sobre a utilitário, facilitando os trabalhos de variação de pressões internas na área experimental.

A diminuição da pressão interna (retirada do ar) era feita através de uma chave para válvula, utilizada nos tratamentos que exigia pressões menores, (Figura 24).



FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Retirada da pressão interna do pneu com o auxílio de chave para válvula.

A verificação da exatidão da pressão interna dos pneus foi feita com o auxílio de um medidor (calibrador) analógico, com precisão de 6,894 kPa, realizado em qualquer posição da válvula, já que os pneus não continham lastro líquido, conforme a Figura 25.



FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Verificação da pressão interna do pneu utilizando o calibrador.

As pressões internas dos pneus dianteiros e traseiros eram alteradas conforme a necessidade de variação da relação cinemática exigida (Tabela 12), sendo realizada de modo que fosse utilizado o mínimo possível o compressor de ar, agilizando os trabalhos.

TABELA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Pressões internas, raios estáticos e relações cinemáticas.

Tipo de pneu	Pneu Dianteiro		Pneu traseiro		Relação cinemática (Kv)
	Pressão interna (kPa)	Raio estático (mm)	Pressão interna (kPa)	Raio estático (mm)	
	Radial	172,4	585	62,0	
Radial	172,4	585	89,6	729	1,072
Radial	172,4	585	158,6	751	1,041
Radial	117,2	567	158,6	751	1,009
Radial	89,6	554	158,6	751	0,986
Radial	75,8	541	158,6	751	0,962
Diagonal	124,1	590	96,5	784	1,005
Diagonal	82,7	583	110,3	791	0,985

3.9 Instrumentação

O trator de teste foi equipado com uma plataforma dotada de uma instrumentação (Figura 26) formada por um conjunto dinamométrico da marca Alfa Instrumentos, para a determinação da força de tração, através de uma célula de carga colocada entre os tratores. O registro dos dados era obtido pela análise visual do visor que apresentava a força de tração, em cada parcela, sendo retirado no mínimo 20 observações.



FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** -

Instrumentação para aquisição dos dados da força de tração e resistência ao rolamento.

Na Figura 27 se apresenta um detalhe da célula de carga com capacidade de 50 kN, utilizada nos testes de tração e resistência ao rolamento. Para unir os dois tratores, passando pela célula de carga foi utilizado um cabo de aço.



FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Célula de carga e a sua posição nos testes de tração.

Para os testes de determinação do esforço de tração, a célula de carga foi colocada na barra de tração do trator MF 620, tracionando os tratores de freio, de acordo com as cargas determinadas (Figura 28).



FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Posição dos tratores na realização dos testes de tração.

Para os testes de resistência ao rolamento do trator MF 620, o trator de freio tracionou o trator de teste, ficando a célula de carga entre os dois tratores (Figura 29).



FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Posição da célula de carga nos testes de resistência ao rolamento.

A Figura 30 mostra o trator de freio tracionando o trator de teste nos ensaios de resistência ao rolamento.



FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Posição dos tratores nos testes de resistência ao rolamento.

3.10 Determinação do patinamento

O patinamento foi determinado pelo método das balizas onde o que se mede é a distância percorrida pela roda em um determinado número de voltas. Foram utilizadas cinco voltas da roda nas determinações, marcadas com o auxílio de 8 balizas, 4 para as rodas dianteiras e 4 para as rodas traseiras. Nos pneus do trator foram feitas marcações próximas as válvulas para identificar o ponto onde a volta deveria ser contada. A seguir com o auxílio de uma trena de 50 metros, foi medida a distância percorrida pelas rodas, para o posterior cálculo do patinamento em função da distância percorrida no mesmo número de voltas em uma superfície de referência, no caso, o solo firme.

As medições foram realizadas conforme a Figura 31 e no Anexo I, estão indicados os detalhes das medições dos patinamentos traseiros e dianteiros e da troca das parcelas.



FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Determinação do patinamento utilizando uma

trena e balizas.

3.11 Tratamentos

Foram fixados 48 tratamentos, em função da combinação do tipo de carcaça dos pneus, relação cinemática e tipo de solo, de acordo com a Tabela 13. A Tabela 14, indica a ordem de execução dos tratamentos.

3.12 Análise estatística

A análise estatística foi realizada através do pacote estatístico SAS, utilizando um delineamento de blocos ao acaso, em fatorial. Buscou-se determinar coeficiente de variação entre os valores medidos e calculados, para determinar a precisão e conseqüentemente a possibilidade de utilização destes dados, análise de variância e um teste de diferenças de médias.

TABELA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Relação dos tratamentos em função do tipo de pneu, relação cinemática, tipo de superfície e carga aplicada.

Tratamento Número:	Tratamento	Tipo de pneu	Relação cinemática	Tipo de solo
1	TR Kv6 So C1	Radial	1,102	Solto
2	TR Kv6 Fe C1	Radial	1,102	Firme
3	TR Kv6 So C2	Radial	1,102	Solto
4	TR Kv6 Fe C2	Radial	1,102	Firme
5	TR Kv6 So C3	Radial	1,102	Solto
6	TR Kv6 Fe C3	Radial	1,102	Firme
7	TR Kv5 So C1	Radial	1,072	Solto
8	TR Kv5 Fe C1	Radial	1,072	Firme
9	TR Kv5 So C2	Radial	1,072	Solto
10	TR Kv5 Fe C2	Radial	1,072	Firme
11	TR Kv5 So C3	Radial	1,072	Solto
12	TR Kv5 Fe C3	Radial	1,072	Firme
13	TR Kv4 So C1	Radial	1,041	Solto
14	TR Kv4 Fe C1	Radial	1,041	Firme
15	TR Kv4 So C2	Radial	1,041	Solto
16	TR Kv4 Fe C2	Radial	1,041	Firme
17	TR Kv4 So C3	Radial	1,041	Solto
18	TR Kv4 Fe C3	Radial	1,041	Firme
19	TR Kv3 So C1	Radial	1,009	Solto
20	TR Kv3 Fe C1	Radial	1,009	Firme
21	TR Kv3 So C2	Radial	1,009	Solto
22	TR Kv3 Fe C2	Radial	1,009	Firme
23	TR Kv3 So C3	Radial	1,009	Solto
24	TR Kv3 Fe C3	Radial	1,009	Firme
25	TR Kv2 So C1	Radial	0,986	Solto
26	TR Kv2 Fe C1	Radial	0,986	Firme
27	TR Kv2 So C2	Radial	0,986	Solto
28	TR Kv2 Fe C2	Radial	0,986	Firme
29	TR Kv2 So C3	Radial	0,986	Solto
30	TR Kv2 Fe C3	Radial	0,986	Firme
31	TR Kv1 So C1	Radial	0,962	Solto
32	TR Kv1 Fe C1	Radial	0,962	Firme
33	TR Kv1 So C2	Radial	0,962	Solto
34	TR Kv1 Fe C2	Radial	0,962	Firme
35	TR Kv1 So C3	Radial	0,962	Solto
36	TR Kv1 Fe C3	Radial	0,962	Firme
37	TD Kv2 So C1	Diagonal	1,005	Solto
38	TD Kv2 Fe C1	Diagonal	1,005	Firme
39	TD Kv2 So C2	Diagonal	1,005	Solto
40	TD Kv2 Fe C2	Diagonal	1,005	Firme
41	TD Kv2 So C3	Diagonal	1,005	Solto
42	TD Kv2 Fe C3	Diagonal	1,005	Firme
43	TD Kv1 So C1	Diagonal	0,985	Solto
44	TD Kv1 Fe C1	Diagonal	0,985	Firme
45	TD Kv1 So C2	Diagonal	0,985	Solto
46	TD Kv1 Fe C2	Diagonal	0,985	Firme
47	TD Kv1 So C3	Diagonal	0,985	Solto
48	TD Kv1 Fe C3	Diagonal	0,985	Firme

TABELA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Ordem de realização dos tratamentos no experimento de campo.

Ordem	Relação cinemática	Tipo de pneu	Tipo de solo	Carga
1	1,009	Radial	Solto	1
2	1,009	Radial	Firme	1
3	1,009	Radial	Solto	2
4	1,009	Radial	Firme	2
5	1,009	Radial	Solto	3
6	1,009	Radial	Firme	3
7	0,986	Radial	Solto	1
8	0,986	Radial	Firme	1
9	0,986	Radial	Solto	2
10	0,986	Radial	Firme	2
11	0,986	Radial	Solto	3
12	0,986	Radial	Firme	3
13	0,962	Radial	Solto	1
14	0,962	Radial	Firme	1
15	0,962	Radial	Solto	2
16	0,962	Radial	Firme	2
17	0,962	Radial	Solto	3
18	0,962	Radial	Firme	3
19	1,041	Radial	Solto	1
20	1,041	Radial	Firme	1
21	1,041	Radial	Solto	2
22	1,041	Radial	Firme	2
23	1,041	Radial	Solto	3
24	1,041	Radial	Firme	3
25	1,072	Radial	Solto	1
26	1,072	Radial	Firme	1
27	1,072	Radial	Solto	2
28	1,072	Radial	Firme	2
29	1,072	Radial	Solto	3
30	1,072	Radial	Firme	3
31	1,102	Radial	Solto	1
32	1,102	Radial	Firme	1
33	1,102	Radial	Solto	2
34	1,102	Radial	Firme	2
35	1,102	Radial	Solto	3
36	1,102	Radial	Firme	3
37	0,985	Diagonal	Solto	1
38	0,985	Diagonal	Firme	1
39	0,985	Diagonal	Solto	2
40	0,985	Diagonal	Firme	2
41	0,985	Diagonal	Solto	3
42	0,985	Diagonal	Firme	3
43	1,005	Diagonal	Solto	1
44	1,005	Diagonal	Firme	1
45	1,005	Diagonal	Solto	2
46	1,005	Diagonal	Firme	2
47	1,005	Diagonal	Solto	3
48	1,005	Diagonal	Firme	3

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Ensaio de campo

4.1.1 Patinamentos

A Tabela 15 apresenta os resultados dos patinamentos das rodas traseiras, dianteiras e o patinamento médio, para os pneus radiais em solo firme em função da relação cinemática e cargas impostas ao trator de teste. Nota-se que mesmo com relação de atraso, ou seja, menores que 1, os patinamentos dianteiros são maiores. Teoricamente isto ocorre em função de que durante os ensaios de tração há uma transferência de peso do rodado dianteiro para o traseiro, aumentando o raio do rodado dianteiro, diminuindo o do traseiro por aumento de peso dinâmico, tendendo a elevar o Kv.

Através do teste de Duncan, avaliou-se as diferenças de médias dos patinamentos em relação a relação cinemática entre os eixos e em relação as cargas impostas a barra de tração. O patinamento traseiro variou em função da relação cinemática, sendo que não variou significativamente entre as relações 0,962; 0,986; 1,009; 1,041 e 1,072. Por outro lado, o patinamento traseiro não variou entre as relações 0,962; 1,041; 1,072 e 1,102. O patinamento dianteiro não variou significativamente em relação as relações cinemáticas, o mesmo ocorrendo para os patinamentos médios entre os eixos, demonstrando que entre estes patinamentos não ocorreu influência da relação cinemática. Os patinamentos traseiros, dianteiros e médios variaram significativamente em função da carga imposta a barra de tração, indicando a correta quantidade de carga tracionada para a variação dos tratamentos.

TABELA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Patinamentos das rodas traseiras, dianteiras e patinamento médio nos dois eixos, em experimento de tração com trator TDA equipado com pneus radiais em solo firme.

Relação cinemática	Carga	Patinamento		
		Traseiro (%)	Dianteiro (%)	Médio (%)
0,962	1	11,36 ^{ab-c}	16,67 ^{a-c}	14,02 ^{a-c}
0,962	2	19,99 ^{ab-b}	23,22 ^{a-b}	21,61 ^{a-b}
0,962	3	35,50 ^{ab-a}	39,72 ^{a-a}	37,61 ^{a-a}
0,986	1	10,58 ^{a-c}	16,39 ^{a-c}	13,49 ^{a-c}
0,986	2	19,74 ^{a-b}	24,63 ^{a-b}	22,19 ^{a-b}
0,986	3	35,39 ^{a-a}	40,34 ^{a-a}	37,87 ^{a-a}
1,009	1	11,71 ^{a-c}	17,86 ^{a-c}	14,79 ^{a-c}
1,009	2	18,70 ^{a-b}	24,12 ^{a-b}	21,41 ^{a-b}
1,009	3	38,48 ^{a-a}	41,83 ^{a-a}	40,16 ^{a-a}
1,041	1	10,63 ^{ab-c}	16,81 ^{a-c}	13,72 ^{a-c}
1,041	2	19,49 ^{ab-b}	24,65 ^{a-b}	22,07 ^{a-b}
1,041	3	36,21 ^{ab-a}	40,68 ^{a-a}	38,45 ^{a-a}
1,072	1	7,74 ^{ab-c}	14,57 ^{a-c}	11,16 ^{a-c}
1,072	2	19,56 ^{ab-b}	25,09 ^{a-b}	22,33 ^{a-b}
1,072	3	33,90 ^{ab-a}	37,45 ^{a-a}	35,68 ^{a-a}
1,102	1	8,94 ^{b-c}	15,45 ^{a-c}	12,20 ^{a-c}
1,102	2	17,19 ^{b-b}	23,36 ^{a-b}	20,28 ^{a-b}
1,102	3	32,22 ^{b-a}	37,48 ^{a-a}	34,85 ^{a-a}

Médias com mesmo índice não diferem significativamente a 5% pelo teste de Duncan.

Convenção: em função da relação cinemática - em função da carga imposta a barra de tração.

Analisando a Figura 32, que se referem aos pneus radiais em solo firme, observa-se que há uma diferença entre os patinamentos das rodas dianteiras, levemente maiores, que das rodas traseiras que são menores. Isto é uma decorrência da relação cinemática que geralmente proporciona uma maior rotação ao eixo dianteiro, mesmo descontando-se a diferença estabelecida para a correção do menor raio da roda dianteira.

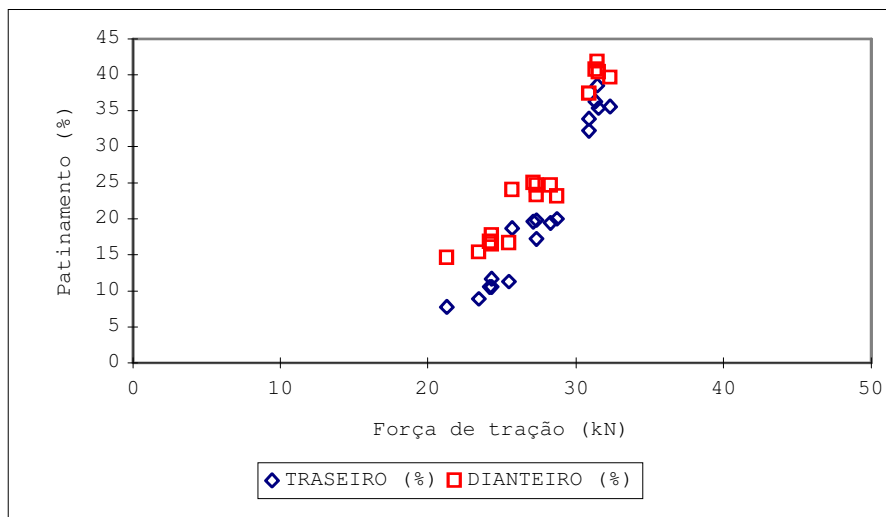


FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Comportamento do patinamento traseiro e dianteiro do trator em função da força de tração exercida na barra de tração, com os pneus radiais em solo firme.

