

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL  
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLOGIA  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**DÉCIO STANGHERLIN JÚNIOR**

**ANÁLISE E DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE EMBREAGEM PARA  
APLICAÇÃO EM TRATOR AGRÍCOLA**

**CAXIAS DO SUL**

**2013**

**DÉCIO STANGHERLIN JÚNIOR**

**ANÁLISE E DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE EMBREAGEM PARA  
APLICAÇÃO EM TRATOR AGRÍCOLA**

Relatório de Estágio II – MEC 0258,  
apresentado como requisito parcial à  
Conclusão do Curso de Engenharia  
Mecânica.

Supervisor: Prof. Ms. Adelair Lino  
Colombo

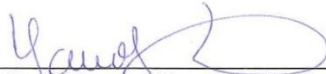
**CAXIAS DO SUL**

**2013**

DÉCIO STANGHERLIN JÚNIOR

**ANÁLISE E DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE EMBREAGEM  
PARA APLICAÇÃO EM TRATOR AGRÍCOLA**

ESTE RELATÓRIO DE ESTÁGIO DO CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
FOI APROVADO




---

Prof. Marcos Alexandre Luciano, Dr. Eng.  
Coordenador de Estágio Supervisionado em Engenharia Mecânica

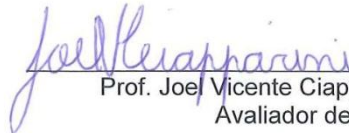
CONCEITO FINAL:

COMISSÃO EXAMINADORA:



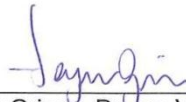
---

Prof. Adelair Lino Colombo, Mestre Eng.  
Orientador de Estágio



---

Prof. Joel Vicente Ciapparini, Mestre Eng.  
Avaliador de Estágio



---

Prof. Vagner Grison, Dr. em Vibrações e Acústica  
Avaliador de Estágio



---

Marcos Rigoti, Mestre Eng.  
Orientador junto à empresa

## RESUMO

Este trabalho de conclusão de curso descreve a análise e dimensionamento de um sistema de embreagem focado em aplicações agrícolas. Seu objetivo é elaborar um método que permita a empresa dimensionar sistemas de embreagem, fornecendo subsídios técnicos para novos projetos. O sistema de embreagem em estudo é do tipo disco de contato axial a seco com múltiplas faces de atrito. Os critérios utilizados para dimensionamento são a capacidade de transmissão de torque e a capacidade térmica do sistema de embreagem. O método foi consolidado através dos resultados obtidos a partir de testes de campo, determinando assim a integridade do sistema de embreagem e sua vida útil. Os resultados obtidos no teste possibilitaram avaliar as condições de dimensionamento como eficazes, concluindo-se que o sistema ofertado atende aos requisitos da aplicação. O teste de campo validou o dimensionamento quanto à capacidade térmica e a capacidade de transmissão de torque através da estimativa de vida e do aspecto superficial da interface de atrito do sistema de embreagem.

**Palavras-chave:** Sistema de embreagem, trator, dimensionamento.

**Áreas do conhecimento:** Projeto mecânico, elementos de máquinas.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Torque transferido através de atrito .....	14
Figura 2 – Sistema de embreagem simplificado.....	14
Figura 3 – Determinação da força normal .....	17
Figura 4 – Trator Agrale 5105 .....	26
Figura 5 – Espaço disponível para o disco de embreagem.....	27
Figura 6 – Sistema de transmissão de trator agrícola .....	27
Figura 7 – Disco de embreagem com material de atrito cerâmico .....	36
Figura 8 – Aspecto superficial do platô de embreagem após teste .....	37
Figura 9 – Aspecto superficial do disco de embreagem após teste .....	38
Figura 10 – Aspecto superficial do volante do motor após teste .....	39

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Propriedades de materiais comuns de forração para embreagens .....	15
Tabela 2 – Propriedades de materiais de atrito disponíveis comercialmente.....	28
Tabela 3 – Desgaste do disco de embreagem .....	39

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>9</b>
1.1	CARACTERIZAÇÃO GERAL DO ESTÁGIO .....	9
1.2	APRESENTAÇÃO DA EMPRESA .....	10
1.3	JUSTIFICATIVA DO TRABALHO .....	10
1.4	OBJETIVOS DO TRABALHO .....	11
1.4.1	<b>Objetivo geral</b> .....	<b>11</b>
1.4.2	<b>Objetivos específicos</b> .....	<b>11</b>
<b>2</b>	<b>REFERENCIAL TEÓRICO</b> .....	<b>12</b>
2.1	SISTEMAS DE EMBREAGEM PRESENTES EM TRATORES AGRÍCOLAS	12
2.2	PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DE UM SISTEMA DE EMBREAGEM....	13
2.3	MATERIAIS DE ATRITO UTILIZADOS EM SISTEMAS DE EMBREAGEM...	15
2.4	DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE EMBREAGEM QUANTO A CAPACIDADE DE TRANSMISSÃO DE TORQUE .....	16
2.4.1	<b>Dimensionamento considerando pressão uniforme</b> .....	<b>17</b>
2.4.2	<b>Dimensionamento considerando desgaste uniforme</b> .....	<b>18</b>
2.5	RELAÇÃO ENTRE RAIOS .....	20
2.6	DIMENSIONAMENTO SIMPLIFICADO .....	20
2.7	ESTIMATIVA DA VIDA ÚTIL DE UM SISTEMA DE EMBREAGEM .....	22
2.8	DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE EMBREAGEM QUANTO A CAPACIDADE TÉRMICA .....	22
<b>3</b>	<b>DESENVOLVIMENTO</b> .....	<b>25</b>
3.1	DESCRIÇÃO DA PROBLEMÁTICA DO TRABALHO .....	25
3.2	DESCRIÇÃO DAS ATIVIDADES REALIZADAS.....	25
3.2.1	<b>Características do trator</b> .....	<b>26</b>
3.2.2	<b>Sistema de embreagem utilizado</b> .....	<b>27</b>
3.2.3	<b>Materiais de atrito disponíveis</b> .....	<b>28</b>

3.2.4	Capacidade de transmissão de torque .....	28
3.2.5	Determinação da relação entre raios .....	33
3.2.6	Dimensionamento simplificado .....	34
3.2.7	Dimensionamento quanto a capacidade térmica.....	35
3.2.8	Sistema de embreagem após teste .....	36
3.2.9	Estimativa de vida útil .....	39
4	CONCLUSÃO E PROPOSTA PARA ESTUDOS FUTUROS.....	42
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	43
	ANEXO 1 – LAUDO DE INCERTEZA DE MEDIÇÃO.....	45
	ANEXO 2 – HORÍMETRO.....	46



## 1 INTRODUÇÃO

No primeiro capítulo é apresentado o assunto geral relacionado ao tema, uma breve descrição da empresa, a justificativa e os objetivos deste trabalho.

### 1.1 CARACTERIZAÇÃO GERAL DO ESTÁGIO

Para Filho et. al. (2010), uma das principais funções dos tratores agrícolas é transformar a energia contida no combustível em força de tração, fornecendo-a através da barra de tração para acionar máquinas e implementos agrícolas. A capacidade de tração é proveniente do torque disponibilizado aos pneus.

O motor de combustão interna, geralmente de ciclo Diesel é a fonte de torque predominante nos tratores agrícolas, sendo a transmissão a responsável por multiplicar o torque conforme a necessidade da aplicação. A multiplicação do torque na transmissão é realizada, de forma simplificada, através de um par de engrenagens onde o número de dentes das engrenagens determina a relação de multiplicação. Para alterar a relação de multiplicação é necessário que o torque seja conduzido para outro par de engrenagens, porém para que ocorra esta troca, o torque deve cessar na transmissão, caso contrário os impactos impostos às engrenagens podem danificá-las, da mesma forma o torque deve cessar para facilitar a redução ou aumento da velocidade na transmissão, sincronizando-a com o próximo par de engrenagens escolhido.

Uma das formas de cessar o torque na transmissão é desacopla-la do motor, mesmo que momentaneamente, sendo este o princípio de funcionamento do sistema de embreagem, desacoplar momentaneamente a transmissão do motor.

Para Guoling et al. (2010), a transferência de torque é a característica mais importante do sistema de embreagem. O sistema de embreagem, através de acoplamento por atrito, transfere o torque gerado no motor para a transmissão.

De forma genérica o sistema de embreagem divide-se em dois componentes, platô e disco de embreagem. O platô tem por função prover a força necessária para que o material de atrito presente no disco de embreagem transfira o torque proveniente do motor para a transmissão.

