

2301185

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

Departamento de Engenharia Mecânica

Projeto Mecânico

90
SI
José Manoel Otero
Prof. Omar Moore de Madureira
17-12-1984

PROJETO DE DIFERENCIAL VEICULAR COM

ESCORREGAMENTO LIMITADO

autor: José Manoel Otero

orientador: Prof. Omar Moore de Madureira

"ESTE ÚLTIMO TRABALHO E TODO O MEU CURSO DE ENGENHARIA GOSTARIA DE DEDICAR À DUAS PESSOAS SEM AS QUAIS TUDO SE TORNARIA MUITO MAIS DIFÍCIL"

... MEUS PAIS,

PEPE E ISABEL

A G R A D E C I M E N T O S

- . AO PROF. OMAR MOORE DE MADUREIRA PELA AMIZADE E CARINHO COM QUE ORIENTOU
O DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO DESDE A CONCEPÇÃO INICIAL.
- . À ALBARUS S.A. IND. E COM. E AO PESSOAL DE TODOS OS SETORES QUE SEMPRE
FORAM PRESTATIVOS NO FORNECIMENTO DE INFORMAÇÕES TÉCNICAS.

NOV/84

S U M Á R I O

O mecanismo diferencial em eixos veiculares convencionais de tração, tem duas funções principais básicas.

A primeira é a de promover o movimento próprio do veículo, operando como elemento transmissor de força e distribuindo a energia que tem origem no motor às rodas de propulsão.

A segunda é a de permitir que não haja uma ligação rígida entre as duas rodas do mesmo eixo, e portanto, possam ocorrer velocidades angulares diferentes em cada uma das rodas.

Esta necessidade de diferenciação de velocidade se torna clara quando o veículo opera em curvas ou terrenos acidentados.

Apesar de atender estas duas necessidades básicas, o mecanismo diferencial convencional apresenta uma deficiência operacional importante.

O conjugado proveniente do motor se divide igualmente para cada um das rodas pertencentes ao mesmo eixo.

A possibilidade de auto-propulsão do veículo fica então dependente das condições de atrito da roda que estiver com pior situação de aderência em relação ao solo.

Em outras palavras, existe uma diferenciação de velocidade e uma equalização de conjugado.

O presente trabalho tem por objetivo desenvolver um sistema que além de suprir a deficiência da equalização constante de conjugado, mantenha as outras características do diferencial convencional, quando estas se fizerem necessárias.

A aplicação específica do projeto desenvolvido é no eixo traseiro motor de um veículo agrícola (trator) de pequeno porte com todas suas especificações estabelecidas, porém a utilização em outras aplicações não perde a validade em termos de concepção.

Í N D I C E

I - ESTUDO DA VIABILIDADE

I.1- Apresentação	01
I.2- Estabelecimento da Necessidade	02
I.3- Formulação do Projeto	04
I.3.1- Especificações Funcionais/Operacionais	04
I.3.2- Especificações Técnicas/Aplicativas do Fabricante	06
Motor	06
Pêssos	06
Dimensões	06
Curva Característica Reduções	07
I.4- Síntese de Possíveis Soluções	
I.4.1- Solução A	10
I.4.2- Solução B	11
I.4.3- Solução C	13
I.5- Exequibilidade Física	15
I.6- Valor Econômico	18
I.6.1- Determinação de Custos Baseado no Modelo 70-HD Rígido	19
I.6.2- Determinação de Custos Baseado no Modelo 44 Rígido	20
I.6.3- Síntese dos Custos Envolvidos	21
I.6.4- Conclusão	23
I.7- Viabilidade Financeira	23

II - PROJETO BÁSICO

II.1- Apresentação	23
II.2- Escolha da Melhor Solução	24
II.3- Modelagem Matemática	26
II.4- Análise de Sensibilidade	38
II.5- Análise de Compatibilidade	39
II.5.1- Engrenagens	39
a) Hélice	39
b) Movimento Solidário	39
c) Relação entre Ângulos de Hélice e Pressão	39
d) Distribuição Interna	40
II.6- Análise da Estabilidade	41
II.6.1- Mesma Condição de Aderência nas Rodas	41
II.6.2- Diferentes Condições de Aderência nas Rodas	42
a) Limitação da saída \dot{w}	42
b) Coeficiente de Atrito Nulo em uma das Rodas	43
b.1- Terreno Plano	44
b.2- Rampa Simples	45
b.3- Rampa com Inclinação Transversal ...	45
b.3.1- Favorável	45
b.3.2- Desfavorável	45
c) Coeficiente de Atrito diferente de Zero na Roda Derrapante	46
II.7- Otimização	52
II.7.1- Introdução	52
II.7.2- Esforços Internos Envolvidos	52

II.8- Previsões para o Futuro	62-A
II.9- Previsão do Tempo de Funcionamento	63
II.10-Ensaios, Testes e Protótipos	63
II.10-1- Programa de Testes	63
a) Testes de Laboratório	64
a.1- Eixo operando em linha reta	64
a.2- Diferenciação de Conjugado	64
a.3- Temperatura do Óleo	67
b) Testes de Campo	68
b.1- Desempenho Normal	68
b.2- Desempenho Abusivo	69
II.10-2- Conclusão	69
SIMBOLOS	71
BIBLIOGRAFIA CONSULTADA	73
ANEXO I - APLICAÇÃO, NOMENCLATURA E CINEMÁTICA DO DIFERENCIAL CONVENCIONAL	
ANEXO II - ESTUDO DOS ESFORÇOS ENVOLVIDOS NA TRANS MISSÃO PARAFUSO SEM-FIM/COROA	
ANEXO III- LUBRIFICANTES	

PROJETO DE ENGENHARIA VEICULAR COM
ESCORREGAMENTO LIMITADO

I- ESTUDO DA VIABILIDADE

I.1- APRESENTAÇÃO

Se um veículo fosse conduzido sempre em linha reta, sem efetuar curvas, o mecanismo diferencial de eixo não seria necessário. Todavia, quando o veículo muda de direção a roda do eixo externa à curva realizada, deve manter uma velocidade periférica (e portanto rotação), maior que a roda interna.

Caso o acionamento do eixo fosse por engrenamento rígido de maneira que ambas as rodas tivessem que girar a mesma velocidade, haveria necessariamente movimento relativo entre a roda (pneu), e o ponto de contacto com a pista sempre que uma curva fosse efetuada. Esta "derrapagem" implicaria além da instabilidade do veículo, em desgaste excessivo dos pneus.

A utilização do diferencial no eixo elimina estes inconvenientes permitindo que as duas rodas girem a diferentes velocidades quando as curvas são realizadas.

Além da eliminação deste inconveniente cinemático durante as curvas, o diferencial é responsável pela equalização do conjugado absorvido nas duas rodas, ou seja, o conjugado motor fornecido ao eixo é distribuído igualmente às rodas independentemente das condições de aderência a que as mesmas sejam submetidas.

No anexo I, são descritos os principais componentes e a cinemática do diferencial convencional.

Em algumas situações a equalização do conjugado distribuído às rodas não é uma característica desejada, pois se uma das rodas perde o contato com a pista ou não encontra resistência de atrito necessária para a propulsão - do veículo, a outra roda recebe o mesmo conjugado a que a primeira está submetida.

No caso de uma competição, onde curvas são feitas a alta velocidade e a força centrífuga faz com que a roda interna a curva tenha seu componente normal reduzido e portanto as condições de atrito resistente reduzido ($Fat. = \mu \cdot N$), o conjugado transmitido a outra roda será igualmente reduzido diminuindo assim o potencial de propulsão do veículo durante a curva.

Outra situação pode ser observada no caso de pistas escorregadias (gelo, lama), onde uma das rodas perde as condições de tração pela diminuição do coeficiente de atrito.

Utilizando-se um eixo diferencial convencional, embora uma das rodas tenha condições satisfatórias de aderência o conjugado transmitido será o mesmo produzido no lado oposto, muitas vezes insuficiente para a remoção do veículo. O objetivo deste projeto é o de atender a necessidade de eliminação da equalização do conjugado transmitido ao solo, sob estas condições particulares de utilização.

I.2- ESTABELECIMENTO DA NECESSIDADE

Em veículos de utilização rural é quase que constante este tipo de problema, principalmente em época de chuvas onde podem ser encontradas pistas muito irregulares e escorregadias.

A possibilidade de utilização do conjugado motor na roda com melhor condição de aderência através da distribuição de esforços pelo diferencial, é o intuito deste projeto.

O atendimento desta necessidade pode trazer os seguintes benefícios:

- a) evitar atolamentos frequentes;
- b) melhorar desempenho em pistas irregulares e escorregadias;
- c) garantia de conjugado mínimo nas rodas.

A aplicação do projeto que será desenvolvido é em tratores agrícolas de pequeno porte.

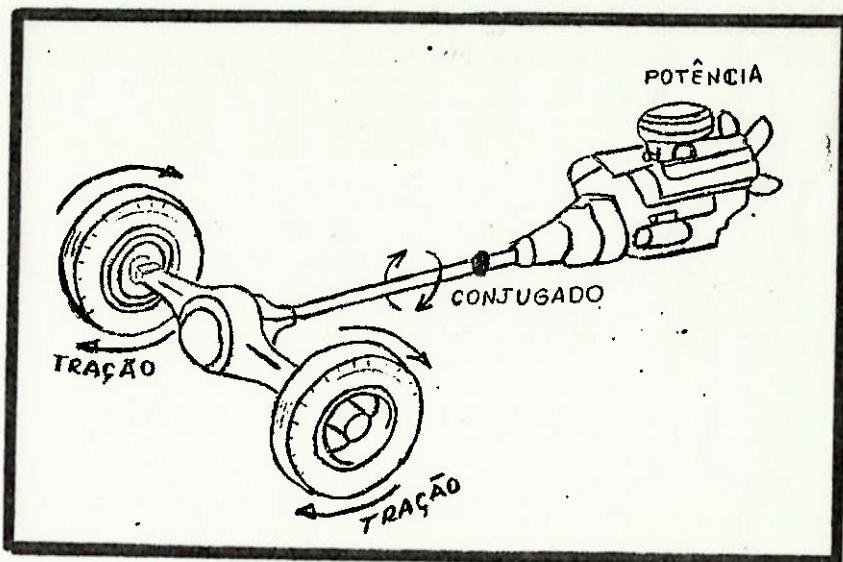


FIGURA - I.O - O diferencial convencional divide igualmente a força de tração que vai para as rodas, sendo que a força máxima é sempre determinada pela roda em piores condições de trabalho. Se, por exemplo, uma das rodas estiver em terreno escorregadio, a força de tração transmitida à outra roda é igual àquela que está em condições mais desfavoráveis.

Como resultado, temos que uma roda gira loucamente enquanto que a outra permanece parada e o veículo impossibilitado de se mover.

