



RAFAEL DE MATOS

**DEMANDA DE POTÊNCIA DO MOTOR HIDRÁULICO DO
EXTRATOR PRIMÁRIO DA COLHEDORA DE CANA-DE-
AÇÚCAR**

CAMPINAS

2012



UNICAMP

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA AGRÍCOLA**

RAFAEL DE MATOS

**DEMANDA DE POTÊNCIA DO MOTOR HIDRÁULICO DO
EXTRATOR PRIMÁRIO DA COLHEDORA DE CANA-DE-
AÇÚCAR**

Orientador: Prof. Dr. Nelson Luis Cappelli

Dissertação de mestrado submetida à banca examinadora para obtenção do título de Mestre em Engenharia Agrícola, na área de concentração em Máquinas Agrícolas.

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO DEFENDIDA PELO ALUNO RAFAEL DE MATOS E ORIENTADO PELO PROF.DR. NELSON LUIS CAPPELLI

Assinatura do Orientador

CAMPINAS

2012

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

M428d Matos, Rafael de
Demanda de potência do motor hidráulico do extrator primário da colhedora de cana-de-açúcar / Rafael de Matos. --Campinas, SP: [s.n.], 2012.

Orientador: Nelson Luís Cappelli.
Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Agrícola.

1. Motores hidráulicos. 2. Cana-de-açúcar - Colheita. 3. Mecanização agrícola. 4. Cana-de-açúcar - Mecanização. 5. Eficiência energética. I. Cappelli, Nelson Luís, 1954-. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Agrícola. III. Título.

Título em Inglês: Power demand in the hydraulic motor of primary extractor of the sugar cane harvester

Palavras-chave em Inglês: Hydraulic motors, Cane sugar - Harvest, Agricultural mechanization, Cane sugar - Mechanization, Energy efficiency

Área de concentração: Máquinas Agrícolas

Titulação: Mestre em Engenharia Agrícola

Banca examinadora: Paulo Sérgio Graziano Magalhães, Jorge Luís Mangolini Neves

Data da defesa: 10-08-2012

Programa de Pós Graduação: Engenharia Agrícola

Este exemplar corresponde à redação final da **Dissertação de Mestrado** defendida por **Rafael de Matos**, aprovado pela Comissão Julgadora em 10 de agosto de 2012, na Faculdade de Engenharia Agrícola da Universidade Estadual de Campinas.

FEAGRI



Prof. Dr. Nelson Luís Cappelli – Presidente e Orientador
Feagri/Unicamp



Prof. Dr. Paulo Sérgio Graziano Magalhães - Membro Titular
Feagri/Unicamp



Faculdade de Engenharia Agrícola
Unicamp

Dr. Jorge Luís Mangolini Neves – Membro Titular
CTC

RESUMO

O crescimento da demanda por cana-de-açúcar e a necessidade de agilidade no processamento do produto, levou o setor agrícola a buscar sistemas de colheita de maior capacidade no campo. No entanto, as colhedoras ainda apresentam alguns pontos críticos em função da qualidade de trabalho devido aos diversos tipos de perdas do produto durante a colheita. A maioria das deficiências encontradas na colhedora podem ser eliminadas, ou pelo menos minimizadas, com a adoção de inovações tecnológicas que permitam a operação otimizada e precisa de diversos de seus subsistemas. Alguns sistemas da colhedora, como por exemplo o circuito do extrator primário, ainda não apresentam um projeto bem definido para os diferentes modelos de colhedoras. Por isso, para começar a haver uma melhora nesse circuito, a análise do consumo de potência de todo esse sistema de limpeza, com valores de potência consumida e instalada, poderia ajudar a entender melhor seu funcionamento. O objetivo deste trabalho foi avaliar a demanda de potência hidráulica no motor hidráulico, instalado no extrator primário da colhedora de cana-de-açúcar, em condições de regime de operação da máquina, além de analisar a relação entre a potência instalada no circuito e a potência consumida. Para isso, instrumentaram-se dois modelos de colhedora e foram realizados quatro ensaios para aquisição de dados de vazão hidráulica e diferencial de pressão no motor hidráulico do extrator, considerando a máquina parada no pátio de uma oficina e operando em campo. Com a máquina parada, ou seja, sem fluxo mássico de cana e impureza proveniente da cana passando pelo ventilador, a potência consumida pelo motor foi de 14,75 kW para uma velocidade angular de $104,7 \text{ rad s}^{-1}$. Já com a colhedora operando em campo, com fluxo mássico de matéria seca passando pelo sistema de limpeza, os resultados foram superiores ao dobro encontrado para os testes com a colhedora parada. Quando comparados à potência nominal instalada, apresentam valores de potência hidráulica consumida de 30 a 50% da potência nominal, o que indica o superdimensionamento de potência dos motores do extrator primário.

Palavras chave: Motor hidráulico; Subsistemas da colhedora de cana; Eficiência energética.

ABSTRACT

The growing demand of sugar cane and the need for agility in the processing of this product, the agricultural sector led to seek cropping systems with greater capacity in the field. However, the sugar cane harvesters still have some critical points depending on the quality of work due to various types of product losses during harvest. Most of the deficiencies found in the harvester can be eliminated, or at least minimized, with the adoption of technological innovations that allow an optimal operation of its various subsystems. Some systems of the harvester such as the circuit of the primary extractor, does not have a well-defined design for different models of harvesters. So to start an improvement in this circuit, the analysis of power consumption of its cleaning system, with values of power consumed and installed, could help to better understand its operation. The objective of this study was to evaluate the demand for hydraulic power of the hydraulic motor installed on the primary extractor of sugar cane harvesters in terms of machine operation system and analyze the relationship between the installed power in the circuit and power consumed. For this, two models of combines were used in four tests, that were performed for data acquisition of hydraulic flow and differential pressure in the extractor's hydraulic motor, considering the machine stopped in the courtyard and working in the field. With the machine stopped, in other words without mass flow of sugar cane and impurity passing through the fan, the power consumed by the motor was 14.75 kW with an angular velocity of 104.7 rad s^{-1} . In the field operation with mass flow through the cleaning system, the results were more than twice found for the tests with the harvester stopped. When compared to the nominal power installed, the values of hydraulic power consumed ranged from 30 to 50% of rated output, which indicates the overestimation of the power in the primary motor of the extractor.

Keywords: Hydraulic motor; Subsystems of sugar cane harvester; Energy efficiency.

AGRADECIMENTOS

À Deus, por estar sempre me orientando na jornada da vida.

À minha família, pela força e cuidados prestados em todos os momentos.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Nelson Luis Cappelli, pelo incentivo, dedicação e ajuda durante todo o tempo.

À toda equipe do Laboratório de Instrumentação e Controle, pela amizade e apoio no trabalho desenvolvido.

À Faculdade de Engenharia Agrícola - UNICAMP, pela estrutura e oportunidade concedida para a realização do curso e à toda a equipe de pós-graduação pelo auxílio.

Aos professores da pós-graduação e aos colegas do curso de Engenharia Agrícola pela troca de experiências.

Aos amigos do Centro de Tecnologia Canavieira, em especial à Jorge Neves e Fernando Brod, pelo apoio durante a realização do projeto.

À Usina Carolo, em especial à Alex Ravagnani e João Guilherme Carolo pela atenção e oportunidade de realizar os experimentos de campo.

À Usina Ester, em especial à Marcos Rossine por nos proporcionar um espaço na empresa para realização dos experimentos.

À Usina Zanin, grupo Raízen, em especial à José Garcia Y Garcia por nos obter um espaço para realização dos experimentos.

À Usina Albertina, sobretudo à Sérgio Perez pela troca de informações e experiências.

À CAPES, Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior, pela concessão da bolsa de estudos durante o primeiro ano de mestrado.

À FAPESP, Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo, pela concessão da bolsa de estudos durante o segundo ano de mestrado e pelo incentivo ao desenvolvimento da pesquisa científica.

À todos muito obrigado.

SUMÁRIO

RESUMO.....	VI
ABSTRACT	VII
LISTA DE FIGURAS.....	XI
LISTA DE TABELAS.....	XIII
LISTA DE UNIDADES.....	XV
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. OBJETIVO.....	4
2.1. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	4
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	5
3.1. EVOLUÇÃO DA COLHEDORA DE CANA	5
3.2. PERDAS NA COLHEITA MECANIZADA	6
3.3. SISTEMAS DE ACIONAMENTO E SUAS EFICIÊNCIAS.....	9
3.4. DESCRIÇÃO DA COLHEDORA DE CANA-DE-AÇÚCAR	12
3.4.1. SISTEMA HIDRÁULICO DA COLHEDORA JOHN DEERE, MODELO 3520.....	12
3.4.2. SISTEMA HIDRÁULICO DA COLHEDORA CASE, MODELO A7700	18
4. MATERIAL E MÉTODOS.....	24
4.1. INSTRUMENTAÇÃO E SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS	24
4.2. ETAPA INICIAL DOS EXPERIMENTOS.....	26
4.3. TESTES OPERACIONAIS NA COLHEDORA DE CANA	30
4.4. EXPERIMENTO EM CAMPO	31

5.	RESULTADOS E DISCUSSÃO	40
5.1.	RESULTADOS OBTIDOS NO ENSAIO 1	40
5.2.	OPERAÇÃO EM CAMPO	43
5.2.1.	RESULTADOS OBTIDOS NO ENSAIO 2	46
5.2.2.	RESULTADOS OBTIDOS NO ENSAIO 3	54
5.2.3.	RESULTADOS OBSERVADOS NO ENSAIO 4	66
5.3.	ILUSTRAÇÃO DOS RESULTADOS DOS ENSAIOS	71
5.4.	RELAÇÃO DOS ENSAIOS	76
6.	CONCLUSÃO	79
6.1.	PROJETOS FUTUROS.....	80
7.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	81

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Eficiência para um motor de engrenagem com 0,0022 m ³ s ⁻¹ de fluxo de entrada. (Fonte: adaptado de HYDRAULICS PNEUMATICS ENGINEERING, 2007).....	12
Figura 2- Bombas hidráulicas da colhedora JD. Fonte: adaptado de JOHN DEERE (2008). A,B,E,F: Bombas de pistão axial; C,D: Bombas de engrenagem	13
Figura 3- Ventilador do extrator primário da colhedora JD. (Fonte: JOHN DEERE, 2010)	16
Figura 4- Circuito hidráulico do extrator primário da colhedora JD. Fonte: adaptado de JOHN DEERE (2010).....	17
Figura 5- Bombas hidráulicas da Colhedora CASE. A,D: Bombas de pistão axial; B,C: Bombas de engrenagem (Fonte: adaptado de CASE IH, 2006).	20
Figura 6- Ventilador do extrator primário da colhedora de cana CASE. (Fonte: CASE IH, 2006).....	22
Figura 7- Circuito hidráulico do extrator primário da colhedora de cana CASE. (Fonte: adaptado de CASE IH, 2007).	23
Figura 8- Fluxograma do sistema de aquisição dos dados de pressão de óleo de saída do motor hidráulico do extrator primário.....	25
Figura 9- Teste de funcionamento do programa computacional	26
Figura 10- Diagrama de instrumentação da colhedora de cana para o circuito do extrator primário	27
Figura 11- Esquema do programa desenvolvido utilizando o software LabVIEW 2010.....	28
Figura 12- Esquema do filtro passa baixa desenvolvido no Matlab 7.8.0.....	29
Figura 13- Filtragem dos dados de pressão de retorno.....	29
Figura 14- Máquina JD instrumentada com o fluxômetro e o transmissor de pressão para realização do ensaio com a colhedora parada. (A) Transmissor de pressão; (B) Fluxômetro ..	31

Figura 15- Instrumentação da colhedora utilizada no Ensaio 2. (A) Transmissor de Pressão; (B) Monitor EM 20; (C) Fluxômetro.....	35
Figura 16- Equipamentos de aquisição dos dados de pressão no Ensaio 2. (A) Supervisório; (B) Fonte de alimentação; (C) Placa 6009	36
Figura 17- Instrumentação da colhedora de cana utilizada no Ensaio 3	37
Figura 18- Ventilador convencional e ventilador adaptado com globo central para a colhedora JD. (A) Sistema convencional; (B) Sistema antivortex	38
Figura 19- Instrumentação da colhedora utilizada no Ensaio 4. (A) fluxômetro; (B) Transmissor de pressão.....	39
Figura 20- Gráfico da relação entre a eficiência volumétrica e a velocidade angular do extrator primário da colhedora JD	41
Figura 21- Relação entre a pressão e vazão do Ensaio 1	41
Figura 22- Dados considerados entre o período total de aquisição dos experimentos	44
Figura 23 - Gráfico de vazão em função do tempo para os cinco experimentos do Ensaio 2...	47
Figura 24- Curva teórica de distribuição normal com intervalo de dois desvios padrão	51
Figura 25- Gráfico de vazão em função do tempo para os cinco experimentos do sistema convencional do Ensaio 3	55
Figura 26- Gráfico de vazão em função do tempo para os cinco experimentos do sistema antivortex do Ensaio 3	61
Figura 27- Gráfico de vazão em função do tempo para os cinco experimentos do Ensaio 4....	67

LISTA DE TABELAS

Tabela 1- Aparelhos utilizados durante os ensaios para aquisição dos dados de vazão, pressão e velocidade angular.	24
Tabela 2- Dados de vazão, eficiência volumétrica e diferença de pressão do motor hidráulico do extrator primário quando a colhedora opera sem carga.....	40
Tabela 3- Estatística descritiva do experimento com a colhedora operando em vazio, para 5 repetições.....	43
Tabela 4- P-valores do teste de normalidade dos experimentos para os dados de pressão.	44
Tabela 5- P-valores do teste de normalidade dos experimentos para os dados de potência.....	45
Tabela 6- Estatística descritiva dos dados de vazão do Ensaio 2.....	46
Tabela 7- Eficiência volumétrica média do Ensaio 2.....	48
Tabela 8- Estatística descritiva para os dados de diferencial de pressão do Ensaio 2.....	48
Tabela 9 - Análise de variância para dados de diferencial de pressão do Ensaio 2.....	49
Tabela 10- Estatística descritiva dos dados de potência do Ensaio 2.....	52
Tabela 11- Análise de variância para dados de potência do Ensaio 2.....	53
Tabela 12- Intervalos de potência com dois desvios-padrão para cada experimento do Ensaio 2.....	53
Tabela 13- Estatística descritiva para dados de vazão do sistema convencional do Ensaio 3 ..	54
Tabela 14- Eficiência volumétrica média do sistema convencional do Ensaio 3.....	56
Tabela 15- Estatística descritiva do diferencial de pressão do Ensaio 3 para o sistema convencional.....	56
Tabela 16- Análise de variância para dados de diferencial de pressão para o sistema convencional do Ensaio 3.....	57
Tabela 17- Estatística descritiva para os dados de Potência do sistema convencional do Ensaio 3.....	58

Tabela 18- Análise de variância para dados de potência para o sistema convencional do Ensaio 3	58
Tabela 19- Intervalos de potência com dois desvios-padrão para cada experimento do ensaio com o sistema convencional	59
Tabela 20- Estatística descritiva para dados de vazão hidráulica do sistema antivortex do Ensaio 3	60
Tabela 21- Eficiência volumétrica média do sistema antivortex do Ensaio 3	62
Tabela 22- Estatística descritiva dos dados de diferencial de pressão para o experimento com o sistema antivortex do Ensaio 3	62
Tabela 23- Análise de variância para dados de diferencial de pressão do sistema antivortex do Ensaio 3	63
Tabela 24- Estatística descritiva dos dados de potência do sistema antivortex do Ensaio 3.....	64
Tabela 25- Análise de variância para dados de potência do sistema antivortex do Ensaio 3....	65
Tabela 26- Intervalos de potência com dois desvios-padrão para cada experimento do sistema antivortex do Ensaio 3	65
Tabela 27- Estatística descritiva para dados de vazão hidráulica do Ensaio 4.....	66
Tabela 28- Eficiência volumétrica do Ensaio 4.....	68
Tabela 29- Estatística descritiva dos dados de diferencial de pressão do Ensaio 4.....	68
Tabela 30- Análise de variância para os dados do diferencial de pressão do Ensaio 4.....	69
Tabela 31- Estatística descritiva dos dados de potência hidráulica do Ensaio 4.....	70
Tabela 32- Análise de variância para os dados de potência do Ensaio 4	70
Tabela 33- Valores representativos dos dados de vazão hidráulica de todos os ensaios.....	72
Tabela 34- Valores representativos dos dados de diferencial de pressão de todos os ensaios..	73
Tabela 35- Valores representativos dos dados de potência hidráulica de todos os ensaios	75
Tabela 36- Relação dos valores coletados nos testes e disponíveis no sistema hidráulico do extrator primário	77

LISTA DE UNIDADES

$\text{cm}^3 \text{ rev}^{-1}$ - centímetros cúbicos por revolução

ha h^{-1} - hectare por hora

cv- cavalo-vapor

km h^{-1} - quilômetros por hora

kW- quilowatts

l min^{-1} - litros por minuto

m s^{-1} - metros por segundo

$\text{m}^3 \text{ s}^{-1}$ - metro cúbico por segundo

mA- miliampere

$\text{mm}^2 \text{ s}^{-1}$ - milímetros quadrados por segundo

MPa- megapascal

pol- polegada

rad s^{-1} - radianos por segundo

rpm- rotações por minuto

ton ha^{-1} - toneladas por hectare

V- volts

1. INTRODUÇÃO

O cultivo da cana-de-açúcar é considerado uma das primeiras atividades econômicas ou agrícolas de importância nacional, ocupando posição de destaque na economia brasileira.

A área brasileira de cana-de-açúcar colhida, destinada à atividade sucroalcooleira, está estimada em 8.368 milhões de hectares, sendo que os três estados com maiores áreas são: São Paulo, que representa 52,22 % do total dessa área, seguido por Minas Gerais, com 8,86 %, e Goiás com 8,1 %. Na safra 2011/12, o processamento de cana-de-açúcar no país chegou a 571,4 milhões de toneladas e a produtividade média brasileira foi estimada de 68 t ha⁻¹. Do total da produção de cana, 50,33 % foi destinada à produção de etanol, enquanto que 49,67 % foi para produção de açúcar (CONAB, 2012).

O etanol da cana possui vantagens em relação a alguns combustíveis líquidos, principalmente em relação ao etanol produzido do milho, pois possui uma alta produtividade e um baixo fator de impacto ambiental. Além disso, a possibilidade de aproveitamento da biomassa, tanto na produção de açúcar e etanol como na geração de energia a partir do bagaço da cana, faz com que a usina brasileira seja considerada como uma “biorrefinaria” (GRUBISICH, 2011).

O crescimento da demanda por cana-de-açúcar e a necessidade de agilidade no processamento do produto fez com que o setor agrícola buscasse sistemas de colheita de maior capacidade no campo, como a colheita mecanizada. Atualmente, um fator relevante que incentiva a substituição da colheita manual pela mecanizada está relacionado com o componente ambiental. A Lei estadual nº 11.241, de 19 de setembro de 2002, que dispõe sobre a eliminação gradativa da queima da palha da cana-de-açúcar, acelerou o processo de colheita mecanizada nos canaviais. De fato, o apelo ambiental criou a necessidade do segmento sucroalcooleiro nacional de fazer mais e em um tempo menor do que dita a lei. Desde então, as usinas investiram muito no setor para ampliar a mecanização. No entanto, o princípio utilizado na colheita mecanizada da cana pouco evoluiu desde meados de 1960. Apesar das colhedoras de cana-de-açúcar serem de alto custo, ainda apresentam alguns pontos críticos em função da capacidade operacional, do consumo de energia e, em especial, da

qualidade de trabalho devido aos diversos tipos de perdas do produto ocorridas durante a colheita. As perdas ocorrem desde o corte de base até a operação de transbordo, passando pelo corte dos rebolos, pela separação da palha e ponteiros e pela limpeza das impurezas, que ocorrem principalmente no extrator primário da colhedora.

Somado a isto observa-se uma baixa eficiência de conversão de energia em trabalho útil pelos sistemas, além dos erros de operação relativos à sua complexidade, da excessiva compactação do solo, do projeto inadequado de alguns de seus elementos, dentre outros motivos. A maioria das deficiências encontradas na colhedora podem ser eliminadas, ou pelo menos minimizadas, com a adoção de inovações tecnológicas que permitam a operação otimizada e precisa de diversos de seus subsistemas.

A preocupação com a redução dos custos operacionais dos equipamentos agrícolas é constante. Neste sentido torna-se importante reduzir o consumo de combustível das colhedoras, tornando-as mais eficientes. Aspectos como a poluição ambiental devido à operação das colhedoras, a compactação do solo e, em alguns casos, a contaminação do solo devido ao vazamento de óleo hidráulico devem ser considerados.

Para desenvolver uma tecnologia que contribua para o crescimento na produção da cana-de-açúcar e seus derivados, os seguintes requisitos devem ser cumpridos: proteção ao meio ambiente através da redução da emissão de poluentes, manutenção e melhorias na qualidade do produto colhido e, principalmente, apresentar soluções que contribuam para facilitar o trabalho humano.

No caso das colhedoras de cana, para a introdução de sistemas de controle automático pode ser mais conveniente, em alguns mecanismos, a utilização de sistemas de acionamento elétrico em relação aos de acionamento hidráulico. Além disso, a maior facilidade de controle de sistemas elétricos pode incrementar precisão de operação e, conseqüentemente, a minimização das perdas de matéria-prima principalmente no processo de limpeza da colhedora.

Sabe-se que a eficiência de motores hidráulicos é menor quando se compara aos motores elétricos, além de maior dificuldade para serem controlados. Porém antes de uma possível substituição deve-se quantificar primeiramente a potência consumida nos circuitos

hidráulicos. De todos os circuitos da colhedora o que mais se destaca em termos de perdas de matéria-prima é o circuito do extrator primário. Ele ainda não apresenta um projeto muito bem definido para os diferentes modelos existentes no mercado. Existem diferentes tipos de hélices, motores, bombas e válvulas para esse circuito, e cada máquina trabalha com uma velocidade angular diferente. Por isso, para começar a haver uma melhora nesse circuito, a análise do consumo energético de todo esse sistema de limpeza, com valores de energia consumida e instalada, poderia ajudar a entender melhor seu funcionamento, visando seu aprimoramento e futura substituição por um sistema mais eficiente, tanto em relação ao seu acionamento quanto no conceito. A eficiência energética do sistema como um todo tem grande relevância no aumento da vida útil de um equipamento e na redução de custos de produção (RETZLAFF, 2007).

Diante desses fatos, há uma necessidade de se intensificar estudos para a otimização das colhedoras, pois estas têm um amplo campo de desenvolvimento em seu projeto, além de dotarem de sistemas com elevada potência instalada. A utilização da tecnologia de informação, combinada ao uso de componentes inteligentes, pode ajudar a melhorar o desempenho das colhedoras de cana-de-açúcar. O presente trabalho, que levantou dados de potência do motor hidráulico do extrator primário, poderá dar parâmetros necessários para um futuro estudo da substituição do acionamento hidráulico pelo elétrico no sistema do extrator primário, assim como para uma mudança de conceito, ou seja, de extrator para ventilador radial ou axial, caracterizando um sistema de insuflamento.

A hipótese desse trabalho é que a capacidade hidráulica instalada para o acionamento do extrator primário da colhedora de cana de açúcar é muito superior à necessária.

2. OBJETIVO

Quantificar a demanda de potência hidráulica no motor de acionamento da hélice do ventilador do extrator primário da colhedora de cana-de-açúcar.

2.1. Objetivos Específicos

- Projetar e implementar um sistema de aquisição e registro de dados para o circuito hidráulico de acionamento do extrator primário;
- Determinar a pressão e vazão hidráulica no circuito de acionamento do extrator primário;
- Analisar a relação entre a potência hidráulica instalada e a consumida sob condição normal de operação.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta a evolução das colhedoras de cana-de-açúcar e os sistemas atualmente existentes. Apresenta ainda, estudos sobre as perdas ocasionadas pela máquina durante o processo de colheita e as novas tecnologias para melhorar sua eficiência.

3.1. Evolução da colhedora de cana

As primeiras máquinas que surgiram no mercado australiano, foram as colhedoras de cana inteira. A primeira colhedora para cana picada surgiu em 1929, lançada por R. S. Falkiner. Porém o primeiro equipamento picador construído em massa foi o modelo MF515 lançado somente 27 anos mais tarde pela Massey Ferguson. Essa mesma empresa, já em 1969, lançou a colhedora MF201, a primeira máquina automotriz disponível (CASE IH, 2010). Nessa mesma década, o grupo conhecido como Toft projetou uma colhedora para ser acoplada a qualquer trator com somente dois pontos. Esta máquina possuía um corte rotativo de base despalhador e um enfardador que deixavam a cana cair em paralelo, porém desencontrada da fileira. Em 1967 foi oferecida uma adaptação tipo picador e mecanismos para apanhar cana do chão e desemaranhar a cana.

