

DANIEL MARIANO LEITE

**DESEMPENHO DE UM CONJUNTO TRATOR-GRADE
EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE DO TRATOR, PRESSÃO
INTERNA E TIPO DE CONSTRUÇÃO DOS PNEUS**

Tese apresentada à Universidade Federal de Viçosa, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, para obtenção do título de *Doctor Scientiae*.

VIÇOSA
MINAS GERAIS – BRASIL
2015

**Ficha catalográfica preparada pela Biblioteca Central da
Universidade Federal de Viçosa - Campus Viçosa**

T

L533
d

Leite, Daniel Mariano, 1987-

Desempenho de um conjunto trator- grade em função da
velocidade do trator, pressão interna e tipo construção dos
pneus / Daniel Mariano Leite. - Viçosa, MG, 2015.
xi, 84f. : il. (algumas color.) ; 29 cm.

Orientador: Haroldo Carlos Fernandes.

Tese (doutorado) - Universidade Federal de
Viçosa. Referências bibliográficas: f.75- 84.

1. Máquinas agrícolas. 2. Tratores agrícolas. 3. Tração. 4.
Preparo do solo. I. Universidade Federal de Viçosa.
Departamento de Engenharia Agrícola. Programa de
Pós- graduação em Engenharia Agrícola. II. Título.

CDD 22. ed.

DANIEL MARIANO LEITE

**DESEMPENHO DE UM CONJUNTO TRATOR-GRADE
EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE DO TRATOR, PRESSÃO
INTERNA E TIPO DE CONSTRUÇÃO DOS PNEUS**

Tese apresentada à Universidade Federal de Viçosa, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, para obtenção do título de *Doctor Scientiae*.

APROVADA: 06 de março de 2015.

Paula Cristina Natalino Rinaldi

Luciano Baião Vieira

Fábio Lúcio Santos

Denilson Eduardo Rodrigues

Haroldo Carlos Fernandes
(Orientador)

“Porque a loucura de Deus é mais sábia do que os homens; e a fraqueza de Deus é mais forte do que os homens.”

1 Coríntios 1:25

AGRADECIMENTOS

Ao único digno de toda glória e louvor: DEUS.

Aos meus queridos pais, José Antônio e Maria Júlia, pelo amor, carinho e por todo incentivo e apoio incondicional.

Ao meu irmão Rafael pela amizade, força e companheirismo.

À Universidade Federal de Viçosa, em especial ao Departamento de Engenharia Agrícola pela oportunidade da realização do curso de Doutorado.

Ao Professor Haroldo Carlos Fernandes, pela amizade, orientação, confiança e incentivo na realização deste trabalho.

Ao Professor Mauri Martins Teixeira, ensinamentos, orientações, sugestões e pelo empréstimo de material.

Ao Professor Paulo Roberto Cecon, pelos ensinamentos, orientações e sugestões.

Aos Professores Luciano Baião Vieira, Denilson Eduardo Rodrigues, Fábio Lúcio Santos e Paula Cristina Natalino Rinaldi, pelas sugestões e participação da banca de avaliação.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico - CNPq, pela concessão da bolsa de estudos.

Aos funcionários do Laboratório de Mecanização Agrícola Danilo, Geraldo, Wantuil e Marcelo, pela ajuda no decorrer do curso.

Aos amigos Marconi Ribeiro Furtado Júnior, Anderson Candido da Silva e Paulo Roberto Forastiere, pela amizade, trocas de conhecimentos e ajuda na condução dos experimentos.

Aos amigos do Laboratório de Mecanização Agrícola, Flávio, Wagner (Peixe), Raphael (Texano), Robson, Cleyton, Marcus (Barba), André, Humberto, Túlio, Christiam, Marley, Geice, Gracielly, Flora, Frederico, Diego, Marcelo (Baiano), Larissa, Jardênia e Juliana (Carreta) pela amizade e companheirismo no dia a dia.

Aos amigos de república Valdeir (Taquinho), Denis e Remo, pela amizade e ajuda.

A todos que de alguma forma contribuíram na realização deste trabalho.

BIOGRAFIA

DANIEL MARIANO LEITE, filho de Maria Júlia Mariano Leite e José Antônio Leite, nasceu no dia 02 de junho de 1987 na cidade de Manhuaçu, Minas Gerais.

Em dezembro de 2005, conclui o curso de Técnico em Agropecuária na Escola Agrotécnica Federal de Alegre.

Em julho de 2009, conclui o curso de Ciências Agrícolas pela Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro.

Em agosto de 2009, iniciou o curso de Mestrado em Engenharia Agrícola na área de concentração em Mecanização Agrícola, na Universidade Federal de Viçosa, defendendo a dissertação em julho de 2011.

Em agosto de 2011, iniciou o Doutorado no Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa, na área de concentração em Mecanização Agrícola.

Em junho de 2013, assumiu como Professor efetivo, dedicação exclusiva na Universidade Federal do Vale do São Francisco - UNIVASF, Campus de Ciências Agrárias.

Em março de 2015, submeteu-se à defesa de tese no Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa.

SUMÁRIO

RESUMO	ix
ABSTRACT	xi
1. INTRODUÇÃO	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	3
2.1 Pneus.....	3
2.2 Sistemas de manejo do solo.....	5
2.3 Parâmetros operacionais.....	6
2.3.1. Deslizamento dos rodados.....	7
2.3.2. Força de tração do trator.....	8
2.3.3. Demanda energética do trator.....	11
2.4 Influência dos rodados no desempenho de tração de um conjunto mecanizado em função do manejo do solo	13
2.5 Ergonomia do posto de operação.....	16
3. MATERIAL E MÉTODOS	18
3.1 Caracterização da área experimental	18
3.1.1 Cobertura vegetal.....	19
3.1.2 Densidade do solo.....	20
3.1.3 Teor de água do solo	21
3.1.4 Resistência do solo à penetração	21
3.1.5 Textura do solo.....	22
3.2 Maquinaria agrícola	22
3.2.1 Trator.....	22
3.2.2 Grade aradora.....	23
3.2.3 Pneus.....	24
3.2.4 Superfície de contato entre pneu e solo.....	24
3.2.5 Eletrônica embarcada para instrumentação do trator.....	26
3.2.6 Velocidade do trator	26
3.2.7 Rotação dos rodados	27
3.2.8 Pressão interna dos pneus.....	28
3.2.9 Força de tração	29
3.2.10 Consumo de combustível.....	29
3.2.11 Consumo horário de combustível.....	30

3.2.12	Níveis de ruído	30
3.2.13	Vibrações	31
3.3	Parâmetros operacionais de obtenção indireta.....	32
3.3.1	Relação mecânica entre eixos	32
3.3.2	Raio de rolamento dos pneus	32
3.3.3	Relação entre os raios de rolamento.....	33
3.3.4	Avanço cinemático	33
3.3.5	Potência demandada	34
3.3.6	Deslizamento dos rodados.....	34
3.3.7	Consumo específico de combustível.....	35
3.3.8	Eficiência na barra de tração.....	35
3.3.9	Capacidade de trabalho teórica	36
3.3.10	Consumo de combustível por área trabalhada.....	36
3.4	Aceleração media quadrática das vibrações	36
3.5	Espectro de frequências das vibrações	37
3.6	Procedimento de execução do experimento.....	37
3.7	Delineamento e análises estatísticas.....	38
4.	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	40
4.1	Caracterização da área experimental	40
4.1.1	Caracterização física do solo	40
4.1.2	Densidade do solo.....	40
4.1.3	Resistência do solo à penetração	41
4.1.4	Massa seca da cobertura vegetal.....	42
4.2	Dimensões dos pneus em condição estática e dinâmica.....	42
4.2.1	Área de contato do pneu em condições estáticas.....	42
4.2.2	Raio de rolamento	45
4.2.3	Relação entre raios	46
4.2.4	Relação mecânica entre eixos	46
4.2.5	Avanço cinemático	47
4.2.6	Deslizamento dos rodados do trator.....	48
4.3	Força de tração.....	54
4.4	Potência na barra de tração.....	56
4.5	Consumo de combustível	58

4.5.1	Consumo horário de combustível.....	58
4.5.2	Consumo específico de combustível.....	59
4.6	Eficiência na barra de tração	62
4.7	Capacidade operacional teórica	64
4.8	Consumo de combustível por área trabalhada	65
4.9	Análise ergonômica do posto de operação.....	66
4.9.1	Níveis de ruído no posto de operação.....	66
4.9.2	Análise espectral das vibrações longitudinais e verticais	67
4.9.3	Vibração horizontal.....	68
4.9.4	Vibração vertical.....	70
5.	CONCLUSÕES	73
6.	REFERÊNCIAS.....	75

RESUMO

LEITE, Daniel Mariano, D. Sc. Universidade Federal de Viçosa, março de 2015. **Desempenho de um conjunto trator-grade em função da velocidade do trator, pressão interna e tipo de construção dos pneus.** Orientador: Haroldo Carlos Fernandes. Coorientadores: Mauri Martins Teixeira e Paulo Roberto Cecon.

O bom desempenho dos tratores agrícolas está relacionado a um grande número de variáveis, e se tratando do desempenho de tração, temos as variáveis relacionadas aos rodados, como o tipo de construção, tamanho, desenho da banda de rodagem, pressão interna dos pneus, carga aplicada sobre o eixo motriz, transferência de peso, entre outros, que interferem diretamente na capacidade de tração dos tratores agrícolas. Desta forma, tem-se como hipótese que nas atividades realizadas pelos tratores agrícolas, principalmente as que demandam maior esforço de tração, ocorre alteração da pressão e temperatura dinâmica interna dos pneus, o que afeta diretamente o desempenho dos tratores. Visando testar esta hipótese, objetivou-se, com este trabalho, avaliar os parâmetros de desempenho de tração de um trator 4x2 TDA, em função da velocidade do trator, da pressão interna e do tipo de construção dos pneus. Para cada tipo de construção de pneus foi montado um experimento, onde foram avaliadas a influência das pressões internas dos pneus dianteiros e traseiros e a velocidade do conjunto mecanizado. Os experimentos foram instalados utilizando o delineamento composto central rotacional, um fatorial 2^3 , incluindo 6 pontos axiais e 5 repetições no ponto central, totalizando 19 ensaios. A faixa avaliada de velocidade foi de 1,11 a 2,22 m s^{-1} (4,0 a 8,0 km h^{-1}). Para os pneus diagonais a pressão interna variou entre 68,9 a 137,9 kPa (10,0 a 20,0 psi) e para os pneus radiais, entre 137,9 a 206,84 kPa (20,0 a 30,0 psi). O deslizamento dos rodados diagonais, foi afetado pelas variáveis analisadas, já os radiais, não mostraram influência dos fatores avaliados. A potência disponível na barra de tração foi superior quando o trator foi equipado com pneus radiais. As variáveis respostas consumo horário de combustível e consumo específico de combustível, foram mais sensíveis à

velocidade do que à pressão interna dos pneus. O consumo de combustível por área trabalhada, não sofreu efeito das variáveis analisadas. Os modelos de predição do esforço na barra de tração, só puderam ser obtidos para os rodados diagonais, que sofreram influência da velocidade e dos níveis de pressão interna dos pneus dianteiros e traseiros. Os níveis de ruído foram superiores aos estabelecidos pela NR-15, para uma jornada de 8 horas de trabalho. Conforme esperado, o aumento da pressão interna dos pneus implicou no aumento dos níveis de vibração nos dois sentidos estudados. Tanto nos pneus diagonais como nos radiais, as maiores amplitudes de vibração no sentido longitudinal foram entre 0 e 2,0 Hz de frequência. Já, as vibrações no sentido vertical apresentaram maiores amplitudes na faixa 1,5 e 4,0 Hz de frequência.

ABSTRACT

LEITE, Daniel Mariano, D. Sc. Universidade Federal de Viçosa, March, 2015. **Performance of a tractor disk harrow for each tractor speed, internal pressure and the tires of construction type.** Adviser: Haroldo Carlos Fernandes. Co-advisers: Mauri Martins Teixeira and Paulo Roberto Cecon.

The good performance of agricultural tractors is related to a large number of variables, and it comes from the traction performance, we have the variables related to the shot, as the type of construction, size, tread design, internal tire pressure, load applied to the drive shaft, weight transfer, among others, which directly interferes with the traction capacity of agricultural tractors. Therefore, it has been hypothesized that the activities performed by agricultural tractors, especially those that require greater tractive effort, alteration of pressure and internal dynamic temperature of the tires, which directly affects the performance of tractors. To test this hypothesis, the objective was to, with this study was to evaluate and model the traction performance parameters of a tractor 4x2 FWD, according to the tractor speed, the internal pressure and the type of construction of the tires. For every type of tire construction was assembled an experiment in which we evaluated the influence of internal pressures of the front and rear tires and the speed of mechanical set. The experiments were conducted using a central composite design, factorial 2^3 , including 6 axial points and 5 repetitions at the central point, totaling 19 tests evaluated the speed range was from 1.11 to 2.22 m s⁻¹ (4.0 to 8.0 km h⁻¹) to bias tires the internal pressure range was between 68.9 to 137.9 kPa (10.0 to 20.0 psi) and for radial tires between 137.9 to 206.84 kPa (20.0 to 30.0 psi). The slip of the diagonal shot, was affected by variables analyzed, since the radial showed no influence of the factors evaluated. The power available in the drawbar was higher when the tractor was fitted with radial tires. The response variables fuel consumption schedule and specific fuel consumption, were more sensitive to the velocity than the internal pressure of the tire. Fuel consumption by area worked, did not suffer effect of the variables analyzed. As for the effort prediction models

in the tractor drawbar, was only possible for diagonal wheel sets, which are influenced by speed and internal pressure levels of the front and rear tires. Noise levels were higher than those established by the NR-15, for a journey of 8 hours of work. As expected, the increase in internal pressure of tires involved in increased vibration levels studied in both directions. In both the radial and bias tires, the larger amplitudes of vibration in the longitudinal direction was between 0 and 2.0 Hz frequency. Already, the vibrations in the vertical direction showed higher amplitudes in the range 1.5 to 4.0 Hz frequency.

1. INTRODUÇÃO

Os tratores agrícolas destacam-se devido a sua versatilidade quando atuando no preparo das áreas de cultivo, plantio, tratos culturais e até mesmo na colheita. Isso só se torna possível devido à capacidade de transformação da energia contida no combustível em trabalho mecânico.

Essas máquinas são constituídas de uma série de mecanismos complexos, cujo pleno funcionamento está associado não somente às características de projeto, mas também ao meio em que são utilizados, tais como: o tipo de solo, altitude, condições climáticas, forma de operação, entre outros.

O desempenho dos tratores agrícolas está ligado a um grande número de variáveis, e se tratando do desempenho de tração, variáveis relacionadas aos rodados, como o tipo de construção, tamanho, desenho da banda de rodagem, pressão interna dos pneus, carga aplicada sobre o eixo motriz, transferência de peso, entre outros, interferem diretamente na capacidade de tração dos tratores agrícolas.

Os pneus nos tratores agrícolas são de vital importância, por proporcionar o equilíbrio, deslocamento, direcionamento, tração, desempenho operacional e amortecimento das vibrações devido às irregularidades do solo.

A pressão interna dos pneus interfere diretamente na superfície de contato pneu/solo (também conhecida com “grip”) e na forma geométrica deste contato. O uso de baixa pressão interna nos pneus tende a aumentar o grip, o que pode levar ao aumento da capacidade de tração, por reduzir a perda de potência promovida pelo deslizamento dos rodados.

O uso de pressões fora do recomendado pode promover desgaste prematuro dos pneus, além de consumo excessivo de combustível, o que resulta em um maior custo operacional das atividades mecanizadas.

Embora devidamente calibrados os pneus, antes das operações, a pressão interna dos pneus não se mantém constante devido a inúmeros fatores, como: variação da temperatura no ambiente, atrito do pneu com solo, variação do peso sobre o rodado, transferência de peso, vibrações, efeito “powerhop” (galope), agitação do lastro líquido no interior dos pneus, entre outros fatores.

A literatura apresentada até o momento relata que independentemente do número de fatores que afetam o desempenho de tração dos tratores agrícolas, nenhum sistema desenvolvido foi capaz de modificar o nível da pressão interna dos pneus ou a distribuição de peso de acordo com as condições dinâmicas de um conjunto trator-implemento. As razões são atribuídas à grande variabilidade de parâmetros, relacionados principalmente com as características da superfície do solo e as características operacionais dos conjuntos mecanizados.

Desta forma, tem-se como hipótese que nas atividades realizadas pelos tratores agrícolas, principalmente naquelas que demandam maior esforço de tração, ocorre alteração da pressão e da temperatura dinâmica dos pneus, o que afeta diretamente o desempenho dos tratores.

Visando testar esta hipótese, objetivou-se avaliar os parâmetros de desempenho de tração de um trator 4x2 TDA, em função da velocidade do trator, pressão interna e do tipo de construção dos pneus, tendo como objetivos específicos:

- Avaliar os parâmetros operacionais do conjunto mecanizado na operação de gradagem (deslizamento dos rodados, esforço de tração, consumo horário de combustível, potência demandada, consumo específico de combustível e consumo de combustível por hectare); e
- Avaliar o comportamento de parâmetros ergonômicos (níveis de ruído e vibrações na base do posto de operação do trator).

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Pneus

Nos tratores agrícolas os pneus apresentam grande importância por proporcionar o equilíbrio, o deslocamento, o direcionamento e o amortecimento das vibrações, ocasionadas devido às irregularidades do solo, e que podem interferir no desempenho operacional (MONTEIRO et al., 2011).

Os rodados utilizados nos tratores são constituídos de cubo de roda, aro e pneus. Já, a estrutura dos pneus é constituída de cinco partes, são elas: superfície de rolamento ou banda de rodagem, cinturas ou lonas, carcaça, talão e flanco (Figura 1).

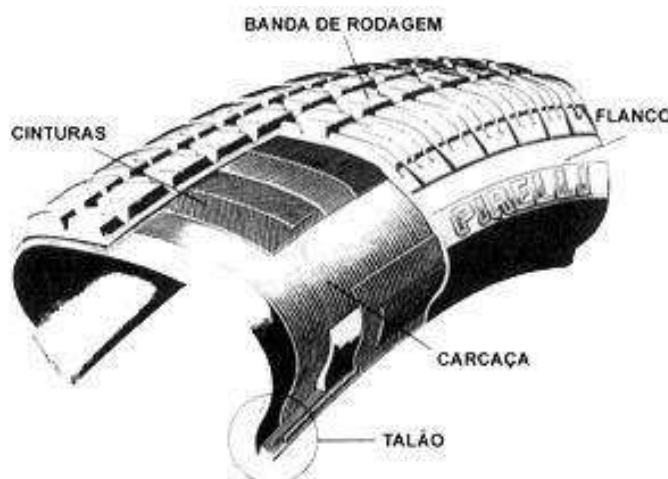


Figura 1 – Constituição dos pneus. (Fonte: www.pirellipneus.com.br)

As lonas são responsáveis por suportar a pressão interna devido à carga. A banda de rodagem é responsável pela sua aderência com o solo. Suas formas ou desenhos devem proporcionar frenagem e tração. A borracha utilizada deve ser resistente à abrasão e ruptura para que no talão haja a conexão e vedação do pneu ao aro e, nos flancos, a proteção da carcaça e resistência lateral.

Quanto à sua forma construtiva ou estrutural, têm-se os pneus radiais e diagonais. Nos radiais os fios das lonas da carcaça formam arcos transversais ao sentido de deslocamento ou rodagem, sendo que sua estabilidade ao piso é proporcionada por meio de uma cinta composta de lonas sobrepostas,

formando uma carcaça única que permite apenas flexão, e não fricção entre as lonas. Já nos diagonais ou convencionais, os fios das lonas são cruzadas umas em relação às outras. Nesta forma estrutural, os flancos contribuem com a banda de rodagem, sendo que a flexão dos flancos quando a roda se movimenta, é transmitida à banda de rodagem, adequando-se com a superfície do solo.

A pressão interna dos pneus interfere diretamente na superfície de contato pneu/solo. O uso de baixa pressão interna nos pneus tende a aumentar a área de contato pneu/solo, o que proporciona maior capacidade de tração (MONTANHA, et al., 2011; TAGHAVIFAR; MARDANI, 2013).

O aumento da pressão interna nos pneus resulta na diminuição da resistência ao rolamento. Porém, esta prática leva a inúmeros problemas, como o desgaste prematuro do pneu e maior impacto mecânico ao conjunto tratorizado, além de alterar as características ergonômicas, uma vez que a maioria dos tratores agrícolas não possui amortecedores nos eixos, cabendo aos pneus a responsabilidade de absorver os impactos e vibrações.

Para Lee e Kim (1997) a pressão nos pneus radiais determina a rigidez lateral do pneu, que tem uma significativa influência sobre a área de contato do pneu e na distribuição de pressão sobre a superfície do solo.

Para um funcionamento adequado dos tratores 4x2 com tração dianteira auxiliar é desejável que a velocidade tangencial periférica dos pneus do eixo dianteiro seja igual ou ligeiramente superior a dos pneus do eixo traseiro. Para isso, é necessário que a transmissão de torque para os eixos tenham rotações distintas para compensar a diferença entre o raio dos pneus dianteiros e traseiros (FURTADO JÚNIOR, 2013).

Outro fator de difícil controle que está intimamente ligado à pressão é a temperatura do rodado. A temperatura dos pneus é de extrema importância para um bom desempenho da máquina, que depende do peso do veículo, da pressão de enchimento a quente, do tipo de construção do pneu, da composição da mistura do piso, da temperatura do ambiente e da acentuação das curvas. A viscosidade da borracha e a aderência aumentam em função do acréscimo de temperatura, tal efeito, pode acelerar o processo de degradação dos pneus, acentuando o risco de estourarem (DEE-UFMG, 2015).

