

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
UNICAMP
Faculdade de Engenharia de Alimentos e
Agrícola

ESTUDOS DOS ESFORÇOS NO PROCESSO DE
TRILHA DE MILHO

RUY CASÃO JUNIOR

Orientador: Prof. INÁCIO M. DAL FABBRO, PhD.

PARECER

*Este exemplar corresponde
à redação final da tese
defendida por Ruy Casão
Junior e aprovada pela
Comissão Julgadora em
15.06.84.*

*Campinas, 15 de junho de
1984.*

Inácio M. Dal Fabbro

*Inácio Maria Dal Fabbro
Presidente da Banca*

Dissertação de Mestrado apre-
sentada à Faculdade de Enge-
nharia de Alimentos e Agríco-
la da Universidade Estadual
de Campinas, para obtenção do
título de MESTRE EM ENGENHA-
RIA AGRÍCOLA.

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL

À meus filhos

Carolina e Filipe

e a minha espôsa

Maria Helena

AGRADECIMENTOS

À Faculdade de Engenharia de Alimentos e Agrícola, pela oportunidade;

Ao Instituto Agrônômico do Paraná - IAPAR pelo patrocínio do programa de estudo;

À Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária - EMBRAPA pelos recursos de bolsa de estudos oferecidos;

Ao Prof. Inácio M. Dal Fabbro, PhD pela valiosa orientação, apoio, amizade e motivação durante toda a realização deste trabalho.

Ao Prof. Oscar A. Braunbeck, PhD pelas sugestões e estímulo recebido;

Ao Prof. Cheu-Shang Chang, PhD pela colaboração e sugestões recebidas;

À Chefia do Departamento de Engenharia Agrícola na pessoa do Prof. Dr. José Luiz Vasconcelos da Rocha;

Aos meus pais pelo apoio constante que recebo;

À minha esposa, Maria Helena pela compreensão e companhia indispensável;

À Companhia de Máquinas Agrícolas PENHA, pela doação do equipamento;

Ao Prof. Wladimir Pereira Gordo pelos contactos junto a Companhia PENHA e preciosas sugestões;

Ao colega Prof. Antonio Carlos de Oliveira Ferraz, pela colaboração no uso da instrumentação;

Ao Centro de Tecnologia - CT da UNICAMP, nas pessoas dos Prof Sergio Luiz Zarperlon e João Plaza;

Aos professores João Maurício Rosário, Jose Roberto de França Arruda e Fernando Iguti, pelas facilidades oferecidas junto ao GEPRON - UNICAMP;

À ABIA - Associação Brasileira de Industrias da Alimentação, pelas cópias e capas de tese recebidas;

Aos colegas Darcy Campani Barnachi e Norberto Amaral Duarte, pela ajuda na colheita de milho e leitura da tese;

Aos funcionários do Departamento de Engenharia Agrícola o Técnico Agrícola Gelson Espinosa da Silva, Gerson da Silva Tabossi, Jose Donizete Huck, Wanderlei Dias de Moura, Domingos Mascarini, Magno Teixeira da Cunha e Sebastião Carvalho Alves pelo apoio indispensável na realização deste trabalho;

A meu cunhado Milton Dias Cunha Junior pelo apoio na tiragem de dados;

E a todos que direta ou indiretamente contribuíram na elaboração deste trabalho.

ERRATA

Página	Paragrafo	Linha	
5	1º	3ª	Identificação
5		ultima	Substituir; por . (ponto)
7	5º	3ª	quase que
11	2º	2ª	deste
14	4º	2ª	milho
15	1º		também
16	2º	1ª	trigo
16	3º	2ª	empregado
16	4º	6ª	executado sob condições ideais
18	3º	1ª	aumentavam/com
19	8º	1ª	propôs
25	introduzir a equação		$\delta = \frac{a - a'}{a}$
26	1º	1ª	A' e C'
31	2º	3ª	sejam
52	equação (3.2)		$F_t = F_g + F_a$
52	equação (5.1)		$Q' = f (V_c, V_o)$
52	equação (5.2)		$V_m = f (Q, V_c, V_o)$
55	1º	2ª	Tabela
55	título	3ª	milho
59	3º	1ª	percebe-se
59	7º	3ª	Figura
65	2º	7ª	Tabela
66	3º	2ª	dispendido
68	incluir os valores		7,14 e 8,16 no eixo horizontal
69	utilmo	1ª	estes estudos
71	desprezar a numeração na posição inferior da página		
72	idém		
73	item 1.		milho
73	item 2.		aumenta com

ERRATA

Página	Paragrafo	Linha	
5	1º	3 ^a	Identificação
5		ultima	Substituir; por . (ponto)
7	5º	3 ^a	quase que
11	2º	2 ^a	deste
14	4º	2 ^a	milho
15	1º		também
16	2º	1 ^a	trigo
16	3º	2 ^a	empregado
16	4º	6 ^a	executado sob condições ideais
18	3º	1 ^a	aumentavam/com
19	8º	1 ^a	propôs
25	introduzir a equação		$\delta = \frac{a - a'}{a}$
26	1º	1 ^a	A' e C'
31	2º	3 ^a	sejam
52	equação (3.2)		$F_t = F_g + F_a$
52	equação (5.1)		$Q' = f (V_c, V_o)$
52	equação (5.2)		$V_m = f (Q, V_c, V_o)$
55	1º	2 ^a	Tabela
55	título	3 ^a	milho
59	3º	1 ^a	percebe-se
59	7º	3 ^a	Figura
65	2º	7 ^a	Tabela
66	3º	2 ^a	dispendido
68	incluir os valores		7,14 e 8,16 no eixo horizontal
69	utilmo	1 ^a	estes estudos
71	desprezar a numeração na posição inferior da página		
72	idém		
73	item 1.		milho
73	item 2.		aumenta com

ÍNDICE GERAL

1.	INTRODUÇÃO.	1
2.	OBJETIVOS.	4
3.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.	6
3.1.	Antecedentes e Justificativas.	7
3.2.	Tipos de Trilhadoras e Princípio de Funcionamento.	8
3.3.	Fatores que Afetam a Eficiência da Trilha.	11
3.3.1.	Fatores que Afetam as Perdas de Grãos.	12
3.3.2.	Fatores que Afetam os Danos nos Grãos.	15
3.4.	Requerimento de Potência e Forças Envolvidas no processo de Trilha.	19
3.5.	Forças Internas Existentes em uma Espiga de Milho.	30
4.	MATERIAL E MÉTODOS.	32
4.1.	Material.	33
4.1.1.	Caracterização da Espiga de Milho.	33
4.1.2.	Debulhadora.	33
4.1.3.	Trator.	34
4.1.4.	Dinamômetro de Torção (Torquímetro).	34
4.1.5.	Ponte Amplificadora e Milivoltímetro.	34
4.1.6.	Registrador Oscilográfico.	38
4.1.7.	Calibrador de Torque.	38
4.1.8.	Tacômetro.	38
4.1.9.	Máquina Universal de Ensaios.	39
4.1.10.	Dispositivo para Teste de Debulha.	39

4.1.11.	Determinador de Umidade.	39
4.1.12.	Pêndulo de torção.	39
4.1.13.	Outros Equipamentos.	42
4.2.	Métodos.	42
4.2.1.	Planejamento do Experimento.	42
4.2.2.	Condução da Lavoura de Milho.	44
4.2.3.	Acoplamento da Debulhadora ao Trator.	45
4.2.4.	Calibração do Torquímetro.	46
4.2.5.	Determinação de Torque.	47
4.2.6.	Determinação de Perdas.	48
4.2.7.	Determinação de Danos.	48
4.2.8.	Determinação do Esforço para se Destacar Faixas de Grãos.	48
4.2.9.	Determinação do Momento de Inércia.	49
4.2.10.	Outras Determinações.	49
5.	TEORIA PROPOSTA.	50
5.1.	Fatores que Afetam o Consumo de Força e Potên- cia na Debulha.	52
6.	RESULTADOS E DISCUSSÕES.	54
6.1.	Resultados e Discussões sobre Perdas de Grãos.	55
6.1.1.	Resultados.	55
6.1.2.	Discussão.	56
6.2.	Resultados e Discussões sobre Danos nos Grãos.	57
6.2.1.	Resultados.	57

SIMBOLOGIA

A	Constante de certo material	N/m^2
A'	Constante não especificada pelo autor	
A _i	Área da secção transversal de ligação entre o grão e sabugo	m^2
a	Espessura da camada levemente amassada de vegetal	m
a'	Abertura entre as superfícies do cilindro e côncavo	m
b	Espessura das barras do côncavo	m
CO	Comprimento da espiga	cm
CV	Coefficiente de variação	%
c	Constante para um certo material	
c'	Constante não especificada pelo autor	
D	Diâmetro do cabo	m
De	Diâmetro externo do torquímetro	m
Di	Diâmetro interno do torquímetro	m
DMA	Diâmetro maior da espiga	cm
DME	Diâmetro menor da espiga	cm
d.m.s.	Diferença mínima significativa	
F	Força resultante de resistência a trilha	N
Fa	Força de resistência ao atrito na trilha	N
Fg	Componente tangencial da resistência a força de impacto na trilha	N
Fn	Força normal sobre o vegetal trilhado	N
Ft	Componente tangencial da força de resistência a trilha	N

6.2.2	.Discussão.	59
6.3.	Resultados sobre Torque e Potência.	59
6.4.	Discussão sobre Torque e Potência.	59
6.5.	Outros dados sobre Torque.	66
6.6.	Resultados e Discussão do Esforço para se Destacar Faixas de Grãos em uma Espiga.	67
6.7.	Resultados e Discussão sobre Momento de Inércia.	69
7.	CONCLUSÕES.	72
8.	RESUMO.	75
9.	SUMMARY.	77
10.	BIBLIOGRAFIA.	79
11.	APÊNDICE	83
	Apêndice I Dados Originais de Torque Exigido na Debulha de Milho.	84
	Apêndice II Dados Originais de Perdas de Milho na Debu- lha.	86
	Apêndice III Dados Originais de Danos nos Grãos de Milho na Debulha.	88

F_e	Força externa aplicada à espiga	N
G	Módulo de elasticidade transversal	N/m^2
G/P	Relação Grão/Palha	
h	Comprimento do fio de arame	m
I	Momento de inércia de massa	$N.m^2$
I_p	Momento de inércia de massa da polia e junta universal	$N.m^2$
I_r	Momento de inércia de massa do rotor	$N.m^2$
i	Número da linha de grão em uma espiga	
M_t	Momento torsor determinado no torquímetro	N.m
m	massa	Kg
\bar{m}	Média dos tratamentos	
NF	Número de fileira de grãos na espiga	
NG/F	Número de grãos por fileira	
P	Potência total consumida na trilha	Kw
PET	Peso da espiga total	Kg
P_i	Potência inútil consumida na trilha	Kw
PP	Peso da palha da espiga	Kg
PS	Peso do sabugo da espiga	Kg
P_u	Potência útil consumida na trilha	Kw
p_r	Pressão das barras sobre o vegetal	N/m^2
Q	Vazão de alimentação	Kg/s
q	Distância do centro de ligação a face menor do grão	m
R	Raio do cilindro	m
R_r	Raio do eixo de pás rotativas	m

Jx	Momento polar de inércia	m ⁴
K	Constante de mola do cabo de torção	N.m
K _C	Fator de deslizamento entre as barras e o vegetal	
K _O	Fator de delizamento da correia transportadora	
Le	Leitura em divisões do torque	
l	Comprimento da barra do côncavo	m
M	Momento torsor acionador do cilindro	N.m
M _i	Momento de reação do grão i	N.m
r	Distância da ligação a extremidade do grão	m
S	Desvio padrão	
S(̄m)	Erro padrão da média	
s	Distância do centro de ligação a face maior do grão	m
T	Torque consumido na debulha	N.m
T _i	Força radial ao longo do grão i	N
U	Fonte de alimentação da ponte de Wheatstone	V
UM	Umidade do grão	%
U _S	Sinal elétrico de saída do torquímetro	mV
Var	Variedade	
V _C	Velocidade periférica do cilindro	m/s
V _m	Velocidade do vegetal no interior do vão	m/s
V _O	Velocidade de alimentação	m/s
W	Velocidade angular do cilindro sob carga	rad/s
W _C	Velocidade angular do cilindro	rad/s

Z_d	Relação de transmissão dinâmica da correia em "V"	
Z_e	Relação de transmissão da correia em "V"	
Z_i	Módulo de rigidez da secção de ligação do grão i	m^3
α	Aceleração angular do cilindro	rad/s
β	Metade do ângulo formado entre o centro da espiga e a face menor do grão	rad
Δt	Variação de tempo	s
ΔW	Variação da velocidade angular	rad/s
Δm	Variação de massa	kg
δ	Densidade relativa do vegetal	
ξ	Ângulo de frenagem do cilindro	rad
η	Coeficiente de utilização do comprimento do côncavo	
η'	Coeficiente de eficiência de transmissão	
μ	Coeficiente de atrito	
f_n	Frequencia natural de vibração	Hz

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

A debulha dos grãos, sempre foi uma operação importante e de difícil solução quando aplicada aos cereais em geral.

Os primeiros mecanismos de trilha, datam de 1785 na Escócia e de 1835, nos Estados Unidos, compreendendo respectivamente, o princípio de cilindro e côncavo transversal ao fluxo do material trilhado, de barras e de dentes. Estes foram aperfeiçoados com o decorrer do tempo, sempre visando aumentar a separação de grãos no próprio côncavo reduzindo, portanto, as perdas e também, minimizando os danos aos grãos, segundo KANAFOJSKI, et al (1972).

As unidades de trilha empregadas recentemente ainda utilizam os mesmos princípios, sofrendo algumas modificações de ordem estrutural e apresentando um bom desempenho, desde que se trabalhe em condições ideais de operação, tais como, a ausência de ervas daninhas, umidade adequada do material e dos grãos, vazão e velocidade de alimentação, velocidade periférica das barras golpeadoras relação grão/palha adequada, as quais nem sempre são possíveis de se obter em condições reais de campo.

Quanto ao requerimento de potência, a unidade de trilha chega a consumir em torno de 40% da potência total nas combinadas e praticamente toda a potência nas debulhadoras estacionárias, não se constatando muito empenho no sentido de se minimizar o consumo de energia, pelo fato desta, até então, ser tida como de custo razoavelmente baixo (14).

Estudos mais recentes mostram a viabilidade de outros princípios de mecanismo de trilha, como a unidade de cilindro cônico de fluxo axial à direção do material, pesquisada por LALOR & BUCHELE (16), sem muitas vantagens práticas.

Um princípio que vem sendo empregado mais recentemente é o de cilindro com pás rotativas de fluxo axial, estudado inicialmente

te por JOHNSON & LAMP (12) e utilizados há mais de 20 anos no Brasil, apresentando uma redução considerável na quebra de grãos. Um novo projeto composto de correias que se movimentam a velocidades diferentes, debulhando por atrito e evitando a ação de impacto nos grãos, foi estudado por BRANDERBURG & PARK (4).

Uma análise dinâmica do processo de trilha de milho poderá promover uma avaliação dos esforços na debulha, possibilitando a quantificação das tensões atuantes sobre as peças ativas na debulhadora permitindo o seu dimensionamento, assim como o dos componentes estruturais e potência exigida.

De forma semelhante, uma análise detalhada das forças envolvidas no interior de uma espiga de milho poderá facilitar um melhor entendimento do fenômeno da debulha, construindo-se um modelo mecânico da espiga com que se poderia analiticamente determinar a magnitude das forças atuantes na liberação de grãos presos à espiga, quando solicitado por esforços externos, provenientes de um mecanismo de uma debulhadora qualquer.

O Brasil produz em torno de vinte milhões de toneladas de milho (IAPAR 1982), sendo utilizados, ainda, técnicas rudimentares para sua produção, em face da realidade nacional e política agrícola adotadas para a cultura, caracterizando-se por apresentar baixa produtividade, próximo de 1700 kg/ha (10). Assim, por exemplo, no Paraná, o maior produtor de milho do país, 98% da colheita deste cereal é feita manualmente (10), não sendo divulgada a porcentagem de utilização de debulhadoras estacionárias, a qual não deve ser pequena.

CAPÍTULO 2

OBJETIVOS

Este trabalho se justifica em função da importância que a debulha de milho assume junto aos agricultores nacionais, procurando, então, dar maiores subsídios na identificação de parâmetros de projeto que demandem menor esforço e potência no processo de trilha.

Sendo assim, procurar-se-á:

2.1 - Determinar o torque e potência requeridos no processo de trilha do milho em uma unidade debulhadora estacionária de fluxo axial ao eixo rotativo;

2.2 - Avaliar o efeito da velocidade periférica das pás rotativas, vazão de alimentação e teor de umidade dos grãos no requerimento de torque e potência para trilha

2.3 - Avaliar, preliminarmente, o desempenho operacional de um mecanismo de debulha de milho com fluxo axial ao eixo rotativo, sob as características de perdas e danos de grãos;

2.4 - Realizar uma análise mecânica do processo de trilha, contribuindo para o melhor entendimento da mecânica do fenômeno no sentido de se estabelecer parâmetros de projeto;

CAPÍTULO 3

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 - ANTECEDENTES E JUSTIFICATIVAS.

A primeira unidade de trilha, foi descoberta em 1785 por Andrew Meikle, citado por KANAFOJSKI, et al (14), a qual era constituída por um cilindro de 25 centímetros de diâmetro provido de barras e um côncavo, acionado manualmente por animais, girando a uma velocidade periférica nas barras do cilindro de 4 a 6 metros por segundo.

Posteriormente com o emprego de fontes mecânicas aumentou-se a rotação e diâmetro do cilindro e outros parâmetros de projeto e melhorando-se a eficiência da trilha.

Em 1835, Turner, citado por KANAFOJSKI, et al, desenvolveu o mecanismo de trilha com cilindro e côncavo dentados.

Somente há 40 anos, vêm sendo estudados novos modelos de trilhadoras diferentes do tipo tradicional de cilindro e côncavo (14).

Os cereais quando trilhados mecanicamente, levam consigo uma grande quantidade de palha, a qual, na unidade de trilha utiliza energia inútil para seu processamento. Assim sendo, novos mecanismos devem ser desenvolvidos segundo KANAFOJSKI, et al (14), minimizando as perdas com a deformação da palha, e maximizando a capacidade de separação de grãos na própria unidade de trilha, além de reduzir os danos provocados aos grãos; Estes autores consideram também, nas unidades de trilha acionadas manualmente, a energia dispendida é quase que totalmente utilizada para trilhar os grãos.

A cultura de milho possui uma particularidade que as demais não apresentam: como são colhidas somente as espigas, seja manual ou mecanicamente, apresenta uma alta relação grão/palha; mas com os grãos firmemente presos ao sabugo e envolvidos pela palha, modificando-se a análise aplicada ao sistema, já que a grande maioria dos estudos foram realizados em culturas do tipo do trigo.

3.2 - TIPOS DE TRILHADORAS E PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO.

KANAFOJSKI, et al (14) apresentam diferentes tipos de mecanismos de trilha, tais como os, mostrados na Figura 3.1, sendo que ainda empregados quase na totalidade dos casos os mecanismos tradicionais de cilindro e côncavo, de barras e ou de dentes. No entanto, em função das vantagens apresentadas, o princípio de eixos batedores de fluxo do material axial ao eixo, vem ocupando espaço na indústria de colhedoras, inicialmente para milho (12) e, mais recentemente, para cereais em geral (HALL, et al; HUMMEL, et al; NEWBERY, et alii e PAULSEN, et al).

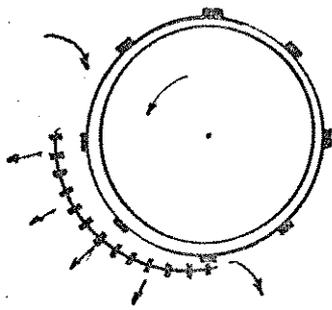
BRANDERBURG, et al (4) desenvolveram um mecanismo com duas correias transportadoras movimentando-se a velocidades diferentes, tal como mostrado na Figura 3.2.

Na unidade de cilindro de barras e côncavo, o material a ser trilhado é conduzido manual ou mecanicamente ao vão de entrada, sendo ali acelerado pelos golpes das barras. Com a convergência da abertura entre o cilindro e o côncavo aumenta-se a pressão das barras sobre o material, limitando a velocidade de trajeto da massa vegetal na superfície do côncavo. Resultando que a camada vegetal é afetada várias vezes, causando a trilha na maioria dos grãos.

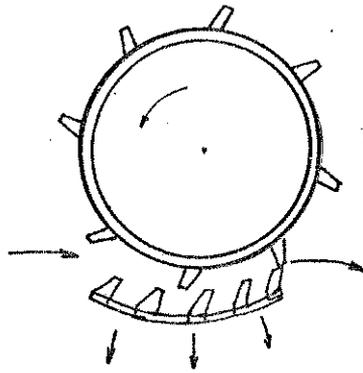
Desta forma, os golpes das barras raspadoras sobre as espigas, o atrito desta contra as barras do côncavo, a simultânea quebra das partes das espigas ou panículas, tão bem como as vibrações forçadas da massa de grãos no vão, compõem o complicado processo de trilha.