Na Figura 32 observa-se que os ensaios de campo a que se refere este trabalho foram feitos em uma parte da curva total que corresponde a valores de força de tração entre 20 kN e 35 kN. Nota-se que esta carga imposta à barra já provoca patinamentos importantes, correspondendo a uma faixa onde estes dispararam encaminhando o trator à imobilização. Em solo firme os valores ultrapassaram os 38% para os rodados traseiros e 41% para os dianteiros, mantendo-se a diferença percentual entre patinamentos ao redor de 3% a 7% sempre maior para o rodado dianteiro (Figura 33).

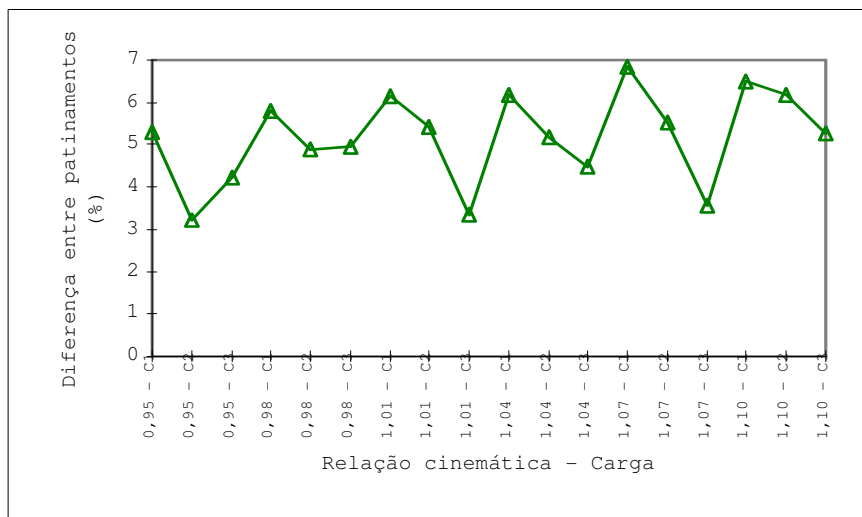


FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Diferença percentual entre patinamento dianteiro e traseiro do trator para cada um dos tratamentos estudados, com os pneus radiais em solo firme.

Os resultados dos patinamentos traseiros, dianteiros e médios dos pneus radiais em solo solto estão apresentados na Tabela 16.

Pode-se notar que o patinamento traseiro variou em função da relação cinemática sendo que não variou significativamente nas relações 0,962; 0,986; 1,009; 1,041 e 1,072. O patinamento traseiro não variou entre as relações 0,962; 1,041; 1,072 e 1,102. O patinamento dianteiro não variou significativamente em relação as relações cinemáticas, o mesmo ocorrendo para os patinamentos médios entre os eixos. Os patinamentos traseiros, dianteiros e médios variaram significativamente em função da carga imposta a barra de tração, indicando a correta quantidade de carga tracionada para a variação dos tratamentos, também no solo solto.

TABELA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Patinamentos das rodas traseiras, dianteiras e patinamento médio nos dois eixos, em experimento de tração com trator TDA equipado com pneus radiais em solo solto.

Relação cinemática	Carga	Patinamento		
		Traseiro (%)	Dianteiro (%)	Médio (%)
0,962	1	7,25 ^{ab-c}	14,00 ^{a-c}	10,63 ^{a-c}
0,962	2	14,03 ^{ab-b}	20,22 ^{a-b}	17,13 ^{a-b}
0,962	3	42,03 ^{ab-a}	47,10 ^{a-a}	44,57 ^{a-a}
0,986	1	9,62 ^{a-c}	15,02 ^{a-c}	12,32 ^{a-c}
0,986	2	17,12 ^{a-b}	23,45 ^{a-b}	20,29 ^{a-b}
0,986	3	40,93 ^{a-a}	47,00 ^{a-a}	43,97 ^{a-a}
1,009	1	7,73 ^{a-c}	14,11 ^{a-c}	10,92 ^{a-c}
1,009	2	18,18 ^{a-b}	22,10 ^{a-b}	20,14 ^{a-b}
1,009	3	42,44 ^{a-a}	46,72 ^{a-a}	44,58 ^{a-a}
1,041	1	6,60 ^{ab-c}	13,05 ^{a-c}	9,83 ^{a-c}
1,041	2	15,16 ^{ab-b}	20,67 ^{a-b}	17,92 ^{a-b}
1,041	3	41,31 ^{ab-a}	44,95 ^{a-a}	43,13 ^{a-a}
1,072	1	5,71 ^{ab-c}	11,44 ^{a-c}	8,58 ^{a-c}
1,072	2	11,13 ^{ab-b}	16,98 ^{a-b}	14,06 ^{a-b}
1,072	3	41,13 ^{ab-a}	53,21 ^{a-a}	47,17 ^{a-a}
1,102	1	5,46 ^{b-c}	11,51 ^{a-c}	8,49 ^{a-c}
1,102	2	9,75 ^{b-b}	15,31 ^{a-b}	12,53 ^{a-b}
1,102	3	34,15 ^{b-a}	41,19 ^{a-a}	37,67 ^{a-a}

Médias com mesmo índice não diferem significativamente a 5% pelo teste de Duncan.

Convenção: em função da relação cinemática - em função da carga imposta a barra de tração.

Utilizando os pneus radiais na condição de solo solto (Figura 34), o comportamento era claramente no sentido de aumentar as diferenças entre os patinamentos dianteiros e traseiros, separando nitidamente as curvas de patinamento em função da força de tração exercida na barra. Os valores do patinamento dianteiro ultrapassaram os 53%, enquanto que o traseiro superou os 42%. Como ocorreu para o solo firme, os valores de força de tração foram realizados em uma parte da curva total entre 10 kN e 35 kN, também proporcionando altos patinamentos que tendem a imobilizar o trator.

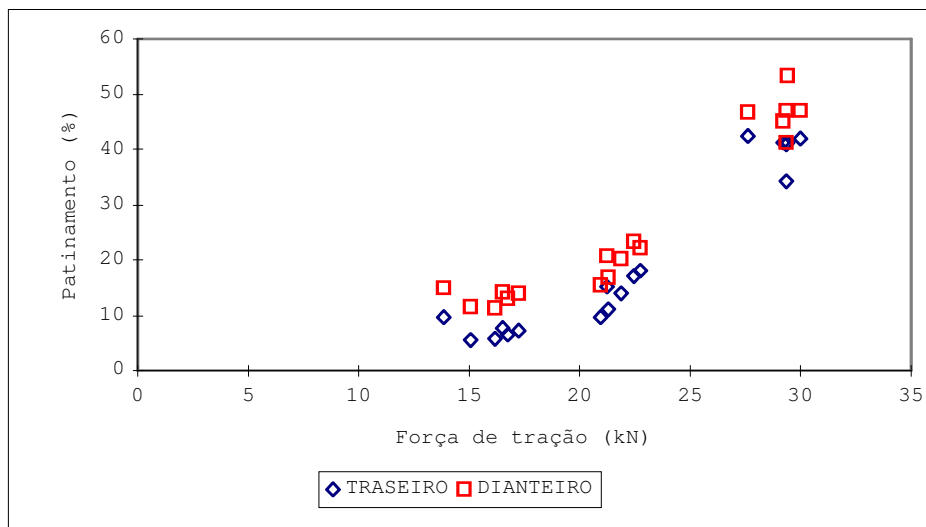


FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Comportamento do patinamento traseiro e dianteiro do trator em função da força de tração exercida na barra de tração, com os pneus radiais em solo solto.

Quanto ao percentual diferencial entre patinamentos (Figura 35), este variava entre 3,6% e 12%, sempre maiores para as rodas dianteiras. Diferentemente do que ocorria em um solo firme, não havia tendência de incremento desta diferença com o aumento da relação cinemática estática. Isto se deve a que, em um solo solto e desagregado por operações de aração e gradagem, o fusível é o solo, que se rompe, impedindo que as vibrações ocorram no trator. SCHLOSSER (1996) em seus experimentos obteve resultados semelhantes.

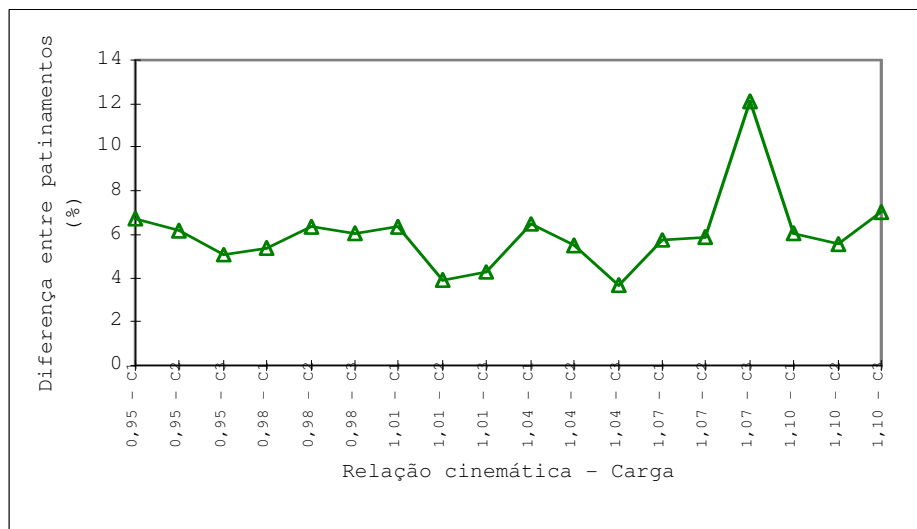


FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Diferença percentual entre patinamento dianteiro e traseiro do trator para cada um dos tratamentos estudados, com os pneus radiais em solo solto.

A Tabela 17 apresenta os patinamentos das rodas traseiras, dianteiras e patinamentos médios dos dois eixos para os pneus diagonais em solo firme.

TABELA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Patinamentos das rodas traseiras, dianteiras e patinamento médio nos dois eixos, em experimento de tração com trator TDA equipado com pneus diagonais em solo firme.

Relação cinemática	Carga	Patinamento		
		Traseiro (%)	Dianteiro (%)	Médio (%)
0,985	1	23,08 ^{a-b}	5,40 ^{a-c}	14,24 ^{a-c}
0,985	2	21,47 ^{a-b}	20,70 ^{a-b}	21,09 ^{a-b}
0,985	3	44,46 ^{a-a}	31,28 ^{a-a}	37,87 ^{a-a}
1,005	1	11,25 ^{b-b}	10,90 ^{a-c}	11,08 ^{a-c}
1,005	2	20,84 ^{b-b}	21,32 ^{a-b}	21,08 ^{a-b}
1,005	3	29,71 ^{b-a}	29,03 ^{a-a}	29,37 ^{a-a}

Médias com mesmo índice não diferem significativamente a 5% pelo teste de Duncan.

Convenção: em função da relação cinemática - em função da carga imposta a barra de tração.

Os patinamentos traseiros diferem significativamente em função da relação cinemática, indicando que a redução dos níveis de patinamento foi influenciada pelo aumento da relação cinemática. Para os patinamentos dianteiros e médios, não ocorreu diferença significativa, ou seja, as relações cinemáticas não influenciaram na variação destes patinamentos. Em função das cargas impostas a barra de tração os patinamentos traseiros, diferiram significativamente quando o trator tracionou altas forças de tração (C3) em comparação com as cargas médias (C2) e baixas (C1), que entre si não houve diferença em nível de 5%, ficando as cargas muito próximas. Quanto aos patinamentos dianteiros e médios, houve diferença significativa em função das três cargas impostas a barra de tração do trator de teste, fato que demonstra uma boa divisão das cargas para os testes de tração.

Na Figura 36 estão apresentados os resultados dos patinamentos e força de tração do trator equipado com pneus diagonais em solo firme.

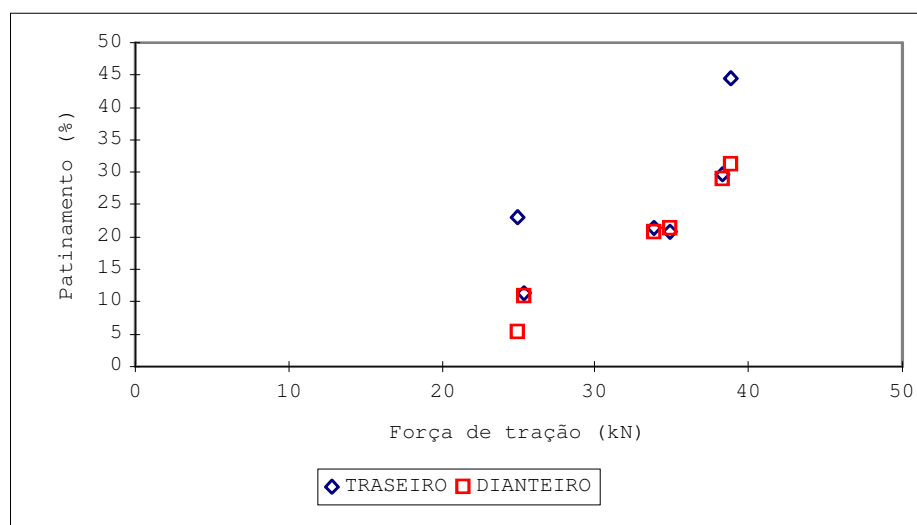


FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Comportamento do patinamento traseiro e dianteiro do trator em função da força de

tração exercida na barra de tração, com os pneus diagonais em solo firme.

Observa-se que os ensaios de campo correspondem a valores de força de tração entre 20 kN e 40 kN. Os patinamentos das rodas traseiras foram aproximadamente iguais ou maiores do que o das rodas dianteiras, com os valores superando os 44% para as rodas traseiras e 31% para as rodas dianteiras, mantendo uma diferença percentual entre patinamentos de 17,7% maior para as rodas traseiras até 0,5% maior para as rodas dianteiras (Figura 37). Neste caso nota-se uma tendência de diminuição entre as diferenças percentuais entre os patinamentos, quando aumentada a relação cinemática e carga.

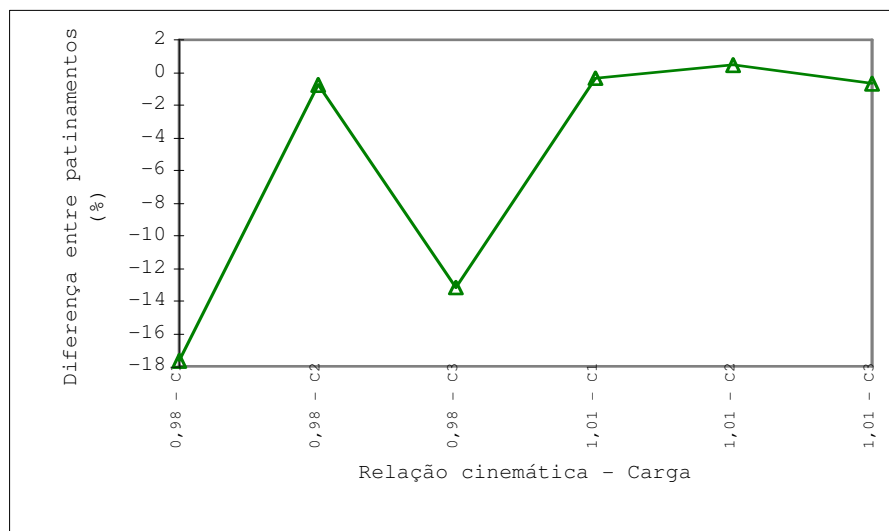


FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Diferença percentual entre patinamento dianteiro e traseiro do trator para cada um dos tratamentos estudados, com os pneus diagonais em solo firme.