No ano de 2011 chegou ao mercado um sistema digital de indicação de temperatura e pressão dinâmica para veículos de transporte de cargas, cujos sensores são instalados dentro dos pneus e transferem as informações para um receptor digital via “wireless”. No entanto, este mecanismo não realiza o controle da pressão interna quanto à temperatura (SPORT CARS, 2015).

2.2 Sistemas de manejo do solo

O preparo do solo consiste em proporcionar um ambiente propício para o cultivo, de modo que o sistema radicular explore o solo sem grandes dificuldades.

Na literatura encontram-se muitas formas de preparo do solo, no entanto, três sistemas são os mais utilizados: preparo convencional, cultivo mínimo e plantio direto.

O preparo convencional é constituído por duas etapas. A primeira etapa geralmente é realizada por arados ou grades pesadas. Esta etapa é encarregada da desestruturação grosseira do solo e inversão da leiva. Já na segunda etapa, utilizam-se grades leves ou escarificadores, que tem o papel de diminuir o tamanho dos agregados e o nivelamento do solo.

Mello (2004) estudando as alterações físicas do solo provocadas pelo arado de disco verificou que, o diâmetro médio geométrico dos agregados apresentou diferenças significativas em função da velocidade de deslocamento do arado e do ângulo horizontal dos discos. O aumento da velocidade de deslocamento e do ângulo dos discos proporcionou menor diâmetro médio geométrico.

As grades estão entre os implementos agrícolas mais utilizados para mobilização do solo. Estima-se que no Brasil 1,0 milhão de hectares por ano são mobilizados para a reforma de canaviais com a utilização de grades. Na cultura do milho 9,0 milhões de hectares foram plantados após o preparo convencional do solo na safra 2004-2005 (FNP, 2006).

Buscando a conservação dos recursos naturais, os sistemas de preparo que reduzem a mobilização do solo, o preparo reduzido ou cultivo mínimo e o plantio direto, têm sido boas opções para o agricultor, pois além de

consumirem menos energia conservam o solo. Tais sistemas são caracterizados pelo revolvimento mínimo do solo e pela manutenção de cobertura vegetal.

O cultivo mínimo tem o objetivo de romper somente a camada superficial do solo. Geralmente neste método o preparo do solo é realizado por escarificadores ou grades.

O escarificador é capaz de atuar até uma profundidade de 0,30 m. Suas hastas ao romper o solo geram um efeito tridimensional mantendo grande parte da cobertura vegetal na superfície, ou seja, desagregando o solo sem inversão da leiva, diminuindo a erosão, melhorando a infiltração, retenção de água, estrutura e a porosidade do solo. Já o uso da grade é recomendado em solos descompactados e com pouca vegetação, no intuito de preparar o leito de semeadura e minimizar custos.

O sistema de plantio direto é um método que mobiliza o solo apenas na linha de semeadura, mantendo a cobertura do solo e a diversificação biológica, o que propicia características físicas adequadas ao desenvolvimento normal das plantas (ANDREOLA; COSTA; OLSZEWSKI, 2000), além de preservar o solo contra erosão.

Segundo Alves e Susuki (2004), o plantio direto tem sido um recurso na recuperação das propriedades físicas do solo na sua camada superficial. No entanto, a adoção deste sistema requer um aumento considerável na aplicação de agroquímicos para o controle de pragas e doenças.

2.3 Parâmetros operacionais

Segundo Garcia et al. (2005), é importante conhecer a capacidade da máquina, a fim de selecionar a potência e os equipamentos que desempenharão as operações agrícolas em tempo hábil, evitando, dessa forma, custos adicionais com máquinas superdimensionadas.

2.3.1. Deslizamento dos rodados

Na literatura encontram-se diversos termos para expressar o movimento relativo de um rodado-motriz sobre uma superfície, por exemplo: patinagem, patinagem, deslizamento, patinamento e razão de redução de percurso.

O deslizamento dos rodados é definido como a razão entre a distância percorrida pelo dispositivo de tração deslocando-se em uma superfície rígida durante uma revolução em determinada condição de operação, pela distância percorrida sob a condição específica “zero” (ASABE, 2009). Como observado em Zoz e Grisso (2003), o deslizamento das rodas em relação à superfície de contato depende da deformação dos rodados e do cisalhamento do solo.

As características dos pneus e suas interações com o solo são fundamentais para avaliar o desempenho de um trator, como também dimensionar o deslizamento adequado para cada atividade, buscando assim atingir um melhor rendimento de tração (BARROS, 2012).

Neujahr e Schlosser (2001) avaliaram o comportamento de pneus radiais e diagonais em relação à tração, e observaram que o deslizamento dos rodados ocorreu em maior grandeza nos pneus diagonais do que com o uso de pneus radiais, para mesmos níveis de carga e condições de solo, sendo justificado devido ao menor contato pneu/solo ocorrido nos pneus diagonais.

A eficiência de um trator para desenvolver esforço tratório depende da interação entre o rodado e o solo. Filho et al. (2004) em um trabalho que avaliou o desempenho de um trator em diferentes tipos de cobertura, concluíram que o tipo de cobertura pode causar mudanças no deslizamento dos rodados, conseqüentemente, na capacidade do trator desenvolver tração.

Furlani et al. (2005) mostraram a influência do tipo de manejo do solo no deslizamento dos rodados no momento do plantio. Em solo sob cultivo mínimo houve o maior índice de deslizamento dos rodados do trator, com 9,40%, seguido dos índices do plantio direto, com 4,90% e do preparo convencional, que foi de 4,30% de deslizamento.

Com o objetivo de avaliar a capacidade de um trator em desenvolver força de tração para uma carga de 25,00 kN, Gabriel Filho et al. (2010) obtiveram deslizamento dos rodados motrizes do trator entorno de 14,5% sobre

solo mobilizado; de 9,5% sobre solo firme coberto com palha de milho e braquiária, e de 7,5% sobre solo firme e descoberto.

Masiero (2010) encontrou resultados de deslizamento dos rodados da ordem de 7,60%, em pista de concreto; 11,90%, em solo firme; 14,60%, em solo com cobertura vegetal e 16,20%, em solo mobilizado, quando avaliou o rendimento dinâmico na barra de tração de tratores agrícolas com tração dianteira auxiliar (4x2 TDA), em diferentes condições de superfície do solo.

Em um Latossolo Vermelho distroférico típico, Coelho et al. (2012) avaliaram o deslizamento de diversas operações no preparo periódico do solo e plantio, e constataram que nos sistemas preparo convencional e plantio direto, os maiores índices de deslizamento ocorreram na operação de semeadura, superando os obtidos nas operações de aração, gradagem e aplicação de herbicida.

2.3.2. Força de tração do trator

A tração dos implementos agrícolas é dependente de diversas variáveis como o solo e o próprio implemento. Dentro da variável solo, destacam-se a distribuição do tamanho de agregados, a textura, a estrutura, o teor de água no solo, a densidade do solo e os efeitos da declividade, da vegetação e dos resíduos de culturas anteriores (ASAE, 1996; GABRIEL FILHO et al., 2010).

Segundo Corrêa e Lanças (2000), há uma tendência de melhoria na capacidade tratória quando os pneus estão inflados com a pressão recomendada pelo fabricante. Os autores observaram ainda um aumento de 3,7% na potência na barra de tração e de 4,4% na capacidade operacional com o uso da pressão recomendada pelo fabricante de pneus comparado com a pressão baixa em pneus diagonais.

Em uma propriedade agrícola é importante conhecer a demanda de potência ou de força para cada implemento utilizado. Isso é necessário para determinar a potência requerida nos tratores (força e velocidade) que irão realizar as operações. Porém, essa demanda de potência está ligada a inúmeros fatores, tais como características de projeto do implemento, tipo de

solo, teor de água, conteúdo de argila, profundidade de trabalho, velocidade de trabalho, entre outros (SALVADOR et al., 2008; MONTEIRO et al. 2013).

Al-Suhaibani e Ghaly (2010) avaliando o desempenho de um escarificador observaram que o aumento da profundidade de trabalho, assim como, o aumento da velocidade de deslocamento, elevou a demanda de força de tração, sendo que cerca de 26,7% da força de tração foi dirigida para o corte do solo e 73,3% foi destinada para a mobilização das partículas do solo.

A seleção de marcha e velocidade de deslocamento foram objetos de estudo de Borges (2008), em alguns sistemas de manejo do solo, chegando às seguintes conclusões: a marcha influenciou a potência na barra de tração e o consumo de combustível por área trabalhada, independentemente do sistema de preparo, e teve efeito sobre o deslizamento nas rodas motrizes, somente nos sistemas cultivo mínimo e semeadura direta; A rotação no motor também influenciou o desempenho dos conjuntos mecanizados utilizados no sistema convencional e, na semeadura direta apresentou efeito sobre a potência disponível na barra de tração, apenas no sistema cultivo mínimo.

Além das condições técnicas e operacionais, o teor de água no solo pode afetar a demanda de força de tração, a área de solo mobilizada e a profundidade de trabalho para os implementos de mobilização do solo (TAMAYO; RODRÍGUEZ, 2007; COELHO, 2012).

Summers et al. (1986) estudaram o comportamento da força de tração em função da velocidade de deslocamento para alguns implementos de preparo de solo. Os autores observaram que a força de tração é diretamente proporcional à velocidade para os subsoladores com profundidade de trabalho de até 0,4 m, grades de disco e escarificadores. Para os arados de aivecas, a força de tração variou com a velocidade em função quadrática. Além disso, a profundidade de trabalho influencia linearmente na força requerida na barra de tração.

A conformação das hastes subsoladoras também altera a demanda de força. Kichler et al. (2011) avaliaram duas hastes, uma com curvatura lateral e outra convencional, e constataram que a menor demanda de força foi para haste com a curvatura lateral, que ocorreu na velocidade de 5,8 km h⁻¹. Com a haste convencional a menor exigência de força foi na velocidade de 3,0 km h⁻¹. Já, as forças verticais de atuação sobre as hastes foram negativas nas hastes

convencionais, ou seja, forçando as hastes para cima, e positivas nas hastes com curvatura lateral, o que permitiu a mobilização em uma faixa até 48mm mais profunda que as hastes convencionais.

Avaliando o efeito da velocidade de deslocamento e da profundidade de trabalho, Naderloo et al. (2009) descreveram que a força média demandada por cada implemento avaliado, aumentou em função do aumento do nível de profundidade de trabalho. A demanda de força pelo arado de discos na primeira profundidade (0,10 m) mostrou-se próxima a força requerida pelo escarificador. A média de cada implemento também aumentou com o aumento da velocidade de deslocamento, devido ao aumento de massa de solo a ser mobilizada por tempo.

Cholaky; Cisneros e Balbuena (2010) verificaram que na condição de alta compactação com 9% de teor de água no solo, o preparo com um escarificador alado é ineficiente, com um alto consumo de energia para atingir um perfil máximo de 0,15 m de profundidade e com grandes oscilações de profundidade. Independentemente do nível de compactação inicial, o preparo realizado a 14% de teor de água no solo, mostrou uma menor resistência específica, exigindo pouca energia para mobilização do solo até à profundidade desejada (0,4 m). A alta compactação do solo demandou 17% mais força que o solo menos compactado. Já, a resistência específica no solo mais compactado foi de 8, 9, e 11 N cm⁻² nas condições de 19, 14 e 9% de água no solo respectivamente, e 7, 8 e 7 N cm⁻², na condição de menor compactação do solo em cada teor de água do solo, respectivamente.

Ferreira et al. (1999) avaliaram o desempenho de tração de pneus radiais e diagonais em função da relação cinemática entre os eixos dianteiro e traseiro, em solo firme e solto. Variando as pressões internas dos pneus foram possíveis as relações cinemáticas de 1,01 e 0,98. O trabalho mostrou que o desempenho do pneu radial foi inferior ao diagonal, provavelmente devido ao uso de pressões muito altas para se obter as relações cinemáticas estudadas, a pressão correta para os radiais foi de 9 psi tantos nos pneus dianteiros quanto traseiros.

2.3.3. Demanda energética do trator

Na realização de operações mecanizadas, em que o trator dispõe de potência acima da requerida na operação, pode-se trabalhar com rotações menores, com o objetivo de reduzir o consumo de combustível. No entanto, o que se encontra nas maiorias das vezes no campo, é o trabalho sendo realizado com altas rotações e marchas reduzidas, na faixa de potência máxima do motor, o que resulta em elevados custos operacionais, aumento no consumo de combustível e rápido desgaste do trator (MIRANDA et al., 2000).

O consumo de energia nas operações agrícolas varia em função da interação pneu/solo, da operação, do maquinário, entre outros fatores. Para Jenane et al. (1996), uma forma de minimizar o consumo de energia, é operar o conjunto mecanizado a uma relação de tração mínima e na sua máxima eficiência tratória, para assegurar o mínimo consumo específico de combustível.

O uso adequado da marcha e rotação do motor otimiza o consumo de combustível, podendo aumentar a eficiência do uso do combustível em até 17%, isso em uma mesma velocidade de operação, que apenas torna possível através do escalonamento apropriado de marcha e redução da rotação do motor (HUNT, 1995).

Em qualquer operação com máquinas agrícolas deve-se levar em consideração a velocidade de operação do conjunto motomecanizado, uma vez que esta variável está intimamente ligada ao consumo de combustível, a demanda de tração e, principalmente, a qualidade do serviço.

Corrêa et al. (2000) evidenciaram diferenças significativas do uso da pressão recomendada em relação às altas pressões de inflação, com redução de 11,5% na patinagem e de 3,2% no consumo de combustível do trator.

Máquinas maiores não representam maior consumo de energia por área. Por isso, reduzir o tamanho de implementos para minimizar o consumo de combustível pode ser um erro. Isso, porque o importante é o consumo de energia requerido por área. Muitas vezes um implemento de menor largura de trabalho demanda mais energia pelo trabalho, isso se dá, em função da capacidade operacional efetiva e do consumo específico de combustível do conjunto mecanizado (BRIDGES; SMITH, 1979).

A capacidade operacional de um conjunto mecanizado é dada pela área coberta por unidade de tempo. Entretanto, o consumo de energia serve para caracterizar economicamente uma operação de preparo, bem como a fonte de potência (trator). Assim, é possível expressar a quantidade total de energia consumida por um conjunto máquina-implemento em várias operações necessárias na atividade agropecuária. O cálculo da energia consumida nas operações de campo deve ser feito a partir da capacidade operacional dos implementos e máquinas, inclusive do trator.

Serrano et al. (2007) avaliaram o desempenho de tratores e implementos agrícolas em trabalhos de tração, e observaram que há um decréscimo médio de 10 a 15% no consumo de combustível pelo trator na operação de mobilização do solo com grades de discos off-set, pela seleção de um regime do motor de 70 a 80% do regime nominal, o que resultou um consumo de 265 g kWh⁻¹ em um regime de aproximadamente 80% do regime nominal e cerca de 300 g kWh⁻¹ em regime nominal.

O consumo horário de combustível pode ser afetado pela marcha de trabalho do trator. Cortez et al. (2008) observaram que o uso de marchas de menores velocidade promoveram menor consumo de combustível devido a baixa potência exigida. O consumo específico de combustível também foi afetado pelas marchas, sendo que a marcha de menor velocidade apresentou maior consumo de combustível, devido ao maior tempo para realizar a operação em uma determinada área.

Avaliando o consumo de combustível em diferentes sistemas de preparo periódico do solo, Salvador et al. (2009) verificaram que o sistema de preparo baseado em escarificação obteve o menor consumo específico de combustível, quando realizado antes da subsolagem, apresentando valor de 415,1 g kW h⁻¹ e 641,3 g kW h⁻¹ depois da subsolagem. O preparo do solo utilizando aração e gradagem pesada obteve menor consumo de combustível quando realizado antes da subsolagem, apresentando valores de 369,9 e 420,4 g kW h⁻¹, respectivamente.

Fernandes et al. (2007) avaliaram o requerimento energético de um renovador de pastagem conjugado de preparo do solo, em diferentes profundidades e velocidades de deslocamento. Verificou-se que a área de solo mobilizado, o volume de solo mobilizado, o consumo horário de combustível e

o consumo específico de combustível por volume de solo mobilizado foram significativas para a interação entre a velocidade de deslocamento e a profundidade de trabalho.

Fernandes et al. (2008) constataram que a implementação do sistema de plantio direto ocasionou um menor consumo horário de combustível, que o cultivo mínimo e o preparo convencional.

Outro fator que interfere no consumo energético dos implementos de mobilização do solo é a conformação dos órgãos ativos, se é fixo ou móvel, se consta de projeções laterais ou não, se possui sistema vibratório entre outros aspectos.

Kichler et al (2011) constataram um aumento de 40% no consumo de combustível quando a velocidade foi elevada de 3,0 para 5,8 km h⁻¹ para hastes subsoladoras com curvatura lateral. Para as hastes convencionais, da velocidade de 3,0 para 5,8 km h⁻¹ o aumento foi de 66%, e de 5,8 km h⁻¹ para 8,3 km h⁻¹ foi de 30% no consumo de combustível. Em função do consumo de combustível, o menor custo ocorreu com as hastes com curvatura lateral (\$ 5,10/ha), na velocidade de 5,8 km h⁻¹, enquanto nas hastes convencionais foi de \$ 5,35/ha com a velocidade de 8,3 km h⁻¹.

2.4 Influência dos rodados no desempenho de tração de um conjunto mecanizado em função do manejo do solo

De acordo com as condições do solo e a atividade a ser realizada, deve-se determinar a pressão e o nível de lastragem interna dos pneus, buscando melhorar o desempenho trativo dos tratores.

Inúmeros trabalhos mostram que cerca de 20 a 55% da energia disponível de um trator é perdida em função da interação pneu-solo, provocando desgaste demasiado dos pneus e até compactação do solo. O pneu permite que o torque de um trator seja transmitido ao solo e capacita-o para tracionar uma determinada carga, além de mover-se. A tração de um pneu depende de diversos fatores, entre eles a geometria do pneu (largura, diâmetro, altura da seção), o tipo de pneu (diagonal ou radial), o tipo de garras, a pressão interna, a carga dinâmica no eixo e o tipo e condições do solo

(MONTEIRO et al. 2011; MONTEIRO et al. 2013; GABRIEL FILHO et al. 2010; FEITOSA, 2014).

Além das características de conservação do solo e de oferecer condições para desenvolvimento das plantas, o preparo do solo deve ser eficiente quanto ao requerimento de energia, já que esta operação tem elevada participação percentual nos custos de produção de uma cultura. Assim, os equipamentos utilizados no preparo devem exigir o mínimo de dispêndio energético e apresentar o máximo rendimento nas operações, condições que podem ser satisfeitas pela escolha do equipamento, operação, velocidade, rotações do motor, profundidade e largura de trabalho, que otimizem as operações (SIQUEIRA, 1999).

Grisso (1995) elaborou um pequeno resumo das vantagens e desvantagens dos pneus radiais em relação aos diagonais com base nos inúmeros testes realizados por fabricantes de pneus, fabricantes de tratores e universidades (Quadro 1).

Quadro 1 – Vantagens e desvantagens dos pneus radiais em relação aos pneus diagonais.

Vantagens	Desvantagens
<ul style="list-style-type: none"> - redução no consumo de combustível por área (mais de 6 % em solo firme e mais de 8% em solo mobilizado); - aumento da produtividade (mais de 2 % em solo firme e mais e 10 % em solo mobilizado); - redução da patinagem (verificada em todos os tipos de superfície); - menos vibração (devido à sua construção, o radial apresenta menos tendência de ter vibrações induzidas pelas garras dos pneus); - aumento da força de tração na barra (dependendo das condições de superfície, a tração pode ser aumentada de 6 a 10 %, sem adição de lastro); - aumento da vida útil (cerca de 30 % a mais, fazendo o mesmo tipo de serviço dos diagonais). 	<ul style="list-style-type: none"> - deficiente manobrabilidade (devido, provavelmente, à baixa espessura na lateral da carcaça); - maior suscetibilidade ao mau uso (sobrecarga ou subinflação causam deformação lateral que são mais suscetíveis a danos ou rupturas).

Fonte: Grisso (1995).

Coates (1985) avaliou dois modelos de pneus radiais e um modelo diagonal em solo mobilizado, e não encontrou diferença significativa no consumo específico embora tenha confirmado a redução no deslizamento dos rodados e no consumo horário de combustível com os pneus radiais, quando operado entre 7 a 11 km h⁻¹.

Comparando o uso dos pneus radiais e diagonais em um trator 4x2 TDA, inflados à pressão correta, ou seja, a recomendada pelo fabricante, no desempenho de tração, sobre duas condições de campo, uma em superfície contendo restos de cultura de milho recentemente cortada e outra composta por gramíneas diversas, Corrêa (2000) constatou que o pneu radial proporcionou melhores características de tração (força de tração, potência na barra, coeficiente de tração) para índices de deslizamento dos rodados inferiores a 15%, nas duas condições de campo. Acima deste valor não houve tendência do comportamento. Além disso, o consumo específico de combustível não mostrou diferenças significativas, o que também é positivo, pois o trator consegue desenvolver mais potência sem um maior gasto de combustível.

Os benefícios de se usar a pressão correta ou abaixo do recomendado em pneus radiais em um trator 4x4 portador de rodado duplo, foram constatados por Lanças et al. (1995), que avaliaram o efeito sobre o desempenho do trator em três pressões interna dos rodados: uma alta, usual entre os agricultores de 24 psi; uma pressão média de 20 psi; e uma correta de 13/14 psi no rodado dianteiro e traseiro, respectivamente. Foi constatado que utilizando a pressão correta, em solo não preparado, o trator consumiu 18,3% menos de combustível, desenvolveu 7,5% mais de capacidade operacional e reduziu a patinação em 34,3%; em solo preparado. Com a pressão correta o trator também apresentou economia de combustível, cerca de 20,0%, redução de 78,0% na patinação e aumento de 5,7% na capacidade operacional.