Em 1969, o produtor Ingham Joe Moizzi construiu uma colhedora com direção articulada e uma unidade destacável de colheita. O modelo de quatro rodas com tração em duas ou quatro rodas, foi considerado uma inovação (CASE IH, 2010).

Um grande salto em termos de projeto ocorreu em 1970 na colhedora CH 364 com o uso de um novo tipo de sistemas hidráulicos para todos os componentes da colhedora. Ela ganhou mais potência e maior capacidade e versatilidade, além de transmissão hidrostática através de um diferencial e cubos de redução.

Em 1985 a Toft, já com o nome Austoft, lança a série 7000, que permanece até os dias atuais com a nova marca CASE New Holland (CNH). Nove anos mais tarde, a Cameco, atualmente John Deere, lançou a colhedora CH2500 com um projeto similar ao da Austoft,

com as mesmas características de funcionamento e processamento de cana-de-açúcar (GRAY, 2008).

Embora se costume apontar a década de 70 como o início da colheita mecanizada no Brasil, as primeiras experiências em campo ocorreram logo depois do final da II Grande Guerra, nos anos 1950, com a importação dos Estados Unidos de máquinas do tipo cortadeiras de cana inteira (ZANCA, 1980).

A alta disponibilidade e o baixo custo da mão de obra, aliados à falta de praticidade no manejo e baixo rendimento das colhedoras, contribuíram negativamente para que no início fosse aceita a mecanização na lavoura de cana.

Somente quando a mão-de-obra para os canaviais tornou-se mais cara, é que as máquinas passaram ter melhor aceitação, mesmo com restrições tecnológicas. Atualmente diversos centros de pesquisa trabalham no aprimoramento tecnológico da mecanização aplicada à cultura da cana, juntamente com os fabricantes.

Entretanto, a mecanização das lavouras canavieiras não se dissemina com a mesma intensidade em diferentes regiões. Isso se deve ao fato de que a tecnologia das colhedoras utilizadas ainda não possibilita a total mecanização da colheita, devido a especificidades topográficas, variedades da cana-de-açúcar e, em alguns casos, excesso de mão-de-obra disponível (VIEIRA e SIMON, 2005), citados por Plec et al. (2007).

De modo geral, as colhedoras de cana-de-açúcar picada pouco evoluíram nesses últimos anos, resultando em um equipamento robusto, porém pouco eficiente na operação, apresentando elevados índices de perdas. Os princípios foram praticamente mantidos em relação ao processamento da cana.

3.2. Perdas na colheita mecanizada

As perdas na colheita mecanizada representam um alto custo ao final de uma safra. A colhedora está sujeita a perda de várias formas, e elas ocorrem desde seu corte e primeiro contato com a máquina até seu carregamento no transbordo.

Segundo Braunbeck e Magalhães (2004) as colhedoras de cana picada apresentam quatro pontos principais onde ocorrem perdas de cana: cortador de base, rolos alimentadores, picador e extratores. Embora as porcentagens de perdas isoladas nestes dispositivos aparentemente não sejam absurdamente altas, o resultado totalizado, das chamadas perdas visíveis e invisíveis, no final de uma safra atingem volumes extremamente significativos.

As colhedoras cortam a cana em sua base pelo impacto usando um disco rotativo com múltiplas lâminas. O rolo tombador empurra a cana para frente antes de cortá-la, para facilitar a alimentação pelos rolos alimentadores (HARRIS e MELLO, 2003). O corte de base realiza as funções de corte, varredura e alimentação ao mesmo tempo (VOLPATO, 2001).

Apesar de algumas colhedoras disponibilizarem um sistema de controle de altura do corte de base, as perdas neste ponto podem chegar, em alguns casos, até 4% do montante da cana processada (NEVES et al., 2003). Estudos foram realizados sobre o corte basal flutuante passivo, melhorando o desempenho das máquinas, tais como os realizados pelos pesquisadores Neves et al.(2003), Volpato et al. (2005) e Oliveira et al. (2007). No entanto não houve uma solução satisfatória para as perdas. Foi proposto também um sistema de controle em malha fechada para a altura dos discos de corte, mas o desempenho não atendeu as necessidades (LOPES et al., 2002).

Os rolos alimentadores operam de forma simultânea conduzindo a cana para os rolos picadores. Conectado entre o motor do picador e o rolo alimentador superior existe uma válvula de controle de fluxo proporcional que varia a quantidade de óleo fornecida para o rolo. A quantidade de óleo desviada varia a velocidade do rolo alimentador superior acelerando o fluxo de cana, o que altera o comprimento do tolete de cana. A válvula é controlada eletricamente por um comando existente na cabine (CASE IH, 2006). Em alguns modelos de colhedoras, o ajuste do comprimento do tolete é feito manualmente através de um manípulo do lado externo da máquina.

O sistema de corte da cana consiste em dois rolos com rotação invertida montados com facas de corte adequadas. Os rolos são acionados hidraulicamente por dois motores orbitais individuais. O picador faz cortes uniformes dos toletes e então os envia a base do elevador. Entretanto, esse sistema gera muita perda de caldo de cana, depreciando a qualidade

da matéria. Norris et al. (2000) mencionaram que as perdas de caldo de cana-de-açúcar no sistema de picagem por rolos síncronos chegam a 3,4%.

A introdução de um sistema de controle automático da rotação dos rolos picadores em função da taxa de alimentação da máquina, integrado com o controle dos demais subsistemas, poderia contribuir para melhor qualidade do corte da cana e da fragmentação da palha.

Um dos pontos críticos da colhedora e que merece uma maior atenção em relação a perdas é o extrator primário. Usando um ventilador, o extrator retira resíduos, folhas e sujeira da cana conforme ela é jogada no cesto do elevador. As folhas e os resíduos são direcionados para trás da colhedora, no solo, pelo bojo do extrator primário.

As perdas nesse processo de limpeza podem chegar até 5% dependendo da rotação do ventilador (NEVES et al., 2004). Devido a grande sucção de ar gerada pelo ventilador, parte dos toletes de cana é conduzida para fora da máquina junto com o produto com a palha. Os sistemas de limpeza por extratores requerem alta potência de acionamento e não atingem a eficiência desejada (MORAES, 1992). Segundo Younger (1980), citado por Neves et al. (2004), o sistema de extratores, responsável pela maior demanda de potência disponível no motor, é o ponto principal de ocorrência de perdas de matéria-prima.

A velocidade de rotação do ventilador, a eficiência de limpeza do extrator primário e as perdas de cana estão diretamente relacionadas. Quanto maior a rotação do ventilador, maior é a eficiência de limpeza e maiores são as perdas no extrator (NEVES et al., 2004).

Apesar do operador poder regular a velocidade do ventilador ele, normalmente, faz a regulagem uma única vez antes de começar o turno, e o mesmo não observa o quanto de matéria-prima está sendo perdida ao longo da jornada de trabalho. Na tentativa de informar o operador sobre as perdas instantâneas que ocorrem no extrator primário, Neves et al. (2004) avaliaram um sistema de monitoramento das respectivas perdas, cabendo ao operador analisar e decidir sobre a alteração da regulagem da rotação do ventilador do extrator primário. Feita a regulagem, antes de iniciar a operação de campo, o monitor de perdas citado, fazia o controle automático da rotação do extrator primário dentro do intervalo sugerido nesta regulagem preliminar. Contudo, como o sistema não apresentava um dispositivo de controle automático, seu uso não foi adotado em colhedoras comerciais.

A utilização de sistemas de acionamento elétrico poderia facilitar a introdução de sistemas de controle automáticos a fim de otimizar o processo de colheita da cana-de-açúcar, reduzindo as perdas e melhorando a qualidade da prima matéria entregue a usina. Mas para isso tem-se, primeiramente, a necessidade de se conhecer a real potência hidráulica demandada pelo motor do extrator primário quando a máquina estiver operando em campo.

3.3. Sistemas de acionamento e suas eficiências

O acionamento hidráulico, modo atual de acionamento dos sistemas rotativos da colhedora de cana, deixa a desejar em relação a diversos parâmetros. O controle preciso de alguns subsistemas e um consequente ganho de eficiência da máquina poderia trazer grandes benefícios à colhedora. Entretanto, o acionamento hidráulico não proporciona esse tipo de controle.

Com a crise energética, tem crescido a preocupação com o ambiente e o consumo de combustível. A necessidade de máquinas mais eficientes torna-se importante para poupar energia e para evitar que produtos não deterioráveis se estabeleçam cada vez mais no meio ambiente (LIN et al., 2010).

O sistema hidráulico da colhedora é composto por bombas hidráulicas, impulsionadas por um motor de combustão interna, válvulas, que orientam e controlam o sistema, filtros, mangueiras etc. Os motores hidráulicos também fazem parte desse sistema e servem para acionar os subsistemas da máquina. Os motores e os cilindros hidráulicos são acionados por meio de um fluido hidráulico sob condições definidas de pressão e vazão, que circula por todo o sistema. O fluido é controlado por válvulas e distribuído através de mangueiras e tubos.

As bombas são hidrostáticas de deslocamento positivo, e fornecem determinada quantidade de fluido a cada rotação ou ciclo. Nas bombas hidrostáticas, os vazamentos do fluido depende da pressão, os quais devem ser repostos imediatamente (SCARLETT, 2001).

Segundo Ahn e Dinh (2009), os sistemas hidráulicos têm sido considerados como potenciais opções para as máquinas. No entanto, a energia é muito dissipada em atuadores hidráulicos devido a vazamentos ou em forma de calor. Para superar estas perdas em sistemas

hidráulicos convencionais, alguns conceitos alternativos como o uso de um atuador eletro-hidráulico, poderiam ser vantajosos.

Segundo os mesmos autores, o atuador eletro-hidráulico é uma combinação de um motor elétrico, uma bomba bidirecional, um reservatório e um circuito hidráulico. Este sistema não tem válvulas de controle, minimizando assim as perdas de pressão e reduzindo a geração de calor, ou ainda, evitando aquecimento excessivo do fluido hidráulico.

Bartel e Foster (2007) apresentaram um comparativo entre os sistemas de acionamento hidráulico e elétrico no funcionamento de uma base móvel para treinamento de vôo. Constataram que o sistema de acionamento hidráulico tem a vantagem de ter elevada aceleração, alta capacidade de carga e atuadores mais duráveis, mas tem a desvantagem de ter menor eficiência, vazamentos e sua instalação é mais complexa. Já os sistemas de acionamento elétrico são vantajosos no que diz respeito à eficiência, menor perda de calor, manutenção e instalação mais simples e não usar diversas válvulas, mas têm como desvantagens: aceleração limitada, atuadores e eletrônicos mais complexos e tamanho.

Para Budimir (2004), os sistemas elétricos são geralmente mais simples que os hidráulicos. Eles consistem basicamente de um atuador, bateria, fusível e fios e, também, são mais fáceis de serem instalados como em lugares de difícil acesso onde mangueiras hidráulicas não conseguem alcançar. Os sistemas hidráulicos, por outro lado, precisam de mais componentes, incluindo bombas, válvulas, mangueiras, reguladores de pressão e válvulas de controle.

Entretanto Ernst (1960) menciona que os motores hidráulicos têm sido desenvolvidos para ter maior potência em menor espaço e peso do que qualquer outra fonte de energia conhecida. Esses motores têm as vantagens de uma possível variação de velocidade, baixa inércia, espaço compacto, e o fato de que eles podem ser paralisados a qualquer instante. O autor menciona ainda que o primeiro propósito de um motor hidráulico, como de qualquer outro motor, é desenvolver torque. A pressão hidráulica fornecida ao motor atua sobre a superfície dos dentes, pistões ou palhetas e gera uma força. Parte desta força age tangencialmente ao centro de rotação, produzindo um momento torçor ou torque. Os motores hidráulicos de engrenagem têm um melhor desempenho quando operam com pressões mais baixas, mas sua eficiência total raramente ultrapassa um nível de 65 a 75%.

Uma tentativa bem sucedida para o equilíbrio dessas cargas tem sido feita nos motores de engrenagem Vickers. Esses motores operam de 70 a 80% de eficiência total e desenvolvem mais que 90% da variação teórica de torque (HYDRAULIC PNEUMATICS ENGINEERING, 2007).

Merritt (1967) afirma que a transmissão hidráulica é o sistema preferido em aplicações que exigem grande potência, por causa de sua alta eficiência operacional máxima, que pode chegar a 80% na prática. Apesar das bombas e motores hidráulicos possuem dimensões físicas idênticas e as eficiências semelhantes, a bomba é capaz de absorver mais potência que o motor. Esta aparente discrepância é devido a características inerentes dos acionamentos hidráulicos. A capacidade da bomba hidráulica de absorver potência depende da sua capacidade volumétrica, enquanto que a capacidade de potência do motor depende inteiramente da eficiência mecânica (ERNST, 1960). A eficiência total é justificada pela perda de energia mecânica devido ao atrito, e pela perda de energia hidráulica devido a fuga de óleo (MERRITT, 1967).

Em um estudo da companhia Hydraulics Pneumatics Engineering (HPE), foi apresentada e comparada a eficiência total de um motor hidráulico de engrenagem. Um exemplo de eficiência de um motor de engrenagem está representado na **Erro! Fonte de referência não encontrada.** A eficiência volumétrica diminui linearmente com o aumento da pressão. A eficiência do torque é quase constante acima de 10,5 MPa. A eficiência total é máxima em 10,5 MPa e diminui para 76% em 17,5 MPa. Se a bomba e o motor são usados juntos como uma transmissão hidrostática, a eficiência total (energia mecânica no motor dividido pela energia mecânica na bomba) em 17,5 MPa seria 72%, ou seja, a eficiência do conjunto como um todo seria menor em relação à eficiência do motor hidráulico.

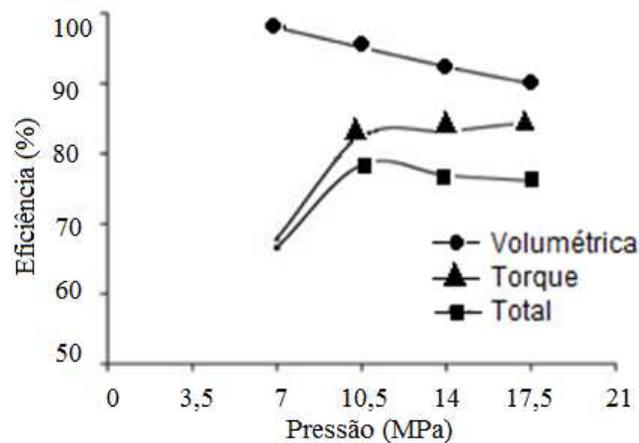


Figura 1: Eficiência para um motor de engrenagem com 0,0022 m³ s⁻¹ de fluxo de entrada. (Fonte: adaptado de HYDRAULICS PNEUMATICS ENGINEERING, 2007).

A seleção de um sistema de acionamento não é um problema que envolve apenas parâmetros técnicos que caracterizam um equipamento para o qual o sistema de acionamento foi projetado. Pode haver uma variedade de possíveis projetos que satisfaçam o mesmo conjunto de requisitos (SZKLARSKI et al., 1990).

3.4. Descrição da colhedora de cana-de-açúcar

Os estudos foram realizados com as colhedoras de cana-de-açúcar da marca John Deere, modelo 3520 e com a da marca CASE, modelo A7700. Estas são as colhedoras atualmente mais encontradas em operação no campo, com destaque em inovação e tecnologia embarcada.

3.4.1. Sistema hidráulico da Colhedora John Deere, modelo 3520

A colhedora John Deere (JD) é equipada com um motor ciclo diesel, modelo JD 6090H, 6 cilindros, turbinado e pós resfriado, capaz de gerar uma potência de 251 kW (337 HP) a 220 rad s⁻¹ (2100 rpm) .

O sistema hidráulico possui seis bombas hidráulicas instaladas na caixa de engrenagens. Destas bombas da colhedora JD, quatro são do tipo pistão axial de fluxo variável, responsáveis pela alimentação de quatro circuitos hidráulicos fechados, e duas

bombas são do tipo de engrenagem, sendo que uma possui 2 seções e outra 3 seções, para alimentação de oito circuitos hidráulicos abertos da máquina. A Figura 2 apresenta as bombas do circuito hidráulico da colhedora JD, com as seis bombas hidráulicas instaladas na caixa de quatro furos.

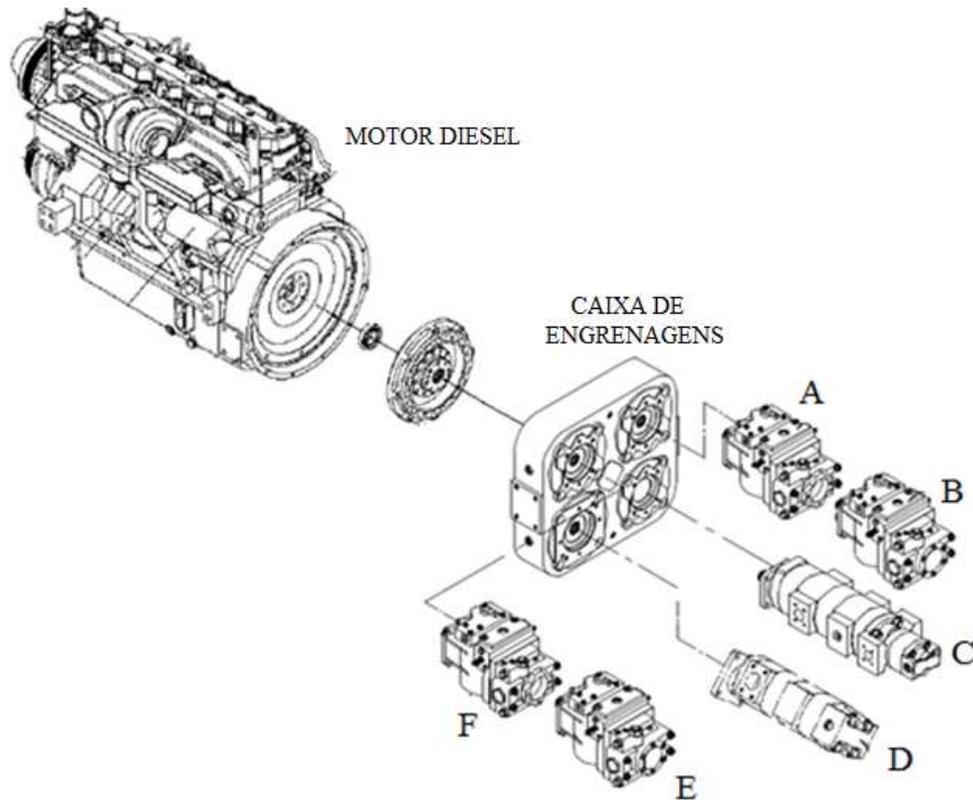


Figura 2- Bombas hidráulicas da colhedora JD. Fonte: adaptado de JOHN DEERE (2008).
A,B,E,F: Bombas de pistão axial; C,D: Bombas de engrenagem

As letras A,B,C,D,E e F representam cada uma das bombas instaladas na colhedora, que ficam localizadas próximas ao motor diesel. As bombas C e D são do tipo engrenagem, enquanto que as outras são do tipo pistão axial.

A: Bomba de pistão axial fluxo variável (Sauer Danfoss, série 90/55)

- Motor do corte de base e picadores ($0,00315 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ ou 190 L min^{-1})

B: Bomba de pistão axial fluxo variável (Sauer Danfoss, série 90/55)

- Motor do extrator primário ($55 \text{ cm}^3 \text{ rev}^{-1}$)

C: Bomba de engrenagem com deslocamento fixo parker P350 (5 seções)

- Válvula do cortador de pontas e facas laterais ($0,0020 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ ou 121 L min^{-1})
- Motor da hélice do radiador ($0,0017 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ ou 100 L min^{-1})
- Motor do divisor de linhas ($0,00126 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ ou 76 L min^{-1})
- Comando de 6 e 3 bancos, CACB. ($0,0007 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ ou 42 L min^{-1})
- Flap, giro do bojo secundário, sobe/desce elevador ($0,0031 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ ou 185 L min^{-1})

Funções realizadas pelo comando de 6 bancos: giro do elevador, sobe e desce divisor de linhas direito e esquerdo, giro do bojo do extrator primário, sobe e desce cortador de pontas, sobe e desce da suspensão.

Funções realizadas pelo comando de 3 bancos: avanço e recuo do rolo tombador, inclinação do rolo do divisor de linhas direito e esquerdo.

D: Bomba de engrenagem com deslocamento fixo Parker P350 (três seções)

- Motor da esteira do elevador, extrator secundário ($0,0017 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ ou 106 L min^{-1})
- Motores dos rolos alimentadores ($0,0017 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ ou 106 L min^{-1})
- Motor do rolo tombador ($0,00126 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ ou 76 L min^{-1})

E: Bomba de pistão axial com fluxo variável

- Transmissão do lado direito

F: Bomba de pistão axial com fluxo variável

- Transmissão do lado esquerdo

Nas colhedoras JD existe um conjunto de válvulas de controle direcional, também chamado de comando de 6 ou 3 bancos, que auxiliam no controle de algumas funções da máquina. As válvulas possuem controles eletro-hidráulicos, válvula de alívio e de descarga normalmente aberta, que fornece um caminho aberto para o tanque. Quando a função é energizada, a válvula de descarga também é eletricamente energizada e o fluxo é desviado para a função associada. Quando a pressão do sistema cresce o suficiente para superar a carga, a retenção de elevação permite que o óleo flua para qualquer uma das funções da máquina,

como por exemplo o giro do bojo do extrator primário e o movimento de subir e descer do cortador de pontas e do divisor de linha, além de evitar uma queda da carga antes que se consiga a pressão correta de trabalho. Esse comando é importante pois possibilita o trabalho conjunto de duas funções, como por exemplo a movimentação da tampa do extrator primário e do elevador, que têm suas funções ligadas eletricamente, permitindo que os motores operem ao mesmo tempo.

Já o extrator primário recebe fluxo de óleo hidráulico exclusivamente da bomba hidráulica de pistão axial, letra B da Figura 2, que se localiza no compartimento do motor, no lado direito da colhedora e fixada na caixa redutora. Esta é uma bomba hidrostática de $55 \text{ cm}^3 \text{ rev}^{-1}$, de deslocamento variável, podendo operar até 41,5 MPa. A bomba possui ainda, válvulas de alívio, para caso seja necessário realizar ajustes de pressão no sistema, que podem ser feitos afrouxando ou apertando a porca de segurança da válvula, resultando em diminuição ou aumento da pressão, respectivamente. Este tipo de bomba inclui uma bomba de carga integral, que fornece ao sistema reabastecimento e arrefecimento de óleo hidráulico, bem como o controle do fluxo de fluido.

O motor hidráulico utilizado para acionar o ventilador do extrator primário é de deslocamento fixo de pistão axial, modelo 64 heavy duty, marca Eaton, com deslocamento volumétrico de $16,8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \text{ rad}^{-1}$ ($105,5 \text{ cm}^3 \text{ rev}^{-1}$), podendo operar com uma velocidade angular de 210 rad s^{-1} e torque de 380 N m a 41,5 MPa. O motor apresenta ainda um sensor de rotação que envia um sinal para um controlador e, em seguida, para um monitor. A velocidade angular máxima que o extrator opera é de 105 rad s^{-1} . Uma válvula compensadora de três vias auxilia na operação.

O ventilador do extrator é acoplado diretamente no motor hidráulico e apresenta um diâmetro de 1,498 m (59 pol), possuindo quatro hélices, como mostrado na Figura 3. Seu controle de rotação é feito por um potenciômetro instalado na cabine, que estabelece uma corrente elétrica para o controle eletrônico de deslocamento (EDC) que, por sua vez, controla o fluxo de óleo da bomba desencadeando a redução ou ampliação da velocidade angular do extrator primário. O EDC está localizado junto com a bomba hidrostática.



Figura 3- Ventilador do extrator primário da colhedora JD. (Fonte: JOHN DEERE, 2010)

O circuito hidráulico apresenta ainda, válvulas multifuncionais para proteção dos mecanismos. A Figura 4 ilustra o circuito do extrator primário, com a bomba e motor hidráulico, válvulas multifuncionais e as válvulas direcionais e *bypass* da EDC, sendo que todas fazem parte do conjunto bomba hidráulica de pistão axial.