1.3- FORMULAÇÃO DO PROJETO

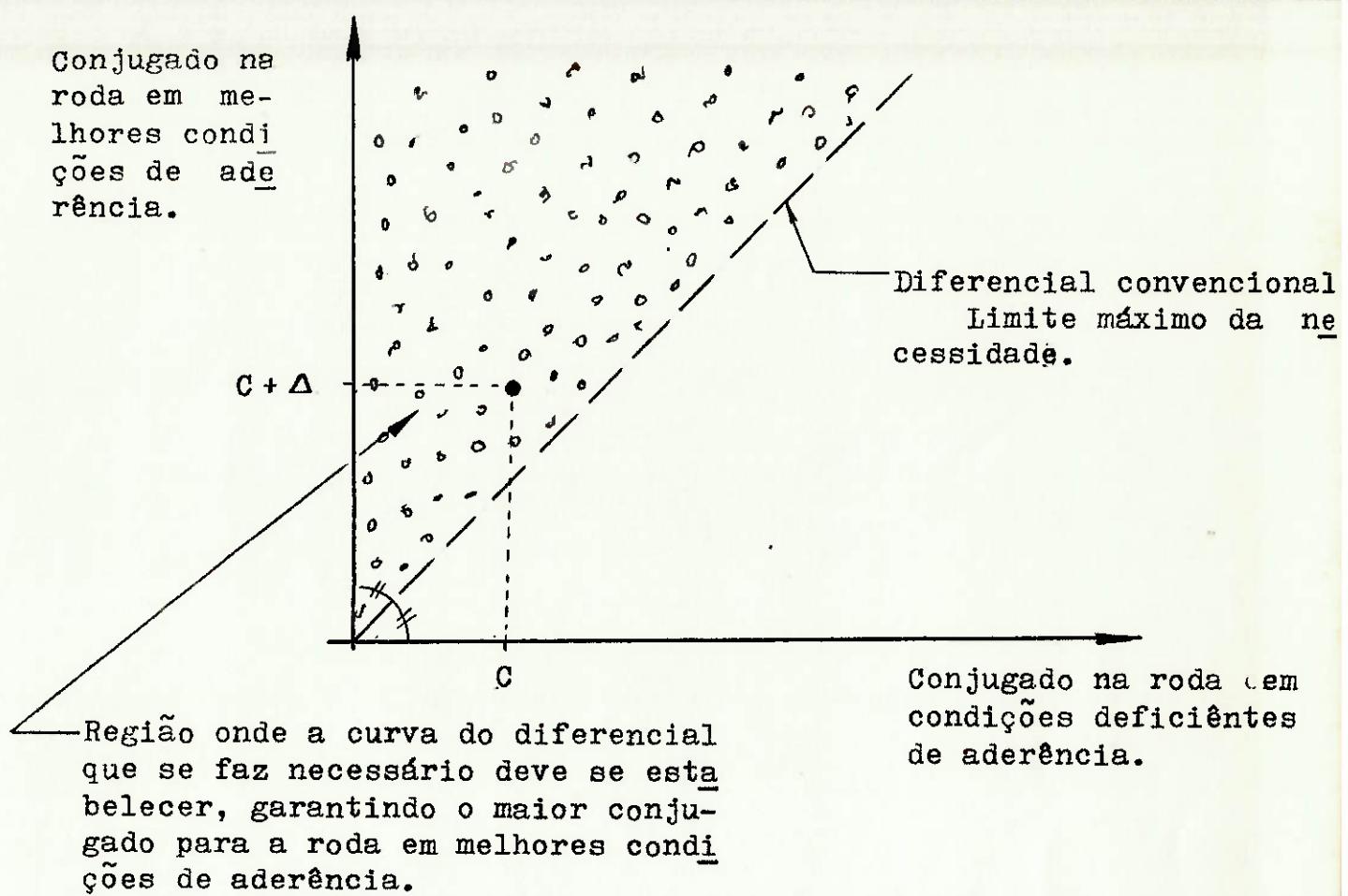
O veículo agrícola escolhido para implantação do diferencial do projeto é o trator de pequeno porte, que tem suas principais características definidas pelo Catalogo da Associação Brasileira de Máquinas e Equipamentos e demais dados colhidos.

Devemos fazer um levantamento de todos os itens do diferencial capazes de atender a necessidade pre-estabelecida.

1.3.1- Especificações Funcionais - Operacionais

- a) Atuar como diferenciador de velocidade em manobras em que esta característica seja necessária (curvas - buracos).
- b) Distribuir o conjugado motor entre os semi-eixos, de maneira que a roda em melhores condições de aderência atue com a maior parcela do conjugado (ver figura I.1)
- c) Permitir operação em pistas escorregadias, ou seja, a diferenciação do conjugado deve se dar de maneira automática, permitindo a estabilidade contínua do veículo.
- d) A concepção do diferencial deve prever condições severas de funcionamento em termos de contaminação, fazendo-se pois necessária uma vedação adequada do conjugado (durabilidade).
- e) A estrutura do diferencial deve suportar as características cinemáticas e dinâmicas do veículo escolhido para a sua aplicação.

FIGURA I.1- O gráfico abaixo indica a região de funcionamento para satisfação do item b).



I.3.2- Especificações Técnicas/Aplicativas do Fabricante

• Motor - 268 - Diesel

1. Número de Cilindros	4
2. Diâmetro dos Cilindros	111,8mm
3. Curso do Pistão	106,7mm
4. Cilindrada	4.195cm ³
5. Taxa de Compressão	16,3:1
6. Ordem de Injeção	1-2-3-4
7. Velocidade de M. Lenta	600-700 rpm
8. Velocidade máxima s/coroa	2325 - 2375rpm
9. Folga das Válvulas à frio	
. Admissão	0,036 à 0,034mm
. Escape	0,43 à 0,53mm

Pesos

1. Total = Carga Máxima + Estrutura +	
Combustível + Óleo + H ₂ O	3.315 kgf
2. Capacidade de Carga no eixo traseiro	2.200 kgf

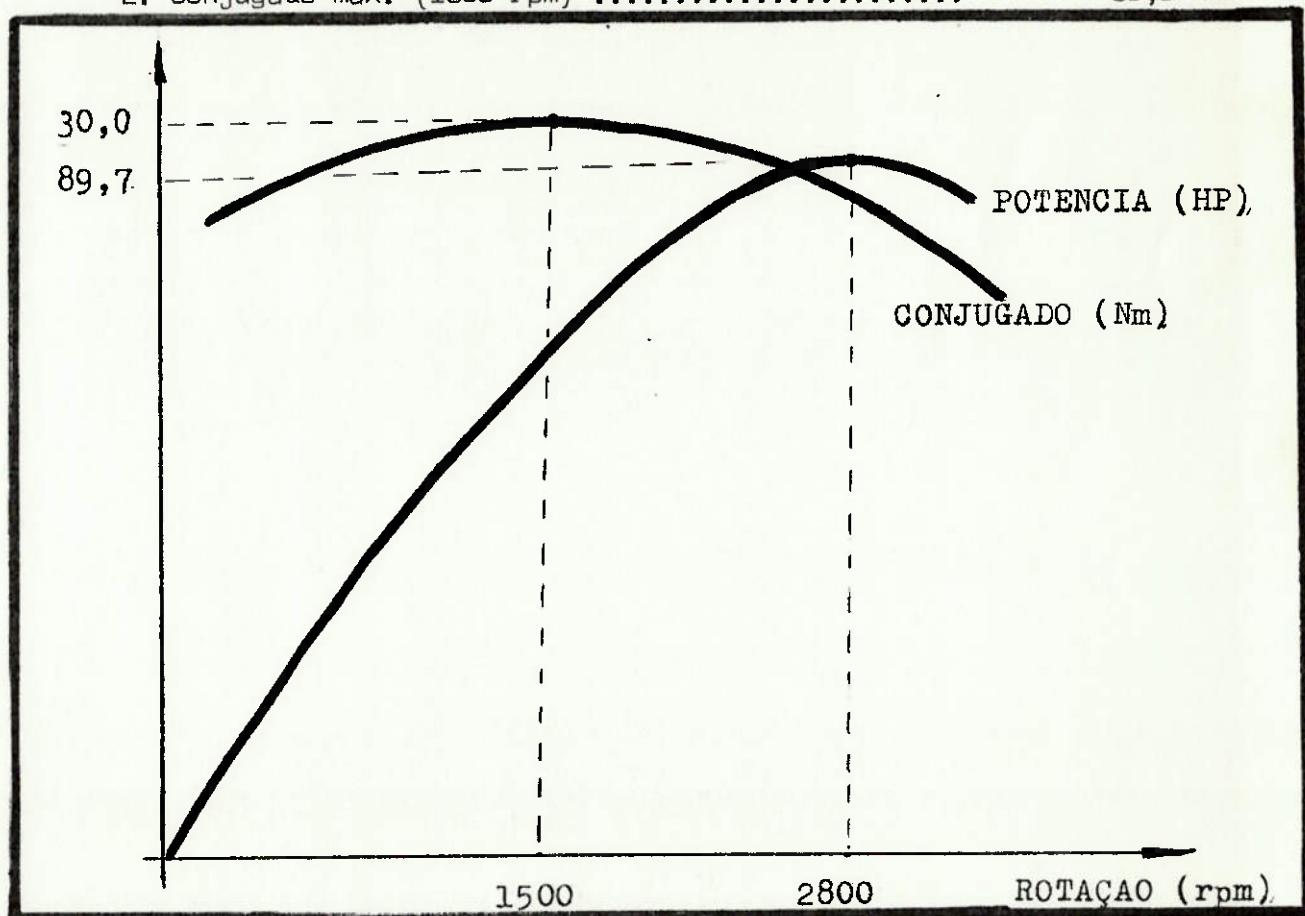
Dimensões

1. Diâmetro dos Pneus	
. Traseiros	7,5 x 16"
. Dianteiros	15 x 30"
2. Altura à parte Superior do Escape	2.570 mm

3. Altura entre o Eixo Dianteiro e o Terreno	510 mm
4. Altura entre a Caixa de Velocidade e o Terreno	500 mm
5. Bitola (regulável)	1524 mm (máx.)
6. Comprimento Total	3.600mm
7. Distância entre Eixos	2.220mm
8. Raio de Giro	3,73 m

Curva Característica do Motor

1. Potencia máx. (2800 rpm)	89,7 HP
2. Conjugado máx. (1500 rpm)	30,0 Nm



Reduções (8 marchas à frente e 2 rés)

1. Redução Máxima	36,6
2. Redução Diferencial	4,10

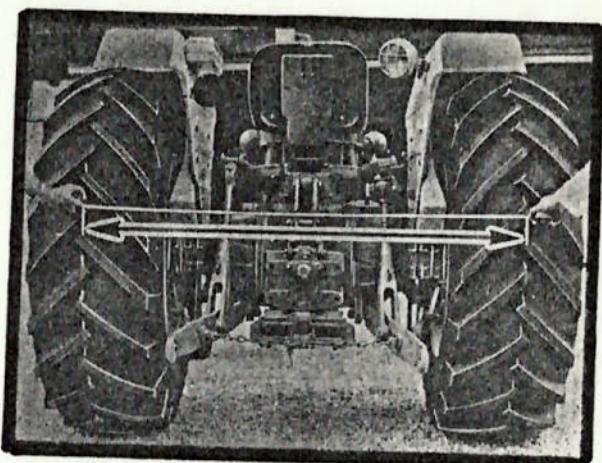


FIGURA I.1' - As fotos acima indicam o porte do trator especificado e a dimensão da bitola pela cota indicada.