Corrêa e Lanças (2000), também confirmam que há uma tendência de melhoria na capacidade tratória quando os pneumáticos estão inflados com a pressão recomendada pelo fabricante. Os resultados evidenciaram diferenças significativas do uso da pressão recomendada em relação às altas pressões de inflação, com redução de 11,5% no deslizamento dos rodados e de 3,2% no consumo de combustível do trator. Os autores observaram ainda um aumento

de 3,7% na potência na barra de tração e de 4,4% na capacidade operacional com o uso da pressão recomendada pelo fabricante de pneus comparado com a pressão baixa em pneus diagonais.

Uma atitude comum entre os operadores de máquinas agrícolas é calibrar os pneus com uma pressão interna acima do recomendado. Segundo Zoz e Turner (1994) esta prática reduz a eficiência trativa dos conjuntos mecanizados. Estes autores relatam que tratores equipados com pneus radiais, apresentam um aumento de 4 a 7% no pico da eficiência trativa com o uso da pressão correta em relação à pressão acima do recomendado, sendo que os maiores ganhos de desempenho foram obtidos em solos soltos e em solo firme. Já em superfície de concreto as influências da calibração foram menores.

Bashford et al. (1992) observaram o efeito do tamanho do pneu e da pressão de inflação no desempenho na barra de tração de um trator 4x2 TDA. Foram utilizados pneus radiais com aros de 42, 46 e 54 polegadas de diâmetro, operando com pressão de inflação de 8, 12 e 18 psi, nas condições de solo firme e mobilizado. Variando os níveis de deslizamento de 0 a 60%, foram levantadas as curvas de desempenho dos parâmetros eficiência e coeficiente de tração. Em quase todas as situações analisadas a pressão interna mais baixa ressaltou o desempenho de tração do conjunto mecanizado.

2.5 Ergonomia do posto de operação

A operação dos tratores agrícolas congrega em função da interação do homem (operador) e a máquina (trator), interagindo entre si, formando o sistema homem-máquina. A eficiência deste sistema homem-máquina está ligada a diversos fatores, entre eles os relacionados com a segurança e o bem estar durante a atividade.

A ergonomia age sobre estes fatores, buscando aperfeiçoá-los para aumentar a eficiência do sistema, destacando-se no âmbito de operação dos tratores agrícolas, as condições em que o operador está exposto, como: temperatura, luz, umidade do ar, ruídos, vibrações, conformação dos comandos e assento do operador.

A propensão em buscar o máximo da eficiência na operação pode levar ao aumento de riscos a saúde do trabalhador, que por muita das vezes, são resultados da insuficiência do projeto ergonômico da máquina, ou mesmo da falta de experiência do operador.

Segundo Machado et al. (2002) é impossível obter produtividade satisfatória se a operação não suprir alguns requisitos básicos para o operador. Apesar da atual importância no cenário agrícola, grande parte dos tratores fabricados em nosso país não são projetados para atender os requisitos ergonômicos da interação homem-máquina, sendo a visão dos projetos voltada para a otimização dos parâmetros operacionais, muita das vezes expondo o operador às condições inadequadas para o trabalho.

Frente a este quadro, a operação de máquinas agrícolas pode ocasionar uma série de danos à saúde de seus operadores, sendo necessária a caracterização de parâmetros ergonômicos (por exemplo, vibrações e ruídos) para avaliar se os mesmos estão dentro dos limites aceitáveis pelas normas vigentes.

O Ministério do Trabalho, através da norma NR-15 resguarda o trabalhador, no que diz respeito às atividades e operações insalubres, a qual também estabelece limites de exposição ao ruído durante toda sua jornada de trabalho. No entanto, não resguarda quanto os limites de exposição à vibração, neste caso, adotam-se as normas internacionais, dentre elas, a ISO - 2631-1 (1997), e a diretiva 2002/44/CE da Comunidade Europeia que estipulam níveis de ação e limites de exposição a vibrações em todo corpo humano (FURTADO JÚNIOR, 2013).

As vibrações ao corpo humano resultam em desconforto e aumento da fadiga do trabalhador, que pode ser classificada de acordo com a região do corpo atingida em: vibrações de corpo inteiro (atividades de transporte, tais como caminhão, trator, empilhadora, ônibus) e vibrações de extremidades (principalmente mãos, braços). A exposição às vibrações de corpo inteiro podem provocar patologias na região lombar e lesões da coluna vertebral (SOEIRO, 2011).

Santos Filho et al. (2003) observaram que o aumento da velocidade de deslocamento do trator ao tracionar uma grade destorroadora-niveladora culmina no aumento da vibração sofrida pelo operador, sendo necessário

diminuir o tempo máximo de exposição. Este efeito não ocorre apenas no preparo do solo, mas em qualquer forma de tração desempenhada pelos tratores independente do tamanho, potência, tipo de pista de deslocamento e pressão interna dos pneus.

3. MATERIAL E MÉTODOS

Neste tópico são apresentados os procedimentos metodológicos que dirigiram a realização deste trabalho: área experimental, caracterização da área experimental, maquinaria agrícola, avaliação do desempenho do conjunto mecanizado, delineamento experimental e análise estatística.

3.1 Caracterização da área experimental

O experimento foi conduzido em uma área experimental pertencente ao Departamento de Fitotecnia da Universidade Federal de Viçosa, localizada no município de Viçosa-MG, à 20° 45' 16" latitude sul e 42° 50' 21" de longitude oeste, com altitude de 660 m (Figura 2). O solo classificado como Argissolo Vermelho Amarelo distrófico segundo a classificação da Embrapa (2013), com declividade média de 1%.

A região é caracterizada pelo relevo montanhoso (85%), com clima mesotérmico úmido, conforme a classificação de Köppen (1948), com verões quentes e invernos secos. Com temperatura máxima média de 26,1 °C e temperatura mínima média de 14,0 °C.



Figura 2 – Área utilizada no experimento.

3.1.1 Cobertura vegetal

A área experimental apresentava vegetação espontânea composta por capim-braquiária (*Brachiariadecumbens*), mentrasto (*Ageratumconyzoides*), caruru (*Amaranthusspinosus*), trevo (*Oxalisoxyptra*), corda de viola (*Ipomoeagrandifolia*) e falsa serralha (*Emiliafosbergii*), que foi roçada por uma ceifadora tratorizada de 2 facas horizontais.

Para a coleta do material, utilizou-se um quadro de madeira de 0,25 m² (0,5 x 0,5 m), conforme na Figura 3. Foram coletadas dez amostras aleatórias na área experimental, que foram secas até atingir massa constante, em estufa a 65°C, conforme metodologia descrita por Chaila (1986). Após secagem foi obtida a massa seca da cobertura vegetal, onde se calculou a média das massas das amostras e o resultado foi transformado em quilogramas por hectare (kg ha⁻¹).



Figura 3 – Quadro utilizado para coleta da cobertura vegetal.

3.1.2 Densidade do solo

A densidade do solo na área experimental foi determinada pelo método do anel volumétrico conforme EMBRAPA (2011), as amostras foram extraídas com auxílio de um coletor de amostra indeformada (Figura 4), na faixa de 0 a 0,30 m de profundidade, estratificadas a cada 0,1 m, em 10 repetições.



Figura 4 – Coletor de amostras indeformadas utilizado no experimento.

3.1.3 Teor de água do solo

Foram coletadas amostras deformadas de solo na faixa de 0 a 0,30 m de profundidade, estratificadas a cada 0,10 m de profundidade em 10 repetições, para a determinação do teor de água do solo pelo método gravimétrico em estufa a 105 °C por 24 h.

3.1.4 Resistência do solo à penetração

Para determinação da resistência do solo à penetração foi utilizado um penetrômetro digital Falker, modelo PenetroLOG-PLG 1020 (Figura 5), utilizando a ponta cônica com área de 129 mm², com diâmetro de base 12,83 mm em conformidade com a norma ASAE S313.3 (ASAE, 2009). Foram feitas amostragens em 20 pontos na área experimental, na profundidade máxima de 0,4 m, sendo que resistência à penetração foi registrada a cada 10 mm de profundidade.



Figura 5 – Penetrômetro utilizado para caracterização da área experimental.

3.1.5 Textura do solo

Na área experimental foram coletadas 12 amostras simples de solo na faixa de 0 a 0,20 m de profundidade, que compuseram uma amostra composta, para determinação da classe textural seguindo o método da peneira e pipeta conforme EMBRAPA (2011).

3.2 Maquinaria agrícola

3.2.1 Trator

Foi utilizado neste trabalho um trator John Deere® (Figura 6), modelo 5705, 4x2 com tração dianteira auxiliar (TDA), com potência de 62,56 kW (85 cv) no motor a 2400 rpm, com aproximadamente 400 horas de trabalho, o qual foi devidamente instrumentado para condução dos ensaios (Tabela 1).



Figura 6 – Trator John Deere®, modelo 5705, que foi utilizado no experimento.

Tabela 1 – Características técnicas do trator utilizado no experimento

Características técnicas	
Potência do motor na rotação nominal	62,53kW
Potência da TDP na rotação nominal do motor	53 kW
Rotação de potência máxima	2400 rpm
Faixa de rotação com potência constante	2000 – 2400 rpm
Torque máximo	330 Nm
Rotação de torque máximo	1600 rpm
Número de cilindros do motor	4
Cilindrada	4500 cm ³
Aspiração	Turboalimentado
Relação peso/potência	498,29 kW N ⁻¹

Fonte: John Deere[®].

3.2.2 Grade aradora

Foi utilizada uma grade aradora de dupla ação, fabricada pela Tatu Marchesan[®], modelo ATCR de 14 discos de 24", acoplada ao trator pela barra de tração (Figura 7), com os discos espaçados à 0,23 m. No momento dos ensaios foi mantida a abertura entre as seções na posição intermediária, o que proporcionou uma profundidade de trabalhando de 0,3 m.



Figura 7 – Conjunto mecanizado utilizado no experimento.

3.2.3 Pneus

O trator foi equipado com pneus novos de dois tipos de construção, sendo eles diagonais e radiais. Os pneus diagonais utilizados foram os modelos Goodyear® Dyna Torque II 12.4-24 no eixo dianteiro e Pirelli® TM 95 18.4-30 no eixo traseiro. Os radiais foram os modelos 320/85R24 no eixo dianteiro e o 460/85R30 no eixo traseiro, ambos da linha OPTITRAC da Goodyear®, especificações conforme a Tabela 2.

Tabela 2 – Características técnicas dos pneus ensaiados

Pneu	Banda de Rodagem	Largura de seção (mm)	Diâmetro externo (mm)	Aro de medição (pol)	Nº de lonas	Carga máxima (Kg)
12.4-24	R1	315	1163	11	6	1200
18.4-30	R1	467	1552	16	10	2815
320/85R24	R1	319	1154	11	8	1500
460/85R30	R1	455	1544	16	10	2900

FONTE: Catálogos da Goodyear® e Pirelli®.

3.2.4 Superfície de contato entre pneu e solo

Para obtenção da superfície de contato foi construída uma caixa de solo com as dimensões: 1,30 x 1,05 x 0,035 m, que foi preenchida com solo peneirado. Para obter as impressões dos pneus no solo, utilizou-se um macaco hidráulico para erguer o pneu cuja área seria determinada. Uma vez suspenso, a caixa de solo foi colocada sob o pneu e o macaco hidráulico retirado, de modo a imprimir no solo a área de contato entre as duas superfícies (Figura 8). Após cada determinação o solo da caixa foi revolvido e nivelado, sendo o procedimento realizado para os pneus diagonais e radiais do trator inflados com as pressões de 68,6, 82,7, 96,5, 110,3, 124,1e 137,9 kPa nos pneus diagonais, e para os radiais as pressões 137,9, 151,2, 165,5, 179,3, 193,1 e 206,8 kPa.



Figura 8 – Determinação da superfície de contato entre pneu e solo.

As impressões deixadas no solo foram registradas através da imagem digital, utilizando-se uma câmera SONY Cyber-Shot DSC-HX1, 9,1 megapixels posicionada a 1,20 m da caixa de solo. Posteriormente, as imagens foram analisadas por meio do software AutoCAD 2014, no qual foi corrigida a escala e determinadas às superfícies de contato (Figura 9).

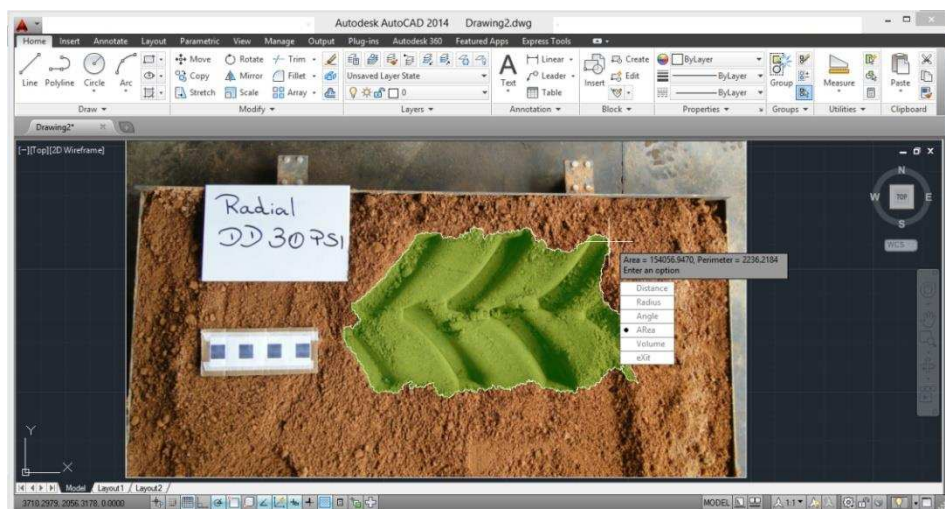


Figura 9 – Determinação da área de contato do pneu sobre o solo.

3.2.5 Eletrônica embarcada para instrumentação do trator

O trator foi instrumentado com um conjunto de transdutores para a avaliação dos parâmetros de interesse.

Com auxílio de um sistema de aquisição de dados da marca Hottinger Baldwin Messtechnik (HBM), modelo Spider 8[®], gerenciado pelo software HBM Catman[®] 2.2 instalado em um computador portátil embarcado no trator, os dados adquiridos pelo computador foram armazenados para posterior processamento.

Durante a execução dos ensaios o sistema foi gerenciado para uma taxa de amostragem de 50 dados para cada unidade de segundo (50 Hz), sendo que ao final de cada unidade experimental, o sistema era interrompido e os dados armazenados.

3.2.6 Velocidade do trator

A velocidade desenvolvida pelo conjunto mecanizado durante a operação, ou seja, à velocidade translacional dos pneus, foi obtida com auxílio de um radar de efeito Doppler, da marca Dickey John[®], modelo Radar II (Figura 10).



Figura 10 – Radar para mensuração da velocidade.

Este sensor apresenta uma precisão de $\pm 3\%$, trabalhando na faixa entre 0,53 e 96,6 Km h⁻¹. Foi realizada a calibração prévia deste equipamento, resultando numa frequência de 59,95 mHz para cada 1 m s⁻¹ de velocidade operacional do trator.

3.2.7 Rotação dos rodados

Para mensuração da velocidade rotacional das rodas motrizes do trator foram utilizados transdutores indutivos da marca Autonics, modelo PRCM 18 (Figura 11), cilíndricos, com distância de detecção de 5 mm e 18 mm de diâmetro, juntamente a uma coroa disposta de aletas equidistantes em seu entorno, montado em um sistema de tipo encoder, onde cada mudança de campo magnético corresponde 1 pulso. Para tal finalidade o sistema foi calibrado para 45 Hz rps⁻¹.



Figura 11 – Sensor indutivo para a determinação da velocidade rotacional dos rodados.

3.2.8 Pressão interna dos pneus

Com a finalidade de mensuração da pressão interna dos pneus, foram utilizados transdutores de pressão, acoplados em cada pneu do trator por meio de um rotor cinemático. Os transdutores de pressão utilizados foram da marca Sensata Technologies®, modelo 100CP7-1 (Figura 12), para aplicações hidropneumáticas e com intervalo de leitura de 0 a 100 psi (0 a 690 kPa), com precisão de 2% e sensibilidade de $1,26 \text{ mV V}^{-1}$.



Figura 12 – Sistema cinemático e transdutor de pressão dos pneumáticos.

3.2.9 Força de tração

Entre o trator e a grade-aradora foi acoplada uma célula de carga da marca Kratos, com capacidade para 50 kN, com uma resposta de 306,63 N mV⁻¹. Para o instalação da célula de carga foi utilizado um “berço” com a finalidade de preservação da integridade do transdutor de força, conforme a Figura 13.



Figura 13 – Célula de carga.

3.2.10 Consumo de combustível

Para determinação do volume de combustível consumido foi utilizado um medidor de fluxo volumétrico, onde o volume é expresso em unidade de tempo. O medidor de fluxo de combustível utilizado foi da marca FLOWMATE M-III[®], modelo LSF41C (Figura 14), o qual foi devidamente calibrado.

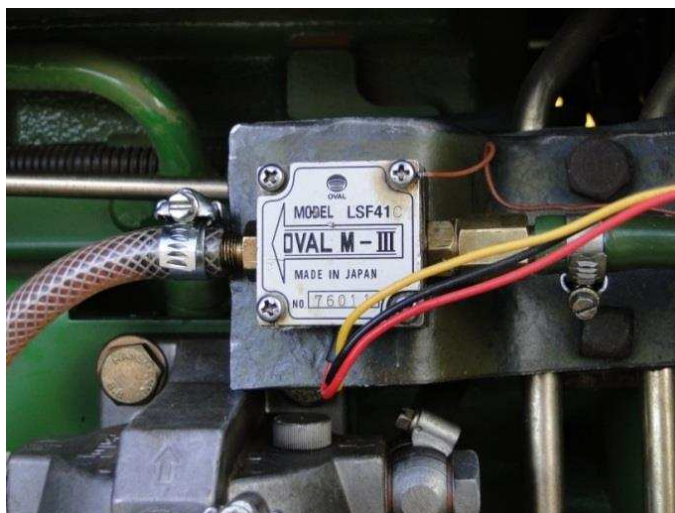


Figura 14 – Fluxômetro utilizado para determinação do consumo de combustível.

3.2.11 Consumo horário de combustível

Foi determinado com base nos dados obtidos pelo fluxômetro (item 3.3.7) instalado no sistema de alimentação do trator e calculado pela seguinte equação:

$$C_h = \frac{Q}{T} 3,6 \quad (1)$$

em que,

C_h = Consumo horário, $L h^{-1}$;

Q = Combustível consumido pelo trator na parcela, mL; e,

T = Tempo gasto pelo trator na parcela durante a operação, s.

3.2.12 Níveis de ruído

Para mensuração dos níveis de ruídos foi utilizado um decibelímetro digital da marca MINIPA, modelo MSL – 1350, que foi conectado ao sistema de aquisição de dados. O decibelímetro foi posicionado próximo ao ouvido esquerdo do operador, conforme a Figura 15.



Figura 15 – Posicionamento do decibelímetro no posto de operação do trator.

3.2.13 Vibrações

Com o objetivo de monitorar as vibrações na base do assento do operador foram utilizados dois acelerômetros uniaxiais da marca PCB[®], com faixa de operação de 1 a 4.000 Hz com sensibilidade de 101,5 mV g⁻¹ para o vertical e 101,5 mV g⁻¹ para o horizontal. Os acelerômetros foram instalados de forma que ficaram perpendiculares entre si (Figura 16), sendo que um monitorava as vibrações verticais e o outro as horizontais.



Figura 16 – Posicionamento dos acelerômetros na base do posto do assento do operador.

3.3 Parâmetros operacionais de obtenção indireta

Os parâmetros relacionados abaixo foram obtidos por meio de equações dependentes de parâmetros descritos anteriormente e de determinações realizadas no trator ensaiado.

3.3.1 Relação mecânica entre eixos

A relação entre eixos foi obtida por meio da divisão entre a velocidade angular do eixo dianteiro pela velocidade angular do eixo traseiro, conforme a Equação 2.

$$R_M = \frac{n_d}{n_t} \quad (2)$$

em que,

R_M = Relação mecânica entre eixos, adm;

n_d = Rotação do eixo dianteiro, rps; e,

n_t = Rotação do eixo traseiro, rps.

3.3.2 Raio de rolamento dos pneus

O raio de rolamento ou de rolagem é o raio que realmente coopera com o curso periférico de uma volta completa do pneu, que é promovido pelo eixo motriz, em um cenário em que o deslizamento não seja significativo.

Foi determinado o raio de rolamento para cada pressão utilizada nos ensaios. Para isso, os ensaios foram realizados em uma pista concreto, com uma velocidade de deslocamento média de $1,29 \text{ m s}^{-1}$, registrando a velocidade angular de cada eixo pelo sistema de aquisição de dados. De posse dessas informações foi calculado o raio de rolamento por meio da Equação 3.

$$r_r = \frac{V_{op}}{2 \pi n} \quad (3)$$

em que,

r_r = Raio de rolamento, m;

V_{op} = Velocidade operacional, m s⁻¹; e,

n = Rotação do eixo motriz, rps.

3.3.3 Relação entre os raios de rolamento

A relação entre os raios de rolamento dianteiro e traseiro se dá pela razão do raio de rolamento dianteiro em função do raio traseiro (Equação 4).

$$R_R = \frac{r_{rd}}{r_{rt}} \quad (4)$$

em que,

R_R = Relação entre raios, adm;

r_{rd} = Raio de rolamento dos pneus dianteiros, m; e,

r_{rt} = Raio de rolamento dos pneus traseiros, m.

