

DENILSON EDUARDO RODRIGUES

**FONTES ALTERNATIVAS DE ENERGIAS UTILIZADAS NA PROPULSÃO  
DE MICROTRATOR AGRÍCOLA PARA O PROCESSAMENTO DE CAFÉ EM  
TERREIRO**

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  
2005

DENILSON EDUARDO RODRIGUES

**FONTES ALTERNATIVAS DE ENERGIAS UTILIZADAS NA PROPULSÃO  
DE MICROTRATOR AGRÍCOLA PARA O PROCESSAMENTO DE CAFÉ EM  
TERREIRO**

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: 18 de julho de 2005.

---

Prof. Julião Soares de Souza Lima

---

Prof. Paulo Marcos de Barros Monteiro

---

Prof. Haroldo Carlos Fernandes  
(Conselheiro)

---

Prof. Alexandre Tadeu G. de Carvalho  
(Conselheiro)

---

Prof. Mauri Martins Teixeira  
(Orientador)

A Deus.

Aos meus pais.

À minha família.

À minha noiva Delmara.

Aos meus amigos.

Ofereço.

## **AGRADECIMENTO**

À Universidade Federal de Viçosa e ao Departamento de Engenharia Agrícola, pela oportunidade de realizar o curso.

À Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais (FAPEMIG), pelo suporte financeiro.

Ao Professor Mauri Martins Teixeira, pela orientação no desenvolvimento deste trabalho.

Aos conselheiros, Professor Alexandre Tadeu G. de Carvalho e Professor Haroldo Carlos Fernandes, pelas boas contribuições e sugestões.

Aos amigos Alcir, Leo, Cristiano, Henrique, Gilton, Marcelão, Renato, Darly, Jean, Wantuil, Geraldão e Danilo e aos demais colegas, pelo auxílio, pelo bom convívio e pela ajuda nos experimentos de campo.

Aos funcionários dos Departamentos de Engenharia Agrícola e de Física que, direta ou indiretamente, contribuíram para a realização desta tese

## **BIOGRAFIA**

Denilson Eduardo Rodrigues, filho de Sebastião Rodrigues Filho e Terezinha da Silva Rodrigues, nasceu em Viçosa, Minas Gerais, em 24 de março de 1968.

Em 1989, iniciou o curso de Engenharia Agrícola na Universidade Federal de Viçosa, graduando-se em março de 1994.

Em abril de 1998, iniciou o Curso de Mestrado em Engenharia Agrícola na Universidade Federal de Viçosa, concentrando seus estudos na área de Mecanização Agrícola, submetendo-se à defesa da tese em março de 2000.

Iniciou o curso de Doutorado em Engenharia Agrícola na Universidade Federal de Viçosa em março de 2000, concentrando seus estudos na área de Mecanização Agrícola, submetendo-se à defesa da tese em julho de 2005.

## ÍNDICE

RESUMO .....	8
ABSTRACT .....	10
INTRODUÇÃO .....	12
IMPLEMENTAÇÃO E CARACTERIZAÇÕES DIMENSIONAIS E PONDERAIS DE UM MICROTRATOR ACIONADO COM DIFERENTES FONTES DE ENERGIA..	15
RESUMO .....	15
ABSTRACT .....	15
INTRODUÇÃO .....	17
MATERIAL E MÉTODOS .....	20
Microtrator acionado com motor de corrente alternada (Micro MCA) .....	22
Microtrator acionado com motor de corrente contínua (Micro MCC) .....	23
Microtrator acionado com motor de combustão interna ciclo Otto (Micro MCI) .....	25
Determinação das características dimensionais e ponderais do microtrator .....	26
Raio e espaço de giro .....	26
Centro de gravidade (CG) do microtrator .....	28
Cálculo da distância do eixo traseiro até o CG (X).....	29
Cálculo da distância da lateral direita até o CG (Z).....	30
Cálculo da coordenada Y .....	30
Momento de inércia translacional .....	31
RESULTADOS E DISCUSSÃO .....	32
Raio de giro .....	33
Centro de gravidade (CG) do microtrator .....	35
CONCLUSÕES .....	36
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	37
DESEMPENHO DE UM MICROTRATOR UTILIZANDO-SE MOTORES COM DIFERENTES ALTERNATIVAS ENEGÉTICAS.....	39
RESUMO .....	39
ABSTRACT .....	39
INTRODUÇÃO .....	41
MATERIAL E MÉTODOS .....	44
Equipamentos de medidas para o ensaio do microtrator implementado.....	45
Ensaio de desempenho na barra de tração.....	45

Medição da força de tração .....	47
Determinação da velocidade teórica do microtrator .....	47
Determinação da patinagem das rodas motoras .....	47
Consumo de energia .....	47
Determinação do consumo horário .....	48
Determinação do coeficiente de tração .....	48
Determinação do consumo específico.....	48
Determinação da potência elétrica .....	49
Avaliação dos níveis de ruído .....	49
Caracterização do produto e do terreiro de secagem para café.....	50
Determinação da força para o acionamento do revolvedor.....	50
Determinação da velocidade real do microtrator .....	52
Medição da potência requerida para o revolvimento de café no terreiro.....	52
Determinação da capacidade de campo teórica .....	52
Determinação da capacidade de campo efetiva .....	53
Determinação da eficiência de campo.....	53
Determinação do consumo energético .....	53
Delineamento estatístico .....	54
<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO .....</b>	<b>54</b>
Força na barra de tração .....	54
Potência na barra de tração .....	56
Coefficiente de tração dos microtratores .....	58
Consumo específico de energia dos microtratores.....	60
Consumo horário de energia dos microtratores .....	62
Comparação da capacidade de campo e da eficiência de campo para os microtratores .	64
Consumo específico de energia.....	66
Avaliação dos níveis de ruído emitidos pelos microtratores.....	67
Força requerida pelo revolvedor .....	67
<b>CONCLUSÕES .....</b>	<b>69</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>70</b>
<b>SIMULAÇÃO DO DESEMPENHO TRATIVO DO MICROTRATOR AGRÍCOLA COM DIFERENTES SISTEMAS ALTERNATIVOS DE PROPULSÃO .....</b>	<b>72</b>
<b>RESUMO .....</b>	<b>72</b>
<b>ABSTRACT.....</b>	<b>72</b>
<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>73</b>
<b>MATERIAL E MÉTODOS .....</b>	<b>75</b>
Modelagem do comportamento dinâmico dos microtratores.....	75
Procedimento de simulação.....	78
<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO .....</b>	<b>79</b>
Simulação do desempenho trativo dos microtratores implementados.....	79
Comparação entre os valores simulados e observados para microtrator MCA .....	82
Comparação entre os valores simulados e observados para o microtrator MCC.....	84
Comparação entre os valores simulados e observados do comportamento do microtrator MCI.....	86

Considerações sobre o modelo de simulação.....	87
CONCLUSÕES .....	88
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	89
RESUMO E CONCLUSÕES .....	90
APÊNDICES .....	92
APÊNDICE A.....	93
APÊNDICE B .....	94

## RESUMO

RODRIGUES, Denilson Eduardo, D.S., Universidade Federal de Viçosa, julho de 2005.  
**Fontes alternativas de energias utilizadas na propulsão de microtrator agrícola para o processamento de café em terreiro.** Orientador: Mauri Martins Teixeira.  
Conselheiros: Haroldo Carlos Fernandes e Alexandre Tadeu G. de Carvalho.

Neste trabalho, estudou-se o uso de motores alternativos para a propulsão de um microtrator agrícola utilizado no revolvimento de café no terreiro. Alternativas de energia usadas na propulsão permitem o uso do microtrator em diferentes funções, elevando o índice de mecanização das lavouras brasileiras. Foram implementados e ensaiados três diferentes tipos de motores: um motor elétrico de corrente alternada (MCA), um de corrente contínua (MCC) e um de combustão interna, de ciclo “Otto” (MCI), montados sobre o chassi de um microtrator utilizado no revolvimento de frutos de cafeeiro em terreiros de secagem. Também foram realizados ensaios de tração, cujos resultados foram confrontados com um modelo, para simulação do comportamento dinâmico trativo. Na montagem do microtrator MCA, empregou-se um motor elétrico trifásico de corrente alternada, alimentado pela rede de energia elétrica convencional por meio de cabos. O microtrator MCC foi impulsionado por um motor de corrente contínua e, neste caso, a energia necessária para a movimentação do sistema era armazenada em baterias de chumbo ácido que acompanham o protótipo. O microtrator MCI, por sua vez, recebeu um motor à combustão interna, dois tempos, a gasolina. As forças de tração máximas para as diferentes montagens foram medidas, demonstrando-se que o sistema MCC é capaz de desenvolver uma força de tração maior que os demais sistemas, obtendo-se os seguintes resultados: 1,66 kN para o MCA, 2,02 kN para o MCC e 1,61 kN para o MCI. Os resultados experimentais comprovaram que os

aumentos da força, da potência na barra de tração e do coeficiente de tração resultam em um incremento da patinação dos microtratores utilizados. Verificou-se que, para as três fontes de propulsão, o aumento na velocidade de deslocamento do microtrator demandou maior força para o revolvimento, o mesmo ocorrendo quando se elevou a altura da camada de frutos no terreiro. O modelo adotado para simulação gerou, menores valores para a força, a potência e o coeficiente de tração, quando comparados aos valores experimentais, sendo especialmente adequado à simulação do comportamento trativo do microtrator MCC.

## ABSTRACT

RODRIGUES, Denilson Eduardo, D.S., Universidade Federal de Viçosa, July 2005.  
**Alternative energy sources used in the propulsion of farm microtractor for coffee processing on the yard.** Adviser: Mauri Martins Teixeira. Committee members: Haroldo Carlos Fernandes and Alexandre Tadeu G. de Carvalho.

The use of alternative engines for the propulsion of an agricultural microtractor in revolving the coffee on the yard was studied. The alternative sources of energy used in the propulsion allow for the use of microtractor in different functions, therefore rising the mechanization index of the Brazilian agriculture. The following types of engines were implemented and assayed three different engine types: one alternating-current electric engine (MCA), one direct-current electric engine (MCC), and one internal-combustion engine of the Otto-cycle type (MCI). These engines were assembled on the chassis of a microtractor used in revolving the coffee cherries on drying yards. Traction assays were also accomplished, from which the results were confronted with a model for simulation of the dynamic tractive behavior. In assembly of the MCA microtractor, an alternating-current, three-phase electric engine fed by conventional electrical network through cables was used. The MCC microtractor was impelled by a direct-current engine; in this case, the energy needed for the system movement was stored in acid-lead batteries with which the prototype is provided. The MCI microtractor was added with an internal-combustion, two-stroke cycle, gasoline engine. The maximum tractive forces for the different assemblies were measured, so showing that the MCC system is able to develop a higher tractive force than the other systems, as the following results were obtained: 1.66 kN for MCA, 2.02 kN for MCC, and 1.61 kN for MCI. The

experimental results proved that the increases in the power, drawbar horsepower, and traction coefficient result into an increased skidding of the microtractors used. For those three propulsion sources, the increase in the displacement speed of the microtractor required higher strength for revolving, and the same occurred when the height of the coffee cherry layer in the yard was increased. The model adopted for simulation rather generated lower values for the force, potency, and coefficient of traction, compared to the experimental values, although it is was especially adequate for simulating the tractive behavior of the MCC microtractor.

## INTRODUÇÃO

A agricultura moderna envolve conhecimentos nas mais diversas áreas do processo produtivo. A busca pela melhoria na qualidade dos produtos, economicidade e segurança para os trabalhadores exige aprimoramento constante dos métodos de produção empregados. Neste contexto, a mecanização é um fator importante, pois permite a racionalização do trabalho agrícola, aumentando a produtividade e reduzindo o esforço realizado pelo trabalhador rural (MACHADO, 1998).

Entre as máquinas utilizadas na mecanização, o trator agrícola ocupa posição de destaque, em função da diversidade de atividades exequíveis. Trata-se de uma máquina autopropelida, provida de meios que a tornam capaz de tracionar, transportar e fornecer potência mecânica aos implementos por meio da barra de tração, além de lhes conferir apoio estável sobre uma superfície horizontal (ZOZ e GRISSO, 2003).

Em regiões onde os fatores de produção, a terra e mão-de-obra vêm se tornando cada vez mais limitados, verifica-se uma crescente preocupação em introduzir inovações tecnológicas nos sistemas de produção, visando manter, em níveis satisfatórios, o desempenho econômico da empresa rural e a qualidade de vida das pessoas envolvidas. Em muitos locais, os microtratores têm sido empregados como suporte para esses diferentes sistemas, principalmente em áreas com espaço restrito, como terreiros de café, estufas, galpões, aviários, fábricas, entre outros. Segundo MIALHE (1980), os microtratores, como o próprio nome indica, são tratores de peso e dimensões reduzidas, mas que conservam a mesma conformação geral dos convencionais.

Para mecanização dos processos de revolvimento e enleiramento do café, o trator agrícola convencional não é adequado, por tratar-se de um veículo complexo,

grande e pesado, empregado para tracionar implementos e/ou fornecer potência para implementos que desenvolvem movimento rotativo. O microtrator, por sua vez, possui características específicas e, se bem explorado, pode-se constituir em uma alternativa viável por ser um veículo de menor porte, mais ágil e que pode ser empregado para minimizar o problema ocasionado pela escassez de mão-de-obra, promovendo a secagem mais rápida dos frutos.

O processamento do café deve ser iniciado imediatamente após a colheita, com a lavagem e separação dos frutos maduros e verdes dos frutos secos, sendo os maduros despulpados, eliminando-se a casca e parte da polpa. Posteriormente, a mucilagem é parcialmente ou totalmente retirada, evitando-se fermentações que possam prejudicar a qualidade, dando à bebida um sabor mais ou menos encorpado. Após esta etapa, o café é transportado para secagem em terreiros ou secadores (CARVALHO et al., 2003).

O processo de secagem mais utilizado no Brasil é realizado em terreiros, porém requer maior tempo de secagem e mais mão-de-obra, sobretudo na movimentação do produto (ANDRADE et al., 2001). Fazem parte da movimentação as operações de distribuição do café nos terreiros, o revolvimento, enleiramento e recolhimento do produto ao final do processo de secagem.

Segundo VIANA et al. (2003), a fase de secagem é determinante na qualidade final do produto, uma vez que o café processado deverá apresentar propriedades organolépticas adequadas, as quais estão diretamente relacionadas ao método de secagem, no qual o revolvimento é a principal operação. O revolvimento tem como função expor o produto à radiação solar, tornando mais efetiva a circulação do ar entre os grãos e a absorção da energia solar, evitando, portanto, o desenvolvimento de fungos e a fermentação, que depreciam a qualidade final do produto. O revolvimento e enleiramento são atividades executadas com auxílio de rodos movidos manualmente ou com a utilização de animais. Ambas as etapas exigem muito tempo, tornando a mão-de-obra onerosa, além de se constituírem em uma atividade desgastante para os trabalhadores (GRANDI, 1999).

O desenvolvimento da tecnologia de tratores elétricos para jardins ou movimentação de cargas e a expansão da eletrificação rural têm também viabilizado seu uso nas fazendas. São muitas as vantagens da utilização de máquinas elétricas, em comparação àquelas de combustão interna, tanto do ponto de vista ecológico como técnico. Um veículo elétrico alimentado por baterias pode ser considerado uma fonte portátil de energia. As baterias, além de acionarem o veículo, podem disponibilizar

energia para o uso em ferramentas e fornecer energia elétrica, em situações emergenciais, para iluminação e acionamento de aparelhos eletrodomésticos.

Entre as principais vantagens de um veículo elétrico, destacam-se a emissão zero de poluente, o baixo nível de ruído, e os reduzidos custos de operação e de manutenção, que é associada basicamente às baterias. Os motores elétricos são mais eficientes que máquinas de combustão interna, por oferecerem maior compatibilidade entre rotação do motor e a velocidade de trabalho, por reduzirem a necessidade de transmissão e o uso da embreagem e permitirem partida imediata (BOTTURA 1989). Entretanto, para o mercado brasileiro, deve-se considerar a indisponibilidade da energia elétrica em muitas propriedades, o que muitas vezes obriga o uso de motores de combustão interna.

Este trabalho foi conduzido com a finalidade de oferecer ao produtor brasileiro opções de motores para microtratores adequadas à sua realidade, estudando-se as adaptações de um microtrator agrícola, com diferentes tipos de motores, para uso no processo de revolvimento de café em terreno. O principal objetivo foi estudar três sistemas de propulsão: motor elétrico alimentado diretamente pela rede elétrica (MCA), motor elétrico alimentado por baterias (MCC) e motor à combustão interna (MCI). Um microtrator agrícola foi adaptado para realizar as atividades de revolvimento dos grãos de café em terreno. Os objetivos específicos neste trabalho foram:

- implementar e ensaiar três sistemas de acionamento de um microtrator, constituído de: um motor elétrico trifásico, um motor CC utilizando-se bateria e um motor de combustão interna;
- ensaiar um sistema de revolvimento de frutos de cafeeiro em terrenos de secagem;
- determinar a capacidade operacional dos microtratores.
- simular o comportamento dinâmico trativo dos microtratores agrícolas implementados e testá-lo experimentalmente.

Esta tese está dividida em três seções em formato de artigos. No primeiro artigo, são descritas a implementação e as caracterizações dimensionais e ponderais dos diferentes sistemas de propulsão em um microtrator a ser utilizado no revolvimento do café em terreno. No segundo artigo, constam a metodologia e os resultados da avaliação da capacidade trativa do microtrator implementado, a exigência de potência do revolvedor e a capacidade de campo. Finalmente, no terceiro artigo, são apresentados e discutidos os resultados da simulação do desempenho trativo do microtrator implementado, comparando os resultados simulados com aqueles obtidos experimentalmente.

# **IMPLEMENTAÇÃO E CARACTERIZAÇÕES DIMENSIONAIS E PONDERAIS DE UM MICROTRATOR ACIONADO COM DIFERENTES FONTES DE ENERGIA**

## **RESUMO**

Neste trabalho, estudou-se a implementação de fontes alternativas de energia para acionamento de um microtrator agrícola, a fim de se fornecer ao agricultor opções que melhor se adequem à sua realidade. Um mesmo chassi de um microtrator foi acionado, alternadamente, com um motor elétrico trifásico (MCA), um motor elétrico de corrente contínua (MCC) e com um motor de combustão interna (MCI). Determinou-se, para cada uma das fontes de acionamento, as características dimensionais (raio e espaço de giro), e ponderais (momento de inércia e centro de gravidade). O índice de relação raio de giro e espaço de giro apresentou valores considerados regulares, de acordo com as especificações para os tratores agrícolas fabricados no Brasil, o mesmo acontecendo com o índice de simetria do raio de giro. O tipo de fontes de energia dotado não interferiu na manobrabilidade dos microtratores; entretanto, quando se utilizou o sistema de corrente alternada, foi exigida atenção maior do operador com o cabo de alimentação. Comprovou-se experimentalmente que os microtratores implementados podem ser utilizados no revolvimento do café em terreiro, em razão de suas dimensões compatíveis com a área destinada à secagem do café.

**Palavras-chave:** baterias, corrente alternada, combustão interna, motores.

## **IMPLEMENTATION AND DIMENSIONAL AND PONDERAL CHARACTERIZATIONS OF A MICROTRACTOR OPERATING WITH DIFFERENT POWER SOURCES.**

### **ABSTRACT**

The implementation of alternative power sources for the operation of an agricultural microtractor were studied, in order to provide the farmer with options that would be better adapted to his reality. A same chassis of a microtractor was alternately operated with a three-phase electric engine (MCA), a direct-current electric engine (MCC, and an internal combustion engine (MCI). The dimensional characteristics (radius and space of gyration), and ponderal ones (inertia moment and gravity center) were determined for

each of the operating sources. The values shown by the relation index between the gyration ray and gyration space were considered as regular ones, according to specifications for the agricultural tractors manufactured in Brazil, as the same occurring in the symmetry index of the gyration ray. The adopted energy source did not interfere into the control of the microtractors. When using the alternating current system however, more attention on the feeding cable was required from the operator. It was experimentally proved that the implemented microtractors may be used in revolving the coffee cherries on the yard, because their dimensions are compatible with the area consigned to coffee drying.

**Keywords:** batteries, alternating current, internal combustion, engines.

## **INTRODUÇÃO**

Nas regiões onde há escassez de área cultivável e de mão-de-obra, verifica-se uma crescente preocupação em introduzir novas tecnologias aos sistemas de produção, visando a maximização da produtividade e o bom desempenho econômico, proporcionando qualidade de vida às pessoas envolvidas no processo.

SOUZA et al. (2004) afirmam que a colheita dos frutos no cafeeiro é a etapa da produção de café em que se emprega maior contingente de mão-de-obra, exigindo aproximadamente 50% do total anual de funcionários contratados, podendo atingir até 35% dos custos diretos da produção. Segundo esses autores, os pequenos cafeicultores enfrentam um problema ainda maior: os médios e grandes cafeicultores contratam os trabalhadores mais cedo, limitando o número de trabalhadores disponíveis na época da colheita.

O trator agrícola convencional não é adequado para a mecanização dos processos de revolvimento e enleiramento do café, em razão de suas dimensões e do custo operacional elevado. Por outro lado, o microtrator é um veículo mais simples, que possui características relevantes, como baixo peso, capacidade de tração e baixo consumo de combustível, além de exigir espaço reduzido para manobras e ser de fácil manutenção.

A aplicação do microtrator em trabalhos no terreiro de café envolve movimentação em uma área bastante limitada. Esta limitação possibilita a utilização de diferentes fontes de energia para o acionamento do microtrator, além do tradicional motor a combustão, oferecendo aos cafeicultores novas alternativas para melhoria das atividades realizadas na propriedade rural adaptadas à sua realidade. O microtrator é um veículo de menor porte, mais ágil e com capacidade para minimizar o problema da

escassez de mão-de-obra e contribuir para a secagem mais rápida dos grãos. Além disso, em muitos locais, os microtratores podem ser empregados para dar suporte aos diferentes sistemas de produção, principalmente em área com espaço restrito, como jardins, estufas, galpões, aviários, fábricas etc. (NAGASAKI et al., 1999).

Os microtratores geralmente são dotados de motores de combustão interna, que transformam a energia calorífica dos combustíveis ou carburantes em energia mecânica. O rendimento da energia química em energia mecânica desse tipo de motor varia entre 25 e 35%, sendo considerado um conversor de baixo rendimento energético (LILJEDAHN et al., 1989). Uma alternativa seria a utilização de microtratores movidos a energia elétrica. Segundo THORRESON et al. (1986), o Departamento de Energia dos Estados Unidos patrocinou estudos para determinar a viabilidade dos tratores à bateria, e os resultados das pesquisas, realizadas na Universidade Estadual Dakota do Sul, indicaram que o trator elétrico pode realizar tarefas nas fazendas com excelente eficiência. O Instituto de Engenharia Agrária da Universidade de Milão desenvolveu um motocultivador acionado por um motor elétrico para pequenas propriedades obtendo-se excelentes resultados, incluindo a minimização da vibração e do ruído da máquina (INNOVAZIONE, 1992).

JOHANSSON E AHMAN (2002) realizaram estudos sobre o uso de fontes alternativas de energia e concluíram que, entre os veículos estudados, todos aqueles com sistema de energia alternativa (elétrico, célula de combustível e elétricos híbridos) apresentaram custo energético e impacto ambiental inferiores aos de combustão interna, porém exigiram alto investimento para implantação.

Segundo BOTTURA et al. (1989), os motores para veículos elétricos podem ser de corrente contínua (CC) ou corrente alternada (CA). SUZUKI et al. (1995) estudaram e desenvolveram um sistema de baterias para veículos elétricos que proporcionaram baixa necessidade de manutenção e excelentes características.

A maioria das baterias de tecnologia avançada proporcionam desempenho, potência e tempo de vida útil significativamente maior que as baterias de chumbo ácido, no entanto, o alto custo inviabiliza sua utilização (BRAVO, 1993). Atualmente, o único tipo economicamente viável e disponível para aplicação em veículos elétricos consiste ainda nas baterias de chumbo ácido, que podem alcançar aproximadamente 750 ciclos de descarga e recarga, considerando-se ciclos de descarga profunda.