## 1.2 APRESENTAÇÃO DA EMPRESA

Este trabalho foi realizado no Departamento de Engenharia de Tratores e Chassis, mais especificamente na Operação Projeto de Tratores e Motores com o apoio da Operação de Engenharia Experimental da empresa Agrale S.A..

A Agrale S.A., empresa de capital 100% nacional, iniciou suas atividades na cidade de Caxias do Sul no ano de 1965, quando o Grupo Francisco Stedile adquiriu o controle acionário da Agrisa, fabricante dos motocultivadores Agrisa-Bungartz, fundada em 1962. O primeiro produto desenvolvido pela Agrale S.A. foi o trator agrícola 4100, lançado em 1968 sendo pioneiro neste segmento no Brasil, o qual atualmente ainda segue em produção.

Resultado do desenvolvimento do trator 4100 e de diversas parcerias sólidas ao longo dos 50 anos de história da Agrale S.A. hoje a empresa conta com três linhas de tratores, englobando no total onze modelos com potências variando de 14 a 160cv.

Além da linha de tratores já citada, a Agrale S.A. produz e comercializa chassis para ônibus, micro ônibus e carros fortes, caminhões e furgões para o transporte de cargas, veículos utilitários e motores Diesel para aplicações estacionárias e veiculares.

## 1.3 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

O constante desenvolvimento de tecnologias no setor agrícola condiciona as empresas do ramo a uma busca por concepções de projeto mais seguras e rápidas. Soma-se a esta necessidade a crescente expectativa dos produtores de reduzir custos operacionais, evitando paradas para manutenção. O sistema de embreagem é um item crítico no âmbito da manutenção, pois sua substituição demanda a desmontagem completa da máquina, sendo assim seu correto dimensionamento é fundamental para o sucesso de um produto.

Atualmente o dimensionamento dos sistemas de embreagem aplicados nos tratores produzidos pela Agrale S.A. é realizado basicamente por fornecedores especializados, gerando assim possíveis dúvidas quanto ao sub ou superdimensionamento dos componentes, o que pode acarretar em custos

desnecessários ao projeto, custos com garantias e aumento no custo do produto final.

A partir deste cenário surgiu a necessidade da análise e dimensionamento de um sistema de embreagem para aplicação em trator agrícola.

## 1.4 OBJETIVOS DO TRABALHO

### 1.4.1 Objetivo geral

Este trabalho tem por objetivo analisar e dimensionar um sistema de embreagem para utilização em trator agrícola.

### 1.4.2 Objetivos específicos

- Revisar bibliografia sobre o sistema de embreagem;
- Elaborar procedimento teórico para dimensionamento de um sistema de embreagem voltado para aplicação em trator agrícola, utilizando como referência um trator com potência máxima de 100 cv e 37,3 daNm de torque máximo;
- Submeter um sistema de embreagem a testes de campo;
- Confrontar dados obtidos em testes de campo com dados obtidos teoricamente de modo a avaliar a confiabilidade do método teórico;
- Analisar dados experimentais provenientes de testes em campo;
- Prover à Agrale S.A. subsídios para discussões técnicas sobre dimensionamento de sistemas de embreagem.

## 2 REFERENCIAL TEÓRICO

Durante este capítulo serão apresentados métodos teóricos e considerações empíricas para o dimensionamento de um sistema de embreagem, além de uma visão geral sobre o sistema e seu funcionamento.

Para Norton (2004), o projeto de máquinas visa à criação de sistemas que funcionem bem, com segurança e confiabilidade. Antes do início do dimensionamento as exigências quanto ao sistema devem ser conhecidas ou pré-estabelecidas, de forma a prover dados suficientes para o dimensionamento inicial.

Segundo Menegotto (2008), o dimensionamento de um sistema de embreagem envolve diversos conceitos distribuídos em diferentes áreas do conhecimento relacionados à engenharia, como metalurgia, mecânica e automotiva. Além das áreas já citadas pode-se citar a termodinâmica como uma área do conhecimento necessária para o dimensionamento de um sistema de embreagem.

### 2.1 SISTEMAS DE EMBREAGEM PRESENTES EM TRATORES AGRÍCOLAS

Segundo Ribas (2010), o trator agrícola é uma máquina de tração concebida para proporcionar potência à implementos agrícolas. Para que um trator proporcione potência aos implementos agrícolas, o mesmo deve ser capaz de obter tração no solo, através dos rodados. O sistema de transmissão é responsável por multiplicar o torque fornecido pelo motor e enviar o mesmo para os rodados.

Para Ribas (2010), quando houver necessidade de maior torque nos rodados, efetua-se a troca de marchas durante a operação do trator, acionando-se o sistema de embreagem.

O tipo de sistema de embreagem presente em um trator agrícola depende diretamente do sistema de transmissão utilizado.

Conforme Ribas (2010), as transmissões presentes em tratores agrícolas no Brasil, podem ser divididas basicamente em três grupos: Transmissões mecânicas, hidrostáticas e hidrodinâmicas, sendo predominante as transmissões do tipo mecânica. Para efetuar a troca de marchas em uma transmissão mecânica é necessário que ocorra uma interrupção na transferência de torque, deste modo as engrenagens não sofrem impactos pela mudança de rotação.

Segundo Norton (2004), sistema de embreagem é um dispositivo que provê uma conexão de atrito entre dois elementos que podem rodar, podendo ainda interromper esta conexão.

Desta forma o sistema de embreagem de acoplamento por atrito, do tipo disco de contato axial a seco, está presente na grande maioria dos tratores produzidos atualmente.

Conforme Childs (2004), os sistemas de embreagens com disco único geralmente são empregados onde os diâmetros externos não são restritivos.

Em casos onde existe um limite para os diâmetros externos e o torque transferido deve ser maior do que o suportado por um único disco são utilizados sistemas de embreagem com múltiplos discos, logo com múltiplas faces de atrito.

Para Orthwein (2004), a vantagem de ter múltiplas faces de atrito é o incremento de torque diretamente proporcional ao número de faces de atrito, desde que considerada a mesma pressão atuante.

## 2.2 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DE UM SISTEMA DE EMBREAGEM

Segundo Norton (2004), o sistema de embreagem é um dispositivo que provê uma conexão de atrito entre dois elementos que podem rodar, podendo ainda interromper esta conexão.

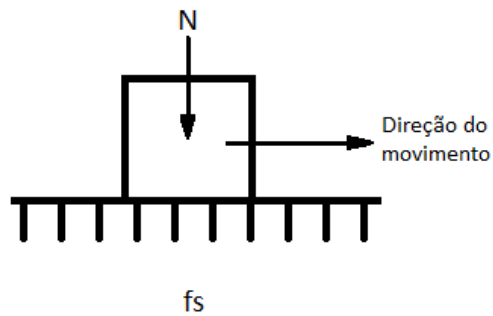
Para Shaver (1997), um sistema de embreagem é basicamente uma interface de atrito, sendo o atrito utilizado como meio para transferir a quantidade de torque requerida.

Conforme Guoling et al. (2010), a transferência de torque é a característica mais importante do sistema de embreagem. Porém um problema que se apresenta no projeto de sistemas de embreagem é a geração e dissipação de calor.

Segundo Shigley et al. (2005), o carregamento sobre um sistema de embreagem pode ser tal que o mesmo transfira o torque solicitado, porém poderá ser danificado pelo calor gerado por si mesmo.

Shaver (1997), demonstra que o torque transferido pelo sistema de embreagem é dependente diretamente da força aplicada sobre a interface de atrito e do coeficiente de atrito desta interface, conforme a equação 1.

Figura 1 – Torque transferido através de atrito



Fonte: Adaptado de Shaver (1997)

$$f_s = \mu N \quad (1)$$

Onde:

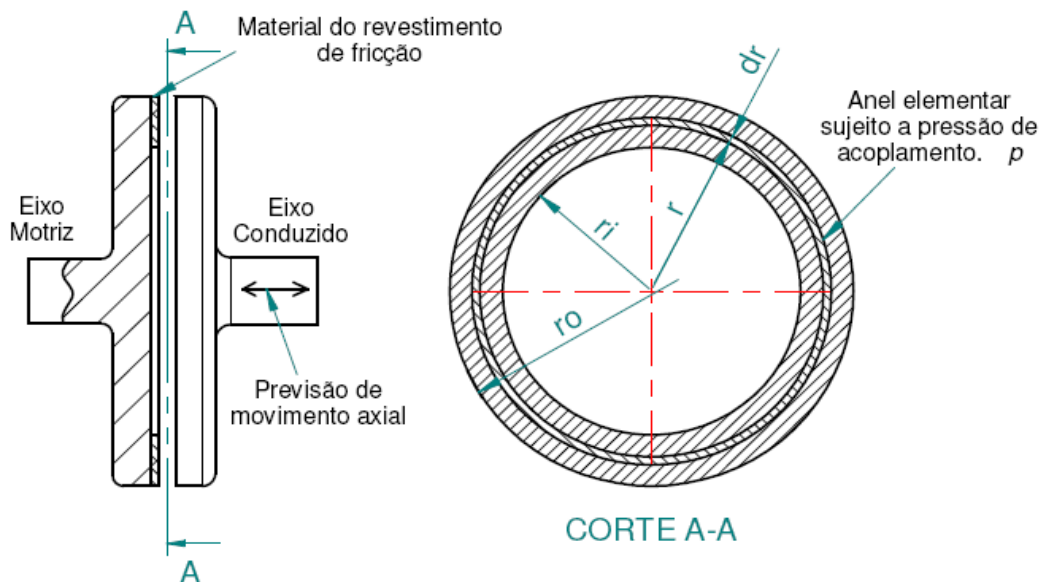
$f_s$  = Força de atrito;

$\mu$  = Coeficiente de atrito da interface;

$N$  = Força atuante na interface.