A maior eficiência da trilha é conseguida com a maior separação de grãos no próprio côncavo e a menor injúria aos mesmos.

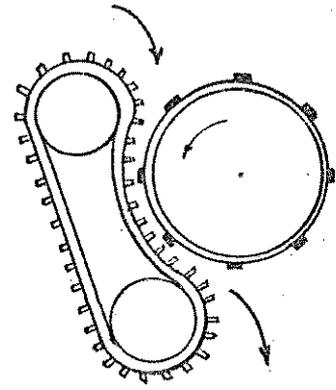
Quanto maior a separação dos grãos na unidade de trilha, menor serão as perdas totais em uma colhedora automotriz, pois a uni-



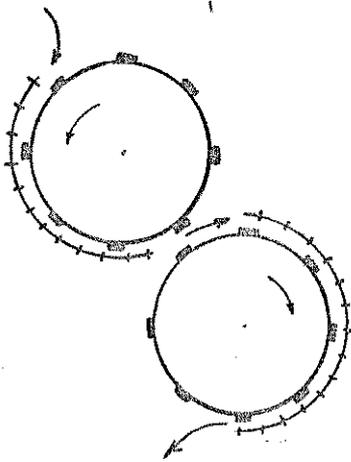
Cilindro e Côncavo de Barras.



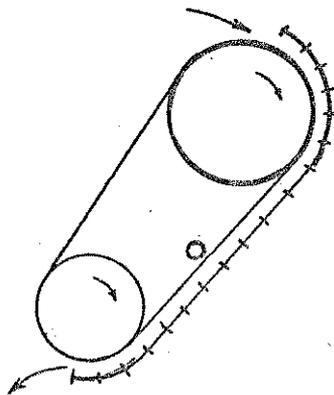
Cilindro e Côncavo de dentes.



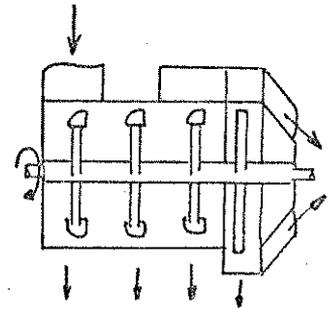
Cilindro e correia de barras.



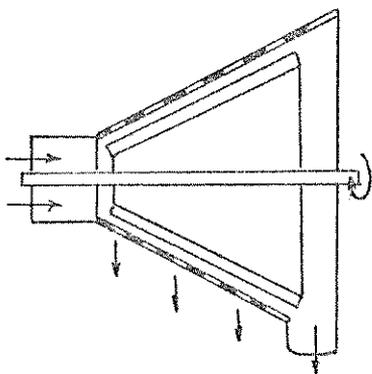
Cilindro Duplo de Barras.



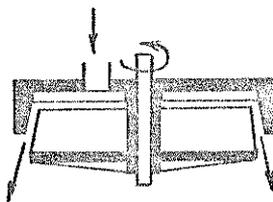
Correia Transportadora com Côncavo de Barras.



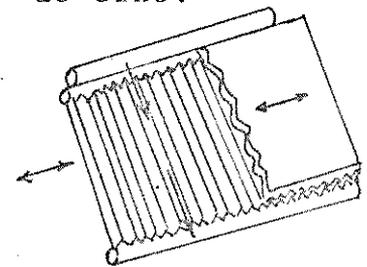
Eixo de Pás Batedoras com Fluxo Axial ao eixo.



Cilindro Batedor Cônico com Fluxo Axial e Cilindro Perfurado.



Disco Debulhador.



Mesa Debulhadora Serrilhada e oscilante.

Figura 3.1 - Mecanismos de Trilha de cereais.

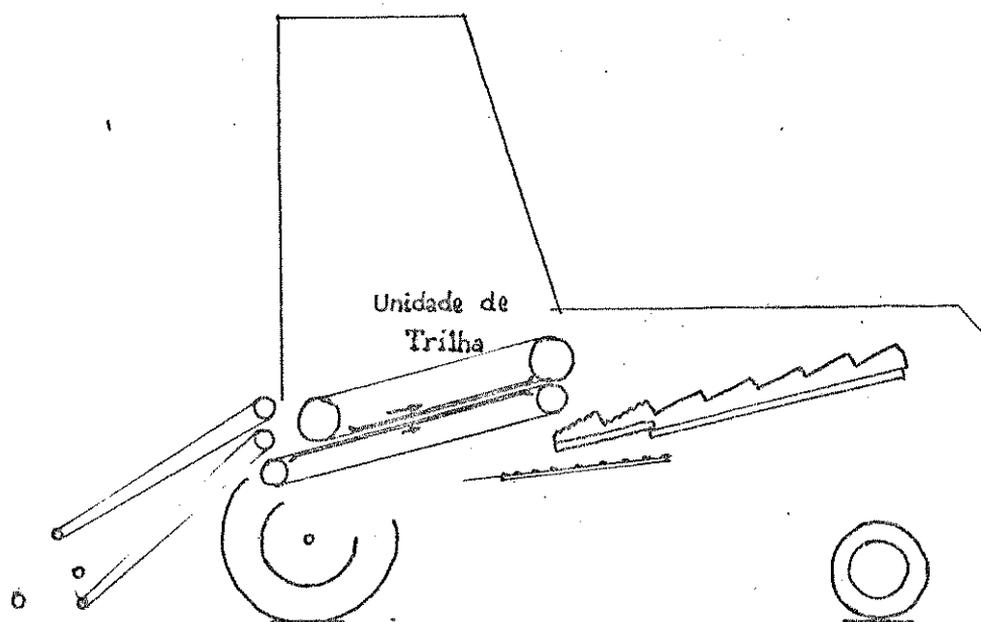


Figura 3.2 Unidade de trilha com duas correias atritantes.

dade de limpeza, composta de sacapalha, peneiras e ventilador, possui uma eficiência não superior a 90% (14).

As unidades de trilha de pás rotativas de fluxo axial, que são alvo des e trabalho, são compostas por pás batedoras dispostas normalmente de forma helicoidal ao redor do eixo girante, envolvidas por um cilindro perfurado o qual permite a passagem dos grãos. Sua atuação sobre a massa vegetal, segundo JOHNSON & LAMP (12), ocorre com pequenos impactos e em maior quantidade, sendo os grãos separados nos orifícios por uma trilha centrífuga, resultando em menores danos aos grãos (7 e 12).

3.3.- FATORES QUE AFETAM A EFICIÊNCIA DA TRILHA.

Varios são os fatores que afetam a eficiência da trilha, os quais podem ser classificados quanto às:

a. Propriedades do Material Trilhado

1. Diferenças Varietais.
2. Umidade do Material.
3. Quantidade de Materia Verde.
4. Relação grão/palha.

b. Condições Técnicas da Trilhadora.

1. Projeto do Mecanismo.
2. Velocidade Periférica das Barras Golpeadoras.
3. Número de Barras e sua Forma.
4. Comprimento do Côncavo.
5. Dimensão do Vão entre o Cilindro e o Côncavo.
6. Forma e Distribuição das Barras do Côncavo.

c. Alimentação da Cultura na Unidade de Trilha.

1. Vazão de Alimentação.
2. Velocidade de Alimentação.

3. Posicionamento do Material Alimentado.

3.3.1 FATORES QUE AFETAM AS PERDAS DOS GRÃOS.

VARIEDADE

A diferença entre a resistência à trilha de diferentes variedades faz que haja variação na capacidade de separação dos grãos (14). Vasilenco citado por KANAFOJSKI, et al (14), encontrou diferenças de até duas vezes no esforço de debulha para diferentes variedades de trigo.

UMIDADE

O aumento da umidade faz com que o coeficiente de atrito aumente (HUYNH, et alii; KANAFOJSKI, et al e MOHSENIN) do vegetal com o aço e do vegetal com ele mesmo, aumentando a força de separação dos grãos e dificultando a penetração dos mesmos através da camada de material trilhada, reduzindo assim a capacidade de separação nos orifícios do côncavo (Figura 3.3.h)

JOHNSON, et al (12) confirmaram estas observações em estudos realizados com a cultura de milho.

Outra característica, citada por KANAFOJSKI, et al (14), refere-se ao fato de que o grão é menos elástico que o seco, reduzindo assim a amplitude da vibração forçada na camada transportada do vegetal.

A presença de matéria verde, como ervas daninhas e baixa relação grão/palha reduz a eficiência da trilha, dificultando a passagem dos grãos pela camada de material (14) (Figura 3.3.i).

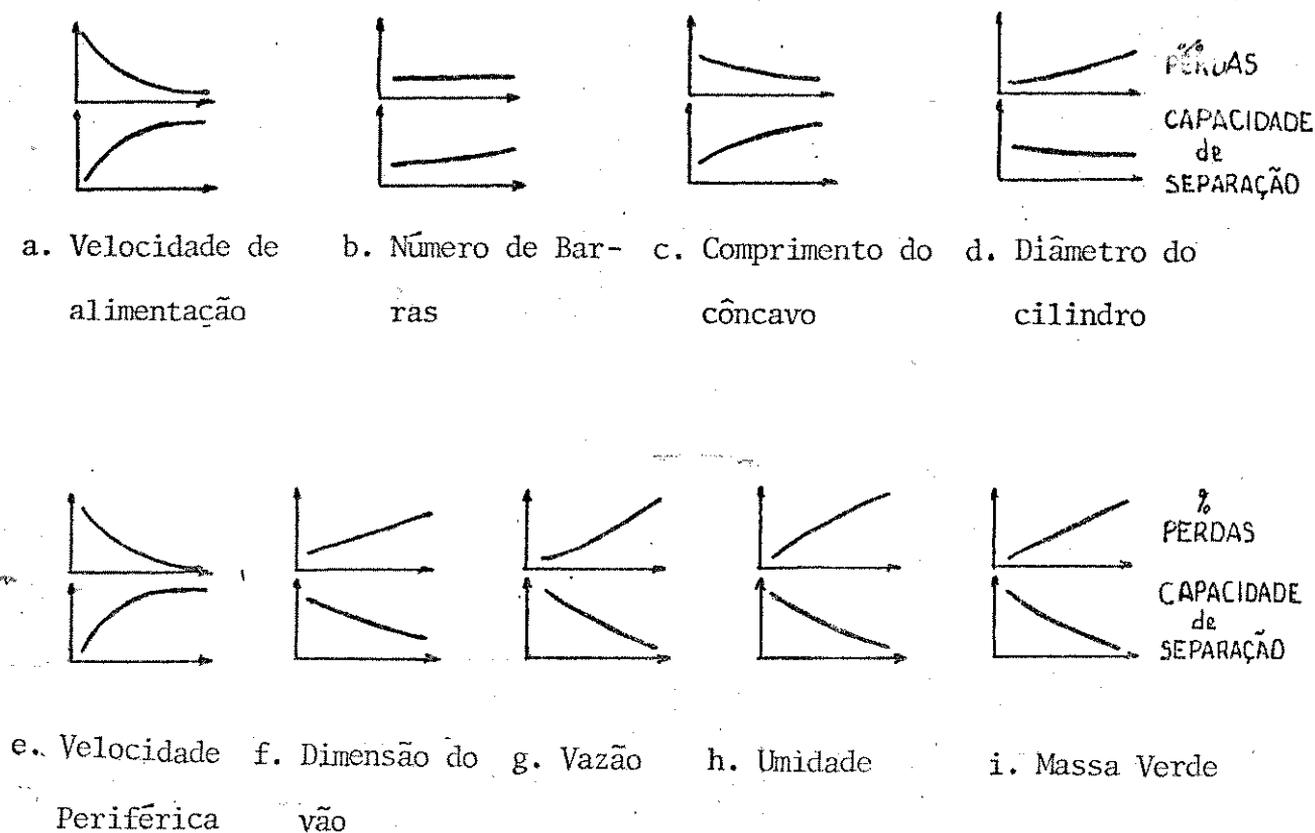


Figura 3.3 - Efeito Qualitativo segundo KANAFOJSKI, et al (14) dos Fatores que Afetam a Capacidade de Separação de Grãos no Côncavo e as Perdas de Grãos na Unidade de Trilha.

VELOCIDADE PERIFÉRICA DAS BARRAS

Com o seu aumento ocorre um aumento da separação no côncavo em função do aumento da força de ataque e a frequência de golpes sobre o material trilhado (14) (Figura 3.3.e).

Estudos específicos em cultura de milho, confirmam o mesmo comportamento (JOHNSON & LAMP e JOHNSON, et alii), sendo que se recomenda uma velocidade apropriada para cada tipo de cultura.

Na unidade de trilha de cilindro e côncavo em Trigo, a velocidade periférica recomendada é 30 m/s (14), para milho Morrison e Pickard citados por JOHNSON, et al encontraram respectivamente 13 m/s e 14,75 m/s KEPNER, et alii (15) cita velocidades tangenciais de 12,7 a 20,3 m/s, estando frequentemente em torno de 15,2 m/s.

Nos mecanismos de trilha de fluxo axial ao eixo rotativo com diâmetro de 28 a 38 centímetros, a velocidade periférica recomendada, é de 5 a 7,6 m/s (12).

Quanto ao comprimento do côncavo, seu aumento proporciona uma maior separação dos grãos em si próprio, sendo sua distribuição maior no início, caindo rapidamente ao longo do seu comprimento (ARNOLD, et al; KANAFOJSKI, et al e MAHMOUD, et al) (Figura 3.3.c).

O espaço existente entre o cilindro e o côncavo converge, sendo a abertura de entrada maior, em torno de 3 centímetros para Milho e 1,6 centímetros na saída (12,14,15,19). Quanto menor a abertura maior a capacidade de separação dos grãos, em função da maior energia transferida para a camada trilhada (Figura 3.3.f)

O aumento do diâmetro do cilindro promove uma maior separação de grãos no côncavo, mantendo-se a mesma velocidade periférica das barras e o ângulo de abraçamento do côncavo sobre o cilindro de barras (7,14) (Figura 3.3.d).

Em um cilindro de formato poligonal, existe maior espaço entre as barras que no cilindro praticamente circular e, portanto, maior amplitude de vibração, facilitando a debulha (14).

VAZÃO DE ALIMENTAÇÃO

O aumento da vazão faz com que diminua a quantidade de grãos separados no côncavo (3,9,14) (Figura 3.3.g) A alimentação desuniforme

e também aumenta as perdas de grãos na unidade de trilha.

A velocidade de alimentação também afeta a eficiência da trilha. Quanto maior, menores serão as perdas de grãos, chegando a haver menores perdas mesmo com o aumento de vazão (3,14).

HUYNH, et alii desenvolveram um modelo matemático para se determinar a capacidade de separação de grãos na própria unidade de trilha tradicional, de cilindro de barras e côncavo. Os resultados foram testados com dados experimentais, principalmente com a cultura de trigo, afirmando os autores que é possível, com algumas ressalvas ser empregado para outras culturas.

O modelo admite existir três eventos separados e sucessivos no processo:

1. A liberação dos grãos da palha por ação da trilha das barras raspadoras e grades do côncavo;
2. A migração dos grãos através da palha passando de uma camada a outra da massa de vegetal;
3. A passagem dos grãos através das aberturas das grades do côncavo depois que os grãos alcançarem a superfície do côncavo.

3.3.2 FATORES QUE AFETAM O DANO NOS GRÃOS

A danificação dos grãos na cultura de milho prejudica diretamente sua qualidade como semente e facilita sua deterioração biológica durante o processo de armazenamento (10).

Quanto mais severa for a ação de trilha, maior será a quebra dos grãos (12,14). HUYNH, et alii (9) afirmaram que o grau de danos aumenta com o número e magnitude dos impactos transmitidos aos grãos, sendo alterado pelo coeficiente de restituição do grão que pode ser determinado (JINDALL, et al) (11).

UMIDADE

Segundo JOHNSON, et al o efeito do conteúdo de umidade na quebra dos grãos em milho, é diretamente proporcional, quando superior à 20% e, inversamente proporcional a umidade quando inferior a 20%.

KANAFOJSKI, et al (14) concluiu que quando os grãos de Trigo são muito secos, mais facilmente são danificados, devido serem menos elásticos.

Estudos realizados por HALL, et al (7) e MAHMOUD, et al (18, 19) concordam com as afirmações de JOHNSON, et al, quando foi empregada a unidade de trilha de cilindro com barras e côncavo. O comportamento da cultura de milho quanto aos danos, quando foi empregado a unidade de trilha de fluxo axial, segundo HALL, et al (7), foi semelhante à unidade tradicional até 20% de umidade reduzindo muito suavemente os danos abaixo desse teor e, de uma maneira geral, apresentando porcentagens de quebras inferiores.

PAULSEN, et al (23) em estudos recentes, avaliando o desempenho de trilhadoras de milho com unidades de trilha de cilindro de barras e côncavo, eixos batedores com fluxo axial e um outro sistema misto desses dois, apresentaram danos inferiores à 1%, embora com leve tendência de menores quebras na unidade de eixo com fluxo axial. O trabalho foi executado ideais da cultura e reguladas sob as especificações do fabricante com três teores de umidade de grãos 28,8; 20,3 e 18,6%.

Estudos realizados por WAELTI, et al (29) confirmaram o aumento dos danos em grãos de milho com o aumento da umidade dos grãos, concluindo que as propriedades físicas da planta que mais influenciaram no dano mecânico dos grãos foram a força de liberação dos grãos, a resistência dos grãos, a deformação dos grãos e resistência do sabugo.

Então quanto menor a força de liberação e maior a resistência dos grãos, menor o dano no processo de trilha.

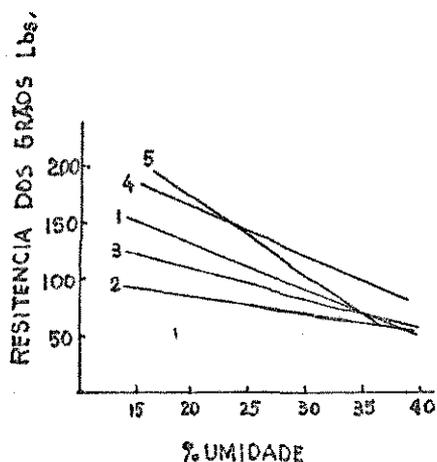


Figura 3.4 - Relação entre a resistência dos grãos e sua porcentagem de umidade de cinco variedades de milho.

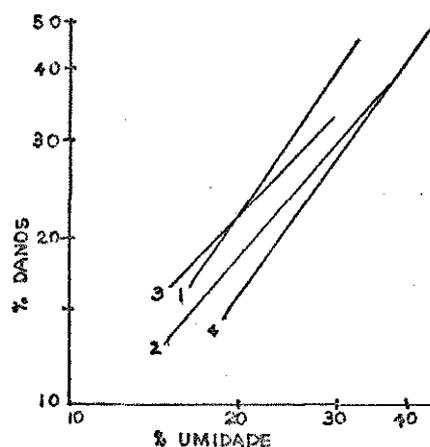


Figura 3.5 - Relação entre a porcentagem de danos e umidade do grão de quatro variedades de milho, plotados em log - log.

Como pode ser observado nas Figuras 3.4 e 3.5, onde foram estudados cinco variedades com características físicas e mecânicas diferentes, a resposta quanto ao dano variam com as características físicas das variedades. Sua resistência reduziu com o aumento da umidade embora com intensidades diferentes.

Anazodo (1) determinou que a resistência do sabugo foi a propriedade física que mais se correlacionou com os fatores de eficiência de trilha, como perdas e danos.

A redução na relação grão/palha e o aumento na alimentação, faz com que os grãos sejam dispostos em uma camada de material mais

comprimida, o qual restringe a capacidade de separação, mas ao mesmo tempo, protege contra os danos (14).