A bateria de chumbo ácido, segundo BOTTURA et al. (1989), é um sistema de uso universal e apresenta as seguintes vantagens: não está sujeita aos efeitos de deterioração química; a energia química se converte em energia elétrica e vice-versa, de

forma que o processo é reversível; baixo custo de seus componentes; baixa resistência interna; após várias centenas de ciclos de carga e descarga, possui grande capacidade de recuperação, mantendo seu desempenho constante mesmo após uma diversidade de variações de descarga e temperatura.

De acordo com BRAVO (1992), há várias formas de controle para um motor elétrico. Para um motor de corrente contínua, o processo é bastante simples, pois têm-se apenas duas tensões a serem controladas, a da bobina de campo e a do induzido. Em um motor de corrente alternada, no entanto, a complexidade é bem maior, pois é necessário controlar três tensões alternadas que variam em amplitude, frequência e fase, resultando em um sistema de controle multivariável, em que as variáveis de controle são a tensão e a frequência, enquanto o torque, a velocidade, o fluxo e a corrente no estator podem ser as variáveis controladas isoladamente ou relacionadas entre si. A partir da disponibilidade de uma fonte de tensão contínua ou alternada monofásica, transforma-se a tensão fornecida por esta fonte em outra forma de tensão alternada trifásica de frequências adequadas ao funcionamento do motor trifásico. O circuito capaz de fazer esta transformação é denominado inversor de frequência ou conversor estático CC/CA ou CA/CA, ou seja, que controla o fluxo de energia elétrica entre duas fontes, uma de tensão contínua ou tensão alternada em outra de tensão alternada monofásica ou trifásica.

Os motores para veículos elétricos podem ser de corrente contínua ou corrente alternada. O motor de corrente alternada possui algumas vantagens sobre o motor de corrente contínua: maior densidade de potência ( $\text{kW kg}^{-1}$ ); menor custo; pouca frequência de manutenção, uma vez que seu rotor é alimentado por indução magnética, dispensando os comutadores e as escovas utilizados nos motores CC. Entre os diversos tipos de motores elétricos, o motor de rotor do tipo gaiola de esquilo, por ser compacto, de construção simples, barato e bastante sólido, é dos mais difundidos e utilizados (BOTTURA et al., 1989).

A associação das características dos motores supracitadas com a utilidade dos microtratores resulta em um excelente sistema para o trabalho em terrenos de secagem de café.

Os objetivos neste trabalho foram implementar sistemas de acionamento de um microtrator, utilizando-se motor elétrico trifásico, bateria como fonte de alimentação do motor elétrico e motor de combustão interna, e determinar as características dimensionais e ponderais deste microtrator.

## MATERIAL E MÉTODOS

Este trabalho foi realizado no Laboratório de Mecanização Agrícola do Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa.

O microtrator é constituído pelos seguintes componentes básicos: motor, sistema de direção acoplado ao eixo dianteiro, sistema de transmissão, composto por caixa de redução acoplada no eixo traseiro e caixa de câmbio com três opções de marcha (duas de avanço e uma a ré), sistema diferencial, engate frontal para acoplagem dos acessórios de revolvimento, barra de tração na parte traseira e freio no rodado traseiro (Figura 1).

Nos experimentos, foram empregados, como sistemas de acionamento do microtrator, um motor estacionário de combustão interna, um motor elétrico de corrente contínua e um motor elétrico de corrente alternada.

O conjunto de transmissão é composto de vários elementos: correia tipo “V”, perfil B, polias, correntes, caixa de engrenagens, diferencial e semi-eixo. A primeira parte do sistema de transmissão é formada pelas polias e correias tipo “V”, que, além de reduzirem a velocidade, fazem o papel da embreagem. Este efeito é obtido pelo tensionamento das correias, acionadas por uma alavanca. A parte seguinte do sistema é composta por um conjunto de coroa, pinhão e corrente, que tem como função reduzir a velocidade e transmitir o movimento de rotação até a caixa de transmissão. A caixa de transmissão permite ao operador, usando uma alavanca, escolher três opções de movimento, sendo duas à frente e uma a ré. Ligado por uma corrente à caixa de transmissão, existe um diferencial, que faz a mudança no sentido de movimento aos dois semi-eixos traseiros, onde estão instalados os rodados de tração, que apresentam as seguintes relações de transmissão: para a 1<sup>a</sup> marcha, 23:1; para 2<sup>a</sup> marcha, 12,5:1; para a marcha a ré, 18,5:1.

Os pneus utilizados no microtrator no rodados dianteiros e traseiros foram do tipo diagonal com as dimensões 4-8 e 6-16, respectivamente.

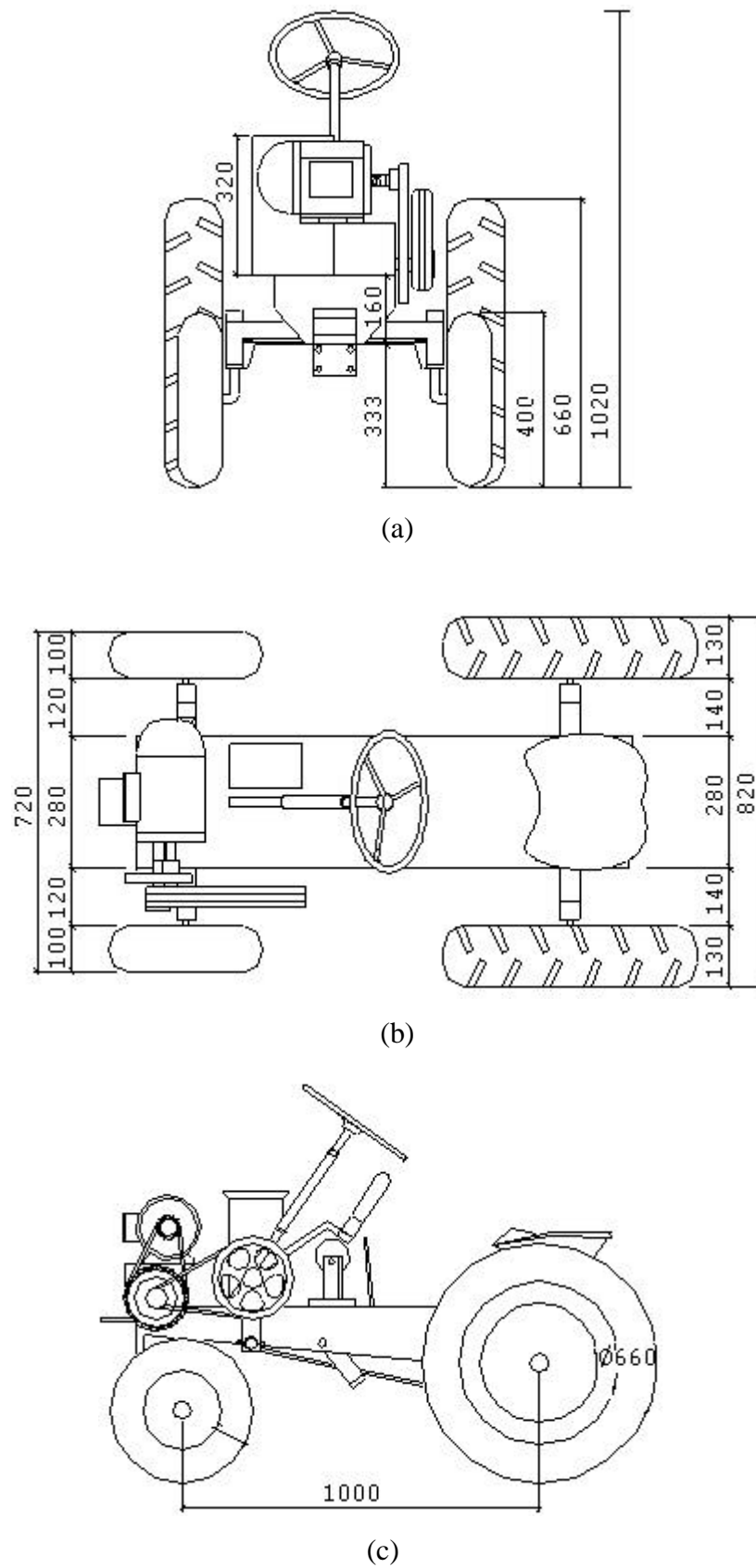


FIGURA 1 - Vistas frontal (a), superior (b) e lateral (c) do microtrator implementado (dimensões em mm).

São disponibilizados ao operador: assento, pedal para acionamento do freio das rodas traseiras, um comando de aceleração instalado junto à coluna de direção, uma alavanca de mudança de marchas e uma de acionamento da embreagem.

Para analisar as características ponderais e dimensionais do microtrator adaptado foram realizadas medidas em laboratório, utilizando-se células de cargas, cronômetro e régua métrica.

### **Microtrator acionado com motor de corrente alternada (Micro MCA)**

Inicialmente, adaptou-se ao chassi do microtrator um motor elétrico trifásico de corrente alternada com potência nominal de 2,25 kW a uma rotação de 3465 rpm. Esse motor foi alimentado por energia elétrica convencional, conduzida por cabos, conforme esquema da Figura 2 e 3.

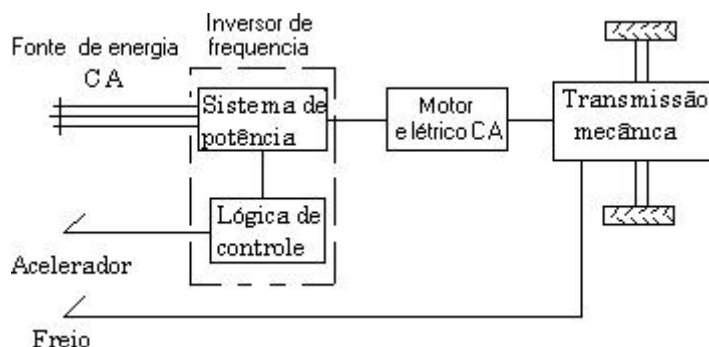


FIGURA 2 - Esquema do microtrator com motor elétrico alimentado pela rede elétrica.



FIGURA 3 - Motor elétrico CA instalado no microtrator MCA.

No modelo com motor CA, adotou-se o inversor de frequência com uma entrada alternada de 60 Hz trifásica ou monofásica e uma saída de tensão trifásica de frequência variável. O potenciômetro de 10.000 Ohms e potência de 0,25 Watts que funcionou como acelerador foi conectado a esse equipamento, utilizando-se os terminais de

entrada, variando a rotação do motor conforme sua posição. O inversor de frequência tem a possibilidade de reverter a rotação do motor por meio de um simples interruptor instalado em seu painel.

Um inversor de frequência PWM (Modulação por Largura de Pulso) permitiu o controle da frequência e da tensão na seção de saída. A tensão de saída têm uma amplitude constante e, por meio de chaveamento ou modulação por largura de pulso, a tensão média é controlada. Na alimentação do sistema, foi utilizado um cabo flexível, composto de três condutores de cobre com área da secção transversal de  $4 \text{ mm}^2$ , ligado a um disjuntor termomagnético de proteção.

### **Microtrator acionado com motor de corrente contínua (Micro MCC)**

Na adaptação do microtrator, utilizou-se um motor de corrente contínua. A energia necessária à movimentação do sistema era armazenada nas baterias de chumbo ácido que acompanham o protótipo conforme Figuras 4 e 5. O motor converteu a energia elétrica em energia mecânica, que foi usada para movimentar o veículo. Entre a bateria e o motor, foi instalada uma unidade de controle. Para o controle do motor de corrente CC, adotou-se o modelo de processamento de potência do tipo recortadores, uma vez que a entrada e também a saída, eram de tensão contínua. Trata-se de uma unidade sofisticada e que desempenha várias funções, porém, a mais importante função deste controlador é regular a quantidade de energia que fluirá das baterias para o motor, dependendo da intensidade de acionamento do acelerador pelo motorista. Outro componente essencial do sistema é o carregador, que converte a energia elétrica alternada em contínua para recarregar as baterias do veículo. Muitos veículos elétricos têm os carregadores integrados diretamente às unidades de controle, reduzindo, assim, o número de componentes. Os carregadores individuais estão disponíveis em uma vasta gama de tamanhos.

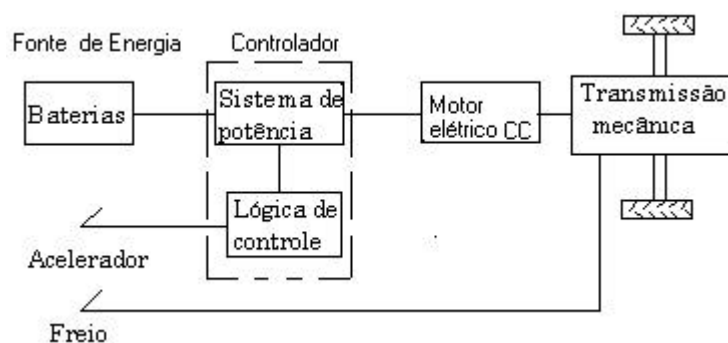


FIGURA 4 - Esquema do microtrator com motor elétrico alimentado por baterias.



FIGURA 5 - Motor elétrico CC instalado no microtrator MCC.

As baterias utilizadas foram do tipo chumbo ácido convencionais, usualmente utilizadas para alimentação da parte elétrica de veículos convencionais. A quantidade de baterias foi determinada pela relação entre voltagem e peso, ou seja, voltagem necessária para o acionamento do sistema e um peso total de baterias que não compromettesse a estrutura do microtrator.

Na adaptação do microtrator, utilizou-se um motor elétrico de corrente contínua (CC), alimentado por uma tensão de 36 Volts e uma corrente máxima de 100 Ampères. Esta montagem usou como fonte de energia um conjunto de três baterias de 195 Ah, ligadas em série, obtendo-se assim, uma tensão de 36 V (Figura 6). Um controlador eletrônico acionava o motor, conforme solicitação do operador, liberando mais ou menos energia das baterias. No controlador, existem dois terminais onde foi conectado um potenciômetro. No eixo do potenciômetro, foi instalada uma alavanca que funcionou como acelerador. Uma chave da reversão de rotação do motor, também, estava disponível nesta montagem, permitindo mudar o sentido de deslocamento do microtrator, sem acionar a alavanca da caixa de transmissão.

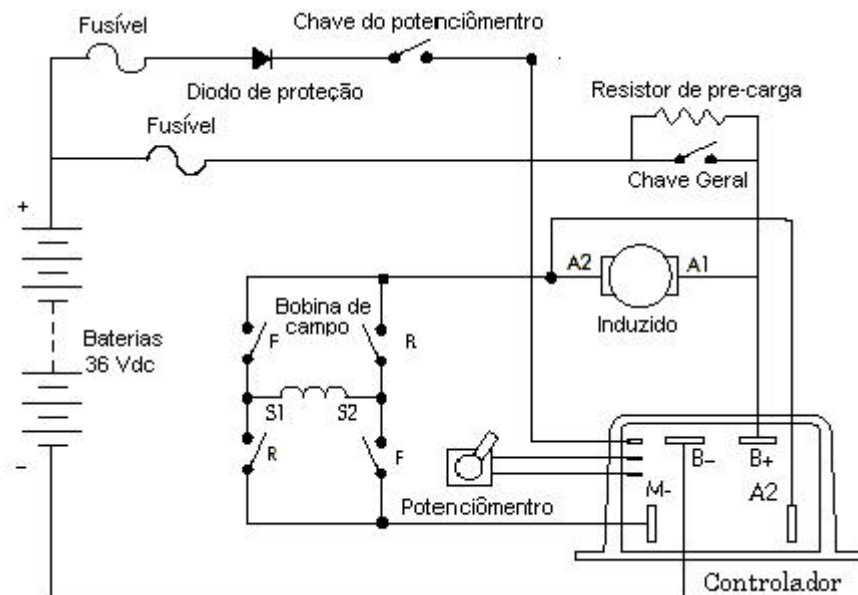


FIGURA 6 - Esquema elétrico do microtrator alimentado por baterias.

O princípio de funcionamento deste controlador é baseado em um tipo de controle que usa o sistema PWM, também chamado "chopping", que consiste em ligar e desligar a voltagem de alimentação muito rapidamente, para controlar a potência enviada até o motor e, conseqüentemente, sua velocidade. Os controladores geralmente utilizam alta freqüência PWM-15 kHz, que permite uma operação eficiente e silenciosa. Este tipo de controlador tem ainda como característica os circuitos de proteção interna, destacando-se a compensação de temperatura, a proteção térmica, a proteção de falha no sistema do acelerador e a proteção de baixa voltagem.

### **Microtrator acionado com motor de combustão interna ciclo Otto (Micro MCI)**

Outro sistema ensaiado foi o de propulsão, empregando-se motor à combustão interna Figuras 7 e 8. Para isto, foi utilizado um motor de ciclo "Otto", dois tempos à gasolina, mono cilíndrico, com as seguintes características: diâmetro do pistão 52 mm, curso do pistão de 50 mm, cilindrada igual a 106 cm<sup>3</sup>, volume da câmara de combustão de 16,0 cm<sup>3</sup>, taxa de compressão 7,6:1 e potência nominal de 2,62 kW a 4000 rpm. A lubrificação do motor foi feita com óleo lubrificante misturado ao combustível na proporção de 1 para 30. O reservatório de combustível tem capacidade de 2,2 litros. O sistema de partida do motor é formado por uma chave geral e um cordão retrátil, que, ao ser puxado, inicia seu funcionamento. Por meio de um acelerador, o operador aciona um sistema mecânico de regulação automático da rotação, mantendo constante a rotação escolhida.

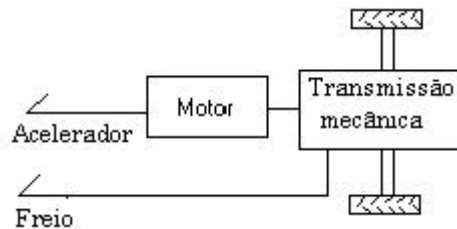


FIGURA 7 - Esquema do microtrator com motor de combustão interna.



FIGURA 8 - Motor ciclo Otto instalado no microtrator MCI

### **Determinação das características dimensionais e ponderais do microtrator**

A caracterização dimensional é a designação genérica dada ao capítulo de uma metodologia de ensaio que trata, especificamente, das dimensões lineares, de superfície, volumétrica e angulares que caracterizam o espécime e tem influência direta ou indireta sobre seu comportamento, enquanto a caracterização ponderal trata especificamente das medidas relativas ao peso do espécime considerado. Foram determinadas as características dimensionais e ponderais dos microtratores, em laboratório, realizando-se os ensaios de raio e espaço de giro, centro de gravidade e momento de inércia.

### **Raio e espaço de giro**

O ensaio para determinação do raio e espaço de giro dos tratores foi feito de acordo com NBR 12566 (ABNT, 1992). Para medição do raio de giro, a direção do microtrator foi totalmente esterçada à direita ou à esquerda. O raio de giro é o menor círculo descrito por um ponto de intersecção do plano vertical médio que passa pela roda mais externa do microtrator. O espaço de giro atende os mesmos conceitos do raio de giro, porém considerando o raio do ponto mais externo do conjunto trator e implementos. O parâmetro associado ao raio e ao espaço de giro é o índice de relação raio e espaço de giro (IRE) estimado pela Equação 1, conforme MIALHE (1996).

$$IRE = \left( \frac{EGE + EGD}{2(RGE + RGD)} - 1 \right) 100 \quad (1)$$

em que:

$IRE$  = índice de relação raio e espaço de giro, %;

$EGE$  = espaço de giro à esquerda, m;

$EGD$  = espaço de giro à direita, m;

$RGE$  = raio do espaço de giro à esquerda, m;

$RGD$  = raio do espaço de giro à direita, m.

Outro aspecto importante é o fato de o microtrator poder apresentar as mesmas características de manobrabilidade tanto em giros à esquerda como à direita. Assim, é necessário definir um número que quantifique o caráter de simetria do raio de giro em ambos os sentidos de giro. O índice de simetria do raio de giro ( $IS_{rg}$ ) pode ser determinado por meio da Equação 2, conforme MIALHE (1996).

$$IS_{rg} = \frac{RGE - RGD}{RGE + RGD} * 100 \quad (2)$$

em que:

$IS_{rg}$  = índice de simetria do raio de giro (%);

$RGD$  = raio de giro à esquerda, m;

$RGE$  = raio de giro à direita, m.

Outras características importantes são as dimensões externas dos microtratores, que definem, entre outros fatores, a geometria para alojamento do equipamento quando fora de serviço. Estas dimensões caracterizam formas geométricas como largura, comprimento, altura, espaço ocupado, área frontal, volume ocupado, índice de largura ( $I_l$ ), índice de altura ( $I_h$ ) e índice de forma ( $I_f$ ) (BEKKER, 1962).

O índice de largura relaciona largura do microtrator com seu comprimento, sendo determinado por meio da Equação 3.

$$I_l = \frac{L}{C} \quad (3)$$

em que:

$I_l$  = índice de largura;

$L$  = largura do microtrator, m;

$C$  = comprimento do micro trator, m.

O índice de altura relaciona altura do microtrator com seu comprimento, de acordo com a Equação 4.

$$Ih = \frac{H}{C} \quad (4)$$

em que:

$Ih$  = índice de altura;

$H$  = altura do microtrator, m;

$C$  = comprimento do micro trator, m.

O índice de forma foi determinado em função da área frontal do microtrator e do seu comprimento, conforme a Equação 5.

$$If = \frac{A}{C} \quad (5)$$

em que;

$If$  = índice de forma;

$A$  = área frontal do microtrator, m<sup>2</sup>;

$C$  = comprimento do microtrator, m.

### **Centro de gravidade (CG) do microtrator**

O centro de gravidade, centro de massa ou baricentro de uma máquina é definido como o ponto no qual atua a resultante do sistema de forças gravitacionais que agem sobre a máquina, ou força peso.

Segundo MIALHE (1996), conhecendo-se a localização do CG, explicitada por suas cotas num triedro de referência, e o peso da máquina/implemento, pode-se determinar analiticamente as reações dos apoios e, conseqüentemente, as condições de estabilidade estática, conforme Figura 9.

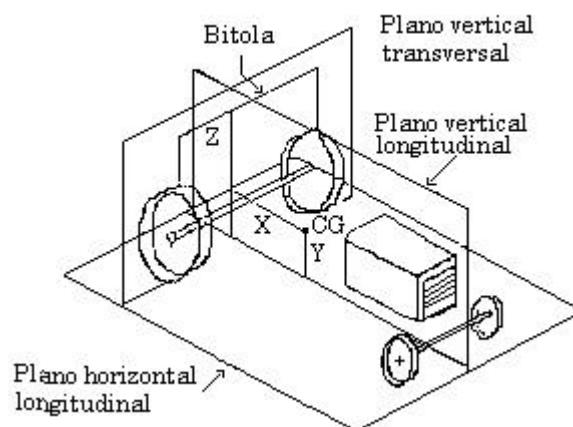


FIGURA 9 - Localização do CG em relação aos planos ortogonais.  
Fonte: MIALHE (1980)

Os textos normativos relativos às caracterizações ponderal e dimensional definem, precisamente, a forma de se medir e de expressar a posição do CG, considerando-se as seguintes cotas:

*Cota vertical (y)*-distância do CG ao plano horizontal de apoio sustentação, denominado plano I;

*Cota horizontal longitudinal (x)*-distância do CG ao plano vertical transversal, denominado plano III;

*Cota horizontal transversal (z)*-distância do CG ao plano vertical longitudinal, denominado plano II.

Para a determinação do centro de gravidade, foram utilizados o método das pesagens que consiste no cálculo do peso que atua em cada roda do microtrator, e as equações de 6 e 8 (MIALHE, 1980).

### **Cálculo da distância do eixo traseiro até o CG (X)**

No cálculo da distância, considera-se o somatório dos momentos na direção do eixo X igual a zero, de acordo com a Equação 6.

$$X_2 = \frac{W_d d}{W} \quad (6)$$

em que:

$W_d$  = peso no eixo dianteiro, kgf;

$W$  = peso total do micro trator, kgf;

$d$  = distância entre eixos, m.