3.3.4 Avanço cinemático

É a relação entre a velocidade tangencial periférica dos rodados dianteiro e traseiros (Equação 5). O que permite a adequação do trator em diferentes condições operacionais. Um valor negativo indica que o rodado traseiro supera a velocidade tangencial do rodado dianteiro.

$$A_c = (R_M R_R - 1) 100 \quad (5)$$

em que,

A_c = Avanço cinemático, %;

R_M = Relação mecânica entre eixos, adm; e,

R_R = Relação entre raios, adm.

3.3.5 Potência demandada

Conhecendo-se a força requerida para tracionar a grade aradora e a velocidade de deslocamento do conjunto durante a operação, calculou-se a potência demandada durante a execução dos ensaios, por meio da Equação 6.

$$P = F_t V_d \quad (6)$$

em que,

P = Potência demandada, kW;

F_t = Força de tração média, kN; e,

V_d = Velocidade média do trator, $m\ s^{-1}$.

3.3.6 Deslizamento dos rodados

O deslizamento dos rodados foi obtido por meio da relação entre velocidade translacional e tangencial para cada um dos rodados da máquina, de acordo com a Equação 7.

$$\delta = \frac{V_r - V_t}{V_r} 100 \quad (7)$$

em que,

δ = Deslizamento dos rodados, %;

V_r = Velocidade tangencial $m\ s^{-1}$; e,

V_t = Velocidade translacional, $m\ s^{-1}$.

3.3.7 Consumo específico de combustível

O consumo de combustível por unidade de potência, por hora trabalhada, foi determinado pela Equação 8.

$$C_e = \frac{C_h}{P} \quad (8)$$

em que,

C_e = Consumo específico de combustível, L (kW h)⁻¹;

C_h = Consumo horário de combustível, L h⁻¹; e,

P = Potência demandada, kW.

3.3.8 Eficiência na barra de tração

A eficiência na barra de tração é a razão entre a potência na barra de tração e potência nominal do motor do trator (Equação 9), ou seja, indica a fração da potência nominal do motor que realmente é utilizada pela barra de tração na realização de alguma atividade pelo trator.

$$E_{bt} = \frac{P_{bt}}{P_n} \quad (9)$$

em que,

E_{bt} = Eficiência na barra de tração, adm;

P_{bt} = Potência na barra de tração, kW; e,

P_n = Potência nominal do motor, kW.

3.3.9 Capacidade de trabalho teórica

A capacidade de trabalho teórica foi calculada a partir da velocidade de deslocamento e da largura útil para o implemento utilizado, conforme a Equação 10.

$$CT_t = \frac{V \cdot L}{10} \quad (10)$$

em que,

CT_t = Capacidade de trabalho teórica do conjunto, ha h⁻¹;

V = Velocidade operacional, km h⁻¹; e,

L = Largura de trabalho efetiva do implemento, m.

3.3.10 Consumo de combustível por área trabalhada

O consumo de combustível por área trabalhada foi calculado por meio da Equação 11.

$$CCA = \frac{C_h}{CT_t} \quad (11)$$

em que,

CCA = Consumo de combustível por área trabalhada, L ha⁻¹;

C_h = Consumo horário, L h⁻¹; e,

CT_t = Capacidade de trabalho teórica do conjunto, ha h⁻¹.

3.4 Aceleração média quadrática das vibrações

Para representação dos níveis de aceleração na base do posto de operação foi utilizado o valor da aceleração média quadrática (Root Mean Square – RMS) gerada na orientação paralela e na perpendicular ao plano de

apoio do trator. Este recurso permite caracterizar de forma mais eficaz um sinal que tem comportamento alternado ao longo do tempo (Equação 12).

$$A_{\text{RMS}} = \left(\frac{1}{N} \left(\sum_{i=1}^N a_i^2 \right) \right)^{0,5} \quad (12)$$

em que,

A_{RMS} = Aceleração média quadrática, m s^{-2} ;

N = Número de pontos amostrados, adm; e,

a_i = Aceleração instantânea pontual, m s^{-2} .

3.5 Espectro de frequências das vibrações

Foi realizada a análise do espectro de frequências em todos os tratamentos com intuito de verificar o comportamento das vibrações verticais e longitudinais na base do posto de operação, de acordo com cada faixa de frequência. Os espectros de frequências foram originados por meio da conversão dos dados de aceleração instantânea que estão sobre o domínio do tempo para o domínio da frequência, gerados pela transformada rápida de Fourier (TRF).

A amplitude de vibração foi calculada com base na raiz da soma quadrática dos coeficientes obtidos na série trigonométrica de Fourier, para tal, utilizou-se um número de 2^9 dados consecutivos de vibração em cada unidade experimental. Os resultados foram apresentados em forma de gráficos tendo no eixo das abscissas as frequências e no eixo das ordenadas a amplitude em termos de aceleração média quadrática (RMS).

3.6 Procedimento de execução do experimento

O trator utilizado foi lastrado com 75% de água nos pneus diagonais e 40% nos radiais, sendo que em todos os ensaios a tração dianteira auxiliar

(TDA) foi mantida acionada, buscando alcançar a máxima tração possível do trator avaliado.

As velocidades de deslocamento do conjunto mecanizado foram determinadas em função da variação de marcha e rotação do motor, conforme a Tabela 3.

Tabela 3 – Velocidades de deslocamento avaliadas

Velocidade (km h ⁻¹)	Velocidade (m s ⁻¹)	Marcha	Rotação do motor (rpm)
4,00	1,11	3A	2.400
4,81	1,34	1B	2.250
6,00	1,67	2B	2.400
7,19	2,00	3B	2.000
8,00	2,22	3B	2.400

A pressão interna dos pneus foi alterada em condições de campo com auxílio de um compressor de ar Wayne[®], modelo WTA 8.1/25, e um gerador de energia Branco[®], modelo BD-6500CF3E.

O conjunto mecanizado formado pelo trator ensaiado e a grade aradora, percorria toda a extensão da unidade experimental com o sistema de aquisição operando. Quando o conjunto mecanizado chegava ao final da unidade experimental o sistema era pausado e os dados referentes aos parâmetros operacionais eram salvos em planilha eletrônica para posterior análise.

Cada unidade experimental apresentava 40,0 m de comprimento e 2,0 m de largura, sendo a área útil de 80 m², demarcando-se 15,0 m entre as mesmas no sentido longitudinal para manobras, tráfego de implementos e estabilização do conjunto antes da aquisição de dados.

3.7 Delineamento e análises estatísticas

Para cada tipo de construção de pneus, foi montado um experimento onde foram avaliadas a influência das pressões internas dos pneus dianteiros e traseiros e da velocidade de deslocamento do conjunto mecanizado.

Os experimentos foram instalados utilizando o delineamento composto central rotacional (DCCR), um fatorial 2³, incluindo 6 pontos axiais e 5 repetições no ponto central, totalizando 19 ensaios, conforme as Tabelas 4 e 5.

Tabela 4 – Valores utilizados no DCCR para os fatores em estudo

Pneu	Variáveis	Código	-1,68	-1	0	1	1,68
	Velocidade (m s ⁻¹)	x ₁	1,11	1,34	1,67	2,00	2,22
Diagonal	Pressão dianteira (kPa)*	x ₂	68,95	82,94	103,42	123,90	137,90
	Pressão traseira (kPa)*	x ₃	68,95	82,94	103,42	123,90	137,90
	Velocidade (m s ⁻¹)	x ₁	1,11	1,34	1,67	2,00	2,22
Radial	Pressão dianteira (kPa)*	x ₂	137,90	151,89	172,37	192,85	206,84
	Pressão traseira (kPa)*	x ₃	137,90	151,89	172,37	192,85	206,84

* 68,95 kPa = 10,0 psi; 82,94 kPa = 12,0 psi; 103,42 kPa = 15 psi; 123,90 kPa = 18,0 psi; 137,90 kPa = 20,0 psi; 151,89 kPa = 22,0 psi; 172,37 kPa = 25,0 psi; 192,85 kPa = 28,0 psi e 206,84 kPa = 30,0 psi.

Tabela 5 – Esquema e valores codificados dos ensaios

Ensaio	x ₁	x ₂	x ₃
1	-1	-1	-1
2	+1	-1	-1
3	-1	+1	-1
4	+1	+1	-1
5	-1	-1	+1
6	+1	-1	+1
7	-1	+1	+1
8	+1	+1	+1
9	-1,68	0	0
10	+1,68	0	0
11	0	-1,68	0
12	0	+1,68	0
13	0	0	-1,68
14	0	0	+1,68
15	0	0	0
16	0	0	0
17	0	0	0
18	0	0	0
19	0	0	0

Essa estratégia experimental permite reduzir o número de ensaios quando se compara com outras formas de experimentação, otimizando esse processo, mantendo o suporte estatístico para discussão dos resultados.

Os dados de cada experimento foram analisados por meio de análise de regressão. Os modelos foram escolhidos baseados na significância dos coeficientes de regressão, no coeficiente de determinação, na falta de ajustamento e no comportamento do fenômeno em estudo.

Para a realização dos procedimentos estatísticos foi utilizado o programa computacional R (R DEVELOPMENT CORE TEAM, 2013).

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Inicialmente são apresentados os resultados referentes à caracterização da área experimental seguidos da determinação de parâmetros relacionados ao trator e do seu desempenho ao tracionar a grade aradora e por último os parâmetros ergonômicos no posto de operação.

4.1 Caracterização da área experimental

4.1.1 Caracterização física do solo

No Quadro2 são apresentadas as frações de areia, silte e argila, obtidas na análise granulométrica do solo.

O solo foi classificado como textura argilosa, contendo 53 dag Kg⁻¹ de argila em composição, conforme Embrapa (2011).

Quadro2 – Resultado da análise granulométrica

Granulometria	dag kg ⁻¹
Areia	26
Silte	21
Argila	53

4.1.2 Densidade do solo

Os resultados da densidade do solo estão apresentados no Quadro3.

Quadro3 – Valores médios da densidade do solo

Faixa de Profundidade (m)	Densidade (g cm ⁻³)
0 – 0,10	1,17
0,10 – 0,20	1,22
0,20 – 0,30	1,16

Foi observado que a faixa 0,10 – 0,20 m de profundidade apresentou maior densidade ($1,22 \text{ g cm}^{-3}$), seguida das camadas 0 – 0,10 m ($1,17 \text{ g cm}^{-3}$) e 0,20 – 0,30 ($1,16 \text{ g cm}^{-3}$).

Leite (2012) encontrou para o solo de uma área próxima a usada neste experimento, submetido a plantio direto, valores de densidade de 1,32, 1,43 e $1,42 \text{ g cm}^{-3}$ para as profundidades de 0,0-0,10, 0,10-0,20 e 0,20-0,30 m, respectivamente, os quais foram superiores aos encontrados neste trabalho. Isso se deu pelo fato da área experimental estar em descanso por 10 anos, e também por não ter ocorrido tráfego intenso de máquinas agrícolas.

4.1.3 Resistência do solo à penetração

Na Figura 18 são apresentados os valores médios da resistência do solo à penetração. No momento da coleta do solo, este apresentou um teor de água igual a $0,19 \text{ kg kg}^{-1}$.

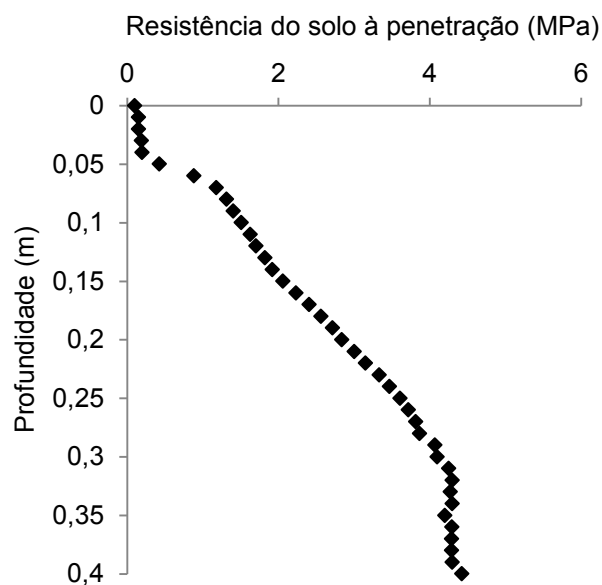


Figura 18 – Resistência do solo à penetração, em função da profundidade.

4.1.4 Massa seca da cobertura vegetal

O valor médio de massa seca da cobertura vegetal na área experimental foi de 7.897,48 kg ha⁻¹.

Bezerra et al. (2007) observaram que a cobertura vegetal favorece um crescimento inicial mais rápido em relação ao solo desprotegido, outra vantagem é em relação ao controle de plantas invasoras por parte da cobertura morta vegetal.

A cobertura vegetal, afeta de forma significativa as condições operacionais. Coelho et al. (2012) em condições semelhante à deste trabalho, constatou que a cobertura vegetal a este nível, promoveu perda na aderência dos rodados do trator com o solo, o que proporcionou maiores variações de deslizamento.

4.2 Dimensões dos pneus em condição estática e dinâmica

4.2.1 Área de contato do pneu em condições estáticas

O desempenho de um trator está intimamente relacionado com a interação entre máquinas e solo e a superfície de contato estabelecida entre eles. As Figuras 19 e 20 apresentam o comportamento da área de contato para os rodados de cada eixo em função das pressões internas aplicadas aos pneus, submetidos à carga constante.

Os dados apresentados correspondem à média entre os valores obtidos para os pneus direito e esquerdo de cada eixo.

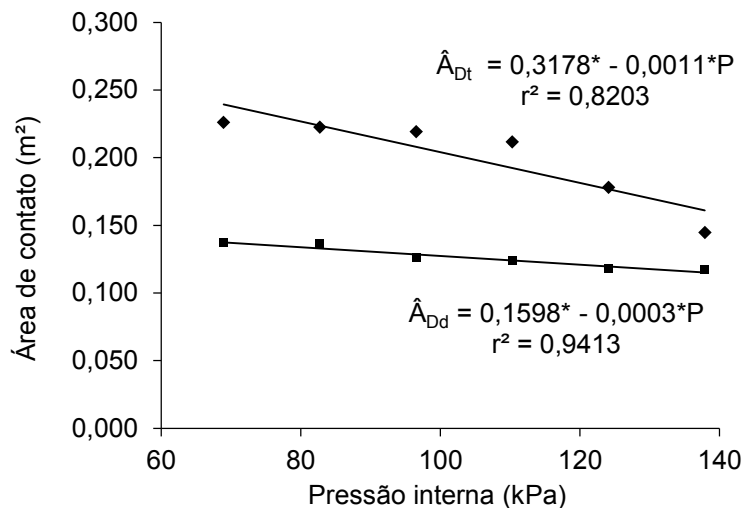


Figura 19 – Área de contato entre os pneus diagonais e solo em função da pressão interna dos pneus. * - Significativo ao nível de 5% de probabilidade pelo teste t. \hat{A}_{Dd} - Área de contato dos pneus diagonais dianteiros; \hat{A}_{Dt} - Área de contato dos pneus diagonais traseiros; e P - Pressão interna (kPa).

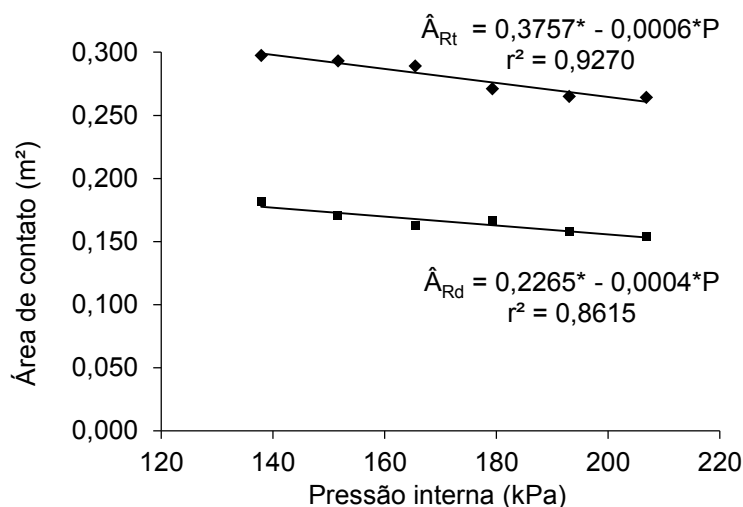


Figura 20 – Área de contato entre os pneus radiais e solo em função da pressão interna dos pneus. * - Significativo ao nível de 5% de probabilidade pelo teste t. \hat{A}_{Rd} - Área de contato dos pneus radiais dianteiros; \hat{A}_{Rt} - Área de contato dos pneus radiais traseiros; e P - Pressão interna (kPa).

A pressão interna dos pneus apresentou efeito linear inverso aos valores da área de contato, independentes da forma construtiva dos pneus e se dianteiro ou traseiro.

Na faixa de pressão interna avaliada, o maior efeito relacionando pressão versus área de contato, foi observado nos pneus diagonais traseiros, que gerou um aumento da área de contato de 0,0011 m² à medida que se reduziu uma unidade de pressão interna.

Frantz (2011) também verificou uma tendência linear de redução da área de contato de um rodado simples com o aumento da pressão interna dos pneus, obtendo um aumento de 11% no valor da área de contato quando a pressão foi reduzida de 152 para 124 kPa. Neste trabalho, a área de contato aumentou cerca de 56% para os pneus diagonais traseiros quando reduziu-se a pressão interna dos pneus de 137,9 para 68,65 kPa, percentual explicado pela maior deflexão dos flancos, que contribuem com a banda de rodagem.

Nos pneus radiais essa variação de pressão interna resultou em um aumento ainda maior, entorno de 13%, quando se variou de 206,8 para 137,9 kPa.

As áreas de contato médias entre os pneus diagonais traseiros e o solo nas pressões de 68,6 (10 psi), 82,7 (12 psi), 96,5 (14 psi), 110,3 (16 psi), 124,11 (18 psi) e 137,9 (20psi) kPa foram 0,226, 0,223, 0,219, 0,212, 0,178 e 0,145 m², respectivamente. Nos pneus dianteiros nas mesmas pressões, foram 0,137, 0,136, 0,126, 0,124, 0,118 e 0,117 m², respectivamente.

Já nos pneus radiais, as áreas de contato médias entre os pneus traseiros e o solo nas pressões de 137,9 (20 psi), 151,7 (22 psi), 165,5 (24 psi), 179,3 (26 psi), 193,1 (18 psi) e 206,8 (30 psi) kPa foram 0,298, 0,293, 0,289, 0,271, 0,265 e 0,264 m², respectivamente. Já para os pneus dianteiros nas mesmas pressões, foram 0,182, 0,170, 0,162, 0,166, 0,158 e 0,154 m², respectivamente.

Confrontando a determinação da área de contato por meio do processamento de imagens com a obtenção por meio de equações, Taghavifar e Mardani (2013) concluíram que o uso de imagens proporciona uma medição precisa desse parâmetro. Os autores ainda relatam que a área de contato diminuiu de forma consistente com o aumento da pressão interna, comprovando os resultados obtidos neste trabalho.

Em outro trabalho realizado pelos mesmos autores (TAGHAVIFAR e MARDANI, 2012) determinaram em caixa de solo a área de contato de um pneu radial submetido em três níveis de pressão interna do pneu (100, 150 e

290 kPa), obtendo a maior área de contato na pressão de 100 kPa. Os autores atribuíram esse efeito ao aumento da deflexão do pneu quando a pressão interna foi reduzida.

4.2.2 Raio de rolamento

Os resultados obtidos na determinação dos raios de rolamento para os pneus são apresentados no Quadro 4.

Quadro 4 – Valores médios para o raio de rolamento dos pneus dianteiros e traseiros, tanto diagonais como radiais em função da pressão interna dos pneus

Tipo de pneu	Pressão (kPa)	Raio de Rolamento (m)	
		Dianteiro	Traseiro
Diagonal	68,95	0,522	0,706
	82,94	0,528	0,712
	103,42	0,534	0,721
	123,90	0,536	0,724
	137,90	0,535	0,724
Radial	137,90	0,542	0,733
	151,89	0,545	0,742
	172,37	0,545	0,738
	192,85	0,548	0,749
	206,84	0,549	0,743

Observa-se que nos pneus diagonais, quanto maior a pressão interna aplicada aos pneus, maiores foram os raios estáticos obtidos, embora seja pequena essa variação. Esse comportamento é explicado pelo fato de que, para uma mesma carga aplicada, a deflexão sofrida pelos pneus é reduzida à medida que se eleva a sua pressão interna, obtendo-se, portanto, maiores raios.

Já nos pneus radiais, este efeito não se mostrou tão nítido devido à própria forma de construção dos pneus, na qual os flancos possuem uma menor rigidez comparando com os diagonais, permitindo o deslocamento lateral dos flancos.

4.2.3 Relação entre raios de rolamento

No Quadro 5 são apresentados os valores médios das relações entre raios, obtidas nas diferentes combinações de pressões utilizadas no experimento. Tais valores correspondem a divisão do raio de rolamento do pneu dianteiro pelo do pneu traseiro, os quais foram utilizados no cálculo do avanço cinemático.