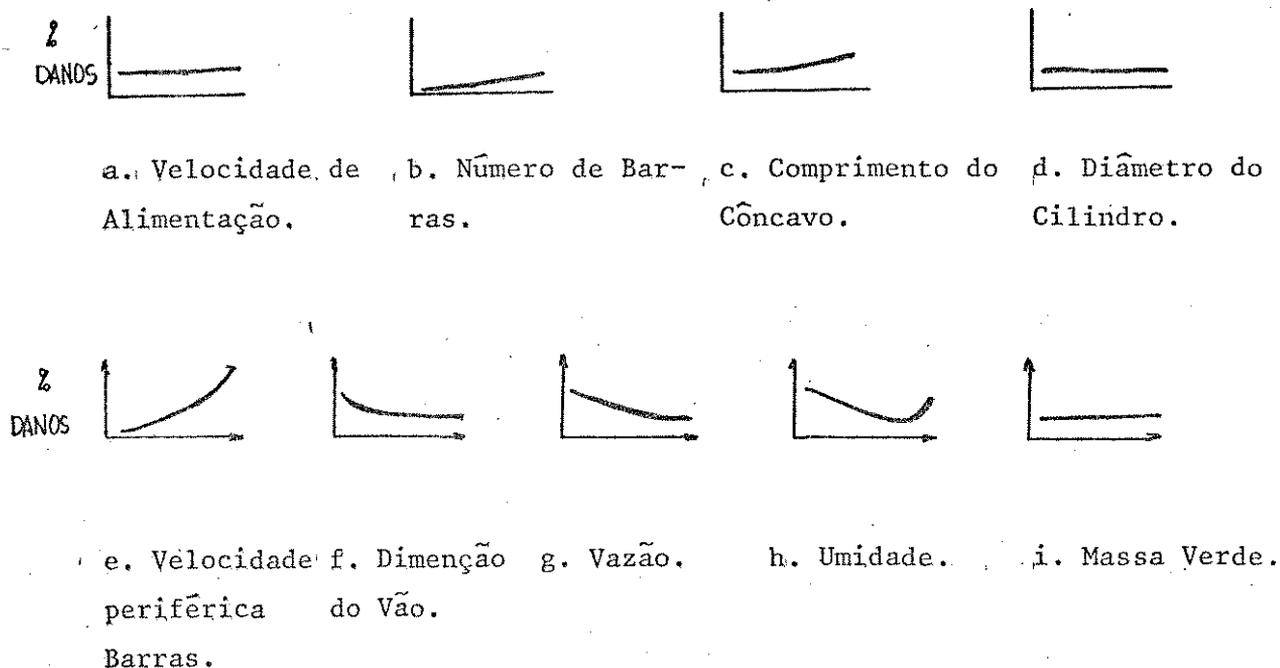


Figura 3.6 - Efeito qualitativo, segundo KANAFOJSKI, et al, de fatores que afetam os danos aos grãos na unidade de trilha.

VELOCIDADE PERIFÉRICA

Quanto maior a velocidade periférica das barras raspadoras, maior será a intensidade de dano confirmado por vários autores (3, 7, 8, 12, 14, 19, 23). Figura 3.6.e.

JOHNSON, et al (12) afirmaram que os danos aumentaram com a velocidade periférica do cilindro superior a 13 m/s.

HALL et al (7) encontraram menores danos aos grãos em unidade de trilha de fluxo axial do que nas de cilindro e côncavo.

PAULSEN, et al (23) estudando três mecanismos de trilha obtive-

ram uma menor tendência de quebra na unidade de eixo rotativo com fluxo axial.

Com o aumento da convergência do vão entre o cilindro e o côncavo, a camada de vegetal está sujeita a um aumento de deformação com uma mínima capacidade de expansão (14), ocorrendo maiores quebras de grãos (12,14). Figura 3.6.f.

O aumento do comprimento do côncavo expõe os grãos a maiores danos (12,18). Figura 3.6.c.

Estudos com debulha de milho mostraram que os cilindros providos de banras raspadoras provocam menores danos que os com barras em ângulo e com revestimento de borracha (12).

VAZÃO DE ALIMENTAÇÃO

Os danos diminuem com o aumento da vazão pelo aumento da espessura da camada vegetal trilhada protegendo os grãos contra os golpes das barras (14).

HALL, et al (7) não encontraram variações nos danos com a variação na vazão na unidade de trilha de fluxo axial.

Quanto maior a velocidade de alimentação maiores serão os danos, pela redução na espessura da camada de material (14).

A disposição transversal de alimentação das espigas de milho causou maior dano que as ao acaso e paralelo ao eixo do cilindro na unidade de trilha tradicional, segundo MAHMOUD, et al (18).

3.4 - REQUERIMENTO DE POTÊNCIA E FORÇAS ENVOLVIDAS NO PROCESSO DE TRILHA.

Alguns estudos já foram desenvolvidos no sentido de se determinar o requerimento de potência e as forças envolvidas em uma unidade de trilha do tipo tradicional com cilindro e côncavo.

Goryakin, citado por KANAFOJSKI, et al (14) ressalta que a potência total (P) de uma unidade de trilha é igual à potência útil (P_u) mais a indesejável (P_i), então:

$$P = P_u + P_i \quad (3.1)$$

Segundo ARNOLD, et al (3), vários autores afirmam ser muito baixo o consumo de potência do cilindro sem carga.

A resistência à trilha depende de diferentes fatores como o tipo de material, umidade, matéria verde, relação grão/palha, dimensão do vão de entrada e saída, diâmetro do cilindro, ângulo de abraçamento do côncavo, vazão de alimentação, direção e velocidade de alimentação do vegetal, projeto do côncavo e barras raspadoras (14).

Segundo KANAFOJSKI, et al (14) JOHNSON, et al (12) ARNOLD, et al (3) e HUYNH, et alii(9), todos estes fatores atuam na resistência a trilha da seguinte forma:

- a. Acelerando a massa de vegetal transportada pelo vão, através dos sucessivos golpes das barras raspadoras.
- b. Variando o atrito das panícolas entre si e contra as barras do côncavo e cilindro.
- c. Variando a compressão da camada de vegetal transportada através do vão em função das pressões das barras sobre os mesmos.

Goryakin citado por KANAFOJSKI, et al (14) propõe uma teoria em função dessas considerações, onde a resistência à trilha, ou seja a força resultante tangencial ao cilindro (F_t), seria a soma de duas forças tangenciais ao movimento de rotação proveniente do esforço golpeador (F_g) e da resistência ao atrito (F_a) das barras sobre o material vegetal, Então :

$$F_t = F_g + F_a \quad (3.2)$$

Assim, a força de resistência ao impacto proposta resulta da teoria de igualdade do impulso de uma força à quantidade de movimento linear da partícula ou massa impulsionada, então:

$$F_g \times \Delta t = m \times V_m \quad (3.3)$$

A velocidade de deslocamento da massa já foi objeto de estudo de vários pesquisadores sendo difícil sua quantificação.

Pustygîn citado por KANAFOJSKI, et al (14) trabalhando com trigo à 13-14% de umidade, relação grão/palha 0,7, vazão 1 kg/s, abertura de 2,4 e 0,6 cm do vão e velocidade de alimentação de 12 a 13 m/s, a velocidade do vegetal no interior do vão foi de 6,6 m/s.

Sakun citado por KANAFOJSKI, et al (14) encontrou que a velocidade foi de 5 m/s e Schuze citado pelo mesmo autor encontrou a velocidade de 10 m/s, ambos sem caracterizar a cultura.

KANAFOJSKI, et al (14) trabalhando com trigo a 14-16% de umidade, 0,7 de relação grão/palha, vão de 1,8 e 0,3 cm, vazão de 3 kg/s, velocidade de alimentação de 3 m/s, velocidade do cilindro 30 m/s, a velocidade média de saída foi de 4,8 m/s e com vazão de 5,5 kg/s foi de 6,7 m/s. Os autores afirmaram que utilizando-se barras chanfradas a velocidade de saída seria maior. A velocidade de transporte do vegetal sobre o côncavo não deve ser superior a 50% da velocidade de saída, podendo atingir 10 m/s com 3 kg/s de vazão e 12 m/s à 5,5 kg/s de vazão. A velocidade de transporte no interior do vão é menor no vão de entrada, aumentando até o seu máximo no vão

de saída.

KANAFOJSKI, et al mencionaram que a velocidade do vegetal no vão varia em torno de 30% da velocidade periférica do cilindro de barras e 70% desta quando de dentes, sendo mais empregado o valor de 40% a 45%.

HUYNH et alii(9) apresentaram a seguinte equação para a velocidade de transporte no vão:

$$V_m = \frac{V_o \cdot K_o + V_c \cdot K_c}{2} \quad (3.4)$$

Em se tratando de trigo, utilizou-se os seguintes valores:

$$K_o = 0,4 \quad e \quad K_c = 0,4$$

Goryakin citado por KANAFOJSKI, et al (14) arranja a equação 3.2, considerando que a massa que passa por unidade de tempo, ou seja a vazão do material, possa ser empregada. Então:

$$Q = \frac{\Delta m}{\Delta t} \quad (3.5)$$

$$F_g = Q \times V_m \quad (3.6)$$

Quanto maior a velocidade periférica do cilindro mais fina será a camada de vegetal transportada, portanto sua massa será menor no intervalo de tempo em que ocorre o golpe.

A força de resistência ao transporte do material (F_a) vem a ser a força normal de compressão da massa (F_n) entre as superfícies das barras do cilindro e côncavo multiplicada pelo coeficiente de atrito (μ), tal como representada na Figura 3.7. Então:

$$F_a = F_n \times \mu \quad (3.7)$$

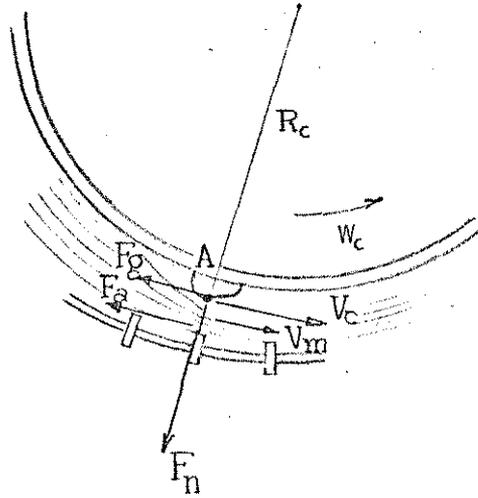


Figura 3.7 - Esquema das forças atuantes e velocidade presentes na trilha em uma unidade de cilindro e côncavo.

O coeficiente de atrito, segundo KANAFOJSKI, et al (14) e HUYNH, et alii (9) dependem de vários fatores como o tipo do grão, umidade, relação grão/palha, abertura do vão e velocidade periférica do cilindro, sendo de difícil precisão, e que recomenda-se:

$$\mu = 0,65 \text{ a } 0,75 \text{ para cilindros de barras (14)}$$

$$\mu = 0,7 \text{ a } 0,8 \text{ para cilindros de dentes (14)}$$

MOHSEIN (21) e JOHNSON et al (12) citam vários dados de coeficiente de atrito, mostrados nas Tabelas 3.1 e 3.2.

A força normal (F_n) que atua sobre a massa pode ser determinada pela pressão exercida sobre a massa entre as superfícies das barras do cilindro e côncavo como pode ser visto na Figura 3.8.

Tabela 3.1 - Coeficiente de atrito estático e cinético de grão de milho sob vários materiais e umidade, segundo MOHSENIN (21).

COEFICIENTE DE ATRITO							
ESTÁTICO						CINÉTICO	
METAL	%	AÇO	%	AÇO	%	METAL	%
GALVAN.	UMIDADE	MOLE	UMIDADE			GALVAN.	
0,2	7,5	0,2	7,5	0,53	7,3	0,27	10-17,5
0,24	9,9	0,25	9,9	0,47	13	0,3	20-22
0,25	12,2	0,23	12,2	0,48	16,2		
0,34	13,9	0,21	13,9	0,56	19,5		
				0,76	23,1		

Tabela 3.2 - Coeficiente de atrito estático e cinético de grãos e casca sob vários materiais e umidade, segundo Burmistrova citado por JOHNSON et al (12).

COEFICIENTE DE ATRITO									
MATERIAL	ESTÁTICO					CINÉTICO			
	GRÃO	GRÃO	CASCA	CASCA	CASCA	GRÃO	GRÃO	CASCA	CASCA
	15	25,1	18	27	52,4	13,2	15	16	53,6
AÇO ZINC.	0,53	0,63	0,61	0,47	0,84	0,25	0,33	0,39	0,25
CH. AÇO	0,64	0,53	0,5	0,58	0,75	0,25	0,21	0,27	0,25
TRILHAD.	0,54	-	-	-	0,73	-	0,29	0,4	-
BORRACHA	0,66	0,9	0,8	0,58	0,8	0,53	0,54	0,87	0,82

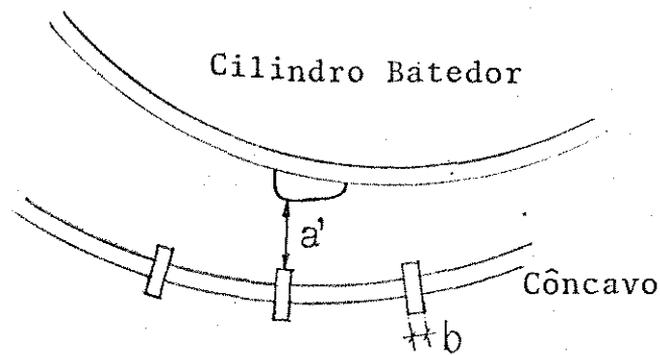


Figura 3.8 - Abertura entre as barras do cilindro e côncavo no interior da unidade de trilha.

A pressão específica das barras golpeadoras sobre o vegetal segundo Pustygin citado por KANAFOJSKI, et al (14), pode ser expressa por:

$$p_r = A \times e^{c \cdot \delta} \quad (3.8)$$

onde A e c , são coeficientes para um tipo de material.

Assim a força normal total (F_n) exercida sobre o material é:

$$F_n = p_r \times b \times l \times \eta \quad (3.9)$$

HUYNH et alii(9) desenvolveram uma teoria semelhante à de Pustygin, na qual a pressão média específica das barras sobre o material vem a ser:

$$p_r = A' \times \left(\frac{a}{a'} \right)^{c'} \quad (3.10)$$

onde A e c , são constantes não especificadas pelo autor.

KANAFOJSKI, et al (14) afirmaram que o torque demandado na trilha aumenta com a diminuição da relação grão/palha, a redução da velocidade periférica, redução da abertura entre o cilindro e o côncavo e aumento da vazão. A Figura 3.9 mostra o aumento do torque com o aumento do comprimento dos colmos de centeio e redução do torque com o aumento da velocidade periférica das barras.

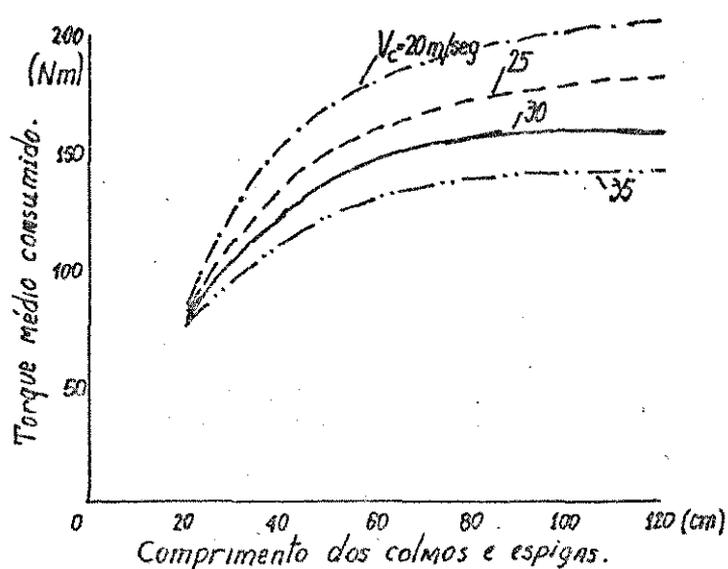


Figura 3.9 - Variação do torque em função da variação da velocidade periférica do cilindro e comprimento dos colmos em centeio.

Segundo ARNOLD, et al (3) com o aumento da umidade dos grãos e colmo, aumenta-se o requerimento de torque e potência.

O aumento da vazão e diminuição da velocidade de alimentação aumentam o torque e potência requeridos. (3)

Com o aumento da velocidade de alimentação a camada de vegetal distribui-se no interior do vão do cilindro de forma mais delgada (3).

A potência e torque consumida aumentam em cilindros de diâmetros inferiores a 53 cm e mantêm-se constantes a diâmetros maiores.

O demanda de torque reduziu linearmente com o aumento da velo-

cidade periférica e a potência aumenta com o aumento desta(3).

O aumento do comprimento do côncavo e redução na abertura entre o cilindro e côncavo aumentaram o consumo de torque e potência.

KANAFOJSKI, et al (14) obtiveram as respostas ao consumo de potência sob a variação de alguns fatores técnicos e culturais na trilha, tais como os mostrados na Figura 3.10.

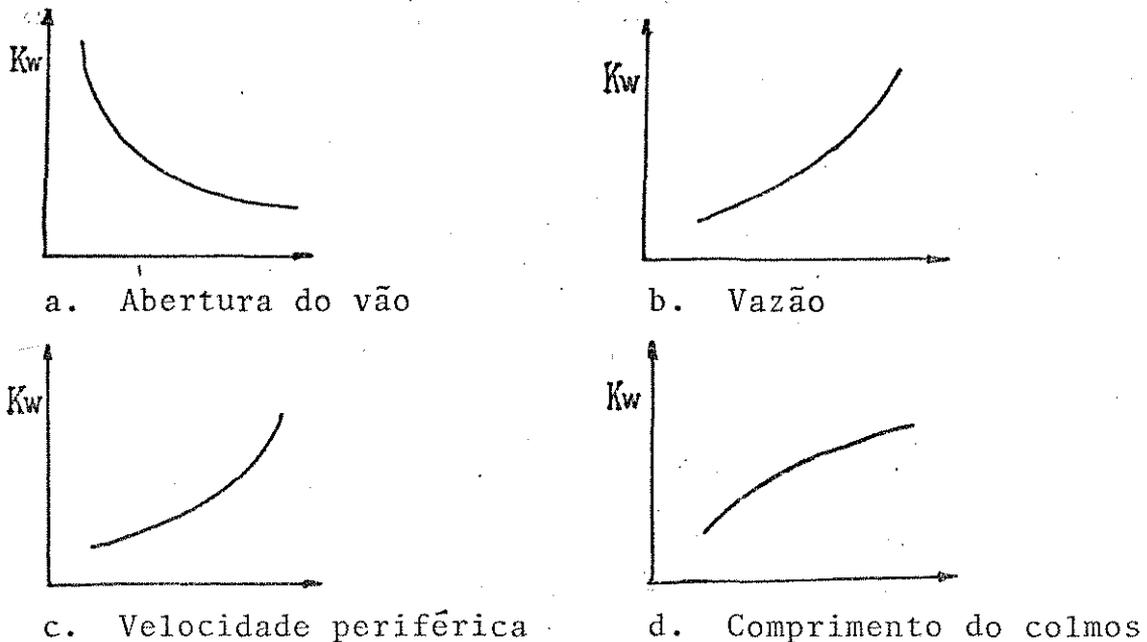


Figura 3.10 Fatores que afetam o consumo de potência na trilha.

JOHNSON, et alii(13) estudando a debulha de milho através do impacto de um peso que é deixado cair sobre a espiga a diferentes alturas e, portanto, diferentes energias cinéticas são consumidas até que ocorra toda a liberação dos grãos. Obteve que quanto maior a altura de queda (energia potencial), menor a energia total consumida na debulha. Porque com uma maior energia cinética aplicada uma maior quantidade de grãos foi submetida à tensão crítica de ruptura devido aos mais elevados níveis de impacto. Desta maneira, os impactos menores gastam mais energia inútilmente na deformação dos grãos e sua ligação com o sabugo, sem atingir sua liberação. Concluindo assim que a trilha é efetuada com cargas de impacto nos mecanismos práticos, pois maiores tensões são vencidas mais facilmente por cargas dinâmicas.

KANAFOJSKI, et al (14) cita que o eixo do cilindro está sujeito a forças de flexão e torção e, quanto maior a resistência no vão, maiores serão estas forças que imprimem uma redução na velocidade do cilindro ou frenagem.

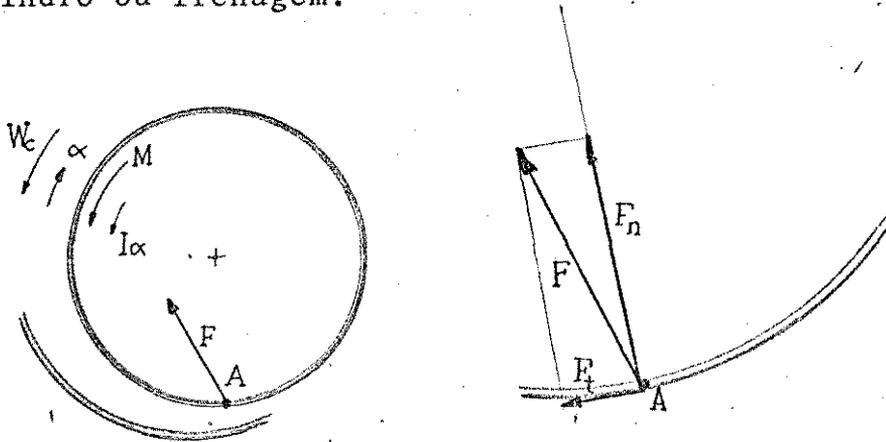


Figura 3.11 - Esquema das forças envolvidas no processo de trilha.