A Tabela 18 indica os resultados dos patinamentos das rodas traseiras, dianteiras e médio, para os pneus diagonais em solo solto.

TABELA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Patinamentos das rodas traseiras, dianteiras e patinamento médio nos dois eixos, em experimento de tração com trator TDA equipado com pneus diagonais em solo solto.

Relação cinemática	Carga	Patinamento		
		Traseiro (%)	Dianteiro (%)	Médio (%)
0,985	1	24,62 ^{a-b}	5,85 ^{a-c}	15,24 ^{a-c}
0,985	2	27,36 ^{a-b}	22,93 ^{a-b}	25,15 ^{a-b}
0,985	3	43,08 ^{a-a}	43,66 ^{a-a}	43,37 ^{a-a}
1,041	1	14,12 ^{b-b}	13,02 ^{a-c}	13,57 ^{a-c}
1,041	2	24,88 ^{b-b}	24,69 ^{a-b}	24,79 ^{a-b}
1,041	3	40,34 ^{b-a}	39,75 ^{a-a}	40,05 ^{a-a}

Médias com mesmo índice não diferem significativamente a 5% pelo teste de Duncan.

Convenção: em função da relação cinemática - em função da carga imposta a barra de tração.

A Figura 38 mostra os resultados dos patinamentos em função da força de tração.

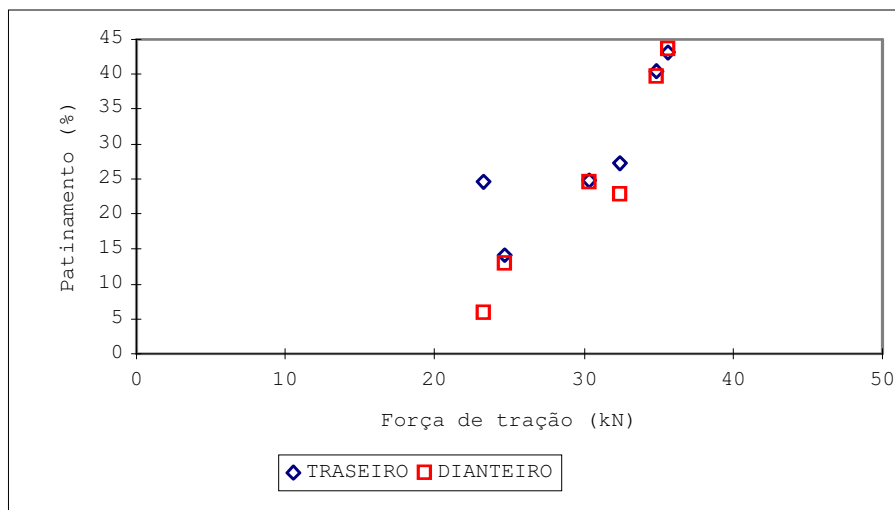


FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Comportamento do patinamento traseiro e dianteiro do trator em função da força de tração exercida na barra de tração, com os pneus diagonais em solo solto.

A Figura 38 mostra que neste caso, também foi realizado os testes em uma parte da curva de tração e patinamento, com as forças de tração variando entre 20 kN e 40 kN. O patinamento das rodas traseiras e dianteiras superaram os 43% (Tabela 18), com uma diferença percentual entre patinamentos superior a 18% maior para as rodas traseiras até 0,6% maior para as dianteiras (Figura 39). Pode-se notar que neste caso, ocorre uma tendência da diminuição percentual entre os patinamentos das rodas traseiras e dianteiras, fato semelhante ao que ocorreu na condição de solo firme dos pneus diagonais.

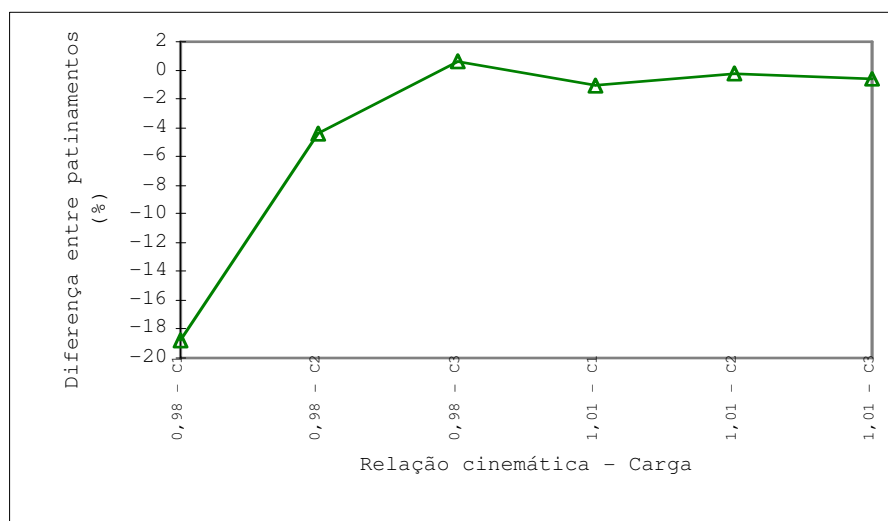


FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Diferença percentual entre patinamento dianteiro e traseiro do trator para cada um dos tratamentos estudados, com os pneus diagonais em solo solto.

A Tabela 19 apresenta os resultados dos patinamentos traseiros, dianteiros e médios, realizado através da média entre os 18 valores de cada patinamento em relação a cada condição de superfície nos dois tipos de pneus.

TABELA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Análise da diferença entre as médias dos patinamentos traseiros, dianteiros e médio dos pneus radiais e diagonais para cada condição de superfície.

Solo	Tipo de pneu	Patinamentos		
		Traseiro(%)	Dianteiro (%)	Médio (%)
Firme	Radial	21,518 ^a	26,684 ^a	24,105 ^a
Solto	Radial	20,541 ^a	26,557 ^a	23,552 ^a
Firme	Diagonal	25,135 ^a	19,772 ^a	22,455 ^b
Solto	Diagonal	29,067 ^a	24,983 ^a	27,028 ^a

Médias com mesmo índice não diferem significativamente a 5% pelo teste de Duncan.

Os resultados demonstram que os patinamentos não diferem significativamente em relação a condição da superfície quando utilizado o tipo de pneu radial. Os resultados dos patinamentos traseiros e dianteiros dos pneus diagonais indicam que a condição de solo não influenciou significativamente os patinamentos, porém mostra uma diferença significativa entre os patinamentos médios.

Os patinamentos dianteiros e traseiros nas duas condições de solo e nos dois tipos de pneus é apresentado nas Figuras de 40 a 43. A linha de ajuste dos pontos que representam o patinamento das rodas dianteiras e traseiras não é paralela a uma reta 1:1 e não passa pela origem, tendência esta citada teoricamente por WONG (1978) para tratores com tração nas quatro rodas e obtida por SCHLOSSER (1996) em seus experimentos.

Na plotagem dos patinamentos dianteiros e traseiros dos pneus radiais em solo firme, os pontos da Figura 40, estão em uma faixa de 8% a 40%, com uma reta de ajuste dos pontos precisa, com valor de R^2 de 0,9951.

Para o solo solto os pontos estão em uma faixa de 5% a 45% (Figura 41). As retas de ajuste dos pontos neste caso, também estão precisas, com valor de R^2 de 0,9864 para o solo solto.

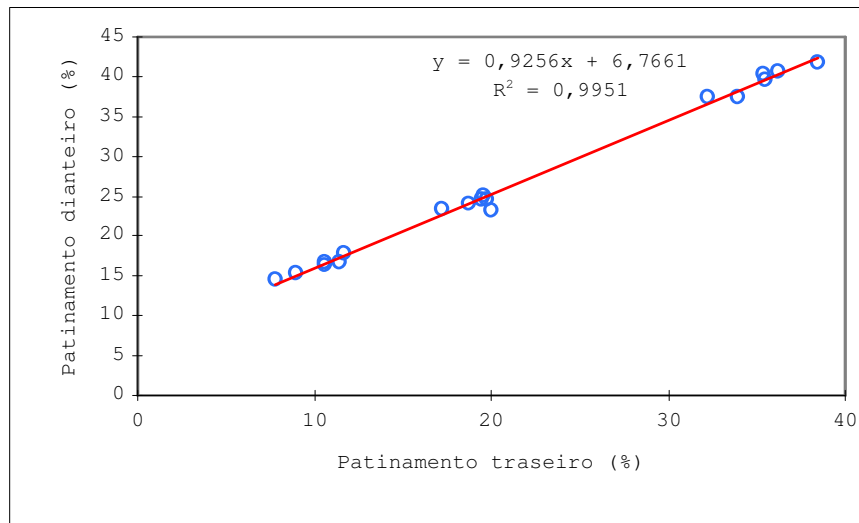


FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Relação entre patinamento dianteiro e traseiro de um trator TDA, com pneus radiais em solo firme.

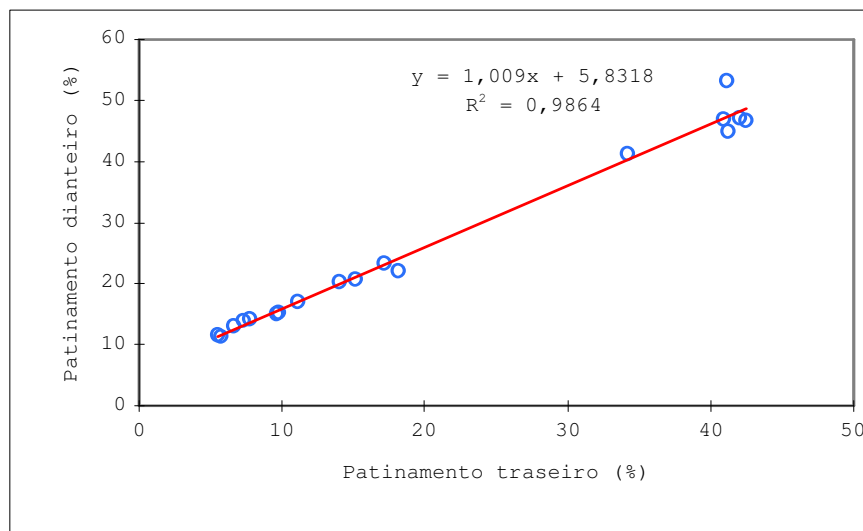


FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Relação entre patinamento dianteiro e traseiro de um trator TDA, com pneus radiais em solo solto.

A plotagem dos patinamentos das rodas dianteiras e traseiras do trator equipado com os pneus diagonais em solo firme (Figura 42) indica uma distribuição de pontos entre 10% e 35% e para a condição de solo solto, os pontos estão distribuídos em uma faixa entre 12% e 45% (Figura 43). A precisão da reta de ajuste dos pontos para os pneus diagonais é bem menor do que as retas dos pneus radiais, ficando um R^2 de 0,5256 para a condição de solo firme e de 0,7655 para a superfície solta.

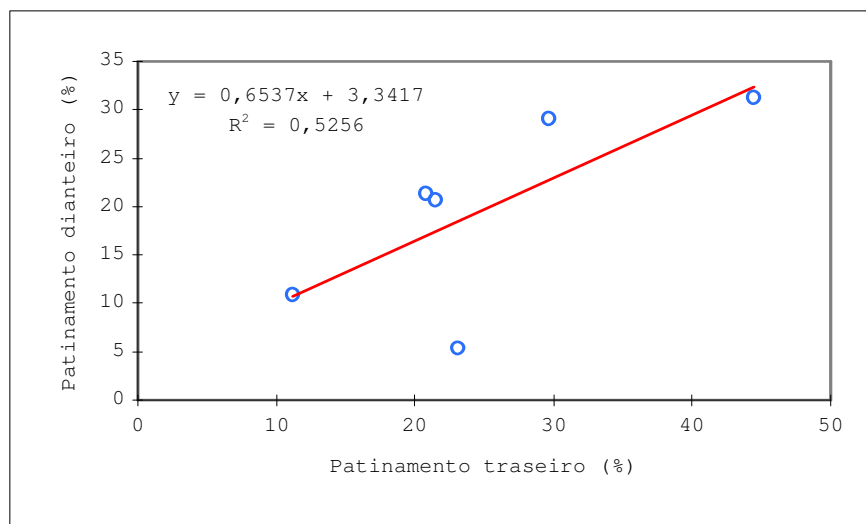


FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Relação entre patinamento dianteiro e traseiro de um trator TDA, com pneus diagonais em solo firme.

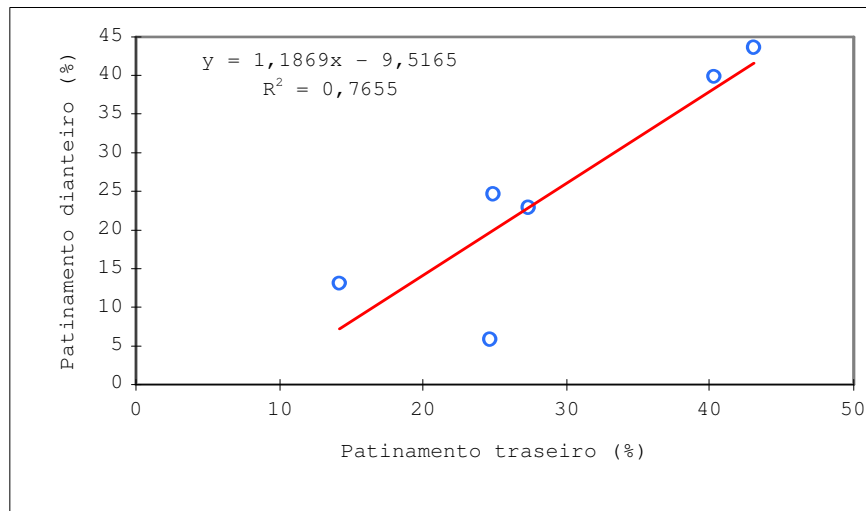


FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Relação entre patinamento dianteiro e traseiro de um trator TDA, com pneus diagonais em solo solto.

4.1.2 Relação cinemática

Nos trabalhos realizados com os pneus radiais, após o cálculo dos raios dinâmicos, encontrou-se que os Kvs dinâmicos diminuíram nos dois solos, em relação aos Kvs estáticos. A Tabela 20 apresenta o comportamento das relações cinemáticas estáticas e dinâmicas, bem como os raios dinâmicos e a diferença entre as relações dinâmicas e estáticas, em função das cargas tracionadas com o trator de teste utilizando pneus radiais em solo firme.

TABELA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Raios dinâmicos e relação cinemática dinâmica em relação a relação cinemática estática e a carga, no teste em tração de um trator TDA, equipado com pneus radiais em solo firme.