Quadro 5 – Relação entre os raios de rolamento para cada combinação de pressões avaliada nos ensaios

Tipo de pneu	Combinação entre pressões (kPa)		Relação entre raios
	Pressão dianteira	Pressão traseira	
Diagonal	68,95	103,42	0,725
	82,94	82,94	0,742
	82,94	123,90	0,729
	103,42	68,95	0,756
	103,42	103,42	0,741
	103,42	137,90	0,738
	123,90	82,94	0,753
	123,90	123,90	0,740
	137,90	103,42	0,743
	137,90	172,37	0,734
Radial	151,89	151,89	0,735
	151,89	192,85	0,728
	172,37	137,90	0,744
	172,37	172,37	0,738
	172,37	206,84	0,734
	192,85	151,89	0,739
	192,85	192,85	0,732
	206,84	172,37	0,744

4.2.4 Relação mecânica entre eixos

A relação mecânica entre os eixos é condicionada apenas pelo sistema de transmissão entre eixos do trator, que é fixada pelos parâmetros de projeto do fabricante. Para o trator avaliado foi de 1,3415, ou seja, o eixo dianteiro gira mais rápido do que o traseiro, condição comum para tratores 4x2 TDA.

4.2.5 Avanço cinemático

Os valores do avanço cinemático obtidos quando os pneus do trator foram calibrados com cada uma das combinações de pressões usadas no experimento são apresentados no Quadro 6.

Quadro 6 – Avanço cinemático para cada combinação de pressões avaliada nos ensaios

Tipo de pneu	Combinação entre pressões (kPa)		Avanço cinemático (%)	Coeficiente de variação (%)
	Pressão dianteira	Pressão traseira		
Diagonal	68,95	103,42	-2,7222	0,1217
	82,94	82,94	-0,4023	0,2109
	82,94	123,90	-2,1167	0,1801
	103,42	68,95	1,4843	0,2062
	103,42	103,42	-0,5828	0,1402
	103,42	137,90	-0,9947	0,1634
	123,90	82,94	1,0522	0,1587
	123,90	123,90	-0,6872	0,2045
	137,90	103,42	-0,3037	0,2304
Radial	137,90	172,37	-1,4779	0,3102
	151,89	151,89	-1,4666	0,2517
	151,89	192,85	-2,3875	0,1623
	172,37	137,90	-0,2568	0,2053
	172,37	172,37	-0,9326	0,3786
	172,37	206,84	-1,5993	0,1925
	192,85	151,89	-0,9243	0,2701
	192,85	192,85	-1,8502	0,3502
	206,84	172,37	-0,2055	0,2400

Os valores negativos de avanço cinemático indicam que a velocidade tangencial dos pneus do eixo dianteiro é inferior a dos pneus traseiros, ou seja, tem-se uma relação de atraso.

De acordo com Linares et al. (2006), o desempenho do trator é otimizado quando o avanço cinemático está entre 1 e 5%, isso operando com no máximo 20% de deslizamento. Observa-se na Tabela 10, que apenas com o uso de pneus diagonais nas combinações de 103,42 e 68,95 kPa e 123,90 e 82,94 kPa de pressão interna dianteira e traseira respectivamente, foi obtido um avanço cinemático dentro do intervalo citado.

Schlosser et al. (2004) trabalharam com um trator John Deere, modelo 6400, com pneus inflados com diferentes combinações de pressões (100 e

220 kPa; 160 e 160 kPa; 220 e 160 kPa, respectivamente nos eixos dianteiro e traseiro) encontraram valores de avanço cinemático variando entre -2,5 e 8,8%, atribuindo tal variação aos diferentes raios estáticos obtidos com a variação da pressão interna dos pneus.

4.2.6 Deslizamento dos rodados do trator

O deslizamento dos rodados do trator empregando-se pneus radiais não foi influenciado (estatisticamente significativo ao nível de significância de 5%) pela velocidade de deslocamento e nem mesmo pela pressão interna dos rodados dianteiros e traseiros (Quadros 7 e 8).

Por essa razão, foi representado pela equação da reta constituída por uma constante, cujo valor corresponde à média aritmética dos valores de deslizamento, obtidos experimentalmente em todos os ensaios (Quadro 9 e 10).

Este comportamento pode ser compreendido por se tratar de uma forma construtiva em que os pneus são maleáveis às irregularidades do solo. Esta falta de rigidez, quando comparado com os diagonais, permite o deslocamento lateral do pneu, o que pode ter interferido na caracterização do comportamento do deslizamento frente aos tratamentos estabelecidos.

Quadro 7 – Resumo da análise de regressão para o deslizamento, para os pneus radiais dianteiros

Fatores	Coeficientes de regressão	Erro padrão	Teste t	p - valor	Estimativa por intervalo (95%)	
					Limite inferior	Limite superior
Média	-204,9593	127,5516	-1,61	0,1467	-499,09	89,18
V	74,4765	73,5098	1,01	0,3406	-95,04	243,99
Pd	1,2664	0,7459	1,70	0,1280	-0,45	2,99
Pt	0,8341	0,7459	1,12	0,2959	-0,89	2,55
(V) ²	-0,3243	0,4211	-0,77	0,4633	-1,30	0,65
(Pd) ²	-0,2378	0,4211	-0,56	0,5877	-1,21	0,73
(Pt) ²	-0,0035	0,0041	-0,84	0,4262	-0,01	0,01
V*Pd	-2,6700	2,3586	-1,13	0,2904	-8,11	2,77
V*Pt	-0,0013	0,0006	-2,13	0,0659	0,00	0,00
Pd*Pt	-0,0006	0,0006	-0,90	0,3927	0,00	0,00
V*Pd*Pt	0,0011	0,0024	0,45	0,6643	0,00	0,01

Quadro 8 – Resumo da análise de regressão para o deslizamento, para os pneus radiais traseiros

Fatores	Coeficientes de regressão	Erro padrão	Teste t	p - valor	Estimativa por intervalo (95%)	
					Limite inferior	Limite superior
Média	-108,0676	130,3467	-0,83	0,4311	-408,65	192,51
V	14,1690	75,1207	0,19	0,8551	-159,06	187,40
Pd	0,5821	0,7623	0,76	0,4670	-1,18	2,34
Pt	0,4862	0,7623	0,64	0,5415	-1,27	2,24
(V) ²	-2,0406	2,4103	-0,85	0,4218	-7,60	3,52
(Pd) ²	-0,0010	0,0006	-1,54	0,1621	0,00	0,00
(Pt) ²	-0,0011	0,0006	-1,79	0,1116	0,00	0,00
V*Pd	-0,0022	0,4303	-0,01	0,9960	-0,99	0,99
V*Pt	0,0711	0,4303	0,17	0,8728	-0,92	1,06
Pd*Pt	-0,0004	0,0042	-0,10	0,9245	-0,01	0,01
V*Pd*Pt	-0,0006	0,0025	-0,25	0,8104	-0,01	0,01

Gabriel Filho et al. (2010) trabalharam com um trator 4x2 com a TDA acionada em condição de tracionamento, e observaram que ao se elevar gradualmente a velocidade do trator de 3,5 km h⁻¹ para cerca de 6,0 km h⁻¹ não foram obtidas variações significativas no deslizamento dos rodados.

Para a resposta do deslizamento nos rodados dianteiros portando pneus diagonais somente os termos lineares velocidade de deslocamento e pressão interna dos pneus dianteiros foram estatisticamente significativos (5%), os quais compõem o modelo de descrição, indicando uma percentagem de variação explicada de 63% (Quadro 9).

Quadro 9 – Equação de regressão ajustada para o deslizamento dos rodados dianteiros do trator

Pneu	Equação	R ²
Diagonal	$D_d = 3,148448^{**} + 3,21074^*V + 0,025948^{**}Pd$	0,6300
Radial	$D_d = 7,8031$	-

* e ** - Significativo ao nível de 1% e 5%, respectivamente, pelo teste t.. D_d – Deslizamento dos rodados dianteiros (%); V – Velocidade de deslocamento (m s⁻¹); Pd – Pressão interna dianteira e traseira (kPa).

O deslizamento dos rodados diagonais dianteiros foi alterado pela pressão interna dos mesmos. Tal fato ocorreu pela influência da pressão interna dos pneus no raio de rolamento. Nota-se que a influência da pressão interna no deslizamento é positiva, ou seja, para cada unidade de pressão interna (kPa) nos pneus dianteiros, para mesma de velocidade de deslocamento, promove-se ao rodado dianteiro um acréscimo médio de 0,03% no deslizamento.

Maior influência foi promovida pela velocidade de deslocamento, elevando em 3,21% o deslizamento, para acréscimos de uma unidade na velocidade. Ao aumentar a velocidade de deslocamento reduz-se a aderência do pneu ao solo, ocasionando maiores níveis de deslizamento. Tal efeito também foi evidenciado por Coelho et al. (2012), que avaliou o efeito da velocidade operacional em diferentes formas de preparo do solo, e concluiu que independente da forma de operação o aumento da velocidade de deslocamento corroborou ao acréscimo de deslizamentos dos rodados.

A Figura 21 representa o comportamento do deslizamento dos rodados dianteiros diagonais em função da velocidade de deslocamento e pressão interna dos pneus dianteiros.

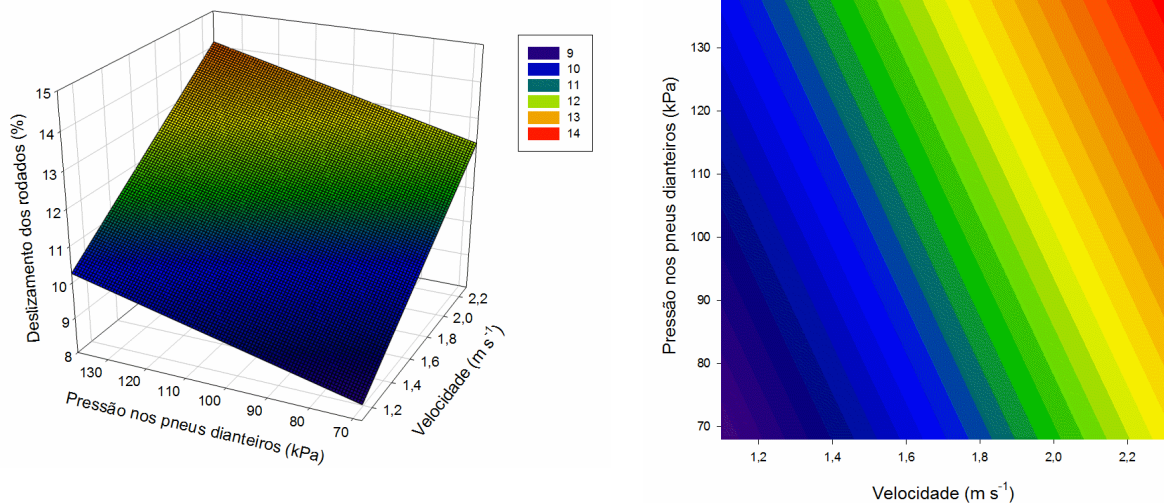


Figura 21 – Superfície de resposta e curvas de contorno para o deslizamento dos rodados dianteiros do trator em função da velocidade de deslocamento e pressão interna nos pneus dianteiros para os pneus diagonais.

No Quadro 10 observa-se o modelo para descrição do deslizamento nos rodados diagonais traseiros, que mostrou dependência em relação a todas as variáveis analisadas, sendo capaz de explicar 68,11% da variação.

Quadro 10 – Equação de regressão ajustada para o deslizamento dos rodados traseiros do trator

Pneu	Equação	R ²
Diagonal	$D_t = 6,933591^* + 2,923842^*V + 0,025251^{**}Pd - 0,02055^{**}Pt$	0,6811
Radial	$D_t = 8,4036$	-

* e **- Significativo ao nível de 1% e 5%, respectivamente, pelo teste t. D_t – Deslizamento dos rodados traseiros (%); V – Velocidade de deslocamento (m s⁻¹); Pd e Pt – Pressão interna dianteira e traseira (kPa), respectivamente.

Conforme observado nos rodados dianteiros, o maior efeito sobre o deslizamento dos rodados traseiros foi relacionado à velocidade de deslocamento, 2,9238% a cada acréscimo de uma unidade de velocidade. Em segundo temos a pressão interna dos rodados dianteiros (0,0252%), cujo aumento altera o raio de rolamento e assim o avanço cinemático, que por sua vez faz com que os rodados dianteiros exerçam uma maior tração promovendo desta forma o arraste dos rodados traseiros.

Observa-se também que a pressão interna dos pneus traseiros influencia de forma negativa o deslizamento, ou seja, na medida em que se

aumentam os valores de pressão interna destes, decresce o percentual de deslizamento dos rodados. Tal efeito ocorre em função do aumento da rigidez dos pneus que ao coagir sobre solo, favorece o deslocamento tangencial.

Na Figura 22 é apresentado o comportamento do deslizamento dos rodados traseiros diagonais frente à velocidade de deslocamento, a pressão interna dos pneus dianteiros e a pressão interna dos pneus traseiros.

Outros fatores, tais como o esforço demandado na barra de tração e principalmente a conformação do solo no qual se trafega com a máquina podem intervir no deslizamento, como relatado por Feitosa (2014) e Furtado Júnior (2013).

Furtado Júnior (2013), observou em seu trabalho que a redução da pressão interna dos pneus de 110,32 para 82,74 kPa levou à redução das taxas de deslizamento, a qual foi mais significativa quando a força de tração desenvolvida pelo trator foi superior a 10 kN, efeito também constatado neste trabalho, cuja a força demandada foi superior a 10 kN.

Os resultados encontrados neste trabalho também corroboram com os obtidos por Šmerda e Čupera (2010), ao analisarem a influência da pressão de pneus de construção radial no desempenho em tração de um trator agrícola.

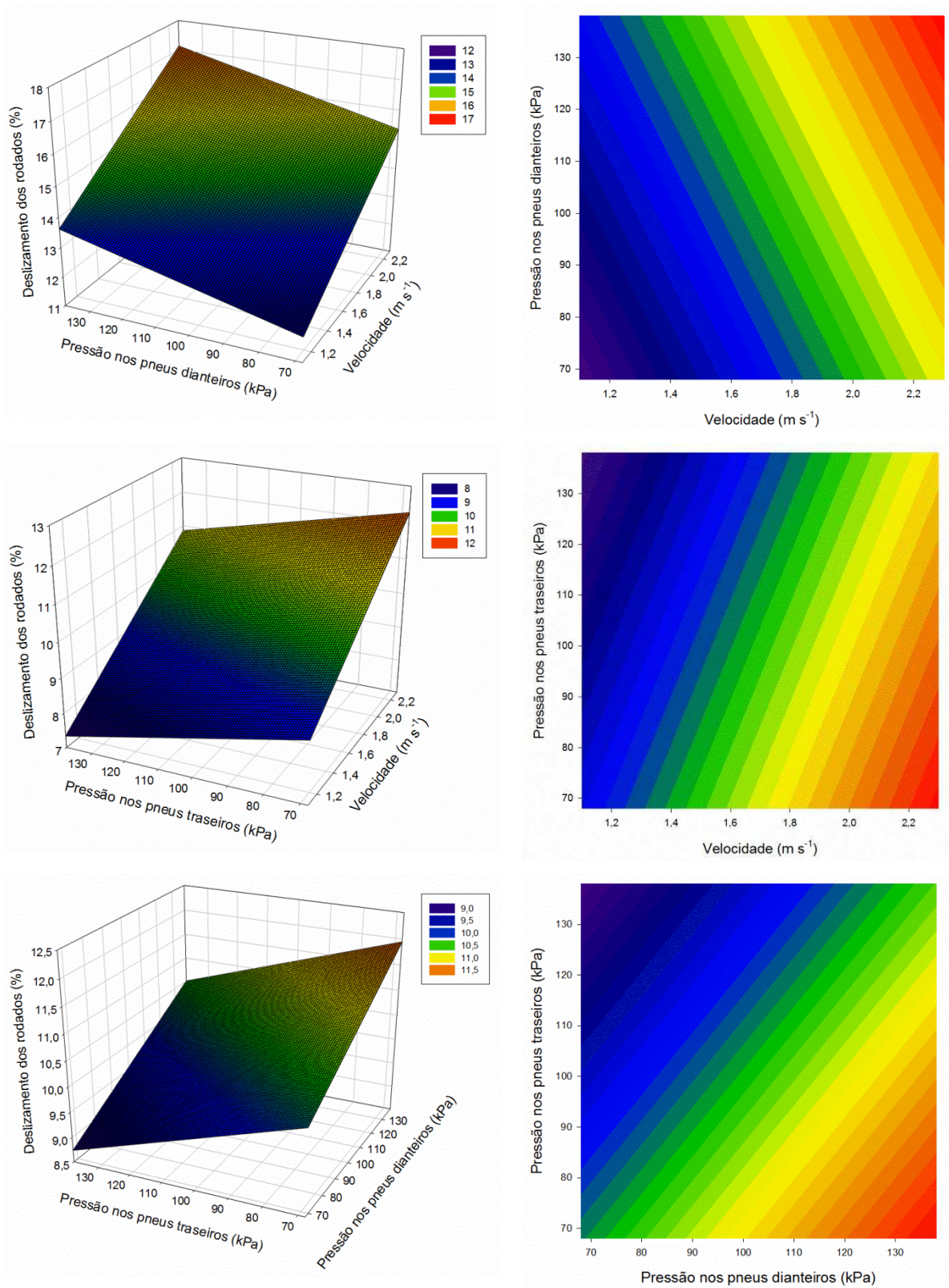


Figura 22 – Superfície de resposta e curvas de contorno para o deslizamento dos rodados traseiros do trator em função da velocidade de deslocamento e pressão interna nos pneus dianteiros para os pneus diagonais.

4.3 Força de tração

A força demandada na barra de tração para os pneus radiais não foi influenciada pelos fatores velocidade de deslocamento, pressão interna dos pneus dianteiros e traseiros, conforme pode ser visto no Quadro 11.

Quadro 11 – Resumo da análise de regressão para a força demandada na barra de tração, para os pneus radiais

Fatores	Coeficientes de regressão	Erro padrão	Teste t	p - valor	Estimativa por intervalo (95%)	
					Limite inferior	Limite superior
Média	28,5646	95,60	0,2988	0,7727	-191,90	249,02
V	-46,0639	55,10	-0,8360	0,4274	-173,12	80,99
Pd	-0,1049	0,56	-0,1876	0,8558	-1,39	1,18
Pt	-0,2189	0,56	-0,3915	0,7056	-1,51	1,07
(V) ²	-1,9975	1,77	-1,1299	0,2912	-6,07	2,08
(Pd) ²	-0,0007	0,00	-1,5308	0,1644	0,00	0,00
(Pt) ²	-0,0004	0,00	-0,8826	0,4032	0,00	0,00
V*Pd	0,3230	0,32	1,0235	0,3360	-0,40	1,05
V*Pt	0,3377	0,32	1,0699	0,3159	-0,39	1,07
Pd*Pt	0,0023	0,00	0,7332	0,4844	0,00	0,01
V*Pd*Pt	-0,0021	0,00	-1,1336	0,2898	-0,01	0,00

A força de tração para os pneus diagonais foi afetada pela interação entre a velocidade de deslocamento e as pressões internas dos pneus dianteiros e traseiros, e ainda pela velocidade de deslocamento. Para os pneus radiais a equação foi representada por uma constante cujo valor corresponde à média aritmética dos valores da força requerida para tração da grade aradora, obtidos experimentalmente nos ensaios (Quadro 12).

O modelo de predição apresentou comportamento linear, indicando uma percentagem de variação explicada de 71%.

Quadro 12 – Equação de regressão ajustada para força demandada na barra de tração

Pneu	Equação	R ²
Diagonal	$F_{bt} = 13,47624^* - 9,64713^*V + 0,082399^{**}VPd + 0,095058^{**}VPt - 0,0007^{**}PdPt$	0,7100
Radial	$F_{bt} = 12,0366$	-

* e **- Significativo ao nível de 1% e 5%, respectivamente, pelo teste t. F_{bt} – Força demandada na Barra de tração (kW); V – Velocidade de deslocamento ($m s^{-1}$); Pd e Pt – Pressão interna dianteira e traseira (kPa), respectivamente.

A associação entre as variáveis pressão interna dianteira e traseira, possivelmente está relacionada a conformação do solo. No momento em que é exercida a tração, a transferência de peso promove o deslocamento de carga do eixo dianteiro para o eixo traseiro, o que poderá auxiliar na tração. Esta ação gera uma resposta que é o deslocamento (agitação) longitudinal do trator, o que altera de forma dinâmica a carga que é aplicada sobre os eixos, que por sua vez altera a tração desenvolvida pelos rodados dos eixos traseiros e dianteiros, já que este trator desenvolve tração nos dois eixos (4x2 TDA).

Inúmeros trabalhos relatam o efeito da pressão interna na capacidade de tração. No entanto, a compreensão desta dinâmica está ligada a um grande número de variáveis, as quais não podem ser empregadas a todos os tipos de tração. Esta complexidade foi relatada por McKibben em 1927, e até então não se encontrou um modelo capaz de explicar tal dinâmica à nível de campo variando: velocidade de deslocamento, pressão interna, tipo de solo, tipo de construção de pneus, ângulo de acoplamento na barra de tração, distribuição de massa no trator, entre outras variáveis.

4.4 Potência na barra de tração

No Quadro 13 são apresentadas as equações para predição da potência na barra de tração.

Quadro 13 – Equações de regressão ajustadas para potência na barra de tração

Pneu	Equação	R ²
Diagonal	$P_{bt} = -18,36^* + 22,47694^*V + 0,0081857^{**}Pt$	0,8818
Radial	$P_{bt} = -5,4828^{**} + 16,66459^{**}V$	0,8356

* e ** - Significativo ao nível de 1% e 5%, respectivamente, pelo teste t. P_{bt} – Potência na Barra de tração (kW); V – Velocidade de deslocamento ($m s^{-1}$); Pt – Pressão interna dianteira (kPa).