Simplificando-se o processo e considerando-se que uma força resultante (F), aplicada em (A) a um certo instante, exerce resistência à trilha, freando o cilindro (Figura 3.11), supondo-se que, para um certo ângulo (ξ) num intervalo de tempo Δt , a velocidade angular de rotação do cilindro decresce, de acordo com a expressão:

$$\Delta W = W_c - W ; \quad (3.11)$$

assumindo-se que o torque acionador seja constante e a componente tangencial de (F) seja (F_t), da 2ª Lei de Newton apresentada por MERIAN (20), teremos:

$$I \times \alpha = F_t \times R - M \quad (3.12)$$

(M) pode ser obtido através da fonte de potência disponível em Kw (FAIRES) (5), de sorte que:

$$M = \frac{P \cdot \eta \cdot 1000}{W} \quad (3.13)$$

Considerando-se todos os valores da equação 3.12 constantes, pode-se obter a aceleração angular (α) deste típico movimento uniformemente retardado.

Substituindo-se a equação 3.12 com equações cinemáticas obtém-se o ângulo (ζ) onde:

$$\zeta = \frac{(W_c^2 - W^2) \cdot I}{2 \cdot (F_t \cdot R - M)} \quad (3.14)$$

Quando o eixo do cilindro está submetido cargas elevadas o ângulo de frenagem (ζ) aumenta e as forças e momentos atingem seus valores máximos. KANAFOJSKI et al relatam que a redução de 25% na velocidade angular do cilindro faz com que freie completamente.

Em trigo e milho com vazão de 4 kg/s a resistência máxima à trilha observada foi de 3250 N e 5780 N, respectivamente.

A maior resistência do côncavo ocorre no interior do vão mais abaixo da saída, como foi visto na Figura 3.11.

3.5 - FORÇAS INTERNAS EXISTENTES EM UMA ESPIGA DE MILHO.

JOHNSON et alii(13) desenvolveram uma análise preliminar baseando-se nas características estruturais da espiga de milho. Propuseram as seguintes considerações no sentido de simplificar o processo:

- Os grãos são uniformes e rígidos, acoplados como vigas em balanço em um sabugo com características elásticas.
- O sabugo é considerado um cilindro elástico oco.

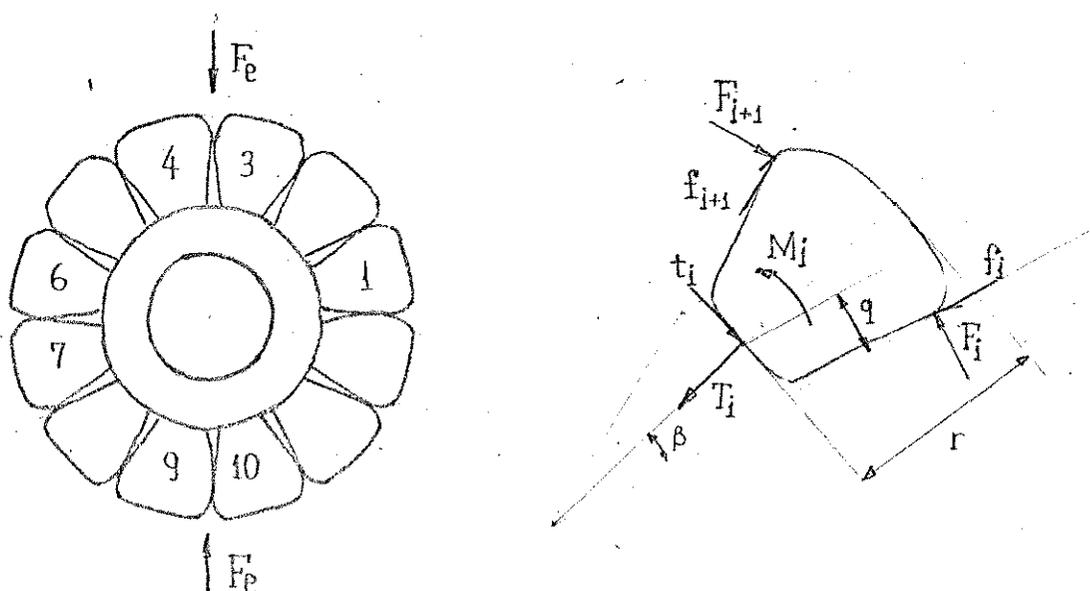


Figura 3.12 - Secção transversal de uma espiga sob carga e diagrama do corpo livre do iézimo grão.

Um conjunto de equações de forças e momentos em equilíbrio foram desenvolvidas, considerando-se somente um caso plano de aplicação de forças sobre o grão. Conseguindo-se 14 equações e 22 incógnitas para um só quadrante da espiga. Necessitando-se mais 8 equações para se resolver o sistema, que podem ser obtidas das equações constitutivas dos grãos e sabugo.

Quando uma força externa qualquer atua sobre a espiga como na Figura 3.12, a força F_e deve ser introduzida nas equações de equilíbrio.

Supondo-se que estas equações foram encontradas, então determinam-se as forças e momentos sobre os grãos, os quais são destacados quando a tensão exceder a tensão máxima de ligação do grão ao sabugo, (POPOV) (26), que vem a ser:

$$\sigma_i = \frac{T_i}{A_i} + \frac{M_i}{Z_i} \quad (3.15)$$

Estas considerações afirmam JOHNSON, et alii (13) somente são válidas desde que nenhum grão seja destacado e que a deformação dos grãos e sabugos não seja considerados, o que é uma limitação para a análise.

Ao se considerar o sabugo como um cilindro elástico ôco (13) a análise complica, fazendo com que surjam esforços sobre os grãos provenientes da deformação do sabugo, que podem ser determinados usando-se o teorema de Castigliano, dado por Timoshenco, segundo citação de JOHNSON et alii (13).

ANAZODO, et al (2) estudando mais recentemente as propriedades físicas do sabugo de milho e sua importância no processo de triagem, encontrou que pelas análises qualitativas e quantitativas de quatro modelos simplificados do sabugo de milho, ele concluiu que a simplificação que considera o sabugo um cilindro elástico homogêneo, não é válida. O comportamento é diferente do modelo proposto, pois o núcleo do sabugo, constituído de material mais mole desconsiderado por outros autores contribui substancialmente para as propriedades do sabugo em geral.

CAPÍTULO 4

MATERIAL E MÉTODOS

O presente capítulo apresenta uma descrição sumária do material utilizado neste trabalho, tão bem como uma discussão suscinta da metodologia de pesquisa. Nisto se inclui um planejamento estatístico do levantamento de dados.

4.1 - MATERIAL .

4.1.1 CARACTERIZAÇÃO DA ESPIGA DE MILHO.

Foram utilizadas espigas de milho das variedades Híbrido 7976 e Híbrido 511, sendo que a primeira foi colhida em 1983 e a segunda em três épocas diferentes de 1984.

A caracterização das espigas utilizadas, segundo parâmetros propostos por JOHNSON, et al (12), são mostrados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Características físicas médias das espigas de milho

VARIEDADE	CO (cm)	DMA (cm)	DME (cm)	PET (g)	PP (g)	PS (g)	G/P	NF	NG/F	UM %
HIB. 511	19	5,1	4,9	283	44	42	2,29	10-16	40	14,5
HIB. 7976	17	4,3	4,0	220	23	40	2,49	10-14	42	14,5

4.1.2 DEBULHADORA.

Foi utilizado uma debulhadora de milho da marca Penha modelo EDALTA 100 (Figura 4.1) composta de um eixo com pás batedoras girando no sentido anti-horário (Figura 4.2.a), envolvidas por um cilin -

dro perfurado (Figura 4.3) no qual os grãos são separados da palha que são transportadas axialmente ao eixo. Possui uma ventoinha com aletas dispostas sobre um disco de aço (Figura 4.2.b) que lança a palha fora do invólucro.

4.1.3 TRATOR

Foi utilizado como fonte de potência, a tomada de potência do trator MF 235 com relação de transmissão motor/eixo TDP de $R_t = 50/18$ dentes.

No motor do trator, Perkins 3 cilindros, diesel com rotação máxima de $W_t = 230,4$ rad/s (2200 rpm) e rotação mínima de $W_t = 73,3$ rad/s (700 rpm) e a máxima potência $P_{max} = 31,4$ Kw (42,7 cv) desenvolvido a $W_t = 210$ rad/s (2000 rpm) e o momento torsor máximo $T_t = 153,9$ N.m (15,7 Kgf.m) a $W_t = 136,1$ rad/s (1300 rpm).

4.1.4 DINAMÔMETRO DE TORÇÃO (TORQUÍMETRO)

O torquímetro utilizado foi desenvolvido por SEGEREN (25) composto de um eixo com diâmetro externo $D_e = 45.10^{-3}$ m, diâmetro interno de $D_i = 16,5.10^{-3}$ m e comprimento de $L = 75.10^{-3}$ m que é a parte sensível, onde foram colados 4 extensômetros a 45° em relação ao eixo, ligados em ponte de Wheatstone. Os sinais são coletados por um anel de quatro canais, com duas escovas de platina, que deslizam sobre os anéis coletores de cobre.

4.1.5 PONTE AMPLIFICADORA E MILIVOLTÍMETRO

Empregou-se uma ponte amplificadora construída no Departamento de Engenharia Agrícola da FEAA - UNICAMP, pelo Professor Dr. Cheu-Shang Chang, dotada de quatro canais fornecendo $U = 10$ volts em

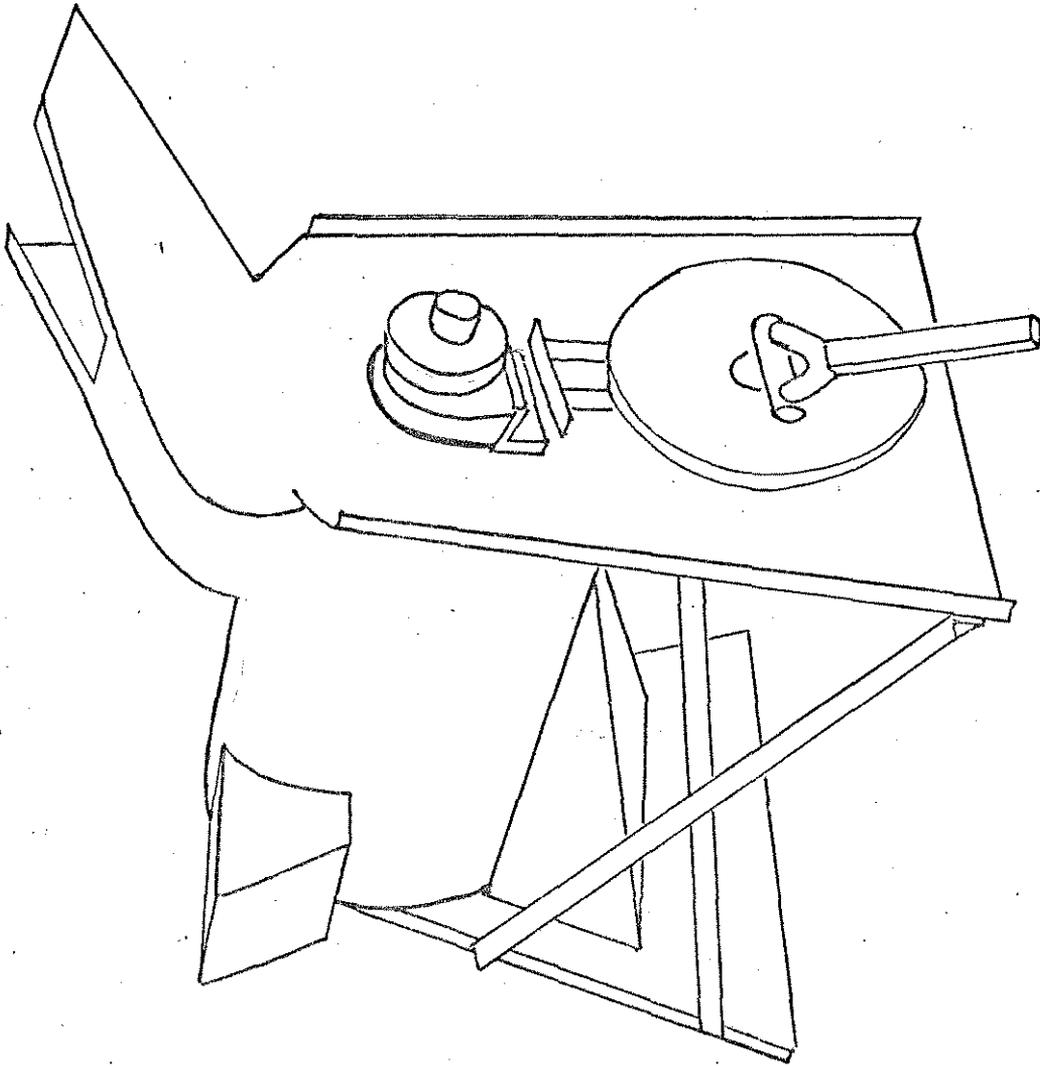


Figura 4.1 Desenho esquemático da debulhadora EDALTA 100

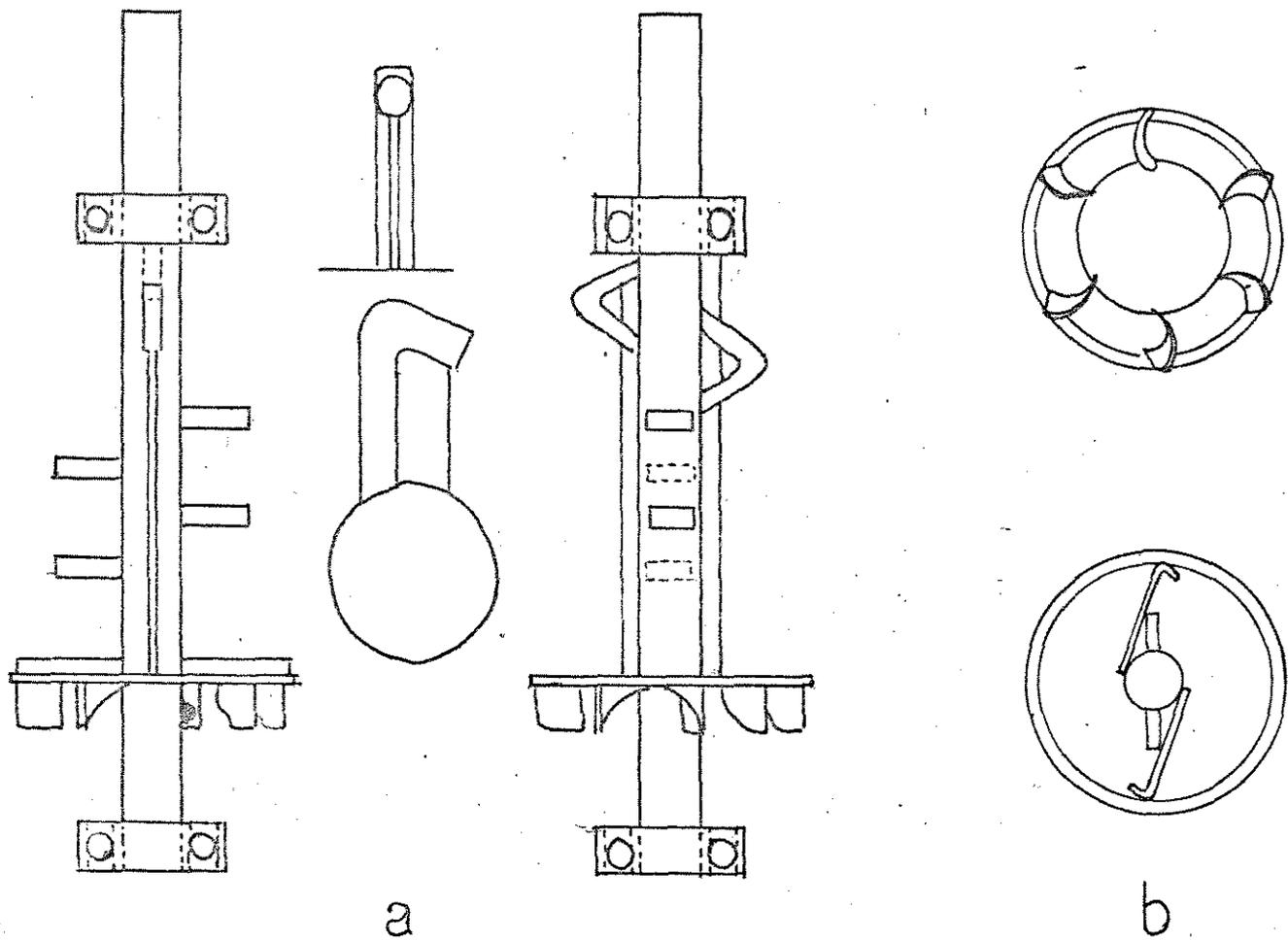


Figura 4.2 - Desenho esquemático do eixo de pás batedoras e ventonhia.

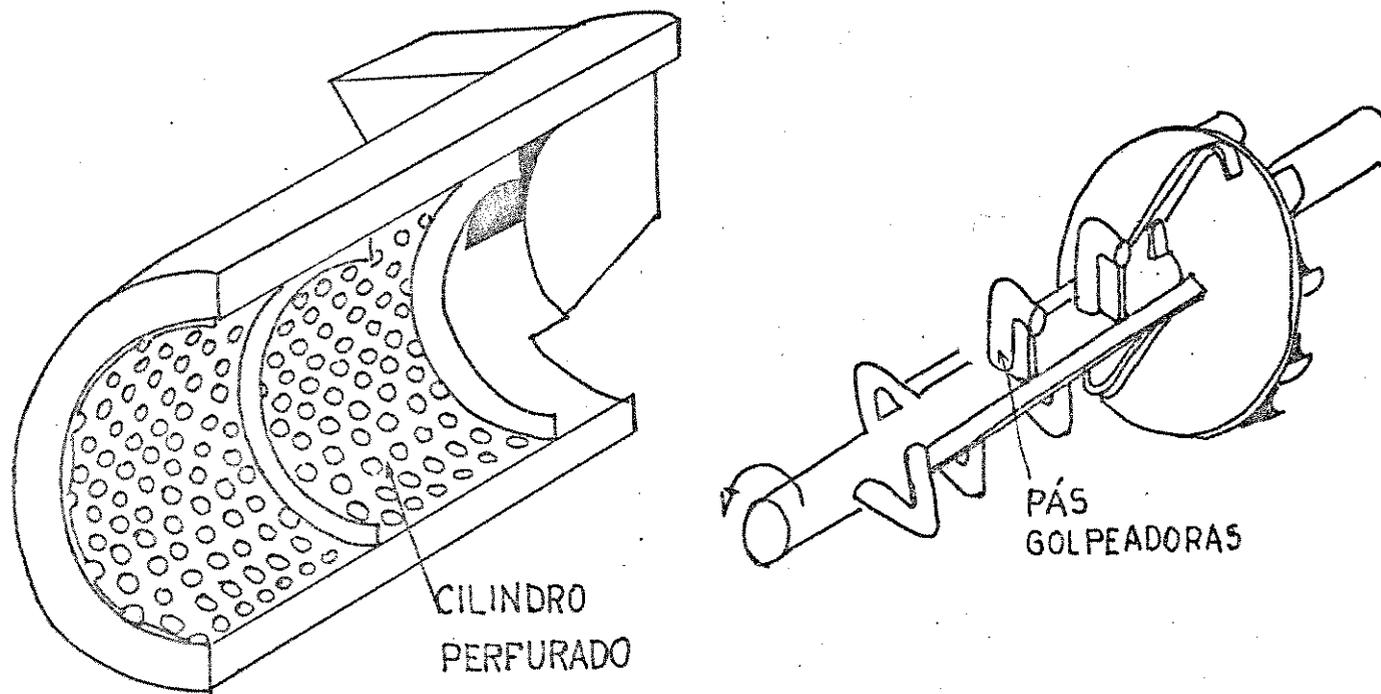


Figura 4.3 - Desenho em perspectiva do eixo e cilindro perfurado.

uma onda portadora de 5 KHz para alimentação da ponte de Wheatstone oferecendo uma amplificação constante.

A ponte amplificadora modelo PR9308 de frequência portadora da Philips, foi empregada com efeito de se determinar que amplificação era obtida com o amplificador citado acima. Esta ponte fornece uma voltagem de $U = 1,2,4$ ou 10 volts em onda portadora de 5 KHz amplificando sinais desde $U_s = 0,1$ à 200 mV para fundo de escala. Este foi acoplado a um milivoltímetro da Philips modelo PM2421, digital com medida de voltagem, amperagem e resistência.

4.1.6 REGISTRADOR OSCILOGRÁFICO.

Foi usado o oscilógrafo da marca Hewlett Packard, modelo HP 7404A, com quatro canais, com papel e canetas para escrita a tinta, e velocidade da carta regulável de 5 mm/min a 200 mm/s.

A sensibilidade é regulável na faixa de $U_s = 20$ mV/divisão a 5 V/div.

4.1.7 CALIBRADOR DE TORQUE.

Foi empregado um calibrador de torque construído por SEGEREN (25) em que a cada unidade de peso (N) aplicado sobre um braço de alavanca, causa um torque de 10 N.m no eixo do torquímetro.

4.1.8 TACÔMETRO.

A velocidade angular das polias da debulhadora foram determinadas com um tacômetro sem contacto, modelo Microtest F44, com sensor óptico por emissor de luz infra-vermelho, digital e com faixa de leitura de 70 a 99990 rpm.