Um sistema de embreagem simplificado é demonstrado pela figura 2.

Figura 2 – Sistema de embreagem simplificado



Fonte: adaptado de Juvinall e Marshek (1991)

Segundo Shigley et al. (2005), a capacidade de um sistema de embreagem é limitado por dois fatores: as características do material de atrito e a habilidade de

dissipar calor do sistema. As características do material de atrito compreendem o coeficiente de fricção e a pressão normal que o material suporta com segurança.

### 2.3 MATERIAIS DE ATRITO UTILIZADOS EM SISTEMAS DE EMBREAGEM

Para Childs (2004), a interface de atrito de um sistema de embreagem é composto por superfícies metálicas em conjunto com superfícies revestidas de materiais com alto poder de atrito.

Os materiais de atrito utilizados em sistemas de embreagem possuem bases orgânicas ou sinterizadas, as sinterizadas podem ser divididas ainda em cerâmicas ou metálicas.

A tabela 1 ilustra os valores típicos para materiais de atrito utilizados em sistemas de embreagem.

Tabela 1 – Propriedades de materiais comuns de forração para embreagens

<b>Material de atrito contra aço</b>	<b>Coeficiente de atrito dinâmico a seco</b>	<b>Pressão Máxima (kPa)</b>	<b>Temperatura máxima (°C)</b>
Moldado	0,25 - 0,45	1030 - 2070	204 - 260
Tecido	0,25 - 0,45	345 - 690	204 - 260
Metal sinterizado	0,15 - 0,45	1030 - 2070	232 - 677

Fonte: adaptado de Norton (2004)

Segundo Rothbart (1985), os materiais de atrito orgânicos utilizados em sistemas de embreagem apresentam performance satisfatória com menores custos em diversas aplicações. Os materiais de atrito metal sinterizado e cerâmicas são indicados quando há necessidade de se utilizar maior pressão na interface de atrito e também quando as condições térmicas são mais agressivas, uma vez que apresentam maiores custos.

Conforme Norton (2004), as cerâmicas de engenharia são compostas basicamente de elementos metálicos e não metálicos, apresentado como principais propriedades altas durezas e fragilidade, altas resistências á temperatura e

resistência química, alta resistência á compressão e potencialmente baixo peso e custo.

Segundo Orthwein (2004), materiais de fricção utilizados em sistemas de embreagem têm sua estabilidade dimensional frente a elevadas condições de temperatura determinada em ensaios laboratoriais, conforme a norma SAE J160. Mudanças dimensionais no material de fricção causam alterações na interface de atrito, prejudicando o funcionamento do sistema de embreagem.

## 2.4 DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE EMBREAGEM QUANTO A CAPACIDADE DE TRANSMISSÃO DE TORQUE

Para Liu et. al. (2011), o torque transmitido pela embreagem é uma função da pressão exercida pelo platô sobre o disco, do coeficiente de atrito da interface e da dimensão do disco de embreagem.

Para Norton (2004), a pressão entre as superfícies de contato do sistema de embreagem pode ser aproximada por meio de uma distribuição de pressão uniforme sobre toda a superfície, se os discos forem rígidos. Desta forma o desgaste será maior no diâmetro externo, uma vez que o desgaste é proporcional a pressão multiplicada pela velocidade ( $pV$ ) e a velocidade aumenta linearmente com o raio. Entretanto, como os discos se desgastam preferencialmente em direção à parte externa, a perda de material irá mudar a distribuição de pressão para não uniforme e a embreagem irá se aproximar da condição de desgaste uniforme com  $pV$  constante. Podem-se definir então duas condições para dimensionamento de um sistema de embreagem, pressão uniforme e desgaste uniforme.

Segundo Norton (2004), uma embreagem com disco e material flexível pode estar próxima à condição de desgaste uniforme quando em uso, já uma embreagem com disco e materiais tendendo a rígidos irá se aproximar mais rapidamente da condição de desgaste uniforme com o uso.

As metodologias de dimensionamento referentes a cada condição são diferentes, a hipótese de desgaste uniforme remete a uma classificação mais conservativa da embreagem, sendo, por isso preferida por muitos projetistas.

Sistemas de embreagem dimensionados através da condição de desgaste uniforme apresentarão uma capacidade de transferência de torque maior quando

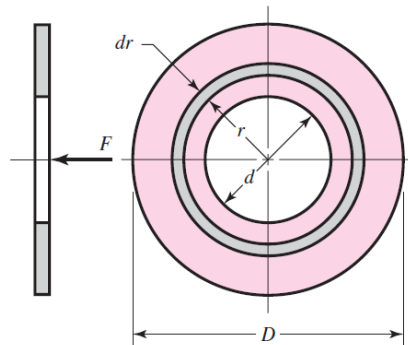


novos, porém devido ao desgaste irão se aproximar da capacidade estimada em projeto no final de sua vida útil.

### 2.4.1 Dimensionamento considerando pressão uniforme

Para Juvinall e Marshek (1991), Norton (2004), Shigley et al. (2005) e Childs (1998), considerando a pressão igual em qualquer ponto da superfície de contato, a força normal atuante no elemento de anel infinitesimal, de raio  $r$  é descrita pela equação 2.

Figura 3 – Determinação da força normal



Fonte: Shigley (2005)

$$dF = (2\pi r dr)p \quad (2)$$

Onde:

$r$  = raio (m);

$p$  = pressão (kPa);

$dr$  = largura do anel (m).

A força axial total  $F$  na embreagem é determinada por integração da equação 2 entre os limites  $r_i$  (raio interno) e  $r_o$  (raio externo), resultando na equação 3.

$$F = \int_{r_o}^{r_i} 2\pi p r dr = \pi p (r_o^2 - r_i^2) \quad (3)$$

O torque de atrito no elemento de anel diferencial é dado pela equação 4.

$$dT = 2\pi p \mu r^2 dr \quad (4)$$

Onde:

$\mu$  = coeficiente de atrito.

O torque total para um disco de embreagem com uma única face de contato é definido pela integração, entre os limites  $r_i$  e  $r_o$ , da equação 4 obtendo-se a equação 5.

$$T = \int_{r_o}^{r_i} 2\pi p \mu r^2 dr = \frac{2}{3} \pi p \mu (r_o^3 - r_i^3) \quad (5)$$

Em casos onde o sistema de embreagem apresente mais de uma face de atrito, ou seja,  $N$  faces de atrito, o torque disponível no acoplamento é calculado multiplicando a equação 5 pelo número de faces de atrito, resultando na equação 6.

$$T = \frac{2}{3} \pi p \mu (r_o^3 - r_i^3) N \quad (6)$$

Onde:

$N$  = número de faces de atrito.

As equações 3 e 6 são combinadas para obter a expressão do torque em função da força axial e dos raios interno e externo do disco de acoplamento conforme equação 7.

$$T = \frac{2N\mu F(r_o^3 - r_i^3)}{3(r_o^2 - r_i^2)} \quad (7)$$

#### 2.4.2 Dimensionamento considerando desgaste uniforme

Para Juvinali e Marshek (1991), a taxa de desgaste é geralmente proporcional ao trabalho por atrito, isto é o produto da força de atrito pela velocidade.

Assumindo um coeficiente de atrito constante, a taxa de desgaste é proporcional ao produto da pressão pela velocidade de deslizamento.

Para Fabbro (2012), o desgaste será maior no diâmetro externo, pois a velocidade aumenta linearmente com o raio. Tendo em vista que a perda de material é maior na parte externa, a distribuição de pressão irá mudar de tal forma para não uniforme e a embreagem desgastará a uma taxa uniforme, aproximando-se da condição de desgaste uniforme.