Carga	Relação cinemática Estática	Raios dinâmicos (mm)		Relação cinemática Dinâmica	Diferença dinâmica - estática
		Dianteiro	Traseiro		
1	0,962	451	666	0,905	-0,058
2	0,962	415	601	0,924	-0,039
3	0,962	326	484	0,899	-0,063
1	0,986	463	672	0,922	-0,064
2	0,986	418	603	0,925	-0,060
3	0,986	331	485	0,910	-0,076
1	1,009	466	663	0,938	-0,070
2	1,009	430	611	0,941	-0,067
3	1,009	330	462	0,954	-0,055
1	1,041	487	671	0,969	-0,072
2	1,041	441	605	0,974	-0,067
3	1,041	347	479	0,968	-0,073
1	1,072	500	673	0,993	-0,079
2	1,072	438	586	0,998	-0,074
3	1,072	366	482	1,015	-0,058
1	1,102	495	646	1,024	-0,079
2	1,102	448	587	1,020	-0,082
3	1,102	366	481	1,017	-0,086

Os resultados indicam uma redução da relação cinemática dinâmica em comparação a relação cinemática estática, contrariando a tendência de elevação dos Kvs dinâmicos em função do aumento dos raios dianteiros e diminuição dos traseiros, pela transferência de peso. Como o outro fator de importância para os Kvs dinâmicos é o patinamento, o qual influi diretamente nos raios dinâmicos das rodas, pode-se concluir que os patinamentos influem de maneira predominante nas variações da relação cinemática dinâmica.

Na condição de solo firme (Figura 44) com cargas C1 os raios dinâmicos traseiros diminuem menos do que os raios dinâmicos dianteiros, havendo uma tendência do aumento das diferenças entre os raios dinâmicos e raios estáticos.

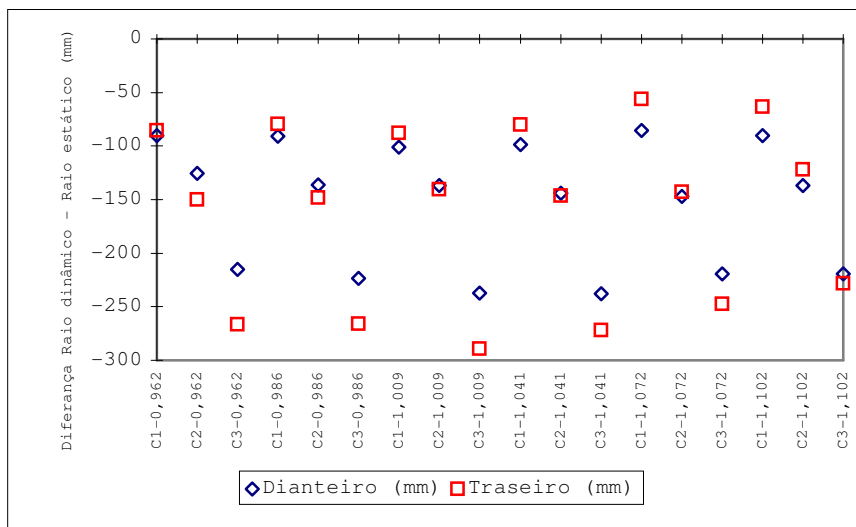


FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Diferença entre raio dinâmico e raio estático das rodas dianteiras e traseiras, no teste em tração de um trator TDA, equipado com pneus radiais em solo firme.

Nas cargas C2 os raios dinâmicos dianteiros diminuem menos do que os raios dinâmicos traseiros até a o Kv estático de 1,041. Com Kvs maiores inverte-se a condição e os raios dinâmicos traseiros diminuem menos em relação aos raios dinâmicos dianteiros. Para cargas maiores na barra de tração (C3) os raios dinâmicos dianteiros diminuem menos do que os raios dinâmicos traseiros com a tendência de diminuição da diferença entre os raios dinâmicos e estáticos.

A Tabela 21 apresenta o comportamento das relações cinemáticas estáticas e dinâmicas, bem como os raios dinâmicos e a diferença entre as relações dinâmicas e estáticas, em função das cargas tracionadas com o trator de teste com pneus radiais em solo solto.

Na condição de solo solto, na utilização dos pneus radiais, ocorreu fato semelhante ao solo firme, ou seja, as relações cinemáticas dinâmicas foram menores do que as relações cinemáticas estáticas. Como o caso anterior os raios das rodas influenciou menos do que os patinamentos

das rodas traseiras e dianteiras. Como houve patinamentos sempre maiores nas rodas dianteiras, ocorreu em todos os casos a redução dos Kvs estáticos.

TABELA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Raios dinâmicos e relação cinemática dinâmica em relação a relação cinemática estática e a carga, no teste em tração de um trator TDA, equipado com pneus radiais em solo solto.

Carga	Relação cinemática Estática	Raios dinâmicos (mm)		Relação cinemática Dinâmica	Diferença dinâmica - estática
		Dianteiro	Traseiro		
1	0,962	465	697	0,892	-0,070
2	0,962	432	646	0,893	-0,069
3	0,962	286	435	0,878	-0,084
1	0,986	471	679	0,927	-0,059
2	0,986	424	622	0,910	-0,075
3	0,986	294	444	0,884	-0,101
1	1,009	487	693	0,939	-0,070
2	1,009	442	614	0,960	-0,048
3	1,009	302	432	0,934	-0,075
1	1,041	509	701	0,969	-0,072
2	1,041	464	637	0,973	-0,068
3	1,041	322	441	0,976	-0,065
1	1,072	518	687	1,007	-0,065
2	1,072	486	648	1,002	-0,071
3	1,072	274	429	0,852	-0,220
1	1,102	518	670	1,032	-0,071
2	1,102	495	640	1,034	-0,068
3	1,102	344	467	0,984	-0,118

Na condição de solo solto (Figura 45) com carga C1 os raios dinâmicos traseiros diminuem menos do que os raios dinâmicos dianteiros, ocorrendo fato semelhante com a utilização da carga C2. Nota-se que para estas duas cargas há uma leve tendência do aumento entre os raios dinâmicos dianteiros e traseiros. Com cargas C3 os raios dinâmicos dianteiros diminuem menos do que os raios dinâmicos traseiros até a relação cinemática estática de 1,041. Com Kvs maiores inverte-se esta condição e as diferenças entre os raios dinâmicos dianteiros e

traseiros não tendem a um aumento.

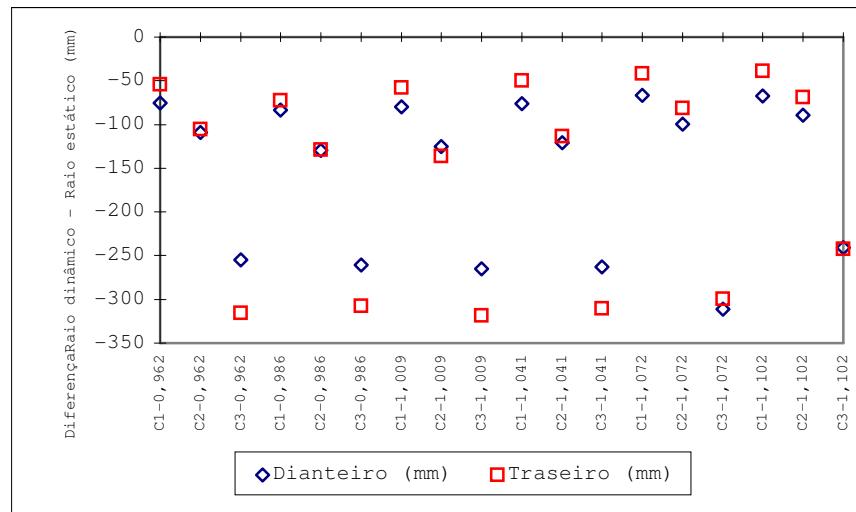


FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Diferença entre raio dinâmico e raio estático das rodas dianteiras e traseiras, no teste em tração de um trator TDA, equipado com pneus radiais em solo solto.

Esta diminuição nos Kv dinâmicos para os pneus radiais nas duas condições de solo, embora teoricamente tenderia a elevação, se deve ao fato de que os patinamentos influem mais diminuindo os raios dinâmicos das rodas do que o aumento dos raios das rodas dianteiras e diminuição do raio das rodas traseiras pela transferência de peso.

A Tabela 22 apresenta os valores calculados dos raios dinâmicos das rodas dianteiras e traseiras, a relação cinemática dinâmica e a diferença entre a relação cinemática dinâmica e estática para os pneus diagonais em solo firme.

TABELA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Raios dinâmicos e relação cinemática dinâmica em relação a relação cinemática estática e a carga, no teste em tração de um trator TDA, equipado com pneus diagonais em solo firme.

Carga	Relação cinemática Estática	Raios dinâmicos (mm)		Relação cinemática Dinâmica	Diferença dinâmica - estática
		Dianteiro	Traseiro		
1	0,985	552	608	1,211	0,226
2	0,985	462	621	0,994	0,010
3	0,985	401	439	1,218	0,234
1	1,005	526	696	1,009	0,004
2	1,005	464	621	0,999	-0,006
3	1,005	419	551	1,015	0,010

Os valores indicam que mesmo com uma relação de atraso, a relação cinemática dinâmica eleva-se ou permanece aproximadamente igual a relação cinemática estática.

A Figura 46 indica os comportamentos dos raios dinâmicos das rodas dianteiras e traseiras, demonstrando o fato do aumento ou igualdade aproximada dos Kv dinâmicos em relação aos Kv estáticos. Para a condição de solo firme, os raios dinâmicos dianteiros diminuíram menos comparativamente aos raios dinâmicos traseiros, em virtude do menor patinamento das rodas dianteiras em relação as rodas traseiras em todas as cargas impostas a barra de tração.

Observa-se também que não apresenta uma tendência de aumento das diferenças entre os raios dinâmicos dianteiros e traseiros.

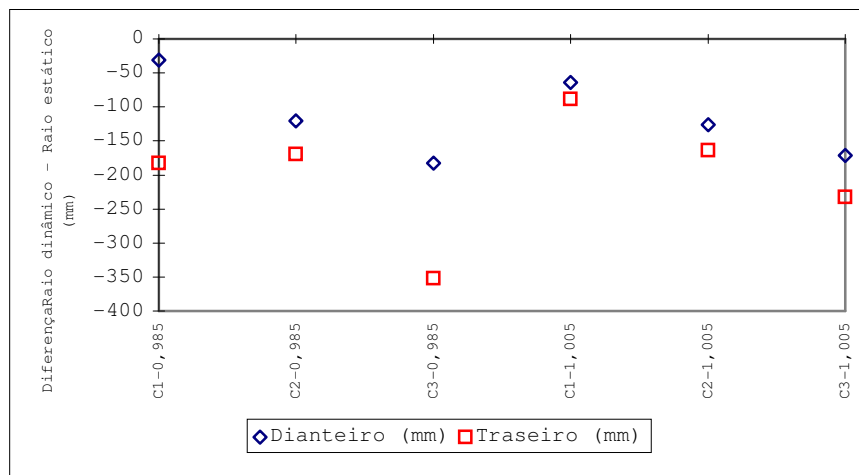


FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Diferença entre raio dinâmico e raio estático das rodas dianteiras e traseiras, no teste em tração de um trator TDA, equipado com pneus diagonais em solo firme.

A Tabela 23 apresenta os valores calculados dos raios dinâmicos das rodas dianteiras e traseiras, a relação cinemática dinâmica e a diferença entre a relação cinemática dinâmica e estática para os pneus diagonais em solo solto.

TABELA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Raios dinâmicos e relação cinemática dinâmica em relação a relação cinemática estática e a carga, no teste em tração de um trator TDA, equipado com pneus diagonais em solo solto.

Carga	Relação cinemática Estática	Raios dinâmicos (mm)		Relação cinemática Dinâmica	Diferença dinâmica - estática
		Dianteiro	Traseiro		
1	0,985	549	596	1,230	0,245
2	0,985	449	575	1,045	0,060
3	0,985	328	450	0,975	-0,010
1	1,005	513	673	1,018	0,013
2	1,005	444	589	1,008	0,003
3	1,005	355	468	1,015	0,010

Os resultados apresentam um mesmo comportamento daquele observado pelos pneus diagonais em solo firme, mostrando que mesmo com uma relação de atraso, a relação cinemática dinâmica eleva-se ou permanece aproximadamente igual a relação cinemática estática.

A Figura 47 indica os comportamentos dos raios dinâmicos das rodas dianteiras e traseiras. Em todas as relações cinemáticas e em todas as cargas os raios das rodas dianteiras diminuíram menos do que os raios das rodas traseiras, e houve uma tendência de que as diferenças entre os raios das rodas dianteiras e traseiras a uma diminuição.

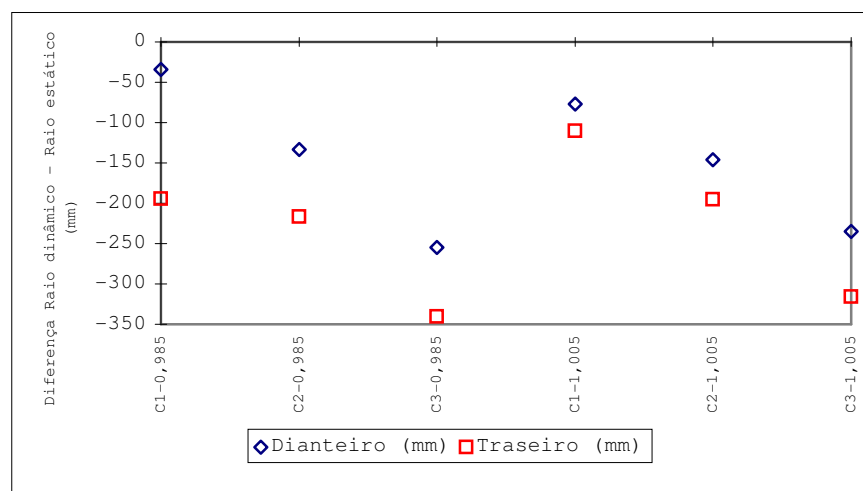


FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Diferença entre raio dinâmico e raio estático das rodas dianteiras e traseiras, no teste em tração de um trator TDA, equipado com pneus diagonais em solo solto.

No tipo diagonal de construção da carcaça de pneus, os raios das rodas dianteiras e traseiras não se modificam pela transferência de peso dinâmico, mesmo com as mais baixas pressões internas, pela baixa flexibilidade dos flancos do pneu, deixando desta maneira, grande parte da mudança da relação cinemática

dinâmica para os patinamentos das rodas que modificam os raios dinâmicos.

4.1.3 Coeficiente dinâmico de tração

A Tabela 24 mostra os valores dos esforços de tração e coeficiente dinâmico de tração do trator com pneu radial, em solo firme, em função da relação cinemática e cargas.

TABELA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Esforços de tração e coeficiente dinâmico de tração, em experimento de tração com trator TDA equipado com pneus radiais em solo firme.