4.1.9 MÁQUINA UNIVERSAL DE ENSAIOS.

Foi empregado um aparelho de marca Instron modelo 1130, composto de uma célula de carga com limite máximo de 50 kgf para força e compressão do espécime. O cabeçote que desloca a célula de carga possui velocidade variável de 5 a 800 cm/min.

O registro é feito com pena móvel em papel milimetrado com velocidade controlada de 4 a 100 cm/min.

4.1.10 DISPOSITIVO PARA TESTE DE DEBULHA.

Foi construído um dispositivo de adaptação na Máquina Universal de Ensaio, para se determinar o esforço de torção na debulha de uma espiga, tal como pode ser visto na Figura 4.4. Ao movimento descendente do cabeçote que é ligado ao braço de alavanca do dispositivo por um cabo de aço, causa uma deformação angular na espiga e destaca os grãos.

Outro dispositivo foi construído para se determinar o esforço necessário para se debulhar os grãos axialmente ao eixo da espiga podendo ser visualizado na Figura 4.5.

4.1.11 DETERMINADOR DE UMIDADE.

Da marca Burrows, utilizado para milho e outros tipos de sementes; é digital e trabalha com 250 g de grãos por amostra.

4.1.12 PÊNDULO DE TORÇÃO

Empregou-se uma barra de torção para se determinar experimentalmente o momento de inércia das peças do sistema.

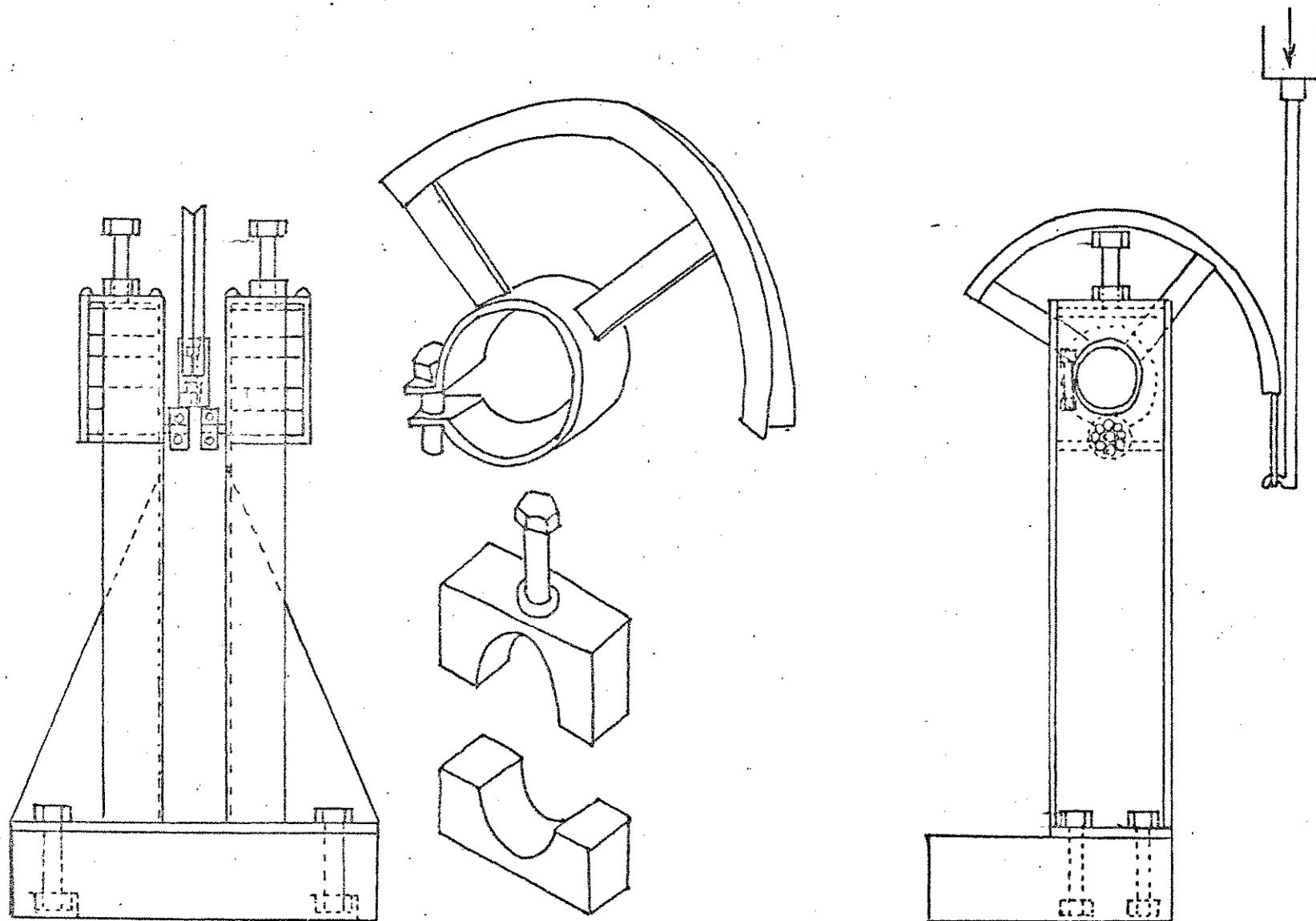


Figura 4.4 - Desenho do dispositivo para teste de debulha por torção na espiga

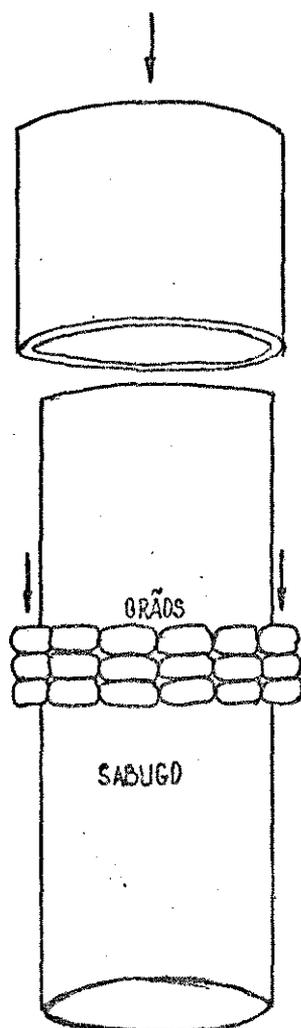


Figura 4.5 - Desenho do dispositivo para teste de debulha por esforço vertical na espiga.

4.1.13 OUTROS EQUIPAMENTOS.

Foi usada uma balança da marca Marte com carga máxima de 1610 gramas e precisão de 0,1 g, bem como um planímetro, marca Planimeter, modelo Zero Setting Device, com traço óptico de leitura, empregado para se determinar o torque na debulha.

4.2 - MÉTODOS.

4.2.1 PLANEJAMENTO DO EXPERIMENTO.

Em todos os experimentos foi utilizado o delineamento estatístico inteiramente casualizado (GOMES e SPIEGEL), com quatro repetições.

Nos estudos de consumo de torque na debulha foram utilizados duas variedades, Híbrido 7976 e Híbrido 511 com três velocidades periféricas das pás rotativas e três vazões de alimentação. A variedade Híbrido 7976 foi avaliada com umidade de 14,26% e a Híbrido 511 com três outras umidades (14,89; 20,27 e 28,8).

Os tratamentos foram escolhidos em função da alta resposta a parâmetros avaliados, citados por vários autores (3,9,12,14).

A escolha da faixa de variação dos tratamentos foi baseada na recomendação do fabricante e referências bibliográficas.

Os tratamentos encontram-se detalhados na Tabela 4.2.

Nas determinações de perdas de grãos, a velocidade tangencial do cilindro de 15, m/s foi utilizada em todas as combinações.

As demais velocidades foram combinadas com a variação de vazão nas variedades Hib 7976 e Hib 511, a 20,27% de umidade.

Nas determinações de danos aos grãos, a velocidade do cilindro de 15,29 m/s foi estudada também com todas as combinações e as de-

Tabela 4.2 - Combinações de fatores testados, para a avaliação do torque consumido na debulha. TRATAMENTOS.

	VARIEDADE	% UMIDADE	VELOC. PER. (m/s)	VAZÃO (Kg/s)	VAZÃO (Esp/s)
1	HIB 7976	14,26	10,2	0,22	1
2	"	"	"	0,33	1,5
3	"	"	"	0,44	2
4	"	"	12,74	0,22	1
5	"	"	"	0,33	1,5
6	"	"	"	0,44	2
7	"	"	15,29	0,22	1
8	"	"	"	0,33	1,5
9	"	"	"	0,44	2
1	HIB 511	14,89	10,2	0,283	1
2	"	"	"	0,424	1,5
3	"	"	"	0,566	2
4	"	"	12,74	0,283	1
5	"	"	"	0,424	1,5
6	"	"	"	0,566	2
7	"	"	15,29	0,283	1
8	"	"	"	0,424	1,5
9	"	"	"	0,566	2
1	"	20,27	10,2	0,283	1
2	"	"	"	0,424	1,5
3	"	"	"	0,566	2
4	"	"	12,74	0,283	1
5	"	"	"	0,424	1,5
6	"	"	"	0,566	2
7	"	"	15,29	0,283	1

	VARIEDADE	% UMIDADE	VELOC.	VAZÃO	VAZÃO
			PER. (m/s)	(Kg/s)	(Esp/s)
8	HIB 511	20,27	15,29	0,424	1,5
9	"	"	"	0,566	2
1	"	28,8	10,2	0,283	1
2	"	"	"	0,424	1,5
3	"	"	"	0,566	2
4	"	"	12,74	0,283	1
5	"	"	"	0,424	1,5
6	"	"	"	0,566	2
7	"	"	15,29	0,283	1
8	"	"	"	0,424	1,5
9	"	"	"	0,566	2

mais velocidades foram somente combinadas com a variação de vazão da variedade Hib 511 a 20,27% de umidade.

Foi efetuada a análise de variância, calculando-se o coeficiente de variação, desvio padrão, erro padrão das médias e aplicação do teste de comparação de médias de Tukey.

4.2.2 CONDUÇÃO DA LAVOURA DE MILHO.

O experimento foi conduzido na área experimental da FEAA da UNICAMP sendo que a variedade Hib 7976 foi cultivada durante o ano agrícola 1982/83, e colhido de 10 a 20 de maio de 1983, armazenando-se em espigas em silos espurgados periodicamente.

A variedade Hib 511 foi cultivada no ano agrícola 1983/84 semeada em 8 de setembro de 1983 e colhida em três épocas diferentes,

com o objetivo de se variar a umidade dos grãos, respectivamente 24/01/84, 03/02/84 e 14/02/84.

4.2.3 ACOPLAMENTO DA DEBULHADORA AO TRATOR.

Ao torquímetro acoplado na TDP do trator e fixado à barra de tração por um sistema de molas, isolando-se vibrações, acoplou-se uma junta universal nivelada ao solo, que acionava uma polia maior e esta, através de uma correia trapezoidal tipo C, acionava outra polia (Figura 4.), com relação de transmissão de $Z_e = 3,395$ e deslizamento da correia em torno de 0,4%, sendo abaixo do limite recomendado a correias (5), resultando numa relação de transmissão dinâmica de $Z_d = 3,381$.

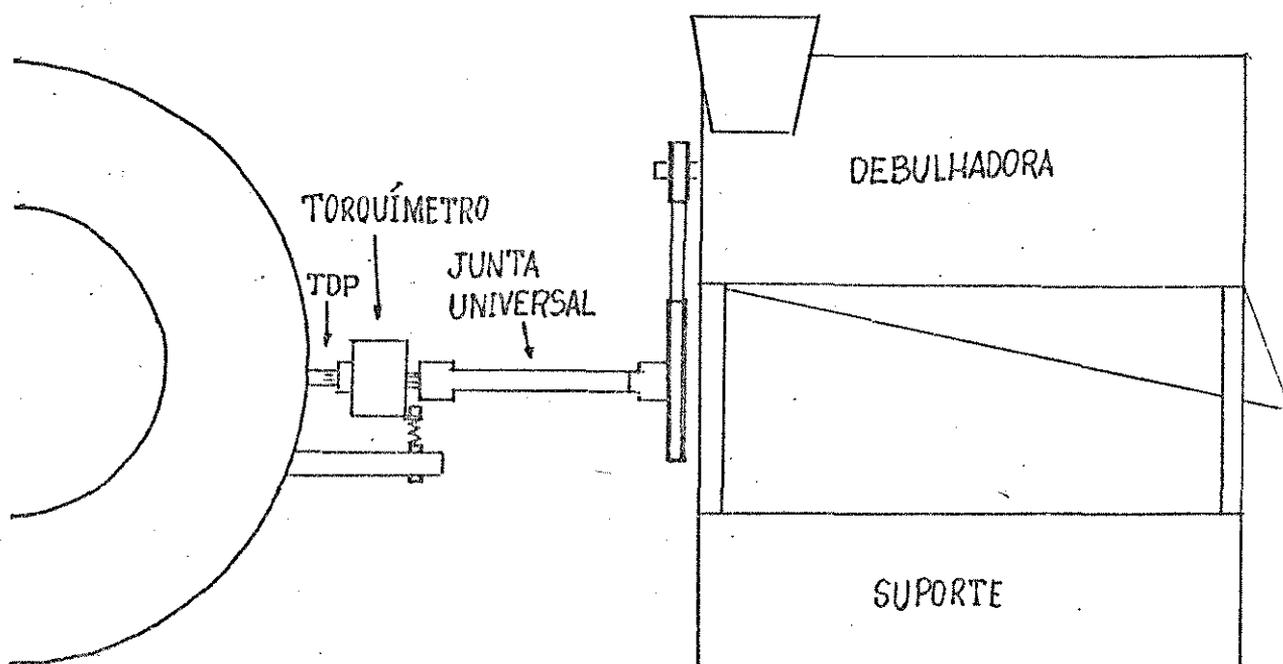


Figura 4.6 - Esquema do acoplamento da debulhadora ao trator.

4.2.4 CALIBRAÇÃO DO TORQUÍMETRO.

O torquímetro foi calibrado estaticamente até o torque de 123,7 N.m (12,6 Kgf.m), utilizando-se separadamente os dois amplificadores. Com a ponte amplificadora PR9308 e o milivoltímetro digital, obteve-se uma leitura direta do sinal enviado do torquímetro solicitado. Como pode-se ver na figura 4.7.

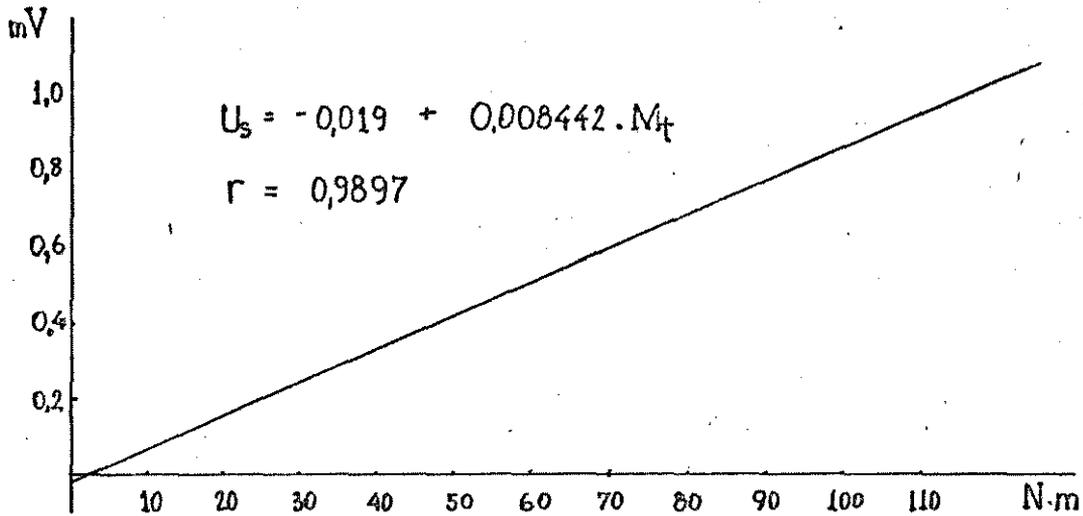


Figura 4.7 - Curva de calibração do torquímetro obtendo-se o sinal direto com o amplificador PR9308 e milivoltímetro PM2421.

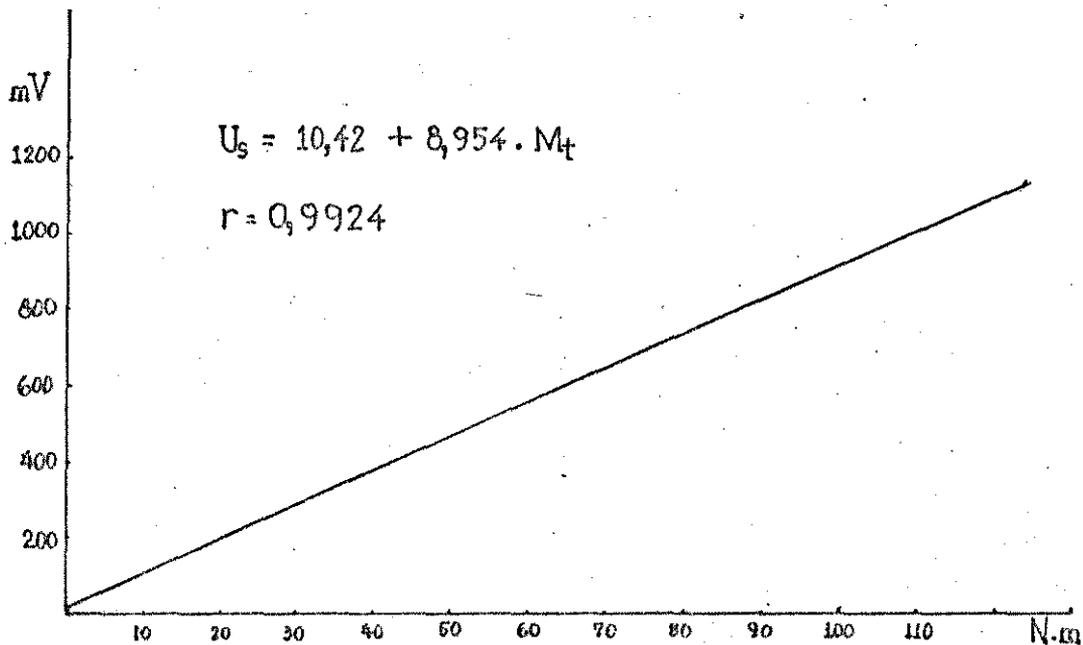


Figura 4.8 - Curva de calibração do torquímetro, usando-se o amplificador construído por Cheu-Shang Chang e registrador HP 7404A

Com a ponte amplificadora desenvolvida no Departamento de Engenharia Agrícola FEAA-UNICAMP, acoplada ao registrador e sensibilizada regulada para 20 mV/div da carta, obteve-se uma curva pré-amplificada mostrado na Figura 4.8. Para se conhecer a amplificação correta foi dividido o coeficiente 8,954 da Figura 4.8 pelo coeficiente 0,008442 da Figura 4.7, conseguindo-se o valor de 1060, que significa a amplificação que se obtém com amplificador construído pelo Dr. Cheu-Shang Chang.

4.2.5 DETERMINAÇÃO DE TORQUE.

As leituras de demanda de torque na debulha foram registradas com a carta se movimentando a 10 mm/s e a sensibilidade do pré-amplificador do registrador regulada em 20 mV/divisão da carta. o torque obtido foi registrado em um gráfico na carta do registrador em divisões que para se obter o seu valor médio exigido na trilha, foi realizado a integração da curva, com o auxílio do planímetro.

Considerando-se que uma divisão equivale a 20 mV e que o amplificador magnifica o sinal do torquímetro de 1060 vezes e considerando-se que da equação $U_s = -0,019 + 0,008442 \cdot M_t$ a constante $-0,019$ pode ser desprezada apoiado no fato que o torquímetro esta em sua fase elástica e deverá zerar o sinal quando não solicitado, obtém-se:

$$U_s = 0,008442 \cdot M_t \quad (4.1)$$

Considerando-se também que a relação de transmissão do torquímetro acoplado ao eixo de pás rotativo é $Z_d = 3,381$, chega-se à seguinte expressão:

$$T = \frac{L_e \times 20\text{mV/div}}{1060 \times 0,008442 \times 3,381} = L_e \times 0,66105$$

4.2.6 DETERMINAÇÃO DE PERDAS.

Cada parcela compoz-se de quatro espigas, debulhadas segundo os tratamentos estabelecidos no capítulo 4.2.1. Os grãos considerados perdidos foram coletados juntamente com a palha não separada pelo cilindro perfurado, sendo isolados e pesados. Posteriormente, determinou-se a relação entre os grãos perdidos e debulhados, definindo-se sua porcentagem de perdas.

4.2.7 DETERMINAÇÃO DOS DANOS.

Dos grãos debulhados definiu-se uma amostra de 100 gramas separando-se e pesando-se todos os grãos quebrados, lascados e trincados e assim determinando-se a porcentagem de danos nos grãos.