### **Cálculo da distância da lateral direita até o CG (Z)**

O procedimento para a determinação da distância é feito considerando-se o somatório dos momentos na direção Z e igual a zero, de acordo com a Equação 7 (LIMA, 2004).

$$Z = \frac{b(W_e - W_d)}{2W} \quad (7)$$

em que:

$W_e$  = peso total do lado esquerdo, kgf;

$W_d$  = peso total do lado direito, kgf;

$W$  = peso total do microtrator, kgf;

$b$  = bitola do microtrator, m.

### **Cálculo da coordenada Y**

Após as devidas transformações e simplificações, realizou-se a determinação da coordenada Y por meio da Equação 8.

$$Y = d_1 + \frac{X_2 - \left( \frac{X'_2}{\cos b_1} \right)}{\operatorname{tg} b_1} \quad (8)$$

em que;

$Y$  = distância do solo até CG, m;

$d_1$  = altura do eixo traseiro, m;

$X_2$  = distância do eixo traseiro até CG, m;

$X'_2$  = projeção na horizontal do CG m;

$b_1$  = ângulo de elevação, graus.

Para a realização do cálculo da coordenada (Y), foi necessária a montagem do esquema conforme Figura 10.

O microtrator foi suspenso a 30 mm do nível do solo, empregando-se um sistema de cordas de uma ponte rolante, determinando-se o peso no sistema dianteiro utilizando-se célula de carga da marca Omega modelo “S” com capacidade de 560 kg. Foi medida também a distância entre eixos projetada no nível do solo.

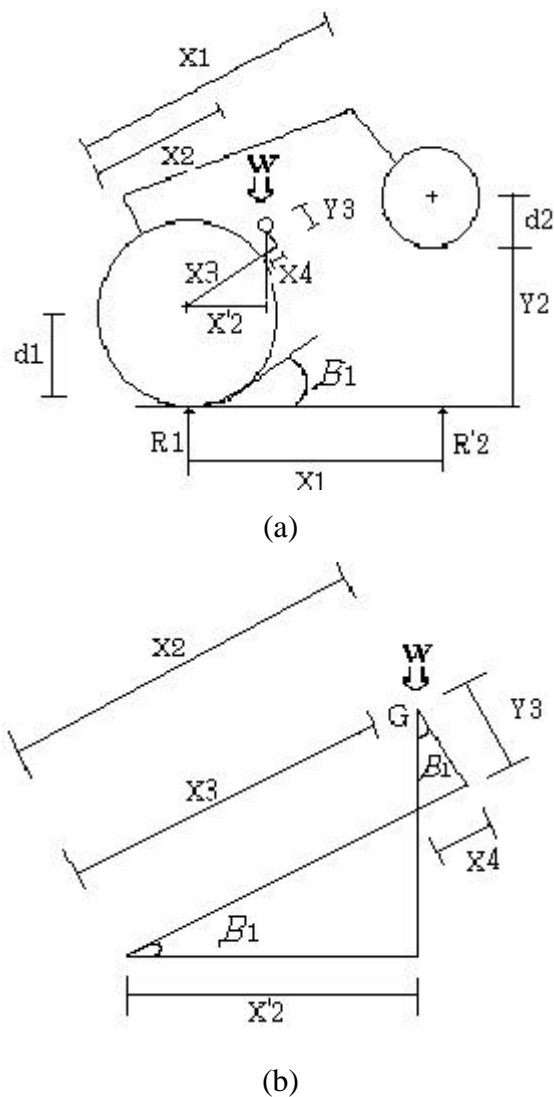


FIGURA 10 - Montagem para a determinação da coordenada Y.

### **Momento de inércia translacional**

Trata-se da medida da inércia de um sistema, ou seja, da resistência que ele oferece ao ser posto em movimento ou, se já em movimento, a resistência oferecida ao se alterar seu estado de movimento. É uma característica tipicamente dinâmica, representada pelo produto  $r^2\Delta m$ , em que  $\Delta m$  é um elemento de massa localizado a uma distância  $r$  do eixo, em torno do qual o sistema pode girar livremente (BEER et al., 1989).

A determinação do momento de inércia foi feita pelo método do pêndulo, conforme GOERING et al. (2003). O microtrator foi suspenso por uma corda, empregando-se um talha montada em uma ponte rolante disponibilizada pelo Laboratório de Mecanização Agrícola do Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa, e manteve-se elevado 200 mm do piso. O sistema foi

posto a oscilar e o período de oscilação foi registrado com auxílio de um cronômetro digital.

O cálculo do momento de inércia foi determinado pela Equação 9.

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{I_o}{WR_o}} \quad (9)$$

em que:

$T$  = período de oscilação, s;

$W$  = peso do microtrator, N;

$R_o$  = distância do ponto de fixação até o centro de gravidade do trator, m;

$I_o$  = momento de inércia do trator em relação ao ponto de oscilação,  $\text{kg m}^2$ .

Por meio da Equação 11, foi determinado o momento de inércia do trator em relação ao ponto de apoio de oscilação. Como o interesse foi conhecer o momento de inércia relativo ao centro de gravidade do trator, utilizou-se a seguinte expressão para o cálculo.

$$I_t = I_o - m_t R_o^2 \quad (10)$$

em que:

$I_t$  = momento de inércia do trator em relação ao seu centro de gravidade,  $\text{kg m}^2$ ;

$m_t$  = massa do trator, kg;

$R_o$  = distância do ponto de fixação até o centro de gravidade do trator, m.

## RESULTADOS E DISCUSSÃO

Na Figura 11 são apresentados os microtratores adaptados, utilizados nos ensaios e na modelagem. A determinação das características dimensionais e ponderais realizadas no laboratório foi feita utilizando-se os microtratores implementados.



(a)



(b)



(c)

FIGURA 11 - Microtrator implementado com o revolvedor e com os motores CA (a), CC (b) e CI (c).

### **Raio de giro**

Na medição do raio de giro à esquerda e do raio do espaço de giro à esquerda os valores encontrados foram 2,60 m e 2,80 m, respectivamente. O raio de giro e o raio do espaço de giro à direita encontrados foram de 2,65 m e 2,83 m, respectivamente.

O índice de relação raio de giro e espaço de giro (IRE%) foi calculado e seu valor foi de 7,23%, que, é um valor regular em comparação com ao de tratores agrícolas fabricados no Brasil. O índice de simetria do raio de giro ( $IS_{rg}\%$ ) calculado foi de 0,66%, que pode ser considerado um índice bom (MIALHE, 1996).

No Quadro 1 encontram-se as dimensões externas das diferentes adaptações dos microtratores. Os parâmetros especificados caracterizam a configuração geométrica e os índices relacionados à forma do microtrator.

A caracterização do tamanho do microtrator define, entre outras, a geometria necessária para alojar o equipamento, quando fora de serviço. O microtrator ensaiado apresenta grandes possibilidades de utilização em estruturas de espaço reduzido como estufas, galpões e aviários, por apresentar dimensões bastante compatíveis com estas estruturas.

O MCC apresentou dimensões maiores que os demais microtratores, em virtude do posicionamento das baterias no chassi.

Quadro1 - Características dimensionais dos microtratores

Características	Unidade	Microtrator		
		MCA	MCC	MCI
Largura (L)	mm	90	1100	900
Altura (H)	mm	1020	1020	1020
Comprimento (C)	mm	1550	1650	1550
Área ocupada estacionado	m <sup>2</sup>	1,39	1,81	1,39
Área frontal (A)	m <sup>2</sup>	0,92	1,12	0,92
Volume ocupado(V)	m <sup>3</sup>	1,42	1,85	1,42
Índice de largura (Il)	-	0,58	0,66	0,58
Índice de altura (Ih)	-	0,65	0,61	0,65
Índice de forma	-	0,59	0,67	0,59

Outras características importantes nesse tipo de microtrator são suas dimensões relacionadas à bitola e ao vão livre, cujos valores encontram-se no Quadro 2.

Quadro 2 - Bitola e vão livres dos microtratores

Características	Dimensão (mm)
Bitola dianteira	660
Bitola traseira	690
Vão livre horizontal	560
Vão livre Vertical	200
Altura da barra de tração	280

O microtrator apresentou um vão livre vertical equivalente a 200 mm, o que permite sua utilização no trabalho de revolvimento de café em terreiro, uma vez que a espessura máxima recomendada da camada de café não atinge este valor, permitindo, então, o perfeito deslocamento do microtrator.

A bitola apresentada permitiu a colocação dos revolvedores distanciados a 690 mm, permitindo vão livre entre uma leira e outra de aproximadamente 345 mm, espaço suficiente para o deslocamento do microtrator sem provocar danos aos grãos.

As dimensões foram iguais para todos os microtratores, uma vez que o chassi utilizado na implementação foi o mesmo.

### **Centro de gravidade (CG) do microtrator**

Constam no Quadro 3 as características dos microtratores.

Quadro 3 - Características ponderais dos microtratores

Características	Microtrator			
	Und.	MCA	MCC	MCI
Massa sobre o eixo dianteiro	kg	69,86	55,11	66,70
Massa sobre o eixo motriz	kg	84,67	235,81	79,00
Massa do lado direito	kg	76,65	139,14	71,84
Massa do lado esquerdo	kg	77,85	151,78	73,86
Massa na roda dianteira direita	kg	34,29	27,88	33,35
Massa na roda dianteira esquerda	kg	35,54	27,23	33,35
Massa na roda traseira direita	kg	42,36	111,26	38,49
Massa na roda traseira esquerda	kg	42,31	124,55	40,51
Massa total do micro trator	kg	154,53	290,92	145,70

Parte dos dados foi utilizada na simulação do comportamento trativo dos microtratores trabalhando em pista de concreto.

O centro de gravidade sofreu influência do tipo de motor empregado, conforme apresentado no Quadro 4.

Quadro 4 - Características ponderais dos microtratores

Características	Microtrator			
	Und.	MCA	MCC	MCI
Coordenada X	mm	452	189	457
Coordenada Z	mm	2,68	14,98	4,78
Coordenada Y	mm	446	660	500
Momento de inércia	kgm <sup>2</sup>	880,40	980,45	851,36

A diferença significativa maior foi observada para altura do centro de gravidade representada pela coordenada y atingindo valores de 660 para o MCC, 500 para o MCI e 440 mm para o MCA, em razão da incorporação das baterias no modelo MCC.

O momento de inércia apresentou os valores de 880,40; 851,36; e 851,36 kgm<sup>2</sup>, para os microtratores MCA, MCC e MCI, respectivamente.

Considerando-se que o momento de inércia implica diretamente em mudança de velocidade, observa-se que o MCC exige mais potência para colocá-lo em movimento ou alterar sua velocidade. O momento de inércia maior é benéfico, de modo que, para vencer pequenos obstáculos o microtrator não altera significativamente sua velocidade de deslocamento, tornando-a mais uniforme na execução da tarefa.

### **CONCLUSÕES**

Os microtratores implementados apresentaram características compatíveis com sua utilização no revolvimento de café em terreiro, apresentando uma bitola de 660 mm.

O índice de relação raio de giro e espaço de giro, e o índice de simetria do raio de giro apresentaram valores 7,23 e 0,66%, respectivamente, considerados regulares, de acordo com as especificações para os tratores agrícolas fabricados no Brasil.

O tipo de fonte de energia adotado não interferiu na manobrabilidade dos microtratores.

O MCC foi o que apresentou maiores alterações nas medidas dimensionais e ponderais, com volume ocupado de 1,85 m<sup>3</sup> e massa total de 290,92 kg.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – ABNT. **Norma NBR – 12566**: Trator Agrícola – Determinação do Raio de giro e espaço de giro – Método de ensaio: Rio de Janeiro, 1992.
- BEER, F.P.; JOHNSTON, E.R. **Mecânica vetorial para engenheiro**: São Paulo: McGraw-Hill. 1989, v.2, 545p.
- BEKKER, M.G. **Theory of Land Locomotion**. Ann Arbor: The University of Michigan Press, 1962. 522p.
- BOTTURA, C.P.; BARRETO, G. **Veículos Elétricos**. Editora da UNICAMP, p.40-41, 1989.
- BRAVO, V. **Projeto de inversor por fonte de tensão para motores trifásicos de indução tipo gaiola de esquilo**. Tese de mestrado. Faculdade de Engenharia Elétrica, Universidade Estadual de Campinas, 1993. 143p.
- GOERING, C.E.; STONE, M.L.; SMITH, D.W.; TURNQUIST, P.K. **Off-Road Vehicle Engineering Principles**. St. Joseph: ASAE Publication, 2003. 474p.
- INNOVAZIONE, M&Maima. **Motocoltivatori Elettrici per Colture Protette**. Istituto di Ingegneria Agraria dell'Università degli Studi di Milano - BCS Spa/Abbiategrasso (MI). n.1, p. 65-67,1992.
- JOHANSSON, B.; AHMAN, M.A. **Comparison of Technologies for Carbon-Neutral Passenger Transport**. Transportation Research Part, p. 175-196, 2002
- LILJEDAHN, J.B.; TURNQUIST, P.K.; SMITH, D.W. et al. **Tractors and their Power Units**. Fourth Edition. An AVI book. 1989. 463p.
- MIALHE, L.G. **Máquinas Motoras na Agricultura**. Piracicaba, SP: Fundação de Estudos Agrários Luiz de Queiroz, 1980. 360p.
- LIMA, J.S.S. et al. **Estimativa das estabilidades longitudinal e transversal de tratores florestais utilizados na colheita de madeira**. Revista Árvore, n.6. Viçosa-MG, p. 839-844, 2004.
- MIALHE, L.G. **Máquinas Agrícola Ensaio & Certificação**. Piracicaba, SP: Fundação de Estudos Agrários Luiz de Queiroz, 1996. 722p.

- NAGASAKI, Y.; NONAKA, M.; KAWASHIMA, H. **Development Of Electric Motor-Driven Monorail Systems For Agrochemical Application In Sloping Greenhouses**. St. Joseph: ASAE, 1999. 9p. Paper No. 994169.
- SCHNITZER, V. CIGR. **Hand Book of Agricultural Engineering. Energy & Biomass Engineering**. ASAE. v.5, p.123-136, 1999.
- SHUKLA, A.K.; ARICO A.S.; ANTONUCCI, V. **An Appraisal Of Electric Automobile Power Sources**. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v.5, p.137-155, 2001.
- SOUZA, C.M.A. **Desenvolvimento e modelagem de sistemas de derriça e de abanação de frutos do cafeeiro**. Viçosa: UFV, 2004, 123p. (Tese de Doutorado).
- SUZUKI, K.; NISHIDA, K.; TSUBOTA, M. **Valve-Regulated Lead/Acid Batteries For Electric Vehicles: Present And Future**. *Journal of Power Sources*, V59, p.171-175, 1995.
- THORESON, B.P.; ALCOCK, R; CHRISTIANSON, L. **Electric Choremaster I: Test procedures and results**. *Transactions of the ASAE*, v. 29 (5), p.1259-1265, 1986.

## **DESEMPENHO DE UM MICROTRATOR UTILIZANDO-SE MOTORES COM DIFERENTES ALTERNATIVAS ENEGÉTICAS**

### **RESUMO**

Na agricultura moderna, o ensaio de máquinas agrícolas de tração é uma necessidade real que possibilita a otimização do desempenho dos equipamentos enquanto fonte de potência. Neste trabalho, avaliou-se o desempenho de um microtrator utilizado na cafeicultura implementado com três diferentes tipos de acionamento. Os ensaios do microtrator implementado com cada um dos motores permitiram a determinação da força de tração máxima, da velocidade de deslocamento, do consumo de energia, da patinagem dos rodados, do nível de ruído, do esforço de tração exigido pelo sistema de revolvimento e da capacidade de campo. Verificou-se também que a força e a potência produzidas pelos microtratores na barra de tração e o coeficiente de tração se elevaram até aproximadamente 15% de patinagem. O maior valor da capacidade de campo efetiva foi apresentado pelo microtrator acionado com motor de corrente alternada. O microtrator com motor a combustão interna apresentou os maiores níveis de ruído. A força máxima requerida pelo revolvedor foi de 102,2 N para uma camada de café de 100 mm com 56% de teor de água dos frutos para uma velocidade de deslocamento de 4 km h<sup>-1</sup>.

**Palavras-chave:** energia, motores, terreiro de café.

## **A MICROTRACTOR PERFORMANCE WITH THE USE OF ENGINES PROVIDED WITH DIFFERENT ENERGETIC ALTERNATIVES**

### **ABSTRACT**

In the modern agriculture, the assay of agricultural traction machines is a real need that makes possible the optimization of the equipment performances while potency source. In this study, the performance of a microtractor used in coffee growing and implemented with three different operational types was evaluated. The assays of the microtractor implemented with each one of the engines allowed for the following determinations: the maximum tractive force; displacement speed; energy consumption; wheel skiddings; noise level; traction effort demanded by the revolving system; and field capacity. It was also verified that the force and the potency produced by the microtractors in the traction bar, as well as the traction coefficient rose up to

approximately 15% skidding. The highest value of the effective field capacity was shown by the microtractor operated with alternating current engine. The microtractor with internal-combustion engine showed the highest noise levels. The maximum force required by the revolver was 102.2 N for a 100-mm coffee layer with 56% water content in the cherries at the displacement speed of 4 km h<sup>-1</sup>.

**Keywords:** energy, engines, coffee yard.

## **INTRODUÇÃO**

Nos últimos cinco anos, a produção brasileira de café beneficiado ficou entre 31 e 48,5 milhões de sacas (BRASIL, 2004), fazendo do Brasil o maior produtor mundial de café.

A cultura gera aproximadamente 1 milhão de empregos diretos e 3 milhões de empregos indiretos. A área cultivada alcança 2.1 milhões de hectares, com 5,1 bilhões de pés de café. No Brasil, o café é responsável ainda por 1.700 indústrias ligadas ao processamento do fruto, que dão origem a aproximadamente 2.000 marcas de café, torrado ou moído, a 144 empresas exportadoras e cooperativas, que geram US\$ 5 bilhões em receita anual (EMBRAPA, 2001). Estes números comprovam que o café é de fato, uma importante fonte de riqueza para o país e, conseqüentemente, demonstram também a importância de pesquisas que permitam melhorar sua qualidade e produtividade no Brasil.

O café é um produto agrícola cujo preço se baseia em parâmetros qualitativos que determinam seu valor de acordo com a qualidade. As perdas econômicas resultantes da má produção do café podem variar de 10 a 20% quanto ao aspecto do produto e em até 40% em função da bebida, tornando-se o principal problema enfrentado pelos cafeicultores brasileiros (FILGUEIRAS, 2000). As melhorias nas condições de secagem provocadas pelo revolvimento evitam as fermentações indesejáveis decorrentes do aumento de temperatura, que podem danificar a qualidade dos frutos.

Um dos aspectos de maior relevância na secagem em terreiros consiste na movimentação dos frutos. Inicialmente, o café é transportado do lavador e depois distribuído no terreiro, utilizando-se, para o transporte, um carrinho com abertura no

fundo, que permite ao operador regular a distribuição dos frutos em camadas uniformes por todo o terreiro.

Uma vez distribuído no terreiro, o café deve ser revolvido constantemente e, segundo VILELA (1997), a partir da meia-seca, ou seja, quando atinge o teor de água inferior a 30% b.u., o produto deverá ser amontoado no período da tarde e coberto, para que uniformize a umidade. Além disso, esta operação tem como objetivo proteger o café da condensação de umidade e das chuvas.

Visando aprimorar o sistema de revolvimento do café em terreiro, BARROS et al. (2000) adaptaram um dispositivo “limpa trilhos” na parte dianteira de um microtrator, para a retirada do café no local de passagens dos pneus, possibilitando ao microtrator trafegar sobre o piso limpo sem danificar os frutos. Os autores concluíram que o dispositivo chamado “limpa trilhos”, simples e barato, melhora o desempenho operacional do microtrator no trabalho do revolver o café em terreiro, proporcionando economia e redução do descascamento dos frutos, decorrente de seu esmagamento pelos pneus.

Segundo MOLIN et al.(2002) o ensaio de máquinas agrícolas de tração é uma necessidade real que possibilita a ponderação sobre o desempenho do equipamento como fonte de potência.

Entre os ensaios recomendados, constam a determinação das características técnicas e de desempenho, o desempenho na barra de tração, a determinação do raio de giro, do espaço de giro, do centro de gravidade e das características ponderais, a medição do nível de ruído e outros que não foram realizados neste trabalho pelo fato de o microtrator não apresentar as funções de tomada de potência e sistema hidráulico.

A avaliação do desempenho de uma máquina agrícola é o ato de apreciar qualiquantitativamente seu trabalho durante a execução das operações agrícolas para as quais foi projetada e construída (MIALHE,1996).

Define-se o desempenho operacional de uma máquina agrícola como o conjunto de parâmetros que determinam seus atributos quando executa operações sob determinadas condições de trabalho. Esses parâmetros podem estar associados a características operacionais, como a quantidade de trabalho e as características dinâmicas, relativas à potência requerida e à velocidade em que o trabalho é executado. As características de manejo envolvem as regulagens, os reparos e a manutenções das máquinas. A avaliação das características operacionais, no caso dos tratores e implementos agrícolas, é feita pela capacidade de campo, que pode ser teórica, efetiva ou operacional (BALASTEREIRE, 2000).

Segundo MANTOVANI et al. (1999), quando os testes de campo são realizados sem a utilização de instrumentação eletrônica, a quantidade de área demandada para sua realização e para avaliação de desempenho dos equipamentos é muito grande, o que dificulta a obtenção dos dados e exige a realização de muitas repetições. Atualmente, com a disponibilidade de instrumentação eletrônica de custo razoável, montada no trator ou em implementos, pode-se realizar a aquisição automática dos dados, propiciando maior facilidade na realização dos testes, com a obtenção de dados mais precisos medidos no campo e, conseqüentemente, com melhorias na qualidade dos testes de campo. A utilização de instrumentação eletrônica para testes de desempenho de máquinas agrícolas em campo requer calibrações constantes, em laboratórios, de todos os sensores utilizados na cadeia de medições, com o propósito de se garantir a precisão da medida.

Outro fator importante a ser avaliado é o nível de ruído. ROBIN (1988) e DEWANGAN et al.(2005) afirmam que a exposição do tratorista a ruídos, vibrações, calor e esforço físico o torna mais susceptível a acidentes e a problemas de saúde. A Norma NB 95 (ABNT, 1987) estabelece a máxima intensidade de ruído que ainda oferece um mínimo de conforto aos trabalhadores em um ambiente. O máximo estabelecido é de 85 dB para uma exposição de oito horas/dia. Exposição acima desse limite, além de perturbar qualquer atividade, pode, durante um período não muito longo, causar sérios danos à audição do trabalhador. Para ruído contínuo ou intermitente, a NR 15 (CLT,1978), aprovada pela portaria nº 3214 (8 de junho de 1978), estabelece que não é permitida a exposição a níveis acima de 115 dBA para indivíduos que não estejam adequadamente protegidos.

No trabalho realizado por FERNANDES (1991), foram efetuadas leituras do nível de ruído nos ouvidos direito e esquerdo do tratorista, sendo encontradas diferenças significativas nesse caso. ZAMBERLAN et al. (1988) concluíram que, de maneira geral, os tratores apresentam níveis de ruído muito acima dos limites de conforto estabelecidos pela Norma NB-95 (ABNT, 1987), como também acima do limite de 85 dBA para 8 horas de exposição diária, estabelecido pela NR 15 (CLT, 1978). Nos ensaios comparativos, o autor ressaltou que o nível de ruído é maior para marchas mais longas, que para marchas mais reduzidas, indicando que o nível de ruído é relativamente proporcional à rotação do motor.

É de extrema importância conhecer as características e o desempenho das máquinas, visando o uso de forma racional e com melhor eficiência, além do auxílio nas decisões em projetos. Neste trabalho, objetivou-se avaliar o desempenho de um

microtrator utilizando-se motores com diferentes alternativas de energia para ser utilizado na cafeicultura.