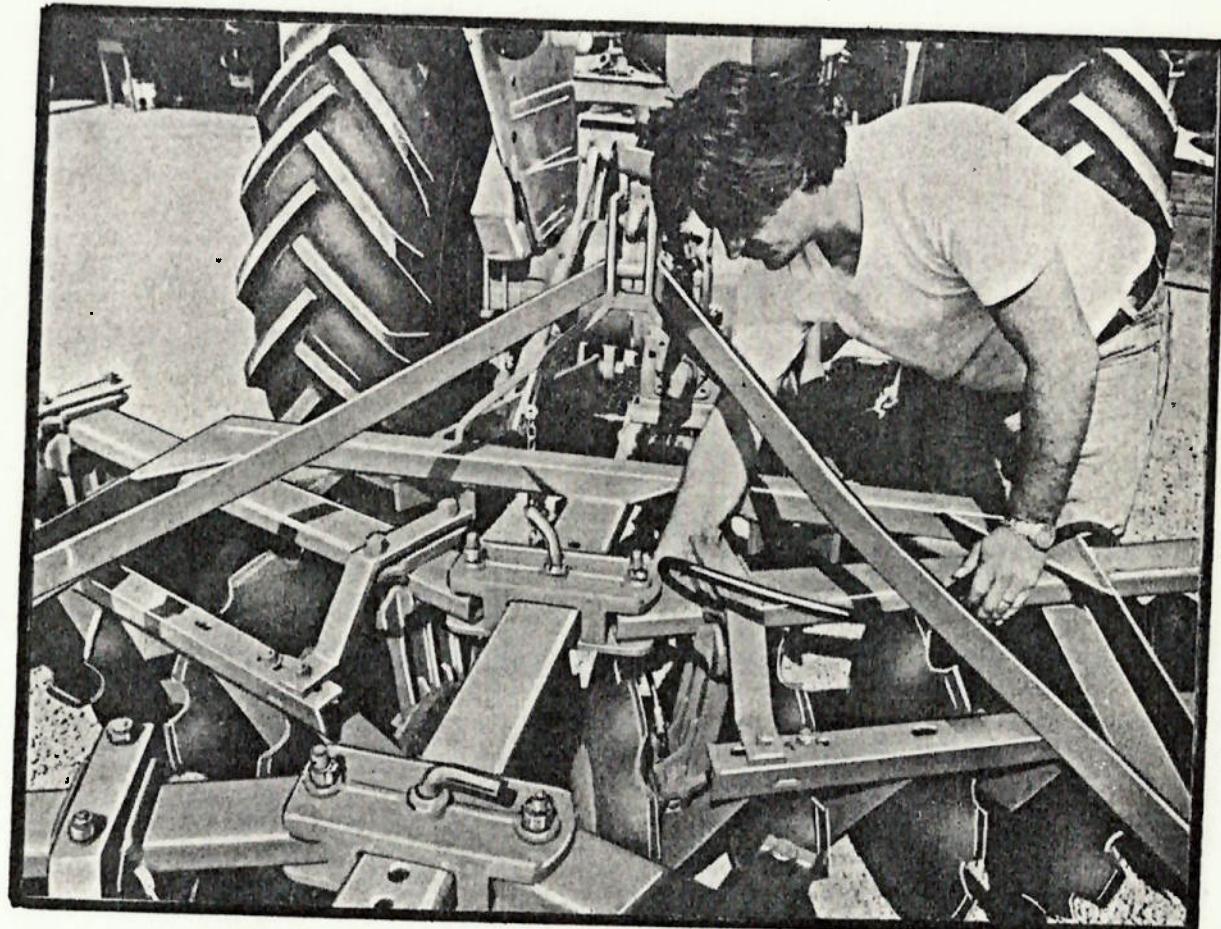


FIGURA I.1" - Foto da parte traseira do trator
com a instalação de um implemento
agrícola (grade aradora).

I.4 - SINTESE DE POSSÍVEIS SOLUÇÕES

I.4.1 - Solução A - Travamento mecânico do eixo ligado à roda que perdesse as condições de aderência. (ver figura I.2).

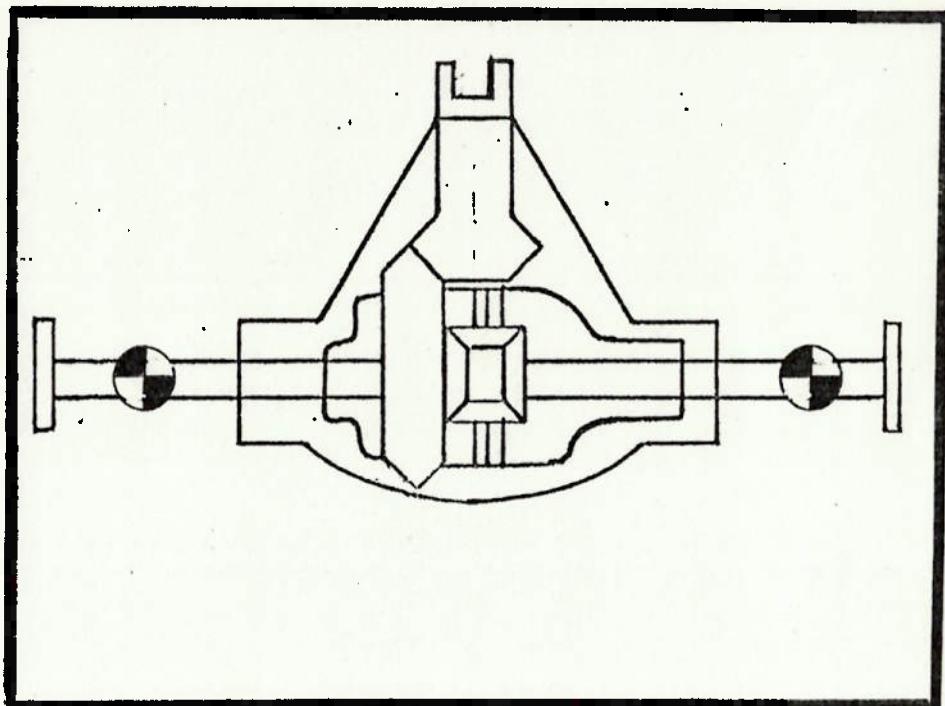


FIGURA I.2 - Concepção da solução. Nos pontos indicados (), devem atuar dispositivos de travamento independentes.

Neste caso seria utilizado um diferencial convencional sendo feito o travamento manual através de um dispositivo ligado às rodas ou semi-eixos.

O acionamento seria feito a medida que se observasse a perda de aderência em uma das rodas.

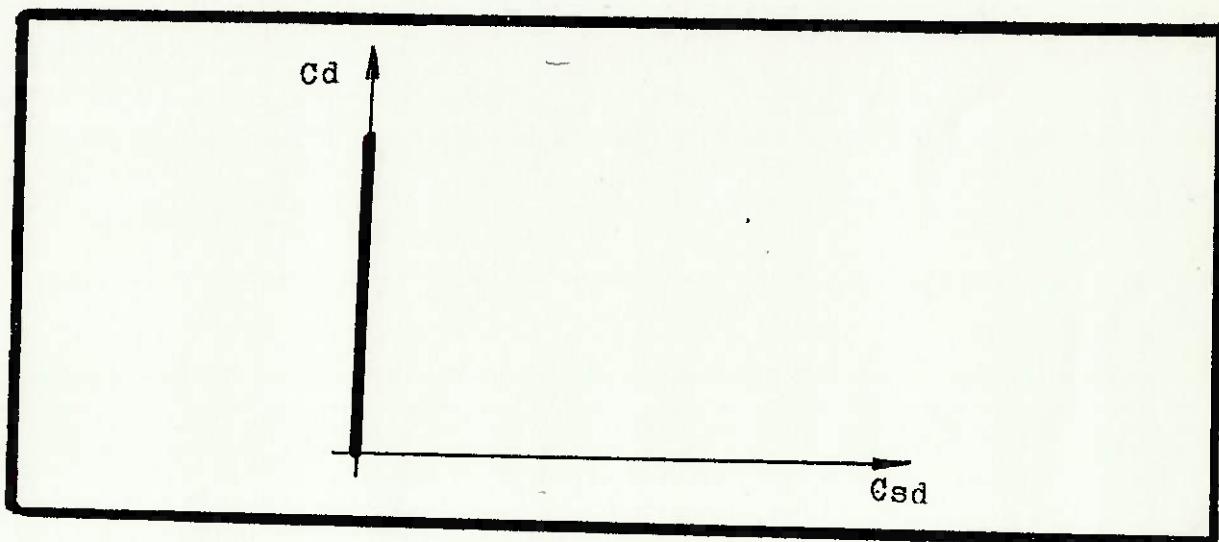


FIGURA I.3 - Gráfico demonstrativo: distribuição de conjugado entre as rodas em condição de aderência (C_d), e sem condições de aderência (C_{sd}); quando atua o dispositivo de travamento da solução A.

I.4.2 - Solução B - Limitação de movimento relativo entre as engrenagens internas do mecanismo diferencial por atrito (discos de fricção).