Relação cinemática	Carga	Esforço de tração (kN)	Coeficiente dinâmico de tração
0,962	1	25,527 ^{a-c}	0,482 ^{a-c}
0,962	2	28,743 ^{a-b}	0,542 ^{a-b}
0,962	3	32,293 ^{a-a}	0,609 ^{a-a}
0,986	1	24,301 ^{a-c}	0,458 ^{a-c}
0,986	2	27,341 ^{a-b}	0,516 ^{a-b}
0,986	3	31,568 ^{a-a}	0,596 ^{a-a}
1,009	1	24,252 ^{a-c}	0,457 ^{a-c}
1,009	2	25,703 ^{a-b}	0,485 ^{a-b}
1,009	3	31,470 ^{a-a}	0,594 ^{a-a}
1,041	1	24,193 ^{a-c}	0,456 ^{a-c}
1,041	2	28,322 ^{a-b}	0,534 ^{a-b}
1,041	3	31,362 ^{a-a}	0,592 ^{a-a}
1,072	1	21,222 ^{a-c}	0,400 ^{a-c}
1,072	2	27,096 ^{a-b}	0,511 ^{a-b}
1,072	3	30,930 ^{a-a}	0,583 ^{a-a}
1,102	1	23,418 ^{a-c}	0,442 ^{a-c}
1,102	2	27,292 ^{a-b}	0,515 ^{a-b}
1,102	3	30,371 ^{a-a}	0,582 ^{a-a}

Médias com mesmo índice não diferem significativamente a 5% pelo teste de Duncan.

Convenção: em função da relação cinemática - em função da carga imposta a barra de tração.

Observando-se a Tabela 24, nota-se que não houve diferença significativa entre as forças de tração e entre o coeficiente dinâmico de tração em função das relações cinemáticas.

As análises do desempenho com relação ao coeficiente dinâmico de tração, serão feitas em relação as rodas traseiras, em virtude de que elas apresentam a principal função no desenvolvimento da força de tração em tratores com TDA.

A Figura 48 apresenta o desempenho do coeficiente dinâmico de tração em função do patinamento dos pneus radiais traseiros do trator em solo firme.

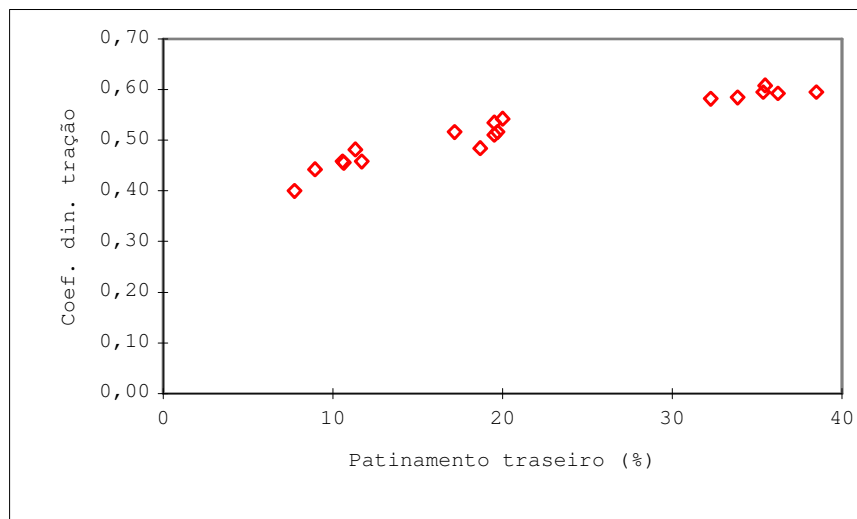


FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Comportamento do coeficiente dinâmico de tração em relação ao patinamento das rodas traseiras do trator com pneus radiais em solo firme.

O coeficiente dinâmico variou na faixa de 0,4 a 0,6 para patinamentos de 8% a 40%. A tendência do coeficiente dinâmico de tração é de aumentar em função do aumento do patinamento, o qual é função da carga imposta a barra de tração do trator.

A Tabela 25 apresenta os valores dos esforços de tração e coeficiente dinâmico de tração do trator de testes com pneu radial, em solo solto, em função da relação cinemática e cargas.

TABELA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Esforços de tração e coeficiente dinâmico de tração, em experimento de tração com trator TDA equipado com pneus radiais em solo solto.

Relação cinemática	Carga	Esforço de tração (kN)	Coeficiente dinâmico de tração
0,962	1	17,211 ^{a-c}	0,325 ^{a-c}
0,962	2	21,898 ^{a-b}	0,413 ^{a-b}
0,962	3	30,028 ^{a-a}	0,566 ^{a-a}
0,986	1	13,808 ^{a-c}	0,260 ^{a-c}
0,986	2	22,428 ^{a-b}	0,423 ^{a-b}
0,986	3	29,312 ^{a-a}	0,553 ^{a-a}
1,009	1	16,495 ^{a-c}	0,311 ^{a-c}
1,009	2	22,761 ^{a-b}	0,429 ^{a-b}
1,009	3	27,576 ^{a-a}	0,520 ^{a-a}
1,041	1	16,711 ^{a-c}	0,315 ^{a-c}
1,041	2	21,231 ^{a-b}	0,401 ^{a-b}
1,041	3	29,194 ^{a-a}	0,551 ^{a-a}
1,072	1	16,171 ^{a-c}	0,305 ^{a-c}
1,072	2	21,290 ^{a-b}	0,402 ^{a-b}
1,072	3	29,400 ^{a-a}	0,555 ^{a-a}
1,102	1	15,083 ^{a-c}	0,285 ^{a-c}
1,102	2	20,978 ^{a-b}	0,396 ^{a-b}
1,102	3	29,351 ^{a-a}	0,554 ^{a-a}

Médias com mesmo índice não diferem significativamente a 5% pelo teste de Duncan.

Convenção: em função da relação cinemática - em função da carga imposta a barra de tração.

Pode-se observar na Tabela 25, que não houve diferença significativa entre as forças de tração e entre o coeficiente dinâmico de tração em função das relações cinemáticas.

A Figura 49 apresenta o desempenho do coeficiente dinâmico de tração em função do patinamento dos pneus radiais traseiros do trator em solo firme. O coeficiente dinâmico varia na faixa de 0,25 a 0,55 para patinamentos de 5% a 60%. A tendência do coeficiente dinâmico de tração é de aumentar em função do aumento do patinamento, o qual é diretamente proporcional a carga imposta a barra de tração do trator.

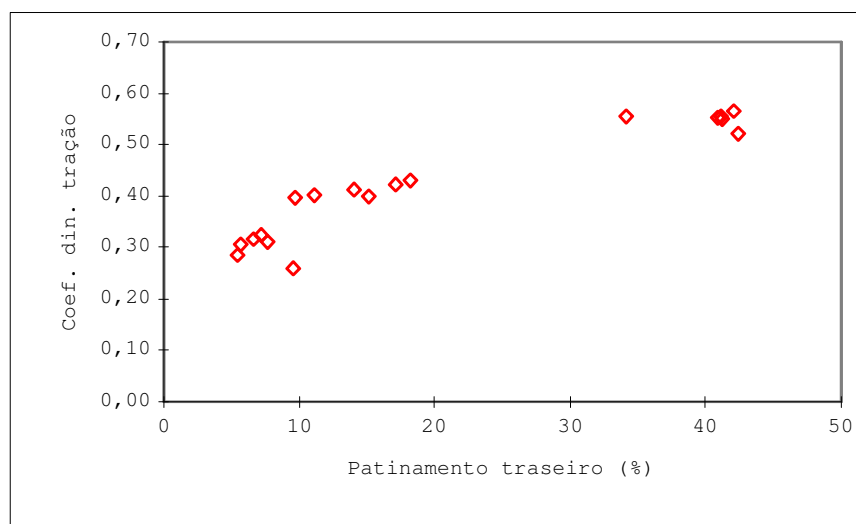


FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Comportamento do coeficiente dinâmico de tração em relação ao patinamento das rodas traseiras do trator com pneus radiais em solo solto.

A Tabela 26 apresenta os valores dos esforços de tração e coeficiente dinâmico de tração do trator de testes em função do pneu diagonal em solo firme, relação cinemática e cargas.

TABELA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Esforços de tração e coeficiente dinâmico de tração, em experimento de tração com trator TDA equipado com pneus diagonal em solo firme.

Relação cinemática	Carga	Esforço de tração (kN)	Coeficiente dinâmico de tração
0,985	1	24,997 ^{a-c}	0,505 ^{a-c}
0,985	2	33,872 ^{a-b}	0,684 ^{a-b}
0,985	3	38,864 ^{a-a}	0,785 ^{a-a}
1,005	1	25,409 ^{a-c}	0,513 ^{a-c}
1,005	2	34,872 ^{a-b}	0,704 ^{a-b}
1,005	3	38,305 ^{a-a}	0,774 ^{a-a}

Médias com mesmo índice não diferem significativamente a 5% pelo teste de Duncan.

Convenção: em função da relação cinemática - em função da carga imposta a barra de tração.

A Tabela 26, apresenta que não houve diferença significativa entre as forças de tração e entre o coeficiente dinâmico de tração em função das relações cinemáticas.

A Figura 50 apresenta o desempenho do coeficiente dinâmico de tração em função do patinamento dos pneus diagonais traseiros do trator em solo firme. O coeficiente dinâmico varia na faixa de 0,5 a 0,8 para patinamentos entre 10% e 50%. A tendência do coeficiente dinâmico de tração é de aumentar em função do aumento do patinamento, o qual é diretamente proporcional a carga imposta a barra de tração do trator.

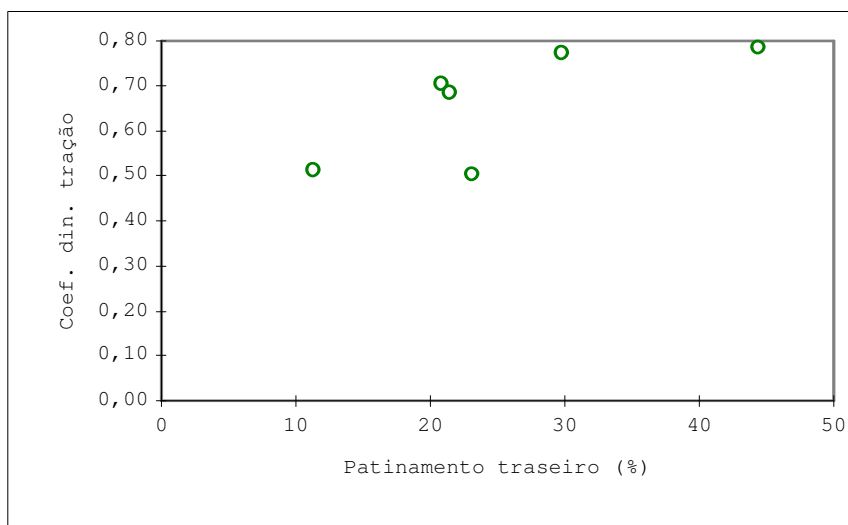


FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Comportamento do coeficiente dinâmico de tração em relação ao patinamento das rodas traseiras do trator com pneus diagonais em solo firme.

A Tabela 27 apresenta os valores dos esforços de tração e coeficiente dinâmico de tração do trator de testes em função do pneu diagonal em solo solto, relação cinemática e cargas.

TABELA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Esforço de tração e coeficiente dinâmico de tração, em experimento de tração com trator TDA equipado com pneus diagonal em solo solto.

Relação cinemática	Carga	Esforço de tração (kN)	Coeficiente dinâmico de tração
0,985	1	23,320 ^{a-c}	0,471 ^{a-c}
0,985	2	32,411 ^{a-b}	0,655 ^{a-b}
0,985	3	35,628 ^{a-a}	0,719 ^{a-a}
1,005	1	24,713 ^{a-c}	0,499 ^{a-c}
1,005	2	30,410 ^{a-b}	0,614 ^{a-b}
1,005	3	34,882 ^{a-a}	0,704 ^{a-a}

Médias com mesmo índice não diferem significativamente a 5% pelo teste de Duncan.

Convenção: em função da relação cinemática - em função da carga imposta a barra de tração.

A Tabela 27, apresenta que não houve diferença significativa entre as forças de tração e entre o coeficiente dinâmico de tração em função das relações cinemáticas. Em relação as cargas tracionadas, houve diferença significativa entre as forças de tração e entre os coeficientes dinâmicos de tração, indicando assim que as cargas variaram a capacidade do trator de teste em realizar a tração.

A Figura 51 apresenta o desempenho do coeficiente dinâmico de tração em função do patinamento dos pneus diagonais traseiros do trator em solo solto. O coeficiente dinâmico varia na faixa de 0,4 a 0,75 para patinamentos entre 10% e 50%. A tendência do coeficiente dinâmico de tração é de aumentar em função do aumento do patinamento, o qual é diretamente proporcional a carga imposta a barra de tração do trator.

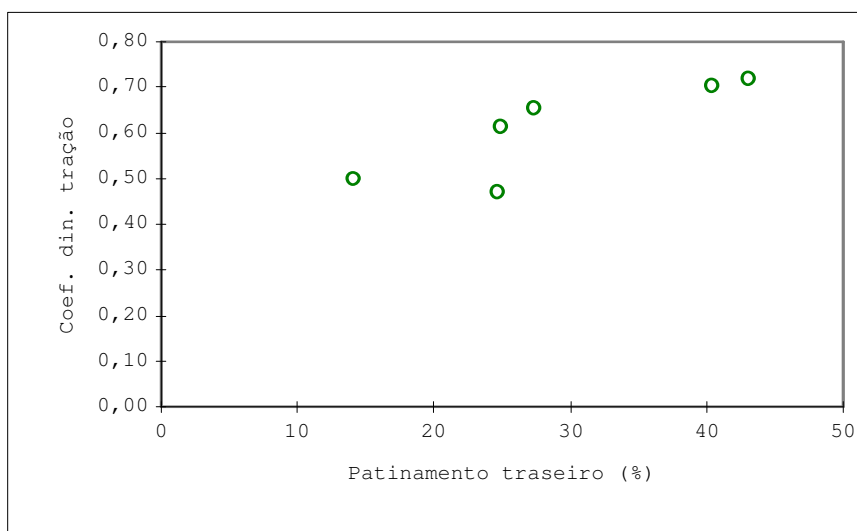


FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Comportamento do coeficiente dinâmico de tração em relação ao patinamento das rodas traseiras do trator com pneus diagonais em solo solto.

A Tabela 28 apresenta a análise da influência do tipo de solo na força de tração e no coeficiente dinâmico de tração, realizado através das médias das forças e coeficientes em cada condição de superfície nos dois tipos de pneus.

TABELA Erro! Argumento de opção desconhecido. - Análise da diferença entre as médias das forças de tração e coeficiente dinâmico de tração dos pneus radiais para cada condição de superfície.

Solo	Tipo de pneu	Força de tração (kN)	Coeficiente dinâmico de tração
Firme	Radial	27,549 ^a	0,519 ^a
Solto	Radial	22,274 ^b	0,419 ^b
Firme	Diagonal	32,720 ^a	0,657 ^a
Solto	Diagonal	30,227 ^b	0,608 ^b

Médias com mesmo índice não diferem significativamente a 5% pelo teste de Duncan.

Observando-se os resultados da Tabela 28, temos que a condição do solo influenciou significativamente as forças de tração e o coeficiente dinâmico de tração em nível de 5% pelo teste de Duncan nos testes com pneus radiais e com pneus diagonais.

4.1.4 Eficiência de tração

A Tabela 29 apresenta os resultados das eficiências de patinamento traseiro, dianteiro e eficiência do patinamento, assim como as eficiências de resistência ao rolamento e de tração calculadas.

TABELA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Eficiências em relação ao patinamento das rodas dianteiras, traseiras e médio, à resistência ao rolamento e em tração de um trator TDA, equipado com pneus radiais em solo firme.