## **MATERIAL E MÉTODOS**

Este trabalho foi realizado no Laboratório de Mecanização Agrícola do Departamento de Engenharia Agrícola (DEA) e na Unidade de Beneficiamento de Café, ambos pertencentes à Universidade Federal de Viçosa (UFV) e na fazenda São João, localizada no município de Texeiras-MG.

O microtrator é constituído pelos seguintes componentes básicos: motor, sistema de direção acoplado ao eixo dianteiro, sistema de transmissão composto por caixa de redução acoplada no eixo traseiro, caixa de câmbio com três opções de marcha (duas de avanço e uma de ré), sistema diferencial, engate frontal para acoplagem dos acessórios de revolvimento, barra de tração na parte traseira e freio no rodado traseiro.

Como sistema de acionamento do microtrator, foram utilizados um motor elétrico de corrente alternada (MCA), um elétrico de corrente contínua (MCC) e um de combustão interna (MCI).

Foram realizados três ensaios: o primeiro em pista de concreto com 25 m de comprimento, acabamento em piso rústico e declividade em torno de 0%, para a determinação da força de tração, da potência na barra de tração, do consumo de energia, e do nível de ruído; o segundo em terreno, para a determinação do esforço de revolvimento e do consumo de energia; e o terceiro, para determinação da capacidade de campo.

A área utilizada nos experimentos de campo consiste em um terreno de concreto com dimensões de 50 x 50 m, com uma declividade de 1%, provido de ralos na parte inferior, para o escoamento de água pluvial, e de muretas de proteção de 0,20 m em volta. Os experimentos foram realizados utilizando-se frutos de cafeeiros da variedade Catuaí, colhidos na safra 2002/2003. Para determinação do teor de água dos frutos do cafeeiro, utilizou-se o método padrão de estufa (BRASIL, 1992).

Foram realizados ensaios de regulagem do sistema, para determinação dos diversos parâmetros e calibração do sistema de aquisição de dados, além da obtenção das curvas de calibração dos sensores.

### **Equipamentos de medidas para o ensaio do microtrator implementado**

O sistema de coleta de dados, montado a bordo do microtrator, foi composto por um computador (1), sistema aquisição de dados (2), sensor magnético, para medição angular do motor (3), célula de carga com extensômetros de resistência elétrica (4), conforme Figura 1.

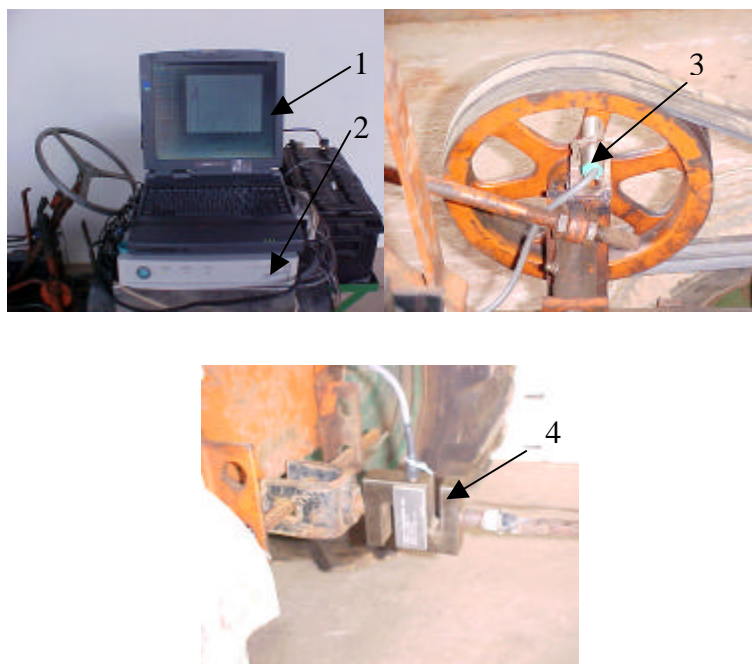


FIGURA 1 - Sistema de aquisição de dados e os sensores utilizados.

O sistema de aquisição automática de dados utilizado foi um modelo HBM Spider8, fabricado pela empresa HOTTINGER BALDWING MESSTHECKNICK (HBM), e o programa computacional foi o Catman 2.0, que tem como função arquivar os dados e fazer a conversão dos sinais dos sensores para a unidade especificada por meio da curva de calibração.

### **Ensaio de desempenho na barra de tração**

O ensaio de desempenho na barra de tração em potência máxima, em diferentes marchas de trabalho, foi realizado conforme a NBR 10400 (ABNT, 1997).

Para a coleta de dados, foram estabelecidas como condições de patinagem (5; 10; 15; 20 e 25%) duas marchas de trabalho, com três repetições.

No quadro 1 estão listados os valores das rotações dos motores e as respectivas velocidades de deslocamento do microtrator para primeira e segunda marcha.

Quadro 1 - Rotação dos motores e velocidades de ensaio

Microtrator	Potência nominal (kW)	Rotação do motor (rpm)	Primeira marcha (km h <sup>-1</sup> )	Segunda marcha (km h <sup>-1</sup> )
MCI	2,6	3.600	2,02	3,77
MCC	2,2	2.900	1,63	3,03
MCA	2,2	3.465	1,94	3,49

Para alcançar as condições de patinagem citadas, foi acoplado na barra de tração um trator de lastro marca Valtra 800L com pneu traseiro de 18.4-R34 e pneu dianteiro 14.9-R24, que tinha como função variar a carga a ser tracionada.

A avaliação do desempenho do trator, nas condições em que o trabalho foi proposto, foi realizada por meio da coleta e análise dos dados referentes à força de tração na barra do microtrator, às velocidades teórica e real do trator, ao consumo de combustível, à velocidade angular do motor e, para motores elétricos, à potência elétrica.

Para a coleta dos dados, efetuou-se a calibração dos sensores utilizados. Submeteu-se a célula de carga a esforços de tração em um aparelho universal de testes e obteve-se os parâmetros de calibração para uso no programa computacional Catman 2.0, para estimar o valor da força de tração diretamente em kN. O sensor de rotação teve sua leitura comparada a um tacômetro da marca MINIPA, calculando-se assim os seus valores para calibração. O sensor de corrente teve sua leitura comparada a um amperímetro DC, gerando uma equação de calibração por meio de regressão linear. O mesmo procedimento foi realizado com o sensor de tensão.

A coleta dos dados foi feita por meio do equipamento de aquisição automática de dados, em intervalos de 0,2 segundos, onde estavam conectados os sensores relativos a cada uma das grandezas mencionadas, que eram armazenados em um arquivo no formato ASCII. Ao entrar na pista de ensaio de ensaio, o programa de coleta de dados era acionado e, ao terminar essa coleta, era desligado, armazenando-se e os dados em um arquivo identificado com o nome da parcela. Terminada a transferência de dados, o sistema era novamente colocado em condições de armazenar dados referentes à outra repetição.

### **Medição da força de tração**

Os dados da célula de carga referentes à força na barra de tração foram coletados em milivolts e convertidos para kN, por meio de uma configuração interna de parâmetros do programa de aquisição.

Para os valores de força, potência, e coeficiente de tração referentes ao microtrator MCI, foi aplicado um valor de correção  $K_o$  de 1,04 para uma condição atmosférica de temperatura ambiente conforme estabelecido pela Norma NBR 5484 (ABNT, 1985).

### **Determinação da velocidade teórica do microtrator**

Foi determinada a partir dos dados do sensor de rotação angular do motor e de um fator de conversão, calculado considerando-se o perímetro dinâmico das rodas motrizes do microtrator, segundo a Norma Standards 296.3 (ASAE, 1990) considerando o número de pulsos emitidos pelo sensor e as relações de transmissão do microtrator entre o motor e o rodado motriz. A patinação da embreagem foi considerada nula, tendo-se em vista que o sensor de rotação foi instalado após a mesma.

### **Determinação da patinação das rodas motoras**

Foi determinada em porcentagem pela Equação 19, segundo NBR 10400 (ABNT, 1997).

$$S = \left(1 - \frac{Nr}{Nt}\right) * 100 \quad (1)$$

em que:

$Nr$  = número de voltas das rodas motrizes sem carga;

$Nt$  = número de voltas das rodas motrizes com carga.

### **Consumo de energia**

As medições de consumo de combustível para o microtrator com motor a combustão interna foram efetuadas simultaneamente às demais determinações dos ensaios de características de desempenho na barra de tração, por meio de um medidor de consumo de combustível tipo volumétrico, conectado ao sistema de alimentação do microtrator. O sistema era formado por um bureta graduada de 50 ml e resolução 1 ml e um registro. No início do ensaio, o registro era aberto, permitindo o enchimento da bureta. Quando o microtrator iniciava o ensaio, o registro era fechado e o combustível

usado a partir de então era o que estava armazenado na bureta. A diferença entre as leituras inicial e a final indicava o total de combustível líquido usado.

### **Determinação do consumo horário**

Com base no volume consumido, determinou-se o consumo horário em volume, utilizando-se a Equação 2 (MIALHE, 1996).

$$Ch = \frac{3,6C}{t} \quad (2)$$

em que:

$Ch$  = consumo horário,  $L h^{-1}$ ;

$C$  = volume consumido, ml;

$t$  = tempo de percurso na parcela, s.

### **Determinação do coeficiente de tração**

O coeficiente de tração ( $\xi$ ) foi definido como a razão entre a força desenvolvida na barra de tração e a carga dinâmica aplicada sobre os rodados motrizes (ZOZ et al., 2003), conforme a Equação 3.

$$\xi = \frac{F_b}{W_t + W_f} \quad (3)$$

em que:

$F_b$  = força na barra de tração, kN;

$W_t$  = peso sobre eixo traseiro do trator, kN;

$W_f$  = transferência de peso sobre eixo traseiro do trator, kN.

### **Determinação do consumo específico**

O consumo específico expressa o consumo de combustível por unidade de potência na barra de tração por hora de trabalho. Para o cálculo desse parâmetro, empregou-se a Equação 4 (MIALHE, 1996).

$$C_e = \frac{DCh}{W} \quad (4)$$

em que:

$C_e$  = consumo específico,  $g k(Wh)^{-1}$ ;

$D$  = densidade do combustível,  $g L^{-1}$ ;

Ch = consumo horário com base em volume, L h<sup>-1</sup>;

W = potência na barra de tração, kW.

### **Determinação da potência elétrica**

Para o microtrator acionado por um motor de corrente contínua, os valores de voltagem foram medidos por um canal da aquisição de dados, configurado para medições em voltagem contínua, com valores de até 10 Vcc, que era o limite do sistema. Como o conjunto de baterias fornecia voltagem superior, foi necessário o uso de um divisor de tensão formado por resistores, que dividia a tensão das baterias por quatro. Uma vez que o sistema de aquisição de dados permite ao usuário a correção dos dados registrados antes da armazenagem em arquivo, as leituras eram multiplicadas por quatro antes de serem gravadas. Para a medição da variável corrente elétrica DC, o sistema foi configurado com um resistor de baixo valor e de alta dissipação de potência, instalado em série com o cabo de alimentação do controlador. O sistema de aquisição de dados fazia a leitura da queda de tensão neste resistor. Para calcular o valor da corrente, era efetuada a divisão da queda de tensão no resistor pelo valor de sua resistência.

Para o motor de corrente alternada, a leitura da potência do motor foi feita diretamente no próprio inversor de frequência.

### **Avaliação dos níveis de ruído**

O conjunto microtrator-implemento foi avaliado, nas condições de trabalho, para quatro velocidades de deslocamento (1,0; 2,0; 3,0 e 4,0 km h<sup>-1</sup>) e os testes preliminares demonstraram que velocidades superiores a 4,0 km h<sup>-1</sup> não eram compatíveis com o local de trabalho.

Os níveis de ruído foram medidos com um decibelímetro da marca MINIPA, operando nos circuitos de resposta lenta (slow) e de equalização “A”, utilizando-se a escala de medida decibel (dBA).

As determinações dos níveis de ruído foram feitas segundo a NBR 9.999 (ABNT, 1987), “Medição do nível de ruído, no posto de operação, de tratores e máquinas agrícolas”. Foi estabelecida a média de três leituras sucessivas durante o processo de trabalho. Os níveis de ruído foram analisados quando o conjunto microtrator estava realizando a operação de revolvimento, estando o aparelho localizado próximo do ouvido ao operador.

### **Caracterização do produto e do terreiro de secagem para café**

Os ensaios de campo para a determinação do esforço de revolvimento foram realizados em um terreiro de cimento, com declividade entre 0,5 e 1,5% com dimensões de 30 m de comprimento e 30 m de largura, localizado junto à fábrica de beneficiamento e classificação de café da Universidade Federal de Viçosa.

O café foi espalhado em camadas de espessura uniforme (30, 70 e 100 mm). Para a realização dos testes de demanda de potência do sistema de revolvimento, instalado na parte frontal do microtrator. Essas determinações de potência foram realizadas para dois diferentes teores de água (teor de água inicial do fruto recém-colhido e teor de água equivalente meia-seca), condição necessária para se iniciar a complementação do processo de secagem, em secadores mecânicos (BARTOLO et al., 1989).

### **Determinação da força para o acionamento do revolvedor**

Foi feita por um equipamento instalado na parte dianteira do microtrator, com o objetivo de revolver o café para melhor secagem, conforme representado na Figura 2.

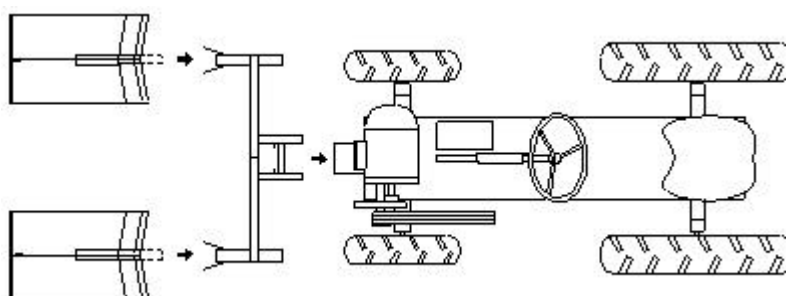


FIGURA 2 - Vista superior com sistema de revolvimento no microtrator implementado.

Para determinar a potência necessária para o acionamento do revolvedor, descrito por Silva et al. (2000), foram medidas a força e a velocidade de deslocamento da máquina. Na avaliação da força, foi utilizada uma célula de carga, marca Omega, em forma de “S” e com capacidade máxima de 500 N, conectada ao sistema de aquisição de dados. Para que esta célula de carga trabalhasse sem sofrer flexão foi necessária a utilização de um anteparo, que teve como função apoiá-la, para que ficasse sujeita apenas à força de compressão, conforme ilustrado na Figura 3. O sistema de medição foi acoplado ao microtrator, na parte dianteira, juntamente com o sistema de revolvimento.



FIGURA 3 - Célula de carga para medição do esforço de revolvimento

Como suporte para o revolvedor, foi construída uma estrutura de apoio (Figura 4), fixada com um pino na parte frontal do microtrator, permitindo uma montagem rápida, economizando tempo na operação de montagem e possibilitando também que o trabalho fosse executado utilizando-se dois revolvedores.

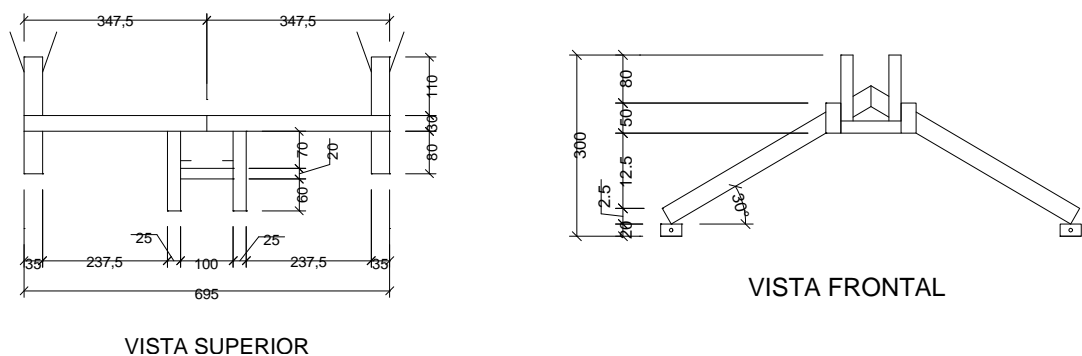


FIGURA 4 - Estrutura de apoio do sistema de revolvimento.

Para utilização do revolvedor, na atividade de revolvimento do café foram feitas duas modificações no projeto original: a primeira indicada pela letra A na Figura 5, onde está representada uma lâmina móvel instalada na parte frontal do revolvedor, com o objetivo de superar possíveis desníveis no terreno, e a segunda, indicada na Figura 5 pela letra B, consistiu na mudança do cabo de fixação para uma posição horizontal, de forma a facilitar o acoplamento na parte frontal do microtrator. Nesta posição, houve apenas transferência de força no sentido horizontal, evitando a transferência de força na vertical, que provocaria um desgaste maior na base do revolvedor.



### **Determinação da capacidade de campo efetiva**

Foi determinada pela razão entre a área trabalhada pelo tempo consumido, conforme a Equação 7 (MIALHE, 1996).

$$C_{ce} = \frac{A_t}{t_a} \quad (7)$$

em que:

$C_{ce}$  = capacidade de campo efetiva, ha h<sup>-1</sup>;

$A_t$  = área trabalhada, ha.

$t_a$  = tempo gasto na operação, h.

### **Determinação da eficiência de campo**

Foi determinada pela razão entre a capacidade de campo efetiva e a capacidade de campo teórica, calculada conforme a Equação 8 (MIALHE, 1996).

$$E_{fc} = \frac{C_{ce}}{C_{ct}} 100 \quad (8)$$

em que:

$E_{fc}$  = eficiência de campo, %;

### **Determinação do consumo energético**

O consumo energético foi calculado multiplicando-se a potência consumida pelo tempo efetivo de trabalho e dividindo o resultado pela quantidade do produto presente na área trabalhada pela máquina durante o teste, resultando no consumo bruto de energia por tonelada de frutos revolvidos, conforme a Equação 9 (SOUZA, 2005).

$$C_{et} = \frac{W t_a}{p_g} \quad (9)$$

em que:

$C_{et}$  = consumo de energia por tonelada de frutos revolvidos, kWh t<sup>-1</sup>;

$W$  = potência de acionamento da máquina, kW;

$t_a$  = tempo gasto na operação, h;

$p_g$  = toneladas de frutos revolvidos, t.

### **Delineamento estatístico**

Os ensaios foram divididos nas seguintes fases: ensaio na barra de tração, ensaio da potência exigida pelo sistema de revolvimento e determinação da capacidade de campo.

O experimento realizado para o ensaio na barra de tração foi montado em esquema fatorial 5 x 2, em que as parcelas consistiram de três fontes de acionamento, cinco patinagens (5, 10, 15, 20 e 25%) e as duas marchas de câmbio (1ª e 2ª marcha), em delineamento inteiramente casualizado, com três repetições.

Para montagem do experimento e medição da potência exigida pelo sistema de revolvimento, foi adotado o esquema fatorial 4 x 3 x 2, ou seja, quatro velocidades de deslocamento (1, 2, 3, 4 km h<sup>-1</sup>), três alturas de camada de café no terreiro (30; 70 e 100 mm) e dois teor de água para o café (33,2 e 56,3% b.u.), em delineamento inteiramente casualizado, com três repetições.

Os modelos de regressão dos dados foram selecionados com base no teste t dos coeficientes dos tratamentos, no coeficiente de determinação e na análise do fenômeno em estudo. Adotou-se 5% de probabilidade nas análises.

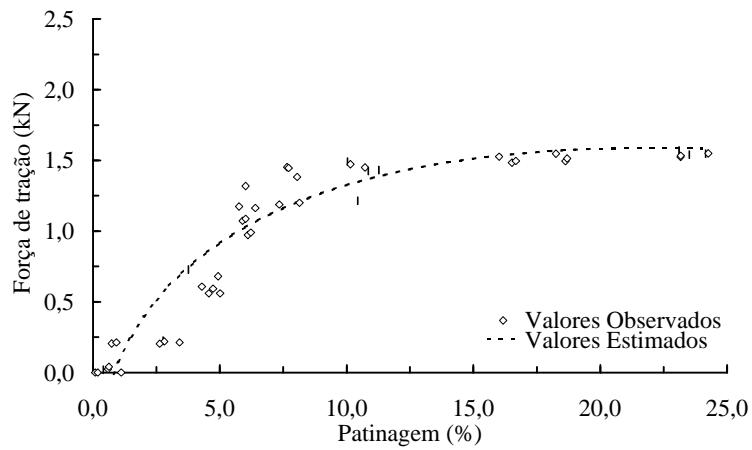
O experimento realizado para a medição da capacidade de campo foi montado no terreiro com as dimensões de 13 x 13 m com alturas de camada de frutos de 30 e 100 mm e velocidade de trabalho na 2ª marcha de câmbio, em delineamento inteiramente casualizado, com quatro repetições, realizando-se análise de variância e comparando-se as médias pelo teste Tukey, a 5% de probabilidade.

As análises estatísticas de variância e regressão foram realizadas por meio do programa SAEG (RIBEIRO JÚNIOR, 2001), versão 8.0.

## **RESULTADOS E DISCUSSÃO**

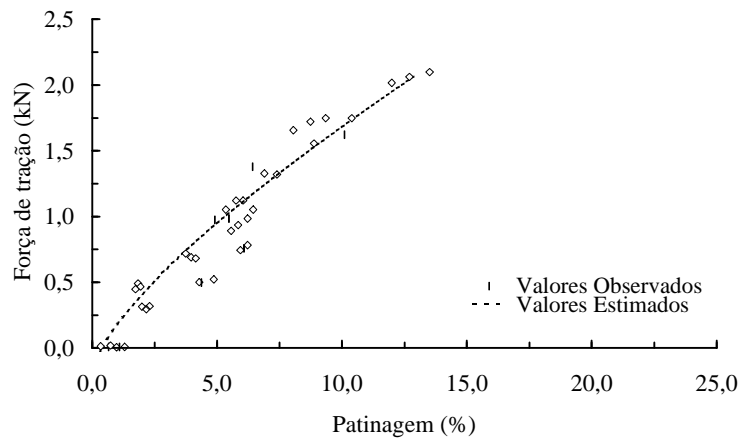
### **Força na barra de tração**

Nas Figuras 6, 7 e 8, encontram-se os gráficos do comportamento da força de tração, em função da patinagem dos rodados motrizes dos microtratores MCA, MCC e MCI. Verificou-se que a patinagem aumentou com a força demandada, independentemente da marcha e da fonte de energia utilizada, observando-se valor máximo de força de tração de 1,66 kN para 25,0% de patinagem no modelo MCA.



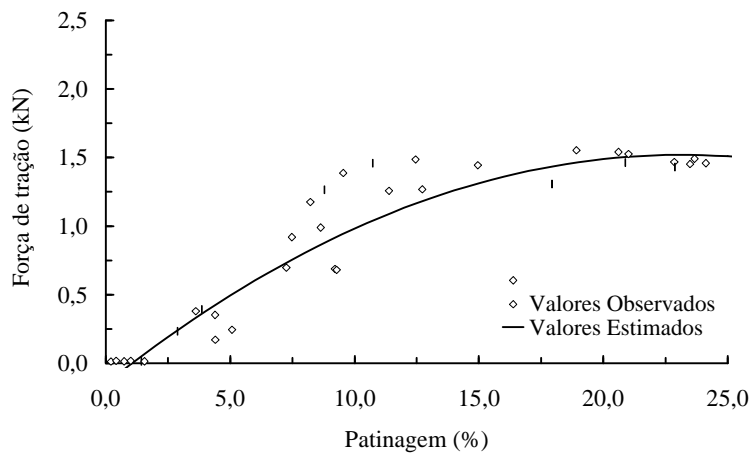
$$F_{bt} = -0,404199 - 0,0542769s + 0,68368\sqrt{s} \quad R^2 = 0,92$$

FIGURA 6 - Força de tração em função da patinagem do microtrator MCA.



$$F_{bt} = -0,26114 + 0,079s + 0,363965\sqrt{s} \quad R^2 = 0,88$$

FIGURA 7 - Força de tração em função da patinagem do microtrator MCC.



$$F_{bt}^1 = -0,178669 + 0,183419s - 0,0047172s^2 \quad R^2 = 0,92$$

FIGURA 8 - Força de tração em função da patinagem do microtrator MCI.