O movimento relativo entre as duas engrenagens planetárias deve ficar limitado. Um grupo de discos ficariam ligados entre si e simultaneamente às duas planetárias. A medida que uma planetária tendesse a girar mais que a outra, (e portanto um semi-eixo girar mais que o outro), o travamento parcial dos discos resultaria numa adição de conjugado à planetária com menor rotação. (fig. I.A)

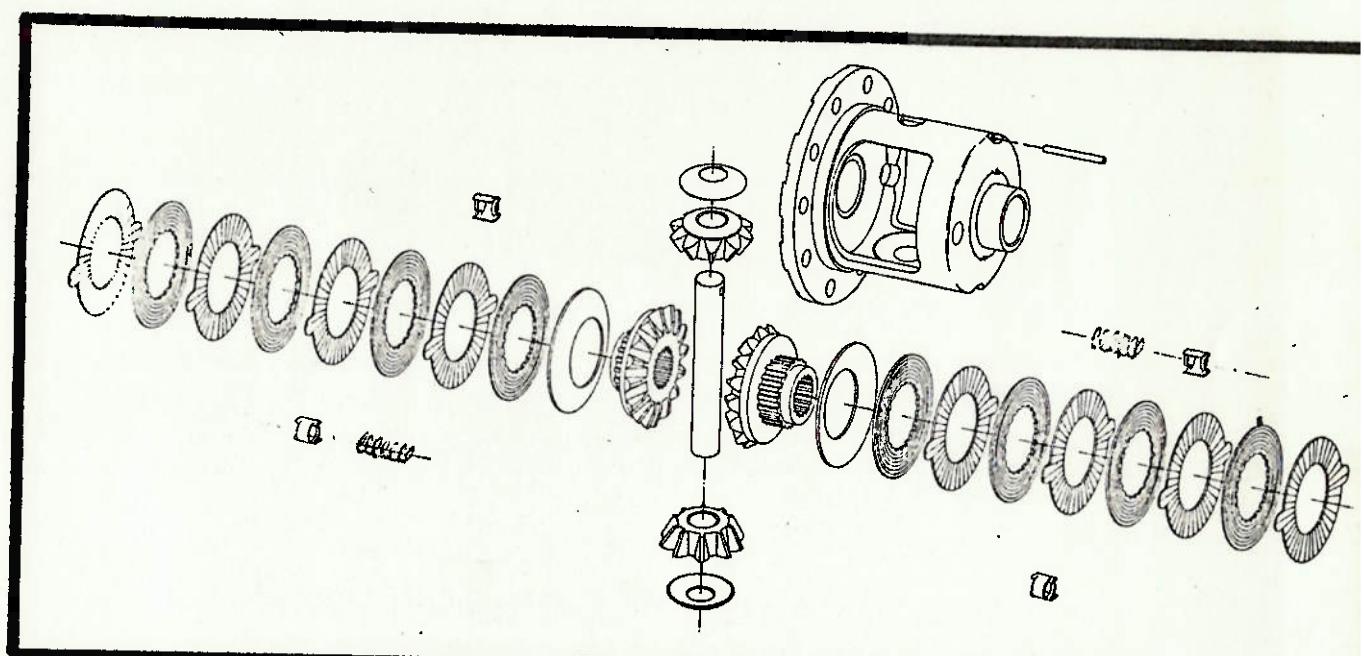


FIGURA I.4 - Caixa de Diferencial com o movimento relativo entre as planetárias dependente pelo travamento parcial dos discos.

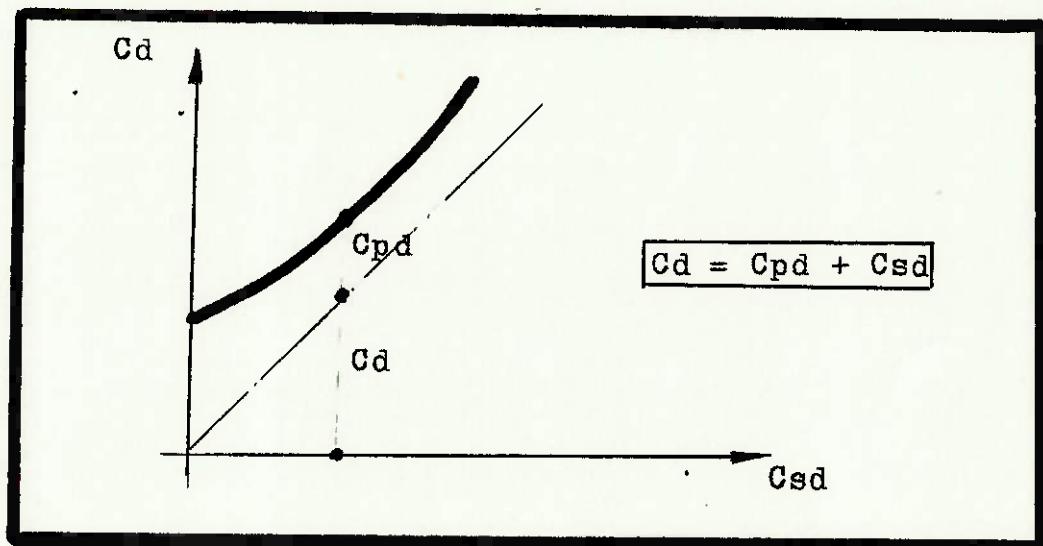


FIGURA I.5 - O conjugado na roda em boas condições de aderência (C_d) equivale a soma dos conjugados da roda em condições deficientes de aderência (C_{sd}) e do atrito entre os discos moveis e fixos.

I.4.3 - Solução C - Limitação de movimento pela diferença de rendimento da transmissão planetária - satélite.

Nesta solução a ideia de se limitar o movimento relativo entre as duas rodas se mantém. A concepção deste travamento parcial seria pela diferença de rendimento existente entre a transmissão parafuso sem fim - coroa e vice-versa.

Os semi-eixos esquerdo e direito são ligados ao interior da caixa diferencial por um parafuso sem fim. Um par de coroas é montado na caixa, sendo ligado por um engrenamento de dentes retos.

Se as condições de aderência são perdidas em uma das rodas, esta não pode atingir uma velocidade excessiva pelo travamento que existe com a outra roda já que o rendimento da transmissão da coroa sem fim para o parafuso é muito baixo.

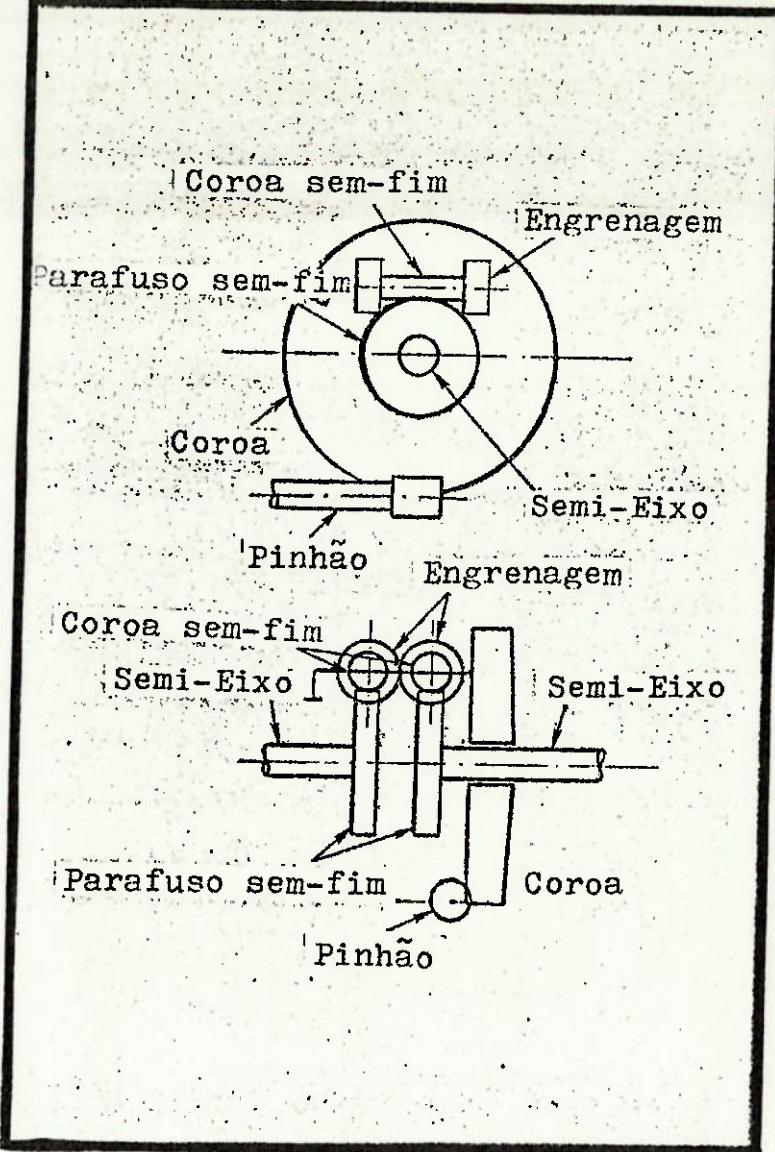


FIGURA I.5 - Caixa Diferencial com o movimento relativo entre os semi-eixos dependente do rendimento entre a transmissão parafuso-sem-fim - coroa.

O rendimento da transmissão parafuso sem fim-coroa é função do ângulo de hélice e com sua variação podemos diferenciar a quantidade de conjugado liberado para a roda em melhores condições de aderência.

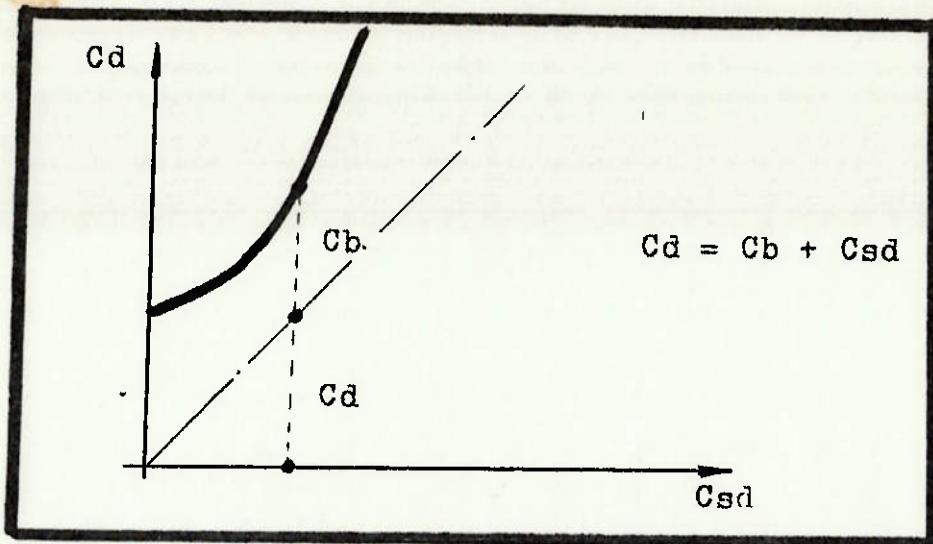


FIGURA I.6 - O conjugado na roda em boas condições de aderência equivale ao conjugado na roda em condições deficientes de aderência mais o conjugado absorvido pelo baixo rendimento na transmissão - coroa-parafuso.

I.5 - EXEQUIBILIDADE FÍSICA

SOLUÇÃO - A

Seria constituído por um diferencial convencional, submetendo a roda com pouca aderência a um travamento manual, por sistema de freios independentes para o lado direito e o esquerdo.