Admitindo o desgaste como proporcional ao trabalho de atrito, este pode ser calculado pelo produto da força de atrito pelo raio. Como a primeira variável é proporcional à pressão superficial enquanto a segunda é proporcional à posição radial, o desgaste é proporcional ao produto da pressão e da velocidade, conforme apresentado na equação 8.

$$W = pV = \text{constante} \quad (8)$$

Onde:

$W$  = Razão de desgaste;

$p$  = Pressão;

$V$  = Velocidade.

Para Juvinall e Marshek (1991), Norton (2004), Shigley et al. (2005) e Childs (1998), a máxima pressão  $p_{m\acute{a}x}$  ocorre no raio mínimo  $r_i$ .

$$pr = W = p_{m\acute{a}x}r_i \quad (9)$$

Rearranjando os termos da equação 9 temos a equação 10.

$$p = p_{m\acute{a}x} \frac{r_i}{r} \quad (10)$$

A força axial  $F$  é dada pela equação 11 e é encontrada pela integração da equação 2, para a força diferencial no elemento de anel, com  $p$  proveniente da equação 10.

$$F = \int_{r_o}^{r_i} 2\pi p r dr = \int_{r_o}^{r_i} 2\pi \left( p_{m\acute{a}x} \frac{r_i}{r} \right) r dr = 2\pi r_i p_{m\acute{a}x} (r_o - r_i) \quad (11)$$

Integrando a expressão 4, entre os limites  $r_i$  e  $r_o$ , utilizando a substituição da equação 10 obtém-se a equação do torque, que é calculado pela equação 12.

$$T = \int_{r_o}^{r_i} 2\pi p \mu r^2 = \pi \mu r_i p_{m\acute{a}x} (r_o^2 - r_i^2) \quad (12)$$

Combinando as equações 11 e 12 produz-se uma expressão relacionando torque à força axial, no caso de desgaste uniforme, demonstrado na equação 13, já considerando o número de faces de atrito  $N$ .

$$T = \frac{N\mu F(r_o + r_i)}{2} \quad (13)$$

## 2.5 RELAÇÃO ENTRE RAIOS

Para Juvinall e Marshek (1991) e Norton (2004), outro fator a ser considerado no projeto de sistemas de embreagem é a relação entre os raios internos e externos. A equação 14 demonstra a relação para obtenção do máximo torque para um dado raio externo.

$$r_i = \sqrt{\frac{1}{3}} r_o = 0,577r_o \quad (14)$$

Conforme Juvinall e Marshek (1991), usualmente se utilizam proporções de  $r_i = 0,45r_o$  a  $r_i = 0,80r_o$  visando à máxima transferência de torque possível.

## 2.6 DIMENSIONAMENTO SIMPLIFICADO

Segundo Childs (2004), projetistas raramente projetam sistemas de embreagem a partir do zero, os sistemas normalmente são projetados em conjunto

com fornecedores especializados, cabendo ao projetista especificar as necessidades de transferência de torque, a velocidade que será atingida, o carregamento que a máquina será submetida e as inércias do sistema. Deste modo o fornecedor especializado selecionará o dimensional adequado e os materiais de atrito necessários.

Para Menegotto (2008), as empresas visando tornarem-se ágeis no processo de dimensionamento de sistemas de embreagem desenvolveram, juntamente com fornecedores, uma metodologia de cálculo voltada para cada aplicação, baseando-se em variáveis existentes, em métodos conhecidos e resultados de inúmeros testes de campo.

Abaixo uma descrição de um método de verificação do sistema de embreagem.

A equação 15 demonstra a definição do raio médio do disco de embreagem.

$$r_m = \frac{2}{3} \left( \frac{r_o^3 - r_i^3}{r_o^2 - r_i^2} \right) \quad (15)$$

Onde:

$r_m$  = Raio médio (m);

$r_o$  = Raio externo (m);

$r_i$  = Raio interno (m).

Com base no raio médio determinado pela equação 15, o cálculo do momento tursor fornecido pela embreagem é demonstrado na equação 16 (capacidade de transmissão de torque do sistema de embreagem).

$$M_k = NP\mu r_m \quad (16)$$

Onde:

$M_k$  = Momento tursor fornecido pela embreagem (daNm);

$r_m$  = Raio médio (m);

$P$  = Força que a embreagem realiza sobre o platô (daN);

$\mu$  = Coeficiente de atrito do disco;

$N$  = Número de faces de atrito.

Para aplicações agrícolas os fornecedores recomendam dimensionar o sistema de embreagem para um torque duas vezes maior que o fornecido pelo motor, sendo assim, obtém-se a equação 17.

$$M_k \geq 2M_M \quad (17)$$

Onde:

$M_M$  = Torque fornecido pelo motor (daN.m).

## 2.7 ESTIMATIVA DA VIDA ÚTIL DE UM SISTEMA DE EMBREAGEM

Segundo fabricantes de embreagens, a estimativa da vida útil de um sistema de embreagem pode ser aproximada pela equação 18.

$$Estimativa = \frac{rd \times hr}{dtot} \quad (18)$$

Onde:

$Estimativa$  = Estimativa da vida da embreagem (h);

$rd$  = Reserva de desgaste (mm);

$hr$  = Horas rodadas até a inspeção (h);

$dtot$  = Desgaste total do disco (mm);

A reserva de desgaste é quanto material de atrito pode ser removido do disco de embreagem sem que o mesmo apresente deficiência na transmissão de torque ao qual foi dimensionado.

## 2.8 DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE EMBREAGEM QUANTO A CAPACIDADE TÉRMICA

Para Shigley et al. (2005), as equações utilizadas para calcular a elevação da temperatura em sistemas de embreagem são mais úteis para apontar com precisão os parâmetros de projeto que tem o maior efeito no desempenho. Isto

ocorre, pois existem inúmeras variáveis envolvidas, tornando improvável que uma análise teórica se aproxime de resultados experimentais.

Conforme Menegotto (2008), tão importante quanto dimensionar um sistema de embreagem para o torque que será transmitido é saber se este sistema de embreagem resistirá à carga térmica incidente sobre o disco de embreagem no momento do acoplamento.

Segundo Shigley et al. (2005), ocorre deslizamento quando dois eixos girando a velocidades diferentes são acoplados por meio de um sistema de embreagem, devido à inércia presente, resultando em energia dissipada na forma de calor por consequência aumentando a temperatura do sistema de embreagem.

Conforme Rothbart (1985), quando um corpo sólido desliza sobre outro, o trabalho da força de fricção que se opõe ao movimento é transformado em calor, consequentemente a temperatura nas superfícies aumenta, podendo chegar ao ponto onde o sistema de embreagem seja danificado.

Para Menegotto (2008), a embreagem tem como funções básicas possibilitar a partida de um veículo a partir do repouso e permitir a interrupção da transferência de torque. Para possibilitar a partida de um veículo a partir do repouso é necessário que ocorra um escorregamento entre as interfaces de atrito presentes no sistema de embreagem, até que o veículo atinja a velocidade correspondente à marcha e a rotação do motor.

Durante este escorregamento a potência proveniente do motor é transformada em calor, aumentando a temperatura do sistema de embreagem, instantaneamente toda a potência gerada no motor é transformada em calor.

Em aplicações agrícolas, inicialmente é selecionada a marcha de trabalho, após é escolhida a rotação necessária e por fim realiza-se o acoplamento do sistema de embreagem, deste modo em muitos casos o sistema de embreagem deve dissipar toda a energia disponível em forma de potência no motor.

A equação 19 demonstra a energia dissipada por área de contato do disco de embreagem ( $E_d$ ), segundo fornecedores de sistemas de embreagem.

Segundo dados dos fabricantes de sistemas de embreagem, a  $E_{d_{máx}}$  para discos de embreagem de composto orgânico é  $80 \frac{W}{cm^2}$  e para discos de embreagem de compostos cerâmicos é  $220 \frac{W}{cm^2}$ .

$$Ed = \frac{Pm}{Ac} \quad (19)$$

Onde:

$Ed$  = Energia dissipada por área do disco ( $W/cm^2$ );

$Pm$  = Potência máxima do motor (W);

$Ac$  = Área de contato do disco de embreagem ( $cm^2$ ).

Os parâmetros para  $Ed_{máx}$  são provenientes de testes de campo e da experimentação de fornecedores especializados, sendo baseados em uma média de vida de 3000 horas, com confiabilidade B10 para uma vida mínima de 2000 horas e B50 uma vida mínima de 4000 horas. A confiabilidade B10 refere-se ao tempo para que 10% dos sistemas apresentem falhas, com B50 referindo-se à 50% dos sistemas apresentado falha.