Quanto ao microtrator MCC, o maior valor de força de tração foi de 2,08 kN para a patinagem de 13%. De acordo com Norma NBR 10400 (ABNT,1997), a transferência de peso do eixo dianteiro para o traseiro, permitida para uma operação segura com tratores agrícolas, não deve ultrapassar 80% do peso estático do eixo dianteiro que equivaleria a uma força máxima na barra de tração de 2,02 kN. Observou-se nos ensaios que esse limite foi alcançado com valores de patinagem acima de 14%. Dessa maneira, os ensaios foram interrompidos nesses pontos, conforme demonstrado na Figura 7.

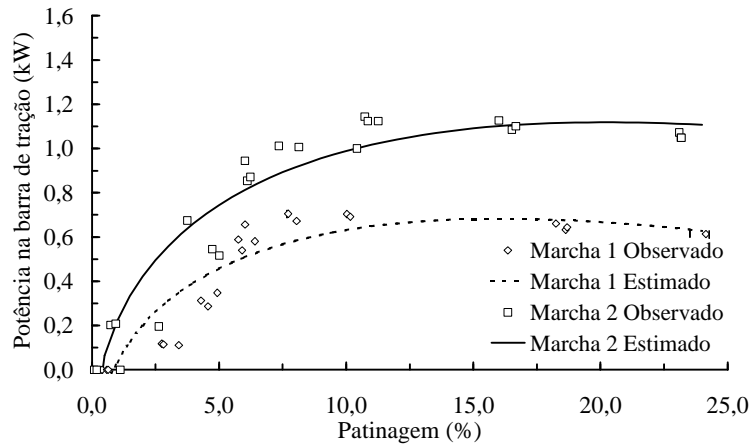
Para o microtrator MCI, o valor de força de tração máxima de 1,61 kN foi atingido com patinagem de 19,5%.

A curva foi similar para os três modelos ensaiados, de modo que os valores máximos para a força de tração foram alcançados na faixa de patinagem de 14 a 25%. A maior força de tração, equivalente a 2,02 kN, foi alcançada com o MCC, com diferença significativa para os demais motores pelo teste Tukey a 0,05 de probabilidade, enquanto, para MCA (1,66 kN) e o MCI (1,61 kN), não houve diferença significativa. Esse fato pode ser explicado pela concentração de peso sobre o eixo traseiro, que foi de 2,81; 2,21; 2,12 kN para MCC, MCA, MCI, respectivamente.

### **Potência na barra de tração**

Nas Figuras 9, 10 e 11, são apresentados os gráficos do comportamento da patinagem dos rodados motrizes dos microtratores, para as respectivas marchas, em função da potência na barra de tração. As curvas de potência na barra de tração mostraram-se diferentes tanto na primeira como na segunda marcha.

Com os valores de força de tração e da velocidade real do microtrator obtidos para as marchas 1 e 2, determinou-se a potência exigida na tração, verificando-se que a 1ª marcha apresentou valores menores que a 2ª marcha e que os valores das patinagens elevaram com o aumento da potência na barra de tração para todos os microtratores. Os valores máximo alcançado de potência na barra de tração foram de 0,68 e 1,12 kW com patinagens de 16,1 e 20,2%, obtidas na 1ª e 2ª marchas, respectivamente para o MCA (Figura 9).

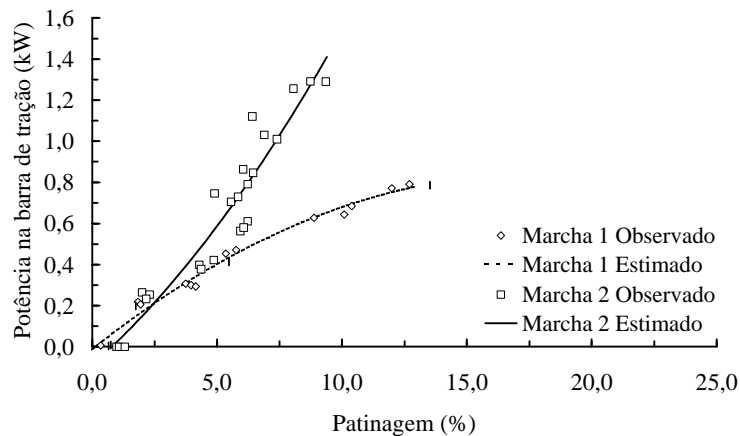


$$P_{bt}^1 = -0,46667 - 0,071269s + 0,57244\sqrt{s} \quad R^2 = 0,82$$

$$P_{bt}^2 = -0,366011 - 0,073604s + 0,661187\sqrt{s} \quad R^2 = 0,90$$

FIGURA 9 - Patinagem em função da potência na barra de tração do microtrator MCA.

Para o microtrator MCC, constatou-se que os valores da patinagem cresceram com o aumento potência de tração, atingindo 9% com a 2ª marcha, enquanto, na 1ª marcha, o comportamento foi crescente até aproximadamente 14%. As potências de tração máximas foram de 0,78 e 1,41 kW para a 1ª e 2ª marchas, respectivamente (Figura 10).

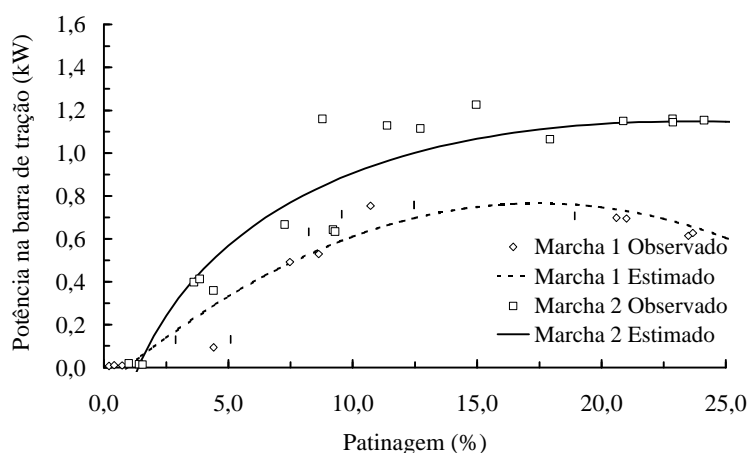


$$P_{bt}^1 = -0,0139 + 0,09648s - 0,002723s^2 \quad R^2 = 0,98$$

$$P_{bt}^2 = -0,087544 + 0,10697s + 0,0055859s^2 \quad R^2 = 0,91$$

FIGURA 10 - Patinagem em função da potência na barra de tração do microtrator MCC.

A potência de tração exigida pela barra do microtrator MCI foi crescente, com o aumento na patinagem dos rodados até 17,5 e 23,5%, para as 1ª e 2ª marcha, respectivamente, decrescendo a partir desses valores. Os maiores valores de potência foram de 0,79 e 1,16 kW, para a 1ª e a 2ª marchas, respectivamente (Figura 11).



$$P_{bt}^1 = -0,09192 + 0,101820s - 0,00274s^2 \quad R^2 = 0,85$$

$$P_{bt}^2 = -0,87962 - 0,088050s + 0,8546\sqrt{s} \quad R^2 = 0,90$$

FIGURA 11 - Potência na barra de tração em função da patinagem do microtrator MCI.

Os valores de potência máxima para os microtratores MCA, MCI e MCC na primeira marcha foram alcançados com 16,1; 17,5 e 9,0% de patinagem, respectivamente, enquanto, na segunda marcha, na faixa de 20,2 a 23,5%, sendo que, para o MCC, ocorreu com 14% de patinagem.

O microtrator MCC foi o que apresentou a maior potência na barra de tração 1,41 kW, com diferença significativa em relação aos demais (1,14 kW e 1,16 kW para os microtratores MCA e MCI, respectivamente) pelo teste Tukey a 0,05 de probabilidade.

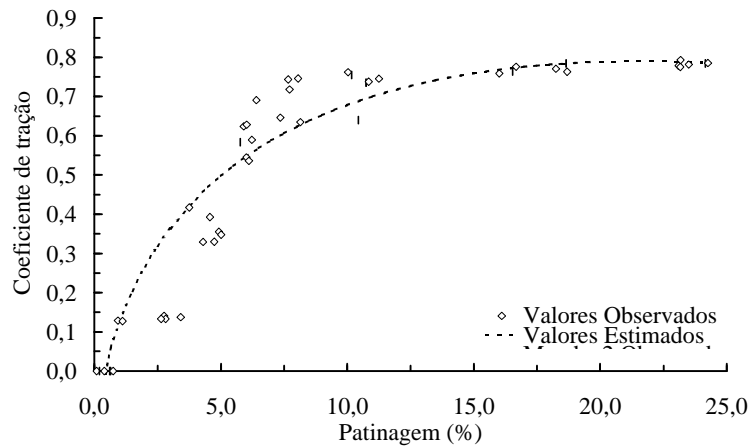
As potências máximas desenvolvidas pelos microtratores podem ser aumentadas, dentro de certos limites, pela adição de lastros. Esta adição de lastro deve ser estudada considerando-se diversos fatores, como a resistência dos elementos de transmissão, a capacidade dos pneus, entre outros.

### **Coefficiente de tração dos microtratores**

Nas Figuras 12, 13 e 14, encontram-se os gráficos dos coeficientes de tração dos rodados motrizes dos microtratores MCA, MCC e MCI, para as respectivas marchas, em função da patinagem.

O coeficiente de tração apresentou comportamento crescente com o aumento da patinagem para os microtratores ensaiados.

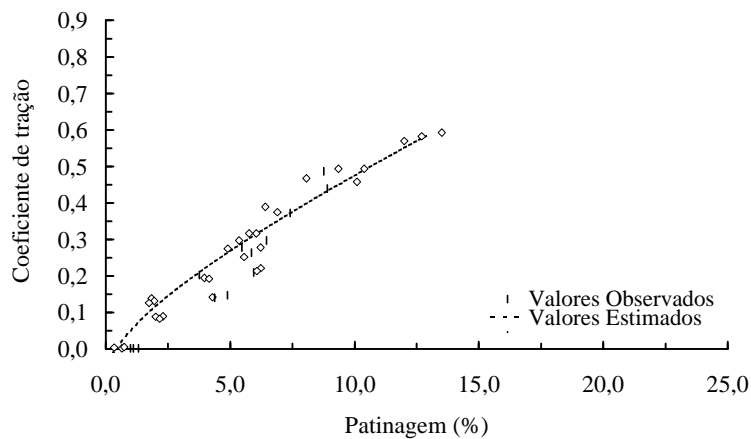
Para o microtrator MCA, os coeficientes de tração elevaram até valores próximos a 20% de patinagem, enquanto, a partir daí, a tendência foi declínio. O maior valor de coeficiente de tração foi 0,76.



$$x_{bt} = -0,287828 - 0,050544s + 0,561859\sqrt{s} \quad R^2 = 0,88$$

FIGURA 12 - Coeficiente de tração dos rodados motrizes do microtrator MCA em função patinagem.

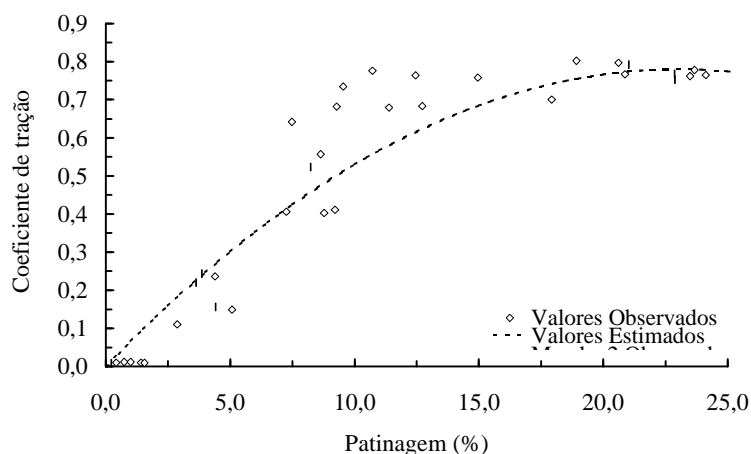
O coeficiente de tração dos rodados motrizes do microtrator MCC, em função da patinagem encontra-se na Figura 13. O aumento da patinagem proporcionou elevação do coeficiente de tração, independentemente da marcha utilizada. O maior valor de coeficiente de tração equivalente a 0,59 foi obtido com patinagem de 14%.



$$x_{bt}^1 = -0,07377 + 0,022334s + 0,1028\sqrt{s} \quad R^2 = 0,94$$

FIGURA 13 - Coeficiente de tração dos rodados motrizes do microtrator MCC em função patinagem.

Na figura 14 são apresentados os coeficientes de tração obtidos no ensaio do microtrator MCI, para o qual observou-se o valor máximo do coeficiente de tração 0,79 na patinagem de 23%.



$$x_{bt}^1 = -0,014276 + 0,15658s - 0,0022509s^2 \quad R^2 = 0,90$$

FIGURA 14 - Coeficiente de tração dos rodados motrizes do microtrator MCI em função patinagem.

Os maiores valores dos coeficientes de tração alcançados foram 0,79; 0,76 e 0,59 para os microtratores MCI, MCA e MCC, respectivamente, e ocorreram na faixa de 14 a 25% de patinagem. Para os microtratores MCI e MCA, não houve diferença significativa pelo teste Tukey a 0,05 de probabilidade, havendo, porém, uma diferença para o MCC. O coeficiente de tração foi influenciado pelo tipo, pelas dimensões dos pneus e pela distribuição das cargas sobre a superfície de apoio.

Durante a realização dos ensaios, não houve a troca dos pneus dos microtratores. O MCC apresentou coeficiente mais baixo que os demais microtratores, uma vez que houve a interrupção dos testes antes de atingir maior valor para a patinagem.

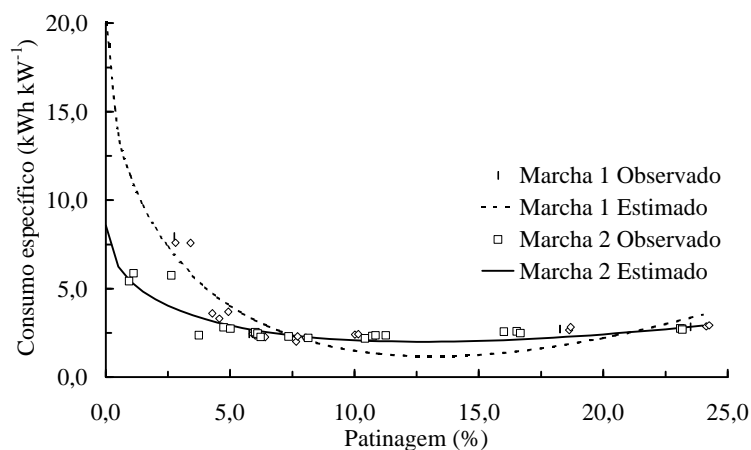
### **Consumo específico de energia dos microtratores**

Nas Figuras 15, 16 e 17 encontram-se os gráficos que representam o consumo específico de energia dos microtratores, para as respectivas marchas.

O consumo específico de energia, para o microtrator MCA trabalhando na 1ª e 2ª marchas, é apresentado na Figura 15. O valor do consumo específico de energia decresceu com o aumento da patinagem até esta atingir 13%, quando iniciou o comportamento crescente, independentemente da marcha utilizada. Os valores mínimos alcançados foram de 1,17 e 2,00 kWh kW<sup>-1</sup>, para a 1 e 2ª marchas, respectivamente.

O fato de a 2ª marcha ter exigido aproximadamente 41% a mais de consumo específico de energia que a 1ª marcha está relacionado ao aumento de velocidade de deslocamento, uma vez que, quanto maior a velocidade de deslocamento, maior as

perdas ocasionadas no sistema de transmissão de potência da máquina e nas deformações dos pneus.

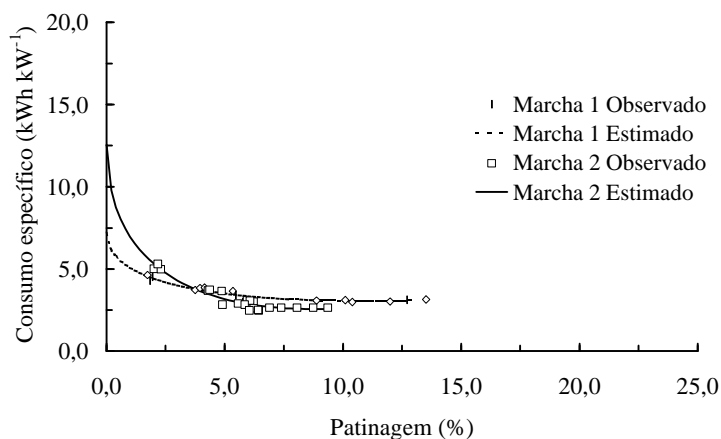


$$Ce^1 = 20,6042 - 10,7025\sqrt{s} + 1,4736s \quad R^2 = 0,76$$

$$Ce^2 = 8,5776 - 3,682\sqrt{s} + 0,5153s \quad R^2 = 0,78$$

FIGURA 15 - Consumo específico de energia em função da patinagem dos rodados motrizes do microtrator MCA.

O consumo específico de energia para o microtrator MCC decresceu com o aumento da patinagem, independentemente da marcha usada (Figura 16). Os valores mínimos de consumo específico de energia foram 3,05 e 2,55 kWh kW<sup>-1</sup>, para as patinagens de 11,0 e 8,8%, para a 1 e 2<sup>a</sup> marchas, respectivamente.

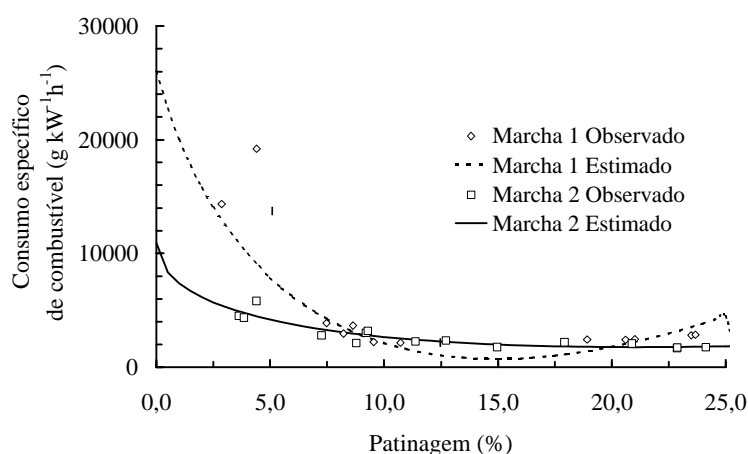


$$Ce_{bt}^1 = 7,19215 + 0,37412s - 2,4896\sqrt{s} \quad R^2 = 0,92$$

$$Ce_{bt}^2 = 12,5712 + 1,13248s - 6,736\sqrt{s} \quad R^2 = 0,92$$

FIGURA 16 - Consumo específico de energia em função da patinagem dos rodados motrizes do microtrator MCC.

O consumo específico de energia em função da patinagem e da marcha utilizada no microtrator MCI encontra-se na Figura 17. Verificou-se que os valores de consumo específico de combustível diminuíram com o aumento da patinagem para ambas as marchas. Analisando a 1ª marcha, observou-se valor mínimo do consumo específico de combustível de 724,5 g kW<sup>-1</sup>h<sup>-1</sup> para a patinagem de 16,5%, enquanto, na 2ª marcha, o valor mínimo foi de 1761,7 g kW<sup>-1</sup>h<sup>-1</sup> para a patinagem de 21%.



$$C_{e_{br}}^1 = 52574,1 + 3151,2s - 25564,9\sqrt{s} \quad R^2 = 0,80$$

$$C_{e_{br}}^2 = 10936,3 + 437,58s - 3998,1\sqrt{s} \quad R^2 = 0,84$$

FIGURA 17 - Consumo específico de energia em função da patinagem dos rodados motrizes do microtrator MCI.

### **Consumo horário de energia dos microtratores**

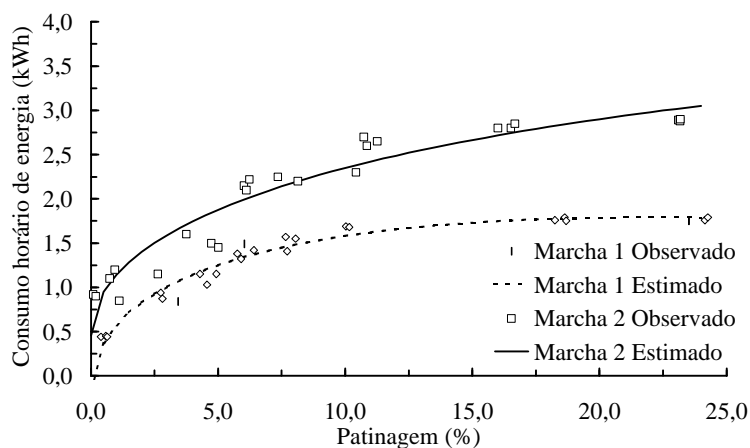
O consumo horário de energia dos microtratores para as diferentes patinagens e marchas é representado nas Figuras 18, 19 e 20.

Para o microtrator MCA, o consumo horário foi crescente em função da patinagem, para a 2ª marcha, enquanto, para a 1ª, seus valores tenderam à estabilidade a partir de 19% de patinagem. A 2ª marcha requereu maiores valores de consumo de energia que a 1ª, representando valores máximos de 3,05 e 1,79 kWh, respectivamente. A curva do consumo de energia seguiu a mesma tendência da curva da força de tração. Maior exigência na força de tração provocou maior demanda de energia pelo sistema. Esta resposta direta é uma característica dos motores elétricos.

O consumo de energia do microtrator MCC para as diferentes patinagens e marchas é representado na Figura 19. A potência de absorvida exigida pelo motor foi crescente em função da patinagem, dependendo da marcha utilizada. A 2ª marcha requereu maiores valores de potência de alimentação que a 1ª, representando valores

máximos de 2,43 e 3,70 kW, para as patinagens de 13,0 e 9,4%, respectivamente. Maior patinagem provocada pelo maior esforço na barra de tração demanda diretamente maior potência do motor e, conseqüentemente, maior consumo de energia.

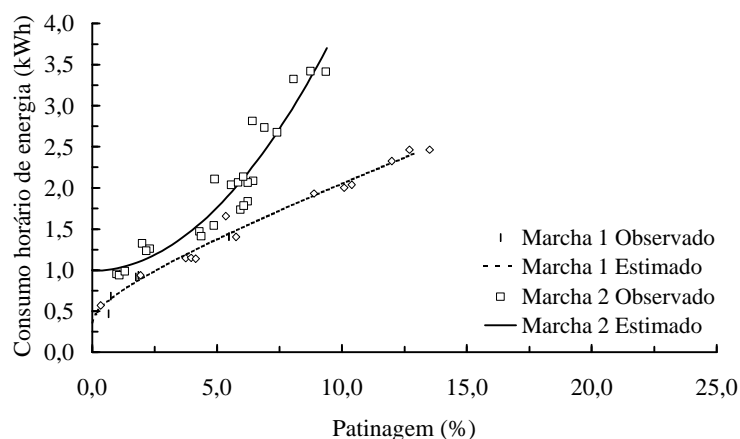
O consumo de combustível do microtrator MCI para as diferentes patinagens e marchas encontra-se na Figura 20. O consumo de combustível foi crescente em função da patinagem, independentemente da marcha utilizada. A 2ª marcha requereu maiores valores de consumo de combustível que a 1ª, representando valores máximos de 3,2 e 2,8 Lh<sup>-1</sup> para a patinagem de 25%. O aumento da patinagem provocou acréscimo no consumo de combustível.



$$P_a^1 = -0,17728 - 0,089057s + 0,8374\sqrt{s} \quad R^2 = 0,95$$

$$P_a^2 = 0,45447 - 0,0397343s + 0,72462\sqrt{s} \quad R^2 = 0,92$$

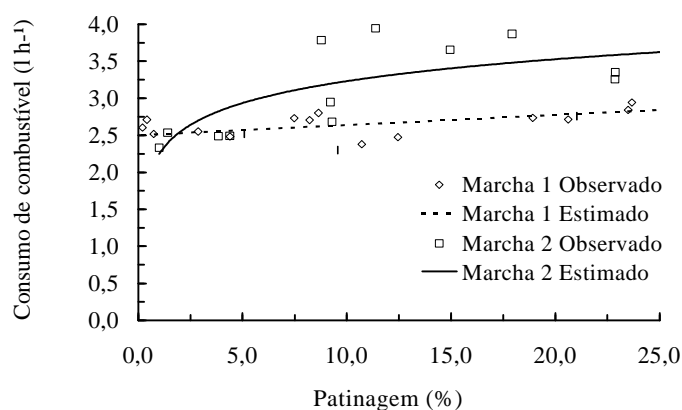
FIGURA 18 - Potência absorvida em função da patinagem dos rodados motrizes do microtrator MCA para as respectivas marchas.



$$P_a^1 = 0,36238 + 0,08879s + 0,25269\sqrt{s} \quad R^2 = 0,98$$

$$P_a^2 = 0,992166 + 0,0007761s + 0,03059s^2 \quad R^2 = 0,89$$

FIGURA 19 - Consumo horário de energia em função da patinagem dos rodados motrizes do microtrator MCC para as respectivas marchas.



$$C^1 = 0,0137s + 2,5016 \quad R^2 = 0,56$$

$$C^2 = 0,4269\text{Ln}(s) + 2,2486 \quad R^2 = 0,62$$

FIGURA 20 - Consumo de combustível em função da patinagem dos rodados motrizes do microtrator MCI para as respectivas marchas.