Relação	Carga	η Patinamento			η Eficiências	
		Traseiro	Dianteiro	Patinamento	Resistência ao rolamento	Tração
0,962	1	0,886 ^{ab-a}	0,833 ^{a-a}	0,860 ^{a-a}	0,882 ^{a-c}	0,659 ^{a-a}
0,962	2	0,800 ^{ab-b}	0,768 ^{a-b}	0,784 ^{a-b}	0,893 ^{a-b}	0,609 ^{a-b}
0,962	3	0,645 ^{ab-c}	0,603 ^{a-c}	0,624 ^{a-c}	0,904 ^{a-a}	0,491 ^{a-c}
0,986	1	0,894 ^{b-a}	0,836 ^{a-a}	0,865 ^{a-a}	0,872 ^{a-c}	0,656 ^{a-a}
0,986	2	0,803 ^{b-b}	0,754 ^{a-b}	0,778 ^{a-b}	0,884 ^{a-b}	0,599 ^{a-b}
0,986	3	0,646 ^{b-c}	0,597 ^{a-c}	0,621 ^{a-c}	0,898 ^{a-a}	0,486 ^{a-c}
1,009	1	0,883 ^{b-a}	0,821 ^{a-a}	0,852 ^{a-a}	0,862 ^{ab-c}	0,639 ^{a-a}
1,009	2	0,813 ^{b-b}	0,759 ^{a-b}	0,786 ^{a-b}	0,869 ^{ab-b}	0,594 ^{a-b}
1,009	3	0,615 ^{b-c}	0,582 ^{a-c}	0,598 ^{a-c}	0,890 ^{ab-a}	0,464 ^{a-c}
1,041	1	0,894 ^{ab-a}	0,832 ^{a-a}	0,863 ^{a-a}	0,870 ^{a-c}	0,653 ^{a-a}
1,041	2	0,805 ^{ab-b}	0,754 ^{a-b}	0,779 ^{a-b}	0,887 ^{a-b}	0,602 ^{a-b}
1,041	3	0,638 ^{ab-c}	0,593 ^{a-c}	0,616 ^{a-c}	0,897 ^{a-a}	0,480 ^{a-c}
1,072	1	0,923 ^{ab-a}	0,854 ^{a-a}	0,888 ^{a-a}	0,836 ^{ab-c}	0,646 ^{a-a}
1,072	2	0,804 ^{ab-b}	0,749 ^{a-b}	0,777 ^{a-b}	0,867 ^{ab-b}	0,586 ^{a-b}
1,072	3	0,661 ^{ab-c}	0,626 ^{a-c}	0,643 ^{a-c}	0,882 ^{ab-a}	0,493 ^{a-c}
1,102	1	0,911 ^{a-a}	0,846 ^{a-a}	0,878 ^{a-a}	0,842 ^{b-c}	0,643 ^{a-a}
1,102	2	0,828 ^{a-b}	0,766 ^{a-b}	0,797 ^{a-b}	0,861 ^{b-b}	0,597 ^{a-b}
1,102	3	0,678 ^{a-c}	0,625 ^{a-c}	0,652 ^{a-c}	0,875 ^{b-a}	0,496 ^{a-c}

Médias com mesmo índice não diferem significativamente a 5% pelo teste de Duncan.

Convenção: em função da relação cinemática - em função da carga imposta a barra de tração.

A análise estatística indicou que as eficiências dos patinamentos traseiros variaram em função da relação cinemática, porém não ocorreu variação significativa entre as relações 0,962; 1,041; 1,072; 1,102 e entre as relações 0,962; 0,986; 1,009; 1,041; 1,072. Em relação as cargas, a eficiência dos patinamentos traseiros variaram significativamente entre si.

A eficiência dos patinamentos dianteiros e médios não variaram entre si em nível de 5% pelo teste de Duncan. Entretanto em relação as cargas impostas a barra

de tração, variaram as eficiências dos patinamentos dianteiros e médios significativamente.

A eficiência das resistências ao rolamento variaram significativamente entre os Kv 0,962; 0,986; 1,009; 1,041; 1,072 do Kv 1,102, e este não variou significativamente em relação aos Kvs 1,009 e 1,072.

A eficiência de tração não variou significativamente em função da relação cinemática e a variação das cargas na barra afetaram significativamente as eficiências de tração em nível de 5%.

Na Figura 52, observa-se que a eficiência de tração variou entre 0,5 e 0,7 para patinamentos de 8 a 40%. Observa-se também que as maiores eficiências de tração ficaram na faixa de patinamentos entre 10 a 15%, nos pneus radiais em solo firme. Os pontos da Figura 52 indicam a tendência da elevação das eficiências de tração até patinamentos em torno de 15%, podendo, a partir daí uma queda de eficiência com o aumento dos patinamentos.

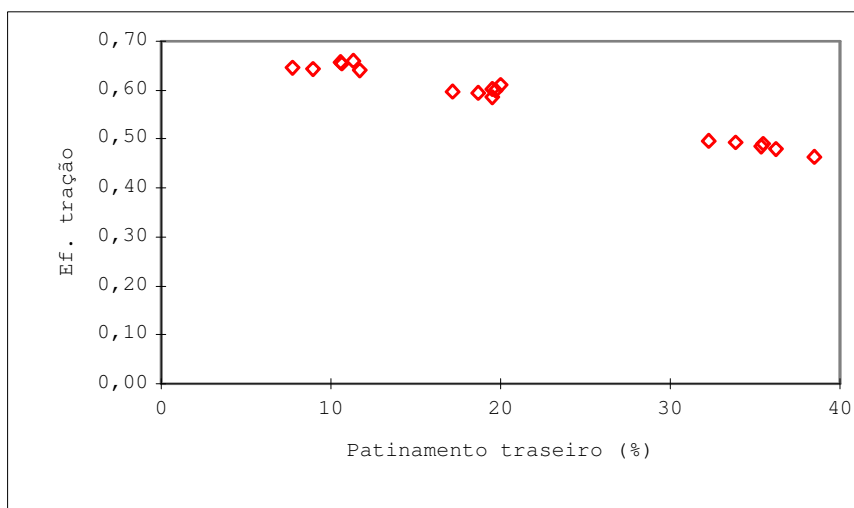


FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Comportamento da eficiência em tração em relação ao patinamento das rodas traseiras de um trator TDA equipado com pneus radiais, em solo firme.

A Tabela 30 apresenta os resultados das eficiências de patinamento traseiro, dianteiro e eficiência do patinamento, assim como as eficiências de resistência ao rolamento e de tração para pneus radiais em solo solto.

TABELA Erro! Argumento de opção desconhecido. - Eficiências em relação ao patinamento das rodas dianteiras, traseiras e médio, à resistência ao rolamento e em tração de um trator TDA, equipado com pneus radiais em solo solto.

Relação	Carga	η Patinamento			η Eficiências	
		Traseiro	Dianteiro	Patinamento	Resistência ao rolamento	Tração
0,962	1	0,928 ^{ab-a}	0,860 ^{a-a}	0,894 ^{a-a}	0,784 ^{a-a}	0,610 ^{a-a}
0,962	2	0,860 ^{ab-b}	0,798 ^{a-b}	0,829 ^{a-b}	0,822 ^{a-b}	0,593 ^{a-b}
0,962	3	0,580 ^{ab-c}	0,529 ^{a-c}	0,554 ^{a-c}	0,864 ^{a-c}	0,416 ^{a-c}
0,986	1	0,904 ^{b-a}	0,850 ^{a-a}	0,877 ^{a-a}	0,759 ^{a-a}	0,579 ^{a-a}
0,986	2	0,829 ^{b-b}	0,766 ^{a-b}	0,797 ^{a-b}	0,836 ^{a-b}	0,580 ^{a-b}
0,986	3	0,591 ^{b-c}	0,530 ^{a-c}	0,560 ^{a-c}	0,870 ^{a-c}	0,424 ^{a-c}
1,009	1	0,923 ^{b-a}	0,859 ^{a-a}	0,891 ^{a-a}	0,772 ^{ab-a}	0,598 ^{a-a}
1,009	2	0,818 ^{b-b}	0,779 ^{a-b}	0,799 ^{a-b}	0,823 ^{ab-b}	0,572 ^{a-b}
1,009	3	0,576 ^{b-c}	0,533 ^{a-c}	0,554 ^{a-c}	0,850 ^{ab-c}	0,410 ^{a-c}
1,041	1	0,934 ^{ab-a}	0,870 ^{a-a}	0,902 ^{a-a}	0,769 ^{a-a}	0,603 ^{a-a}
1,041	2	0,848 ^{ab-b}	0,793 ^{a-b}	0,821 ^{a-b}	0,809 ^{a-b}	0,578 ^{a-b}
1,041	3	0,587 ^{ab-c}	0,551 ^{a-c}	0,569 ^{a-c}	0,853 ^{a-c}	0,422 ^{a-c}
1,072	1	0,943 ^{ab-a}	0,886 ^{a-a}	0,914 ^{a-a}	0,764 ^{ab-a}	0,608 ^{a-a}
1,072	2	0,889 ^{ab-b}	0,830 ^{a-b}	0,859 ^{a-b}	0,810 ^{ab-b}	0,606 ^{a-b}
1,072	3	0,589 ^{ab-c}	0,468 ^{a-c}	0,528 ^{a-c}	0,855 ^{ab-c}	0,393 ^{a-c}
1,102	1	0,945 ^{a-a}	0,885 ^{a-a}	0,915 ^{a-a}	0,729 ^{b-a}	0,580 ^{a-a}
1,102	2	0,903 ^{a-b}	0,847 ^{a-b}	0,875 ^{a-b}	0,789 ^{b-b}	0,601 ^{a-b}
1,102	3	0,659 ^{a-c}	0,588 ^{a-c}	0,623 ^{a-c}	0,840 ^{b-c}	0,455 ^{a-c}

Médias com mesmo índice não diferem significativamente a 5% pelo teste de Duncan.

Convenção: em função da relação cinemática - em função da carga imposta a barra de tração.

A análise estatística indicou, conforme os dados dos pneus radiais em solo firme, que as eficiências dos patinamentos traseiros variaram em função da relação cinemática, porém não ocorreu variação significativa entre as relações 0,962; 1,041; 1,072; 1,102 e entre as

relações 0,962; 0,986; 1,009; 1,041; 1,072. Em relação as cargas, a eficiência dos patinamentos traseiros variaram significativamente entre si.

A eficiência dos patinamentos dianteiros e médios não variaram em nível de 5% pelo teste de Duncan. Entretanto em relação as cargas impostas a barra de tração, as eficiências dos patinamentos dianteiros e médios variaram significativamente.

A eficiência das resistências ao rolamento variou significativamente entre os Kv 0,962; 0,986; 1,009; 1,041; 1,072 do Kv 1,102, e este não variou significativamente em relação aos Kvs 1,009 e 1,072.

A eficiência de tração não variou significativamente em função da relação cinemática e a variação das cargas na barra afetaram significativamente as eficiências de tração em nível de 5% pelo teste de Duncan.

Observa-se na Figura 53, que a eficiência de tração variou entre 0,4 e 0,65 para patinamentos de 5 a 45%. Observa-se também que as maiores eficiências de tração ficaram na faixa de patinamentos entre 5 a 15%. Os pontos da Figura 53 indicam a tendência da elevação das eficiências de tração até patinamentos em torno de 10%, fazendo, apartir dai uma queda de eficiência com o aumento dos patinamentos.

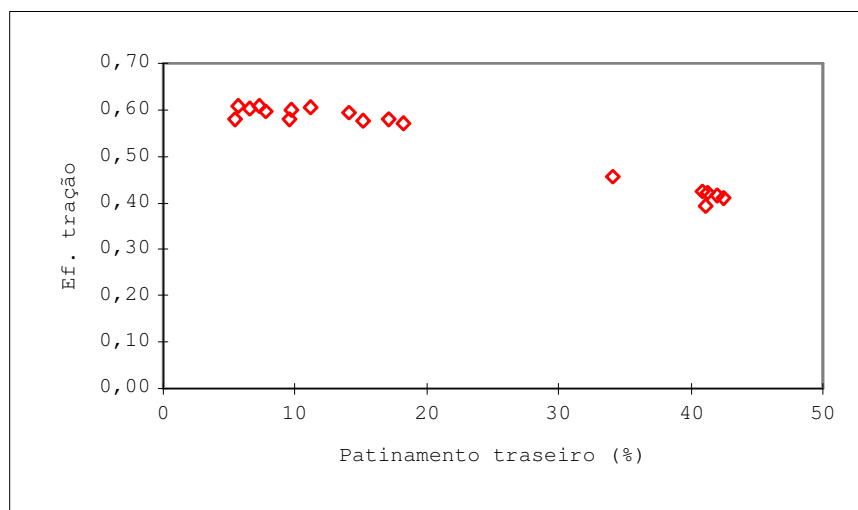


FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Comportamento da eficiência em tração em relação ao patinamento das rodas traseiras de um trator TDA equipado com pneus radiais, em solo solto.

A Tabela 31 apresenta os resultados das eficiências de patinamento traseiro, dianteiro e eficiência do patinamento, as eficiências de resistência ao rolamento e de tração para os pneus diagonais em solo firme.

TABELA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Eficiências em relação ao patinamento das rodas dianteiras, traseiras e médio, à resistência ao rolamento e em tração de um trator TDA, equipado com pneus diagonais em solo firme.

Relação	Carga	η Patinamento			η Eficiências	
		Traseiro	Dianteiro	Patinamento	Resistência ao rolamento	Tração
0,985	1	0,769 ^{b-a}	0,946 ^{a-a}	0,858 ^{a-a}	0,849 ^{a-c}	0,634 ^{a-a}
0,985	2	0,785 ^{b-a}	0,793 ^{a-b}	0,789 ^{a-b}	0,884 ^{a-b}	0,607 ^{a-b}
0,985	3	0,555 ^{b-b}	0,687 ^{a-c}	0,621 ^{a-c}	0,898 ^{a-a}	0,485 ^{a-c}
1,005	1	0,888 ^{a-a}	0,891 ^{a-a}	0,889 ^{a-a}	0,855 ^{b-c}	0,662 ^{a-a}
1,005	2	0,792 ^{a-a}	0,787 ^{a-b}	0,789 ^{a-b}	0,890 ^{b-b}	0,611 ^{a-b}
1,005	3	0,703 ^{a-b}	0,710 ^{a-c}	0,706 ^{a-c}	0,899 ^{b-a}	0,552 ^{a-c}

Médias com mesmo índice não diferem significativamente a 5% pelo teste de Duncan.

Convenção: em função da relação cinemática - em função da carga imposta a barra de tração.

Neste caso a análise estatística indicou que as eficiências dos patinamentos traseiros variaram em função da relação cinemática, indicando que para os pneus diagonais a eficiência do patinamento traseiro é afetado pela relação cinemática. Em relação as cargas, a eficiência dos patinamentos traseiros não variou entre si nas cargas C1 e C2, porém estas duas diferem significativamente em relação a carga C3.

A eficiência dos patinamentos dianteiros e médios não variaram entre si em nível de 5% pelo teste de Duncan. Entretanto em relação as cargas impostas a barra de tração, variaram as eficiências dos patinamentos dianteiros e médios significativamente.

A eficiência das resistências ao rolamento variaram significativamente nas duas condições de Kvs, o mesmo ocorrendo quando foram variadas as cargas na barra de tração.

A eficiência de tração não variou significativamente em função da relação cinemática e a variação das cargas na barra afetaram significativamente as eficiências de tração em nível de 5% pelo teste de Duncan.