A percentagem de variação explicada para os pneus diagonais foi de 88,18%, e para radiais de 83,56%, indicando que os valores dos coeficientes de determinação sugerem que esses modelos são adequados para avaliar o comportamento da potência na barra de tração.

A potência na barra de tração para os pneus diagonais foi afetada apenas pela velocidade de deslocamento e pressão interna dos pneus traseiros. Pode-se observar que a pressão interna dos pneus traseiros teve pouca influência na potência demandada na barra de tração, como pode ser visto pelo coeficiente associado a esta variável, sendo inferior ao relacionado à velocidade de deslocamento.

A velocidade de deslocamento mostrou grande influência na variável resposta, sendo seu efeito mais relevante nos pneus diagonais, promovendo um acréscimo médio de 22,4769 kW por unidade de velocidade (em condição de pressão interna traseira constante), enquanto para os radiais, esse acréscimo foi de 16,6646 kW por unidade de velocidade.

Na Figura 23 estão apresentadas as superfícies de resposta e curvas de contorno para a potência na barra de tração para os pneus diagonais.

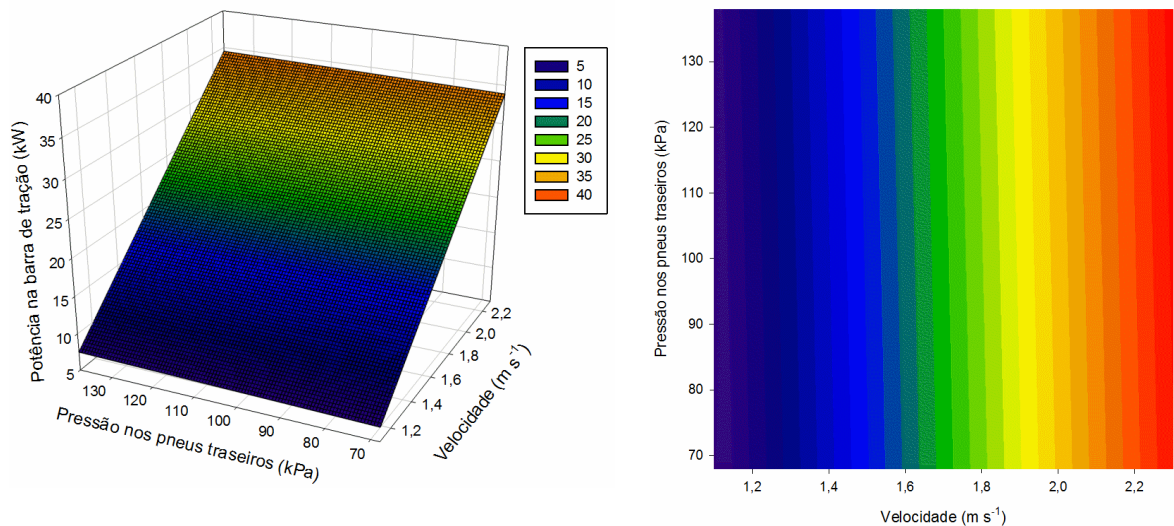


Figura 23 – Superfície de resposta e curvas de contorno para a potência na barra de tração em função da velocidade de deslocamento e pressão interna nos pneus traseiros para os pneus diagonais.

Embora o efeito da pressão seja pequeno, foi positivo, mostrando que o aumento da pressão interna nos pneus diagonais traseiros, resulta no aumento do raio de rolamento dos pneus, afetando diretamente o deslizamento dos rodados, conforme observado no item 6.2.6, o que resulta em um melhor aproveitamento de potência na barra de tração.

A potência na barra de tração é inversamente proporcional ao percentual de deslizamento apresentado pelos rodados do trator, pois quanto maior o deslizamento menor é a velocidade de deslocamento, o que condiciona a redução do resultado do produto força de tração e velocidade, o que também foi confirmado por Furtado Júnior (2013).

Para os pneus radiais observou-se apenas o efeito da velocidade de deslocamento sobre a potência, o que pode ser explicado pela capacidade de deflexão dos pneus, onde as pressões internas avaliadas não foram capazes de alterar de forma significativa o raio de rolamento destes.

Na Figura 24 é apresentado o comportamento da potência na barra de tração em função da velocidade de deslocamento para os pneus radiais.

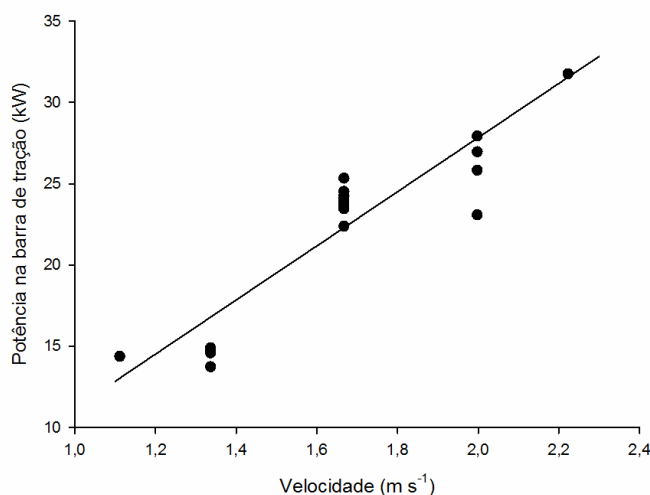


Figura 24 – Potência na barra de tração em função da velocidade de deslocamento para os pneus radiais.

Monteiro et al. (2011) ao avaliarem o efeito de três velocidades teóricas de deslocamento (4, 5 e 7 km h⁻¹) no desempenho de um trator, equipado com pneu diagonal, na condição de 75% de água nos pneus, constataram que na maior velocidade de deslocamento, houve o menor deslizamento do trator, gerando maior potência na barra de tração. Já, para os pneus radiais, o melhor desempenho do trator ocorreu na condição de 40% de água nos pneus, proporcionando, menores níveis de deslizamento e maiores potência e rendimento na barra de tração, situações compatíveis às encontradas neste trabalho.

4.5 Consumo de combustível

4.5.1 Consumo horário de combustível

Para o consumo horário de combustível nas duas formas construtivas de pneus, somente o termo linear velocidade de deslocamento foi estatisticamente significativo (Quadro 14), gerando-se um modelo que apresentou uma porcentagem de variação explicada entorno de 65%.

Quadro 14 – Equações de regressão ajustadas para consumo horário de combustível

Pneu	Equação	R ²
Diagonal	$C_h = 2,951337^{**} + 5,539446*V$	0,6550
Radial	$C_h = 3,481302^{**} + 4,725592*V$	0,6541

* e ** - Significativo ao nível de 1% e 5%, respectivamente, pelo teste t. C_h - Consumo horário de combustível (L h⁻¹); V – Velocidade de deslocamento (m s⁻¹).

Ao comparar o consumo de combustível pelo trator quando equipado com pneus diagonais e radiais, observa-se que quando o trator utilizou pneus diagonais (8,491 L h⁻¹) houve um maior consumo médio de 0,284 L h⁻¹, acima do consumo ocasionado com uso de pneus radiais (8,206 L h⁻¹), ou seja, baseado nos modelos de predição, o uso de pneus radiais pode levar a uma economia de 3,34% de combustível.

O consumo horário está intimamente relacionado com a potência demandada ao motor, que será convertida em força de tração e velocidade de deslocamento desenvolvida pelo trator, pois quanto maior a demanda de torque maior será o fluxo de combustível direcionado para o motor.

Valores elevados de consumo horário de combustível quando usados os pneus diagonais, ocorreram possivelmente devido ao deslizamento dos rodados do trator, que atua como um dreno, consumindo energia que não é transformada em trabalho mecânico. Ou seja, o acréscimo dos níveis de deslizamento dos rodados gera rotação que não é convertido em deslocamento, que por sua vez reduz a eficiência energética nas condições de tração.

Spagnolo et al. (2012) e Furtado Júnior (2013), ensaiando um trator semelhante ao utilizado neste trabalho, encontrou que as pressões dos pneus não foram responsáveis por ocasionar grandes alterações no consumo horário do trator.

4.5.2 Consumo específico de combustível

O modelo para rodados diagonais apresentou um maior percentual de variação explicada (91,70%) do que o obtido para os radiais (87,66%) (Quadro

15). Isso ocorreu devido ao maior número de variáveis significativas relacionadas ao modelo de consumo específico de combustível para rodados diagonais (Figuras 25 e 26).

Quadro 15 – Equações de regressão ajustadas para consumo específico de combustível

Pneu	Equação	R ²
Diagonal	$CEs = 1,271649^* - 0,7334^*V - 0,0006^{**}Pt + 0,163603^*V^2$	0,9170
Radial	$CEs = 1,385^* - 0,8485^*V + 0,193348^*V^2$	0,8766

* e ** - Significativo ao nível de 1% e 5%, respectivamente, pelo teste t. CEs - Consumo específico de combustível (L kW⁻¹ h⁻¹); V – Velocidade de deslocamento (m s⁻¹); Pt – Pressão interna dos pneus traseiros (kPa).

Na condição em que o trator foi equipado com pneus diagonais, observou-se o efeito da velocidade de deslocamento e da pressão interna dos pneus traseiros. Embora seja pequena a implicação da pressão interna dos pneus traseiros, cada acréscimo de unidade de pressão promoveu em média um decréscimo de 0,0006 L kW⁻¹ h⁻¹ no consumo específico de combustível.

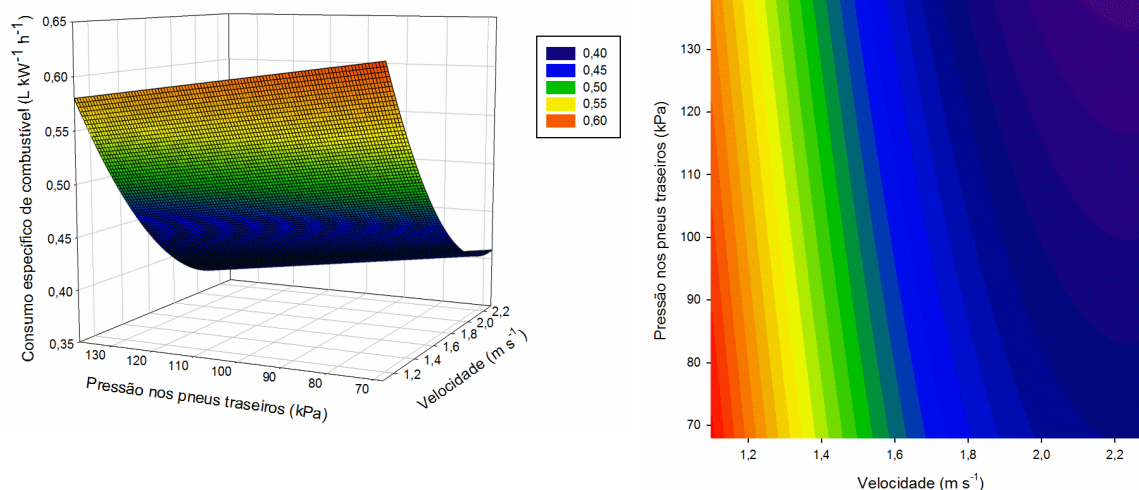


Figura 25 – Superfície de resposta e curvas de contorno para o consumo específico de combustível em função da velocidade de deslocamento e pressão interna nos pneus traseiros para os pneus diagonais.

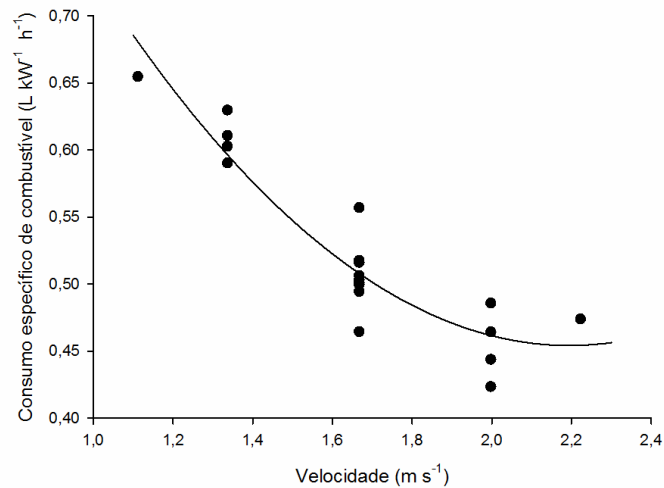


Figura 26 – Consumo específico de combustível em função da velocidade de deslocamento para os pneus radiais.

A velocidade de deslocamento promoveu efeito quadrático no consumo específico de combustível em ambas as formas de construção de pneus. O ponto de menor consumo específico para o pneus diagonais foi de 0,367 L kW⁻¹ h⁻¹, o que ocorreu com a velocidade operacional de 2,24 m s⁻¹ e a pressão interna dos pneus traseiros de 138,0 kPa. Como essa velocidade operacional se encontra fora do intervalo avaliado adota-se 2,22 m s⁻¹.

Já, o menor valor de consumo específico de combustível para os pneus radiais foi de 0,454 L kW⁻¹ h⁻¹, que ocorreu na velocidade máxima avaliada que foi de 2,22 m s⁻¹.

Resultados encontrados por Monteiro et al. (2011), mostraram que pneus radiais com lastragem de 40% de água, proporcionaram menores valores de consumos específico de combustível, e maiores potência e rendimento na barra de tração do que diagonais sob mesmas condições.

Possivelmente o fato dos pneus diagonais estarem lastrados com 75% de água e os pneus radiais com 40%, justifica o fato dos resultados encontrados neste trabalho apresentarem valores de consumo específico de combustível superiores nos pneus radiais, podendo ter ocorrido perdas por deslizamento dos rodados.

O consumo de combustível é extremamente dependente da potência demandada. Ao decompor a potência temos a relação entre a velocidade de deslocamento e a força demandada, ou seja, qualquer variação nestas

variáveis resulta na alteração do consumo, o que confirma que a seleção adequada entre marcha e rotação do motor é de enorme importância na busca de menores valores do consumo específico de combustível.

4.6 Eficiência na barra de tração

No Quadro 16 estão descritas as equações ajustadas para a eficiência na barra de tração.

Quadro 16 – Equações de regressão ajustadas para eficiência na barra de tração

Pneu	Equação	R ²
Diagonal	$E_{bt} = -0,29348^* + 0,359286^*V + 0,001308^{**}Pt$	0,8817
Radial	$E_{bt} = -0,0874^{**} + 0,266378^*V$	0,8356

* e ** - Significativo ao nível de 1% e 5%, respectivamente, pelo teste t. E_{bt} – Eficiência na barra de tração; V – Velocidade de deslocamento ($m\ s^{-1}$); Pt – Pressão interna traseira (kPa).

Os modelos mostraram-se satisfatórios para a demonstração do comportamento da eficiência na barra de tração, sendo capazes de explicar acima de 83% da variação.

Conforme observado no Quadro 16 para os rodados diagonais, a eficiência na barra de tração sofreu efeito da velocidade de deslocamento e da pressão interna dos pneus traseiros. Considerando a velocidade de deslocamento constante, o aumento de uma unidade de pressão interna do pneu resulta no acréscimo médio de 0,13% na eficiência na barra de tração.

O comportamento da eficiência na barra de tração em função dos termos significativos é apresentado nas Figuras 27 e 28.

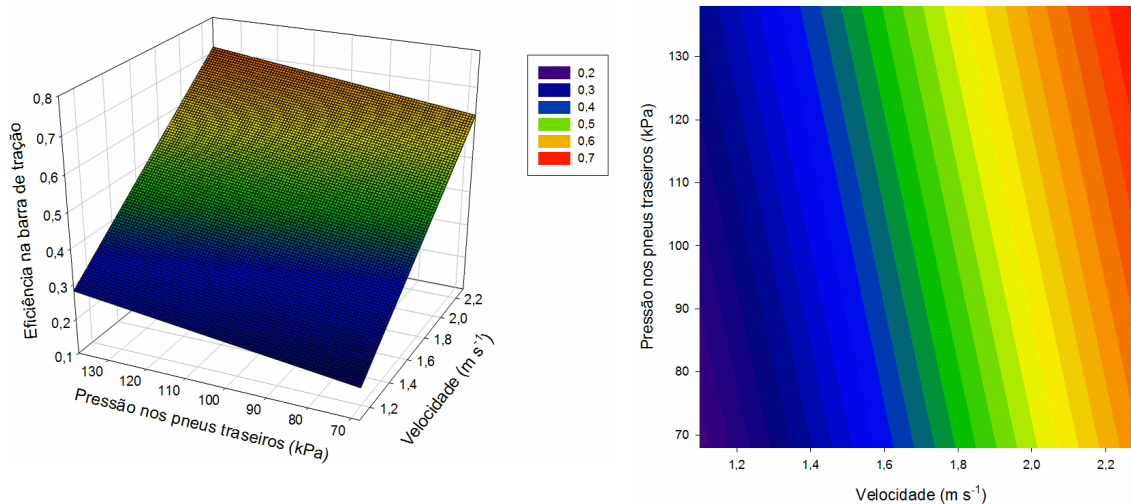


Figura 27 – Superfície de resposta e curvas de contorno para a eficiência na barra de tração em função da velocidade de deslocamento e pressão interna nos pneus traseiros para os pneus diagonais.

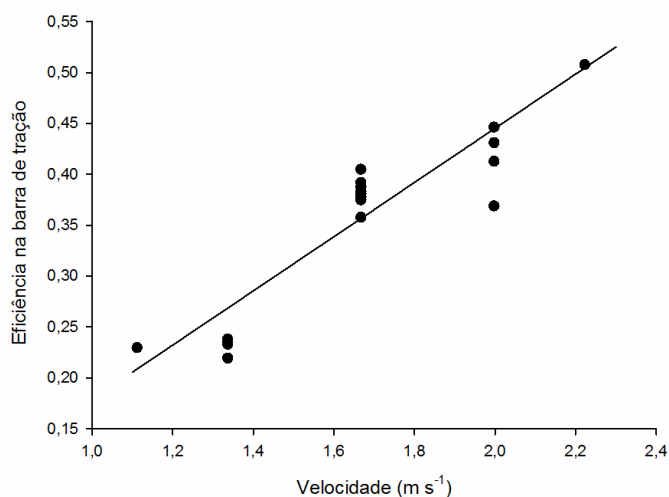


Figura 28 – Eficiência na barra de tração em função da velocidade de deslocamento para os pneus radiais.

Quando utilizados os pneus radiais, a eficiência em tração sofreu efeito apenas da velocidade de deslocamento, ocorrendo um aumento da eficiência com o aumento da velocidade.

Para os rodados diagonais o ponto de máxima eficiência foi de 0,68, o que quer dizer que apenas 68% da potência nominal do motor está sendo utilizado para tração. Este rendimento foi alcançado com base no modelo, com

a velocidade de $2,2 \text{ m s}^{-1}$, e com a pressão interna nos pneus traseiros de 137,0 kPa.

Em condições compatíveis a deste trabalho Monteiro et al. (2013), avaliaram a eficiência na barra de tração de um trator 4x2 TDA, equipado por pneus diagonais, com velocidade de deslocamento de $1,94 \text{ m s}^{-1}$, e obtiveram no intervalo de força na barra de tração de 15 a 20 kN, valores de eficiência 50,9 e 54,1% respectivamente, sendo estes inferiores aos encontrados neste trabalho.

A máxima eficiência na barra de tração apresentou comportamento linear em função da velocidade de deslocamento, ocorrendo um aumento da eficiência à medida que se elevou a velocidade.

4.7 Capacidade operacional teórica

Estão descritos no Quadro 17 os valores de capacidade de trabalho teórica para cada velocidade de deslocamento avaliada no experimento, os quais foram utilizados no cálculo do consumo de combustível por área trabalhada. A grade aradora apresentou largura de trabalho de 1,38 m, valor obtido através da mensuração em campo.

Quadro 17 – Capacidade de trabalho teórica para cada velocidade de deslocamento.

Velocidade (km h^{-1})	Velocidade (m s^{-1})	Capacidade operacional teórica (ha h^{-1})
4,00	1,11	0,5520
4,81	1,34	0,6638
6,00	1,67	0,8280
7,19	2,00	0,9922
8,00	2,22	1,1040

4.8 Consumo de combustível por área trabalhada

O consumo de combustível por área trabalhada não apresentou relação significativa ao nível de 5% de probabilidade estabelecido à priori, com nenhum dos termos avaliados, apresentados nos Quadro 18 e 19.

Quadro 18 – Resumo da análise de regressão para o consumo de combustível por área trabalhada, para os pneus diagonais

Fatores	Coeficientes de regressão	Erro padrão	Teste t	p - valor	Estimativa por intervalo (95%)	
					Limite inferior	Limite superior
Média	21,7160	85,83	0,2530	0,8066	-176,21	219,64
V	-19,4810	50,77	-0,3837	0,7112	-136,57	97,60
Pd	-0,1005	0,82	-0,1228	0,9053	-1,99	1,79
Pt	-0,0380	0,82	-0,0465	0,9641	-1,93	1,85
(V) ²	-3,7247	4,26	-0,8733	0,4079	-13,56	6,11
(Pd) ²	-0,0006	0,01	-0,5806	0,5775	0,00	0,00
(Pt) ²	-0,0014	0,01	-1,2772	0,2373	0,00	0,00
V*Pd	0,2142	0,46	0,4632	0,6556	-0,85	1,28
V*Pt	0,2761	0,46	0,5971	0,5670	-0,79	1,34
Pd*Pt	0,0022	0,01	0,2931	0,7769	-0,02	0,02
V*Pd*Pt	-0,0019	0,01	-0,4439	0,6689	-0,01	0,01

Quadro 19 – Resumo da análise de regressão para o consumo de combustível por área trabalhada, para os pneus radiais

Fatores	Coeficientes de regressão	Erro padrão	Teste t	p - valor	Estimativa por intervalo (95%)	
					Limite inferior	Limite superior
Média	-92,1834	201,29	-0,4579	0,6591	-556,37	372,01
V	17,3027	116,01	0,1491	0,8851	-250,21	284,82
Pd	0,6237	1,17	0,5298	0,6105	-2,090	3,33
Pt	0,5518	1,17	0,4687	0,6517	-2,16	3,26
(V) ²	-2,3749	3,72	-0,6380	0,5412	-10,95	6,20
(Pd) ²	-0,0012	0,01	-1,3031	0,2287	-0,01	0,01
(Pt) ²	-0,0012	0,01	-1,2440	0,2487	-0,01	0,01
V*Pd	-0,0710	0,66	-0,1068	0,9175	-1,60	1,46
V*Pt	-0,0387	0,66	-0,0583	0,9549	-1,57	1,49
Pd*Pt	-0,0008	0,00	-0,1287	0,9007	-0,01	0,01
V*Pd*Pt	0,0002	0,01	0,0617	0,9522	-0,01	0,01

4.9 Análise ergonômica do posto de operação

4.9.1 Níveis de ruído no posto de operação

A caracterização dos níveis de ruído, em cada condição avaliada no trabalho está apresentada no Quadro 20.