### Comparação da capacidade de campo e da eficiência de campo para os microtratores

Os valores da capacidade de campo efetiva determinados para os microtratores trabalhando na 2ª marcha com duas espessuras de camada de café encontram-se no Quadro 2.

Quadro 2 - Médias da capacidade de campo ( $\text{ha h}^{-1}$ ) dos microtratores em função de diferentes alturas das camadas de frutos.

Altura da camada	microtrator		
	MCA	MCC	MCI
mm			
30	0,2029 Aa	0,1652 Bb	0,1579 Ab
100	0,1919 Ba	0,1522 Ab	0,1480 Ac

Valores seguidos na coluna por letras maiúsculas idênticas e, nas linhas, por letras minúsculas não diferenciaram pelo teste Tukey a 5% de probabilidade.

A capacidade de campo efetiva na espessura de 30 mm, para o microtrator MCA, foi superior à observada para os demais modelos, com média 16% superior à do modelo MCC e 28% à do modelo MCI. Para os valores de capacidade de campo, entre os modelos MCC e MCI, não houve diferença significativa pelo teste de comparação das médias. Na espessura de 100 mm, o microtrator MCA foi superior aos demais

modelos, sendo 33% superior ao modelo MCC e 29% ao modelo MCI. Comparando-se os modelo MCC e MCI, observou-se que o primeiro foi 16% superior ao segundo.

A capacidade de campo teórica apresentada pelos microtratores foi de 0,418, 0,364 e 0,452 ha h<sup>-1</sup>, para o MCA, MCC e MCI, respectivamente, utilizando-se a 2ª marcha para a execução do trabalho na rotação nominal dos motores. As diferenças da capacidade teórica são decorrentes das diferentes velocidades desenvolvidas pelos microtratores, conforme o Quadro 1.

Os tempos de manobras medidos foram de 12,4; 18,26 e 21,98 s para MCA, MCC e MCI, com o maior tempo para o MCI, uma vez que, para efetuar o retorno no final da linha, eram necessários o acionamento da embreagem e o engate da marcha ré, o que, para os demais microtratores, não era necessário, pois os motores elétricos permitem a reversão pelo acionamento elétrico.

No Quadro 3, encontram-se os valores das eficiências de campo para cada microtrator nas diferentes alturas da camada de café.

Pelo teste de comparação das médias da eficiência de campo na espessura de 30 mm, o microtrator MCA foi superior aos demais modelos, sendo 3,02 pontos percentuais superior ao microtrator MCC e 13,54 pontos percentuais superior ao microtrator MCI. O microtrator MCC foi superior ao modelo MCI 6,95 pontos percentuais. Na espessura de 100 mm, os microtratores MCA e MCC apresentaram diferença significativa de 3,96 pontos percentuais. A média do microtrator MCI foi inferior em 11,14 pontos percentuais aos demais modelos.

Quadro 3 – Médias da eficiência de campo (%) dos microtratores em função das diferentes alturas da camada de frutos.

Altura da camada mm	microtrator		
	MCA	MCC	MCI
30	48,45Aa	45,43Ab	34,91Ac
100	45,82Ba	41,86Bb	32,70Ab

Médias seguidas na coluna por letras maiúsculas idênticas e, nas linhas, por letras minúsculas não diferenciaram pelo teste Tukey a 5% de probabilidade.

Analisando-se a eficiência de campo em relação à espessura das camadas nota-se diferença significativa equivalente a 2,63 e 3,57 pontos percentuais para os microtratores MCA e MCC, respectivamente, não apresentando diferenças para o MCI.

Os valores da eficiência de campo medidos para os três microtratores foram inferiores aos citados pela ASAE (D497.4/2000) que variam de 0,50 a 0,90 para as principais atividades agrícolas. A melhoria deste parâmetro pode ser alcançada com a mudança do formato do terreno, dando-se preferência a áreas de formato retangulares, reduzindo, com isso, o número de manobras.

### **Consumo específico de energia**

O consumo médio de energia para o revolvimento do café está representado no Quadro 4.

Quadro 4 – Consumo médio de energia para o revolvimento das diferentes alturas da camada de frutos.

Altura da camada mm	microtrator		
	MCA (kWh)	MCC (kWh)	MCI (Lh <sup>-1</sup> )
30	0,90	1,45	1,38
100	1,10	1,70	1,89

O consumo de energia elevou 22, 19 e 33% para o MCA, MCC e MCI, respectivamente, ao aumentar a espessura da camada de café de 30 para 100 mm.

O consumo energético para o revolvimento de uma tonelada de café exigido pelos diferentes microtratores encontra-se no Quadro 5.

Quadro 5 – Consumo bruto de energia por tonelada de café revolvido.

Altura da camada mm	microtrator		
	MCA (kWh t <sup>-1</sup> )	MCC (kWh t <sup>-1</sup> )	MCI (L t <sup>-1</sup> )
30	0,0342	0,0742	0,0699
100	0,0132	0,022	0,027

Quando se trabalha com uma camada de 100 mm, a quantidade de energia necessária para o revolvimento de uma tonelada de café reduziu de forma acentuada, sugerindo que, sempre que possível, os microtratores devem trabalhar revolvendo camadas mais espessas.

A autonomia das baterias do MCC foi, em média, de 225 e 185 minutos, respectivamente, para as camadas de 30 e 100 mm, enquanto os valores estimados por Crompton (1996) seriam de 300 e 210 minutos, respectivamente. Para o MCI, a

autonomia do tanque de combustível foi, em média, de 92 e 69 minutos trabalhando nas camadas de 30 e 100 mm, respectivamente.

### **Avaliação dos níveis de ruído emitidos pelos microtratores**

Na Figura 21 são apresentados os valores de níveis de ruídos em função da velocidade de deslocamento dos três microtratores. Pode ser observado que, quando o microtrator foi equipado com motor de combustão interna, ciclo Otto, os níveis de ruído foram maiores que quando equipados com motores elétricos, ressaltando-se que o motor elétrico com alimentação em corrente contínua apresentou os menores valores.

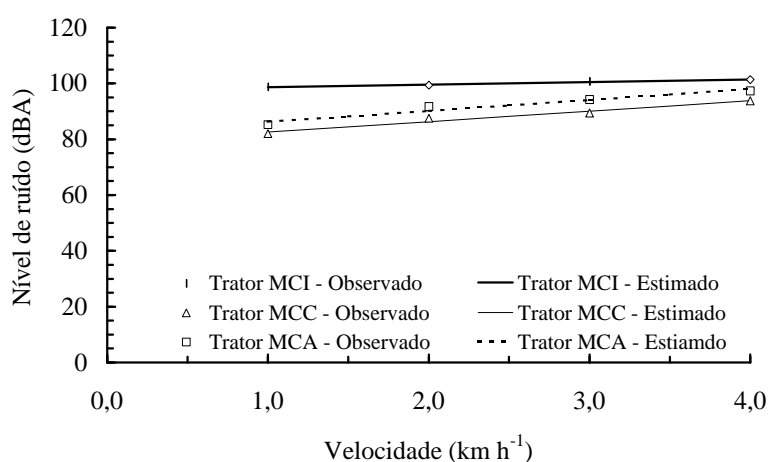


FIGURA 21 - Nível de ruído em função da velocidade de deslocamento, para os três microtratores.

O microtrator MCI apresentou níveis de ruído na faixa de 95 a 97 dBA, enquanto os microtratores MCC e MCA apresentaram níveis de 82 a 94 dBA e de 86 a 93 dBA, respectivamente, para as velocidades de 1,0 a 4,0 km h<sup>-1</sup>.

Todos os microtratores apresentaram níveis de ruído acima do valor limite considerado aceitável, que é de 85 dBA para exposição de oito horas diárias, estabelecido pela Norma NBR 10152 (ABNT, 1987).

### **Força requerida pelo revolvedor**

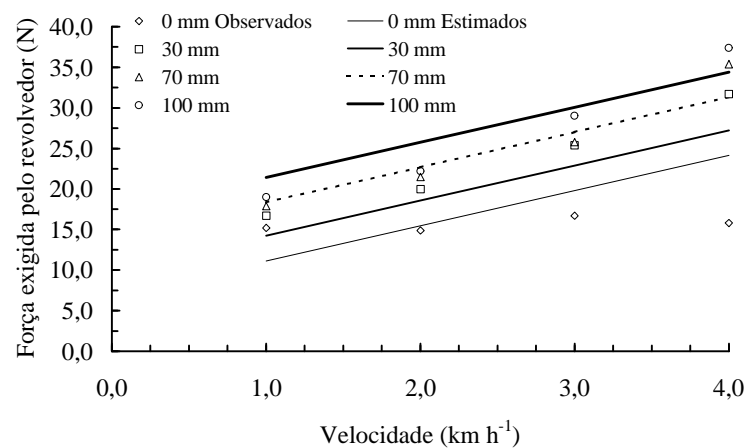
Na Figura 22 podem ser observados o revolvedor disposto na parte frontal do microtrator e as leiras de frutos do cafeeiro prontas, após a passagem do equipamento.



FIGURA 22 - Revolvedor e as leiras de frutos de café.

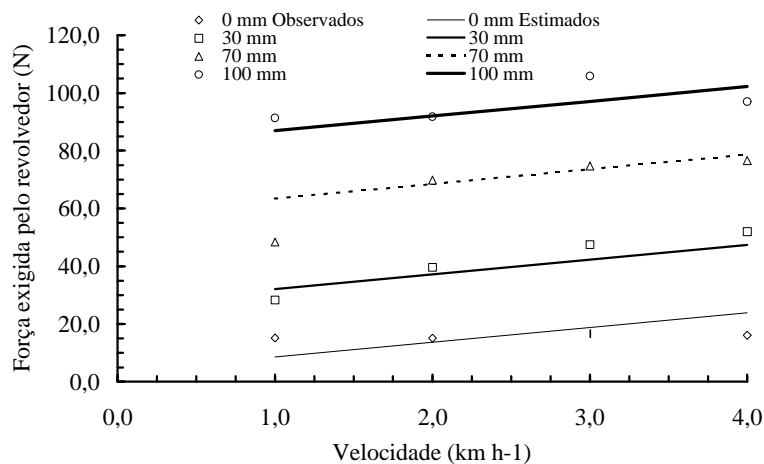
Observa-se que, após a passagem do equipamento, forma-se uma faixa entre uma leira e outra livre de grãos, por onde se deslocam os pneus.

Nas Figuras 23 e 24 são representadas as forças requeridas pelo revolvedor em função da velocidade de deslocamento do microtrator e da altura da camada dos frutos, para os respectivos teores de água. A força requerida aumentou com o acréscimo da velocidade de trabalho e da altura da camada, o que pode ser atribuído ao fato de que, quanto maiores a velocidade e a altura da camada, maior a resistência a ser vencida. Os frutos com teor de água igual a 56% exigiram maior força durante o revolvimento que aqueles com teor de água igual a 32%.



$$\hat{F}_r = 6,8169 + 4,329 V + 0,1029 h \quad R^2 = 0,77$$

FIGURA 23 - Força exigida pelo revolvedor em função da velocidade de deslocamento, para as respectivas alturas da camada de café, com teor de água de 32%.



$$\hat{F}_r = 3,4707 + 5,0858 V + 0,7838 h \quad R^2 = 0,96$$

FIGURA 24 - Força exigida pelo revolvedor em função da velocidade de deslocamento, para as respectivas alturas da camada de café, com teor de água de 56%.

Os valores da força requerida pelo revolvedor variaram de 11,1 e 34,4 N, quando o microtrator trabalhou com frutos com teor de 32% de água, e de 8,6 e 102,2 N, para 56% de água, ressaltando-se que os valores mínimos correspondem ao microtrator trabalhando sem carga de frutos a serem revolvidos, ou seja, considerando-se a altura da camada como zero, que representa a força requerida para vencer o atrito do revolvedor com a superfície do terreno.

## CONCLUSÕES

Os valores máximos para a força de tração foram alcançados na faixa de patinagem de 14 a 25%.

O MCC desenvolveu maior força de tração, sendo 22% superior aos demais.

A maior potência na barra de tração foi observada no microtrator MCC, que alcançou 1,41 kW.

O consumo específico de energia para os microtratores decresceu com o aumento da patinagem.

A eficiência de campo do microtrator MCA trabalhando 30 mm da camada de fruto foi superior à dos demais microtratores.

Todos os microtratores apresentaram níveis de ruído acima do valor limite considerado aceitável.

O valor de força máxima requerida pelo revolvedor foi de 102,2 N para teor 56% de água nos frutos e velocidade de trabalho de 4 km h<sup>-1</sup>.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS– ABNT **Norma NBR – 10400**: Tratores Agrícolas – Determinação do Desempenho na Barra de Tração. Rio de Janeiro, 1997.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – ABNT. **Norma NBR – 12566**: Trator Agrícola – Determinação do Raio de giro e espaço de giro – Método de ensaio: Rio de Janeiro, 1992.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – ABNT. **Norma NBR – 5484**: Motores Alternativos de combustão Interna de Ignição por Compressão ou Ignição por Centelha de Velocidade Variável: Rio de Janeiro, 1985.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – ABNT. **Norma NBR 10152 (NB 95)**: Níveis de ruído para conforto acústico. Rio de Janeiro. Dez., 1987. 4p.
- BALASTREIRE, L.A. **O estado da arte da agricultura de precisão no Brasil**. Piracicaba, São Paulo, 2000. 222p
- BALASTREIRE, L.A. **Máquinas Agrícolas**. 1.ed. São Paulo SP: Editora Manole, 1990. 308p.
- BARROS, U.V.; BARBOSA, C.M.; MATIELLO, J.B. In 26<sup>o</sup> Congresso Brasileiro de Pesquisas Cafeeiras. Marília, SP. p.40-41, 2000.
- BÁRTHOLO, G.F.; GUIMARÃES, P.T.G. **Cuidados na Colheita, Preparo do Café e armazenamento do café**. Informe Agropecuário, v.14, n. 162, p.33-44, 1989.
- BRASIL. Ministério da Agricultura e do abastecimento. Companhia Nacional de Abastecimento. **Relatório da safra 2004/2005**. <http://www.conab.gov.br/>. Dez., 2004
- BRASIL. Ministério da Agricultura e Reforma Agrária. Secretaria Nacional de Defesa Agropecuária. Departamento Nacional de Defesa Vegetal e Coordenação de Laboratório Vegetal. Regras para análise de sementes. Brasília, DF: MARA, 1992. 365p.
- BRASIL.Ministério do Trabalho. Normas Regulamentadoras-NR15, Segurança e Medicina do Trabalho. Brasília, 1978

- DEWANGAN, K.N; KUMAR G.V.; TEWARI, V.K. Noise characteristics of tractors and health on farmers. Elsevier 2005.14p
- CAÑAVATE, J.O. **Ergonomia, higiene e segurança nos tratores e máquinas agrícolas.** Máquinas e Tratores. Agrícolas, v.3, p.57-65, 1982.
- CROMPTON T.R. **Battery Reference Book.** Publisher: Society of Automotive Engineers; 2nd edition, 750 p.1996.
- EMBRAPA - EMPRESA BRASILEIRA DE PESQUISA AGROPECUÁRIA–Café. <http://www.cnpdia.embrapa.br/cafe.html>. 2001
- FERNANDES, J.C. **Avaliação dos Níveis de Ruídos em Tratores Agrícolas e seus Efeitos sobre o Operador.** Botucatu, 1991. 172 p. Tese (Doutorado em Energia na Agricultura) - Faculdade de Ciências Agrônômicas, Universidade Estadual Paulista.
- FILGUEIRAS, W.H. **Modelagem da planta de café por elementos finitos para estudo de colheita por vibração.** Viçosa, MG: Universidade Federal de Viçosa. 2000. 81p. Dissertação de Mestrado
- MANTOVANI, E.C.; LEPLATOIS, M.; INAMASSU, R.Y. **Automação do processo de avaliação de desempenho de tratores e implementos em campo.** Revista PESQUISA AGROPECUÁRIA BRASILEIRA (PAB). Brasília, v.34,n.7, 1999.
- MIALHE, L.G. **Máquinas Agrícola Ensaio & Certificação.** Piracicaba, SP: Fundação de Estudos Agrários Luiz de Queiros, 1996. 722p.
- MOLIN, J.P.; ARAUJO, J.C.; ZAMBUZI, P.C.; PEREIRA, F.J.S. **Ensaio de características dimensionais, ponderais e de desempenho na barra de tração de um quadriciclo 4x2 toda.** Revista Eng. Agric. Jaboticabal, v.22, n.2, p. 278-287, 2002.
- RIBEIRO JÚNIOR, J.L. **Análises estáticas no SAEG.** Viçosa: Editora UFV, 2001.301p.
- ROBIN, P. **Segurança e ergonomia em maquinaria agrícola: máquinas e implementos agrícolas.** São Paulo: NSI/MA, 1988. 18p.
- SOUZA, C.M.A. **Desenvolvimento e modelagem de sistema de derriça e de abanação de frutos do cafeeiro.** Viçosa, MG: Universidade Federal de Viçosa. 2005. 123p. Tese de Doutorado.
- SILVA, J.S.et al. **Manual de construção e manejo de terreiros para secagem de café.** Viçosa: Associação dos Engenheiros Agrícolas de Minas Gerais: UFV/DEA, 2000.
- VILELA, E.R. **Secagem e Qualidade do Café.** Informe Agropecuário. v.18, n.187, p.55-63, 1997.
- ZAMBERLAN, M.P.C.L.; FERREIRA, D.M.P.; ALMEIDA, A.G.D. **Avaliação ergonômica de tratores agrícolas.** Rio de Janeiro: INT/UPDI, 1988, 138 p.
- ZOZ, F; GRISSO R.D. **Traction and Tractor Performance.** St. Joseph ASAE. 2003. 27p.

# **SIMULAÇÃO DO DESEMPENHO TRATIVO DO MICROTRATOR AGRÍCOLA COM DIFERENTES SISTEMAS ALTERNATIVOS DE PROPULSÃO**

## **RESUMO**

Este trabalho foi realizado objetivos de simular o comportamento dinâmico de microtratores de rodas por meio de um programa de computador e realizar um estudo comparativo dos resultados obtidos nos ensaios de tração realizados na pista de concreto. A modelagem do comportamento dinâmico dos tratores agrícolas de rodas foi realizada de acordo com a metodologia descrita pela norma, que considera os parâmetros relativos à interação entre o sistema de rodas e o solo. O modelo apresentou valores de força, potência e coeficiente de tração simulados semelhantes aos resultados experimentais para o microtrator MCC, enquanto, para os microtratores MCA e MCI, a tendência foi de subestimar esses valores. Isso garante que, para o microtrator MCC, o modelo de simulação implementado pode ser usado em análises de sensibilidade e otimização dessas máquinas.

**Palavras-chave:** motores, energia, modelagem

## **SIMULATING THE TRACTIVE PERFORMANCE OF THE AGRICULTURAL MICROTRACTOR PROVIDED WITH DIFFERENT ALTERNATIVE PROPULSION SYSTEMS**

### **ABSTRACT**

This study was carried out to simulate the dynamic behavior of wheeled microtractors by a computer program, as well as to accomplish a comparative study of the results obtained from the traction assays that were accomplished in the concrete track. Modeling of the dynamic behavior in agricultural wheel tractors was accomplished according to the methodology described by the norm, that takes into account the parameters relative to the interaction between the wheel system and the soil. The model provided the simulated values for force, potency and coefficient of traction similar to the experimental results obtained for the MCC microtractor, whereas for the microtractors MCA and MCI there occurred a tendency to underestimating those values. This ensures that, for the MCC microtractor, the implemented simulation model may be used in both sensibility and optimization analyses for those machines.

**Keywords:** engines, energy, modeling.

## INTRODUÇÃO

Na engenharia agrícola, os pesquisadores têm utilizado a técnica de modelagem e simulação para estudar os mais variados fenômenos (ABU-HAMDEH et al., 2004). A modelagem dinâmica é uma ciência que utiliza equações diferenciais e seu objetivo não visa apenas a compreensão adequada de um determinado fenômeno e sua evolução no tempo, mas também a formulação de programas de intervenção que possam ordenar, organizar, mudar, prever e até mesmo prevenir sua ocorrência e seus desdobramentos, como fenômenos físicos, naturais, sociais ou culturais.

Os tratores executam o trabalho de tracionar as máquinas no campo e de fornecer potência por meio da tomada de potência (TDP) para acionar os mecanismos das máquinas. A escolha do trator ideal é um dos fatores importantes no gerenciamento das operações mecanizadas. Se o trator escolhido não estiver adequado à máquina, podem ocorrer problemas associados à perda de eficiência das máquinas, ao consumo ao excessivo de combustível e ao aumento dos riscos de acidentes, entre outros.

A potência líquida produzida pelo motor do trator não está totalmente disponível para o acionamento das máquinas. Estudos comprovam que apenas 87 a 90% da potência líquida do motor chega à TDP do trator; cerca de 10 a 13% da potência é perdida no sistema de transmissão, conforme ASAE (1998). Quando se utiliza a barra de tração para acionamento das máquinas, as perdas são ainda maiores, em torno de 21 a 53%, dependendo das condições da superfície do terreno e do tipo de trator.

ACUNHA et al. (1995) realizaram estudos visando determinar o coeficiente e a eficiência de tração de um trator agrícola por meio de ensaio de campo e de modelos matemáticos. A partir de comparações entre os resultados experimentais e aqueles

obtidos pelo modelo de WINNER & LUTH (1973), observou-se correlação de 74%, et al. (1997) indicando que a equação é válida para realização deste estudo.

UPADHYAYA efetuaram testes utilizando quatro diferentes tipos pneus radiais, dois tipos de solos, quatro condições de solo, três níveis de pressão de insuflação e três cargas no eixo da roda. Os dados de campo foram analisados, obtendo-se equações semi-empíricas de previsão de tração para pneus radiais. Em geral, essas equações de previsão de tração foram capazes de prever a força de tração com erros inferiores a 25%

GARCIA et al. (2003) desenvolveram um modelo de simulação para analisar o comportamento dinâmico de um conjunto trator-colhedora de feijão, em que foi realizada a simulação do trator, incluindo a interação solo e pneu, a simulação do sistema de transmissão de potência e dos sistemas de trilha e limpeza da colhedora de feijão. Quando os resultados simulados foram comparados com os testes experimentais, observou-se erro relativo médio entre 5,85 e 28,69% para diferentes velocidades de deslocamento, frequências de rotação da TDP, torques e potências requeridas na TDP.