4.2.8 DETERMINAÇÃO DO ESFORÇO PARA SE DESTACAR FAIXAS DE GRÃOS DAS ESPIGAS.

Com o dispositivo mostrado na Figura 4.4, realizou-se a debulha por torção, usando-se braçadeiras que agarravam a espiga descaçada em cinco diferentes faixas de largura (1,1; 1,6; 2,1; 3,1 e 3,6 cm)

A velocidade do cabeçote (com célula de carga), foi de 20 cm/min a velocidade da carta, de 4 cm/min e, o braço de torque, de 11,1 cm. Onde pode-se determinar o momento torsor máximo para se destacar os grãos e a energia consumida, considerando-se que a energia seja igual ao torque vezes a deformação angular. Embora esta informação não fosse possível, pois não se determinou o deslizamento da braçadeira sobre os grãos.

Os grãos foram destacados, também, axialmente ao eixo principal da espiga, determinando-se a força e deformação total e, portanto, a

força máxima e energia para se destacar 1, 2, 3 e 4 diferentes anéis de grãos (Figura 4.5)

A velocidade do cabeçote foi de 2 cm/min e da carta de 10 cm/min.

4.2.9 DETERMINAÇÃO DO MOMENTO DE INÉRCIA.

O método empregado foi o do pêndulo de torção citado por Shigley (27) onde, pela medida da frequência natural e pelo conhecimento da constante de mola do cabo, pode-se chegar diretamente ao momento de inércia de massa, assim:

$$f_n = \frac{1}{2.\pi} \sqrt{\frac{K}{I}} \quad (4.3)$$

$$K = \frac{G \times J_x}{h} \quad (4.4)$$

$$J_x = \frac{\pi \cdot D^4}{32} \quad (4.5)$$

A constante (K) pode ser verificada por meio de uma massa de inércia conhecida.

4.2.10 OUTRAS DETERMINAÇÕES.

Determinou-se o torque para se debulhar 1, 2, 3 e 4 espigas da variedade Hib 7976 com casca, a 14,26% de umidade e uma espiga com e sem casca, das variedades Hib 7976 e Hib 511 com 14,26% e 20,27% de umidade respectivamente.

Foi determinado também o torque para se debulhar 8 espigas a

uma vazão constante de uma espiga por segundo, da variedade Hib 511 a 14,89% de umidade, com velocidades periféricas do eixo de pás rotativas de: 7,14 ; 8,16 ; 9,16 ; 10,2 ; 11,22 ; 12,24 ; 13,25 ; 14,27 ; 15,29 ; 16,31 e 17,33 m/s, equivalente a 700 a 1700 rpm da TDP do trator.

5623/BC

CAPÍTULO 5

TEORIA PROPOSTA

5.1 - FATORES QUE AFETAM O CONSUMO DE FORÇA E POTÊNCIA NA DEBULHA.

Desenvolvendo-se a equação 3.2 do capítulo 3.4, e não considerando-se mais a massa alimentada por unidade de tempo (Q) e sim a massa impactada no interior do vão por unidade de tempo (Q'), tem-se:

$$F_t = F_g + F_g = Q' \cdot V_m + F_n \cdot \mu \quad (3.2)$$

Várias suposições devem ser feitas para que haja concordância com os dados experimentais mencionados.

A força tangencial de resistência à trilha aumenta, mostrada no capítulo 3.4, com o aumento de vazão, redução da velocidade periférica do cilindro, aumento da umidade dos grãos, redução na velocidade de alimentação, aumento do comprimento do côncavo, redução da abertura entre o cilindro e o côncavo e com a redução do diâmetro do cilindro.

Quanto maior a velocidade do cilindro e de alimentação, mais fina será a camada de vegetal no vão e, portanto, menor a massa golpeada num mesmo intervalo de tempo, e assim a vazão do material no interior do vão será função inversa desses dois fatores citados, ou seja:

$$Q = f(V_c, V_o) \quad (5.1)$$

Quanto maior a vazão, maior a velocidade do material e quanto maior a velocidade do cilindro e de alimentação maior será a velocidade do material no interior do vão; então:

$$V_m = f(Q, V_c, V_o) \quad (5.2)$$

Com o aumento da velocidade do cilindro, maior será a força im

pactadora liberando maior número de grãos da espiga, por atingirem mais facilmente a tensão de ruptura, resultando que menor resistência à trilha será oferecida com o aumento da velocidade periférica, então:

$$F_g = f(V_c) \quad (5.3)$$

A força normal(F_n) exercida pelas barras sobre o vegetal comprimido depende da pressão de compressão (p_r) deste material, visto nas equações 3.8 ou 3.10. Assim quanto menor a abertura do vão entre as barras do cilindro e côncavo, tanto maior a vazão e ou espessura da camada de vegetal ou seja, todos os fatores que promovam uma maior compressão da camada trilhada, maior será a pressão e consequentemente a força normal (F_n).

Em função das características físicas do material (como umidade, módulo elasticidade), pode-se determinar a sua pressão normal em função de uma deformação imposta. Assim:

$$p_r = f(Cultura, UM, V_c, V_o, Q, G/P) \quad (5.4)$$

O coeficiente de atrito, como citado no capítulo 3.4 é função:

$$\mu = f(Cultura, G/P, UM, V_c, Projeto e Material da Barra) \quad (5.5)$$

Desta forma a equação de resistência à trilha pode ser obtida através de dados experimentais levantados, em função dos fatores que afetam o desempenho da trilhadora.

CAPÍTULO 6

RESULTADOS E DISCUSSÕES

6.1 - RESULTADOS E DISCUSSÃO SOBRE PERDAS DE GRÃOS.

6.1.1 RESULTADOS.

Os resultados de perdas de grãos na unidade de trilha com pás rotativas e fluxo axial do material, estão mostrados na tabela 6.1, cujos tratamentos foram detalhados no capítulo 4.2.1.

Tabela 6.1 - Porcentagem de perdas de grãos em função da variação da velocidade periférica do cilindro, vazão de alimentação, e umidade dos grãos de duas variedades de Milho.

TRATAMENTO	% PERDAS	TRATAMENTO	% PERDAS	TRATAMENTO	% PERDAS
HIB5111	7 7,0 a	HIB511 1	6,2 a	HIB7976 1	5,1 a
14,89%	8 5,7 abc	20,27%	2 5,8 a	14,24%	2 4,7 a
UMIDADE	9 6,4 ab	UMIDADE	3 5,5 a	UMIDADE	3 3,4 a
	7 3,4 cd		4 3,3 a		4 4,4 a
20,27%	8 4,1 bcd		5 4,5 a		5 4,1 a
UMIDADE	9 4,2 bcd		6 3,7 a		6 3,1 a
	7 2,4 d		7 3,4 a		7 4,4 a
28,8%	8 3,3 cd		8 4,1 a		8 3,0 a
UMIDADE	9 3,7 bcd		9 4,2 a		9 2,6 a
F	** (1%)		* (10%)		* (10%)
\hat{m}	4,47		4,52		3,87
S	1,187		1,56		1,23
CV	26,57%		34,5%		31,76%
S(\hat{m})	0,594		0,78		0,615
d.m.s.	2,829		3,717		2,931

6.1.2 DISCUSSÃO

Como pode ser observado na Figura 6.1, as perdas diminuíram com o aumento da umidade dos grãos na trilha da variedade Hib 511. Sabe-se que as espigas trilhadas possuem uma alta relação grão/palha (2,29) e que o rotor de pás batedoras permite uma grande amplitude de vibração da massa pelos largos espaços existentes entre as barras. Com o aumento da umidade, menos elástico se torna o grão, dificultando com que ele seja ricocheteado no interior do invólucro do cilindro perfurado, facilitando, assim, o seu maior contacto com a superfície do côncavo e maior separação, ou seja, menores perdas de grãos.

A Tabela 6.1 mostra que não houve diferença significativa ao nível de 5% de probabilidade entre as médias dos tratamentos de diferentes umidades, com exceção dos tratamentos com a velocidade de 15,29m/s do cilindro e vazão de 0,283 kg/s fixos, da variedade Hibrido 511, entre as umidades de 14,89 e 20,27%.

Não houve diferenças significativas quando variou-se a vazão de alimentação, embora observa-se na Figura 6.1 uma tendência de se reduzir as perdas, quem sabe pelas mesmas razões propostas acima, pois aumentando-se a quantidade de material na unidade de trilha dificulta o ricochetear dos grãos, permitindo maior separação.

Quando a umidade dos grãos foi mais elevada com o aumento da vazão houve uma tendência de aumento das perdas de grãos, quem sabe em função de sua menor elasticidade, reduzindo a sua movimentação no interior do cilindro perfurado, sendo que a maior quantidade de palha, obtida com a maior vazão, dificultou a penetração dos grãos na massa vegetal e separação nos orifícios.

Com respeito à variação de velocidade do cilindro observa-se na Figura 6.1, com as variedades Hib 7976 e Hib 511 à 20,27% de umidade, que com o aumento desta, houve uma redução nas perdas, embora sem apresentar diferenças significativas.

6.2 - RESULTADOS E DISCUSSÃO SOBRE DANO NOS GRÃOS

6.2.1 RESULTADOS

Os resultados de danos aos grãos são mostrados na tabela 6.2 sendo que os tratamentos são detalhados no capítulo 4.2.1.

Tabela 6.2 - Porcentagem de danos aos grãos em função da variação da velocidade periférica do cilindro, vazão de alimentação, umidade dos grãos de duas variedades de milho.

TRATAMENTO	% DANOS	TRATAMENTO	% DANOS	TRATAMENTO	% PERDAS
HIB511	7 1,1 c	HIB511	1 1,8 a		
14,89%	8 1,7 c	20,27%	2 2,0 a		
UMIDADE	9 1,9 bc		3 2,5 a		
	7 2,9 bc		4 1,9 a		
20,27%	8 3,5 abc		5 1,6 a		
UMIDADE	9 3,2 bc		6 1,9 a		
	7 5,9 abc		7 2,9 a	HIB7976	7 2,1
28,8%	8 6,2 ab		8 3,6 a	14,24%	8 2,0
UMIDADE	9 7,8 a		9 3,2 a	UMIDADE	9 2,5
F	** (1%)		* (10%)		
\hat{m}	3,82		2,39		
S	1,827		0,92		
CV	47,82		38,5		
S(\hat{m})	0,913		0,46		
d.m.s	4,352 (5%)		2,191 (5%)		

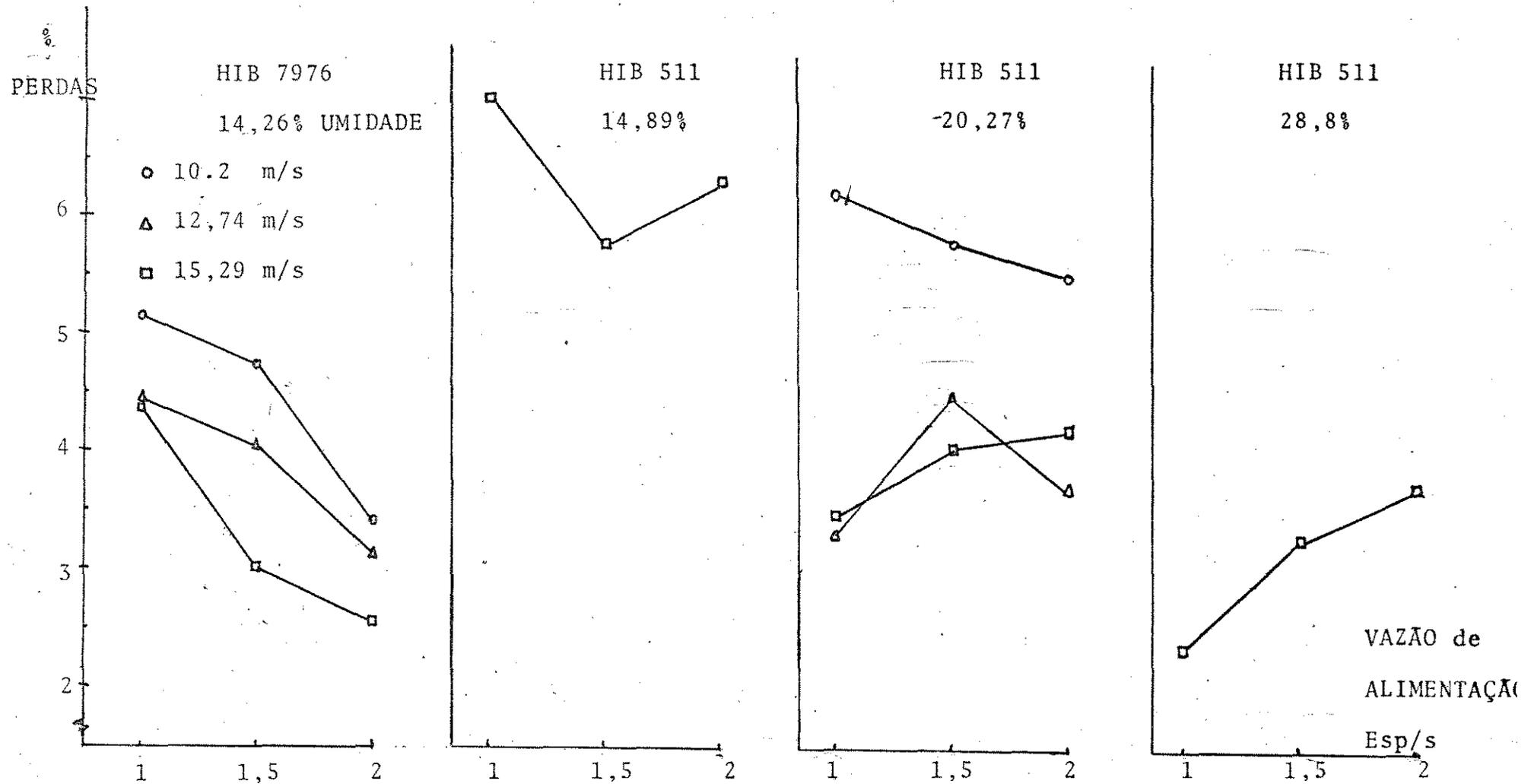


Figura 6.1 - Porcentagem de perdas de grãos em função da variação da velocidade periférica do cilindro, vazão de alimentação e umidade dos grãos de duas variedades de Milho.

6.2.2 DISCUSSÃO

A discussão deste capítulo deve ser acompanhada dos resultados apresentados na Tabela 6.2 e Figura 6.2.

Observou-se uma tendência de aumento dos danos aos grãos com o aumento de umidade na variedade Hib 511 a 15,29 m/s de velocidade do cilindro, concordado com o encontrado por outros autores.

Aumentando-se a vazão de alimentação percebeu-se um aumento dos danos, apesar de não ter sido apresentado diferenças significativas, como pode-se observar na tabela 6.2.

Não houve diferenças significativas nos danos causados pela variação da velocidade periférica, embora à velocidade de 15,29 m/s tenha-se apresentado superior as demais quanto a porcentagem de danos.

6.3 - RESULTADOS SOBRE TORQUE E POTÊNCIA.

Os resultados de torque (N.m) e potência (Kw) consumidos na debulha de milho com a debulhadora de pás rotativas de fluxo axial estão mostradas nas Tabelas 6.3 e 6.4. Os tratamentos foram detalhados no capítulo 4.2.1.

6.4 - DISCUSSÃO SOBRE TORQUE e POTÊNCIA.

Os dados obtidos concordam de forma qualitativa com as informações bibliográficas.

O torque consumido aumenta com a redução da velocidade do cilindro, aumento de vazão e aumento de umidade dos grãos como pode ser visualizado na figura 6.3. Embora as diferenças significativas, somente foram obtidas quando utilizou-se a variedade Hib 511 nas uni

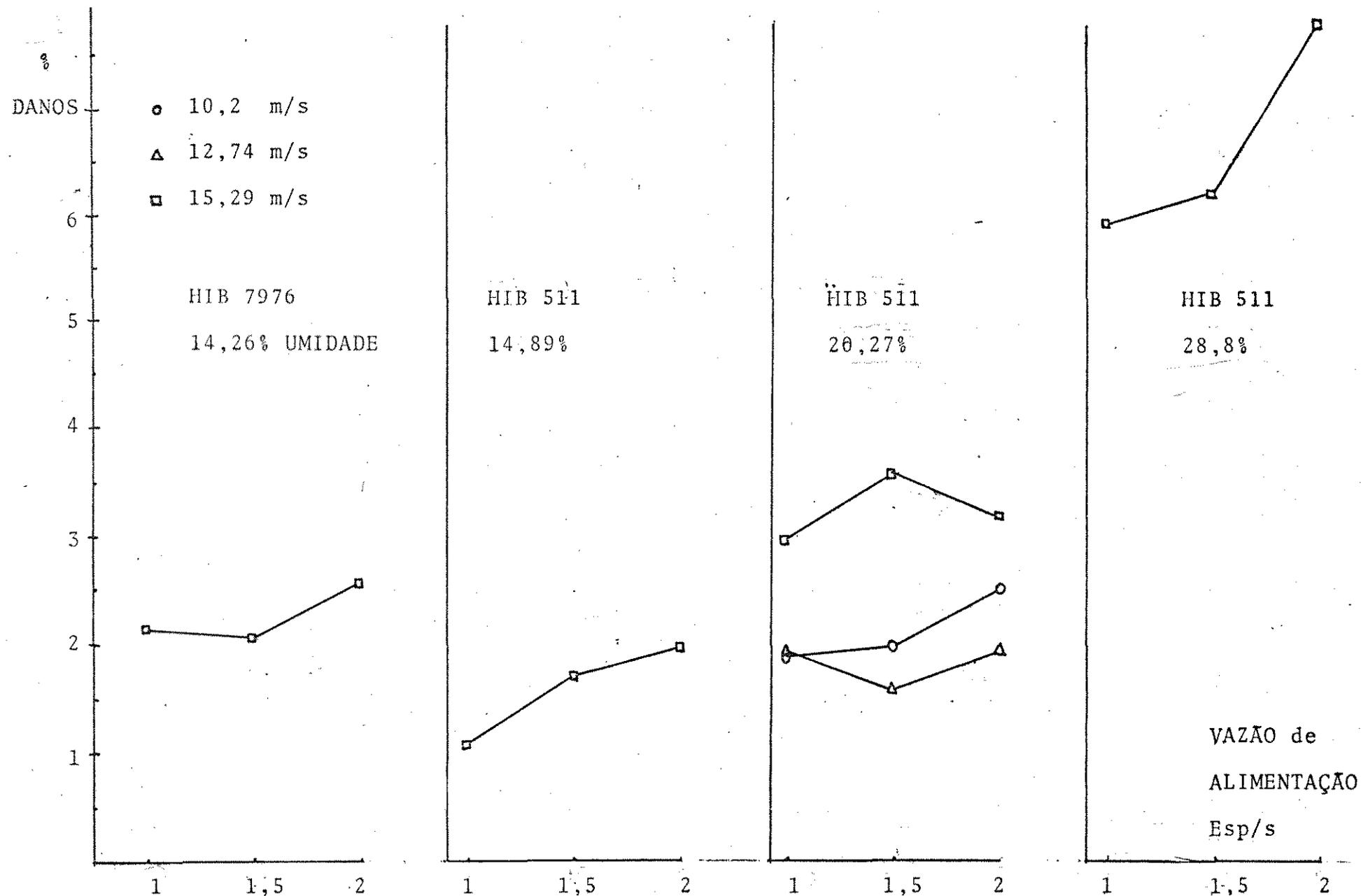


Figura 6.2 - Porcentagem de danos aos grãos em função da variação da velocidade periférica do cilindro, vazão de alimentação e umidade dos grãos de duas variedades de ilho.

Tabela 6.3 - Torque em N.m , demandado na debulha de milho em função da variação da velocidade periférica do cilindro, vazão de alimentação e umidade dos grãos de duas variedades diferentes.