### 3 DESENVOLVIMENTO

Neste capítulo será apresentada a proposta de implementação deste trabalho, a descrição da problemática, a descrição das atividades realizadas, as soluções propostas, os métodos utilizadas e a forma de execução.

Conforme Menegotto (2008), dentre os fatores mais importantes a ser considerados no projeto de um sistema de embreagem estão a capacidade de transmitir torque e a dissipação de energia em forma de calor gerada no sistema.

#### 3.1 DESCRIÇÃO DA PROBLEMÁTICA DO TRABALHO

Atualmente o dimensionamento dos sistemas de embreagem aplicados nos tratores produzidos pela Agrale S.A. é realizado basicamente pelos fornecedores, gerando assim possíveis dúvidas quanto ao sub ou superdimensionamento dos componentes, o que pode acarretar em custos desnecessários ao projeto, custos com garantias e aumento no custo do produto final.

É importante destacar que este trabalho não visa a eliminação do desenvolvimento de sistemas de embreagem junto a fornecedores especializados, mas visa prover à Agrale S.A. subsídios para discussões técnicas.

Fatores como aspectos técnicos, tanto quanto aspectos relativos a custo e tempo de desenvolvimento, devem ser levados em conta no dimensionamento de um sistema de embreagem.

A elaboração de um método que permita a empresa dimensionar sistemas de embreagem antes da montagem de protótipo é de suma importância, através dela é possível adequar o processo de validação de componentes dentro de prazos menores, gerando informações para racionalizar prazos e investimentos.

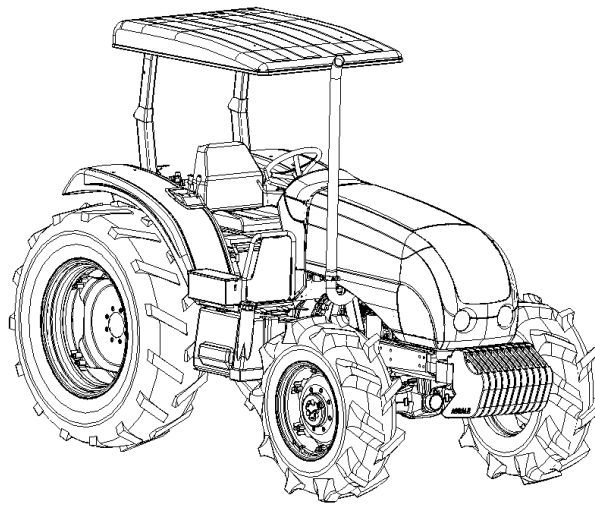
#### 3.2 DESCRIÇÃO DAS ATIVIDADES REALIZADAS

Nesta etapa estão descritas as atividades realizadas no dimensionamento do sistema de embreagem, visando menores prazos e custo de projeto optou-se por utilizar o maior número de componentes disponíveis comercialmente.

### 3.2.1 Características do trator

O trator utilizado como referência para este trabalho possui denominação comercial 5105, tendo como fonte de torque um motor Diesel com 100 cv de potência máxima, ou 74,6 kW disponíveis a 2300 rotações por minuto, e torque máximo de 37,3 daNm disponíveis a 1500 rotações por minuto. A massa total deste trator é de 5500 kg. O trator 5105 é apresentado na figura 4.

Figura 4 – Trator Agrale 5105



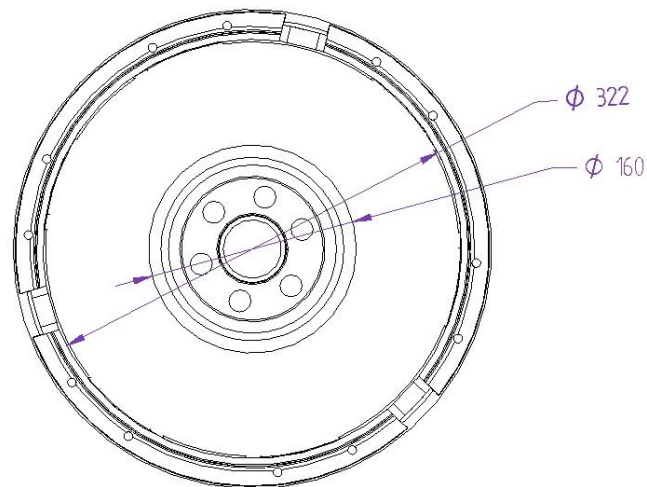
Fonte: autor

O espaço disponível para o sistema de embreagem, mais precisamente para o disco de embreagem, foi determinado através do espaço disponível no volante do motor.

Visando agilidade e menor custo de desenvolvimento optou-se por utilizar o máximo número de componentes disponíveis comercialmente, sendo o volante do motor um destes itens. Este volante de motor possui face de atrito para disco de embreagem com diâmetro máximo de 322 mm e mínimo de 160 mm. Esta informação é de suma importância, pois determina o valor máximo dos raios externo,  $r_o$ , e interno,  $r_i$ , do disco de embreagem.

O espaço disponível para o disco de embreagem será confrontado com os valores determinados através do dimensionamento, a fim de verificar a necessidade de desenvolvimento de um componente novo. O espaço disponível para o disco de embreagem está representado na figura 5.

Figura 5 – Espaço disponível para o disco de embreagem



Fonte: autor

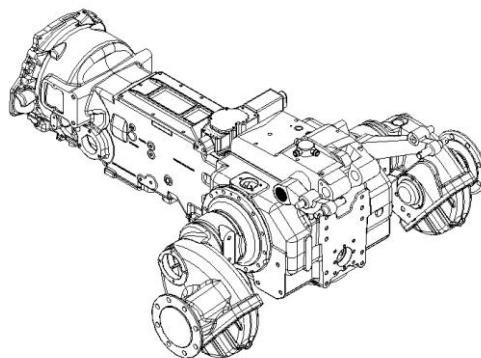
### 3.2.2 Sistema de embreagem utilizado

O tipo de sistema de embreagem presente em um trator agrícola depende diretamente do modelo de transmissão utilizado.

No trator Agrale 5105 é utilizada uma transmissão do tipo mecânica, sendo assim o sistema de embreagem mais adequado para esta transmissão é o sistema de embreagem de acoplamento por atrito, sendo utilizado sistema do tipo disco de contato axial a seco com múltiplas faces de atrito.

Um sistema de transmissão de trator agrícola é apresentado na figura 6.

Figura 6 – Sistema de transmissão de trator agrícola



Fonte: autor

### 3.2.3 Materiais de atrito disponíveis

Através de consulta à fornecedores especializados, levando-se em conta fatores como tempo de desenvolvimento, custos e investimentos, chegou-se a conclusão de que dois tipos de materiais de atrito seriam os mais indicados. Os mesmos foram divididos em função de suas bases, sendo um material de base orgânica e outro de base cerâmica.

A tabela 2 apresenta as principais propriedades de materiais de atrito disponíveis comercialmente.

Tabela 2 – Propriedades de materiais de atrito disponíveis comercialmente

<b>Material de atrito</b>	<b>Coefficiente de atrito dinâmico a seco</b>	<b>Máxima energia dissipada por área (W/cm<sup>2</sup>)</b>
Orgânico	0,27	80
Cerâmico	0,4	220

Fonte: autor

### 3.2.4 Capacidade de transmissão de torque

A capacidade de transmissão de torque foi calculada com base nas hipóteses de pressão uniforme e desgaste uniforme de modo a realizar uma comparação entre ambas.

Os valores iniciais para dimensionamento provêm de uma análise *benchmarking* de discos de embreagem para tratores desse porte e dessa potência, sendo assim partiu-se de um valor de  $r_o$  baseado no diâmetro  $\varnothing$  300 mm. O valor de  $r_i$  foi determinado através da equação 14, de modo a obter a máxima transferência de torque possível.

$$r_i = 0,577r_o \quad (14)$$

$$r_i = 0,577 \times 300 / 2$$

$$r_i = 86,55 \text{ mm}$$

Portanto o disco de embreagem deverá ter  $r_o = 150 \text{ mm}$  e  $r_i = 86,55 \text{ mm}$ .

De posse das dimensões do disco de embreagem foi possível calcular a energia dissipada por área do disco de embreagem, através da equação 19, a fim de verificar quais materiais de atrito atendem a necessidade.

$$Ed = \frac{Pm}{Ac} \quad (19)$$

$$Ed = \frac{Pm}{2\pi(r_o^2 - r_i^2)}$$

$$Ed = \frac{74600}{2\pi(15^2 - 8,655^2)}$$

$$Ed = 79,105 \text{ W/cm}^2$$

Verifica-se que ambos os materiais de atrito suportam a carga térmica incidente para este dimensional de disco de embreagem. Apesar do fato do disco de embreagem com material de atrito orgânico apresentar menor custo em relação ao com material cerâmico, os cálculos serão desenvolvidos considerando-se as características do material de atrito cerâmico, pois a condição de energia dissipada por unidade de área para o material orgânico está muito próxima ao limite.