Em todas as condições avaliadas os níveis de ruído se mantiveram acima dos permitidos pela NR-15 para um jornada de trabalho de 8 horas, que é de 85 dB(A). O maior nível de ruído foi obtido com os rodados diagonais na máxima velocidade de deslocamento ($2,22 \text{ m s}^{-1}$) e com a pressão interna dos pneus de 103,4 kPa. O valor obtido foi de 102,95 dB(A), e nesta condição extrema seria permitido entorno de 40 minutos de exposição, tornando-se necessário o uso de protetor auricular para proteção e prevenção de problemas a saúde ao operador.

Valores elevados nos níveis de ruído em operações agrícolas também foram constatados por Cunha et al. (2012) e Xavier et al. (2014).

Já o menor valor de ruído foi de 92,95 dB(A), que ocorreu quando utilizados os pneus radiais, com velocidade de deslocamento de $1,34 \text{ m s}^{-1}$, e pressão interna dos pneus de 151,9 kPa.

Quadro 20 – Valores médios dos níveis de ruído no posto de operação do trator em cada cenário avaliado

Pneu	Velocidade (m s ⁻¹)	Pressão dianteira (kPa)	Pressão traseira (kPa)	Ruído (dB(A))
Diagonal	1,34	82,9	82,9	99,02
	2,00	82,9	82,9	100,69
	1,34	123,9	82,9	93,57
	2,00	123,9	82,9	93,56
	1,34	82,9	123,9	93,12
	2,00	82,9	123,9	96,37
	1,34	123,9	123,9	93,17
	2,00	123,9	123,9	96,72
	1,11	103,4	103,4	99,81
	2,22	103,4	103,4	102,95
	1,67	68,9	103,4	100,80
	1,67	137,9	103,4	100,91
	1,67	103,4	68,9	101,05
	1,67	103,4	137,9	97,05
	1,67	103,4	103,4	101,06
	Radial	1,34	151,9	151,9
2,00		151,9	151,9	95,80
1,34		192,8	151,9	93,09
2,00		192,8	151,9	96,12
1,34		151,9	192,8	93,74
2,00		151,9	192,8	96,11
1,34		192,8	192,8	93,27
2,00		192,8	192,8	96,01
1,11		172,4	172,4	95,49
2,22		172,4	172,4	98,34
1,67		137,9	172,4	96,52
1,67		206,8	172,4	96,79
1,67		172,4	137,9	96,27
1,67		172,4	206,8	95,91
1,67		172,4	172,4	97,07

4.9.2 Análise espectral das vibrações longitudinais e verticais

A magnitude das acelerações foi avaliada em função do espectro de frequências, buscando-se identificar as faixas de frequência com maiores amplitudes de vibração em cada um dos ensaios.

4.9.3 Vibração horizontal

Avaliando-se as Figuras 29 e 30 é possível identificar que, de forma geral, as maiores amplitudes de vibração no sentido longitudinal estão situadas próximo a frequência de 2 Hz.

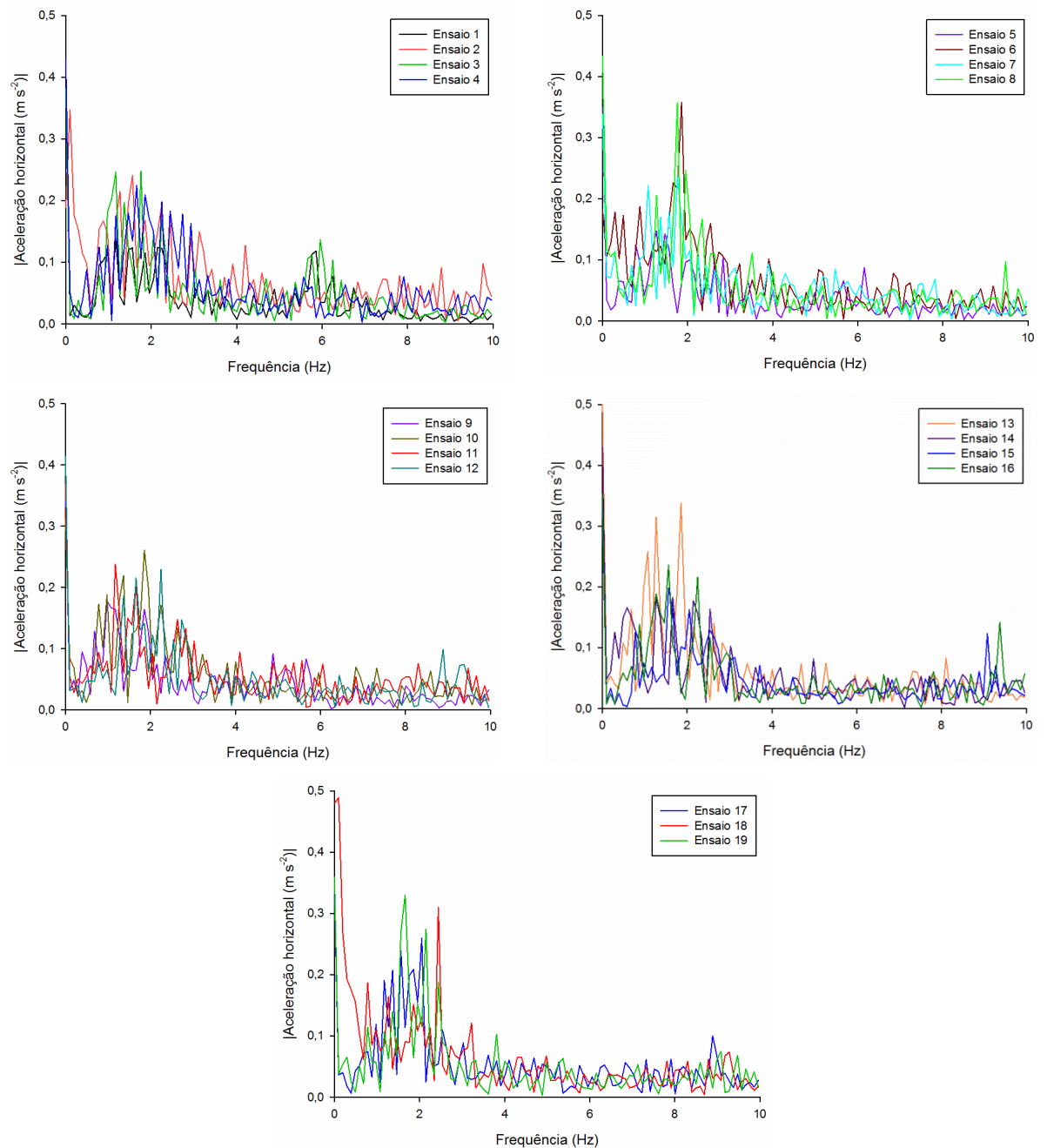


Figura 29 – Espectro de frequência para aceleração horizontal na base do posto de operação em cada ensaio, com o trator equipado por pneus diagonais.

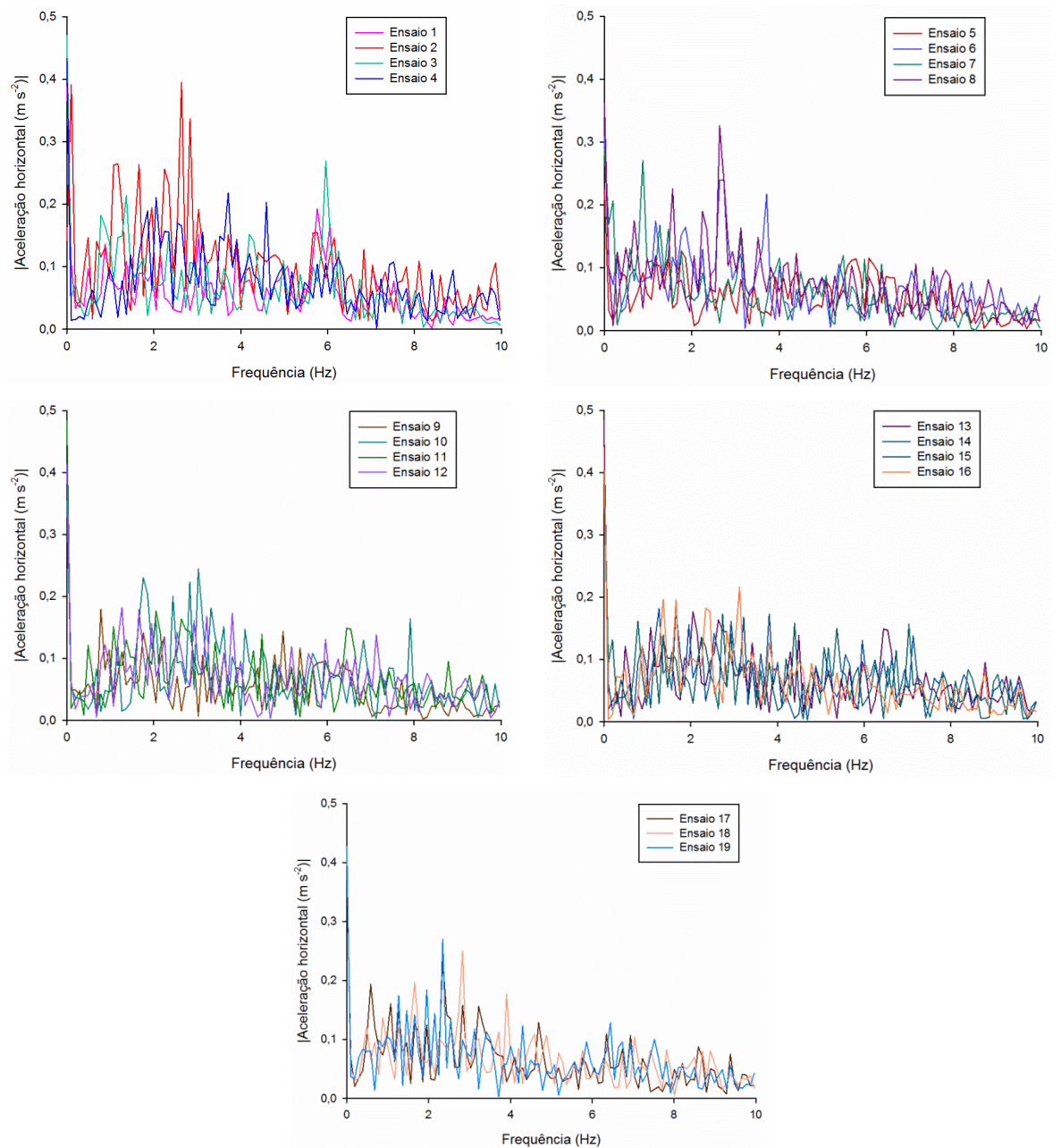


Figura 30 – Espectro de frequência para aceleração horizontal na base do posto de operação em cada ensaio, com o trator equipado por pneus radiais.

Com base nos espectros apresentados, tanto nas condições em que o trator foi equipado por pneus diagonais ou radiais, a velocidade de deslocamento influenciou de forma considerável na amplitude de vibração, mostrando que com o aumento da velocidade de deslocamento aumenta-se a magnitude das vibrações no posto de operação do trator. Tal efeito também foi evidenciado por Pinho et al. (2014).

Em menores velocidades de deslocamento os pneus são capazes de absorver os impactos. À medida que se aumenta a velocidade, esses dispositivos passam a trabalhar sob uma maior intensidade, não sendo capazes de minimizarem tais trepidações, podendo inclusive, ter um efeito contrário, ou seja, ampliar essas vibrações.

Nos ensaios com pneus diagonais foi observado que a pressão interna dos pneus dianteiros quando superior aos traseiros, ocasionou uma maior amplitude da vibração, isso pode ser explicado devido o efeito da maior pulsação sobre o eixo dianteiro, o que afeta diretamente na transferência de peso do eixo dianteiro para o eixo traseiro do trator.

Espectros semelhantes foram encontrados por Villibor et al. (2012) e Furtado Júnior (2013) para o mesmo modelo de trator, em condições de tração.

Segundo Brüel & Kjaer (2002), a perna dobrada apresenta uma frequência natural próxima a 2 Hz. Para as condições avaliadas essa seria então a parte do corpo mais susceptível a injúrias devido a ressonância, já que o operador se posiciona sentado com os pés apoiados na base do posto de operação.

4.9.4 Vibração vertical

Observando-se as Figuras 31 e 32, nota-se que as maiores amplitudes de vibração no sentido vertical na base do posto de operação ocorreram na faixa compreendida entre 1,5 e 4,0 Hz de frequência. A concentração dos maiores picos de vibração vertical próximos a frequência de 2 Hz, o que pode ocasionar danos nas pernas do operador, que se encontra sentado, porém com os pés em contato com a base do posto de operação sem nenhum dispositivo de amortecimento.

Espectros semelhantes foram encontrados também por Cunha et al. (2012) ao avaliarem dois tratores em função da rotação do motor.

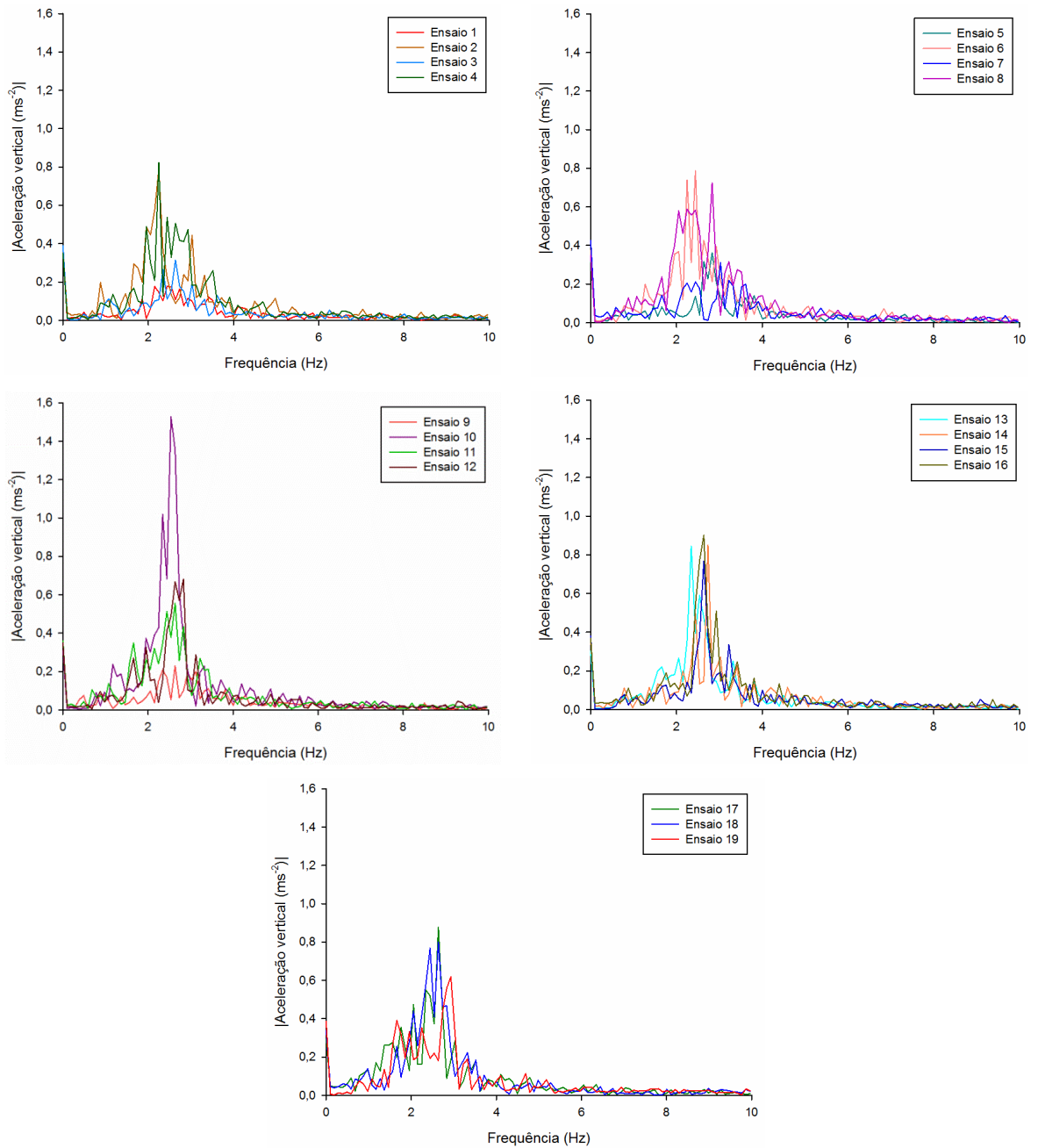


Figura 31 – Espectro de frequência para aceleração vertical na base do posto de operação em cada ensaio, com o trator equipado por pneus diagonais.

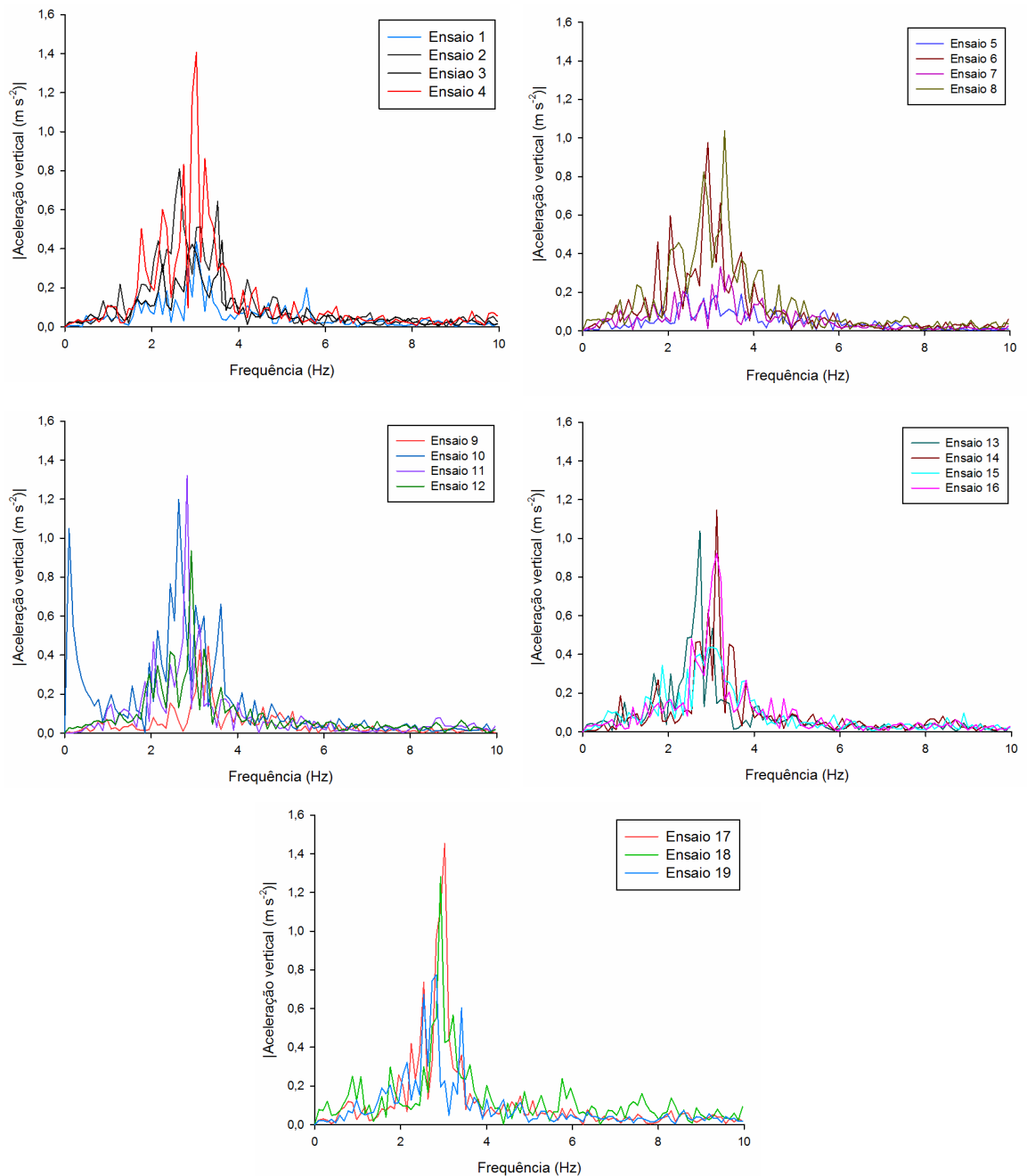


Figura 32 – Espectro de frequência para aceleração vertical na base do posto de operação em cada ensaio, com o trator equipado por pneus radiais.