No caso de atuação hidráulica dos freios:

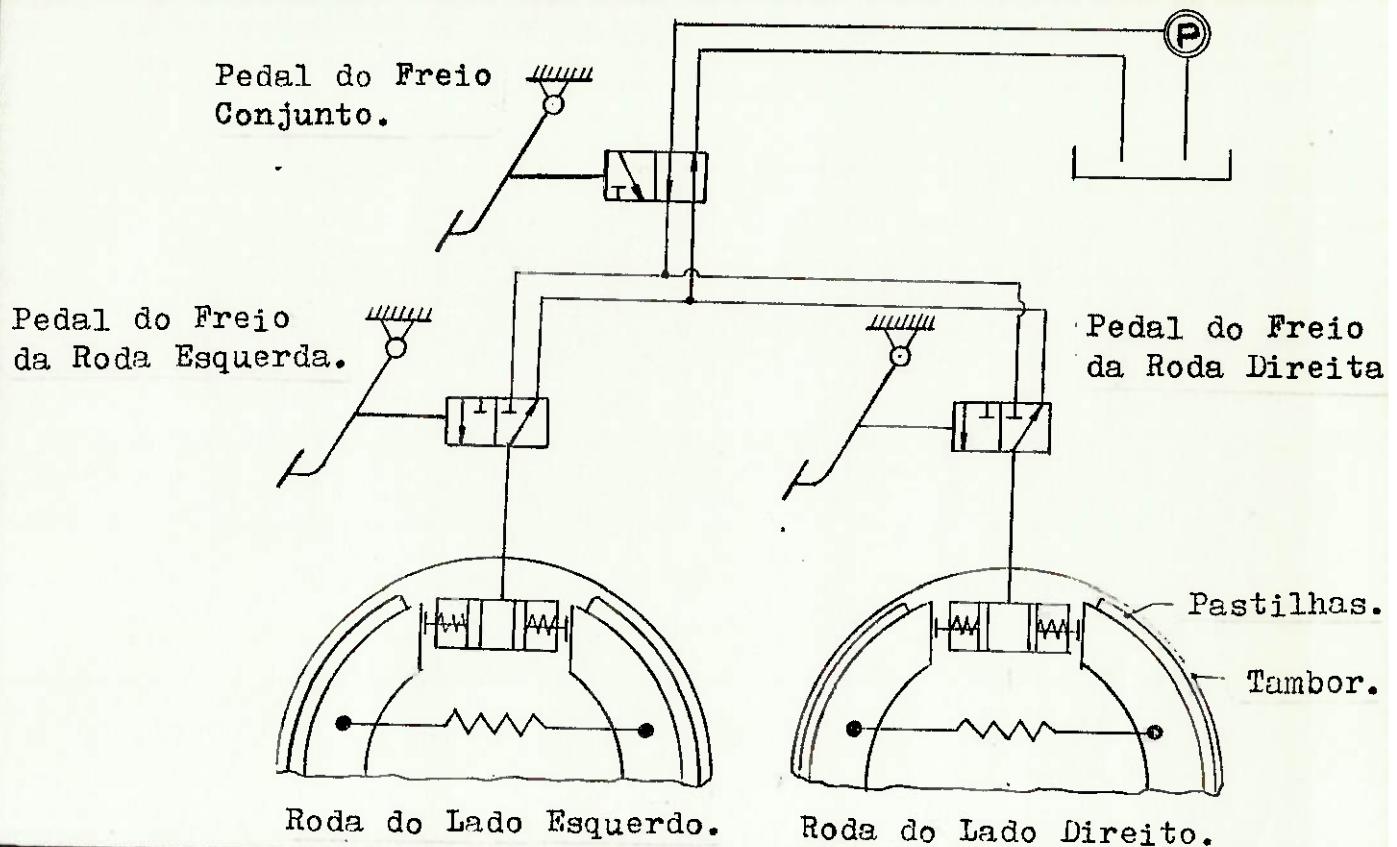


FIGURA I.7 – Esquema de Concepção e estrutura da Solução - A.

Em condições normais de operação (não havendo roda patinando), a frenagem do veículo seria totalmente operada pelo freio conjunto. No caso de uma das rodas perder a condição de aderência, o seu travamento seria efetuado pelo correspondente freio auxiliar. O conjugado seria então totalmente liberado para a roda em condições satisfatórias de aderência.

nota: Para esta solução haveria a necessidade de um dimensionamento dos semi-eixos que considera-se a transmissão do conjugado máxima por apenas um deles independentemente.

SOLUÇÃO - B

Segundo a figura I.4, esta seria uma adaptação a um diferencial convencional. Um conjunto de discos de atrito seria montado entre 4 molas dentro da caixa diferencial, não possuindo movimento relativo em relação a mesma. O conjunto de discos de atrito seria fixado à caixa diferencial por meio de um apoio periférico que servisse ao mesmo tempo para comprimir a mola. Com a compressão da mola os pacotes de discos seriam forçados para o fundo da caixa, junto a face de apoio da planetária (figura I.4").

As planetárias seriam construídas com um entalhado de ranhuras na direção axial. Nestas ranhuras se encaixariam discos de fricção de maneira que apenas o movimento axial relativo seria permitido.

Na montagem dos componentes internos da caixa diferencial (que é permitido por abertura lateral conveniente), os discos e pratos de fricção se intercalariam entre si. A condição de atrito entre discos e pratos seria então determinada pela compressão da mola, podendo ser estabelecida uma condição de escorregamento limitado nas planetárias e semi-eixos.

SOLUÇÃO - C

Nesta solução a concepção da caixa diferencial seria a mesma da de um diferencial convencional.

As engrenagens internas a caixa teriam porém a natureza totalmente diferente. - (figura I.5).

As engrenagens planetárias seriam parafuso-sem-fim. O conjunto das coroas e engrenagens de dentes retos seriam montadas em um eixo que fosse articulado na caixa diferencial.

Uma abertura lateral na caixa, permitiria a montagem de tais componentes, como no caso do diferencial convencional.

I.6 - VALOR ECONÔMICO

Tomando por base uma indústria com atividades voltadas para a manufatura de eixos diferenciais, foi feito um levantamento de dados e estimativas para avaliar o valor econômico das 3 soluções propostas.

Como referência, foram utilizados os custos envolvidos nas produções de eixos padronizados cujo porte se aproxima ao da solução que estamos procurando. Dois modelos padrão foram utilizados (M-44 e M-70 HD) as características de cada um foram detalhadamente descritos. Fotos dos dois eixos usados para estimativa dos custos, estão na figura I.8

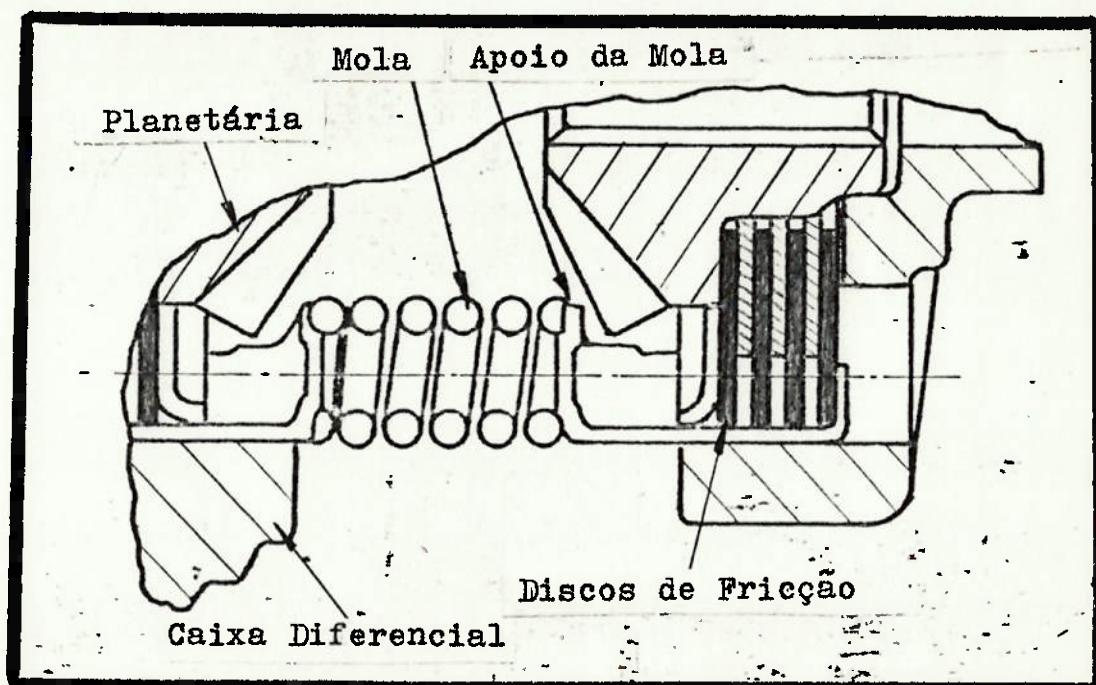


FIGURA I.4' - Detalhe da concepção da Solução B. A mola faz com que os discos de fricção sejam comprimidos e limitem o movimento relativo entre as duas engrenagens planetárias.

I.6.1 - Determinação de Custos Baseado no Modelo 70HD Rígido

CARACTERÍSTICAS:

- Máxima Capacidade de Carga:	4.535 kgf
- Máximo Torque de Saída:	948 kgf.m.
- Capacidade de Contenção de Óleo:	3.194 l
- Ø da Coroa:	266,7mm
- Largura do dente:	38,89mm
- Dimensão Ø da coroa - Ø do Pinhão	
Off. Set:	28,58mm
- Ø do Tubo:	101,60mm
- Peso:	135 kgf.

SOLUÇÃO - A

a) Custo de Produção (real)	Cr\$ 407.031,15
b) Custo do dispositivo de travamento independente (estimado em 0,05x a).....	20.351,55
c) Custos indiretos (estimado em 0,45 x (a + b)).....	201.480,41
: Custo de Fabricação	<u>Cr\$ 619.704,92</u>

SOLUÇÃO - B

a) Custo de Produção (Real).....	Cr\$ 473.335,14
b) Custos Indiretos (estimado 0,45x a)	213.000,82
: Custo de Fabricação	<u>Cr\$ 686.335,94</u>

SOLUÇÃO - C

a) Custo de Produção (Solução A)	Cr\$ 407.031,15
b) Custo de Produção de 2 coroas s/fim. (estimado pelo preço das planetárias da solução B)	61.849,62
c) Custo de Produção de 1 eixo satélite (real)	5.960,00
d) Custos Indiretos (estimado em 0,45 x (a+b+c+d))....	215.175,83
: Custo de Fabricação	<u>Cr\$ 693.344,34</u>

I.6.2- Determinação de Custos Baseado no Modelo - 44

Rígido.