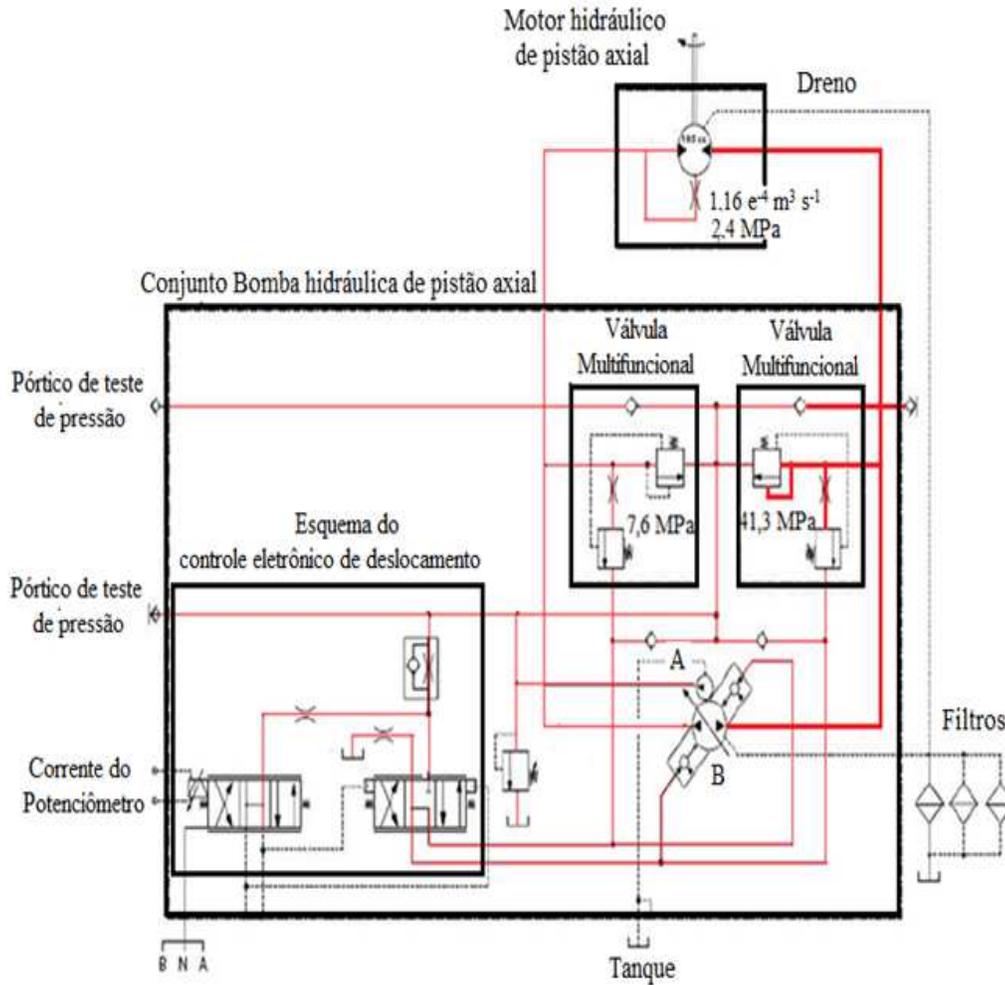


Figura 4- Circuito hidráulico do extrator primário da colhedora JD. Fonte: adaptado de JOHN DEERE (2010).

A bomba de carga (A), que trabalha integrada à bomba de pistão (B), fornece fluxo de óleo e pressão para o sistema de controle, além de proporcionar um fluxo para compensar vazamentos internos, manter uma pressão positiva no circuito principal e fornecer óleo para o arrefecimento do sistema.

A EDC, que faz o controle do fluxo de óleo, utiliza uma válvula eletro hidráulica de controle de pressão (PCP) para controlar a pressão piloto. A PCP converte um sinal elétrico de entrada para um sinal hidráulico de entrada para operar uma servo-válvula de 4 vias, que dirige a pressão hidráulica para ambos os lados do servo pistão de ação dupla. O servo pistão inclina o platô, variando assim o deslocamento da bomba de uma direção para outra.

O controle tem um mecanismo de realimentação mecânico que move a servo-válvula em relação ao sinal de entrada e a posição angular do platô. O controle eletrônico de deslocamento é projetado, para que a velocidade angular do platô (deslocamento da bomba) seja proporcional ao sinal elétrico de entrada. Devido a variações de força normais de funcionamento, o platô tende a flutuar a partir da posição pré-definida pelo operador da máquina. O movimento irá ativar a válvula e suprir a pressão para o servo pistão, mantendo o platô na sua posição pré-definida.

Para auxílio e proteção ao sistema, as válvulas multifuncionais possuem um sistema limitador de pressão e uma válvula de alívio de alta pressão. A válvula do limitador de pressão atua como piloto para válvula de alívio, de tal modo que essa válvula é sequenciada para operar acima do limite de pressão. O limitador de pressão evita o superaquecimento do sistema e válvulas de alívio estão disponíveis para limitar os picos de pressão que existem em condições extremas de funcionamento.

3.4.2. Sistema hidráulico da colhedora CASE, modelo A7700

Os motores que podem ser utilizados na colhedora de cana CASE IH, série 7000 ou 7700, de acordo com o manual técnico do fabricante, são do tipo ciclo diesel, modelos Cummins QSM11, Cummins M11, Scania DS11 e CASE 10.3 l, todos com potência na faixa de 246 kW (330 hp) a 220 rad s^{-1} (2100 rpm).

O regime de operação da colhedora ocorre na rotação de 220 rad s^{-1} (2100 rpm) do motor diesel, e a potência gerada é encaminhada para a caixa de engrenagem das bombas hidráulicas. Essa caixa possui engrenagem de acionamento com 76 dentes e engrenagem de saída com 65 dentes, resultando numa relação de redução equivalente a 1,17:1.

As bombas hidráulicas são montadas nos cubos das engrenagens. A colhedora CASE A7700 possui duas bombas hidráulicas modelo PGP 365B, marca Parker, e duas bombas marca Eaton. As duas primeiras fornecem óleo para os circuitos de alimentação, corte e limpeza, e as bombas Eaton alimentam a transmissão da colhedora.

As bombas hidráulicas PGP 365B são de deslocamento fixo e do tipo engrenagem, que consistem basicamente de uma carcaça com orifícios de entrada e de saída, e de um

mecanismo de bombeamento composto de duas engrenagens. Uma das engrenagens, a engrenagem motora, é ligada a um eixo que é conectado a um elemento acionador principal. A outra engrenagem é a movida. As bombas Vickers são de pistão axial (variável).

As duas bombas hidráulicas PGP 365B da colhedora CASE são de duas e três seções, ou seja, são duas e três bombas ligadas em série para alimentar os circuitos. A primeira possui uma saída que fornece $0,0028 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ (170 l min^{-1}) e a outra fornece $0,0051 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ (310 l min^{-1}). Já a bomba de três seções fornece $0,0018$, $0,0028$ e $0,0039 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ respectivamente em cada uma das saídas.

Os motores hidráulicos de engrenagem utilizados na colhedora são os da marca Parker, modelos PGM 30, PGM 50, PGM 51 e PGM 365, e os motores hidráulicos orbitais são da marca Eaton, modelos Char-Lynn S, Char-Lynn 2000 e Char-Lynn 10000, e cada um deles compõe um circuito da colhedora.

Na colhedora da série A7000 existe um bloco de comando constituído por um conjunto de válvulas direcionais, responsáveis por permitir ou não a passagem de óleo para os atuadores hidráulicos. No bloco de comando as válvulas são colocadas lado a lado, mas todas são individuais e estão associadas à seus respectivos circuitos hidráulicos.

Em cada válvula do comando existe um solenóide, responsável por avançar ou recuar a haste da válvula. O avanço/retrocesso da haste faz com que a válvula fique fechada/aberta.

O operador, ao acionar um comando no painel de instrumentos, energiza um solenóide de uma dessas válvulas, fazendo a válvula do circuito hidráulico abrir ou fechar. Com isso, a passagem de óleo hidráulico é liberada/bloqueada fazendo o atuador do circuito ser acionado.

A colhedora apresenta ao todo seis circuitos hidráulicos distintos, que estão divididos em:

- Circuito do cortador ou triturador de pontas, cortador lateral, direção, funções auxiliares (inclinação dos divisores de linha e cortador de base, elevação e descida do corte lateral e rolo tombador);
- Circuito dos picadores, rolos alimentadores, rolo tombador, 1º e 2º rolos flutuantes;
- Circuito do cortador de base, rolos levantadores, divisores de linha;

- Circuito do extrator primário;
- Circuito do elevador, atuadores do elevador, resfriador de óleo, extrator secundário, giro do extrator, atuador do *flap*;
- Circuito da transmissão.

A bomba de duas vias alimenta o circuito do triturador de pontas com $0,0028 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ e o circuito do cortador de base com $0,0051 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$. A bomba de três vias alimenta os circuito dos picadores com $0,0039 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$, circuito do extrator primário com $0,0028 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ e o circuito do elevador com $0,0018 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$. O circuito da transmissão é alimentado pelas bombas hidráulicas Vickers.

Todos os circuitos são equipados com um bloco, que contém válvulas de alívio, retenção e outras, responsáveis por distribuir o óleo vindo da bomba para os motores e receber o retorno dos mesmos.

A Figura 5 ilustra o esquema hidráulico geral da colhedora de cana-de-açúcar, com as bombas instaladas na caixa redutora.

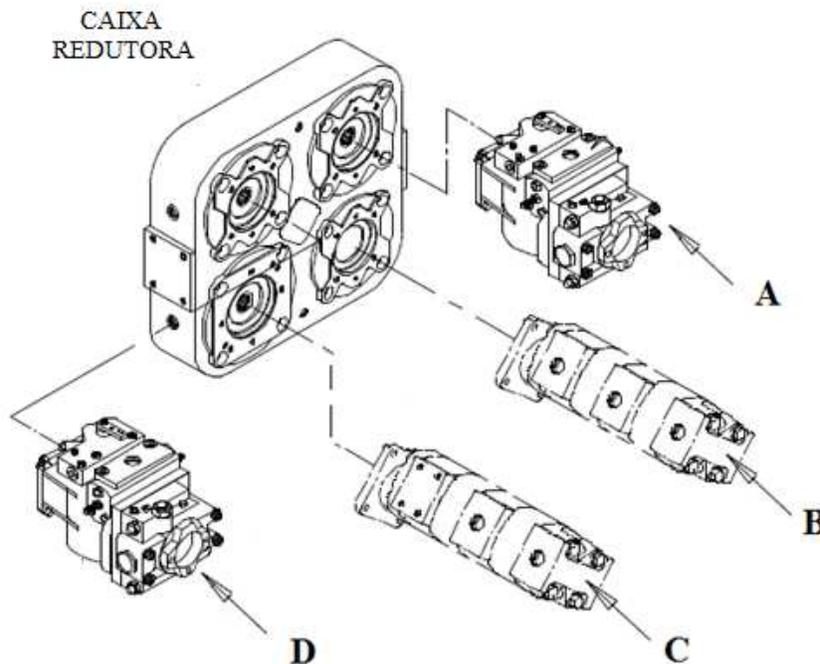


Figura 5- Bombas hidráulicas da Colhedora CASE. A,D: Bombas de pistão axial; B,C: Bombas de engrenagem (Fonte: adaptado de CASE IH, 2006).

Cada bomba hidráulica é responsável pela alimentação dos seguintes circuitos:

A: Bomba de pistão axial Eaton

- Transmissão do lado direito

B: Bomba de engrenagem Parker PGP 365B

- Circuito do extrator primário

- Circuito do elevador

- Circuito do picador

C: Bomba de engrenagem Parker PGP 365B

- Circuito do triturador de pontas

- Circuito do cortador de base

D: Bomba de pistão axial Eaton

- Transmissão do lado esquerdo

O circuito do extrator primário, é abastecido pela bomba PGP 365B, de três seções, com $0,0028 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$, operando com uma pressão máxima de 24,1 MPa. A seção que alimenta esse circuito apresenta um orifício com diâmetro de 0,0381m (1,5 pol). O motor hidráulico que aciona o ventilador do extrator é do tipo engrenagem, modelo PGM365 2 ¼”, cujo deslocamento volumétrico é de $21,13 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \text{ rad}^{-1}$ ($132,8 \text{ cm}^3 \text{ rev}^{-1}$).

Para essas colhedoras existe o Sistema Antivortex, com um globo central e hélices com diâmetro de 1,28 m (50 pol), ligadas diretamente no eixo do motor, cuja função é melhorar o fluxo de ar na câmara do extrator primário, além de reduzir as impurezas vegetais e as perdas por estilhaço. A Figura 6 ilustra o ventilador Antivortex do extrator primário da colhedora CASE.



Figura 6- Ventilador do extrator primário da colhedora de cana CASE. (Fonte: CASE IH, 2006).

O sistema hidráulico de acionamento do extrator primário possui um sistema de controle em malha fechada, onde se observa uma válvula de controle de vazão compensada à pressão que, indiretamente, controla a rotação do extrator, apesar da eficiência volumétrica do motor hidráulico. O óleo proveniente da bomba é fornecido para essa válvula de controle, também chamada de válvula proporcional, localizada em um bloco de válvulas do extrator primário, que varia a quantidade de óleo fornecida para o motor do extrator primário, desviando o óleo excedente diretamente para o tanque. A válvula é eletricamente controlada por um potenciômetro montado na cabine, que envia uma corrente elétrica para o solenóide integrado ao corpo da válvula, variando assim a abertura ou fechamento da mesma, para permitir ou não o fluxo de fluido. Assim, com uma variação do fluxo para o motor do extrator primário há uma alteração na velocidade angular do ventilador do extrator, que pode variar entre 63 a 105 rad s^{-1} , segundo dados do fabricante.

Uma válvula de descarga, normalmente aberta com solenóide, está montada no bloco para ativar a ventilação do extrator, seu comando se dá por um botão montado na cabine. Existe ainda uma válvula de alívio (limitadora de pressão) regulada a $24,1 \text{ MPa}$, normalmente fechada, montada no bloco para proteger o circuito contra sobre cargas do sistema, conduzindo o fluxo para o tanque quando a pressão, numa parte remota do sistema, atinge o nível pré-determinado. A Figura 7 ilustra em detalhes o circuito hidráulico do extrator primário, com a bomba e motor hidráulico e o posicionamento das válvulas montadas no bloco do extrator.

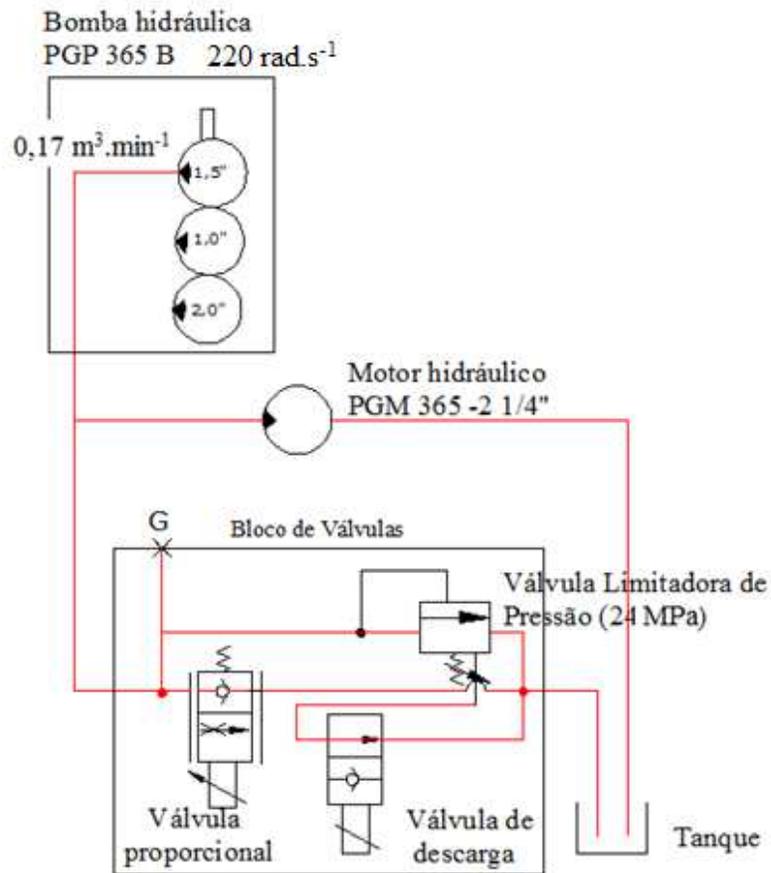


Figura 7- Circuito hidráulico do extrator primário da colhedora de cana CASE. (Fonte: adaptado de CASE IH, 2007).

4. MATERIAL E MÉTODOS

Neste capítulo são apresentados os métodos e os modelos de colhedora utilizados em cada ensaio, assim como seus componentes e sistemas de acionamento. São apresentados, ainda, os equipamentos empregados nos experimentos, a instrumentação utilizada e a metodologia para realização dos ensaios.

Foram realizados ensaios com a finalidade de determinar a potência consumida pelo motor hidráulico do extrator primário, com a colhedora operando em condições normais de campo e com a máquina em condição estacionada (fora de operação). Para isso foi necessário determinar a vazão de óleo no circuito hidráulico e a diferença de pressão de entrada e de saída do motor do extrator primário da colhedora.

4.1. Instrumentação e sistema de aquisição de dados

Para realização dos ensaios foi necessária a utilização dos seguintes equipamentos para medição e aquisição dos dados, que estão expressos na Tabela 1.

Tabela 1- Aparelhos utilizados durante os ensaios para aquisição dos dados de vazão, pressão e velocidade angular.

Aparelhos	Marca	Modelo	Utilização
Fluxômetro	Parker	System 20	Medição da vazão do óleo hidráulico
Transmissor de Pressão	Novus	511	Medição das pressões do sistema
Tacômetro	Insrutherm	TDR 100	Medição da rotação do extrator
Placa de aquisição	National Instruments	6009	Aquisição dos dados de pressão
Notebook	HP	Inspiron	Ler e salvar os dados aquisitados da placa

Para monitorar e registrar os dados da variação de pressão provenientes do transmissor de pressão, foi necessário elaborar um sistema de aquisição de dados utilizando o programa computacional LabVIEW 2010, da National Instruments. Um sinal de 4 a 20 mA desse transmissor, convertido em um sinal de 1 a 5 V, é enviado para a placa de aquisição, marca National Instruments, modelo USB-6009, e esta, por sua vez, transmite os dados para o sistema computacional desenvolvido no LabVIEW. A Figura 8 apresenta um fluxograma para a aquisição do sinal desse transmissor.

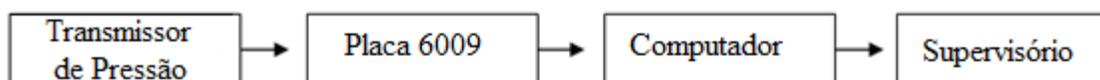


Figura 8- Fluxograma do sistema de aquisição dos dados de pressão de óleo de saída do motor hidráulico do extrator primário

Um filtro eletrônico foi utilizado entre o transmissor de pressão e a placa 6009 para minimizar ruídos do sinal de entrada. O filtro utilizado foi do tipo passa baixas 1ª ordem (RC), composto por um capacitor de 100 μ F e um resistor de 750 Ω , estabelecendo uma frequência de corte de 2 Hz, valor que se ajustava bem ao necessário para a coleta de dados do experimento.

Para testar o funcionamento do programa LabVIEW, cujo *layout* do programa está apresentado no sub-item 4.1, foi utilizado um gerador de funções e formas de onda, marca Agilent, modelo 33220A. O gerador foi usado para produzir um sinal a ser enviado para placa de aquisição de dados, que faz a interface com o programa computacional. A Figura 9 ilustra os aparelhos ligados para o teste de funcionamento do programa.

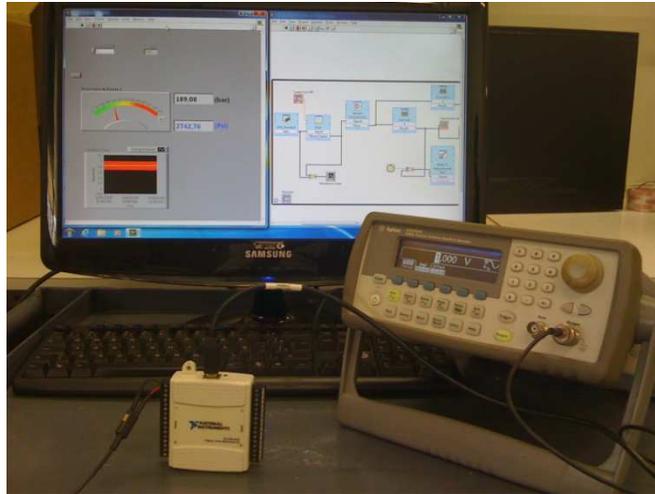


Figura 9- Teste de funcionamento do programa computacional

O transmissor de pressão também foi testado antes de ser utilizado no experimento em campo. Para isso foram feitas adaptações em uma prensa hidráulica, com instalação de uma mangueira hidráulica e conexões para formar duas vias de saída para medir a pressão, na qual em uma delas continha um manômetro e na outra o transmissor. Os valores provenientes do transmissor de pressão foram lidos no sistema computacional desenvolvido no programa LabVIEW.

4.2. Etapa inicial dos Experimentos

INSTRUMENTAÇÃO DA COLHEDORA

A instrumentação dos dois tipos de colhedora de cana baseou-se seguindo os mesmos princípios, com a instalação do fluxômetro na linha de pressão do circuito, medindo simultaneamente a pressão de entrada e temperatura do óleo, e a instalação do transmissor de pressão na linha de retorno.

A Figura 10 exibe o diagrama de instrumentação da máquina no circuito hidráulico do extrator primário.

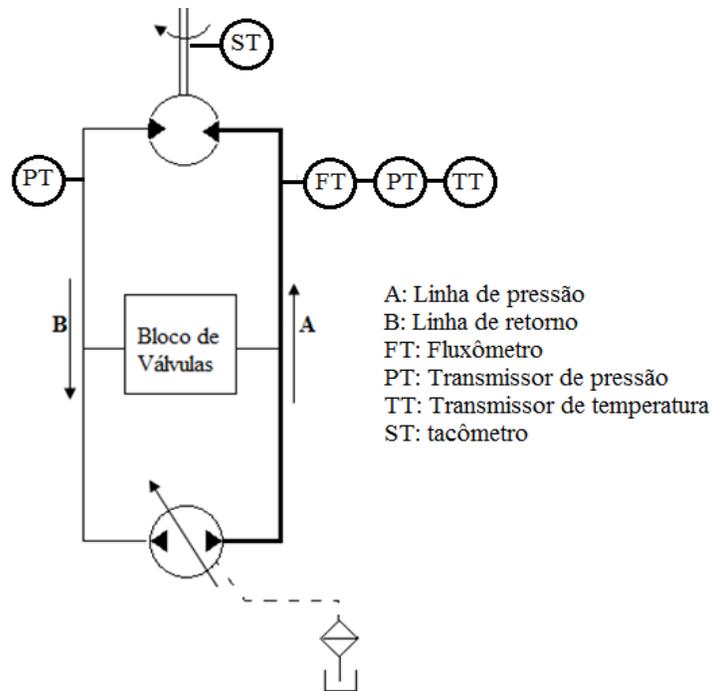


Figura 10- Diagrama de instrumentação da colhedora de cana para o circuito do extrator primário

O fluxo de óleo hidráulico percorre da bomba hidráulica para o motor, passando pelo bloco de válvulas e também pelos medidores de pressão, vazão e temperatura. Após gerar uma velocidade angular no motor, o óleo regressava para o circuito pela linha de retorno, onde se encontrava um transmissor para leitura da pressão.

AQUISIÇÃO DOS DADOS

Utilizando o software Labview, foi elaborado um programa para aquisição dos dados de pressão de retorno do circuito hidráulico do extrator primário. O sinal proveniente do transmissor de pressão foi registrado pelo programa (Figura 11) que utilizava a placa de aquisição de dados USB-6009 como interface para comunicação entre o aparelho e o software.

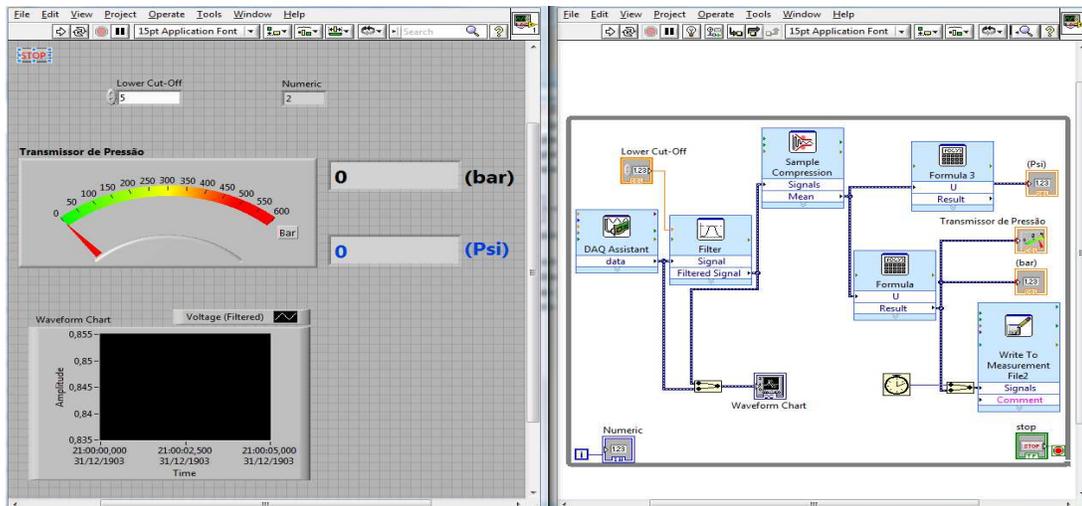


Figura 11- Esquema do programa desenvolvido utilizando o software LabVIEW 2010.