TRAT.	TORQUE	TRAT.	TORQUE	TRAT.	TORQUE	TRAT.	TORQUE
	N.m		N.m		N.m		N.m
HIB7976	1 1,94a	HIB511	1 2,35ab	HIB511	1 2,95 bc	HIB511	1 3,90a
14,26%	2 2,23a	14,89%	2 2,84a	20,27%	2 4,07ab	28,8%	2 4,36a
UMID.	3 2,67a	UMID.	3 2,89a	UMID.	3 4,68a	UMID.	3 5,45a
	4 1,96a		4 1,98 bc		4 2,54 c		4 3,33a
	5 2,18a		5 2,45ab		5 3,39abc		5 4,06a
	6 2,53a		6 2,92a		6 3,99ab		6 4,81a
	7 1,69a		7 1,59 c		7 2,48 c		7 3,44a
	8 1,77a		8 1,90 bc		8 3,20 bc		8 3,92a
	9 2,10a		9 2,03 bc		9 3,66abc		9 4,25a
F	NS		** (1%)		** (1%)		* (10%)
\hat{m}	2,119		2,328		3,44		4,169
S	0,457		0,26		0,543		0,894
CV	30,7%		11,18%		15,78%		21,44%
S(\hat{m})	-		0,13		0,271		0,447
d.m.s.	-		0,6204		1,294		2,149

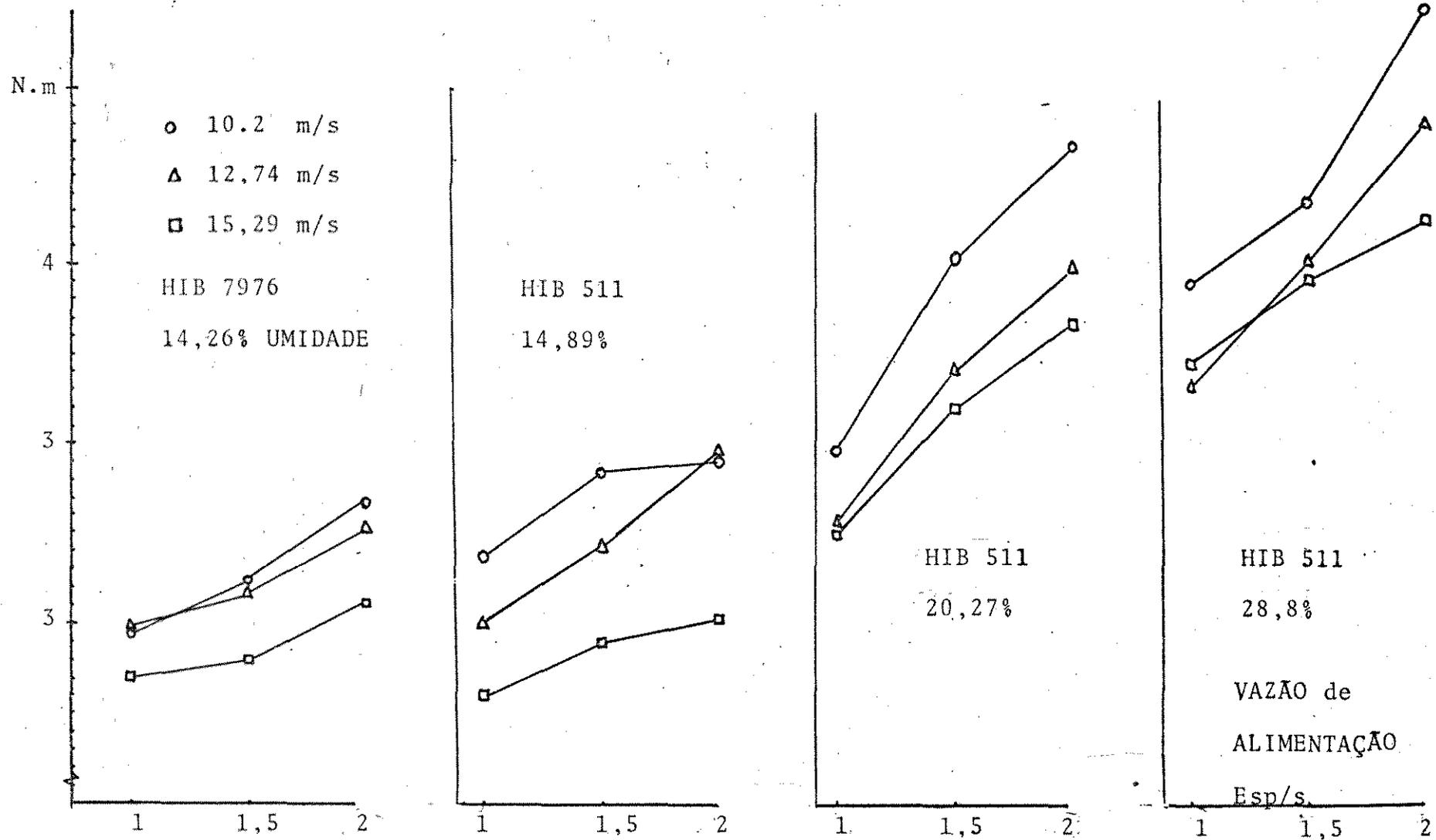


Figura 6.3 - Torque, em N.m demandado na debulhadora de milho em função da variação de velocidade periférica do cilindro, vazão de alimentação e umidade dos grãos de duas variedades.

Tabela 6.4 - Potência, em Kw consumida na debulha de milho em função da variação da velocidade periférica do cilindro, vazão de alimentação, umidade dos grãos de duas variedades diferentes.

TRAT.	POTÊNCIA Kw	TRAT.	POTÊNCIA Kw	TRAT.	POTENCIA Kw	TRAT.	POTÊNCIA Kw
HIB7976	1 0,247	HIB511	1 0,299	HIB511	1 0,376	HIB511	1 0,497
14,24%	2 0,284	14,89%	2 0,362	20,27%	2 0,519	28,8%	2 0,556
UMID.	3 0,341	UMID.	3 0,368	UMID.	3 0,596	UMID.	3 0,695
	4 0,312		4 0,316		4 0,405		4 0,530
	5 0,348		5 0,39		5 0,541		5 0,647
	6 0,403		6 0,465		6 0,636		6 0,766
	7 0,324		7 0,304		7 0,474		7 0,658
	8 0,339		8 0,363		8 0,611		8 0,749
	9 0,401		9 0,389		9 0,699		9 0,813

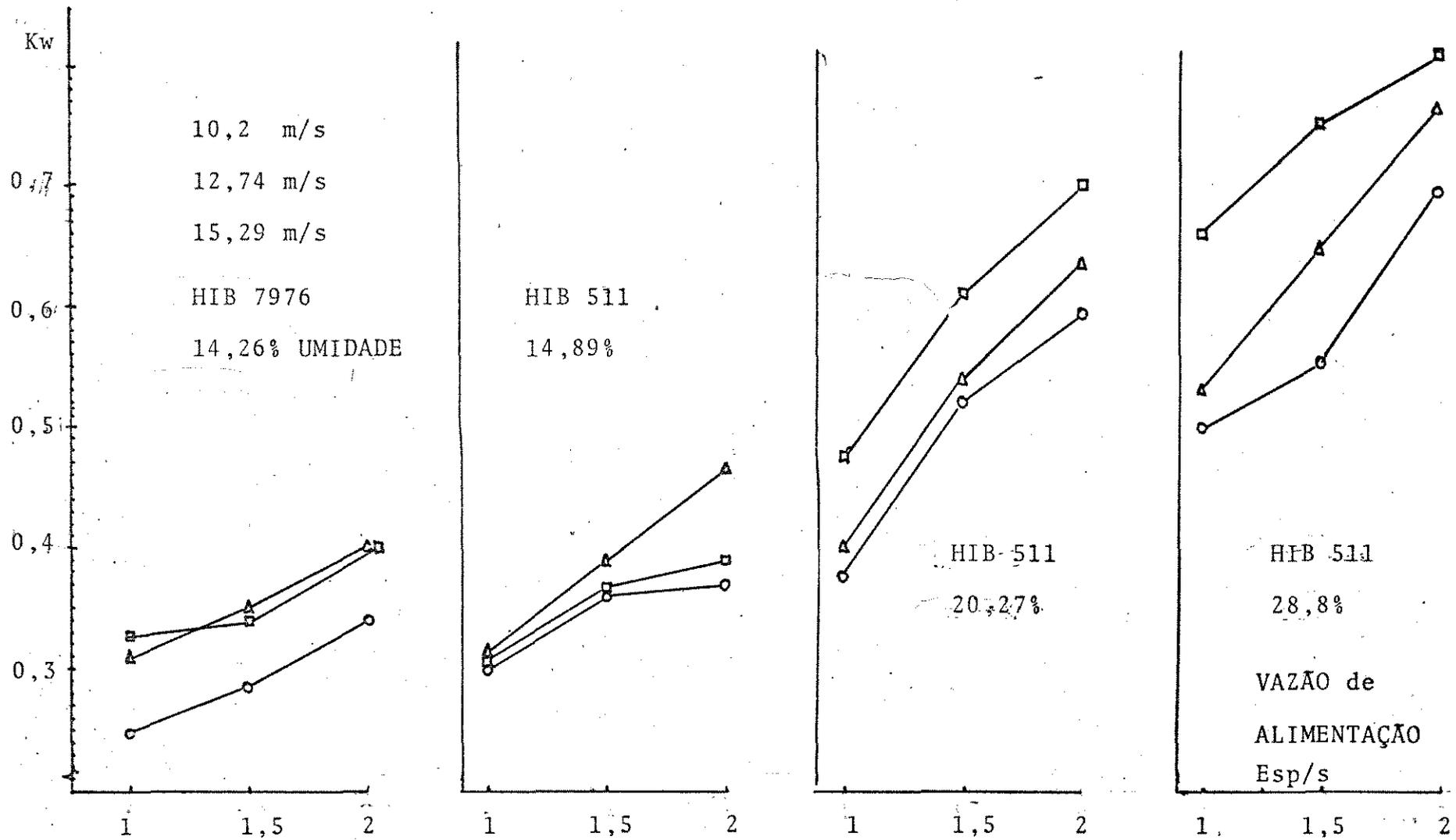


Figura 6.4 - Potência em Kw consumida na debulha de milho em função da velocidade periférica do cilindro, vazão de alimentação e umidade dos grãos de duas variedades diferentes.

dades de 14,89% e 20,27%.

Com a umidade de 14,89% e velocidade de 10,2 e 15,29 m/s não houve diferenças significativas de torque com a variação da vazão. Já para a velocidade de 12,74 m/s, houve diferenças entre as vazões extremas de 0,283 e 0,566 kg/s ou seja 1 e 2 espigas por segundo. Mantendo-se a vazão constante e variando-se a velocidade do cilindro obtém-se diferenças significativas para as três vazões distintamente como pode-se observar na tabela 6.3

Com a umidade de 20,27%, mantendo-se a velocidade do cilindro constante o torque exigido variou significativamente com a variação da vazão para as velocidades de 10,2 e 12,74 m/s distintamente. Mantendo-se a vazão constante, não foram obtidas diferenças significativas na comparação de médias do torque, em função da velocidade do cilindro (Tabela 6.3.)

A potência consumida na unidade de trilha foi calculada pela seguinte equação (20):

$$P = \frac{T \cdot X \cdot W_c}{1000} \quad (6.1)$$

sendo que a velocidade angular foi de:

127,46 rad/s

159,33 rad/s

191,19 rad/s

Os dados de potência consumida na debulha também concordam de forma qualitativa com a bibliografia consultada. Assim a exigência de potência aumentou com a umidade, vazão e velocidade do cilindro, ocorrendo um acréscimo menos acentuado de potência à variação de vazão a umidades mais baixas, e houve até um decréscimo de potência com a

variação de velocidade à unidade de 14,89% da variedade Hib 511. como pode ser visto na Tabela e Figura 6.4.

Os resultados das tabelas 6.3 e 6.4, podem ser melhor visualizados através das Figuras 6.3 e 6.4.

6.5 - OUTROS DADOS SOBRE TORQUE.

Como explicado no capítulo 4.2.10, foram determinados, ainda o torque consumido para se debulhar 1, 2, 3 e 4 espigas com uma vazão de 1,5 espigas por segundo e velocidade de 12,74 m/s do cilindro, com e sem casca, a duas umidades diferentes que são mostradas na Tabela 6.5.

Tabela 6.5 - Torque médio demandado na debulha de milho.(N.m)

TRATAMENTO	VARIEDADE	UMIDADE	TORQUE MÉDIO	TORQUE MÁXIMO
1 Esp sem casca	HIB 511	20,27%	0,57	0,97
1 Esp com casca	HIB 511	20,27%	1,52	2,02
1 Esp sem casca	HIB 7976	14,24%	0,57	0,74
1 Esp com casca	HIB 7976	14,24%	1,1	1,4
2 Esp com casca	HIB 7976	14,24%	1,13	1,73
3 Esp com casca	HIB 7976	14,24%	1,81	2,64
4 Esp com casca	HIB 7976	14,24%	2,48	2,56

Como pode-se observar nos dados da Tabela 6.5, existe uma grande participação da casca na resistência à debulha.

A resistência média e máxima à debulha aumentou quanto maior

o numero de espigas alimentadas na trilhadora, pois quanto maior a quantidade de vegetal, maior resistência deve ser oferecida ao movimento das pás rotativas.

A Figura 6.5, mostra os dados de torque quando foram alimentados oito espigas da variedade Hib 511, a 14,89% de umidade com vazão de alimentação de uma espiga por segundo e velocidades variáveis do cilindro explicado no capítulo 4.2.10.

Observa-se, nitidamente, que o torque cai assintoticamente com o aumento da velocidade do cilindro e, pelo fato de se utilizar uma maior quantidade de espigas na amostra, obtêm-se valores superiores aos usados nos ensaios em geral onde, utilizaram-se quatro espigas por amostra.

6.6 - RESULTADOS E DISCUSSÃO DO ESFORÇO PARA SE DESTACAR FAIXAS DE GRÃOS EM UMA ESPIGA.

Segundo explicado no capítulo 4.2.8 as Figuras 6.6 e 6.7 mostram os dados obtidos na maquina universal de ensaios.

A medida que aumentou-se a largura do anel que causa a torção houve um aumento no torque em função do maior número de grãos a serem destacados.

Com o anel de 3,1 cm de largura ocorreu que em 50% dos casos o sabugo atingiu a carga de colapso por torção. Assim, observa-se que a debulha quando realizada em faixas estreitas de grãos, evita a danificação dos sabugos que poderá reduzir a energia dispendida na trilha.

Tanto a força quanto a energia total consumida para se arrancar 1, 2, 3 ou 4 anéis de grãos cresceu com o aumento do número de

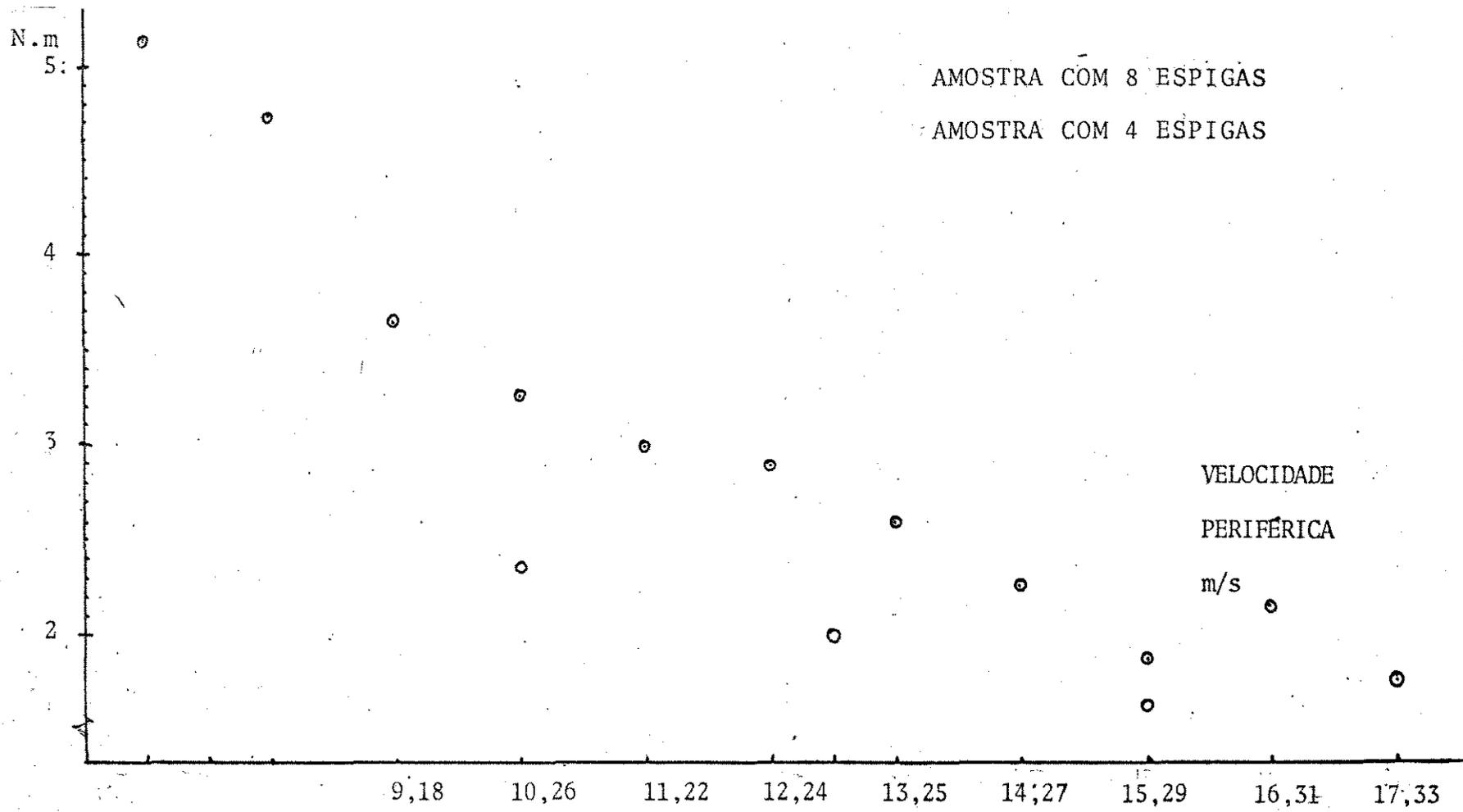


Figura 6.5 - Torque em função da velocidade periférica das pás rotativas da debulhadora de milho.

anéis . Estes dados também poderão ser usados parcialmente para se testar o modelo proposto no capítulo 4.2.8.

6.7 - RESULTADOS E DISCUSSÃO SOBRE O MOMENTO DE INÉRCIA.

O momento de inércia do cilindro de aço utilizado para verificação da constante de mola do fio de aço com $2,4 \cdot 10^{-3}$ m de diâmetro foi de $I_a = 0,05091 \text{ kg.m}^2$, calculado pela equação:

$$I = \frac{m \cdot R^2}{2} = \frac{17,4 \cdot 0,765^2}{2} = 0,05091 \text{ kg.m}^2 \quad (6.1)$$

A frequência natural do cilindro de aço (cps) foi de $f_n = 0,32$ para um fio de aço com 1,235m de comprimento. Então pela equação 4.3 a constante de mola do fio de aço foi de $K = 0,2183 \text{ N.m}$.

O módulo de elasticidade transversal do fio, calculado pela equação 4.4 foi de $G = 76,1 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$, bem próximo do valor citado por POPOV (26), para aços em geral de $G = 82,7 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$, sendo possível calcular o momento de inércia do eixo de pás rotativas e do conjunto junta universal e polia acionadora maior.

$$I_r = 0,05648 \text{ kg.m}^2$$

$$I_p = 0,1049 \text{ kg.m}^2$$

Estes estudos podem ser utilizados diretamente nas equações 3.12 a 3.14, sendo que o momento de inércia total será:

$$I = I_r + I_p \quad (6.2)$$

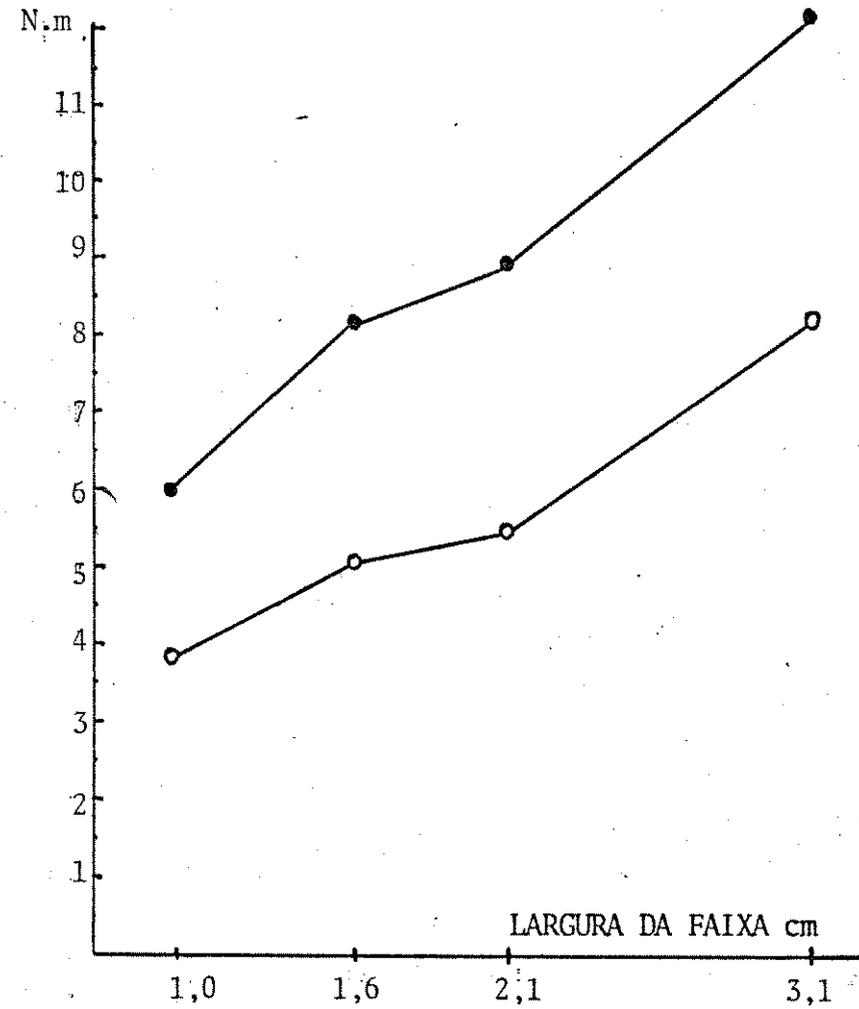
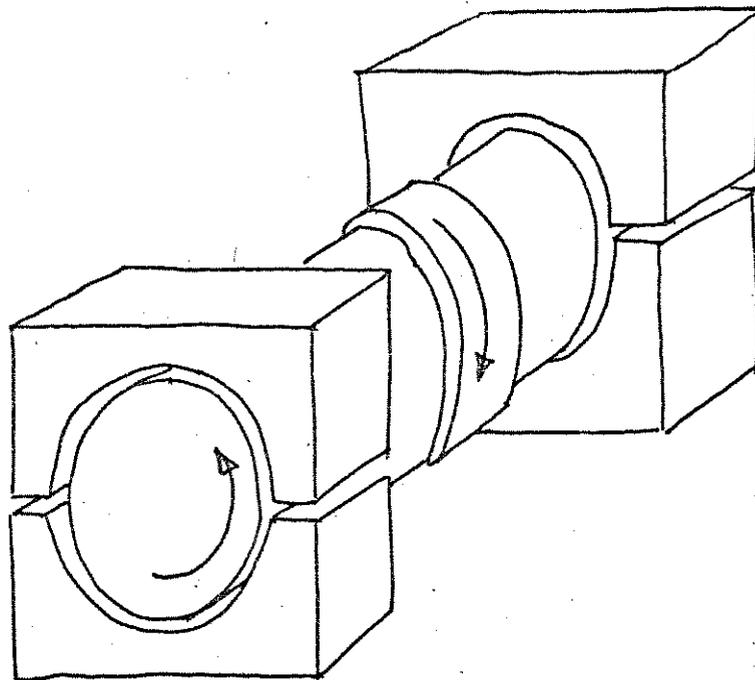


Figura 6.6 - Torque médio e máximo necessário para se debulhar por torção diferentes larguras de faixas de grãos, variedade Hib 7976.