SOUZA et al. (2002) implementaram um modelo semi-empírico para simular o desempenho dos tratores de pneus. Com o modelo de simulação implementado, pode-se prever o desempenho de tratores agrícolas de pneus com tração traseira, com tração traseira e dianteira auxiliar e com tração nas quatro rodas. A força disponível na barra de tração, a eficiência trativa e o coeficiente de tração foram simulados para dois tratores agrícolas de pneus, com tração dianteira auxiliar, utilizando-se pneus diagonais e radiais, para diferentes estados mecânicos do solo e patinação do rodado motriz. De acordo com os estudos, o desempenho trativo mostrou-se mais influenciado pela carga dinâmica, pelo tipo de pneu e pela patinação do rodado motriz. O modelo implementado foi considerado satisfatório pelos autores, pois simulou valores dentro dos intervalos de confiança do coeficiente de tração obtidos na literatura, com erro relativo médio de 8,21%.

Segundo CAPPELLI et al. (1997), a simulação da operação de tratores, realizada por programas e computadores cada vez mais sofisticados, tem se tornando importante ferramenta na execução do projeto da máquina, reduzindo o tempo gasto e a necessidade de realização de experimentos de campo.

No entanto, para auxiliar fabricantes e agricultores na solução de problemas nos projetos e na utilização de máquinas e implementos agrícolas, há necessidade de se verificar o desempenho desses equipamentos por meio de ensaios de campo e em laboratórios.

Neste contexto, realizou-se este trabalho com os objetivos de simular o comportamento dinâmico de microtratores de rodas por meio de um programa de computador e realizar um estudo comparativo dos resultados obtidos nos ensaios de tração.

## **MATERIAL E MÉTODOS**

Este trabalho foi realizado no Laboratório de Mecanização Agrícola do Departamento de Engenharia Agrícola (DEA) da Universidade Federal de Viçosa (UFV).

Na condução dos ensaios, para a obtenção dos valores da força de tração e comparação dos valores simulados, foi conduzido um ensaio de desempenho na barra de tração e potência máxima, em diferentes marchas de trabalho, conforme a NBR 10400 (ABNT,1997). Para a coleta de dados, foram estabelecidas como condições, as patinagens de 5; 10; 15; 20 e 25%, com três repetições.

A simulação foi feita por meio de um programa de computador escrito em linguagem MS Visual Basic, para a predição do comportamento da força de tração, da potência de tração e do coeficiente de tração. A modelagem do comportamento dinâmico dos tratores agrícolas de rodas foi realizada de acordo com metodologia proposta pela Norma da ASAE D497.4 (2000), que considera os parâmetros relativos à interação sistema de rodas e solo.

### **Modelagem do comportamento dinâmico dos microtratores**

Com base na Norma Standard 497.4 (ASAE, 2000) e nos procedimentos apresentados por SOUZA et al. (2002), foi implementado um programa computacional para prever o comportamento da eficiência de tração, do coeficiente de tração, da força e da potência na barra de tração dos microtratores agrícolas adaptados (Equações de 1 a 7).

Os valores de força de tração foram obtidos por meio de interações, até que uma tolerância fosse atendida. Para que isso ocorresse, uma força de tração foi fornecida inicialmente ao programa, sendo fixada em 10% do peso total do trator.

A carga dinâmica sobre o rodado foi determinada por meio da carga estática e da transferência de peso entre os eixos, que ocorre quando o trator encontra-se tracionando, de acordo com a Equação 1.

$$W_d = W_e + \frac{h_b}{D} F_b \quad (1)$$

em que:

$W_e$  = peso estático sobre o rodado, kN;

$h_b$  = distância entre a barra de tração e a superfície do terreno, m;

$D$  = distância entre eixos, m.

$F_b$  = força de tração disponível na barra, kN;

Quadro 1 - Constantes que caracterizam o comportamento da força bruta para pneu diagonal.

Constante	Pneu diagonal
$C_1$	7,50
$C_2$	0,04
$C_3$	1,00

Fonte: BRIXIUS (1987).

O coeficiente de mobilidade, que considera a interação pneu-solo, foi determinado por meio da Equação 2.

$$B_n = \left( \frac{I_C b d}{W_d} \right) \left( \frac{1 + 5 \frac{d}{h}}{1 + 3 \frac{b}{d}} \right) \quad (2)$$

em que:

$I_C$  = índice de cone, kPa;

$b$  = largura da banda de rodagem do pneu, m;

$d$  = diâmetro do pneu, m;

$h$  = altura da banda de rodagem do pneu, m;

$\delta$  = deflexão do pneu, m.

A força de tração bruta foi determinada utilizando-se a Equação 3.

$$F_t = W_d [0,88(1 - e^{-0,1B_n})(1 - e^{-C_1 \delta}) + C_2] \quad (3)$$

em que:

$W_d$  = carga dinâmica sobre o rodado, kN;

$B_n$  = coeficiente de mobilidade, adimensional;

$C_1, C_2$  = constantes que dependem do tipo de pneu (Quadro1).

De acordo com SOUZA et al. (2002), para vencer a resistência ao rolamento imposta pelo solo, torna-se necessário considerar uma força adicional, que deve ser incluída no cálculo da potência requerida para tração do trator. Esta força pode ser determinada pelo coeficiente de resistência ao rolamento, obtido da relação entre a resistência ao rolamento e a carga dinâmica sobre o rodado, conforme a seguinte Equação 4.

$$C_r = \frac{R_r}{W_d} = \left[ \frac{C_3}{B_n} + C_2 + \frac{0,5s}{\sqrt{B_n}} \right] \quad (4)$$

em que:

$C_r$  = coeficiente de resistência ao rolamento, adm;

$R_r$  = resistência ao rolamento, kN;

$C_2, C_3$  = constantes que dependem do tipo de pneu.

As constantes  $C_2$  e  $C_3$  assumem valores conforme o Quadro 1. A força disponível na barra de tração foi determinada pela diferença entre a força de tração bruta e a resistência ao rolamento, conforme a Equação 5.

$$F_b = F_t - R_r \quad (5)$$

em que:

$F_b$  = força disponível na barra de tração kN;

$F_t$  = tração bruta kN;

$R_r$  = resistência ao rolamento kN.

O coeficiente de tração ( $\xi$ ) foi definido como a razão entre a força desenvolvida na barra de tração e a carga dinâmica aplicada sobre os rodados motrizes, conforme a Equação 6.

$$\xi = \frac{F_b}{W_t + W_f} \quad (6)$$

em que:

$W_t$  = peso sobre eixo traseiro do trator, kN;

$W_f$  = peso sobre eixo dianteiro do trator, kN.

A potência disponível na barra de tração do trator foi determinada segundo a Equação 7.

$$P = \frac{F_b V}{3,6} \quad (7)$$

em que:

$P$  = potência de tração, kW;

$V$  = velocidade de deslocamento do trator, km h<sup>-1</sup>.

$F_b$  = força de tração disponível na barra, kN;

### **Procedimento de simulação**

Inicialmente, o programa apresenta uma tela de entrada onde são inseridos os valores relativos ao trator ensaiados.

Nos Quadros 2 e 3, são apresentadas as características dos pneus, do solo e dos microtratores utilizadas como parâmetros de entrada do programa computacional desenvolvido. Com essas características, realizaram-se comparações entre o desempenho de três modelos de microtratores com características semelhantes.

Quadro 2 - Características dos pneus utilizados na simulação.

Índice de cone * (kPa)	1800	
	Roda Traseira	Roda Frontal
Especificação do pneu:	6 – 16	4 – 8
Aro (mm)	445	220
Diâmetro (mm)	655	410
Altura da seção (mm)	110	95
Largura da seção do pneu (mm)	145	110
Deflexão estática (mm)	10	10

\* Conforme ASAE D497.4 (2000) o solo com alto grau de dureza apresenta 1800 kPa de índice de cone.

Quadro 3 - Características dos microtratores utilizados na simulação.

	Micro-MCA	Micro-MCC	Micro-MCI
Peso eixo traseiro (kN)	1,35	2,81	1,27
Peso eixo frontal (kN)	0,88	0,73	0,85
Peso do trator (kN)	2,30	3,54	2,12
Distância entre eixos (mm)	960	960	960
Altura da barra de tração (mm)	280	280	280

As simulações foram realizadas considerando-se os tratores trabalhando com seu peso próprio, ou seja, sem lastro.

Para comparação entre os valores obtidos por meio da simulação e aqueles verificados experimentalmente, utilizou-se o método do gráfico de correspondência. Os resultados dos testes foram plotados em forma de gráficos, estando na abscissa os valores experimentais e, na ordenada, os simulados por meio do modelo. Constam no mesmo gráfico o coeficiente de determinação e o erro relativo médio entre o valor simulado e o experimental, que foi calculado pela seguinte expressão:

$$\bar{e} = \sum_1^n \frac{(y_i - x_i / x_i)}{n} \quad (8)$$

em que:

$\bar{e}$  = erro relativo médio, dec.;

$x_i$  = valores experimentais;

$y_i$  = valores simulados;

$n$  = número de observações.

Considerando-se que o erro relativo é uma variável que segue a distribuição normal e ocorre ao acaso, testou-se a hipótese do erro nulo, aplicando-se o teste t a 5% de probabilidade.

## RESULTADOS E DISCUSSÃO

### **Simulação do desempenho trativo dos microtratores implementados**

Os recursos do programa computacional utilizado para realização das simulações do comportamento trativo dos microtratores são apresentados nas Figuras 1, 2 e 3.

A entrada de dados do sistema é composta pelas características dos rodados motrizes e do microtrator, pelas especificações dos pneus, pelos parâmetros operacionais e pelas propriedades do terreno (Figura 1).

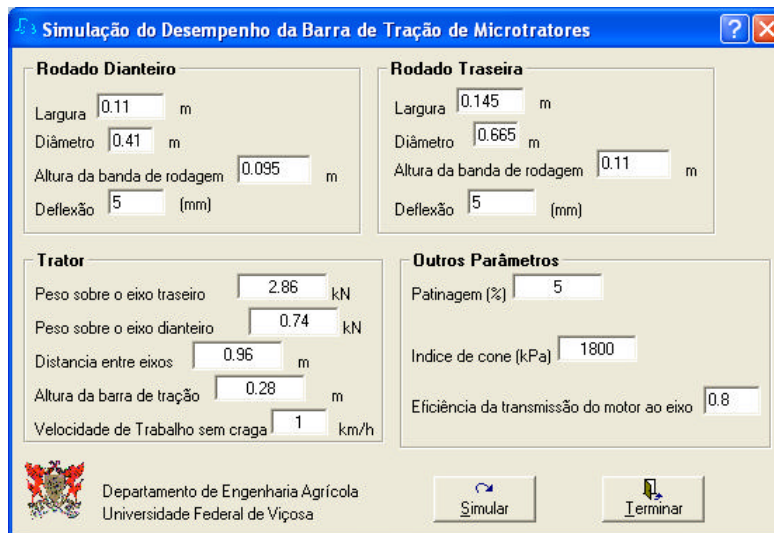


FIGURA 1 - Tela de entrada de dados do programa computacional empregado.

Após simulação, o programa computacional disponibiliza os resultados na forma de tabela, conforme demonstrado na Figura 2. São apresentados as eficiências tratória, o coeficiente de tração para o peso total do trator e para a carga dinâmica sobre o eixo traseiro, a força e a potência de tração, as potências no eixo traseiro e no motor, as cargas dinâmicas sobre os eixos dianteiro e traseiro e os coeficientes de mobilidade dos pneus dianteiros e traseiros.

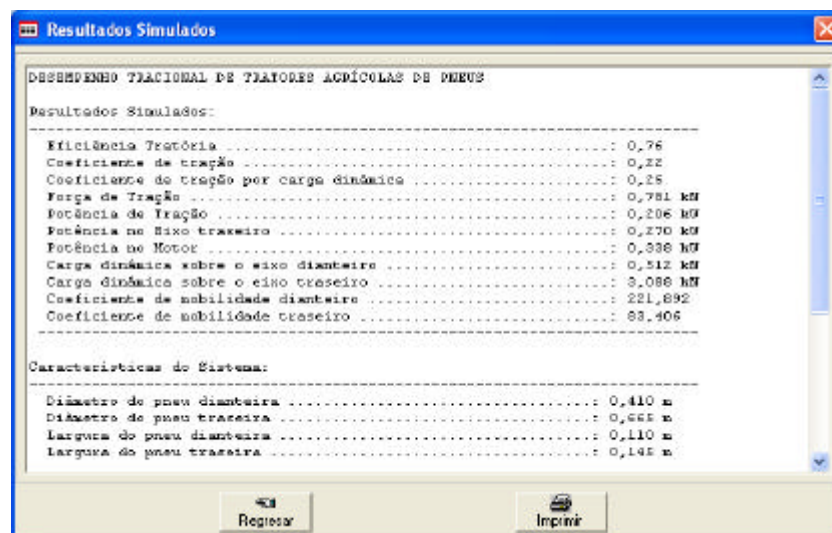


FIGURA 2 - Tela de saída dos resultados do programa computacional.

A seguir, encontra-se um fluxograma com os procedimentos realizados pelo programa (Figura 3).

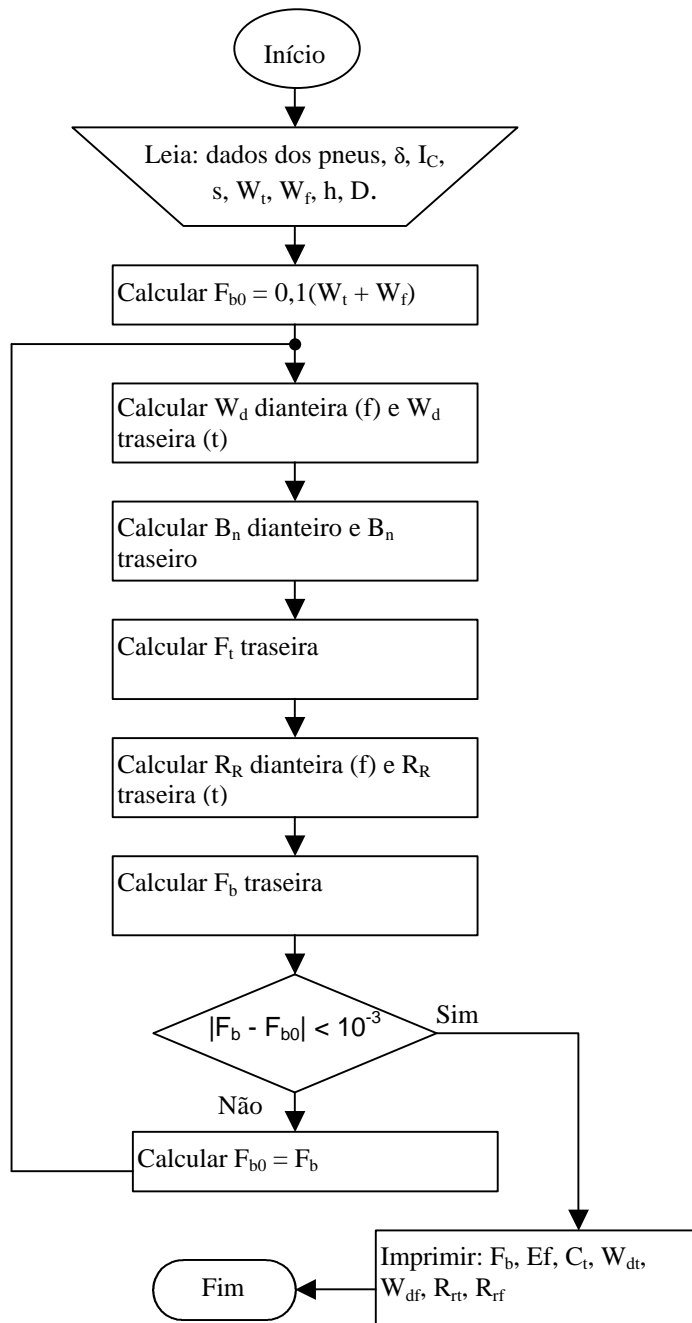


FIGURA 3 - Diagrama de blocos do programa computacional utilizado para a simulação.

O primeiro passo consiste em fornecer dados relativos aos rodados, à distribuição de peso, à altura da barra de tração, à distância entre eixos, à velocidade de trabalho e a outros parâmetros, como patinagem e índice de cone.

A partir dos dados fornecidos, é estimada uma força de tração inicial equivalente a 10% do peso total do microtrator, possibilitando calcular a carga dinâmica sobre os rodados. Uma vez estimada a transferência de peso e conhecidas as características do pneu e do solo, estima-se o coeficiente de mobilidade.

Com a carga dinâmica sobre os rodados, o coeficiente de mobilidade e as constantes que caracterizam o comportamento da força bruta para o pneu diagonal, calcula-se, então, a força de tração bruta.

O passo seguinte consiste em determinar a resistência ao rolamento, cujo cálculo é feito aplicando-se as constantes para os pneus diagonais e o coeficiente de mobilidade. Extraíndo-se o valor da resistência de rolamento do valor da força de tração bruta, tem-se a força disponível na barra de tração.

Se a diferença entre a força de tração calculada e a força inicial estimada for inferior a 0,001 kN, aceita-se a força de tração calculada como resposta e os resultados apresentados na tela da Figura 2. Caso contrário, o programa repete os cálculos substituindo o valor da força de tração inicial pelo da força de tração calculada, reiniciando o cálculo de todos os outros parâmetros.

#### **Comparação entre os valores simulados e observados para microtrator MCA**

Na Figura 4 consta a comparação entre os valores de força de tração observados e simulados, para a 1ª e 2ª marchas. Verifica-se que o modelo apresenta tendência em subestimar os valores de força de tração, independentemente da marcha utilizada. Quando se simulou a força de tração realizada utilizando-se a 1ª marcha, observou-se que foi valor de 0,62 de coeficiente de determinação, erro relativo médio de -0,427, significativo pelo teste t do erro (Figura 4a). Por outro lado, quando se utilizou a 2ª marcha, os valores simulados apresentaram 0,87 de coeficiente de determinação, -0,51 de erro relativo médio, significativo pelo teste t do erro (Figura 4b).

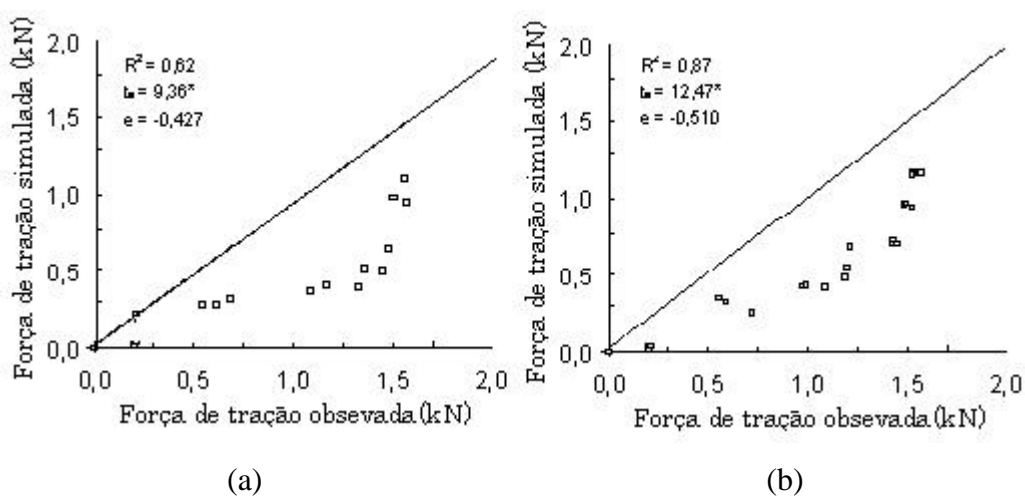


FIGURA 4 - Comparação entre os valores de força de tração observados e simulados para a 1ª (a) e 2ª (b) marchas.

Da mesma maneira que para a força de tração, a potência de tração apresentou menores valores simulados em comparação aos experimentais. Para a simulação da 1ª marcha, obteve-se um coeficiente de determinação de 0,48, erro relativo médio de -0,42 e significância pelo teste t do erro, enquanto, na 2ª marcha, o coeficiente de determinação foi de 0,79 o erro relativo médio de 0,46 apresentando também significância pelo teste t (Figura 5).

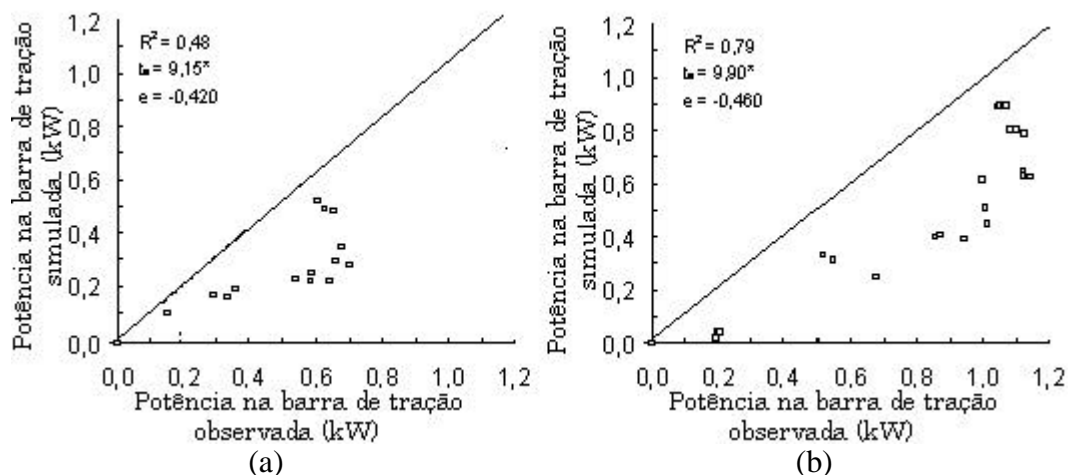


FIGURA 5 - Comparação entre valores calculados e experimentais de potência na barra de tração para a 1ª (a) e 2ª (b) marchas.

Os valores da simulação para o coeficiente de tração foram inferiores àqueles obtidos experimentalmente. No caso da 2ª marcha, observou-se coeficiente de determinação de 0,84; erro relativo médio de -0,446 e significância pelo teste t do erro. Quando se utilizou a 1ª marcha, o coeficiente de determinação foi de 0,63 e do erro relativo médio -0,409, apresentando significância pelo teste t do erro (Figura 6). Estes resultados sugerem que o modelo de simulação utilizado não representou de maneira satisfatória o desempenho do microtrator MCI.

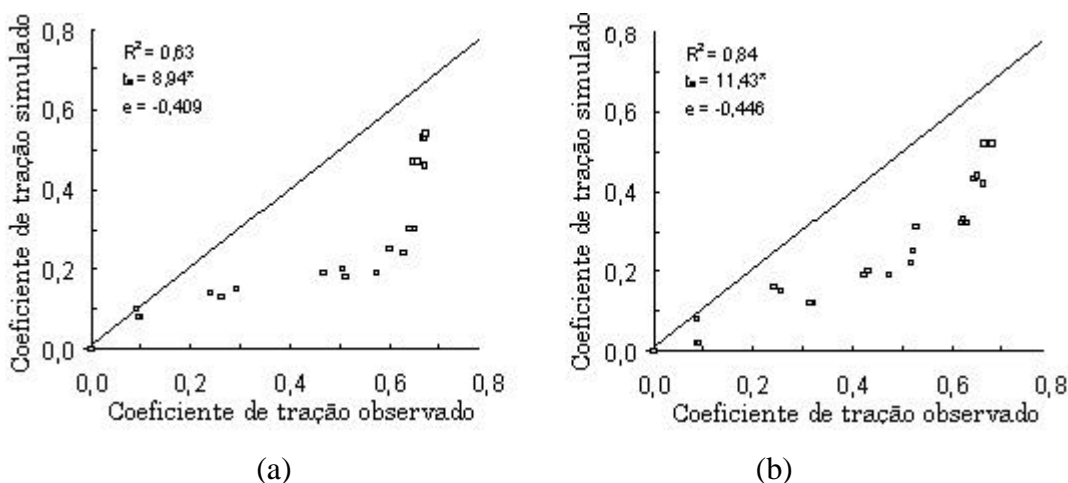


FIGURA 6 - Comparação entre valores simulados e experimentais para o coeficiente de tração, para 1ª (a) e 2ª (b) marchas.