Os dados foram gravados em um arquivo com formato do próprio programa para depois serem transferidos e tratados em uma planilha do Microsoft Excel.

TRATAMENTO INICIAL DOS DADOS

Com os dados já na planilha do Excel, pode-se observar que o filtro RC não foi suficiente para filtrar os dados de pressão de retorno, então foi feita uma análise espectral de frequência para determinar a frequência de corte para os dados coletados utilizando o programa computacional MATLAB 7.8.0. Utilizou-se um filtro passa baixa, tipo Butterworth de 2º ordem e, após a análise os dados, foi estabelecida uma frequência de corte de 1,25 Hz. O esquema desenvolvido no programa está ilustrado na Figura 12, que apresenta os blocos referentes aos dados coletados, filtros, gráficos e análise espectral de frequência.

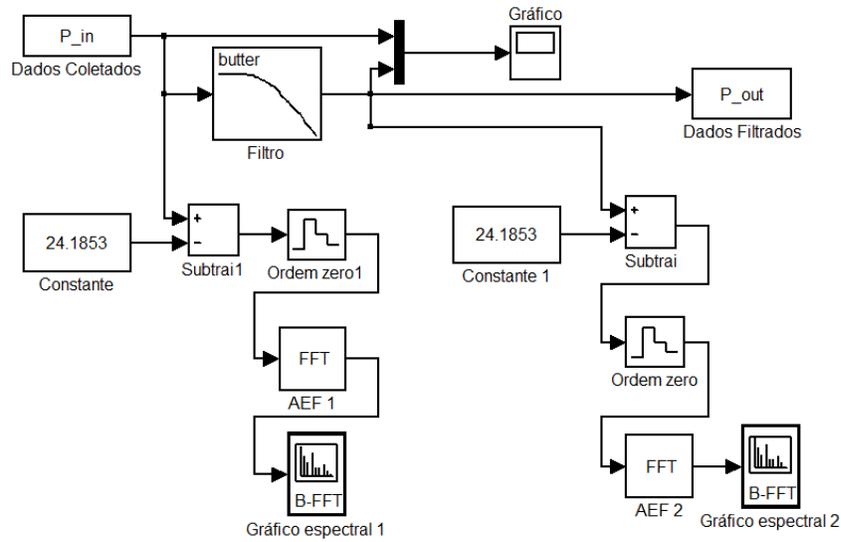


Figura 12- Esquema do filtro passa baixa desenvolvido no Matlab 7.8.0

Um exemplo dos valores obtidos após a filtragem dos dados está apresentado na Figura 13.

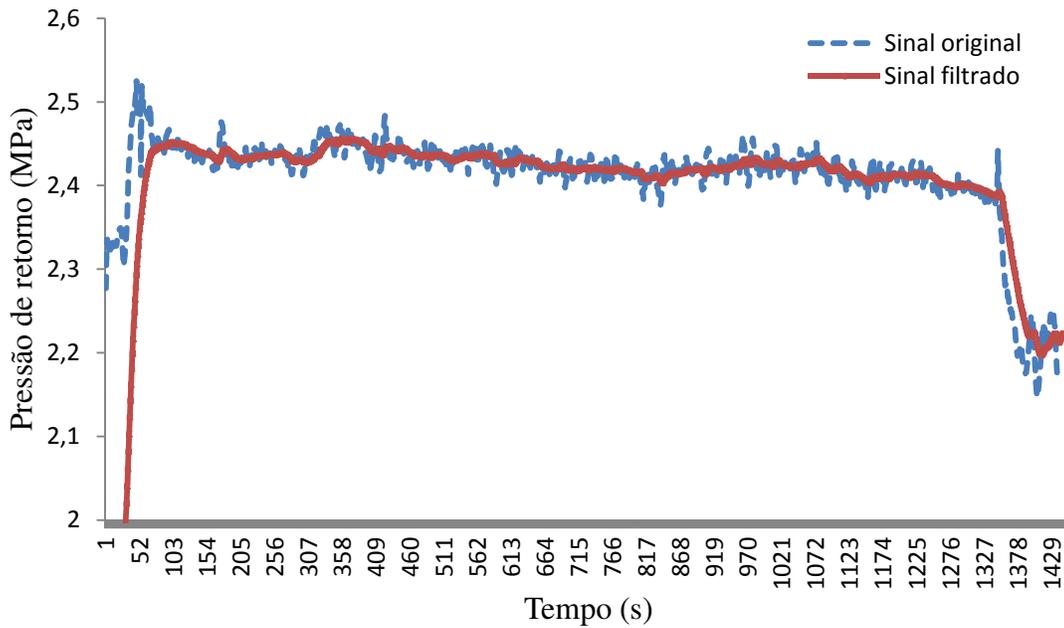


Figura 13- Filtragem dos dados de pressão de retorno

Após os sinais terem sido adquiridos, observou-se que o filtro digital desenvolvido foi eficaz e continuou representando a variável medida.

4.3. Testes operacionais na colhedora de cana

ENSAIO 1

O Ensaio 1 foi realizado para verificar a potência consumida no motor hidráulico do extrator primário com a colhedora operando sem carga, ou seja, para determinar a potência necessária para o extrator operar em vazio, deslocando somente massa de ar. Foi utilizada uma colhedora de cana-de-açúcar John Deere, modelo 3520, ano 2011 com 25 horas de uso, equipada com um motor diesel com potência de 280 kW a 220 rad s^{-1} .

Este ensaio foi realizado em uma colhedora estacionada no pátio de uma oficina mecânica. Os testes foram realizados no circuito hidráulico do extrator primário da colhedora, a fim de determinar a potência consumida pelo motor hidráulico de pistão, modelo 64 *heavy duty* de deslocamento fixo de $16,8 \text{ cm}^3 \text{ rad}^{-1}$ ($105,5 \text{ cm}^3 \text{ rev}^{-1}$). Para isso foi necessário levantar dados de vazão de óleo hidráulico, temperatura e diferença de pressão da entrada e saída do motor.

Na linha de pressão do conjunto bomba-motor, foi instalado o fluxômetro Parker, modelo System20, com o intuito de determinar a pressão, vazão e temperatura do óleo hidráulico. Este aparelho é equipado com monitor eletrônico EM20 de leitura digital, capaz de armazenar 300 testes na memória, com capacidade de medição de até $0,0063 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$. O medidor pode medir pressão e temperatura simultaneamente com o fluxo de óleo que passa pelo medidor. Os dados são lidos e salvos no monitor eletrônico.

Na linha de saída do motor hidráulico instalou-se um transmissor de pressão Novus, modelo 511, para verificar a pressão de retorno, definindo assim, por meio de uma comparação dos dados de entrada e saída do motor, o diferencial de pressão. Este instrumento apresenta uma capacidade de medição de até 60 MPa, precisão de $\pm 0,5 \%$ do fundo de escala, podendo operar com a temperatura do óleo de até $85 \text{ }^\circ\text{C}$, e sinal de saída de 4 a 20 mA, a dois fios.

Ambos os aparelhos foram instalados no lado direito da colhedora, em série com as mangueiras hidráulicas procedentes do motor hidráulico do extrator primário, como mostrado na Figura 14.

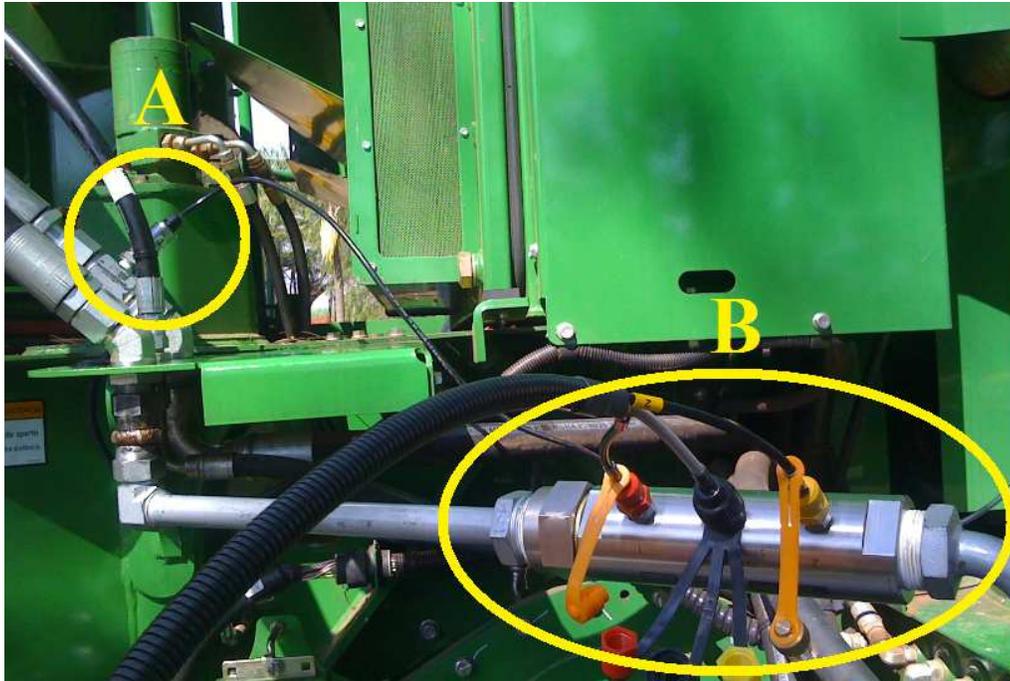


Figura 14- Máquina JD instrumentada com o fluxômetro e o transmissor de pressão para realização do ensaio com a colhedora parada. (A) Transmissor de pressão; (B) Fluxômetro

Para o levantamento dos dados referente ao circuito do extrator primário, foi estabelecido preliminarmente valores da velocidade angular do extrator, sendo dividida em incrementos de $5,25 \text{ rad s}^{-1}$ (50 rpm), variando desde a rotação mínima de 63 rad s^{-1} (600 rpm) até a rotação máxima de operação de 105 rad s^{-1} (1000 rpm), segundo a regulação feita no sistema. Entretanto essa velocidade angular poderia, ainda, ser regulada para operar até 1300 rpm. Foram realizadas cinco repetições para coletar os dados. Com os resultados, foi gerado um modelo polinomial que relaciona o diferencial de pressão e a vazão hidráulica do sistema.

4.4. Experimento em campo

Nesta etapa foram realizados três ensaios com colhedoras de cana-de-açúcar de diferentes fabricantes. Cada ensaio foi organizado de forma a conter cinco experimentos, onde cada um deles correspondia a uma diferente linha de cana colhida. A velocidade angular do motor diesel da colhedora foi selecionada para 220 rad s^{-1} (2100 rpm) para todos os ensaios.

Posteriormente a coleta dos valores em campo, foi necessária uma preparação dos dados para análise. Primeiramente foram eliminados os dados referentes aos trechos de aceleração e desaceleração da máquina, trechos de baixa densidade da cultura, troca de transbordo e final do experimento.

Já com os dados referentes somente aos trechos de regime normal de operação, foi feita uma eliminação de sinais espúrios. Foi utilizado o gráfico do tipo *boxplot* em cada experimento para verificar a existência de valores atípicos, chamados de “*outliers*”, que foram desconsiderados para não prejudicar a análise dos ensaios.

Finalmente, com a preparação inicial dos valores para a análise, foi obtido o banco de dados que, posteriormente, foi submetido a uma análise espectral de frequência para os valores de pressão e vazão de todos os experimentos, antes de ser realizada uma análise estatística.

Após a filtragem, os três ensaios foram analisados por uma estatística descritiva, desconsiderando efeitos externos do local de amostragem. Foram calculadas as medidas de posição (média aritmética), e as medidas de variação (desvio-padrão e coeficiente de variação). Utilizou-se o programa computacional Minitab para realizar toda a análise estatística dos ensaios. A primeira etapa dessa análise foi a realização de uma estatística básica para verificar se os dados eram paramétricos, para isso utilizou-se um teste de normalidade de distribuição dos dados. Segundo um estudo feito por Leotti et al. (2005), para dados normais os critérios Anderson-Darling, Cramér-von Mises e Shapiro-Wilk mostraram-se equivalentes na eficiência, com exceção do critério de Kolmogorov-Smirnov. Quando os dados provêm de uma distribuição independente do tamanho da amostra, todos os testes têm percentual de acerto maior que 98,5%. Dessa maneira, foi utilizado o teste de normalidade de Anderson Darling (AD), que se encontrava disponível no Minitab, com um nível de significância de 5%.

As duas hipóteses nula e alternativa para o teste de AD são:

H_0 = Os dados seguem a distribuição normal

H_a = Os dados não seguem uma distribuição normal

Na primeira etapa das análises estatísticas, a normalidade do conjunto de valores foi calculada para os dados de vazão, pressão e conseqüentemente para potência.

Foi necessário também verificar se o processo estava sob controle, se houve uma igualdade entre as médias dos dados de vazão, pressão e potência observados nos cinco experimentos, em razão de alguns dos fatores não serem controlados com precisão, como velocidade da máquina que o operador impõe em cada linha de cana, velocidade angular do ventilador, que pode ter uma pequena variação em função da velocidade angular do motor da colhedora e produtividade de cada linha de cana. Para isso foi utilizada uma análise de variância (ANOVA) para dados paramétricos e um teste de Kruskal-Wallis para dados não paramétricos, ambos com um nível de significância de 5%. O emprego do teste de Kruskal-Wallis para dados não paramétricos é utilizado para comparar três ou mais amostras cujos dados apresentam nível de mensuração ordinal. Esse teste apresenta uma estatística H que avalia em que medida as k amostras ou tratamentos diferem. Ela é nula quando todas as medianas dos experimentos são iguais, e aumenta à medida que as medianas se diferem. Para esse teste foi utilizado o programa computacional Minitab, que utiliza a estatística H para calcular o p-valor do teste de Wallis. O teste F e o teste de Tukey também foram empregados nas análises dos dados paramétricos.

Utilizou-se juntamente com a ANOVA, o teste de hipóteses para dados paramétricos, que são suposições sobre os parâmetros do ensaio para os cinco experimentos. Teve-se o interesse em testar se existem diferenças entre as médias dos experimentos, o que equivale a testar as hipóteses. Sendo assim, as hipóteses estabelecidas preliminarmente foram:

H_0 = as médias dos experimentos são iguais;

H_a = pelo menos um par de média é diferente

O teste de Kruskal-Wallis também utilizou suposições para sua análise, estabelecendo como hipóteses:

H_0 = as medianas dos experimentos são iguais;

H_a = pelo menos um par de medianas é diferente

Essa é uma regra de decisão para aceitar ou rejeitar uma hipótese estatística com base nos elementos amostrais.

É importante, ainda, ressaltar que esses dados foram aquiridos em relação as condições de campo já citadas, podendo correlacioná-los com a produtividade média da lavoura no momento dos testes, pois a mesma está relacionada diretamente com o fluxo mássico de matéria-prima que passa através do sistema de alimentação da máquina. O fluxo mássico (Q_m) está relacionado diretamente com o produto da capacidade operacional da máquina e da produtividade da lavoura.

$$Co = L v 3600 \quad (1)$$

$$Q_m = \frac{Co Pl 3,6}{10} \quad (2)$$

em que,

Co : capacidade operacional da máquina, $m^2 h^{-1}$;

L : largura, m;

v : velocidade, $m s^{-1}$;

Pl : produtividade da lavoura, $ton ha^{-1}$;

Q_m : fluxo mássico de produto processado, $ton h^{-1}$

O fluxo mássico relaciona a velocidade da colhedora com a produtividade do talhão de cana. A capacidade operacional está relacionada com a largura do conjunto e a velocidade da máquina.

ENSAIO 2

O segundo ensaio foi realizado em outubro de 2011, em áreas da Usina Carolo, localizada no município de Pontal-SP.

O talhão utilizado para esse ensaio continha em média 90 metros de comprimento e era composto pela variedade de cana RB 72454 de terceira safra e espaçamento entre linhas de

1,5 metros. Esse tipo de cana possui uma velocidade de crescimento regular, porte médio, produção agrícola alta e teor de sacarose alto. A produção média desse talhão, segundo dados fornecidos pela usina, é de 105 ton ha^{-1} . O terreno apresentou-se bastante uniforme em relação à declividade, sendo que a área é praticamente plana. O ensaio foi dividido em cinco experimentos com uma média de 55 dados considerados cada.

A colhedora utilizada nesse ensaio foi a JD 3520, ano 2011 e com 3816 horas de uso. O operador da máquina foi orientado a trabalhar a uma velocidade de $1,38 \text{ m s}^{-1}$ (5 km h^{-1}) e a velocidade angular do extrator primário foi mantida em 105 rad s^{-1} , com o motor diesel atuando à 220 rad s^{-1} . O óleo hidráulico da colhedora é o Rando HD 68, marca Texaco, cuja viscosidade cinemática varia de $68 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$ em 40°C à $8,7 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$ em 100°C .

Os experimentos se iniciaram após a instalação dos equipamentos de medição de vazão e pressão, nas linhas de pressão e retorno respectivamente, como mostrado na Figura 15, e finalizou após a colheita de 5 linhas, sendo que cada linha colhida foi considerado como um experimento.



Figura 15- Instrumentação da colhedora utilizada no Ensaio 2. (A) Transmissor de Pressão; (B) Monitor EM 20; (C) Fluxômetro

Os equipamentos para aquisição dos dados provenientes do transmissor de pressão permaneceram dentro da cabine, para evitar poeira nos equipamentos eletrônicos. A Figura 16 apresenta os equipamentos instalados.

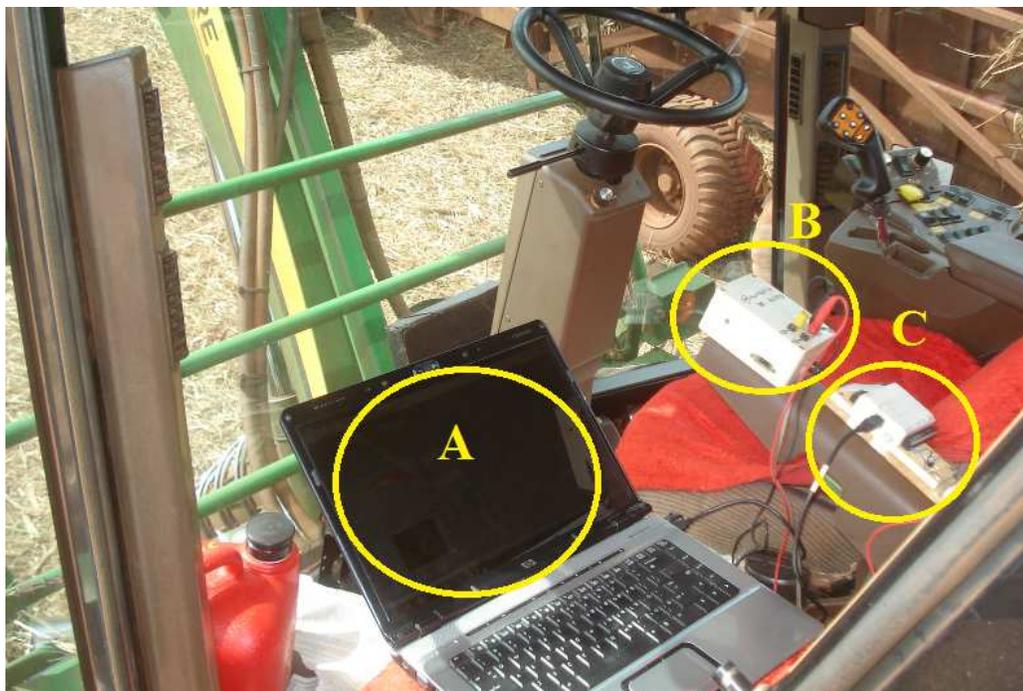


Figura 16- Equipamentos de aquisição dos dados de pressão no Ensaio 2. (A) Supervisor; (B) Fonte de alimentação; (C) Placa 6009

ENSAIO 3

O terceiro ensaio, em novembro de 2011, foi conduzido na Fazenda Meia Lua, cuja área pertence à Usina Ester, localizada no município de Cosmópolis-SP.

A área do ensaio possui uma topografia plana e é cultivada com a cultura de cana-de-açúcar, da variedade CTC 04, cultura que apresenta alta produtividade e alto teor de sacarose, e cujas características de porcentagem de fibras se encontra na **Erro! Fonte de referência não encontrada.** A cultura apresenta espaçamento entre linhas de 1,5 metros, é de primeira safra e apresentou uma produção média de 95 ton ha⁻¹.

A colhedora de cana utilizada nesse ensaio foi uma JD 3520, ano 2011 com 3370

A colhedora de cana utilizada nesse ensaio foi uma JD 3520, ano 2011 com 3370 horas de trabalho. Durante a colheita da cana a máquina operou a uma velocidade de $1,38 \text{ m s}^{-1}$, e a rotação do ventilador do extrator primário permaneceu com 115 rad s^{-1} , à 220 rad s^{-1} de rotação do motor diesel. O óleo hidráulico da colhedora é o Rando HD 68, marca Texaco.

A máquina foi instrumentada no local do experimento e os equipamentos foram instalados no mesmo local da colhedora do primeiro experimento, como ilustrado na Figura 17.



Figura 17- Instrumentação da colhedora de cana utilizada no Ensaio 3

Esse ensaio foi feito com a aquisição dos dados segundo dois critérios em relação ao extrator primário: Sistema Convencional (Ensaio A), que apresenta um ventilador em seu formato original de fábrica; Sistema Antivortex (Ensaio B), popularmente chamado assim por apresentar um globo no centro do ventilador para supostamente impedir o surgimento de vortéx na superfície central do ventilador. Este sistema consiste de um globo fixado no centro do ventilador, com a finalidade de melhorar o fluxo de ar, reduzir as impurezas vegetais e proteger os parafusos que fixam as hélices, que sofrem grande desgaste. Além do globo central, esse conceito também está relacionado com o formato das hélices, fato que não se observa nesse ensaio, que são diferenciadas e auxiliam num melhor fluxo de ar no extrator.

O sistema antivortex é mais comumente utilizado nas colhedoras CASE, mas foram feitas adaptações para empregá-lo na colhedora JD, como mostrado na Figura 18. Desse modo, foi avaliada a potência do motor hidráulico que aciona o ventilador segundo os dois tipos de sistemas, considerando as mesmas condições de trabalho da colhedora.

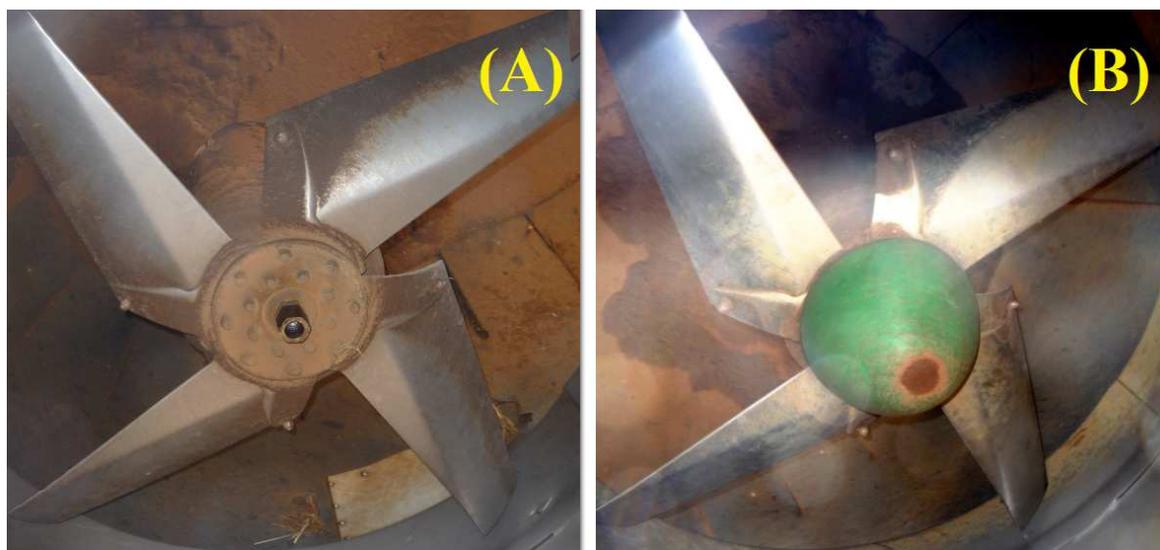


Figura 18- Ventilador convencional e ventilador adaptado com globo central para a colhedora JD. (A) Sistema convencional; (B) Sistema antivortex

O comprimento médio das linhas de cana do talhão utilizado para realizar o subensaio do Sistema convencional foi de 125 metros, enquanto que do subensaio do Sistema Antivortex foi de 170 metros. Foram realizados cinco experimentos por tipo de sistema, e obteve-se em média 100 dados considerados para o convencional e 128 dados para o antivortex.