A partir da equação 7 foi determinada a força necessária para a transferência de torque solicitada ao sistema de embreagem, considerando a condição de pressão uniforme.

$$T = \frac{2N\mu F(r_o^3 - r_i^3)}{3(r_o^2 - r_i^2)} \quad (7)$$

$$373 = \frac{2 \times 2 \times 0,4 F (0,15^3 - 0,08655^3)}{3(0,15^2 - 0,08655^2)}$$

$$F = 3849,757 \text{ N}$$

Com os dados obtidos anteriormente e a equação 3 foi determinada a pressão máxima necessária na interface de atrito para a transferência de torque solicitada ao sistema de embreagem.

$$F = \pi p(r_o^2 - r_i^2) \quad (3)$$

$$3849,757 = \pi p(0,15^2 - 0,08655^2)$$

$$p = 81644,863 \text{ Pa}$$

Considerando a condição de desgaste uniforme, a partir da equação 13 determinou-se a força necessária para a transferência de torque solicitada ao sistema de embreagem.

$$T = \frac{N\mu F(r_o + r_i)}{2} \quad (13)$$

$$373 = \frac{2 \times 0,4F(0,15 + 0,08655)}{2}$$

$$F = 3942,084 \text{ N}$$

Com os dados obtidos anteriormente e a equação 11 determinou-se a pressão máxima necessária na interface de atrito para a transferência de torque solicitada ao sistema de embreagem.

$$F = 2\pi r_i p(r_o - r_i) \quad (11)$$

$$3942,084 = 2\pi 0,15p(0,15 - 0,08655)$$

$$p = 65920,9 \text{ Pa}$$

Desta forma conclui-se que ambas as condições remetem a valores semelhantes para a força necessária para a transferência de torque solicitada ao sistema de embreagem, a diferença aparece na ordem de 2,4%.

A partir deste dimensionamento inicial consultaram-se fornecedores especializados, a fim de verificar quais os sistemas de embreagem semelhantes disponíveis comercialmente.

Um disco de embreagem disponível comercialmente será verificado quanto ao dimensionamento. O mesmo possui diâmetro externo do material de atrito  $\varnothing 310$  mm e diâmetro interno do material de atrito  $\varnothing 190$  mm. Desta forma obtém-se  $r_o = 155 \text{ mm}$  e  $r_i = 95 \text{ mm}$ .

Inicialmente foi verificada a energia dissipada por área do disco de embreagem, através da equação 19, a fim de verificar quais materiais de atrito atendem a necessidade para este novo dimensional de disco de embreagem.

$$Ed = \frac{Pm}{Ac} \quad (19)$$

$$Ed = \frac{Pm}{2\pi(r_o^2 - r_i^2)}$$

$$Ed = \frac{74600}{2\pi(15,5^2 - 9,5^2)}$$

$$Ed = 79,153 \text{ W/cm}^2$$

Pode-se concluir que ambos os materiais de atrito suportam a carga térmica incidente para este dimensional de disco de embreagem, porém devido a experiência de fornecedores especializados e visando prover o produto de mais confiabilidade no âmbito da manutenção, optou-se por utilizar disco de embreagem com material de atrito cerâmico. O mesmo apresenta melhores propriedades, sendo assim os cálculos foram desenvolvidos considerando-se as características do material de atrito cerâmico.

A partir da equação 7 foi determinada a força necessária para a transferência de torque solicitada ao sistema de embreagem, a partir do novo dimensional do disco de embreagem, considerando a condição de pressão uniforme.

$$T = \frac{2N\mu F(r_o^3 - r_i^3)}{3(r_o^2 - r_i^2)} \quad (7)$$

$$373 = \frac{2 \times 2 \times 0,4 F (0,155^3 - 0,095^3)}{3(0,155^2 - 0,095^2)}$$

$$F = 3659,733 \text{ N}$$

A partir dos dados obtidos anteriormente e da equação 11 determinou-se a pressão máxima necessária na interface de atrito para a transferência de torque solicitada ao sistema de embreagem, para o novo disco de embreagem.

$$F = \pi p(r_o^2 - r_i^2) \quad (3)$$

$$3659,733 = \pi p(0,155^2 - 0,095^2)$$

$$p = 77661,949 \text{ Pa}$$

Considerando a condição de desgaste uniforme, a partir da equação 13 foi determinada a força necessária para a transferência de torque solicitada ao sistema de embreagem.

$$T = \frac{N\mu F(r_o + r_i)}{2} \quad (13)$$

$$373 = \frac{2 \times 0,4F(0,155 + 0,095)}{2}$$

$$F = 3730 \text{ N}$$

Com os dados obtidos anteriormente e a equação 11 foi determinada a pressão máxima necessária na interface de atrito para a transferência de torque solicitada ao sistema de embreagem.

$$F = 2\pi r_i p(r_o - r_i) \quad (11)$$

$$3730 = 2\pi 0,15p(0,155 - 0,095)$$

$$p = 63833,112 \text{ Pa}$$

A partir da análise dos resultados encontrados pode-se concluir que as pressões na interface de atrito encontram-se dentro dos limites indicados para os materiais de atrito utilizados.

Um platô de embreagem disponível comercialmente possui força mínima na interface de atrito de 7800 N. Isto se deve ao fato de que para aplicações agrícolas os fornecedores especializados em sistemas de embreagem recomendam que o sistema seja projetado para suportar duas vezes o torque máximo do motor.

Para a condição de pressão uniforme foi utilizada a equação 7 para determinar a força necessária à transferência de torque solicitada ao sistema de embreagem, a partir da condição recomendada pelos fornecedores especializados.

$$T = \frac{2N\mu F(r_o^3 - r_i^3)}{3(r_o^2 - r_i^2)} \quad (7)$$

$$373 \times 2 = \frac{2 \times 2 \times 0,4F(0,155^3 - 0,095^3)}{3(0,155^2 - 0,095^2)}$$

$$F = 7319,466 \text{ N}$$



A partir da equação 13 determinou-se a força necessária para a transferência de torque solicitada ao sistema de embreagem a partir da condição recomendada pelos fornecedores especializados, segundo a condição de desgaste uniforme.

$$T = \frac{N\mu F(r_o + r_i)}{2} \quad (13)$$

$$373 \times 2 = \frac{2 \times 0,4F(0,155 + 0,095)}{2}$$

$$F = 7460 \text{ N}$$

A partir da análise dos valores encontrados analiticamente conclui-se que o sistema de embreagem ofertado, disponível comercialmente, atende as necessidades de projeto e aos requisitos dos fornecedores, restando ainda uma margem de segurança de cerca de 4,5% para a condição mais crítica. O sistema de embreagem ofertado possibilita montagem no volante do motor disponível.

### 3.2.5 Determinação da relação entre raios

A relação entre raios foi calculada através da equação 14, a fim de verificar a máxima transferência de torque possível para o sistema de embreagem disponível comercialmente.

Conforme Juvinal e Marshek (1991), usualmente se utilizam proporções de  $r_i = 0,45r_o$  a  $r_i = 0,80r_o$  visando à máxima transferência de torque possível.

$$r_i = xr_o$$

$$0,095 = x0,155$$

$$x = 0,613$$

Logo o sistema de embreagem ofertado, disponível comercialmente, utiliza proporção entre raios visando à máxima transferência de torque possível, com valor igual a  $r_i = 0,613r_o$ .

### 3.2.6 Dimensionamento simplificado

Os cálculos de dimensionamento foram realizados segundo a metodologia de dimensionamento simplificado, a partir dos dados provenientes do fornecedor especializado para o sistema de embreagem.

A equação 15 determinou o raio médio.

$$r_m = \frac{2}{3} \left( \frac{r_o^3 - r_i^3}{r_o^2 - r_i^2} \right) \quad (15)$$

$$r_m = \frac{2}{3} \left( \frac{0,155^3 - 0,095^3}{0,155^2 - 0,095^2} \right)$$

$$r_m = 0,1274 \text{ m}$$

Com base no raio médio, o momento torsor fornecido pela embreagem foi calculado pela equação 16, ou seja, foi determinada a capacidade de transmissão de torque do sistema de embreagem.

$$M_k = NP\mu r_m \quad (16)$$

$$M_k = 2 \times 7800 \times 0,4 \times 0,1274$$

$$M_k = 794,976 \text{ Nm}$$

Para aplicações agrícolas os fornecedores especializados recomendam dimensionar o sistema de embreagem para um torque duas vezes maior que o fornecido pelo motor, desta forma, foi verificado através da equação 17 se esta necessidade estava sendo cumprida.

$$M_k \geq 2M_M \quad (17)$$

$$794,967 \geq 2 \times 373$$

$$794,967 > 746$$

Portanto o sistema de embreagem ofertado comercialmente atende aos requisitos de dimensionamento recomendados.