## Comparação entre os valores simulados e observados para o microtrator

### MCC

As forças de tração observada e simulada estão representadas na Figura 7. Os valores de força de tração simulada foram bem próximos àqueles obtidos experimentalmente.

Na 1ª marcha, obteve-se coeficiente de determinação de 0,99 e erro relativo médio de 0,310, enquanto os dados simulados na 2ª marcha apresentaram coeficiente de determinação de 0,84 e erro relativo médio de 0,004.

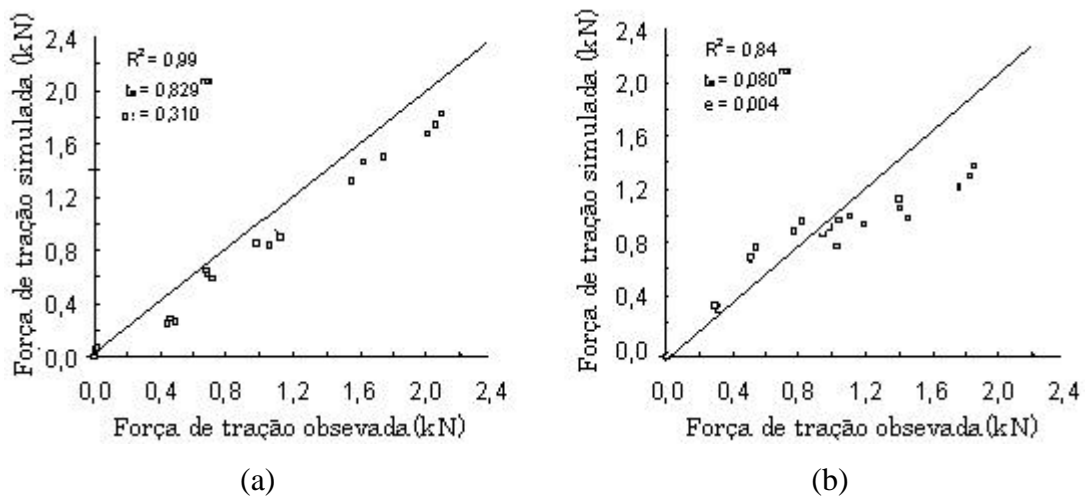
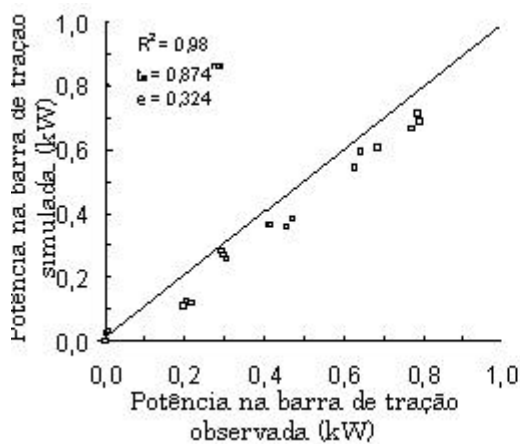
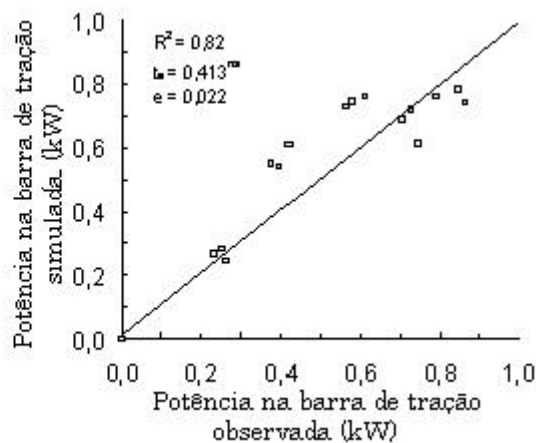


FIGURA 7 - Comparação entre valores de força de tração, para a 1ª (a) e 2ª (b) marchas.

A tendência da potência simulada foi semelhante à experimental, não se verificando diferença significativa entre seus valores (Figura 8). O coeficiente de determinação foi de 0,98 e o erro relativo médio de 0,324 quando se simulou o trator trabalhando na 1ª marcha, enquanto, na 2ª marcha, o coeficiente de determinação foi de 0,82 e o erro relativo médio de 0,022.



(a)

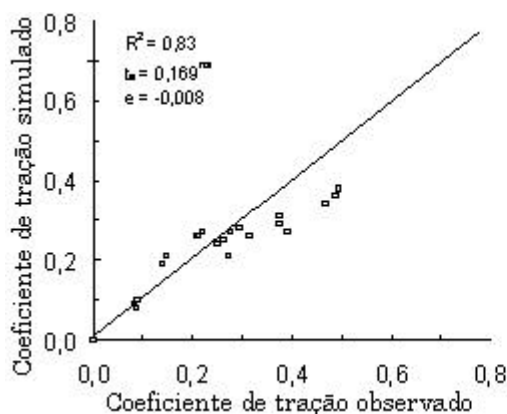


(b)

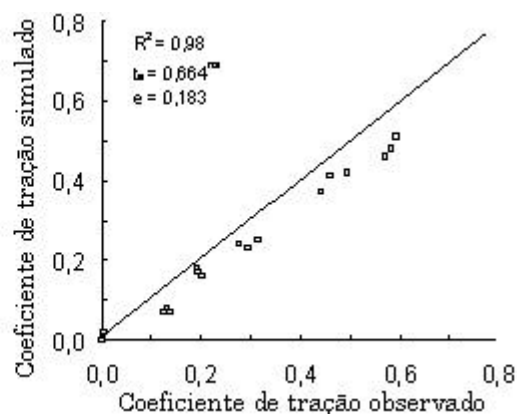
FIGURA 8 - Comparação entre valores de potência de tração, para a 1ª (a) e 2ª (b) marchas.

Comparando-se os coeficiente de tração simulado e o experimental, observou-se uma tendência semelhante entre os valores para as duas marchas utilizadas. Entretanto, para 1ª marcha em que se obteve maiores valores de coeficiente de determinação, os valores simulados e observados foram mais próximos. O erro relativo médio não foi significativo para as duas marchas, (Figura 9).

O coeficiente de determinação, para a 1ª marcha, foi de 0,98 e o erro relativo médio de 0,183, enquanto para a 2ª marcha, foi de 0,83 e -0,008 respectivamente.



(a)



(b)

FIGURA 9 - Comparação entre valores de coeficiente de tração, para a 1ª (a) e 2ª (b) marchas.

Para o modelo com o motor MCC, os valores simulados se assemelharam mais aos experimentais, em virtude de os parâmetros deste microtrator terem sido mais

próximos dos valores exigidos pela ASAE D497.4, o que torna o modelo utilizado uma importante ferramenta para representar o desempenho do microtrator MCC.

Os coeficientes de determinação foram superior ao valor de 0,74, obtido por ACUNHA et al. (1995), indicando que o modelo foi adequado para o estudo.

### **Comparação entre os valores simulados e observados do comportamento do microtrator MCI**

Os valores da força, da potência e do coeficiente de tração simulados e observados são representados nas Figuras 10, 11 e 12.

Verificou-se que, para a 1ª marcha, o coeficiente de determinação para a força de tração foi de 0,77 e o erro relativo médio de -0,352, com significância pelo teste t do erro (Figura 10a). Por outro lado, quando utilizou-se a 2ª marcha, houve diferença significativa para o erro relativo médio (Figura 10b), observando-se de coeficiente de determinação de 0,79 e erro relativo médio de 0,31.

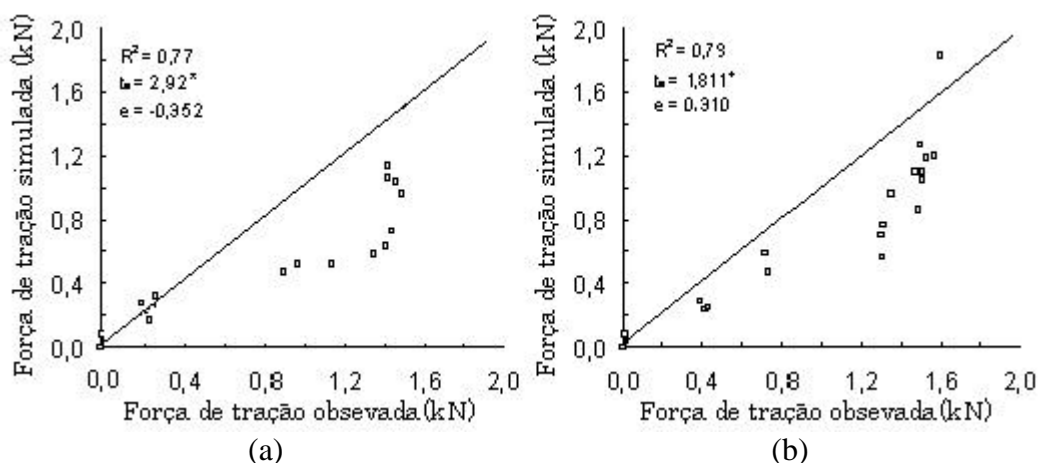


FIGURA 10 - Comparação entre valores de força de tração, para a 1ª (a) e 2ª (b) marchas.

Quando se comparou a potência requerida na tração utilizando a 1ª marcha de trabalho, verificou-se significância no teste t do erro, coeficiente de determinação de 0,69 e erro relativo médio de -0,299 (Figura 11a). Para a 2ª marcha, não houve diferença entre os valores de potência de tração, obtendo-se coeficiente de determinação de 0,85 e erro relativo médio de 0,194 (Figura 11b).

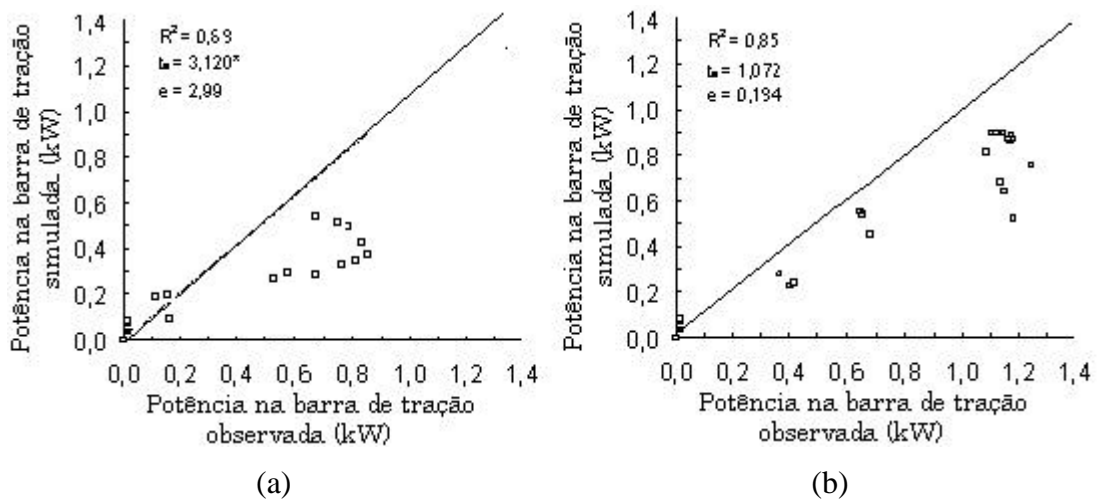


FIGURA 11 - Comparação entre valores de potência de tração, para a 1ª (a) e 2ª (b) marchas.

Houve diferença significativa para o erro relativo médio quando foi utilizada a 2ª marcha, o mesmo ocorrendo para a 1ª marcha. Na 1ª marcha, observou-se coeficiente de determinação de 0,75 e erro relativo médio de -0,215, enquanto, na 2ª marcha, foram de 0,85 e 0,205, respectivamente (Figura 12b).

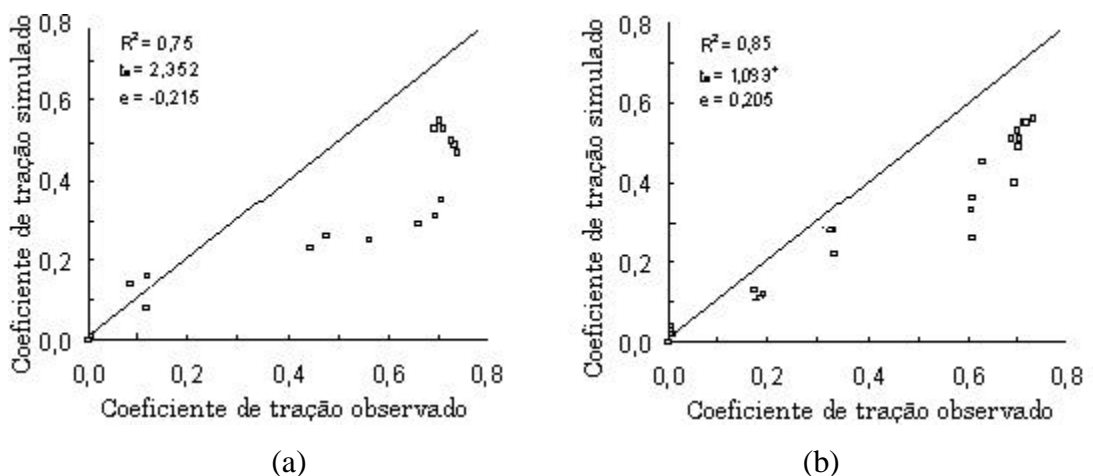


FIGURA 12 - Comparação entre valores médios experimentais e simulados para coeficiente de tração na 1ª (a) e 2ª (b) marchas.

### Considerações sobre o modelo de simulação

Com o modelo de simulação do desempenho tratório de microtratores foi possível determinar as forças e as potências disponíveis na barra de tração dos microtratores implementados, as eficiências tratórias, os coeficientes de tração, os coeficientes de mobilidade dos pneus interagindo com o solo, a potência no eixo dos microtratores e as cargas dinâmicas sobre os rodados.

O modelo de simulação apresentou valores de força e potência e coeficiente de tração simulados semelhantes aos experimentais para o microtrator MCC. Para o microtrator MCI, os resultados não foram conclusivos, uma vez que para a 1ª marcha, os erros foram significativos, não ocorrendo o mesmo para 2ª marcha. No estudo com os microtratores MCA e MCI, observou-se uma tendência do modelo em subestimar os valores dos parâmetros obtidos experimentalmente, sugerindo que, para o microtrator MCC, o modelo de simulação implementado pode ser usado em análises de sensibilidade e otimização dessas máquinas.

Os resultados da simulação dos microtratores MCA e MCI apresentaram valores de coeficiente de determinação entre 0,62 e 0,87, considerados próximos dos registrados por Acunha et al. (1995).

A relação entre a carga dinâmica aplicada no pneu e sua largura e seu diâmetro apresentou valores inferiores aos recomendados pela Norma D497.4 (ASAE, 2000), o que contribuiu significativamente para a obtenção de valores simulados inferiores àqueles observados experimentalmente.

## **CONCLUSÕES**

O microtrator MCC foi o que apresentou a maior força de tração simulada nos índices de patinagens.

O modelo de simulação implementado foi satisfatório na simulação do desempenho trativo dos microtrator MCC, porém, necessidade de ajustes para os modelos dos microtratores MCA e MCI.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABU-HAMDEH, N.H; AL-JALIL, H.F. **Computer simulation of stability and control of tractor-trailed implement combinations under different operating conditions**. Resvista Bragantia, Campinas, São Paulo, v.63, n.1, p.149-162, 2004.
- ACUNHA, R.R.D.; MANTOVANI, E.C.; MARTYN, P.J. **Comparação do coeficiente de tração e da eficiência tratória de um trator agrícola obtidos pela equação de Wismer e Luth e por ensaio de campo**. Pesquisa Agropecuária Brasileira. v.30, n.4, p.523-530, 1995
- AMERICAN SOCIETY OF AGRICULTURAL ENGINEERS. ASAE. **Agricultural machinery management**. ASAE Standards EP496.2. St. Joseph, p.344-349, 1998.
- AMERICAN SOCIETY OF AGRICULTURAL ENGINEERS. ASAE **Agricultural machinery management data**.Standards D497.4 St Joseph, 2000.8p.
- BRIXIUS, W.W. **Traction prediction equations for bias ply tires**. St. Joseph, Michigan, ASAE, 1987. 8p. Paper 87-1622
- CAPPELLI, N.L.; UMEZU, C.K. In: **Instrumentação para determinação da demanda de potência em mecanismos de uma colhedora de grãos**. I simpósio nacional de instrumentação agropecuária. São Carlos–SP. Empresa Brasileira de Pesquisas Agropecuárias, p.152-156. 1997.
- GARCIA, R.F.; QUEIROZ, D.M.; FERNANDES H.C. **Simulação do comportamento dinâmico de um conjunto trator-colhedora de feijão**. Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental, v.7, n.3, p.565-571, 2003. Campina Grande, PB, DEAg/UFCG - <http://www.agriambi.com.br>
- SOUZA, C.M.A. **Avaliação e simulação de desempenho de uma colhedora de fluxo axial para feijão**. Viçosa, MG: Universidade Federal de Viçosa. 2002. 113p. Tese de Mestrado.
- UPADHYAYA, S.K.; SIME, M.; RAGHUWANSHI, N. **Semi-empirical traction prediction equations based on relevant soil parameters** May, 1997.
- WISMER, R.D.; LUTH, H.J. **Off-road traction prediction for whee led vehicles**. **Transactions of the ASAE**, St. Joseph, v.17, n.1, p.8-14, 1973.

## RESUMO E CONCLUSÕES

Neste trabalho, investigou-se o uso de motores alternativos para a propulsão de microtrator agrícola utilizado no revolvimento de café no terreiro. Alternativas de energia usadas na propulsão permitem o uso do microtrator em diferentes funções, elevando o índice de mecanização das lavouras brasileiras. Foram implementados e ensaiados três diferentes tipos de motores: um motor elétrico de corrente alternada (MCA), um de corrente contínua (MCC) e um de combustão interna, de ciclo “Otto” (MCI), montados sobre o chassi de um microtrator utilizando no revolvimento dos frutos de cafeeiro em terreiros de secagem. Também foram realizados ensaios de tração, cujos resultados foram confrontados com um modelo, para simulação do comportamento dinâmico trativo. Na montagem do microtrator MCA, empregou-se um motor elétrico trifásico de corrente alternada, alimentado pela rede de energia elétrica convencional, por meio de cabos. O microtrator MCC foi impulsionado por um motor de corrente contínua e, neste caso, a energia necessária para a movimentação do sistema era armazenada em baterias de chumbo-ácido que acompanham o protótipo. O microtrator MCI, por sua vez, recebeu um motor à combustão interna, dois tempos, à gasolina. E por final simulou o comportamento dinâmico de microtratores de rodas por meio de um programa de computador e realizar um estudo comparativo dos resultados obtidos nos ensaios de tração realizados na pista de concreto. A modelagem do comportamento dinâmico dos tratores agrícolas de rodas foi realizada de acordo com a metodologia, que considera os parâmetros relativos à interação e entre o sistema de rodas e o solo.

Concluiu-se com este trabalho que:

os microtratores implementados apresentaram características compatíveis com sua utilização no revolvimento de café em terreiro com, uma bitola de 660 mm.

O índice de relação raio de giro e espaço de giro e o índice de simetria do raio de giro apresentaram valores, respectivamente, de 7,23 e 0,66%, considerados regulares, de acordo com as especificações para os tratores agrícolas fabricados no Brasil.

O tipo de fonte de energia adotado não interferiu na manobrabilidade dos microtratores.

O MCC foi o que apresentou maiores alterações nas medidas dimensionais e ponderais, com volume de 1,85 m<sup>3</sup> e massa total de 290,92 kg.

Os valores máximos para a força de tração foram alcançados na faixa de patinagem de 14 a 25%.

O MCC desenvolveu maior força de tração, sendo 22% superior aos demais microtratores.

A maior potência na barra de tração foi observada no microtrator MCC, que alcançou 1,41 kW.

O consumo específico de energia para os microtratores decresceu com o aumento da patinagem.

A eficiência de campo do microtrator MCA trabalhando 3 mm da camada de fruto foi superior à dos demais microtratores.

Todos os microtratores apresentaram níveis de ruído acima do limite aceitável.

O valor de força máxima requerida pelo revolvedor foi de 102,2 N para teor de 56% de água nos frutos e velocidade de trabalho de 4 km h<sup>-1</sup>.

O microtrator MCC foi o que apresentou a maior força de tração simulada nos índices de patinagens.

O modelo de simulação implementado foi satisfatório na simulação do desempenho trativo dos microtrator MCC, porém, necessidade de ajustes para os modelos dos microtratores MCA e MCI.

## **APÊNDICES**

## APÊNDICE A

Análises estatísticas dos desempenhos dos microtratores, regressão linear simples e múltipla, Modelo Raiz Quadrada.

Quadro 1A - Resumo das análises estatísticas para os microtratores.

Fator de variação	GL	Quadrados médios		
		MCA	MCC	MCI
FORÇA	21	0,052777	4,298565	3,1909
Regressão	2	3,523654	0,570408	0,3389
POT.ALIMENTAÇÃO	21	0,091837	3,519815	*****
Regressão	2	2,230020	0,875497	*****
POT. TRAÇÃO	21	0,013068	0,613715	0,6683
Regressão	2	0,654997	0,132140	0,10183
CONS. ESP.	18	0,885132	7,143000	12,5602
Regressão	2	26,38505	0,101600	304,920
EFIC.	21	0,037172	0,178900	0,24308
Regressão	2	0,232004	0,998208	0,13055
COEF. TRAÇÃO	21	0,099769	0,238201	0,75413
Regressão	2	0,666900	2,141602	0,70998

Significativo a 5% de probabilidade, pelo teste F. ns - Não significativo.

Quadro 2A - Resumo do teste de variância dos dados força máxima, coeficiente e potência máxima na barra de tração.

Fator de variação	GL	Quadrados médios		
		FORÇA	COEF	POT
TRATOR	2	0,700905	0,1161090	$0,6323333 \cdot 10^{-1}$
REP	6	$0,571429 \cdot 10^{-2}$	$0,419048 \cdot 10^{-2}$	$0,2487302 \cdot 10^{-2}$
Resíduo	12	$0,407143 \cdot 10^{-2}$	$0,19048 \cdot 10^{-3}$	$0,1161111 \cdot 10^{-2}$

Significativo a 5% de probabilidade, pelo teste F. ns - Não significativo.

Quadro 3A - Resumo do teste de variância dos dados capacidade de campo efetiva.

Fator de variação	GL	Quadrados médios
TRATOR	2	0,4679
ALTURA	1	0,4264
TRATOR*ALTURA	2	0,3697
Resíduo	18	0,4849

Significativo a 5% de probabilidade, pelo teste F. ns - Não significativo

## APÊNDICE B

Quadro 1B - Resumo da análise de variância dos dados de eficiência de campo dos microtratores.

Fator de variação	GL	Quadrados médios
TRATOR	2	382,397
ALTURA	1	1,0625
TRATOR*ALTURA	2	23,9711
Resíduo	18	2,9644

Significativo a 5% de probabilidade, pelo teste F. ns - Não significativo.

Quadro 2B - Resumo da análise de variância dos dados de força requerida pelo revolveddor-enleirador.

Fator de variação	GL	Quadrados médios
UMI	1	25487,34
ALT	3	9204,13
UMI*ALT	3	5432,41
VEL	3	908,312
UMI*VEL	3	85,82644
ALT*VEL	9	112,9056
UMI*ALT*VEL	9	45,30921
Resíduo	64	10,63151

Significativo a 5% de probabilidade, respectivamente, pelo teste F. ns - Não significativo.

Quadro 3B - Resumo da análise de variância dos dados ruído.

Fator de variação	GL	Quadrados Médios
TRATOR	2	436,6078
ERRO	6	0,523333
VEL	3	124,5552
TRATOR*VEL	6	15,57963
Resíduo	18	0,855925

Significativo a 5% de probabilidade, pelo teste F. ns - Não significativo.