ENSAIO 4

O quarto ensaio ocorreu em áreas da Usina Zanin, unidade do grupo Raízen, localizada na cidade de Araraquara-SP, em novembro de 2011.

O talhão desse ensaio é cultivado com a variedade de cana RB 86 7515, de primeira safra, com 11 meses de crescimento, espaçamento entre linhas de 1,5 metros e uma produção média de 75 ton ha^{-1} . Essa variedade possui um porte e produção agrícola altos. Em ambientes de grande potencial de produção é possível, devido à alta produtividade agrícola, que ocorra

tombamento e atraso de maturação desse tipo de cana. A colheita dessa porção de área foi destinada a cana muda, razão pela qual o canavial não tinha atingido seu total potencial de produção.

A colhedora de cana empregada nesse ensaio foi a CASE, modelo A7700, de esteira, ano 2007 e com 27987 horas de trabalho. Devido a colheita ter sido destinada a cana muda, a máquina operou a uma velocidade de $1,11 \text{ m s}^{-1}$ (4 km h^{-1}). Essa operação requer um aumento da limpeza de matéria seca. Dessa maneira há a necessidade de uma maior velocidade angular do extrator, que permaneceu em 146 rad s^{-1} durante os cinco experimentos realizados nesse ensaio, à 220 rad s^{-1} de rotação do motor diesel. O óleo hidráulico utilizado nessa colhedora é o Rando HD 100, marca Texaco, cuja viscosidade cinemática varia de $100 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$ em 40°C à $11 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$ em 100°C .

A instrumentação dessa colhedora seguiu os mesmos princípios da colhedora JD, com a instalação do fluxômetro na linha de pressão e do transmissor de pressão na linha de retorno, como ilustrado na Figura 19.

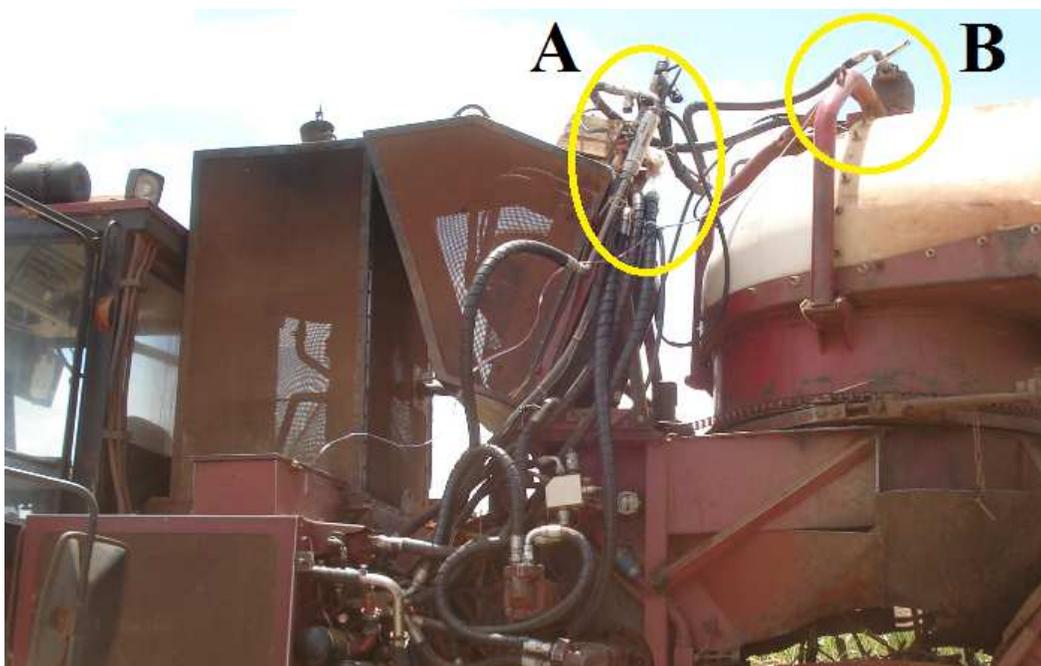


Figura 19- Instrumentação da colhedora utilizada no Ensaio 4. (A) fluxômetro; (B) Transmissor de pressão

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo é apresentado o resultado dos experimentos realizados e a discussão dos ensaios, individualmente e entre si. Os dados obtidos são apresentados por meio de tabelas e gráficos para melhor interpretação e análise.

5.1. Resultados obtidos no Ensaio 1

Os dados médios de vazão e diferencial de pressão estão expressos na **Erro! Fonte de referência não encontrada.** A partir dos dados de vazão, velocidade angular e deslocamento volumétrico do motor hidráulico, foi calculada a eficiência volumétrica.

Tabela 2- Dados de vazão, eficiência volumétrica e diferença de pressão do motor hidráulico do extrator primário quando a colhedora opera sem carga

Vel. Angular		Vazão média		Pressão Média (MPa)		Eficiência Volumétrica média (%)
(rad s ⁻¹)	rpm	(m ³ s ⁻¹)	L min ⁻¹	Entrada	Saída	
62,8	600	0,70 10 ⁻³	43,2	6,72	2,5	65,4
68	650	0,80 10 ⁻³	48,7	7,27	2,5	70,6
73,3	700	0,90 10 ⁻³	54,2	8,09	2,5	73,4
78,6	750	1,00 10 ⁻³	60,8	8,69	2,5	76,8
83,7	800	1,10 10 ⁻³	66,2	9,44	2,5	78,4
89	850	1,20 10 ⁻³	72,2	10,02	2,5	80,5
94,3	900	1,30 10 ⁻³	77,6	10,84	2,5	81,7
99,5	950	1,40 10 ⁻³	84	11,58	2,5	83,8
104,7	1000	1,50 10 ⁻³	91,2	12,2	2,5	86,4

A eficiência volumétrica da Tabela 2 contradiz a Figura 1, mostrando que a eficiência volumétrica aumenta com o aumento da pressão. Isso ocorre porque o motor utilizado no presente estudo é de pistões axiais, enquanto que no outro é de engrenagens. A vazão hidráulica, diferença de pressão e eficiência volumétrica são maiores com o aumento da velocidade angular do ventilador. A Figura 20 apresenta o gráfico da relação entre as grandezas velocidade angular e eficiência volumétrica.

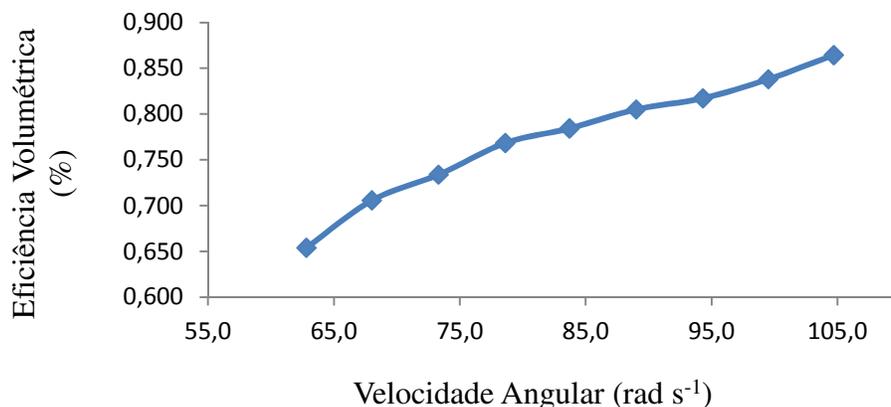


Figura 20- Gráfico da relação entre a eficiência volumétrica e a velocidade angular do extrator primário da colhedora JD

Pelo gráfico da Figura 20 é possível notar que o rendimento do motor é maior em rotações mais elevadas, chegando a 86 % de eficiência volumétrica a 104,7 rad s⁻¹.

Obteve-se, ainda, a curva da diferença de pressão em função do fluxo de óleo que flui pelo motor, como mostrado na Figura 21.

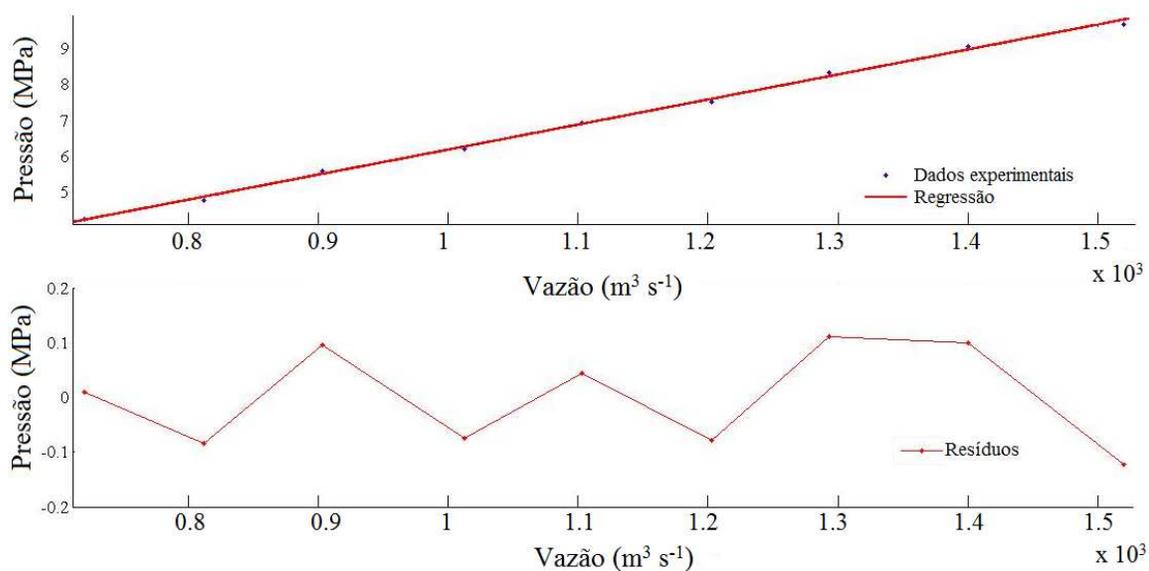


Figura 21- Relação entre a pressão e vazão do Ensaio 1

O gráfico de resíduos indica uma aleatoriedade nos dados, confirmando que não houve tendência na relação entre as duas grandezas. Assim, pode-se dizer que os resíduos não apresentaram comportamento sistemático, fazendo com que o modelo seja adequado. Através da análise de regressão dos dados experimentais, obteve-se o modelo polinomial de primeira ordem.

$$f(x) = ax + b$$

em que:

$f(x)$ = diferença de pressão (MPa)

x = vazão ($\text{m}^3 \text{s}^{-1}$)

Coefficientes com 95% de confiança

a = 7016 (6713; 7318)

b = -0,8418 (-1,186; -0,4979)

Com os dados obtidos de vazão e pressão, foi calculada a potência consumida pelo motor hidráulico, para cada condição de operação, variando-se a vazão ou velocidade angular do ventilador do extrator primário.

$$Pot = \frac{P * Q}{600} \quad (1)$$

em que:

Pot= potência (kW)

P = pressão (bar)

Q = vazão (l min^{-1})

Os valores encontrados dos dados de potência para os cinco experimentos foram próximos, o que implica em dizer que para as condições de coleta de dados, considerando a eficiência volumétrica para cada valor e variação da velocidade angular de 62,8 a 104,7 rad s^{-1} , a potência média encontrada para o extrator operar sem estar realizando a separação e limpeza da cana varia de 3,04 a 14,75 kW (4 a 20 hp).

Assim, as medidas estatísticas de posição e variação em relação à potência estão apresentadas na Tabela 3.

Tabela 3- Estatística descritiva do experimento com a colhedora operando em vazio, para 5 repetições

Vel. Angular (rad s ⁻¹)	Potência média (kW)	Desvio Padrão	Coefficiente de Variação (%)
62,8	3,04	0,06	2,0
68,0	3,87	0,18	5,0
73,3	5,05	0,28	6,0
78,6	6,28	0,42	7,0
83,7	7,66	0,40	5,0
89,0	9,05	0,28	3,0
94,3	10,78	0,34	3,0
99,5	12,71	0,30	2,0
104,7	14,75	0,16	1,0

Portanto, para as condições desse ensaio, a potência média necessária para o funcionamento desse motor, à rotação nominal de 105 rad s⁻¹, foi de 14,75 kW. Essa potência foi definida com o motor hidráulico operando em vazio, ou seja, valor necessário somente para deslocar o ar à 13,2 MPa.

5.2. Operação em campo

Antes de realizar os testes estatísticos, foi necessário preparar os dados aquisitados. Dessa maneira, os dados referentes aos trechos de aceleração e desaceleração da máquina, troca de transbordo ou manobra da colhedora, foram eliminados. A Figura 22 apresenta um exemplo dos dados considerados, que servem tanto para pressão quanto para vazão.

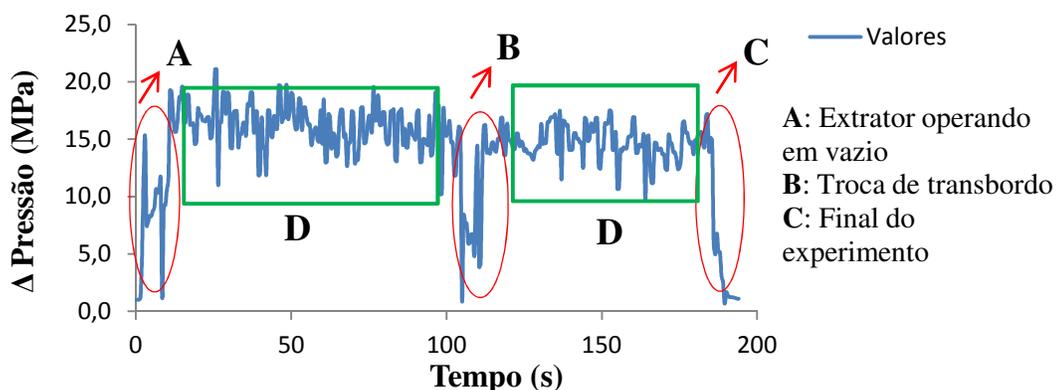


Figura 22- Dados considerados entre o período total de aquisição dos experimentos

Após a etapa de preparação dos dados, utilizou-se o programa Minitab para o testes estatísticos. Os p-valores dos dados de vazão foram calculados por meio do teste de normalidade de Anderson Darling. Entretanto em todos os cinco experimentos de cada um dos três ensaios, os p-valores foram menores que o nível de significância estatística de 5%, indicando que os dados de vazão não são normalmente distribuídos.

Nesse mesmo contexto, o teste de normalidade também foi aplicado para os dados de pressão e potência, e seus resultados estão exibidos na Tabela 4 e Tabela 5, respectivamente. Neste caso, se o p-valor for menor que o nível de significância de 5%, aceita-se a hipótese alternativa (H_a) de que os dados não estão bem distribuídos.

Tabela 4- P-valores do teste de normalidade dos experimentos para os dados de pressão.

Pressão					
Dados Ensaio 2					
Experimentos	1	2	3	4	5
P-Valor	0,242	0,247	0,209	0,132	0,082
Anderson Darling	0,467	0,461	0,493	0,573	0,654
Dados Ensaio 3					
Ensaio A					
Experimentos	1	2	3	4	5
P-Valor	0,234	0,089	0,481	0,753	0,458
Anderson Darling	0,477	0,647	0,344	0,245	0,353
Ensaio B					

Experimentos	1	2	3	4	5
P-Valor	0,412	0,515	0,098	0,642	0,566
Anderson Darling	0,374	0,328	0,631	0,279	0,303
Dados Ensaio 4					
Experimentos	1	2	3	4	5
P-Valor	0,322	0,13	0,178	0,31	0,064
Anderson Darling	0,417	0,576	0,523	0,423	0,704

Todos o p-valores dos dados de pressão, analisados segundo o teste de normalidade de Anderson Darling, foram maiores que o nível de significância. Então aceita-se a hipótese H_0 de que os dados possuem distribuição normal.

Tabela 5- P-valores do teste de normalidade dos experimentos para os dados de potência.

Potência					
Dados Ensaio 2					
Experimentos	1	2	3	4	5
P-Valor	0,658	0,347	0,196	0,091	0,189
Anderson Darling	0,272	0,401	0,504	0,64	0,509
Dados Ensaio 3			Ensaio A		
Experimentos	1	2	3	4	5
P-Valor	0,241	0,231	0,342	0,743	0,408
Anderson Darling	0,471	0,478	0,408	0,248	0,374
			Ensaio B		
Experimentos	1	2	3	4	5
P-Valor	0,496	0,76	0,149	0,714	0,564
Anderson Darling	0,339	0,244	0,555	0,258	0,305
Dados Ensaio 4					
Experimentos	1	2	3	4	5
P-Valor	0,324	0,308	0,223	0,503	0,103
Anderson Darling	0,416	0,425	0,483	0,334	0,62

Analisando-se a Tabela 5, nota-se que todos os p-valores para dados de potência também são maiores que 0,05, então aceita-se a hipótese nula de que o conjunto de dados de todos os experimentos apresentam uma distribuição normal.

Segundo Callegari-Jacques (2003), nos testes considerados paramétricos os dados analisados precisam apresentar distribuição normal ou pelo menos uma aproximação da normal. Dessa forma os dados de pressão e potência foram tratados como paramétricos, as análises estatísticas utilizadas basearam-se em dados normalmente distribuídos. Nesse mesmo contexto, os dados de vazão foram considerados como não-paramétricos.

5.2.1. Resultados obtidos no Ensaio 2

Primeiramente foram analisados os dados de vazão que, segundo o teste de normalidade de Anderson Darling, são considerados como não-paramétricos. A Tabela 6 apresenta a análise descritiva desses dados.

Tabela 6- Estatística descritiva dos dados de vazão do Ensaio 2

Experimento	Vazão ($\text{m}^3 \text{s}^{-1}$)				
	1	2	3	4	5
Mediana	0,00158	0,00157	0,00160	0,00155	0,00160
Desvio Padrão	0,00002	0,00002	0,00001	0,00002	0,00002
Coef. de Variação	0,01174	0,01119	0,00783	0,01477	0,01190
Valor Máximo	0,00163	0,00162	0,00165	0,00158	0,00162
Valor Mínimo	0,00157	0,00153	0,00157	0,00152	0,00155
Quartil Inferior	0,00157	0,00157	0,00160	0,00153	0,00157
Quartil Superior	0,00160	0,00158	0,00162	0,00157	0,00160
Assimetria	0,61182	1,32395	1,23463	0,41337	-1,57385
Curtose	-0,88963	0,85276	2,72169	-1,16165	-1,11197

Os valores médios não foram iguais, assim há a necessidade de realizar um teste estatístico adequado para mostrar se os experimentos diferem entre si. O coeficiente de variação teve uma alteração pouco significativa, sendo o maior valor de 1,4 %, do experimento 4. A maior diferença da variação entre o valor máximo e mínimo foi de 5,3 % do

experimento 2. Isso indica que, como há pouca variação de vazão ao longo da aquisição dos dados, o controle eletrônico de deslocamento está cumprindo a função de manter constante vazão do circuito do extrator primário. Nesse mesmo experimento, os valores do quartil inferior e superior mostram que 50% dos dados de vazão se encontram entre $0,00157$ e $0,00158 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$. Os valores de assimetria reforçam o teste de AD de que a distribuição não é normal, pois alguns deles apresentam valores acima de 1 ou abaixo de -1, como é o caso dos experimentos 2, 3 e 5, indicando que as curvas são consideradas como assimétricas forte. As curvas dos experimentos 1, 2, 3 e 4 indicam uma distribuição assimétrica à direita, enquanto que o experimento 5 apresenta uma distribuição assimétrica à esquerda.

A Figura 23 ilustra os dados coletados de vazão em função do tempo para os cinco experimentos.

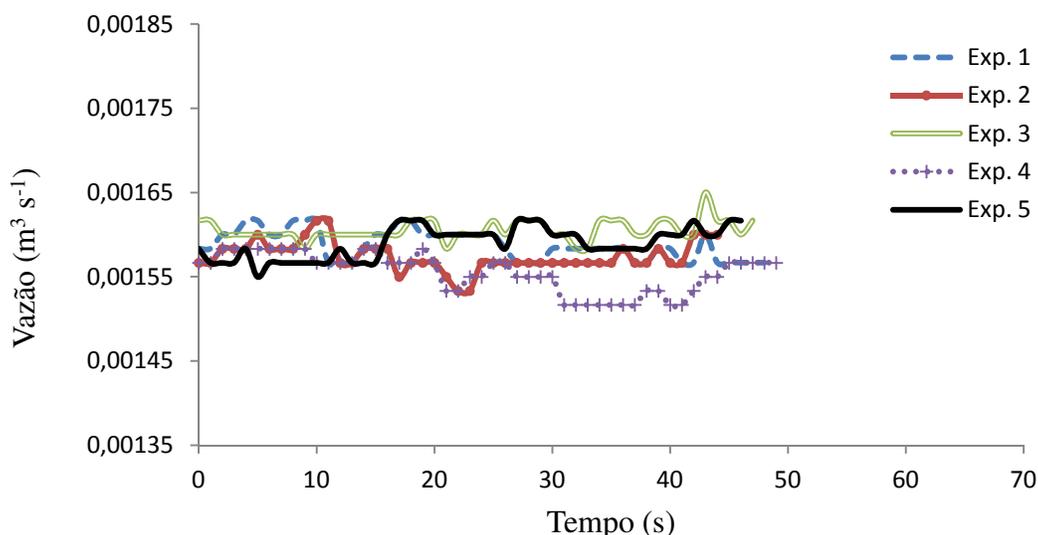


Figura 23 - Gráfico de vazão em função do tempo para os cinco experimentos do Ensaio 2

Como os dados de vazão não são paramétricos foi utilizado o teste de Kruskal-Wallis para analisar estatisticamente a relação entre os experimentos, considerando as hipóteses H_0 e H_a com um nível de significância de 5%. Segundo os testes realizados para os dados de vazão, o p-valor foi inferior ao nível de significância. Dessa forma deve-se aceitar a hipótese H_a de que as medianas dos experimentos diferem entre si. Esta diferença deve-se ao fato de que o operador da colhedora não regulou exatamente a mesma velocidade angular do ventilador para cada experimento. Dessa maneira, para considerar a vazão que poderia representar o Ensaio 2,

pode-se levar em conta a eficiência média de cada experimento, como está apresentado na Tabela 7. O cálculo dessa eficiência foi feito pela relação entre vazão real e a vazão teórica, esta corresponde ao produto do deslocamento do motor com a velocidade angular do ventilador, que foi teoricamente mantida à 105 rad s^{-1} .

Tabela 7- Eficiência volumétrica média do Ensaio 2

Eficiência volumétrica					
Experimento	1	2	3	4	5
Média	0,907	0,900	0,917	0,888	0,909

Percebe-se que o experimento 3 tem a melhor eficiência volumétrica média. Esse experimento ainda apresenta a maior uniformidade de dados aqusitados, como pode ser visto pelo valor do coeficiente de variação da Tabela 6, evidenciando assim que houve um maior controle de vazão para esse experimento. Portanto, considerando essas duas variáveis, esse experimento poderia ser representativo para os dados de vazão do Ensaio 2.

Já para os dados de pressão, também foi necessário fazer um análise detalhada de seus dados, em razão de haver oscilação no valor de pressão de entrada. A pressão média de saída do motor foi de 2,3 MPa. Os valores de medidas de posição, variação e dispersão, em relação à diferença de pressão, se encontram na Tabela 8.