Na Figura 54, observa-se que a eficiência de tração variou entre 0,45 e 0,7 para patinamentos de 10% a 50%. Observa-se também que as maiores eficiências de tração ficaram na faixa de patinamentos ao redor de 10%. Os pontos da Figura 54 indicam a tendência da elevação das eficiências de tração até patinamentos em torno de 10%, fazendo, a partir daí uma queda de eficiência com o aumento dos patinamentos.

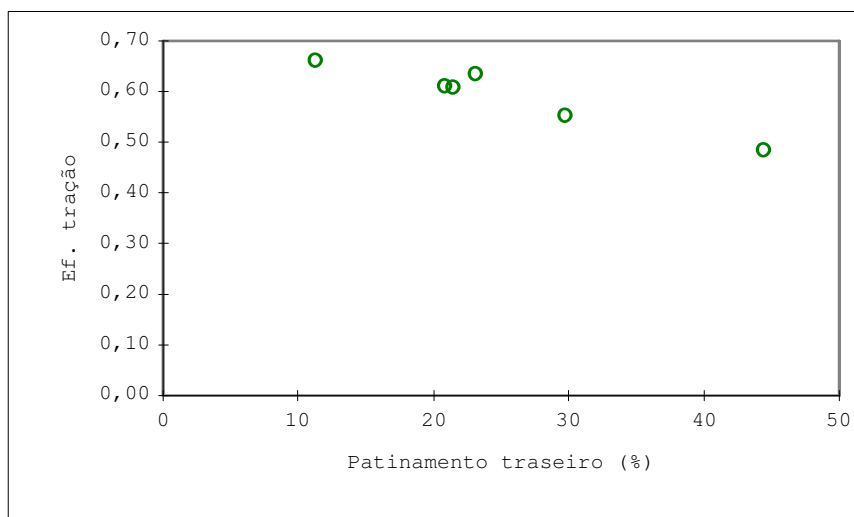


FIGURA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Comportamento da eficiência em tração em relação ao patinamento das rodas traseiras de um trator TDA equipado com pneus diagonais, em solo firme.

A Tabela 32 apresenta os resultados das eficiências de patinamento traseiro, dianteiro e eficiência do patinamento, assim como as eficiências de resistência ao rolamento e de tração para os pneus diagonais em solo solto.

TABELA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Eficiências em relação ao patinamento das rodas dianteiras, traseiras e médio, à resistência ao rolamento e em tração de um trator TDA, equipado com pneus diagonais em solo solto.

Relação	Carga	η Patinamento			η Eficiências	
		Traseiro	Dianteiro	Patinamento	Resistência ao rolamento	Tração
0,985	1	0,754 ^{b-a}	0,942 ^{a-a}	0,848 ^{a-a}	0,838 ^{a-c}	0,618 ^{a-a}
0,985	2	0,726 ^{b-a}	0,771 ^{a-b}	0,749 ^{a-b}	0,878 ^{a-b}	0,572 ^{a-b}
0,985	3	0,569 ^{b-b}	0,563 ^{a-c}	0,566 ^{a-c}	0,888 ^{a-a}	0,437 ^{a-c}
1,005	1	0,859 ^{a-a}	0,870 ^{a-a}	0,864 ^{a-a}	0,826 ^{b-c}	0,621 ^{a-a}
1,005	2	0,751 ^{a-a}	0,753 ^{a-b}	0,752 ^{a-b}	0,853 ^{b-b}	0,558 ^{a-b}
1,005	3	0,597 ^{a-b}	0,603 ^{a-c}	0,600 ^{a-c}	0,870 ^{b-a}	0,454 ^{a-c}

Médias com mesmo índice não diferem significativamente a 5% pelo teste de Duncan.

Convenção: em função da relação cinemática - em função da carga imposta a

barra de tração.

Neste caso a análise estatística indicou que as eficiências dos patinamentos traseiros variaram em função da relação cinemática, indicando que para os pneus diagonais a eficiência do patinamento traseiro é afetado pela relação cinemática. Em relação as cargas, a eficiência dos patinamentos traseiros não variaram entre si nas cargas C1 e C2, porém estas duas diferem significativamente em relação a carga C3.

A eficiência dos patinamentos dianteiros e médios não variaram entre si em nível de 5% pelo teste de Duncan. Entretanto em relação as cargas impostas a barra de tração, variaram as eficiências dos patinamentos dianteiros e médios significativamente.

A eficiência das resistências ao rolamento variaram significativamente nas duas condições de Kvs, o mesmo ocorrendo quando foram variadas as cargas na barra de tração.

A eficiência de tração não variou significativamente em função da relação cinemática e a variação das cargas na barra afetaram significativamente as eficiências de tração em nível de 5% pelo teste de Duncan.

Na Figura 55, observa-se que a eficiência de tração variou entre 0,4 e 0,65 para patinamentos de 10% a 45%. Observa-se também que as maiores eficiências de tração ficaram na faixa de patinamentos ao redor de 15%. Os pontos da Figura 55 indicam a tendência da elevação das eficiências de tração até patinamentos em torno de 15%, fazendo, apartir dai uma queda de eficiência com o aumento dos patinamentos.

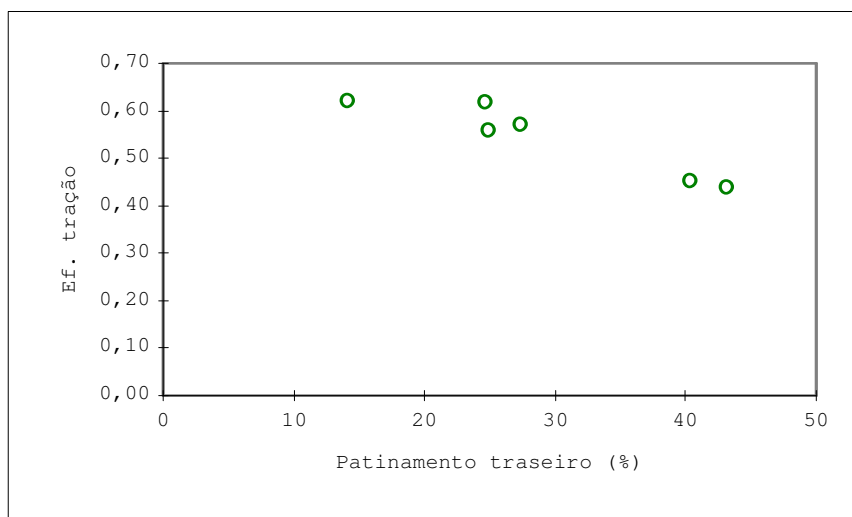


Figura **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Comportamento da eficiência em tração em relação ao patinamento das rodas traseiras de um trator TDA equipado com pneus diagonais, em solo solto.

A Tabela 33 apresenta as eficiências em relação ao patinamento das rodas dianteiras, traseiras e médio, à resistência ao rolamento e em tração de um trator TDA, equipado com pneus radiais e diagonais em função duas condições de superfície.

TABELA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Eficiências em relação ao patinamento das rodas dianteiras, traseiras e médio, à resistência ao rolamento e em tração de um trator TDA, equipado com pneus radiais e diagonais em função duas condições de superfície.

Solo	Tipo de pneu	η Patinamento			η Eficiências	
		Traseiro	Dianteiro	Patinamento	Resistência ao rolamento	Tração
Firme	Radial	0,785 ^a	0,733 ^a	0,759 ^a	0,976 ^a	0,578 ^a
Solto	Radial	0,795 ^a	0,735 ^a	0,764 ^a	0,810 ^b	0,535 ^b
Firme	Diagonal	0,750 ^a	0,803 ^a	0,777 ^a	0,880 ^a	0,592 ^a
Solto	Diagonal	0,751 ^a	0,748 ^a	0,730 ^b	0,860 ^b	0,543 ^b

Médias com mesmo índice não diferem significativamente a 5% pelo teste de Duncan.

Através da Tabela 33 pode-se observar que as eficiências dos patinamentos traseiros e dianteiros não variaram significativamente em relação ao tipo de superfície, em ambos tipos de pneus. As eficiências de patinamento médios, não variaram significativamente em função do tipo de solo, com a utilização dos pneus radiais, porém ocorreu diferença quando foi utilizado os pneus diagonais.

As eficiências de resistência ao rolamento variaram em relação ao tipo de superfície, nos dois tipos de pneus.

Com relação as eficiências de tração, estas foram afetadas pela condição do solo utilizado nos testes, nos dois tipos de pneus.

4.1.5 Resistência ao rolamento

A Tabela 34 apresenta as forças de resistência ao rolamento oferecido pelo do trator de teste em função das relações cinemáticas estáticas entre os eixos.

TABELA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Resistências ao rolamento dos dois tipos de pneus em função das relações cinemáticas.

Relação cinemática	Tipo de pneu	Resistência ao rolamento (kN)
0,962	Radial	4,085 ^e
0,986	Radial	3,985 ^f
1,009	Radial	4,385 ^c
1,041	Radial	4,310 ^d
1,072	Radial	4,575 ^b
1,102	Radial	5,005 ^a
0,985	Diagonal	4,470 ^b
1,005	Diagonal	4,760 ^a

Médias com mesmo índice não diferem significativamente a 5% pelo teste de Duncan.

Pode-se observar na Tabela 34 que as resistências ao rolamento dos dois tipos de pneus variaram significativamente em função da relação cinemática entre os eixos, em virtude da modificação das pressões internas dos pneus.

A Tabela 35 apresenta os resultados das resistências ao rolamento em função da condição do solo utilizado no experimento.

TABELA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Resistências ao rolamento dos dois tipos de pneus em função dos tipos de solo.

Tipo de solo	Tipo de pneu	Resistência ao rolamento (kN)
Firme	Radial	3,840 ^b
Solto	Radial	4,942 ^a
Firme	Diagonal	4,365 ^b
Solto	Diagonal	4,865 ^a

Médias com mesmo índice não diferem significativamente a 5% pelo teste de Duncan.

Os resultados mostram que a resistência ao rolamento varia em função do tipo de solo utilizado, variando significativamente pelo teste de Duncan a 5%.

4.1.6 Coeficientes de variação

A Tabela 36 fornece os valores dos coeficientes de variação das variáveis medidas e calculadas no experimento.

TABELA **Erro! Argumento de opção desconhecido.** -
 Coeficientes de variação dos parâmetros avaliados nos testes em tração de acordo com o tipo de pneu.

Parâmetros avaliados:	Pneu radial	Pneu diagonal
Patinamento traseiro	14,75	13,55
Patinamento dianteiro	14,35	18,91
Patinamento médio	14,28	10,62
Força de tração	6,95	3,22
Peso aderente	0,00	0,00
Coef. dinâmico de tração	6,99	3,38
Eficiência do patinamento traseiro	3,96	5,16
Eficiência do patinamento dianteiro	5,29	5,57
Eficiência do patinamento médio	4,39	3,51
Resistência ao rolamento	0,00	0,00
Eficiência da resistência rolamento	2,05	0,54
Eficiência da transmissão	0,00	0,00
Eficiência na barra de tração	3,71	3,42

Conforme STORCK & LOPES (1997) a magnitude do erro experimental pode ser avaliada pelo coeficiente de variação. A precisão de um experimento só pode ser comparada a um grupo de experimentos semelhantes, inclusive quanto ao nível tecnológico, sendo quanto maior o coeficiente de variação, menor a precisão e qualidade do experimento. Deste modo valores do coeficiente de variação até 20% pode ser considerado de boa precisão para experimentos com máquinas agrícolas.

4.2 Teste da hipótese

HIPÓTESE: Se os raios estáticos das rodas dianteiras e traseiras motrizes do trator com TDA alteram a relação cinemática entre os eixos, então a eficiência de tração pode ser maximizada variando as relações cinemáticas estáticas.

Conforme verificado no item 4.2.4, **a relação cinemática estática não influi significativamente na eficiência de tração.**

5. CONCLUSÕES

Para as condições em que foram realizados os testes podemos concluir que:

As principais influências nas variações das relações cinemáticas dinâmicas são os patinamentos das rodas dianteiras e traseiras.

A diferença de raios das rodas dianteiras e traseiras, através da variação das pressões internas e através da transferência de peso do eixo dianteiro para o traseiro, produz uma menor variação nas relações cinemáticas dinâmicas em comparação com os patinamentos.

As relações cinemáticas estáticas não influem na eficiência de tração para os pneus radiais e diagonais.

Para os pneus radiais, as máximas eficiências de tração ocorreram em níveis de patinamentos traseiros entre 10% a 15% para a condição de solo firme e para a condição de solo solto. Para os pneus diagonais as máximas eficiências de tração ocorreram em nível de 10% de patinamento traseiro.

A condição do solo influi na eficiência de tração e também na resistência ao rolamento dos pneus radiais e diagonais.

O coeficiente dinâmico de tração, aumenta com o aumento dos patinamentos, que por sua vez, aumenta em função das cargas impostas a barra de tração.

Os pneus radiais apresentaram um coeficiente dinâmico de tração de 0,609 com patinamento de 35% em solo firme e de 0,566 com 42% em solo solto.

Os pneus diagonais obtiveram coeficientes dinâmicos de tração de 0,785 e de 0,719 com patinamentos de 45% para as condições de solo firme e solto respectivamente.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASAE Standard: S296.3. **Uniform terminology for traction of agricultural tractors, self-propelled implements, and other traction and transport devices.** ASAE Standards, 1995. p.119-121.
- ASAE Engineering Practice: ASAE EP285.7. **Use of SI (Metric) Units.** ASAE Standards, 1995. p.30-37.
- BARGER, E. L. et al.. **Tratores e seus Motores.** Ed Edgard Blücher Ltda., 1966. São Paulo. p.206-231.
- BASHFORD, L.L; WOERMAN, G.R.; SHROPSHIRE, G.J. **Front Whell Assist Tractor Performance in two and Four-Whell Drives Modes.** Transactions of the ASAE, 1985. P. 23-29.
- BRIXIUS, W.W. **Equações de predição para veículos de rodas.** Centro Tecnico Deere & Company - Moline, Illinois. 1975. 23p.
- BURT, E.C.; LYNE, P.W.L.; MEIRING, P. et al. **Ballast and inflation effects on tire efficiency.** Transactions of the ASAE, V.26, N.5, 1983. p.1352-1354.
- CHARLES, S.M. **Effects of ballast and inflation pressure on tractor tire performance.** Firestone Tire and Ruber CO, V. 65, N.2, 1984. p.11-13.
- CHUDAKOV, D. **Fundamentos de la teoría y el cálculo de tractores y automóviles.** Editorial Mir, Moscu, 1977. Cap. 4. 434p. p. 98-161.
- COATES, W. **Comparison of bias and radial tractor tire on a soft soil.** Transactions of the ASAE, 1985, v.28, n.º 4. P. 1090-1093.