O dimensionamento simplificado é uma ferramenta importante de verificação de sistemas de embreagem onde já se possui valores dimensionais do disco de embreagem e o valor da força exercida pelo platô.

### 3.2.7 Dimensionamento quanto a capacidade térmica

A partir da equação 19 obteve-se a potência dissipada por unidade de área de contato do disco de embreagem. Após estes valores foram confrontados com os valores limites para os materiais de atrito, apresentados na tabela 2.

Inicialmente foi determinada a energia dissipada por área do disco de embreagem, através da equação 19, a fim de verificar quais materiais de atrito atendem a necessidade para o dimensional de disco de embreagem ofertado.

$$Ed = \frac{Pm}{Ac} \quad (19)$$

$$Ed = \frac{Pm}{2\pi(r_o^2 - r_i^2)}$$

$$Ed = \frac{74600}{2\pi(15,5^2 - 9,5^2)}$$

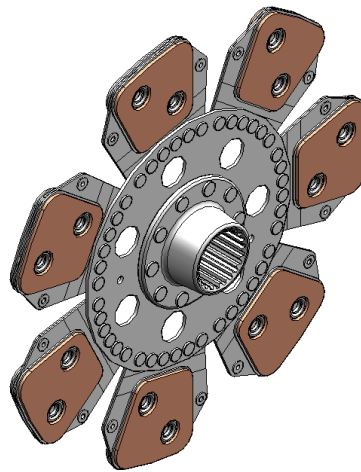
$$Ed = 79,153 \text{ W/cm}^2$$

Ambos os materiais de atrito suportam a carga térmica incidente para o dimensional de disco de embreagem disponível comercialmente, porém devido a experiência de fornecedores especializados e visando prover o produto de mais confiabilidade no âmbito da manutenção, optou-se por utilizar disco de embreagem com material de atrito cerâmico por apresentar melhores propriedades relacionadas à capacidade térmica.

No entanto foi necessário dimensionar o sistema para a energia dissipada por área do disco de embreagem novamente, devido à característica dos discos compostos de materiais de atrito de origem cerâmica apresentarem os mesmos na forma seccionada.

Um disco de embreagem com material de atrito cerâmico é apresentado na na figura 7.

Figura 7 – Disco de embreagem com material de atrito cerâmico



Fonte: autor

A energia dissipada por área do disco de embreagem foi recalculada através da equação 19, a partir do valor de área por seção de 28,293 cm<sup>2</sup> e do número de seções, 14.

$$Ed = \frac{Pm}{Ac} \quad (19)$$

$$Ed = \frac{74600}{14 \times 28,293}$$

$$Ed = 188,335 \text{ W/cm}^2$$

Portanto mesmo para a nova condição, o material de atrito cerâmico suporta a carga térmica incidente para o dimensional de disco de embreagem disponível comercialmente. Desta forma pode-se esperar uma média de vida de 3000 horas.

### 3.2.8 Teste do sistema de embreagem

Um trator foi submetido a teste de campo a fim de validar o sistema de embreagem e demais componentes. Este teste foi realizado por um período de 815 horas, em aplicações que exigiram grandes esforços de tração, a fim de sujeitar o sistema de embreagem e o sistema de transmissão, às maiores solicitações possíveis.

Após o teste o trator foi desmontado para verificação dos aspectos superficiais da interface de atrito e o desgaste do material de atrito presente no

sistema de embreagem. O disco e o platô de embreagem foram avaliados quanto a sua integridade superficial.

As avaliações da integridade superficial do disco e platô de embreagem e volante do motor foram elaboradas a partir da experiência da engenharia experimental da Agrale S.A. e de tabelas comparativas elaboradas pelos fornecedores especializados em sistemas de embreagem.

Observaram-se marcas de abrasão no platô de embreagem. Estas marcas devem-se a característica abrasividade do disco de embreagem com material de atrito cerâmico. O platô de embreagem não apresentou marcas agressivas de *hot spot*, indícios de altas solicitações térmicas, comprovando que o sistema está dimensionado corretamente quanto a capacidade térmica.

A figura 8 ilustra o aspecto superficial do platô de embreagem após 815 horas de teste.

Figura 8 – Aspecto superficial do platô de embreagem após teste



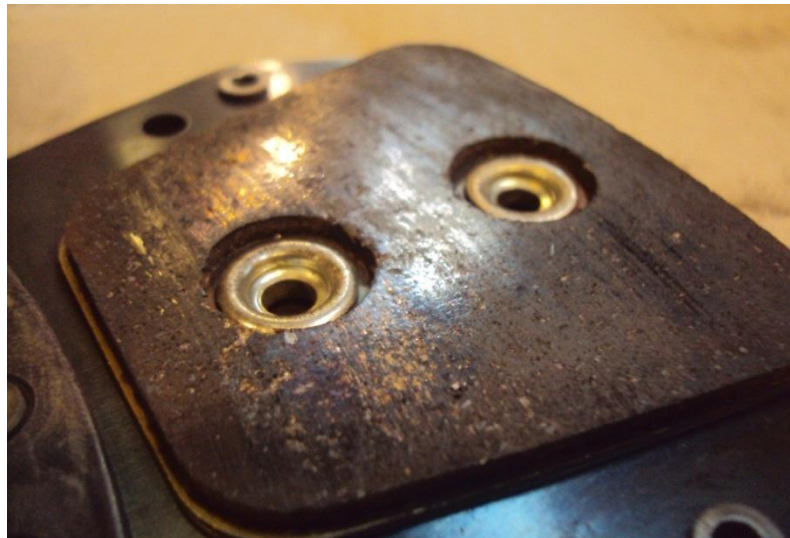
Fonte: autor

O disco de embreagem apresentou alteração na coloração, por possíveis solicitações térmicas, indício de má utilização do sistema de embreagem. O desgaste também foi verificado no disco de embreagem, a fim de estimar a vida útil do sistema.

Foi verificado uma pequena quantidade de material aderido ao disco de embreagem. Porém não foram observadas micro trincas no platô de embreagem e no volante do motor, sendo este também um indício de que o sistema não apresentou solicitações térmicas severas e que está dimensionado corretamente quanto à capacidade de transmissão de torque, uma vez que sistemas subdimensionados tendem a apresentar escorregamento, gerando calor em demasia, apresentando micro trincas.

O aspecto superficial do disco de embreagem após o período de teste é demonstrado na figura 9.

Figura 9 – Aspecto superficial do disco de embreagem após teste



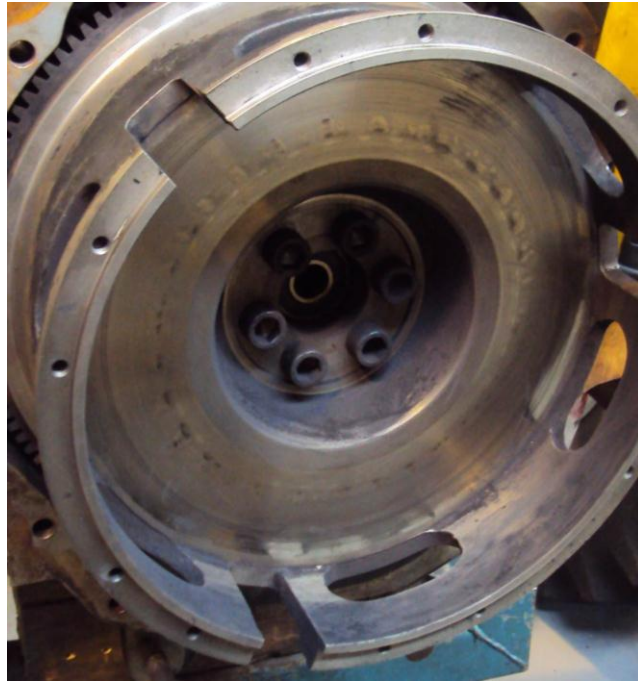
Fonte: autor

O volante do motor assim como o platô de embreagem, apresentou marcas de abrasão, devido às características abrasivas do disco de embreagem de material cerâmico e do deslizamento que ocorre quando o acoplamento da embreagem é realizado.

Da mesma forma que o platô de embreagem, o volante do motor não apresentou marcas agressivas de *hot spot*, nem microtrincas, indícios de altas solicitações térmicas, comprovando que o sistema está dimensionado corretamente quanto a capacidade térmica.

O volante do motor é apresentado na figura 10.