Tabela 8- Estatística descritiva para os dados de diferencial de pressão do Ensaio 2

Diferencial de Pressão (MPa)					
Experimento	1	2	3	4	5
Média	16,17	16,86	16,12	16,36	16,18
Desvio Padrão	1,63	2,44	2,30	1,87	1,59
Coef. de Variação	0,10	0,15	0,14	0,11	0,10
Valor Máximo	19,60	23,20	21,30	20,90	19,80
Valor Mínimo	13,50	12,50	11,70	11,90	13,50
Quartil Inferior	14,90	15,00	14,50	15,30	15,25
Quartil Superior	17,20	18,60	17,30	17,80	17,25
Assimetria	0,32	0,07	-0,76	0,10	0,72
Curtose	-0,57	-0,04	-0,50	0,11	-0,57

Por meio da Tabela 8 pode-se visualizar que as médias não foram iguais. Isso está relacionado com o fato de não haver um controle de pressão para o sistema. O coeficiente de variação foi um pouco elevado para os experimentos 2 e 3. Isso demonstra que, para esses experimentos, houve uma maior demanda de torque devido ao deslocamento de ar e materiais constituintes por impurezas que passam pelo extrator. Assim como no coeficiente de variação, o experimento 2 também obteve a maior diferença entre os valores máximo e mínimo, que pode ter corrido pelas perdas que ocorrem no circuito hidráulico ou por alteração de velocidade da máquina, que está relacionado diretamente com o fluxo mássico. O experimento 2 mostra ainda que, 50% dos seus dados estão compreendidos entre os intervalos de 15 e 18,6 MPa.

Além do teste de AD, os coeficientes de curtose e assimetria próximos de zero também evidenciam que os dados de pressão estão bem distribuídos para os cinco experimentos. Os coeficientes de assimetria e curtose, para um nível de significância de 5%, indicam um comportamento aproximadamente normal dos dados (JONES, 1969). Como os dados de assimetria estão localizados entre os intervalos de -1 a 1, todas as curvas são consideradas como simétricas, sendo que o experimento que apresenta a maior simetria é o 2, por apresentar um valor mais próximo de zero. O experimento 4, que apresenta o único valor positivo de curtose, apresenta uma curva com pico mais agudo e um corpo mais delgado. Já a curva do experimento 3, que apresenta o único valor negativo do coeficiente de assimetria entre todos os experimentos, indica que a cauda do lado esquerdo da função densidade de probabilidade é maior que a do lado direito.

Para analisar a relação entre os experimentos para os dados de pressão, foi utilizada uma análise de variância (ANOVA) com um nível de confiança de 95%, cuja finalidade foi verificar a existência de efeito dos tratamentos sobre a variabilidade natural da população estudada. A Tabela 9 - apresenta os resultados dessa análise.

Tabela 9 - Análise de variância para dados de diferencial de pressão do Ensaio 2

Fonte de	Graus de	Soma	Média	Fcalc	P-Valor
----------	----------	------	-------	-------	---------

variação	Liberdade	Quadrática	Quadrática		
Fator	4	17,72	4,43	1,12	0,34
Erro	264	1041,35	3,94		
Total	268	1059,07			

Nota-se que a soma dos quadrados do fator é menor que a soma dos quadrados do erro, o que implica em dizer que a variação entre os experimentos é menor que a variação dentro deles, pelo fato de haver muita oscilação dos valores de pressão ao longo experimento. Já um alto p-valor (maior que 0,05), expressa que existem evidências estatisticamente significativas ao nível de 5% de que as médias dos experimentos são iguais, ou seja, todos os experimentos terão uma média comum. Como o p-valor desse teste é de 0,34, aceita-se a hipótese H_0 de que a médias dos experimentos são estatisticamente iguais.

Portanto, as médias sendo iguais estatisticamente, qualquer uma delas podem representar o ensaio. Dessa maneira, seria mais conveniente comparar as médias com a soma do intervalo de dois desvios-padrão e encontrar o intervalo mais crítico. Esse fato pode ser localizado no experimento 2, que possui o valor superior de 21,8 MPa, ou seja, considerando a porcentagem de dois desvios-padrão de 96,8% mais 1,6 % da cauda da curva, esse “valor superior” é maior que 98,4 % dos dados. Além disso, o experimento 2 apresenta a curva mais simétrica, então ele será considerado como o representativo do Ensaio 2. A Figura 24 apresenta um gráfico teórico de distribuição normal com o valor médio e um intervalo de dois desvios-padrão com valores de diferencial de pressão do experimento 2.

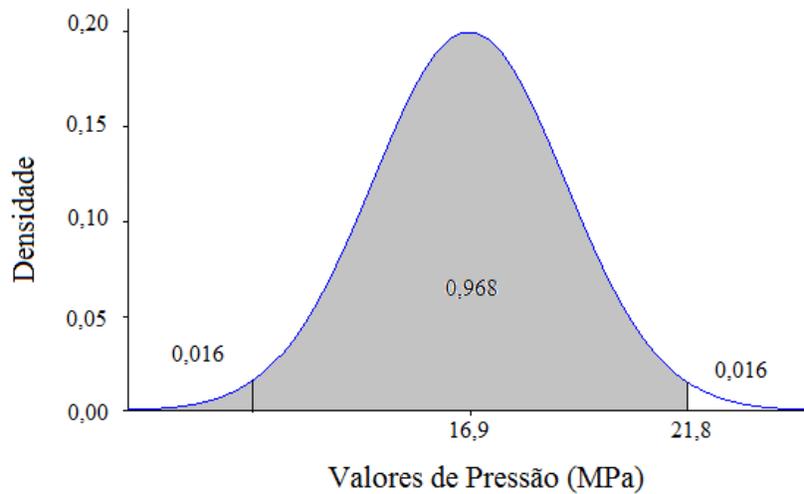


Figura 24- Curva teórica de distribuição normal com intervalo de dois desvios padrão

Nas análises estatísticas, nas quais as observações são consideradas aleatórias e independentes espacialmente, como os dados de pressão se ajustaram à distribuição normal, as médias aritméticas podem ser consideradas uma medida de tendência central representativa do conjunto de dados, podendo ser utilizada no dimensionamento do motor hidráulico.

Com os dados de vazão e diferença de pressão foi possível calcular a potência hidráulica consumida no motor hidráulico do extrator primário, pois essa é uma grandeza secundária proveniente do produto dessas duas variáveis. Esse cálculo foi baseado na multiplicação ponto a ponto da pressão e vazão, considerando também a eficiência volumétrica segundo as condições de operação em campo. De acordo com os dados obtidos de potência, foi realizada uma estatística descritiva dos valores, considerando medidas de posição e variação, como pode ser observado na Tabela 10.

Tabela 10- Estatística descritiva dos dados de potência do Ensaio 2

Experimento	Potência Hidráulica (kW)				
	1	2	3	4	5
Média	23,28	23,89	23,72	22,57	23,37
Desvio Padrão	2,32	3,53	3,38	2,38	2,30
Coef. de Variação	0,10	0,15	0,14	0,11	0,10
Valor Máximo	28,67	33,23	31,81	28,08	27,94
Valor Mínimo	18,93	17,16	17,26	17,25	18,93
Quartil Inferior	21,50	21,04	21,50	21,00	22,08
Quartil Superior	24,68	26,47	25,45	24,07	25,09
Assimetria	-0,22	0,04	-0,76	-0,74	0,49
Curtose	-0,21	-0,07	-0,45	-0,17	-0,69

O coeficiente de variação é maior para os experimentos 2 e 3, assim como foi verificado na análise de pressão, o que evidencia que a análise de pressão e vazão é bem parecida, pois a grandeza vazão, que é utilizada para o cálculo de potência, apresenta uma variação muito pequena de seus valores, devido ao controle de vazão proporcionado pelo Controle eletrônico de deslocamento.

O desvio padrão e a diferença entre os valores máximos e mínimos são maiores para o experimento 2, fato que se relaciona com o comportamento da pressão, que sofreu maiores alterações durante esse experimento, devido à fatores como forças inerciais, perda de carga e demanda de torque.

O coeficiente de assimetria, que permite distinguir as distribuições assimétricas, foi menor para o experimento 2, caracterizando dessa maneira que ele apresenta a melhor distribuição ou a curva mais simétrica. Os dados de curtose, que são negativos para todos os experimentos, indicam que as curvas apresentam um pico mais tênue e uma cauda mais delgada que a distribuição normal. Os dois coeficientes para os dados de pressão, assimetria e curtose, são mais uma evidência de que os valores apresentam uma distribuição normal, pois todos os resultados se aproximam muito do valor zero.

A ANOVA também foi utilizada para os valores de potência, para verificar se houve uma mudança na análise desses dados com a multiplicação dos dados de vazão. A Tabela 11 ilustra essa análise.

Tabela 11- Análise de variância para dados de potência do Ensaio 2

Fonte de variação	Graus de Liberdade	Soma Quadrática	Média Quadrática	F _{calc}	P-Valor
Fator	4	45,9	11,48	1,22	0,304
Erro	264	2482,32	9,44		
Total	268	2528,22			

Analisando a Tabela 11 verifica-se que o p-valor é maior que o nível de significância de 5%, ou seja, existem evidências estatísticas de que a médias desses dados de potência são iguais. Isso pode ser confirmado pelo valor de F calculado (1,22) que é menor que o F tabelado (2,37). Pode-se dizer também que a pequena variação de vazão não influenciou na análise desses valores, resultando numa igual aceitação de igualdade das médias para as análises do diferencial de pressão e potência.

Com a aceitação da hipótese H_0 , qualquer experimento para os dados de potência pode ser representativo para este ensaio. Desse modo, seria mais apropriado analisar a curva mais simétrica ou as médias com um intervalo de dois desvios-padrão, ou seja, 96,8% dos dados do grupo, valor que mais se aproxima do nível de confiança de 95% utilizado nas análises. A Tabela 12 exibe esses intervalos de todos os experimentos.

Tabela 12- Intervalos de potência com dois desvios-padrão para cada experimento do Ensaio 2

Experimento	Potência (kW)				
	1	2	3	4	5
Limite Superior	27,9	30,9	30,5	27,3	28,0

Por meio da Tabela 12 se observa que o experimento 2 possui o maior intervalo e apresenta um valor de potência com limite superior de 30,9 kW, ou seja, 98,4% dos valores de pressão necessários no acionamento do motor hidráulico estão abaixo desse valor. Esse fato também é evidenciado nos dados de pressão do experimento 2.

Sabe-se ainda que a colhedora tem 1,5 metros de largura, a velocidade de deslocamento da colhedora foi de $1,38 \text{ m s}^{-1}$ e que a produtividade da lavoura foi de 105 ton ha^{-1} , então se obtém um fluxo mássico de produto processado de 78 ton h^{-1} .

Portanto, para essa condição de ensaio, com uma vazão média de óleo hidráulico de $0,00161 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ passando pelo circuito do extrator primário, diferencial de pressão de 21,8 MPa, eficiência volumétrica média de 90 % e um talhão com produtividade de cana-de-açúcar de 105 ton ha^{-1} e fluxo mássico de 79 ton h^{-1} passando pela colhedora, a potência necessária para o motor hidráulico da colhedora de cana trabalhar em regime de operação de campo é de 31 kW (41 hp).

5.2.2. Resultados obtidos no Ensaio 3

SISTEMA CONVENCIONAL (ENSAIO A)

Como no Ensaio 2, foram levantados dados de vazão, que estão ilustrados na Tabela 13.

Tabela 13- Estatística descritiva para dados de vazão do sistema convencional do Ensaio 3

Experimento	Vazão ($\text{m}^3 \text{ s}^{-1}$)				
	1	2	3	4	5
Mediana	0,00183	0,00175	0,00177	0,00177	0,00178
Desvio Padrão	0,00001	0,00001	0,00001	0,00001	0,00002
Coef. de Variação	0,00730	0,00704	0,00627	0,00536	0,00894
Valor Máximo	0,00185	0,00177	0,00178	0,00177	0,00182
Valor Mínimo	0,00180	0,00172	0,00175	0,00173	0,00178
Quartil Inferior	0,00182	0,00173	0,00177	0,00175	0,00178
Quartil Superior	0,00185	0,00175	0,00177	0,00177	0,00180
Assimetria	-0,10098	-0,88766	0,75813	-2,37746	0,07467
Curtose	-0,39526	1,19748	0,06765	-0,36614	-0,87448

Os valores de coeficiente de variação foram muito baixos para todos os experimentos. Isso se relaciona com o fato de que o sistema realmente tem um controle de vazão. A maior variação entre o valor máximo e mínimo foi observado no experimento 2, mas mesmo assim essa variação não ultrapassou 3%. Então percebe-se que a vazão hidráulica fornecida para o sistema do extrator primário é praticamente constante.

Os resultados de curtose e assimetria apontam que as curvas não são simétricas, pois alguns valores ultrapassam a faixa que compreende entre os valores 1 e -1, ou seja, essas curvas são assimétricas forte, que é uma evidência de dados não normais. A curva mais simétrica é a do experimento 5, pois seu valor se aproxima mais do zero. Em contrapartida, o experimento 4, que apresenta o valor mais discrepante de assimetria, apresenta uma curva assimétrica à direita, devido ao valor ser positivo. Por meio do seu valor positivo de curtose, dá pra prever que ela, ainda, apresenta um pico mais agudo e uma calda mais grossa.

A Figura 25 apresenta o gráfico dos dados de vazão em função do tempo para os experimentos do sistema convencional do Ensaio 3.

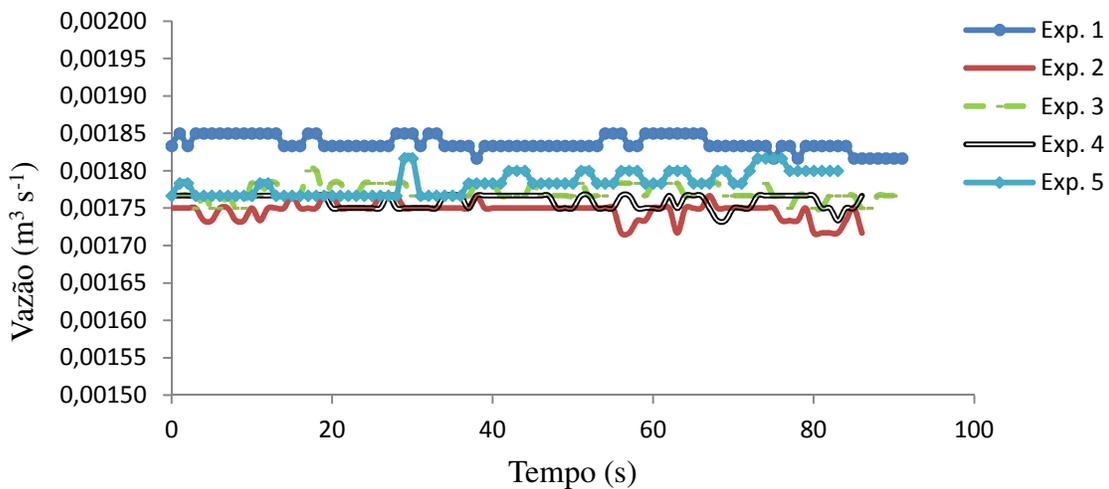


Figura 25- Gráfico de vazão em função do tempo para os cinco experimentos do sistema convencional do Ensaio 3

Nota-se que o experimento 1 foi o que mais se diferenciou dos outros. Isto evidencia em função de uma pequena diferença de ajuste do potenciômetro realizado pelo operador da máquina, variando também, conseqüentemente, um pouco a velocidade angular do ventilador.

Devido a diferença dos valores médios, foi realizado o teste estatístico de Kruskal-Wallis para comparar as medianas dos experimentos. A estatística H do teste de Wallis apresentou um p-valor muito menor que o nível de significância de 5%. Dessa maneira deve-se aceitar a hipótese H_a de que as medianas são estatisticamente diferentes.

Com os dados de vazão, deslocamento volumétrico do motor e velocidade angular de 115 rad s^{-1} , foi calculada a eficiência volumétrica média de cada experimento, como pode ser visualizado na Tabela 14.

Tabela 14- Eficiência volumétrica média do sistema convencional do Ensaio 3

Experimento	Eficiência volumétrica				
	1	2	3	4	5
Média	0,91	0,87	0,88	0,87	0,89

O experimento 1 apresenta a maior eficiência, com valor de 91%, entretanto ele é o que contém valores mais discrepantes quando comparado com os outros. Segundo o manual do fabricante, a eficiência volumétrica desses motores pode alcançar 98 % (3000 rpm).

O experimento 3 foi o que manteve uma melhor uniformidade de seus dados ao longo dos testes, dessa maneira ele será considerado como sendo o representativo do Ensaio 3.

Para os dados de pressão, variável que mais tem alteração de valor ao longo do ensaio, realizou-se uma estatística descritiva em relação ao diferencial de pressão, como exibido na Tabela 15.

Tabela 15- Estatística descritiva do diferencial de pressão do Ensaio 3 para o sistema convencional

Experimento	Diferencial de Pressão (MPa)				
	1	2	3	4	5
Média	14,59	14,92	14,57	14,77	14,79
Desvio Padrão	1,71	0,82	1,51	1,44	0,99
Coef. de Variação	0,12	0,05	0,10	0,10	0,07
Valor Máximo	17,91	16,42	18,41	17,96	17,16
Valor Mínimo	10,83	12,77	11,40	11,65	12,47
Quartil Inferior	13,15	14,47	13,48	13,73	14,18
Quartil Superior	15,81	15,58	15,49	15,77	15,38
Assimetria	0,65	0,56	0,06	0,64	0,58
Curtose	-0,76	0,30	-0,10	-0,51	0,02

O coeficiente de variação teve o menor valor para o experimento 2. Isso pode estar relacionado com uma maior uniformidade da produtividade para a área colhida de cana desse

experimento ou, ainda, com uma menor perda de carga. Assim como no coeficiente de variação, o experimento 2 também obteve a menor diferença entre os valores máximo e mínimo.

Os coeficientes de curtose e assimetria próximos de zero evidenciam que os dados de pressão estão bem distribuídos para os cinco experimentos. A curtose, que caracteriza o achatamento da curva, mostra que para os experimentos 2 e 5 que possuem valores positivos para essa variável, as curvas apresentam um pico mais agudo, um corpo mais delgado e uma cauda mais grossa.

Como as médias são diferentes, foi feita uma análise de variância para esses dados de pressão, com um nível de confiança de 95%, para comparar os experimentos e testar as hipóteses nula e alternativa. A Tabela 16 exhibe os resultados dessa análise.

Tabela 16- Análise de variância para dados de diferencial de pressão para o sistema convencional do Ensaio 3

Fonte de variação	Graus de Liberdade	Soma Quadrática	Média Quadrática	F _{calc}	P-Valor
Fator	4	9,44	2,36	1,27	0,282
Erro	470	875,62	1,86		
Total	474	885,06			

Pela análise da soma quadrática percebe-se que há maior variação dentro dos experimentos que entre eles, justamente devido a grande oscilação de valores de pressão ao longo da aquisição de dados. Nota-se também que o p-valor é maior que 0,05, ou seja, não há evidências de diferença significativa entre os experimentos, ao nível de 5% de significância.

Como as médias são iguais estatisticamente, qualquer uma delas pode ser representativa para o ensaio. Tomando-se como base a mesma análise utilizada no Ensaio 2, para se determinar a pressão necessária para acionar o motor hidráulico em condições de regime operacional, foi considerado o valor médio mais dois desvios-padrão para todos os experimentos, a fim de se verificar qual seria o maior valor máximo encontrado e. Para esse ensaio, o experimento 1 apresentou o maior valor que foi de 18 MPa.

Os dados de potência hidráulica também foram analisados para se obter uma estimativa da potência demandada pelo sistema convencional do Ensaio 3. A Tabela 17 apresenta os valores da estatística descritiva realizada.

Tabela 17- Estatística descritiva para os dados de Potência do sistema convencional do Ensaio 3

Experimento	Potência Hidráulica (kW)				
	1	2	3	4	5
Média	24,36 ^a	22,62 ^{ab}	22,67 ^b	22,72 ^{ab}	23,38 ^{ab}
Desvio Padrão	2,92	1,30	2,36	2,30	1,60
Coef. de Variação	0,12	0,06	0,10	0,10	0,07
Valor Máximo	30,47	25,35	29,05	27,86	26,62
Valor Mínimo	17,76	19,43	17,69	17,39	19,70
Quartil Inferior	20,92	21,59	20,68	19,87	22,53
Quartil Superior	26,35	23,57	23,97	24,26	24,38
Assimetria	-0,14	0,21	-0,18	-0,18	0,29
Curtose	-0,66	-0,08	0,11	-0,40	-0,12

*Médias com letras diferentes na horizontal, a 5% de significância, pelo teste de Tukey.

Assim como mostrou o teste de Anderson Darling, os valores de curtose e assimetria confirmam a tendência de distribuição normal para os dados de potência.

O experimento 1 apresenta a maior média, assim como o maior desvio-padrão e coeficiente de variação entre os cinco experimentos, isto deve-se a maior oscilação da pressão para esse experimento, sendo que essa oscilação pode estar relacionada com perdas de carga, atritos nos mancais do motor ou até mesmo com a variação de fluxo mássico de matéria seca que atravessa o sistema de limpeza.

A análise de variância também foi utilizada para os valores de potência, com intuito de verificar se houve uma mudança na análise desses dados com a multiplicação dos dados de vazão. A Tabela 18 ilustra essa análise.

Tabela 18- Análise de variância para dados de potência para o sistema convencional do Ensaio 3

Fonte de variação	Graus de Liberdade	Soma Quadrática	Média Quadrática	F _{calc}	P-Valor
Fator	4	58,5	14,63	2,41	0,048
Erro	470	2857,17	6,07		
Total	474	2915,67			

Estatisticamente há evidências de diferença significativa em pelo menos um par de médias, ou seja, rejeita-se a hipótese nula. Isso é confirmado pelo teste F, que tem a mesma correlação do teste do p-valor. Como F calculado é maior que F tabelado ($2,41 > 2,37$), rejeita-se a hipótese nula. Apesar de existir um controle de vazão, houve uma pequena variação na velocidade angular do ventilador em alguns momentos da aquisição de dados.

Para testar a magnitude destas diferenças, foi utilizado um teste de comparações múltiplas, o Teste de Tukey. As médias dos experimentos foram comparadas por esse teste, a um nível de significância de 5%, e os resultados estão ilustrados na Tabela 17, onde as letras iguais possuem médias estatisticamente iguais.

Pode-se perceber que os experimentos 1 e 3 não são estatisticamente iguais a um nível de significância de 5%. Essa diferença pode ter sido causada pelos diferentes dados de vazão hidráulica para cada um deles, devido a uma regulagem diferente da velocidade angular do ventilador por parte do operador da máquina, ou até mesmo em função eficiência do motor hidráulico, no momento da realização dos testes.

Diante de uma igualdade entre os experimentos 2, 4 e 5, foi analisada as médias de potência dos três com dois desvios-padrão, que abrange 96,8% dos valores. A Tabela 19 apresenta os valores do limite superior de cada um desses experimentos.

Tabela 19- Intervalos de potência com dois desvios-padrão para cada experimento do ensaio com o sistema convencional

	Potência (kW)		
Experimento	2	4	5
Limite superior	25,2	27,3	26,6

Pode-se perceber que o experimento 4 possui o maior intervalo e o valor mais crítico de potência (27,3 kW), ou seja, 98,4% dos valores de pressão necessários no acionamento do motor hidráulico estão abaixo desse valor.

Esse ensaio foi realizado em um talhão de cana que possuía uma produtividade média de 95 ton ha⁻¹, sendo assim o fluxo mássico de matéria que passou pelo sistema de alimentação da colhedora foi de 71 ton h⁻¹.

Então, nessas condições do Ensaio 3 para o sistema convencional, com uma produtividade média do talhão de cana de 95 ton ha⁻¹ e um fluxo mássico de 71 ton h⁻¹ passando pela máquina, a potência necessária para o motor hidráulico do extrator primário operar quando a colhedora estiver em regime de operação é de 27,3 kW (37 hp).

SISTEMA ANTIVORTEX (ENSAIO B)

Os dados aquisitados para essa condição de trabalho, com um globo no centro do ventilador, foram distintos do experimento com o ventilador em seu formato original. Os valores aquisitados de vazão sua estatística descritiva podem ser visualizados na Tabela 20.

Tabela 20- Estatística descritiva para dados de vazão hidráulica do sistema antivortex do Ensaio 3

Experimento	Vazão (m ³ s ⁻¹)				
	1	2	3	4	5
Mediana	0,00172	0,00168	0,00175	0,00172	0,00170
Desvio Padrão	0,00001	0,00001	0,00002	0,00001	0,00002
Coef. de Variação	0,00763	0,00761	0,00982	0,00855	0,00915
Valor Máximo	0,00173	0,00172	0,00177	0,00177	0,00175
Valor Mínimo	0,00167	0,00167	0,00167	0,00167	0,00168
Quartil Inferior	0,00170	0,00168	0,00175	0,00172	0,00170
Quartil Superior	0,00172	0,00170	0,00175	0,00173	0,00172
Assimetria	-1,58222	0,49523	-0,75159	-2,26249	1,32612
Curtose	1,60451	-1,05797	5,34579	0,90736	0,33439

Apesar dos dados de vazão serem diferentes do sistema convencional, eles são bem próximos.