- CORRÊA, I. M.; MAZIERO, J. V. G.; MILAN, M. **Tração dianteira auxiliar: Desempenho em função do pneu dianteiro.** In: XXVII Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola, 1998, Poços de Caldas, MG. **Anais ...** Poços de Caldas, 1998. 442p. p.154-156.
- DWYER, M.J.; FEBO, P. **Handbook of agricultural tire performance.** AFRC Intitute of Engineering Research - NIAE. 1987. p.1-15.
- ELLIS, R. W. **Agricultural tire design requirements and selection considerations.** ASAE Distinguished lecture series, tractor designs, n.º 3, 1977. 10 p.
- FONTANA, C.F.; DALLMEYER, A.U.; POZZERA, J. et al. **Desempenho comparativo de tratores com e sem tração dianteira auxiliar durante a escarificação do solo.** Centro de Ciências Rurais. Santa Maria, v.16, n.º 3. 1986. p. 237-249.
- FREITAG, D.R. **A proposed strength classification test for fine-grained soils.** Journal of Terramechanics. 1987. p. 25-39.
- GARCIA, M.P. **Neumáticos agrícolas para ruedas motrices. Su influencia en la traccion y en el consumo carburante.** Neumáticos Michelin. [19__]. P. 79-85.
- GARCIA DE DIEGO, J. **Mecánica del tractor y del terreno de labor.** Madrid, Espanha. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Agrónomos. 1968.
- GOODYEAR. Dyna Torque II. **Pneus de tração para uso em solos consistentes (R1).** 1990. 4p.
- ____. **Guia do comprador Pneus agrícolas.** 1990. 19p.
- ____. Informação pela Internet, 1998.
<http://www.goodyear.com>

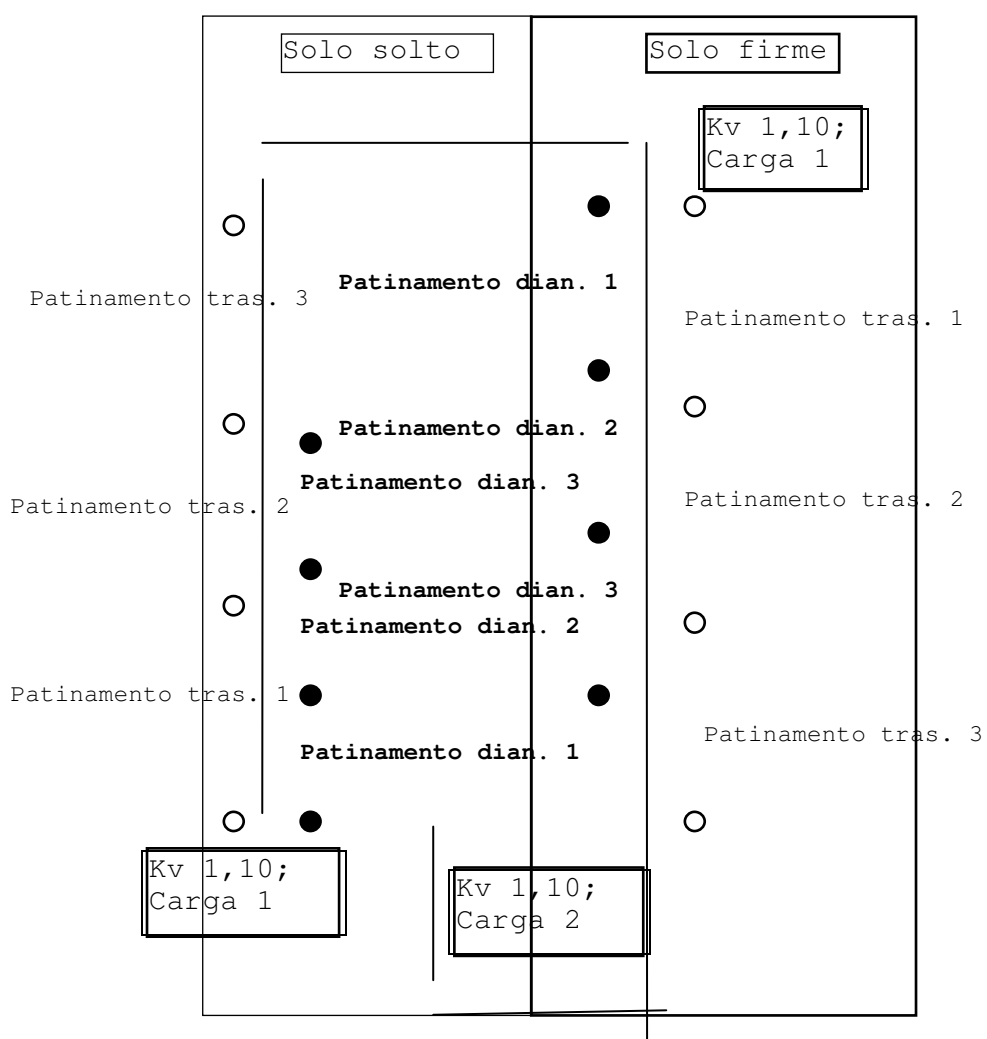
- HILBERT, J. A.; COBO, L. D. de; BUENO, M. A. et al. **Consejos de Fierro para Mejorar el Rendimiento de su Tractor**. PROTRACT: Instituto de Ingeniería Rural CICA. Argentina. [19__]. 15p.
- INNS, F.M. & KILGOUR, J. **Agricultural Tyres**. Dunlop Limited, 1978. London. p.70.
- KIEHL, E. J. **Manual de edafología**. Editora Ceres: São Paulo - SP. 1979. 262 p.
- LINARES, P.; MARQUEZ, L.; PINZON, R.; et al. **Comparacion de neumáticos traseros y convencionales para tractores agrícolas**. Revista Ingeniería Agraria, N.2, 1992. P. 96-106.
- LINARES, P. **Teoria de la tracción de tractores agrícolas**. Universidad Politécnica de Madrid. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Agrónomos. 1996, p.157.
- Manual Pirelli. [199_]. p. 90-93.
- MARQUEZ, L. **Laboreo-Solotractor 90**. Parte III, Cap. 3.1, Adaptacion del tractor a la labor. 1990. p.128-145.
- MIALHE, L. G. **Máquinas Motoras na Agricultura V.2.2**. EPU: Editora da Universidade de São Paulo, 1980. São Paulo. p.140-221.
- MICHELIN. **Informaciones Técnicas, agrícola, forestal e industrial**. 20^a Edição, 1995. 66p.
- NEUJAHN, E.B.; SCHLOSSER, J.F.; DALLMEYER; et al. **Comparação entre pneus diagonais e radiais no preparo de solos de várzea**. In: XXVII Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola, 1998, Poços de Caldas, MG. **Anais ... Poços de Caldas**, 1998. 442p. p.244-246.
- NEUJAHN, E.B.; FERREIRA, M.F.; SCHLOSSER, J.F. et al. **Comportamento da área de contato e raio dinâmico de um pneu agrícola diagonal em função da pressão interna**. In: XXVII Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola, 1998, Poços de Caldas, MG. **Anais ... Poços de Caldas**, 1998. 442p. p.241-243.
- PAUL, M. & WILKS, E. 1989.

- PIRELLI. **Manual Técnico. Pneus para Agricultura.** 1998. p.66.
- RACKHAM, D.H. & BLIGHT, D.P. **Four-wheel Drive Tractors - A Review.** Journal Agric. Eng. Res., 1985. P. 185-201.
- RAPER, R.L.; BAILEY, A.C.; BURT, E.C.; et al. **Inflation Pressure and dynamic load effects on soil deformation and soil-tire interface stresses.** Transactions of the ASAE, V. 38, N.3, 1995. P. 685-689.
- REMPFER, M. & SCHWANGHART, H. **Economic and ecological benefits of central tire inflation systems on agricultural vehicles.** Institute of Agricultural machinery, Technical University of Munich, Germany, 1996. AGENG Madrid 96. Paper n.º 96A-068. 8p.
- RUTHERFORD, I. & MCALLISTER, M. **Tyres and traction.** NIAE, 1983. 12p.
- SANCHEZ RENEDO, V. **Dinámica e mecánica de suelos.** Ediciones Agrotécnicas, S.L. Madrid, 1996. p.209-219.
- SCHLOSSER, J.F.; MARQUEZ, L. & LINARES, P. **Efeito de diferentes relações cinemáticas entre eixos de um trator agrícola.** In: XXVII Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola, 1998, Poços de Caldas, MG. **Anais** ... Poços de Caldas, 1998. 442p. P. 55-57.
- SCHLOSSER, J.F. & DALLMEYER, A.U. **Desempenho operacional de um trator com tração dianteira auxiliar operando com as rodas dentro e fora do sulco.** In: XVII Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola, 1988, Iperó. **Anais**... Iperó, 1988. v.2, p.432-437.
- SCHLOSSER, J.F. **Influencia del avance cinemático de las ruedas delanteras motoras en la eficiencia en tracción de los tractores agrícolas.** Madrid: España, 1996. 234p. Tese Doutorado - Departamento de Ingenieria Rural, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Agrónomos, 1996.

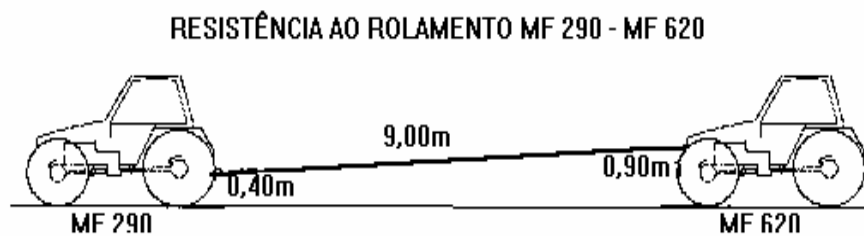
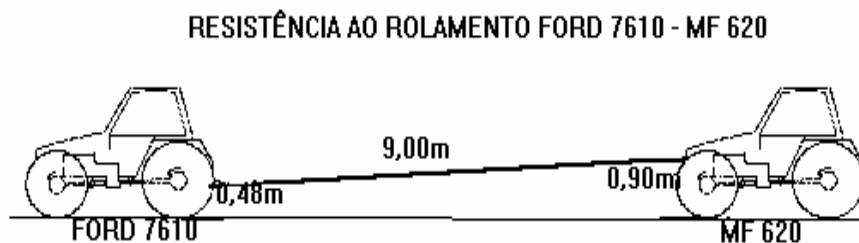
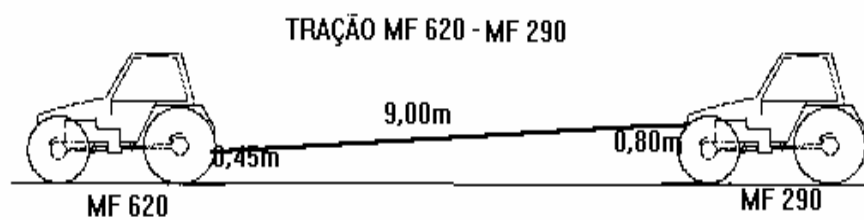
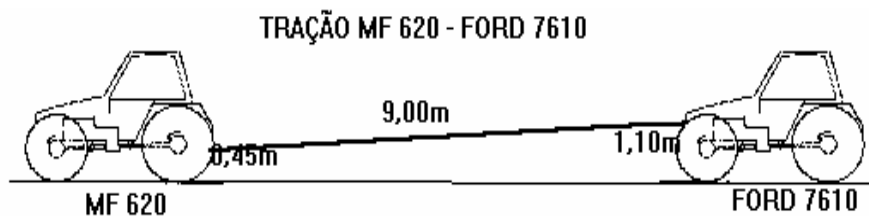
- ____. **Locomoção em terrenos de baixa capacidade de suporte.** In: II WORKSHOP SOBRE MECANIZAÇÃO AGRÍCOLA NA REGIÃO DE CLIMA TEMPERADO, 1996, Pelotas. Anais ... Pelotas: UFPel/EMBRAPA/UFSM, 1996, 167p., p.63-78.
- ____. **Motores e tratores agrícolas.** Caderno didático. Departamento de Engenharia Rural - Universidade Federal de Santa Maria, RS. 1997. 76p.
- STORCK, L. & LOPES, S.J. **Experimentação II.** Santa Maria: UFSM, CCR, Departamento de Fitotecnia, 1997. 197p.
- TAYLOR, J.H.; BURT, E.C.; BAILEY, A.C. **Radial tire performance in firm and soft soil.** Transactions of the ASAE, 1976. P. 1062-1064.
- WILEY, J.C. **Down to earth break through. New guidelines for radial tractor tire pressure pay off.** [19__]. 3p.
- WONG, J.Y. **Theory of ground vehicles.** John Wiley and sons Inc, New York, 1978, 330p.
- WOERMAN, g.r. & BASHFORD, L.L. **How much does front weel assist really help.** Agric. Engin. St. Joseph, 1984. v.65, n.º 4, p. 31-35.
- YANAI, K. **Influência da pressão de inflação e da carga sobre o rodado no desempenho do trator, com e sem o acionamento da tração dianteira auxiliar.** Botucatu: UNESP, 1994. 68p. Dissertação (Mestrado em Agronomia) - Universidade Estadual Paulista, 1994.
- YANAI, K.; CORRÊA, I. M.; MAZIERO, J. V. G. **Uso da tração dianteira auxiliar sob diferentes condições de lastragem e de pressão de inflação.** In: XXVII Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola, 1998, Poços de Caldas, MG. **Anais ...** Poços de Caldas, 1998. 442p. p.151-153.
- YOUNG, R.E.; SCHAFFER, R.L. **Autotraction: How automation can improve traction.** Agricultural Engineering, V. 58, N.2, 1977. p.15-18.

7. ANEXOS

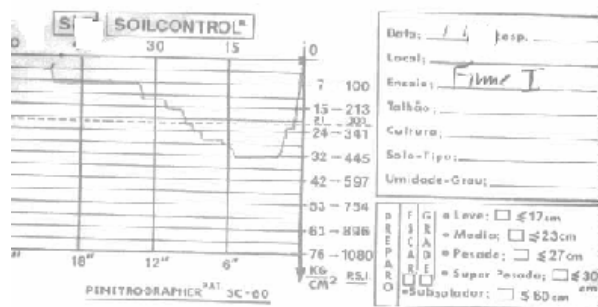
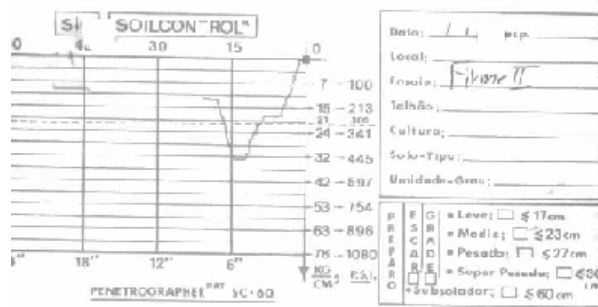
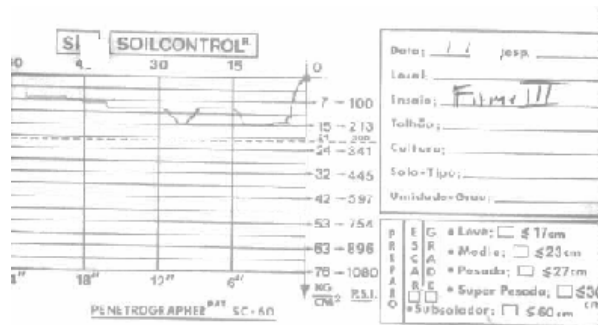
ANEXO **Erro! Argumento de opção desconhecido.** -
 Determinação dos patinamentos e trocas das parcelas.



ANEXO **Erro! Argumento de opção desconhecido.** - Altura dos engates e distâncias entre os tratores.



ANEXO **Erro!** Argumento de opção desconhecido. - Resultados do ensaio de penetrometria, utilizando o penetrômetro de cone, para o solo firme.



ANEXO **Erro!** Argumento de opção desconhecido. - Resultados do ensaio de penetrometria, utilizando o penetrômetro de cone, para o solo solto.