Figura 10 – Aspecto superficial do volante do motor após teste



Fonte: autor

### 3.2.9 Estimativa de vida útil

A tabela 3 apresenta os dados referentes ao desgaste do disco de embreagem durante os testes de campo, os dados foram coletados na montagem do protótipo e durante períodos de manutenção, uma vez que para avaliação do sistema de embreagem é necessário a desmontagem completa do trator.

A partir da média de dez pontos de desgaste foram obtidos os valores apresentados na tabela 3.

Tabela 3 – Desgaste do disco de embreagem

<b>Horas rodadas até a inspeção</b>	<b>Espessura do disco de embreagem (mm)</b>	<b>Desgaste do disco de embreagem (mm)</b>
0	11,05	0
670	10,80	0,25
815	10,55	0,50

Fonte: autor

A partir da análise dos valores encontrados observa-se um aumento no desgaste não proporcional ao período de teste, desta forma a estimativa de vida útil pode apresentar certa distorção.

A reserva de desgaste para o sistema ofertado é 2,5 mm, segundo dados do fabricante especializado. A reserva de desgaste é quanto material de atrito pode ser removido do disco de embreagem sem que o mesmo apresente deficiência na transmissão de torque ao qual foi dimensionado.

O resultado esperado, uma vez que a energia dissipada por área do disco de embreagem não ultrapassou o limite estabelecido, é uma média de vida de 3000 horas, com confiabilidade B10 para uma vida mínima de 2000 horas e B50 uma vida mínima de 4000 horas.

A estimativa de vida útil foi determinada pela equação 18, a partir de dados provenientes dos testes de campo e da reserva de desgaste.

$$Estimativa = \frac{rd \times hr}{dtot} \quad (18)$$

$$Estimativa = \frac{2,5 \times 815}{0,5}$$

$$Estimativa = 4075 h$$

A fim de verificar a influência das incertezas de medição no resultado da estimativa de vida do sistema de embreagem, foi calculada a incerteza combinada herdada do micrômetro e do horímetro utilizados no teste de campo.

O laudo de incerteza de medição do micrômetro utilizado está apresentado no anexo 1 e o desenho do horímetro, contendo as informações referentes às incertezas de medição do mesmo, está apresentado no anexo 2.

A partir da incerteza de medição do horímetro de  $\pm 1\%$  para o menor valor de escala, 0,1 hora, tem-se  $\pm 0,815$  hora para o dado intervalo. Para uma incerteza expandida de 95% considerando fatores estatísticos, o micrômetro apresenta, conforme método Isso Gum o valor  $\pm 0,00746$  mm. Calculando-se através dos valores máximos e mínimos:

$$Estimativa Máxima = \frac{2,5 \times (815 + 0,815)}{0,5 - 0,00746} \quad (20)$$



$$\text{Estimativa Máxima} = 4141 \text{ h}$$

$$\text{Estimativa Mínima} = \frac{2,5 \times (815 - 0,815)}{0,5 + 0,00746}$$

$$\text{Estimativa Mínima} = 4011 \text{ h}$$

Calculando a combinação de erros através do método de Kleine e McClintock, utilizando as derivadas parciais da equação 18,  $f_{\text{Estimativa}}(hr, dtot)$ :

$$\frac{\partial \text{Estimativa}}{\partial dtot} = \frac{-rd \times hr}{dtot^2} \quad (21)$$

$$\frac{\partial \text{Estimativa}}{\partial hr} = \frac{rd}{dtot}$$

$$\Delta \text{Estimativa} = \sqrt{\left(\frac{-rd \times hr}{dtot^2} \times \Delta dtot\right)^2 + \left(\frac{rd}{dtot} \times \Delta hr\right)^2}$$

$$\Delta \text{Estimativa} = \sqrt{\left(\frac{-2,5 \times 815}{0,5^2} \times 0,00746\right)^2 + \left(\frac{2,5}{0,5} \times 0,815\right)^2}$$

$$\Delta \text{Estimativa} = 61 \text{ horas}$$

A partir do método da combinação de erros Kleine e McClintock, o qual não considera fatores estatísticos, obtém-se a incerteza de  $\pm 1,5\%$  para a estimativa de vida, concluindo desta forma que as incertezas de medição não devem influenciar de maneira significativa nos resultados.

O valor de estimativa de vida de  $4075 \pm 1,5\%$  horas para a dada aplicação é satisfatório, uma vez que o sistema de embreagem não deverá apresentar problemas no período crítico de garantia e apresentará durabilidade maior que a média de horas de duas safras para tratores deste porte, considerando cultivo de grãos.

A vida útil do sistema de embreagem para um trator em serviços mistos deve apresentar-se superior, uma vez que os testes foram conduzidos de forma a expor o sistema às maiores solicitações possíveis.

#### 4 CONCLUSÃO E PROPOSTA PARA ESTUDOS FUTUROS

Este trabalho teve como objetivo analisar e dimensionar um sistema de embreagem para utilização em trator agrícola, evidenciando que seu correto dimensionamento é de fundamental importância para o sucesso de um produto. Tendo sido utilizado como base para estes estudos o trator Agrale 5105.

Os resultados obtidos corresponderam aos objetivos propostos possibilitando a empresa expandir seus conhecimentos em relação aos sistemas de embreagem, o que contribuirá de maneira significativa nos projetos subsequentes. Desta maneira é possível prever possíveis pontos de falha antes dos testes de campo e mesmo auxiliar na avaliação de problemas em produtos já existentes.

O dimensionamento desenvolveu-se baseado nas condições de desgaste uniforme e pressão uniforme. A partir dos resultados analíticos constatou-se que ambas as condições apresentaram resultados semelhantes, podendo ser utilizadas independentemente, pois apresentam variação de resultados inferiores a 2,5%.

O dimensionamento através de cálculos tende a agilizar a validação do sistema de embreagem, deste modo é possível iniciar a fase de testes com certa confiabilidade.

Os resultados obtidos no teste possibilitaram avaliar as condições de dimensionamento como eficazes, concluindo-se que o sistema ofertado atende aos requisitos da aplicação. O teste de campo validou o dimensionamento quanto à capacidade térmica e a capacidade de transmissão de torque através da estimativa de vida e do aspecto superficial da interface de atrito do sistema de embreagem.

Sugere-se para estudos futuros que os testes continuem até o final da vida útil do sistema de embreagem, avaliando o mesmo quanto aos aspectos presentes neste trabalho, de modo a verificar se o comportamento em relação a desgaste se mantém linear. Criando, desta maneira, um banco de dados com informações de toda a vida útil do sistema de embreagem.

Sugere-se também a criação de uma planilha de cálculos para dimensionamento de um sistema de embreagem, agilizando projetos futuros.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

CHILDS, P. R. N. **Mechanical design**. 2. ed. New York: John Wiley & Sons, 2004.

FABBRO, W. **Desenvolvimento do acionamento de embreagem, ônibus 17 toneladas**. 53 f. 2012. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade de Caxias do Sul. Caxias do Sul, 2012.

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

GUOLING, K.; ZAIMIN, Z.; ZHUOPING, Y. **A Method of Calibration of Clutch Torque Transfer Feature Based on AMT Launch Control**. International Workshop on Automobile, Power and Energy Engineering. 2010.

JUVINALL, R. C.; MARSHEK, K. M. **Fundamentals of machine component design**. 2. ed. Canada: John Wiley & Sons: 1991.

LIU, Y.; QIN, D.; JIANG, H.; LIU, C.; ZHANG, Y. Clutch torque formulation and calibration for dry dual clutch transmissions; **Mechanism and Machine Theory**; v. 46, p. 218-227; fev, 2011.

MENEGOTTO, W. **Procedimento para a pré-seleção de um sistema de embreagem veicular**. 58 f. 2008. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade de Caxias do Sul. Caxias do Sul, 2008.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 2. ed. Porto Alegre: Bookman, 2004.

ORTHWEIN, W. C. **Clutches and brakes: design and selection**. 2. ed. New York: Marcel Dekker, 2004.

RIBAS, R. L.; SCHLOSSER, J. F.; FRANTZ, U. G.; FARIAS, M. S.; NIETIED, G. H. Transmissões presentes em tratores agrícolas no Brasil; **Ciência Rural**; Santa Maria; v. 40, n. 10, p. 2206-2209; out, 2010.

ROTHBART, H. A. **Mechanical design and systems handbook**. 2. ed. United States of America: McGraw-Hill, 1985.

SHAVER, R. **Manual transmission clutch systems**. Warrndale-USA: Society of Automotive Engineers, 1997.

SHIGLEY, J. E.; MISCHEK, C. R.; BUDYNAS, R. G. **Projeto de engenharia mecânica**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.