O coeficiente de variação apresentou valores muito baixos para todos os experimentos, evidenciando assim o eficiente controle de vazão proporcionado pelo controle eletrônico de deslocamento. Da mesma maneira, o desvio padrão apresentou valores que não foram significativos para o desvio em torno da mediana.

O experimento 2 foi o que manteve a maior uniformidade de fluxo de óleo fornecido para o motor hidráulico, com uma variação de 3% entre os valores máximo e mínimo.

O alto valor positivo de curtose, como apresentado no experimento 3, indica que a curva apresenta um pico bastante agudo e conseqüentemente um corpo mais delgado, enquanto que, o experimento 2 que apresenta o único valor negativo de curtose, apresenta um pico mais tênue e um corpo mais grosso. A Figura 26 ilustra os dados aquisitados de vazão ao longo do tempo para os experimentos do sistema antivortex.

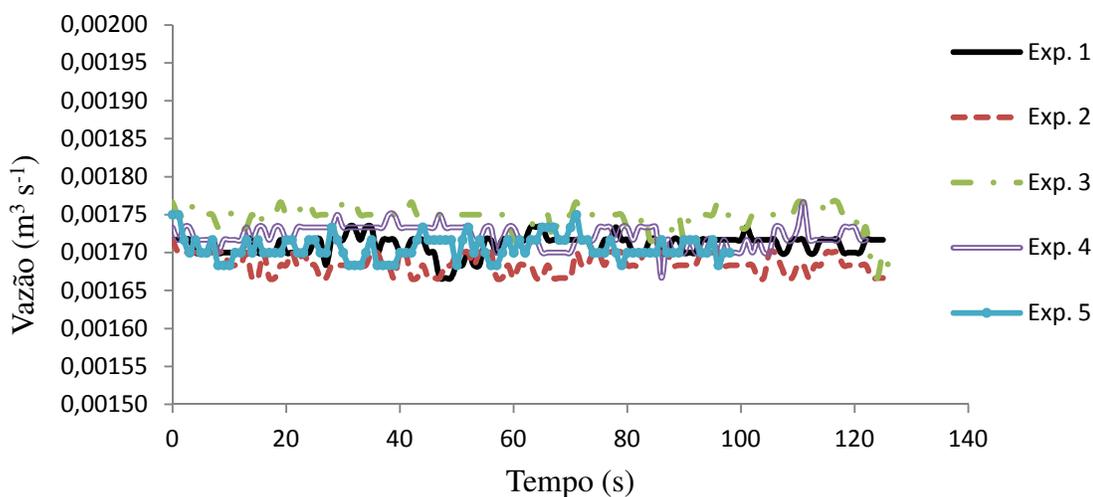


Figura 26- Gráfico de vazão em função do tempo para os cinco experimentos do sistema antivortex do Ensaio 3

Com a confirmação de distribuição não normal para os dados de vazão, foi realizado o teste de Kruskal-Wallis para verificar a correlação entre os experimentos, já que suas medianas não são iguais. A estatística H desse teste, realizada pelo programa computacional Minitab, mostrou que o p-valor foi de 0,012, então deve-se rejeitar a hipótese nula de que as medianas são iguais. Essa diferença entre os experimentos deve-se ao fato da vazão não ter muita variação dentre entre os dados do próprio experimento, sendo que qualquer variação resulta numa diferente entre eles.

Sendo o deslocamento volumétrico do motor de $16,8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \text{ rad}^{-1}$ e velocidade angular de 115 rad s^{-1} , foi calculada a eficiência volumétrica média de cada experimento, como pode ser visualizado na Tabela 21.

Tabela 21- Eficiência volumétrica média do sistema antivortex do Ensaio 3

Experimento	Eficiência volumétrica				
	1	2	3	4	5
Média	0,888	0,876	0,907	0,895	0,887

O experimento 2 apresentou a menor eficiência volumétrica para o ensaio com o sistema antivortex, com valor de 87,6%. Entretanto ele foi o que manteve a maior uniformidade, fato que está relacionado com um controle mais preciso de vazão hidráulica realizado pelas válvulas. Este então será considerado como representativo deste ensaio, com valor médio de vazão de $0,00169 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$.

Assim como foi feito para vazão, a pressão também foi analisada por uma estatística descritiva de seus dados. Os valores médios de pressão, assim como os coeficientes de variação e dispersão estão apresentados na Tabela 22.

Tabela 22- Estatística descritiva dos dados de diferencial de pressão para o experimento com o sistema antivortex do Ensaio 3

Experimento	Diferencial de Pressão (MPa)				
	1	2	3	4	5
Média	15,85	15,82	15,62	15,51	15,41
Desvio Padrão	1,52	2,01	1,67	1,64	1,71
Coef. de Variação	0,10	0,13	0,11	0,11	0,11
Valor Máximo	19,73	19,81	18,75	19,66	19,55
Valor Mínimo	12,20	10,41	10,97	11,29	11,55
Quartil Inferior	14,78	14,53	14,55	14,51	14,23
Quartil Superior	17,02	17,29	16,92	16,67	16,36
Assimetria	-0,14	-0,12	-0,19	0,42	0,20
Curtose	-0,19	0,07	0,11	0,05	0,12

O experimento que teve maior oscilação entre os valores aquisitados foi o 2, pois seu valor do coeficiente de variação foi o maior, enquanto que os outros oscilaram quase não mesma proporção. O experimento 2 também foi o que teve maior diferença entre os valores máximo e mínimo. Então, pode-se dizer que este experimento sofreu maiores influencias diversificadas do ambiente externo, que pode ter sido em razão de um aumento do fluxo mássico de matéria ou devido a um aglomerado de cana acamada ou, ainda, perdas de carga no sistema.

Os coeficientes de assimetria e curtose próximos de zero são outro indicativo de normalidade desses dados. O valor de assimetria, que é utilizado para caracterizar como e quanto à distribuição de frequências se afasta da simetria, possuiu o menor valor para o experimento 2.

Como as médias não são exatamente iguais, os dados de pressão foram analisados através da ANOVA, com um nível de confiança de 95%, para verificar o efeito de variabilidade entre os experimentos. A Tabela 23 apresenta os resultados dessa análise.

Tabela 23-Análise de variância para dados de diferencial de pressão do sistema antivortex do Ensaio 3

Fonte de variação	Graus de Liberdade	Soma Quadrática	Média Quadrática	Fcalc	P-Valor
Fator	4	16,89	4,22	1,51	0,198
Erro	597	1669,36	2,8		
Total	601	1686,25			

Pode-se perceber que a soma dos quadrados do fator desse ensaio também é menor que a soma dos quadrados do erro. Então existe uma maior variabilidade dentro dos experimentos que entre eles. O p-valor encontrado é maior que o nível de significância, então se aceita a hipótese H_0 de que as médias dos experimentos são estatisticamente iguais. Dessa maneira qualquer uma das médias poderia ser representativa para esse ensaio com o sistema antivortex. Entretanto o experimento 2 apresentou o maior valor das médias com um intervalo de dois desvios-padrão, 19,8 MPa, além de ter tido as maiores adversidades ao longo dos testes, resultando numa oscilação maior de seus resultados. Dessa maneira, segundo essas duas

variáveis, o experimento 2 será considerado como o representativo para esse ensaio com o sistema antivortex.

Seguindo o mesmo raciocínio das análises anteriores, foi feita uma tabela com a análise descritiva para os dados de potência, que é uma grandeza proveniente do produto da pressão e da vazão hidráulica. A Tabela 24 apresenta esses valores.

Tabela 24- Estatística descritiva dos dados de potência do sistema antivortex do Ensaio 3

Experimento	Potência (kW)				
	1	2	3	4	5
Média	24,08	23,34	24,72	23,91	23,33
Desvio Padrão	2,36	2,82	2,54	2,53	2,58
Coef. de Variação	0,10	0,12	0,10	0,11	0,11
Valor Máximo	30,21	29,18	30,23	29,52	29,93
Valor Mínimo	18,31	15,33	17,45	17,28	17,68
Quartil Inferior	22,61	21,62	23,05	22,17	21,50
Quartil Superior	25,81	25,29	26,71	25,61	24,65
Assimetria	0,53	0,26	0,15	0,07	-0,14
Curtose	-0,36	0,14	0,20	-0,04	0,05

Assim como a pressão e a vazão, a potência hidráulica média apresentou valores diferentes para cada experimento. Isso pode estar relacionado de uma forma indireta com uma pequena variação da velocidade angular devido à imprecisão da regulagem do potenciômetro pelo operador, ou também com a variação do deslocamento de ar e impurezas que é consequência da velocidade da colhedora ou produtividade da lavoura.

Os valores máximos de potência, que foram em média 6 kW superiores que o próprio valor médio, indicam que houve picos de potência demandada pelo motor, que pode ser função de uma maior demanda de torque e consequentemente de pressão. Nesse mesmo sentido, os valores mínimos, que em média de potência foram 6,5 kW menores que o próprio valor médio, indicam que podem ter existido áreas colhidas com menor produtividade de cana e, consequentemente, menores porcentagens de palha que atravessaram o sistema de limpeza. Os valores de curtose e assimetria também indicam que esses dados distribuem-se normalmente.

A análise de variância para os dados de potência pode ser visualizada na Tabela 25, que teve como importância analisar se houve alguma diferença na igualdade das médias dos experimentos após os valores de diferencial de pressão terem sido multiplicados pelos valores de vazão.

Tabela 25- Análise de variância para dados de potência do sistema antivortex do Ensaio 3

Fonte de variação	Graus de Liberdade	Soma Quadrática	Média Quadrática	F _{calc}	P-Valor
Fator	4	65,57	16,39	2	0,094
Erro	597	4901,65	8,21		
Total	601	4967,22			

Pode-se verificar que o p-valor é maior que o nível de significância de 5%, ou seja, existem evidências estatísticas de que a médias desses dados de potência são iguais, fato confirmado pelo teste F, o F calculado foi menor que o F tabelado ao nível de 5% de probabilidade. A pequena variação de vazão também não influenciou na análise desses valores.

Como as médias são estatisticamente iguais, a análise para definir a potência necessária, para o motor hidráulico trabalhar nas condições do ensaio, será feita pela comparação dos intervalos com dois desvios-padrão, que estão apresentadas na Tabela 26.

Tabela 26- Intervalos de potência com dois desvios-padrão para cada experimento do sistema antivortex do Ensaio 3

Experimento	Potência Hidráulica (kW)				
	1	2	3	4	5
Limite Superior	28,8	29,0	29,8	28,9	28,5

O experimento 3 possui o maior limite superior, que é de 29,8 kW, o que representa 96,8% dos dados. Esse valor é maior que 98,4% dos dados desse experimento se considerado a ponta inferior da curva.

Para a condição de ensaio com o sistema denominado de antivortex, com uma vazão média de óleo hidráulico de $0,00169 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ e eficiência volumétrica de 87,6%, e um fluxo

mássico de produto processado de 71 ton h⁻¹, como calculado para o sistema convencional, a potência necessária para o motor hidráulico da colhedora de cana trabalhar em regime de operação de campo foi de 29,8 kW (40 hp).

5.2.3. Resultados observados no Ensaio 4

O levantamento de dados deste ensaio, realizado em uma colhedora de cana Case, foi baseado nos mesmos princípios dos outros ensaios com a colhedora John Deere, com a aquisição de dados de vazão hidráulica e diferencial de pressão. Os dados de vazão podem ser visualizados na Tabela 27.

Tabela 27- Estatística descritiva para dados de vazão hidráulica do Ensaio 4

Experimento	Vazão (m ³ s ⁻¹)				
	1	2	3	4	5
Mediana	0,00325	0,00323	0,00315	0,00304	0,00312
Desvio Padrão	0,00002	0,00002	0,00001	0,00002	0,00001
Coef. de Variação	0,00524	0,00647	0,00350	0,00651	0,00364
Valor Máximo	0,00330	0,00327	0,00317	0,00310	0,00315
Valor Mínimo	0,00322	0,00318	0,00313	0,00303	0,00310
Quartil Inferior	0,00325	0,00322	0,00313	0,00303	0,00312
Quartil Superior	0,00327	0,00325	0,00315	0,00307	0,00313
Assimetria	0,65166	-0,40453	-0,83053	1,12922	1,40966
Curtose	0,03794	-0,44259	-0,70262	0,37728	0,12338

Os valores de vazão do Ensaio 4 são muito maiores que dos anteriores, pois o circuito hidráulico, motor e bomba hidráulica desse tipo de colhedora, é diferente. Considerando somente esse ensaio, houve bastante diferença entre os valores médios dos experimentos, em razão de dois principais aspectos: regulagem indevida do operador da máquina e potenciômetro de regulagem da velocidade angular mal regulado. Entretanto, dentro do mesmo experimento, pode-se observar que houve pouca variação nos valores aquisitados de vazão, devido ao controle de vazão proporcionado pela válvula proporcional compensada à pressão. A menor variação ocorreu no experimento 3, com 3,5 % de desvio em torno da mediana.

Segundo o teste de normalidade de Anderson Darling, esses dados de vazão hidráulica possuem distribuição não normal, assim como para os outros ensaios. Dessa maneira foi realizado o teste de Kruskal-Wallis para comparação dos experimentos de dados não paramétricos. A estatística H deste teste, desenvolvida no programa Minitab, apontou que o p-valor é menor que o nível de significância de 5%, então se deve aceitar a hipótese H_a de que pelo menos uma par de experimentos é diferente entre si. A Figura 27 apresenta o gráfico da vazão em função do tempo para os cinco experimentos realizados na colhedora Case.

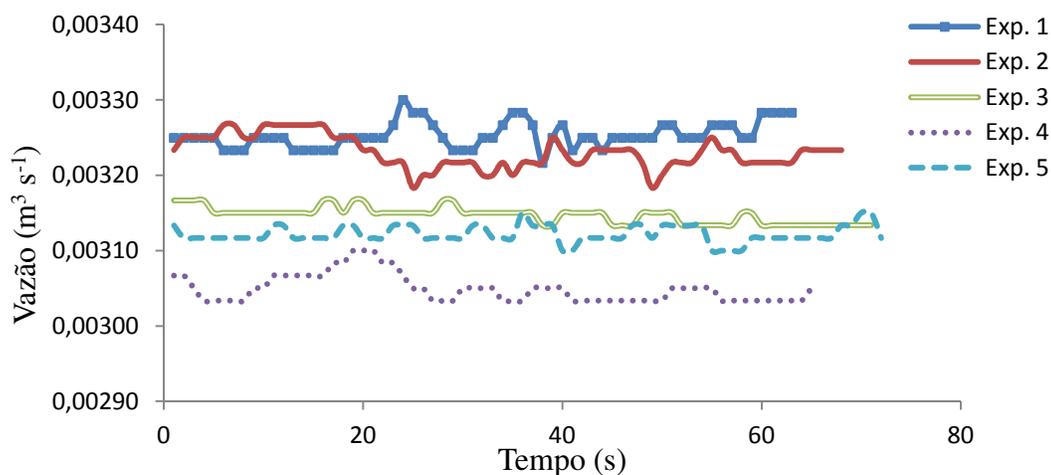


Figura 27- Gráfico de vazão em função do tempo para os cinco experimentos do Ensaio 4

Pelo gráfico é possível visualizar melhor a diferença de vazão hidráulica entre os experimentos, o que confirma uma pequena diferença entre o valor máximo e o mínimo de velocidade angular de 8 rad s^{-1} .

O experimento 3 foi o que manteve a vazão mais constante ao longo do teste, além de ter o menor coeficiente de variação e a menor diferença entre os valores máximo e mínimo. Assim ele poderia servir de base como uma estimativa da vazão para esse ensaio.

Considerando a velocidade angular de 147 rad s^{-1} , foi calculada a eficiência volumétrica média de cada experimento, como pode ser visualizado na Tabela 28.

Tabela 28- Eficiência volumétrica do Ensaio 4

Eficiência volumétrica					
Experimento	1	2	3	4	5
Média	0,930	0,923	0,899	0,871	0,892

O experimento 3, anteriormente descrito, apresentou eficiência volumétrica de quase 90% , valor bem próximo do encontrado para os outros ensaios.

Também foi feita uma estatística descritiva para os dados de diferencial de pressão, que pode ser observada na Tabela 29, com medidas de posição, variação e dispersão.

Tabela 29- Estatística descritiva dos dados de diferencial de pressão do Ensaio 4

Diferencial de Pressão (MPa)					
Experimento	1	2	3	4	5
Média	9,93 ^a	10,24 ^b	10,17 ^{ab}	10,14 ^{ab}	9,94 ^a
Desvio Padrão	1,27	1,19	1,08	0,99	0,77
Coef. de Variação	0,13	0,12	0,11	0,10	0,08
Valor Máximo	11,39	12,09	11,71	11,72	11,38
Valor Mínimo	1,00	2,00	3,00	4,00	5,00
Quartil Inferior	9,65	10,02	9,72	9,83	9,57
Quartil Superior	10,42	10,77	10,70	10,64	10,21
Assimetria	-0,38	-0,40	-0,11	-0,28	-0,61
Curtose	-0,14	-0,01	-0,58	0,39	-0,05

*Médias com letras diferentes na horizontal, a 5% de significância, pelo teste de Tukey

Assim como para os dados de vazão, os valores médios de pressão foram bastante diferentes dos encontrados nos ensaios 1 e 2, que utilizaram a colhedora JD para realizar os ensaios, pois o circuito hidráulico e o conjunto de válvulas diferem de uma colhedora para outra, dessa maneira a média geral de diferencial de pressão foi menor para o Ensaio 4.

Assim como demonstrou o teste de AD, os coeficientes de assimetria e curtose também indicam que esses dados possuem uma distribuição normal, em razão de seus valores se aproximarem de zero.

Foi realizada uma análise de variância para esses dados para verificar uma variabilidade entre os experimentos. Essa análise, exibida na Tabela 30, foi feita com um intervalo de confiança de 95%, para comparar as médias e testar as hipóteses.

Tabela 30- Análise de variância para os dados do diferencial de pressão do Ensaio 4

Fonte de variação	Graus de Liberdade	Soma Quadrática	Média Quadrática	F _{calc}	Valor P
Fator	4	6,446	1,612	4,47	0,002
Erro	332	119,744	0,361		
Total	336	126,19			

Pela análise, percebe-se que o p-valor é menor que o nível de significância de 5%, o que implica em dizer que deve rejeitar a hipótese nula e aceita a hipótese alternativa, ou seja, existem evidências significativas de que pelo menos uma par de médias é diferente. Isso também pode ser visualizado pelo teste F, onde o F calculado (4,47) é maior que o F tabelado (2,37). Para verificar quais médias foram iguais, utilizou-se o teste de Tukey, também com um nível de significância de 5%, para comparar as médias de pressão dos cinco testes. A Tabela 29, já apresentada, ilustra as letras a, b e c para demonstrar a relação entre os experimentos. O resultado desta análise mostra que existem diferenças significativas entre os experimentos e que apenas os experimentos 3 e 4 são comuns a todos os outros. Nesse sentido, comparando a média desses dois experimentos mais dois desvios-padrão, percebe-se que o experimento 3 apresenta o maior valor. Então, segundo essas considerações, o valor encontrado de 12,3 MPa para esse teste será considerado como representativo para esse ensaio.

Os dados de potência foram examinados da mesma maneira que o das outras grandezas. A Tabela 31 apresenta a análise descritiva desses valores.

Tabela 31- Estatística descritiva dos dados de potência hidráulica do Ensaio 4

Experimento	Potência (kW)				
	1	2	3	4	5
Média	30,46 ^a	30,89 ^a	29,06 ^{ab}	27,21 ^b	27,82 ^b
Desvio Padrão	1,80	2,11	1,90	1,55	1,40
Coef. de Variação	0,06	0,07	0,07	0,06	0,05
Valor Máximo	34,71	35,76	33,18	30,81	31,92
Valor Mínimo	25,59	26,57	25,61	23,46	24,77
Quartil Inferior	29,20	29,70	27,54	26,18	26,78
Quartil Superior	31,78	32,05	30,49	28,11	28,69
Assimetria	-0,07	-0,30	-0,01	-0,27	-0,34
Curtose	0,10	-0,27	-0,69	0,09	0,01

*Médias com letras diferentes na horizontal, a 5% de significância, pelo teste de Tukey

O coeficiente de variação apresentou valores bem próximos para todos os experimentos, diferentemente do que ocorreu para os dados de pressão. A pequena diferença entre os valores de quartil superior e inferior mostra que não houve uma variação muito superior à 3 kW para pelo menos 50% dos valores contidos nesse intervalo.

A análise de variância também foi feita para os valores de potência, como pode ser visto na Tabela 32.

Tabela 32- Análise de variância para os dados de potência do Ensaio 4

Fonte de variação	Graus de Liberdade	Soma Quadrática	Média Quadrática	F _{calc}	Valor P
Fator	4	264,18	66,05	17,89	0
Erro	332	1225,33	3,69		
Total	336	1489,51			

Como já era esperado, essa análise também apresenta um p-valor menor que 5%, então aceita-se a hipótese alternativa de que pelo menos um par de médias é diferente, fato que pode ser confirmado pelo teste F, que apresenta um F calculado muito maior que o F tabelado. A análise da magnitude destas diferenças foi feita pelo teste de comparações múltiplas, o teste de Tukey. O resultado já está apresentado na Tabela 32. Como o experimento 3 é o único que

é comum para todos os outros, ele poderia representar esse experimento, ou seja, com a soma de sua média mais dois desvios-padrão, a potência total será 32,9 kW (44 hp).

Pelo teste de Tukey, percebe-se que houve uma diferença entre a relação dos experimentos os dados de pressão (a, b, ab, ab, b) e potência (a, a, a, ab, b), isso se deve ao fato de que existiu uma diferença significativa entre os dados de vazão dos experimentos. Este resultado pode ser explicado pelo não controle absoluto do operador da máquina sobre o sistema de regulação de velocidade do extrator localizado no painel da cabine, apesar dele ter sido orientado para regular a mesma velocidade angular do extrator durante os cinco

Calculando o fluxo mássico de matéria-prima sendo processada para esse ensaio, que leva em consideração a velocidade da colhedora de $1,1 \text{ m s}^{-1}$ (4 km h^{-1}), largura da máquina de 1,5 metros e produtividade da lavoura de 75 ton ha^{-1} , obtêm-se um valor de 45 ton h^{-1} .

Esse ensaio com a colhedora de cana Case foi realizado com o propósito de gerar uma estimativa de consumo de potência, pelo motor do extrator primário, em outro modelo de máquina. Os dados obtidos nesse ensaio não podem ser comparados com os outros, pois não foram obtidos nas mesmas condições de operação, em razão das condições de trabalho encontradas no local do experimento. Entretanto, com a velocidade angular estabelecida preliminarmente de 146 rad s^{-1} , velocidade de deslocamento da máquina de $1,1 \text{ m s}^{-1}$ e uma produtividade média do talhão de cana de 75 ton ha^{-1} , ou seja, fluxo mássico de produto processado de 45 ton h^{-1} , o valor obtido de potência para o motor hidráulico do extrator primário operar, segundo essas condições de ensaio, foi de 30,5 kW.

5.3. Ilustração dos resultados dos ensaios

É interessante visualizar os dados dos experimentos representativos de cada ensaio. A Tabela 33 apresenta a análise descritiva dos dados de vazão.

Tabela 33- Valores representativos dos dados de vazão hidráulica de todos os ensaios

Vazão ($\text{m}^3 \text{s}^{-1}$)	Ensaio 2 (JD)		Ensaio 3 (JD)		Ensaio 4 (CASE)	
Sistema	Convencional	Convencional	Antivortex	Antivortex	Antivortex	Antivortex
Mediana	0,00161	0,00177	0,00169	0,00315		
Desvio Padrão	0,00001	0,00001	0,00001	0,00001		
Coef. Variação	0,00783	0,00627	0,00761	0,00350		
Valor Máximo	0,00165	0,00178	0,00172	0,00317		
Valor Mínimo	0,00157	0,00175	0,00167	0,00313		
Quartil Inferior	0,00160	0,00177	0,00168	0,00313		
Quartil Superior	0,00162	0,00177	0,00170	0,00315		
Assimetria	1,23463	0,75813	0,49523	-0,83053		
Curtose	2,72169	0,06765	-1,05797	-0,70262		
Eficiência Volumétrica (%)	91,70	88,00	87,60	89,00		
Vel. Angular (rad s^{-1})	105,00	115,00	115,00	147,00		

A vazão hidráulica tem uma relação direta com a velocidade angular. É possível perceber que o Ensaio 2 obteve o menor fluxo hidráulico entre todos eles, devido à sua velocidade angular média ter sido menor. Teoricamente as vazões médias dos dois experimentos do Ensaio 3 deveriam ser iguais. No entanto, o valor do experimento convencional foi um pouco superior, evidenciando assim que o operador não fez a regulagem correta do potenciômetro da rotação do extrator primário ou que houve variação de pressão de um experimento para outro. Segundo Retzlaff (2007), as diferenças de rotação são decorrentes da eficiência volumétrica do motor hidráulico sob níveis de pressão diferenciados. Os valores de eficiência volumétrica foram bem próximos para os três ensaios. Entretanto, comparando o mesmo tipo de motor, que são os dos ensaios 2 e 3, nota-se que o motor de pistão teve um melhor rendimento hidráulico à 105 rad s^{-1} . O desvio-padrão foi igual para todos os experimentos e os coeficientes de variação foram relativamente baixos. Isso evidencia que realmente houve um controle de vazão nos circuitos hidráulicos do extrator primário dos dois tipos de colhedoras de cana-de-açúcar. O experimento convencional do Ensaio 3 foi o que teve a menor diferença entre os valores máximo e mínimo e também sua média foi igual ou superior à 50% dos dados desse teste, como pode ser notado nos quartis. Os coeficientes de

assimetria e curtose mostraram que os dados de vazão realmente não tinham uma distribuição normal.