CARACTERÍSTICAS:

- Máxima Capacidade de Carga:	1.588 kgf
- Máximo Torque de Saída:	607 kgf.m
- Capacidade de Contenção de Óleo:	1,42 l
- Ø da Coroa:	215,9 mm
- Largura do dente:	31,75mm
- Off.Set:	38,10mm
- Ø dos Tubos:	63,50mm
- Peso:	78 kgf

SOLUÇÃO - A

a) Custo de Produção (real)	Cr\$ 324.642,34
+b) Custo do dispositivo de travamento (estimado em 0,05 x a)	16.232,00

+ c) Custos Indiretos
 (estimado em $0,45 \times (a + b)$) 340.874,34
 : CUSTO DE FABRICAÇÃO Cr\$ 494.267,96

SOLUÇÃO - B

a) Custo de Produção (real) 377.525,47
 +b) Custos Indiretos ($0,45 \times a$) 169.886,46
 CUSTO DE FABRICAÇÃO: Cr\$ 547.411,93

SOLUÇÃO - C

a) Custo de Produção (Solução A) Cr\$ 324.642,34
 +b) Custo de Produção de 2 coroas s/fim
 (estimado pelo preço das planetárias da solução-B) 45.710,66
 +c) Custo de Produção de 1 eixo satélite (real) 3.996,73
 +d) Custo de Produção de 2 engr. de dentes retos
 (estimado pela produção de 2 satélites da Solução A) 4.161,62
 +e) Custos Indiretos (estimado em $0,45 \times (a+b+c+d)$) 170.330,10
 : CUSTO DE FABRICAÇÃO Cr\$ 549.841,45

I.6.3 - SÍNTSE DOS CUSTOS ENVOLVIDOS

Resumindo em termos de ORTNs, teríamos os Custos de Fabricação em 8/9/84

SOLUÇÃO MODELO	A	B	C
44	30,568	33,854	34,005
70	38,325	42,446	42,879

Sendo nesta data 1 ORTN = Cr\$ 16.169,64

NOTA: Para permitir maior visualização das proporções dos eixos modelos utilizados para os levantamentos de custos, indicaremos dois veículos onde - eixos deste porte são montados.

M - 70H7 Caminhonete F-4000 da Ford.

M-44 : Pick-Up F-1000 da Ford.

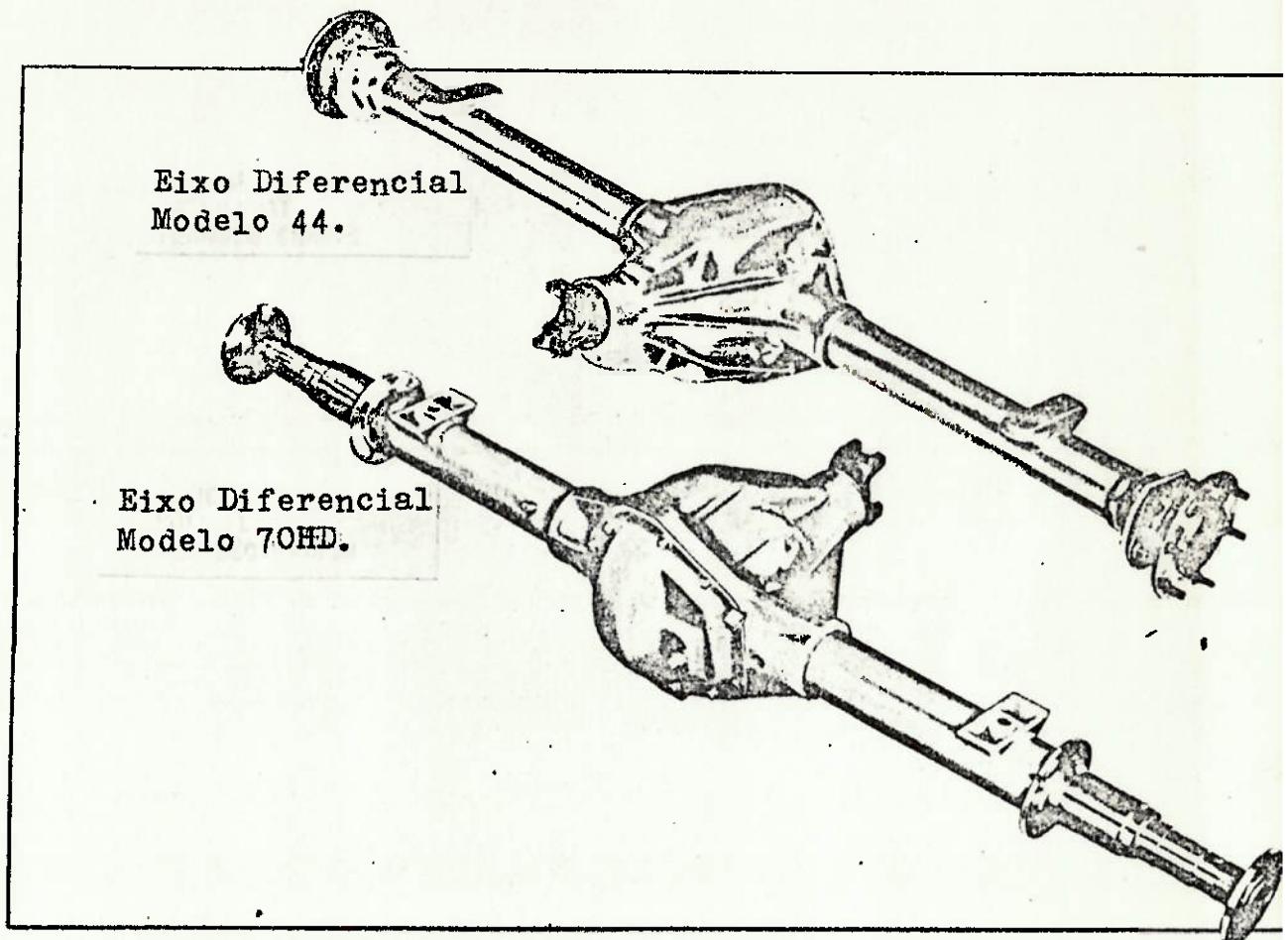


FIGURA I.8 - Foto dos dois eixos de modelos padronizados utilizados para estimativa dos custos.

I.6.4 - CONCLUSÃO

Tendo em vista as soluções já existentes e a demanda do produto no mer cado, conclui-se que pela equiparação da grandeza dos custos todas as soluções propostas tem valor econômico suficiente.

I.7 - VIABILIDADE FINANCEIRA

Tomando-se como referência a mesma emprêsa utilizada para a avaliação do ítem viabilidade econômica, levantaremos a viabilidade financeira do pro jeto.

A firma conta com disponibilidade de todos elementos e estrutura necessária para a manufatura de eixos diferenciais rígidos de várias capacidades.

Não são previstos então, investimentos de grande porte que a estrutura atual da empresa não possa absorver.

II- PROJETO BÁSICO

II.1- APRESENTAÇÃO

Nesta fase do projeto percorreremos uma série de etapas que terão início na escolha da melhor solução de eixo diferencial que atinja as necessidades pré-estabelecidas.

Escolhida a melhor solução, esta será lapidada com otimizações e simplificações de maneira a conferir a solução, característica que atendam da melhor maneira as exigências do consumidor e do produtor.

II.2- ESCOLHA DA MELHOR SOLUÇÃO

II.2.1- Escolha e seus Criterios

Para a escolha da melhor solução, fizemos um levantamento de uma série de características que o produto deve apresentar. Através de uma pesquisa a nível de produtários e consumidores, estabelecemos a importância de cada uma dessas características. A avaliação conjunta de todas as características e seu grau de importância relativa, nos leva a indicação da melhor entre todas as soluções propostas.

II.2.2- Matriz de Decisão

Na tabela II.1, apresentamos de forma condensada os dados que nos levam a escolha da solução mais adequada.

NOTA DAS SOLUÇÕES				
CARACTERÍSTICA	PESO	A	B	C
1) Capacidade de Tração	10	8	8	10
2) Capacidade de Diferenciação	10	10	8	10
3) Versatilidade de Operação	9	5	9	9
4) Capacidade de Adaptação em eixos Convencionais	7	6	10	10
5) Previsão de Desgaste Natural dos Componentes	8	9	5	8
6) Volume Ocupado	5	7	8	6
7) Manutenção	8	8	6	8
8) Preço de Manufatura	8	8	7	7
		502	495	565
		Notas, considerados os pesos		

TABELA II.1 - A tabela ou Matriz de decisão apresenta da, considera uma série de critérios levantados a nível de produtor e consumidor, indicando a partir daí a solução mais viável a ser adotada.

Logo a partir dessa análise, adotaremos inicialmente a solução(1), descrita no item 1.4, para o prosseguimento do projeto.

II.2.3- SOLUÇÃO ADOTADA

Como foi visto a solução mais viável (escolhida a partir dos critérios por nós estabelecidos), foi a solução C.

Trata-se da ideia da resistência oferecida ao movimento relativo entre as duas planetárias, pelo baixo rendimento no engrenamento coroa/parafuso sem fim.

Esta solução foi descrita em maior grau de detalhamento no item 1.4.3.

III.3- Modelagem Matemática

Para fazer uma análise mais cuidadosa do projeto, faremos uma representação matemática da solução escolhida com a melhor.

Com isso, tentaremos apresentar a ideia numa forma concreta do que a que foi descrita até aqui.

Devemos achar uma relação entre o conjugado na roda do lado esquerdo e o conjugado na roda do lado direito, para as principais condições de funcionamento do diferencial. Para facilitar o estudo convencionamos que a roda do lado direito esteja em boas condições de aderência (M_d), e a roda do lado esquerdo em condições deficientes de aderência (M_e).

II.3.1- Operação com as duas rodas sob mesmas condições de aderência.

Neste caso, teremos a mesma velocidade angular absoluta na caixa diferencial, semi-eixos e engrenagens.

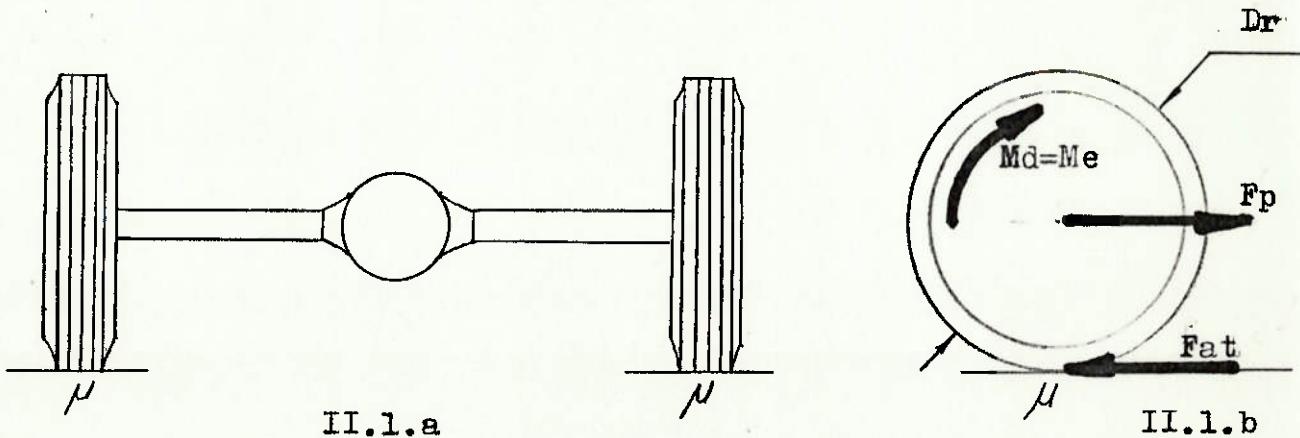


FIGURA I.1- Eixo diferencial com rodas sob mesmas condições de aderência (Fig.II.1a). As rodas ficam submetidas – simetricamente aos mesmos esforços. (Fig. II.1b).