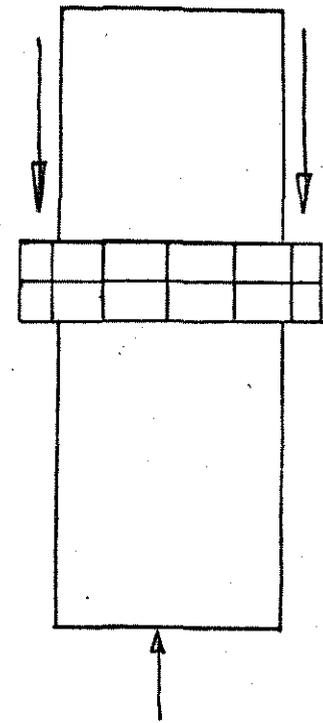
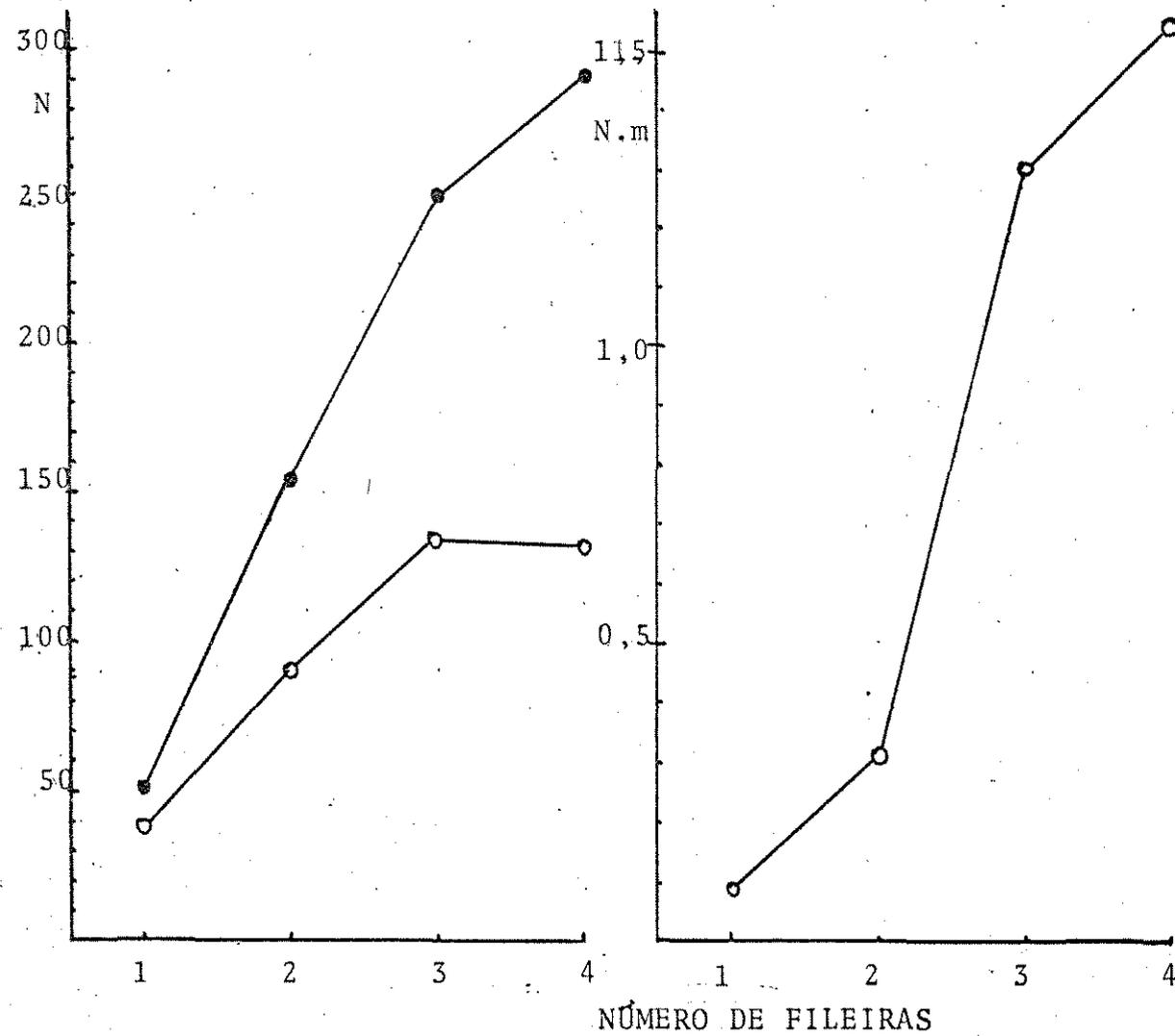


Figura 6.7 - Força média, máxima e energia necessária para arrancar os grãos paralelamente ao eixo principal da espiga de milho, variedade Hib 7976.

CAPÍTULO 7

CONCLUSÕES

Os dados obtidos experimentalmente, após serem submetidos à análise e interpretação estatística, permitiram que se chegasse às seguintes conclusões:

1. O consumo de torque em uma unidade de trilha de fluxo axial, aumenta com o aumento da umidade dos grãos de milho, aumento da vazão e redução da velocidade periférica das pás rotativas.
2. O consumo de potência em uma unidade de trilha de fluxo axial, aumento da velocidade periférica.
3. Os fatores que promovem um maior ricocheteamento dos grãos no interior do cilindro perfurado, como uma baixa umidade dos grãos menor vazão de alimentação e maior velocidade periférica das pás, aumentam as perdas de grãos na unidade de trilha.
4. O aumento dos danos nos grãos, é maior com o aumento de sua umidade, por reduzir sua resistência a cargas dinâmicas, e é maior quanto maior for a velocidade das pás, pelo aumento das forças de impacto.
5. Os danos nos grãos aumentaram com o aumento da vazão de alimentação, discordando pelo encontrado por outros autores.
6. As amostras com quatro espigas apresentam uma demanda de torque consumido inferior do encontrado com a trilhadora em seu ritmo normal.

7. A debulha de espigas de milho descascadas, demanda um torque bem inferior as espigas com casca.

8. Com determinações experimentais dirigidas para se avaliar o consumo de torque e potência, é possível se chegar a uma equação e estimar o esforço na trilha em função de parâmetros da cultura, máquina e operação do mecanismo.

CAPÍTULO 8

RESUMO

Poucos são os estudos realizados com a cultura de milho com a debulhadora de fluxo axial, principalmente no que se refere a demanda de torque e potência.

Neste trabalho visa-se determinar a demanda de torque, perdas de grãos e danos nos grãos em uma unidade de trilha com eixo de pás rotativas e fluxo do vegetal paralelo ao eixo do debulhador.

Foi utilizado uma debulhadora estacionária da marca Penha tipo EDALTA 100, utilizando-se duas variedades diferentes de milho, três vazões de alimentação, três velocidades periféricas do eixo de pás rotativas e três umidades dos grãos.

A demanda de torque aumentou com o aumento da umidade dos grãos, vazão de alimentação e redução da velocidade periférica das pás. A potência aumentou com o aumento da velocidade periférica das pás.

As perdas aumentaram com a redução da umidade dos grãos, menor vazão de alimentação e maior velocidade periférica, comportando-se de forma diferente das unidades de trilha tradicionais com cilindro e côncavo, por permitir uma maior amplitude de movimentação dos grãos no interior da unidade.

O aumento dos danos nos grãos foi maior com o aumento de sua umidade em função da redução de sua resistência a cargas dinâmicas, e foi maior quanto maior foi a velocidade das pás pelo aumento das forças de impacto, concordando com o obtido por outros autores. Já com o aumento da vazão de alimentação obteve-se um aumento dos danos.

Foi desenvolvida uma teoria para a estimativa do esforço oferecido na debulha chegando-se a se sugerir quais os fatores que afetariam os componentes de uma equação que determine a resistência a trilha.

CAPÍTULO 9

SUMMARY

The literature discloses few research works on axial flow threshing units for corn, particularly on torque and power requirement studies.

This work intends to determine torque requirements, grain losses and grain damage for corn in a special axial flow threshing unit.

It was utilized a stationary threshing unit Penha-EDALTA 100, used two different corn varieties, three feeding rate, three angular velocity and three grain moisture content.

It was noted that torque consumption increases with grain moisture content, feeding rate and decrease with angular velocity. The power increase with angular velocity.

Grain losses increase as moisture content and feeding rate decrease and angular velocity increases. This behaviour is quite different from traditional threshing units, in special those models provided by a drum and concave. Such a difference could be explained by the space for grain movement provided by the axial flow model.

Grain damage increases with moisture due to its lower resistance to dynamic loads and it also increases with angular velocity which produces higher impact forces. This fact is close agreement with the literature. However grain damage increases as feeding rate increases which disagrees with some authors.

It was developed a theory to estimate threshing forces suggesting the factors affecting the components to determine the threshing resistance.

CAPÍTULO 10

BIBLIOGRAFIA

1. ANAZODO, U.G.N. 1982 Elastic and Viscoelastic Properties of Agricultural Products in Relations to Harvesting and Post-harvest Processes. AMA p.59-65.
2. ANAZODO, U.G.N & NORRIS, E.R. 1981 Effects of Genetic and Cultural Practices on the Mechanical Properties of Corn Cobs. J. Agric. Engng. Res. v.26, p.97-107.
3. ARNOLD, R.E & LAKE, J.R. 1964 Experiments with Rasp Bar Treshing Drums. III Power Requeriment. J. Agric. Engng. Res. v 9(4), p.348-355.
4. BRANDENBURG, N.R & PARK, J.K. 1982 Experimental Seed Combi ne. Trans. of the ASAE. p.598-602.
5. FAIRES, V.M. 1976. Elementos Organicos de Maquinas II. Livros técnicos e Científicos S.A. Ed.
6. GOMES, F.P. 1970. Curso de Estatística Experimental. 4º Edição. Nobel S.A. Ed.
7. HALL, G.E & JOHNSON, W.H. 1970. Corn Kernel Crackege Induced by Mechanical Shelling. Trans. of the ASAE. v.13(1) p.51-55.
8. HUMMEL, J.W & PAULSEN, M.R. 1981. Soybean Damage from Combines. Illinois Research, Spring v.23(2), p.10-11.
9. HUYNH, U.M.; POWELL, T.; SIDDALL, J.N. 1982 Treshing and Separating Process - A Mathematical Model. Trans. of the ASAE p.65-73.
10. IAPAR. Instituto Agronomico do Paraná 1982. O Milho no Paraná. Circular nº 29 Londrina PR 177p.
11. JINDALL, V.K & MOHSENIN, N.N. 1978. Dinamic Hardness Determination of Corn Kernels from Impact Tests. J. Agric. Engng. Res. v.23, p.77-84.

12. JOHNSON, W.H & LAMP, B.J. 1966. Principles, Equipament and Sístems for Corn Harvesting. Agricultural Consulting Associates, Inc Box 330. Wooster Ohio. USA.
13. JOHNSON, W.H.; JAIN, M.L.; HAMDY, M.Y. and GRAAM, F.P. Characteristics and Analises of Corn Ear Failure. Trans. of the ASAE. v.12(6), p.845-848.
14. KANAFOJSKI, Cz & KARWOWSKI, T. 1972. Agricultural Machines, Theory and Construction. Vol. 2 Published by PWRIL, Warszawa Poland. 934p.
15. KEPNER, R.A, BAINER, R. and BARGER, E.L. 1978. Principles of Farm Machinery. Third Edition. Westport, Connecticut USA.
16. LALOR, W.F. & BUCHELE, W.F. 1963. Designing and Testing of a Threshing Cone. Trans. of the ASAE. v6(2) p.73-76.
17. LEAL, J. 1971. Tabelas Numéricas e Estatísticas. Ed. ao Livro Técnico S.A. Rio de Janeiro BR.
18. MAHMOUD, A.R. & BUCHELE, W.F. 1975. Corn Ear Orientation Effects on Mechanical Damage and Forces on Concave. Trans of the ASAE. v.18(33) p.444.447.
19. _____ 1975. Distribution of Shelled Corn Througput and Mechanical Damage in a Combine Cylinder. Trans. of the ASAE. v.18(33).
20. MERIAN, J.L. 1976. DINÂMICA. Livros Técnicos e Científico Editora S.A. Rio de Janeiro BR.
21. MOHSENIN, N.N. 1970. Physical Properties of Plant and Animal Materials. Vol. 1 Gordon and Breach Science Publishers. New York. USA.

22. NEWBERY, R.S.; PAULSEN, M.R. and NAVE, W.R. 1980. Soybean Quality with Rotary and Conventional Threshing. Trans. of the ASAE. v.23(2) p.303-308.
23. PAULSEN, M.R. & NAVE, W.R. 1980. Corn Damage from Conventional and Rotary Combines. Trans of the ASAE. v.23(5). p. 1110-1116.
24. PERRY, C.C. & LISSNER, H.R. 1962. The Strain Gage Primer. Mac Graww- Hill Book Company. New York. USA.
25. SEGEREN, P.C.A. 1982. Análise de Cargas Dinâmicas Torcionais em Enxada Rotativa Acionada po Trator. Tese apresentada na FEAA - UNICAMP. Campinas S.P.
26. POPOV, E.P. 1978. Introdução à Mecânica dos Sólidos. Editora Edgard Blucher S.A. São Paulo BR.
27. SHIGLEY, J.E. 1969. Dinâmica das Maquinas. Editora Edgard Blucher S.A. São Paulo BR.
28. SNEDCOR, G.W. & COCHRAN, W.G. Statistical Methods. Sixth Edition. Iwoa. USA.
29. WAELTI, H. & BUCHELE, W.F. 1969. Factors Affecting Corn Kernel Damage in Combine Cylinder. Trans. of the ASAE . v.12(1) p. 55-59.

CAPÍTULO 11

APÉNDICE

Apêndice I - Dados originais de torque exigidos na debulha.

TRATAMENTO	REPETIÇÕES (N.m)			
	1º	2º	3º	4º
1 HIB 7976	1,586	2,203	1,570	2,396
2 14,26%	2,314	1,851	2,314	2,426
3 UMIDADE	2,201	2,426	2,975	3,087
4	1,388	2,231	2,148	2,066
5	1,818	2,727	2,314	1,871
6	2,203	2,181	3,411	2,317
7	2,479	1,653	1,237	1,405
8	2,065	1,653	1,322	2,062
9	1,897	2,974	1,765	1,765
1 HIB 511	2,426	2,095	2,479	2,396
2 14,89%	1,983	3,223	2,975	3,173
3 UMIDADE	3,193	2,975	2,532	2,862
4	1,900	2,066	2,148	1,818
5	2,862	1,983	2,532	2,426
6	2,975	2,975	2,644	3,087
7	1,735	1,735	1,157	1,735
8	1,540	2,314	1,970	1,765
9	2,340	2,314	1,838	1,653
1 HIB 511	3,636	3,305	2,479	2,396
2 20,27%	4,235	4,793	3,854	3,418
3 UMIDADE	5,506	3,748	4,379	5,070
4	2,314	2,935	2,558	2,366
5	3,523	3,550	3,748	2,756
6	3,801	4,132	4,072	3,966

TRATAMENTO	1º	2º	3º	4º
7	1,983	2,644	2,201	3,087
8	2,756	3,418	3,388	3,223
9	4,214	3,305	4,462	2,644
<hr/>				
1 HIB 511	2,750	4,773	5,321	2,750
2 28,8%	4,235	4,244	4,244	4,720
3 UMIDADE	7,199	6,055	3,146	5,414
4	2,790	3,622	3,047	3,854
5	4,065	4,958	2,988	4,224
6	4,297	5,288	4,680	4,958
7	3,774	4,131	3,186	2,677
8	4,039	4,958	3,213	3,464
9	5,070	4,217	3,761	3,966

Apêndice II - Dados originais de perdas de milho na debulha.

TRATAMENTO	REPETIÇÕES (% de Perdas de Grãos)			
	1º	2º	3º	4º
7 HIB 511	7,25	7,57	7,57	5,75
8 14,89%	5,91	5,49	7,01	4,61
9 UMIDADE	6,11	3,94	6,85	8,54
7 HIB 511	3,52	5,16	3,03	2,04
8 20,27%	4,81	5,18	4,04	2,22
9 UMIDADE	5,73	4,48	3,07	3,48
7 HIB 511	2,98	1,77	2,39	2,32
8 28,8%	4,87	3,10	2,30	2,93
9 UMIDADE	3,12	5,01	4,06	2,77
1 HIB 511	5,98	8,70	4,02	6,25
2 20,27%	6,2	7,09	2,81	7,03
3 UMIDADE	8,15	3,21	6,94	3,58
4	4,38	2,94	2,93	2,92
5	5,96	5,37	2,57	4,14
6	3,51	2,96	3,70	4,69
7	3,52	5,16	3,03	2,04
8	4,81	5,18	4,04	2,22
9	5,73	4,48	3,07	3,48
1 HIB 7976	4,53	4,66	3,59	7,80
2 14,24%	4,89	5,71	3,73	4,57
3 UMIDADE	2,24	4,97	2,90	3,50
4	5,89	4,06	4,50	3,37
5	3,35	2,79	3,93	6,17
6	2,56	3,00	3,58	3,36

TRATAMENTO	1º	2º	3º	4º
7	5,96	5,57	3,16	2,81
8	2,66	3,79	3,86	1,71
9	3,63	1,35	3,16	2,14

Apêndice III - Dados originais de danos nos grãos de milho na debulha.

TRATAMENTO	REPETIÇÕES (% de Danos nos Grãos)			
	1º	2º	3º	4º
7 HIB 511	0,9	1,2	1,1	1,3
8 14,89%	3,1	0,8	1,8	1,1
9 UMIDADE	2,1	2,1	1,9	1,6
7 HIB 511	3,4	2,5	2,5	3,3
8 20,27%	3,3	3,5	4,0	3,4
9 UMIDADE	5,4	2,0	2,5	2,9
7 HIB 511	4,0	11,6	4,0	4,0
8 28,8%	8,0	6,0	6,3	4,5
9 UMIDADE	5,6	6,5	12,5	6,7
1 HIB 511	1,6	0,5	3,8	1,4
2 20,27%	2,1	2,2	2,1	1,5
3 UMIDADE	1,0	3,7	3,0	2,3
4	1,6	1,7	1,9	2,4
5	2,9	0,4	2,2	0,8
6	3,2	1,4	2,0	1,2
7	3,4	2,6	2,5	3,3
8	3,3	3,5	4,0	3,4
9	5,4	2,0	2,5	2,9
7 HIB 7976	2,7	2,4	2,7	0,8
8 14,26%	2,1	1,4	2,3	2,4
9 UMIDADE	1,7	3,7	2,3	2,5