Os dados de diferencial de pressão de todos os ensaios também estão ilustrados em tabela. Como essa grandeza foi a que mais teve oscilação entre seus próprios valores, é interessante colocá-los numa mesma tabela, para se visualizar os valores representativos de cada ensaio, como apresenta a Tabela 34.

Tabela 34- Valores representativos dos dados de diferencial de pressão de todos os ensaios

Diferencial de Pressão (MPa)	Ensaio 2	Ensaio 3		Ensaio 4
Sistema	Convencional	Convencional	Antivortex	Antivortex
Média	16,86	14,59	15,82	10,17
Desvio Padrão	2,44	1,71	2,01	1,08
Coef. Variação	0,15	0,12	0,13	0,11
Valor Máximo	23,20	17,91	19,81	11,71
Valor Mínimo	12,50	10,83	10,41	3,00
Quartil Inferior	15,00	13,15	14,53	9,72
Quartil Superior	18,60	15,81	17,29	10,70
Assimetria	0,07	0,65	-0,12	-0,11
Curtose	-0,04	-0,76	0,07	-0,58
Limite Superior (2σ)	21,80	18,00	19,80	12,30

O sistema hidráulico não é dotado de um sistema de controle de pressão assim como para a vazão. Existe somente um limite imposto pela válvula de alívio. Porém, pode-se observar pela Tabela 34 que, assim como para os dados de vazão hidráulica, também houve diferença de valores de pressão entre os ensaios realizados. Nota-se que o valor do experimento 4 é bastante inferior aos demais. Isso se deve ao fato de que o circuito hidráulico da colhedora Case é diferente da JD, daí há uma diferença notória de valores de diferencial de pressão entre os ensaios. Entretanto, apesar da diferença entre os valores médios dos ensaios 2 e 3, eles apresentam resultados bem próximos por terem o mesmo tipo de circuito.

O Ensaio 2 apresentou o maior valor de diferencial de pressão para o circuito da JD. Houve mais demanda de torque devido à variações externas para esse teste. Esse ensaio teve também uma maior oscilação de seus valores, como mostra o coeficiente de variação com um

valor de 15%. A variação entre os valores máximo e mínimo foi bastante elevada, com um valor de mais de 10 MPa de diferença. Isso mostra que a colhedora opera sob condições adversas como variação de sua velocidade ou diferença de produtividade da cana.

No Ensaio 3, que utilizou a mesma colhedora para os dois experimentos, o diferencial de pressão médio encontrado para o sistema antivortex foi um pouco superior ao convencional. Isso pode estar relacionado com alguma restrição ao fluxo de ar utilizando o globo central, ocasionando assim numa maior necessidade de torque para girar o ventilador. Se essa restrição realmente for verdadeira, um dos objetivos principais do sistema antivortex, que é melhorar o fluxo de ar no extrator primário, não é cumprido, considerando o Ensaio com a colhedora John Deere. Com os resultados obtidos através dos testes do Ensaio 3, é bem provável que o sistema antivortex não deva se resumir somente a um globo instalado no centro do ventilador, mas também à uma hélice projetada especificamente para uniformizar o fluxo de ar que passa pelo ventilador do extrator primário.

De forma geral, essa diferença ou oscilação entre os valores de pressão é função das perdas no circuito hidráulico, dos atritos nos mancais do motor, das forças inerciais e, principalmente, da demanda de torque devido ao deslocamento de massa de ar e de materiais constituintes das impurezas separadas, bem como da perda de carga que ocorre no extrator primário.

A potência hidráulica, que relaciona os valores de pressão que tiveram bastante oscilação com os valores de vazão que foram praticamente constantes, também pode ser visualizada para os três ensaios, como mostra a Tabela 35.

Tabela 35- Valores representativos dos dados de potência hidráulica de todos os ensaios

Potência (kW)	Ensaio 2	Ensaio 3		Ensaio 4
Sistema	Convencional	Convencional	Antivortex	Antivortex
Média	23,89	22,72	24,72	29,06
Desvio Padrão	3,53	2,30	2,54	1,90
Coef. Variação	0,15	0,10	0,10	0,07
Valor Máximo	33,23	27,86	30,23	33,18
Valor Mínimo	17,16	17,39	17,45	25,61
Quartil Inferior	21,04	19,87	23,05	27,54
Quartil Superior	26,47	24,26	26,71	30,49
Assimetria	0,04	-0,18	0,15	-0,01
Curtose	-0,07	-0,40	0,20	-0,69
Limite Superior (2σ)	30,90	27,30	29,80	32,90
Fluxo Mássico de Produto (ton ha^{-1})	79,00	71,00	71,00	45,00

Apesar das condições de ensaio terem sido diferentes, para uma comparação entre os ensaios 2 e 3 (sistema convencional), pode-se notar que a potência observada no Ensaio 2, com dois desvios-padrão foi maior (30,9 kW), mesmo com uma vazão hidráulica média menor. É provável que isso possa estar relacionado com a produtividade do talhão de cana, que é 105 ton ha^{-1} para o ensaio 2 e 95 ton ha^{-1} para o ensaio 3, ou seja, quanto maior a produtividade mais matéria passa através do sistema de alimentação e de limpeza da colhedora.

As condições da operação do sistema antivortex foram análogas a operação do sistema convencional, com produtividade do talhão de cana e fluxo mássico teoricamente iguais, além da velocidade de deslocamento da máquina de $1,38 \text{ m s}^{-1}$, imposta pelo operador. Em geral a vazão média para o sistema denominado antivortex foi menor, mas mesmo assim a potência requerida nesse sistema foi maior, o que implica em dizer que a variação de potência necessária pode estar relacionada ao próprio sistema antivortex, ou até mesmo com uma variação na velocidade da máquina. Ou seja, quanto maior a velocidade de deslocamento maior será a vazão mássica passando pelo sistema de alimentação, num mesmo intervalo de tempo.

De maneira geral, a potência para o Ensaio 4, com valor de limite superior de 32,9 kW, foi maior que para os demais. Pode ser que essa diferença seja em razão da menor eficiência global da colhedora Case, devido à seu maior tempo de uso, ou ainda ao seu próprio sistema hidráulico, no conjunto motor- bomba hidráulica e diferença de válvulas instaladas no bloco de válvula, tornando o circuito hidráulico da Case mais complexo que o da colhedora John Deere.

5.4. Relação dos Ensaio

Analisando a vazão que o sistema pode oferecer para o motor, tem-se um bomba hidráulica com um deslocamento variável de $8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \text{ rad}^{-1}$ ($55 \text{ cm}^3 \text{ rev}^{-1}$) e acionada por um motor diesel à 220 rad s^{-1} (2100 rpm). Com esses dados é possível calcular a vazão hidráulica que o sistema é capaz de fornecer para o motor, então multiplicando o deslocamento volumétrico da bomba pela rotação do motor é obtido $0,0019 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$. Sabe-se ainda que a pressão máxima que o circuito hidráulico do extrator primário pode operar é 41,3 MPa, valor estabelecido pela válvula de alívio. Com a utilização dessas duas grandezas pode ser calculada a potência máxima instalada no circuito hidráulico da colhedora JD, que é de 79 kW. A Tabela 36 apresenta os valores coletados nos ensaios e os valores disponíveis no sistema.

Agora analisando a potência que o sistema hidráulico da colhedora Case pode oferecer para o motor, sob condições originais de regulagem da máquina, percebe-se que bomba hidráulica fornece até $0,0028 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ de vazão hidráulica para o sistema. Entretanto, após várias horas de uso, em algum momento da manutenção pré-safra da colhedora em estudo, a válvula de fluxo do circuito do extrator foi modificada, proporcionando uma vazão maior para o sistema. Dessa maneira, a vazão hidráulica considerada para calcular a potência disponível no sistema, será a vazão máxima medida nos testes, que é de $0,00317 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$. Já a pressão máxima disponível para o sistema, que é imposta pela válvula de alívio, é de 24 MPa. Daí, com os valores de pressão e vazão, a potência instalada nesse circuito hidráulico é de 76 kW. Esses valores também estão ilustrados na Tabela 36.

Tabela 36- Relação dos valores coletados nos testes e disponíveis no sistema hidráulico do extrator primário

		Ensaio 2	Ensaio 3		Ensaio 4
Sistema		Convencional	Convencional	Antivortex	Antivortex
Vazão hidráulica ($\text{m}^3 \text{s}^{-1}$)	Valor obtido	0,0016	0,0018	0,0017	0,0031
	Valor disponível	0,0019	0,0019	0,0019	0,0032
	Relação (%)	84,5	93,1	88,7	99,3
Diferencial de pressão (MPa)	Valor obtido	21,8	18,0	19,8	12,3
	Valor disponível	41,3	41,3	41,3	24,0
	Relação (%)	52,8	43,6	47,9	51,3
Potência hidráulica (kW)	Valor obtido	30,9	27,3	29,8	32,9
	Valor disponível	79,0	79,0	79,0	76,0
	Relação (%)	39,1	34,6	37,7	43,3

Apesar de utilizar o mesmo motor hidráulico nos ensaios 1 e 2, é possível notar que a relação dos valores de vazão foram maiores para o segundo ensaio, devido a maior velocidade angular imposta para esses experimentos. Apesar do motor hidráulico do extrator ter capacidade para atingir 210 rad s^{-1} , sua velocidade angular ficou restrita à níveis impostos pelo sistema. Já em relação ao Ensaio 4, devido às modificações feitas no circuito do extrator primário, os valores limites de vazão foram modificados, mas mesmo assim é possível concluir que esse motor hidráulico também é capaz de atingir velocidades angulares maiores que o limite imposto pelo sistema.

A relação de pressão foi bem parecida para todos os ensaios. Isso evidencia que o circuito foi projetado com um alto fator de segurança para níveis de pressão, em razão de alguma eventualidade de picos de pressão, pois as válvulas de alívio têm o dobro do valor médio obtido para os experimentos.

É notório que a potência hidráulica disponível é muito maior que a potência necessária para o acionamento do motor hidráulico. Observa-se que a razão entre as potências, assim como a pressão, não ultrapassa metade do valor disponível em nenhum dos casos. Daí entende-se que o sistema hidráulico do extrator primário pode estar superdimensionado e que pode estar havendo um desperdício de energia, pois o motor não está operando em suas condições ótimas de velocidade angular e pressão. Uma estimativa dessa diferença de valores

consumido e disponível, é que o motor hidráulico pode estar dimensionado para trabalhar em condições de maior produtividade de cana-de-açúcar, como por exemplo, em talhões de cana com produtividade média de 120 ton ha⁻¹. É possível prever ainda que alguns fabricantes não têm a demanda energética de todos os circuitos hidráulicos, necessária para operar os equipamentos. O que acontece na prática é que o fabricante das máquinas estima uma potência necessária para o circuito, mas o fabricante dos motores hidráulicos, que não tem o conhecimento da potência real necessária para a colhedora operar em campo, disponibiliza um motor muito acima da necessária, com um fator de segurança alto para não haver problemas durante a operação.

Para entender melhor essa questão, é plausível estimar a potência hidráulica, que o motor é capaz de gerar, segundo as informações de catálogo dos fabricantes. O manual do fabricante do motor hidráulico modelo heavy duty 64, indica que o motor apresenta uma pressão de pico de 41,5 MPa. O manual mostra, ainda, que para testes realizados à 24 MPa, com uma velocidade angular de 105 rad s⁻¹ o motor fornece uma vazão de 0,0019 m³ s⁻¹, ou seja, 45 kW de potência hidráulica. Entretanto, em condições mais extremas, o motor operando com velocidade angular de 315 rad s⁻¹, a vazão de saída será de 0,00625 m³ s⁻¹ à 24 MPa e, conseqüentemente, a potência hidráulica que o motor é capaz de consumir será de 150 kW.

Em relação ao manual do fabricante do motor PGM 365, com uma pressão de 24 MPa e velocidade angular de 105 rad s⁻¹, o motor fornece 0,0018 m³ s⁻¹, proporcionando assim uma potência hidráulica de 43 kW. Porém, o motor é capaz de operar à 250 rad s⁻¹, e sob essas condições o motor opera com uma vazão de 0,004 m³ s⁻¹, consumindo uma potência hidráulica de 96 kW. Dessa forma, o motor utilizado no circuito hidráulico das duas colhedoras de cana é capaz de operar sob condições muito superiores às encontradas nos ensaios.

De maneira geral, sabendo que a potência calculada é uma grandeza secundária proveniente do produto da vazão hidráulica e da pressão e, portanto, devido à eficiência global do sistema hidráulico, a potência mecânica demandada para o acionamento do extrator primário deve ser, proporcionalmente à eficiência, menor que a potência hidráulica medida.

6. CONCLUSÃO

Pôde-se perceber através do Ensaio 1 que os dados encontrados foram coerentes e que a eficiência volumétrica do motor de pistão foi maior quando a velocidade angular foi máxima ($104,7 \text{ rad s}^{-1}$) dentre os limites impostos nos experimentos. Este ensaio mostrou que há uma relação de linear entre os dados de pressão e vazão.

Já nos Ensaios 1, 2 e 3, referentes aos testes em campo, notou-se que os resultados obtidos de pressão oscilaram ao longo dos testes, devido à divergências nas condições externas encontradas em campo, como o adensamento da cultura em alguns pontos ou mudança na velocidade de deslocamento da colhedora. Já os dados de vazão hidráulica permaneceram praticamente constantes, demonstrando, dessa maneira, que houve um controle de vazão no sistema.

Os resultados obtidos de potência consumida pelo motor hidráulico relacionaram-se com a produtividade da lavoura. O valor obtido de potência hidráulica foi maior quando a colhedora operou em um talhão com maior produtividade da cultura, evidenciando assim que o motor demandou mais potência quando houve mais fluxo mássico de matéria seca passando através do sistema de limpeza da máquina. A potência hidráulica também teve relação com o tipo de sistema utilizado. Nesse caso o sistema denominado de antivortex consumiu mais potência.

De modo geral, observou-se que os valores de potência consumida foram muito menores que os de potência instalada, não ultrapassando metade do valor disponível em nenhum dos casos. Daí entende-se que o sistema hidráulico do extrator primário pode estar com um fator de segurança de operação muito alto ou que ele está superdimensionado. Percebe-se, ainda, que o motor não está operando em suas condições ótimas de velocidade angular e pressão, necessitando assim de um projeto otimizado que garanta um maior rendimento do circuito hidráulico, utilizando motores hidráulicos que se adequam exatamente à necessidade de trabalho do campo.

6.1. Projetos futuros

Como sugestão para um projeto futuro, próximas etapas para dar continuidade a este trabalho seriam:

- A) Elaborar uma bancada de teste para os motores hidráulicos estudados, com o objetivo de levantar suas curvas de eficiência e obter parâmetros necessários de torque e velocidade angular para analisar uma possível utilização de um motor elétrico no extrator primário, para as mesmas condições de operação no campo.
- B) Realizar o mesmo tipo de trabalho de pesquisa para os outros sistemas da colhedora para, finalmente, levantar qual a potência necessária da máquina para a operação de colheita, associada à produtividade da cana (ton ha^{-1}).
- C) Realizar uma pesquisa sobre a substituição das pás atuais do extrator por hélices, com análise em túnel de vento e projeto das mesmas, além de ensaio em campo com o protótipo.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AHN, K. K.; DINH, Q. T. Self-tuning of quantitative feedback theory for force control of an electro-hydraulic test machine. **Elsevier Science**. Control Engineering Practice. v.17, n. 11, p. 1291-1306, 2009.

BARROS NETO, B de.; SCARMINIO, I. S.; BRUNS, R. E.; **Como fazer experimentos, pesquisa e desenvolvimento na ciência e na indústria**. Campinas, SP. Editora da Unicamp, 2001. 414 p.

BARTEL, Charles; FOSTER Dan. **Life Cycle Motion Base Cost Comparison: Electric vs. Hydraulic**. 2007 < www.opus.bath.ac.uk/14740/1/FPMC2008 >, acesso em 14 de setembro de 2010.

BRAUNBECK, O. A.; MAGALHÃES, P. S. G. Colheita sustentável com aproveitamento integral de palha. **Visão Agrícola**, v.1, n.1, p.72-78, 2004.

BUDIMIR, Miles. **Electric actuators push hydraulics out of off-highway equipment**. 2009. Disponível em <<http://machinedesign.com/article/electric-actuators-push-hydraulics-out-of-off-highway-equipment-0401>>, Acesso 14 de junho de 2010.

CALLEGARI-JACQUES, Sidia M. **Bioestatística: Princípios e Aplicações**. Porto Alegre-RS. Artmed, 2003. 255 p.

CASE IH. **1000 Colhedoras de cana de açúcar produzidas no Brasil**. 2008. Disponível em <<http://www.caseih.com.br/colhedora/index.html>>, Acesso 25 de maio de 2010.

CASE IH. Colhedoras de cana Série A7000/ A7700. **Manual de treinamento e serviço**. Curitiba. CNH Latin America, 2006, 306p.

CONAB. **Terceiro levantamento de cana-de-açúcar- Safra 2011/12**. 2011. Disponível em <<http://www.conab.gov.br/conteudos.php?a=1253&t=2>>, Acesso 9 de maio de 2012.

ERNST, Walter. The utilization of oil hydraulic power. **Oil hydraulic Power and its industrial applications**. 2ed. New York: McGraw-Hill, 1960. cap 8, p.179-189.

GRAY, G. R.; **Metodologia de projeto de suspensão pantografica para corte de base de cana-de-açúcar.** 84 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Faculdade de Engenharia Agrícola, Universidade Estadual de Campinas, Campinas. 2008.

GRUBISICH, José Carlos. Etanol de cana tem várias vantagens em relação ao de milho. **Folha de S. Paulo**, edição de 09 de setembro de 2011.

HARRIS, H. D.; MELLO, R. C; Desempenho de cortadores de base para colhedoras de cana-de-açúcar com lâminas serrilhadas e inclinadas. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, Campina Grande, v. 7, n. 2, p. 355-358, 2003.

HYDRAULICS PNEUMATICS ENGINEERING. **Hydraulic gear motor efficiency.** 2007. Disponível em <<http://www.hydraulics-pneumatics-engineering.com/hydraulic-gear-motor-efficiency.html>>, Acesso 05 de junho de 2010.

INMETRO. **Sistema Internacional de Unidades - SI.** 8. ed. (revisada) Rio de Janeiro, 2007. 114 p.

JOHN DEERE. Colhedora de cana-de-açúcar 3520. **Catálogo de peças de reposição.** Moline: Deere & Company, 2008. p. 586-620.

JOHN DEERE. Colhedora de cana 3520. **Manual do operador.** Moline: Deere & Company, 2010, 244p.

JONES, T.A. Skewness and kurtosis as criteria of normality in observed frequency distributions. **Journal Sedimentary Petrology**, Houston, p.1622-1627, Dec. 1969.

LEOTTI, V. B.; BIRCK, A. R.; RIBOLDI, J. Comparação dos Testes de Aderência à Normalidade Kolmogorov-Smirnov, Anderson-Darling, Cramer-Von Mises e Shapiro-Wilk por Simulação. In: SIMPÓSIO DE ESTATÍSTICA APLICADA À EXPERIMENTAÇÃO AGRONÔMICA, 11.; REUNIÃO ANUAL DA REGIÃO BRASILEIRA DA SOCIEDADE INTERNACIONAL DE BIOMETRIA, 50., 2005, Londrina, **Anais...** Londrina: 2005.

LIN, T.; GONG, W.; HU, B.; WANG, Q. Research on the energy regeneration systems for hybrid hydraulic excavators. **Elsevier Science.** Automation in Construction, v.19, n. 8, p. 1016-1026, Dec. 2010.

LOPES, G.T.; MAGALHÃES, P.S.G., NÓBREGA, E.G.O. Optimal header height control system for combine harvesters. **Biosystems Engineering**, Vol. 81, Nº 3 261-272, 2002.

MERRITT, Herbert E. Practical Pump and Motor Analysis. **Hydraulic control systems**. London: John Wiley & Sons, Inc, 1967. cap 4, p. 65- 72.

MORAES, E.E. **Avaliação das perdas invisíveis de cana-de-açúcar (Saccharum Spp.) e impurezas vegetais na colheita mecanizada**. Dissertação (Mestrado em Máquinas Agrícolas), p. 124 - Faculdade de Engenharia Agrícola, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1992.

NEVES, J.L.M.; MAGALHÃES, P.S.G.; MORAES, E. E. ; MARCHI, A.S. Avaliação de Perdas invisíveis de cana-de-açúcar nos sistemas da colhedora de cana picada. **Engenharia Agrícola**, Jaboticabal, v. 23, n. 3, p. 539-546, 2003.

NEVES, J.L.M., MAGALHÃES, P.S.G., OTA W.M. Sistema de Monitoramento de Perdas visíveis de cana-de-açúcar em colhedora de cana picada – **Engenharia Agrícola**, Jaboticabal, v 24, n 3, 764-770, 2004.

NORRIS,C.P; HOCKINGS,P.R.; DAVIS,R.J. Chopper Systems in cane harvesters: A:Development of a test facility. In: AUSTRALIAN SOCIETY OF SUGAR CANE

OLIVEIRA C.A.A.; BRAUNBECK O.A.; VOLPATO C.E.S. Análise do movimento e desenvolvimento de um protótipo de cortador basal com discos bi-articulados. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, Campina Grande, vol.11 no.2 . 230-234, 2007.

PLEC, O.; ANDRADE, F. J. R.; FAVARIM, E. A.; PIACENTINI, C. A., Mecanização do corte da cana-de-açúcar como fator de sustentabilidade ambiental no Paraná: uma análise de cenário. **Revista Ciências Empresariais da UNIPAR**, Umuarama, v. 8, n. 1 e 2, p. 53-72, jan./dez. 2007.

RETZLAFF, Luciano. **Estruturação e análise teórico-experimental de sistema hidráulico load sensing para aplicação móbil**. 163 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)- Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis. 2007.

SCARLETT, Andrew J. Integrated control of agricultural tractors and implements: a review of potential opportunities relating to cultivation and crop establishment machinery, *Computers and Electronics in Agriculture*. **Elsevier Science**. v. 30, n. 1-3, Fev. 2001, p. 167-191.

SZKLARSKI, Ludger; JARACZ, Kazimierz; HORODECKI, Andrzej. **Electric drive systems dynamics**: Selected problems. Warszawa: Polish scientific publishers, 1990, p.309.

VIEIRA, G.; SIMON, E. Possíveis impactos da mecanização no corte de cana-de-açúcar em consequência da eliminação da queima da palha. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ECONOMIA E SOCIOLOGIA RURAL, 43., Ribeirão Preto, 2005. **Anais...** Ribeirão Preto: SOBER, 2005.

VOLPATO, Carlos Eduardo Silva. **Otimização de um Cortador de Base Flutuante para Seguimento do Perfil de Solo em Colhedoras de Cana-de-Açúcar**. 204 p. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola)- Faculdade de Engenharia Agrícola, Universidade Estadual de Campinas, Campinas. 2001.

VOLPATO, C. E. S.; BRAUNBECK, O. A.; OLIVEIRA, C. A. A. De; SANTOS, A. P., Projeto de um cortador de base para colhedora de cana-de-açúcar utilizando otimização matemática. **Engenharia Agrícola**, Jaboticabal, v.25, n.3, p.758-767, set./dez. 2005.

WU, C.F.J.; HAMADA, M.S. **Experiments Planning, Analysis and Optimization**. Nova Yorque, NY, 2000. 624p.

YOUNGER, J.A. Quality cane and extraneous matter. In: International Society Of Sugarcane Technologists Congress, 17., 1980, Manila. **Proceedings...**Philippines: The Executive Commite of the ISSCT Congress, 1980. v.1, p.885-90.

ZANCA, O. The evolution of mechanized sugar cane harvesting in Brazil. **International Sugar Journal**, São Paulo, v.82, n.973, p.7-10, 1980.