Os fatores estudados não acarretaram em mudanças bruscas do espectro de frequências, mantendo a mesma tendência de comportamento.

O maior pico de aceleração vertical ocorreu no ensaio 10 com o trator portando pneus diagonais, e no qual o trator foi operado na maior velocidade de deslocamento avaliada ($8,0 \text{ km h}^{-1}$) e pressão interna de $172,37 \text{ kPa}$ em todos os pneus. Este efeito pode ser decorrente da velocidade elevada, e o

mesmo comportamento foi constatado por Santos Filho et al. (2003), os quais avaliaram o comportamento da vibração de um trator 4x2 TDA tracionando uma grade destorroadora-niveladora.

De forma geral, os pneus diagonais apresentaram menor amplitude de aceleração vertical quando comparado aos pneus radiais. Tal comportamento, é devido aos flancos dos pneus diagonais contribuírem com a banda de rodagem, flexionando-se ao movimento do rodado e adequando-se à superfície do solo.

Mesmo assim, na totalidade das condições avaliadas, os espectros mostraram que essas vibrações podem gerar danos a saúde do operador. Este efeito é confirmado por Bluthner et al. (2006), que afirmam que a conformação de vibrações obtidas neste trabalho pode levar a sérios danos a espinha dorsal dos operadores.

5. CONCLUSÕES

Nas condições em que foi realizado o experimento, pode-se concluir que:

- O deslizamento dos rodados diagonais traseiros foi afetado por todas as variáveis analisadas, enquanto os dianteiros apenas pela velocidade de deslocamento e pressão interna dos pneus dianteiros. Quando o trator foi equipado com pneus radiais, o deslizamento dos rodados não foi influenciado pelos fatores avaliados.

- A potência disponível na barra de tração foi superior quando o trator foi equipado por pneus radiais.

- Apenas a velocidade de deslocamento influenciou na variação no consumo horário do trator, onde o menor consumo foi encontrado quando utilizados os pneus radiais.

- O menor consumo específico de combustível ocorreu com o uso dos pneus diagonais sob uma menor pressão interna dos pneus traseiros (138 kPa) e maior velocidade de deslocamento ($2,22 \text{ m s}^{-1}$).

- O consumo por área trabalhada, não sofreu efeito das variáveis analisadas.

- Quando utilizados os pneus radiais, a eficiência em tração sofreu efeito apenas da velocidade de deslocamento, ocorrendo um aumento da eficiência com o aumento da velocidade.

- Os níveis de ruído mensurados foram superiores aos estabelecidos pela NR-15, para uma jornada de 8 horas de trabalho.

- O aumento da pressão interna dos pneus implica no aumento dos níveis de vibração nos sentidos horizontal e vertical. Tanto para os pneus diagonais quanto para os radiais, as maiores amplitudes de vibração no sentido longitudinal foram entre 0 e 2 Hz de frequência. Já, as vibrações no sentido vertical apresentaram maiores amplitudes entre a faixa 1,5 e 4,0 Hz de frequência.

6. REFERÊNCIAS

AL-SUHAIBANI, S.A.; GHALY, A.E. Effect of plowing depth of tillage and forward speed on the performance of a medium size chisel plow operating in a sandy soil. **American Journal of Agricultural and Biological Sciences**, v.5, n.3, p.247-255, 2010.ISSN 1557-4989.

ALVES, M. C.; SUZUKI, L. E. A. S. Influência de diferentes sistemas de manejo do solo na recuperação de suas propriedades físicas. 2004. **Acta Scientiarum Agronomy**, Maringá, v.26, n.1, p. 27-34, 2004.ISSN 1679-9275.

ASABE - AMERICAN SOCIETY OF AGRICULTURAL AND BIOLOGICAL ENGINEERS **General Terminology for Traction of Agricultural Traction and Transport Devices and Vehicles**: ASABE Standard. S296.5: 4p. 2009.

ASAE - AMERICAN SOCIETY OF AGRICULTURAL ENGINEERS **Agricultural machinery management data**: ASAE standardsS313.2. St. Joseph, Michigan, 1996.

ASAE - AMERICAN SOCIETY OF AGRICULTURAL ENGINEERS **Soil cone penetrometer**: ASAE Standard S313.3. St. Joseph, Michigan. 2009.

ANDREOLA, F.; COSTA, L. M.; OLSZEVSKI, N. Influência da cobertura vegetal de inverno e da adubação orgânica e, ou, mineral sobre as propriedades físicas de uma terra roxa estruturada. **Revista Brasileira de Ciência do Solo**, v.24, n. 4, p. 857-865, 2000.ISSN 0100-0683.

BARROS, P. R. P. **Simulação da capacidade de tração de um trator 4 x 2 com tração dianteira auxiliar em diferentes condições de superfície**. 2012. 78f. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola). Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG, 2012.

BASHFORD, L. L., AL-HAMED, S.; JENANE, C. **Effects of tire size and pressure on tractive performance**. ASAE, Paper no. 92-1011. St. Joseph, Michigan. 1992.

BEZERRA, C. E S., FILHO, J. L., MAIA, D. A., MACEDO, L. P. M., CUNHA, U. S. Avaliação do efeito de diferentes tipos de cobertura morta vegetal em feijão-mungo verde (*Vignaradiata*). **Revista Verde**, v.2, n.2, p 47–51. 2007. ISSN 1981-8203.

BLÜTHNER, R., HINZ, B., MENZEL, G., SCHUST, M., SEIDEL, H. On the significance of body mass and vibration magnitude for acceleration transmission of vibration through seats with horizontal suspensions. **Journal of Sound and Vibration**, v.298, n.4, p.627-637.2006. ISSN 0022-460X.

BORGES, P. H. M. **Desempenho de conjuntos mecanizados em função do sistema de preparo do solo e da velocidade de trabalho**. 2008. 101 f. Relatório (Pós-Doutorado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG.

BRIDGES, R.C., SMITH, E.M. A method for determining the total energy input for agricultural practices. **Transactions of the ASAE**, St. Joseph, v.22, n.4, p.781-784, 1979.ISSN 0001-2351

BRÜEL & KJAER, **Human Vibration**, Technical Presentation, 54 p. 2002.

CHAILA, S. Métodos de evaluación de malezas para estudios de poblacion y control. **Malezas**, v.14, n.2, p.1-78, 1986.

CHOLAKY, C.; CISNEROS, J. M.; BALBUENA, R. Field performance of a winged scarifier as a function of soil compaction and water content. **Chilean Journal of Agricultural Research**, v.70, n.1, p.150-158 . 2010. ISSN 0718-5839.

COATES, W. Comparison of bias and radial tractor tires on soft soil. **Transactionsof the ASAE**, St. Joseph, v. 28, n. 4, p. 1090-1093, 1985. ISSN 0001-2351

COELHO, H.; FERNANDES, H. C.; CAMPOS, D. S.; TEIXEIRA, M. M.; LEITE, D. M. Deslizamento de rodados de tratores de pneus em diferentes operações agrícolas. **Revista Ceres**, v.59, n.3, p. 407-410, 2012. ISSN 0034-737X.

CORRÊA, I. M., LANÇAS, K. P. Desempenho operacional de pneus radiais de baixa pressão e pneus diagonais em trator 4x2 Aux. com a tração dianteira desligada. **Energia na Agricultura**, v.15, n.4, p.44-55, 2000. ISSN 1808-8759.

CORTEZ, J. W.; FURLANI, C. E. A.; SILVA, R. P.; GROTTA, D. C. Efeito residual do preparo do solo e velocidade de deslocamento na operação de semeadura da *Crotalaria juncea*. **Scientia Agraria**, Curitiba, v.9, n.3, p.357-362, 2008. ISSN 1519-1125.

CUNHA, J. P. A. R.; DUARTE, M. A. V; SOUZA, C. M. A. Vibração e ruído emitidos por dois tratores agrícolas. **Idesia**, v.30, n.1, p. 25-34. 2012. ISSN 0718-3429.

DEE-UFCG **Pressão dos pneus.** Setups, disponível em:<<http://www.dee.ufcg.edu.br/~lcarlos/deda/3tires/pneu.htm>>. Acesso em: 8 de janeiro de 2015.

EMBRAPA. Centro Nacional de Pesquisa de Solos. **Manual de métodos de análise de solo.** 2 ed. Rio de Janeiro, 2011. 230p.

EMBRAPA. Centro Nacional de Pesquisa de Solos. **Sistema Brasileiro de Classificação de Solos.** 3 ed. Brasília, 2013. 353p.

FEITOSA, J. R. **Influência da pressão interna dos pneus e da velocidade nos parâmetros operacionais de um trator agrícola e nas propriedades**

físicas do solo. 2014. 89f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola – Mecanização Agrícola). Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG, 2014.

FERNANDES, H. C.; MION, R. L.; SILVEIRA, J. C. M.; RINALDI, P. C. N.; MODOLO, A. J. Avaliação da demanda energética numa operação conjugada de preparo do solo. **Revista Ceres**, p.132-138, 2007. ISSN 0034-737X.

FERNANDES, H. C.; SILVEIRA, J. C. M.; RINALDI, P. C. N. Avaliação do custo energético de diferentes operações agrícolas mecanizadas. **Ciência e Agrotecnologia**, Lavras, v.32, n.5, p.1582-1587, 2008. ISSN 1413-7054.

FERREIRA, M. F., SCHLOSSER, J. F., NEUJAHN, E. B.; SCHNEIDER, V. Desempenho de pneus radiais e diagonais em duas condições de relações cinemáticas. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, 28, 1999, Pelotas. **Anais...** Pelotas: Sociedade Brasileira de Engenharia Agrícola/UFPEL, 1999.

FILHO, A. G.; SILVA, S. L.; MODOLO, A. J.; SILVEIRA, J. C. Desempenho de um trator operando em solo com diferentes tipos de cobertura vegetal. **Engenharia Agrícola**, v.24, n.3, p.781-789, 2004. ISSN 0100-6916.

FNP - CONSULTORIA & COMERCIO. **Anuário da Agricultura Brasileira - AGRIANUAL 2006**. Feijão. São Paulo, 2006.

FRANTZ, U. G. **Análise de desempenho em tração de rodado simples e duplo em um trator agrícola**. 2011. 120f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola – Mecanização Agrícola). Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, RS, 2011.

FURLANI, C. E. A.; LOPES, A.; SILVA, R. P.; REIS, G. N. Exigências de uma semeadora-adubadora de precisão variando a velocidade e a condição da superfície do solo. **Ciência Rural**, v.35, p.920-923, 2005. ISSN 0103-8478

FURTADO JÚNIOR, M. R. **Análise operacional de um trator agrícola em função da pressão interna dos pneus e inclinação da linha de tração.** 2013. 126f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola – Mecanização Agrícola). Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG, 2013.

GABRIEL FILHO, A.; LANÇAS, K. P.; LEITE, F.; ACOSTA, J. J. B.; JESUINO, P. R. Desempenho de trator agrícola em três superfícies de solo e quatro velocidades de deslocamento. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, v. 14, n. 3, p. 333-339, 2010. ISSN 1415-4366.

GARCIA, R. F. Desempenho operacional de conjunto trator – recolhadora de feijão. **Engenharia Agrícola**, Jaboticabal, v.25, n.1, p.199-206, 2005. ISSN 0100-6916.

GRISSE, R. **Radial tractors tires – Performancethatcounts!** University of Nebraska, 1995, 8p.

HUNT, D. **Farm power and machinery management.** 9. ed. Ames: Iowa State University Press, 1995. 336 p.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION ISO 2631-1. **“Mechanical vibration and shock – evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part: general requirements”.** Switzerland: International Standard, 1997.

JENANE, C.; BASHFORD, L.L.; MONROE, G. Reduction of fuel consumption through improved tractive performance. **Journal of Agricultural Engineering Research**, v.64, p.131-138, 1996. ISSN 1095-9246

KICHLER, C.M.; FULTON, J.P.; RAPER, R.L.; MCDONALD, T.P.; ZECH, W.C. Effects of transmission gear selection on tractor performance and fuel costs during deep tillage operations. **Soil & Tillage Research**, n.113, p.105–111, 2011. ISSN 0167-1987

KÖPPEN, W. **Climatologia: com um studio de los climas de la tierra.** México: Fondo de Cultura Econômica, 1948. 478 p.

LANÇAS, K. P.; SANTOS, F. A.; UPADHYAYA, S. K. **Implications of using low/correct inflation pressure for radial tractor tires.** St. Joseph, MI: ASAE, 1995, 15p.

LEE, D. R.; KIM, K. U. Effect on inflation pressure on tractive performance of bias ply tires. **Journal of Terramechanics**, Great Britain, v.34, n.3, p.187-208, 1997. ISSN 0022-4898.

LEITE, D. M.; VIEIRA, L. B.; FERNANDES, H. C.; CARNEIRO, J. E.; FERNANDES FILHO, E. I.; SANTOS, N. T. Use of digital images for evaluating soil compaction in the culture of beans. **Ciência Agrotecnologia**. 2012, v.36, n.2, p.217-223. ISSN 1413-7054.

LINARES, P.; CATALÁN, H.; MÉNDEZ, V. **Teoria de latracción de tractores agrícolas.** Universidad Politécnica de Madrid. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Agrónomos. 215p. Madrid, 2006.

MACHADO, C. C.; SILVA, E. N.; PEREIRA, R. S. **O setor florestal brasileiro e a colheita florestal.** In: Machado, C.C. (Ed.) Colheita florestal. 2ed. Viçosa: UFV, 2002, p.15-42.

MASIERO, F. C. **Determinação do rendimento na barra de tração de tratores agrícolas com tração dianteira auxiliar (4x2 TDA).** 2010. 79f. Dissertação de Mestrado. Universidade Estadual Paulista “Júlio de mesquita Filho”/UNESP, Botucatu. 2010.

MCKIBBEN E. G. The kinematics and dynamics of the wheel type farm tractor. **Agricultural Engineering**, v.8, p.1-7, 1927.

MELLO, R. C. Alterações físicas em um Latossolo Roxo em função da velocidade de aração e do ângulo horizontal dos discos. **Acta Scientiarum Agronomy**, Maringá, v.26, n.1, p.35-40, 2004. ISSN 1679-9275.

MIRANDA, N. O.; OLIVEIRA, M.; NUNES, R. L. Desempenho operacional de trator com tração dianteira auxiliar na subsolagem de um inceptisol. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**. v.4, n.1, p. 97-102. 2000. ISSN 1415-4366.

MONTANHA, G. K.; GUERRA, S. P. S.; SANCHEZ, P. A.; CAMPOS, F. H.; LANÇAS, K. P. Consumo de combustível de um trator agrícola no preparo do solo para a cultura do algodão irrigado em função da pressão de inflação nos pneus. **Revista Energia na Agricultura**. v.26, n.1, p.39-51, 2011. ISSN 1808-8756.

MONTEIRO, L. A.; LANÇAS, K. P.; GUERRA, S. P. S. Desempenho de um trator agrícola equipado com pneus radiais e diagonais com três níveis de lastros líquidos. **Engenharia Agrícola**, v.31, n.3, p.551-560, 2011. ISSN 0100-6916.

MONTEIRO, L. M.; ALBIERO, D.; SOUZA, F. H.; MELO, R. P.; CORDEIRO, I. M. Rendimento na barra de tração de um trator agrícola com diferentes relações de peso e potência. **Revista Ciência Agronômica**, v.44, n.1, p.70-75, 2013. ISSN 1806-6690.

NADERLOO, L.; ALIMADANI, R.; AKRAM, A.; JAVADIKIA; P.; KHANGHAH H. Z. Tillage depth and forward speed effects on draft of three primary tillage implements in clay loam soil. **Journal of Food, Agriculture & Environment**, v.7, n.3-4, p.382-385, 2009. ISSN 1459-0255.

NEUJAHR, E. B.; SCHLOSSER, J. F. Comportamento de pneus agrícolas radiais e diagonais em relação à tração. **Engenharia Agrícola**, v.21, n.2, p.180-189, 2001. ISSN 0100-6916.

PINHO, M. S.; SCHLOSSER, J. F.; FRANTZ, U. G.; RODRIGUES, F. A.; FERRER, P. S. Efetividade de um coxim de cabina do trator agrícola na atenuação das vibrações. **Revista Ciência Agronômica**. v.45, n.3, p. 461-468. 2014. ISSN 1806-6690.

R DEVELOPMENT CORE TEAM. R: A **language and environment for statistical computing**. 2013. Vienna: R Foundation for Statistical Computing.

SALVADOR, N.; BENEZ, S. H.; MION, R. L. Demanda energética em diferentes sistemas de preparo periódico do solo antes e depois da subsolagem. **Revista Ciência Agronômica**, v.39, n.3, p.378-383, 2008. ISSN 1806-6690.

SALVADOR, N.; MION, R. L.; BENEZ, S. H. Consumo de combustível em diferentes sistemas de preparo periódico realizados antes e depois da operação de subsolagem. **Ciência e Agrotecnologia**, Lavras, v. 33, n. 3, p. 870-874, 2009. ISSN 1413-7054.

SANTOS FILHO, P. F.; FERNANDES, H. C.; QUEIROZ, D. M.; SOUZA, A. P.; CAMILO, A. J. Avaliação dos níveis de vibração vertical no assento de um trator agrícola de pneus utilizando um sistema de aquisição automática de dados. **Revista Árvore**. v.27, n.6, p.887-895. 2003. ISSN 0100-6762.

SCHLOSSER, J. F.; LINARES, P.; MÁRQUEZ, L. Influência do avanço cinemático das rodas dianteiras sobre a eficiência em tração de tratores com quatro rodas motrizes não isodiamétricas. **Ciência Rural**, v.34, n.6, p. 1801-1805, 2004. ISSN 0103-8478.

SERRANO, J. M. P. R. Desempenho de tratores agrícolas em tração. **Pesquisa Agropecuária Brasileira**, Brasília, v.42, n.7, p.1021-1027, 2007. ISSN 1678-3921.

SIQUEIRA, R. **Sistemas de preparo em diferentes tipos de coberturas vegetais do solo**. 1999. 191 f. Tese (Doutorado em Agronomia) – Faculdade

de Ciências Agronômicas da UNESP – Campus de Botucatu, Botucatu, SP, 1999.

ŠMERDA, T.; ČUPERA, J. Tire inflation and its influence on drawbar characteristics and performance – Energetic indicators of a tractor set. **Journal of Terramechanics**,v.47, n.6, p. 395-400, 2010. ISSN 0022-4898.

SOEIRO, N. S. **Vibrações e o corpo humano: Uma avaliação ocupacional**. In: I Workshop de Vibração e Acústica da Região Norte, 2011. Tucuruí, Pará, Brasil.

SPAGNOLO, R. T.; VOLPATO, C. E. S.; BARBOSA, J. A.; PALMA, M. A. Z.; BARROS, M. M. D. Fuel consumption of a tractor in function of wear, of ballasting and tire inflation pressure. **Engenharia Agrícola**,v.32, p.131-139, 2012. ISSN 0100-6916.

SPORT CARS **Controle de temperatura dos pneus garante economia**, disponível em: <<http://blogs.odiaradio.com/sportcars/2011/03/21/controla-da-temperatura-e-da-pressao-dos-pneus-garante-economia/>>. Acesso em: 22 de janeiro de 2015.

SUMMERS, J.D.; KHALILIAN, A.; BATCHELDER, D.G. Draft relationships for primary tillage in Oklahoma soils. **Transaction of the ASAE**, St. Joseph, v.29, n1, p.37-39, 1986.ISSN 0001-2351

TAGHAVIFAR, H.; MARDANI, A. Contact área determination of agricultural tractor wheel with soil. **Cercetari Agronomice in Moldova**, v. 45, n. 2, p. 15-20. 2012. ISSN 2067-1865.

TAGHAVIFAR, H.; MARDANI, A. Potential of functional image processing technique for the measurements of contact area and contact pressure of a radial ply tire in a soil bin testing facility. **Measurement**, v. 46, n. 10, p. 4038-4044, 2013. ISSN 0263-2241.

TAMAYO, J. H. C.; RODRÍGUEZ, B. G. A. R. Evaluation of tillage tools at different working speeds and soil water contents. **Agricultura Técnica**, v.67, n.1, p.60-67, 2007. ISSN 0365-2807.

VILLIBOR, G. P.; SANTOS, F. L.; FURTADO JÚNIOR, M. R.; LOUREIRO, D. R.; QUEIROZ, D. M. D.; JUNIOR, J. K. K.; BÜCHNER, P. C. Vibração vertical e pressões de insuflação dos pneus e velocidades de deslocamento do trator. In: VII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 2012. São Luiz, Maranhão, **Anais...** São Luiz: Associação Brasileira de Engenharia e Ciências Mecânicas, 2012.

XAVIER, K. M. M. S.; LEITE, D. M.; FERNANDES, H. C.; SILVA, A. C.; FURTADO JÚNIOR, M. R. Influência da marcha de trabalho na emissão de ruído no posto de operação produzido por um conjunto trator-roçadora nos tratamentos culturais da manga. In: XLII Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola, 2014. Campo Grande, Mato Grosso do Sul. **Anais...** Campo Grande: Sociedade Brasileira de Engenharia Agrícola, 2014.

ZOZ, F. M.; TURNER, R. J. **Effect of “correct” pressure on tractive efficiency of radial ply tires**. St. Joseph, MI: ASAE, 1994, 11p. (ASAE Paper no. 94-1051).

ZOZ, F., GRISSO, R.D. **Traction and tractor performance**. St Joseph: ASAE. 2003. 46p.