Da figura II.1, temos:

$$M_e = F_{at} \cdot \frac{Dr}{2} \quad e \quad M_d = F_{at} \cdot \frac{Dr}{2}$$

$$M_e = M_d \quad (\text{II.1})$$

Na condição estática pela limitação em relação ao atrito vem:

$$0 \leq M_d = M_e \leq F_{at \text{ máx.}} \cdot \frac{Dr}{2}$$

$$0 \leq M_d = M_e \leq \frac{\mu \cdot N \cdot Dr}{2} \quad (\text{II.2})$$

e portanto nestas condições teremos $M_d = f(M_e)$ dado pela figura II.2 abaixo.

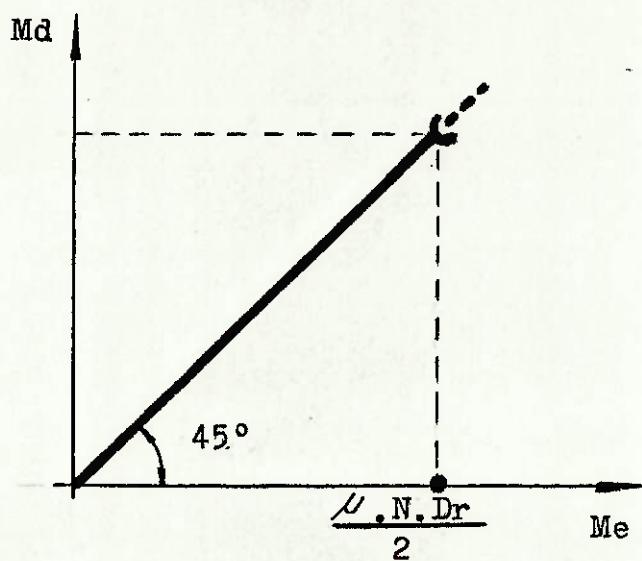


FIGURA II.2

II.3.2- Operações com as duas rodas sob diferentes condições de aderência.

Aqui teremos movimento ou tendência de movimento entre a coroa e o parafuso sem-fim e para seguir, fizemos um estudo completo da dinâmica - deste tipo de engrenamento no anexo II.

a) Transferência Estática de Conjugado

Da figura II.3 temos:

$$Mt_1 = M_e \cdot i_1 \cdot \eta_1 \quad Mt_2 = Mt_1 \cdot i_2 \cdot \eta_2$$

$$Md = Mt_2 \cdot i_3 \cdot \eta_3$$

Combinando as 3 equações acima:

$$Md = [(M_{e1} \cdot i_1 \cdot \eta_1) \cdot i_2 \cdot \eta_2] \cdot i_3 \cdot \eta_3 \quad (\text{II.3})$$

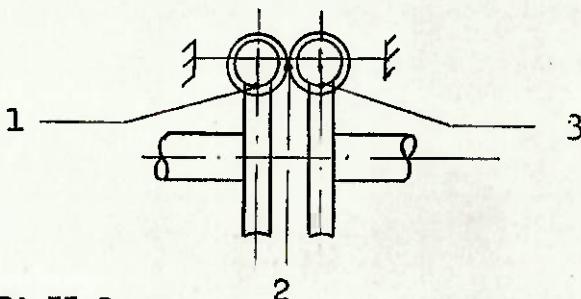


FIGURA II.3

Como as engrenagens de dentes retos tem o mesmo nº de dentes:

$$i_2 = 1 \quad \eta_2 = 1$$

$$\text{e } i_3 = \frac{1}{i_1}$$

Portanto: $Md = M_e \cdot \eta_1 \cdot \eta_3 \quad (\text{II.4})$

Utilizando o índice "d" para movimento direto e o índice "r" para movimento reverso temos:

$$\eta_1 = \eta_d = \frac{\tan \beta}{\tan(\beta) + \arctg \frac{\mu}{\cos \theta}} \cdot \frac{1}{(1 + f_d)} \quad (\text{II.5})$$

$$\eta_3 = \eta_r = \frac{\tan(\beta - \arctg \frac{\mu}{\cos \theta}) \cdot 1}{\tan(\beta)} \cdot \frac{1}{(1 + f_r)}$$

II.6

Substituindo (II.5) e (II.6) em (II.4):

$$M_d = M_e \cdot \left\{ \frac{\operatorname{tg}(\beta - \arctg \bar{\mu}/\cos \theta)}{\operatorname{tg} \beta + \arctg \bar{\mu}/\cos \theta} = \frac{1}{(1+\bar{\rho}d) \cdot (1+\bar{\rho}r)} \right\} \quad (\text{II.7})$$

$$\text{com } K = \frac{(\operatorname{tg} \beta - \arctg \bar{\mu}/\cos \theta)}{(\operatorname{tg} \beta + \arctg \bar{\mu}/\cos \theta)} \cdot \frac{1}{(1+\bar{\rho}d) \cdot (1+\bar{\rho}r)}$$

Temos: $M_d = K \cdot M_e$; onde K é uma função exclusiva da geometria construtiva e materiais utilizados nos componentes do diferencial.

b) Conjugado Transferido à roda desrapante.

Na condição de início de escorregamento da roda em condições deficientes de atrito (figura II.4), e com acionamento da caixa diferencial, teremos inicialmente uma aceleração da roda do lado esquerdo enquanto o lado direito permanece estático.

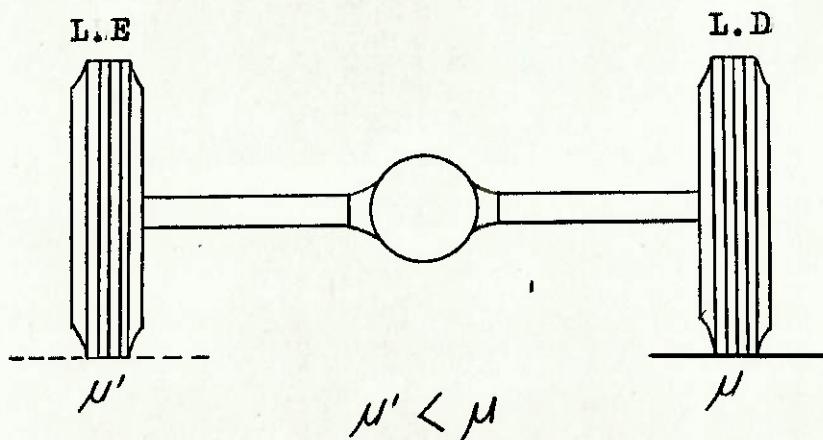
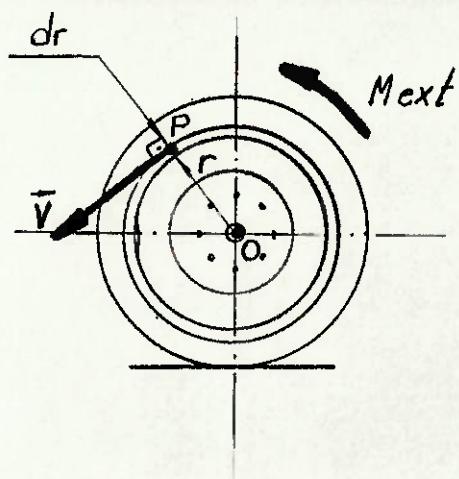


FIGURA II.4 – Rodas do trator submetidas à diferentes condições de atrito ($\mu > \mu'$). A roda em condições deficientes de aderência inicia o movimento, enquanto a outra permanece parada.

Isolando-se a roda que tem movimento relativo em relação ao solo; e utilizando o teorema da quantidade de movimento angular temos:



$$\sum M_{ext} = \frac{dL}{dt} \quad (\text{II.8})$$

onde:

$$L = (P-O) \wedge \vec{V}(r) \cdot dm$$

$$dm = f \cdot 2\pi \cdot r \cdot h \cdot dr$$

$$(P-O) \wedge \vec{V}$$

FIGURA II.5

Portanto:

$$\sum M_{ext} = M_e - F_{at} \cdot \frac{Dr}{2} \quad \text{com } F_{at} = \mu' \cdot N_e$$

$$\boxed{\sum M_{ext} = M_e - \frac{\mu' \cdot N_e \cdot Dr}{2}} \quad (\text{II.9})$$

Ainda:

$$\frac{dL}{dt} = J \cdot \dot{w} \quad (\text{II.10})$$

Associando (II.8), (II.9) e (II.10), vem:

$$\boxed{M_e = J \cdot \dot{w} + \frac{\mu' \cdot N_e \cdot Dr}{2}} \quad (\text{II.11})$$

Utilizando a equação (II.7), temos:

$$\boxed{M_d = \frac{1}{k} \cdot (J \cdot \dot{w} + \frac{\mu' \cdot N_e \cdot Dr}{2})} \quad (\text{II.12})$$

Sendo esta uma de nossas principais equações de estudo, já que o momento M_d será o responsável pela propulsão do veículo em caso de atolamento.

NOTA: A equação (II.12) é válida para as condições em que $0 < M_e < M_d$. Quando a condição $M_e = M_d$ for atingida, o comportamento dinâmico é segundo descrição do sub-item II.3.1.

c) Determinação da força normal N_e

Esta reação normal da roda em condições deficientes de aderência é função do peso total do trator, centro de massa e os planos de funcionamento longitudinal e transversal do trator.

Pelas especificações de nossa aplicação temos a capacidade de carga no eixo traseiro, onde o diferencial funcionará, dada por W_t , no sub-item I.3.2.

Com o trator operando num plano de inclinação longitudinal α , de acordo com a figura (II.6):

$$N_t = W_t \cos \alpha \quad (\text{II.13})$$

Considerando-se a operação num plano transversal com inclinação γ tem-se:

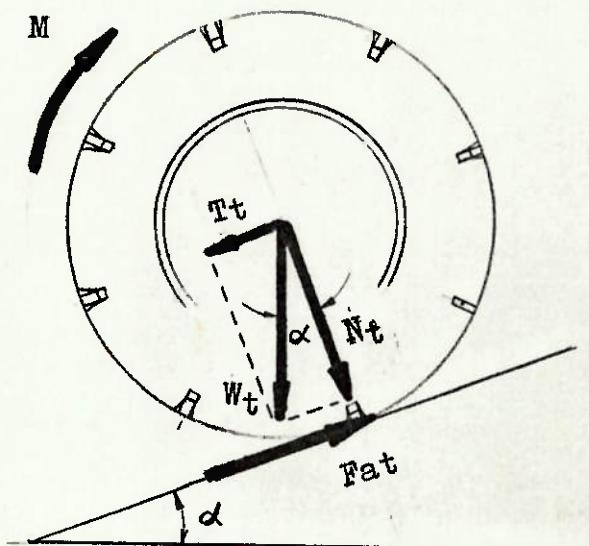


FIGURA II.6- Trator operando seguindo um plano de inclinação longitudinal α . Detalhe da roda em condições deficientes de aderência.

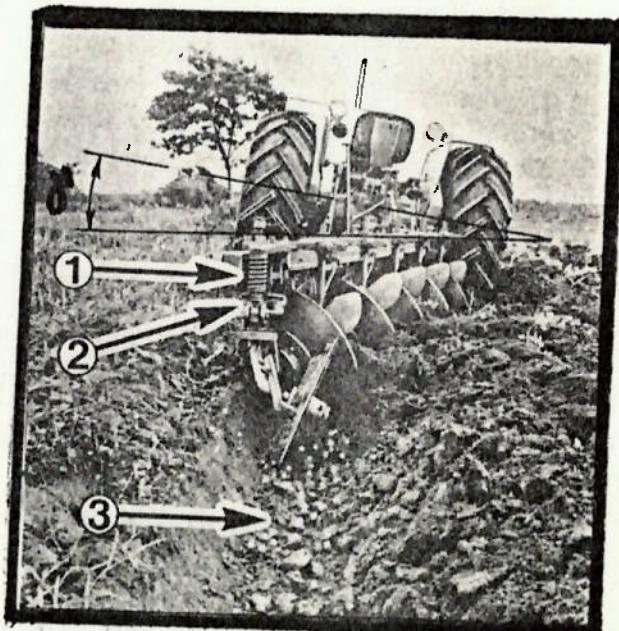


FIGURA II.7- Trator operando segundo um plano de inclinação transversal γ . Detalhe do eixo traseiro inclinado.

$$\sum H = 0$$

$$F_1 = R_e + R_d$$

$$F_1 = N_t \cdot \sin \gamma \quad (\text{II.14})$$

Utilizando a equação II.13 vê-se:

$$W_t \cdot \cos \alpha \cdot \sin \gamma = R_e + R_d \quad (\text{II.15})$$

$$\sum M_o = 0$$

$$N_e \cdot B + F_1 \cdot \frac{Dr}{2} = F_n \cdot \frac{B}{2}$$

$$N_e = \frac{F_r \cdot B}{2B} - \frac{F_1 \cdot Dr}{2B} \quad (\text{II.17})$$

Usando (II.14) e (II.16) em II.17, temos:

$$N_e = \frac{Wt \cos \alpha}{2} \cdot (\cos \gamma - \frac{Dr}{2B} \cdot \sin \gamma) \quad (\text{II.18})$$

Sendo: $N_d = F_n - N_e$, fica

$$N_d = \frac{Wt \cdot \cos \alpha}{2} (\cos \gamma + \frac{Dr}{2B} \cdot \sin \gamma)$$

d) Determinação do momento de inércia do conjunto da roda derrapante.

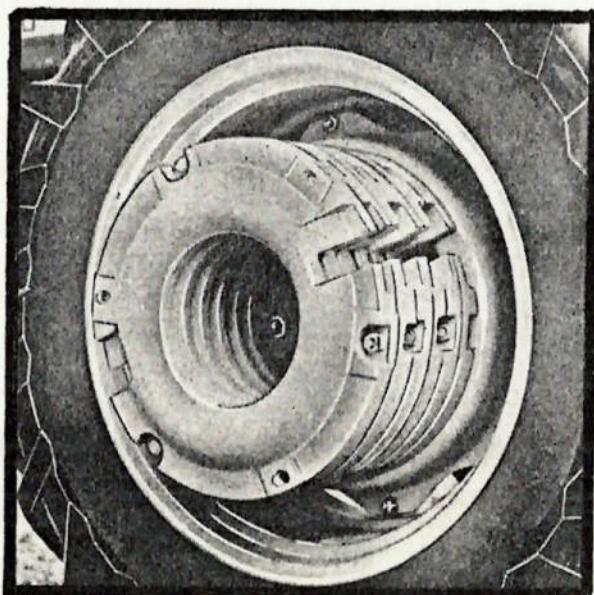
Considerando o momento de inércia dos elementos em rotação dada pelas partes do semi-eixo e da roda.

$$J = J_s + J_r \quad (\text{II.19})$$

onde: $J_s = \frac{ms \cdot ds^2}{8}$

$$J_r = \frac{mr \cdot Dr^2}{8}$$

Por simplificação, consideramos a massa da roda distribuída uniformemente num disco de raio $= \frac{Dr}{2}$. Esta massa prevê a aplicação de contra-pesos que aumentam as condições de tração (figura III.9 abaixo).



c) Equação Fundamental de Operação.

Através das equações (II.7), (II.11), (II.18) e (II.19) temos a relação:

$$Md = \left\{ \frac{\dot{w} \cdot (ms \cdot ds^2)}{8} + \frac{mr \cdot Dr^2}{8} \right\} + \frac{\mu' \cdot Wt \cdot \cos \alpha (\cos \beta - \frac{Dr}{2B} \cdot \sin \beta)}{2} \cdot \frac{Dr}{2} \cdot \frac{1}{K}$$

(II.20)

onde:

$$K = \frac{\tan(\beta - \arctan \bar{\mu}/\cos \theta)}{\tan(\beta + \arctan \bar{\mu}/\cos \theta)} \cdot \frac{1}{(1 + f_d)(1 + f_r)}$$

Temos então o conjugado disponível na roda em condições satisfatórias de locomoção como função:

- Da posição geométrica do trator em relação ao plano horizontal.
- Das condições cinemáticas e dinâmicas da roda sem condições de tração.
- Das condições de atrito na roda derrapante.
- Da geometria do engrenamento diferencial.

Como trata-se de projeto aplicativo ao trator faremos a substituição de todas as variáveis fixidas pela característica de aplicação:

$$ms = 15 \text{ kg}$$

$$mr = 300 \text{ kg}$$

$$ds = 0,06 \text{ m}$$

$$Dr = 0,762 \text{ m}$$

$$B = 1,524 \text{ m} \text{ (ver figura II.9)}$$

$$Wt = 2200 \text{ kgf} = 22.000 \text{ N}$$

$$f_d = f_r = 0,09 \text{ (por recomendação IPT, já que os manuais propostos para a caixa diferencial, são de deslizamento).}$$

$$\therefore \text{de (II.20) temos: } M_d = 21,78 \frac{\dot{w}}{K} + 4191,00 \cdot \mu' \cdot \cos \alpha \cdot (\cos \gamma - \sin \delta / 4)$$

(II.21)

Obs.: Durante todo o desenvolvimento do projeto, utilizaremos o sistema M.K.S de unidades.

VER FOTO : I.1"

FIGURA II.9- Indicação da dimensão "B" da bitola ou distância entre os centros das rodas no eixo traseiro do trator.

II.3.3- Momento Necessário na Roda em Condições de Aderência.

Considerando a situação em que o trator esteja com apenas uma das rodas traseiras, (a direita) em condições de aderência e sob conexão de um implemento agrícola (Figura II.11), teremos necessariamente:

$$M_d \geq M_1 \quad (II.22)$$

Onde M_1 pelas figuras II.10a e II.10b é dado por

$$\sum F = 0 \Rightarrow Ht = F_i + F_{rd} + Nd \cdot \sin \alpha$$

$$\sum M_d = 0 \Rightarrow Ml = Mr + Ht \cdot \frac{Dr}{2}$$

logo: $M_e = Mr + (F_i + F_{rd} - Nd \cdot \sin \alpha) \cdot \frac{Dr}{2}$ (II.23)

Da figura II.10b tem-se:

$$\sum F = 0 \quad F_i = F_{ati} + m_i \cdot g \cdot \sin \alpha$$

$$F_{ati} = \bar{\mu} \cdot m_i \cdot g \cdot \cos \alpha$$

$$\therefore F_i = m_i \cdot g \cdot (\bar{\mu} \cos \alpha + \sin \alpha)$$

Da equação (II.23) vem:

$$M_e = Mr + [m_i g \cdot (\bar{\mu} \cos \alpha + \sin \alpha) + F_{rd} + Nd \cdot \sin \alpha] \cdot \frac{Dr}{2}$$

Estimando: $F_{rd} = 0,05 \cdot F_i$ e $Mr = 0,03 \cdot Ml$

e com $m_i = 1000 \text{ Kg}$

$$g = 10 \text{ m/s}^2$$

$$Dr = 0,762 \text{ m}$$

$$B = 1,524 \text{ m}$$

$$Wt = 22.000 \text{ N}$$

temos:

$$Ml = 39.270 \cdot \left[1,03 (\bar{\mu} \cos \alpha + \sin \alpha) \cdot 2,20 \cdot \cos \alpha \left(\cos \gamma + \frac{\sin \gamma}{4} \right) \right]$$

(II.24)

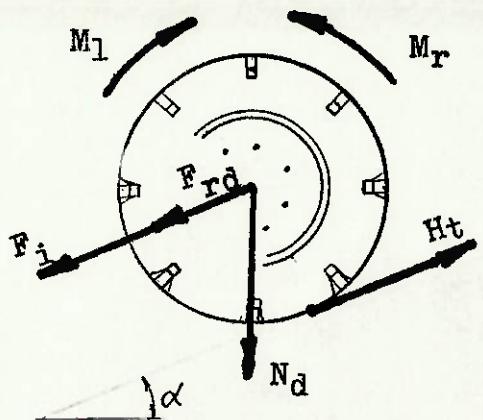


FIGURA II.10a- Representação esquemática da roda em condições de aderência e os esforços a que está submetida.

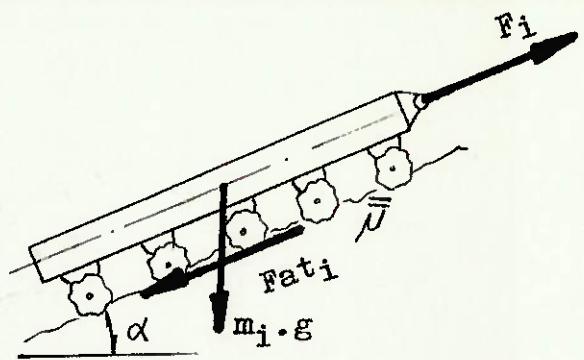


FIGURA II.10b- Representação esquemática do implemento agrícola e os esforços envolvidos.

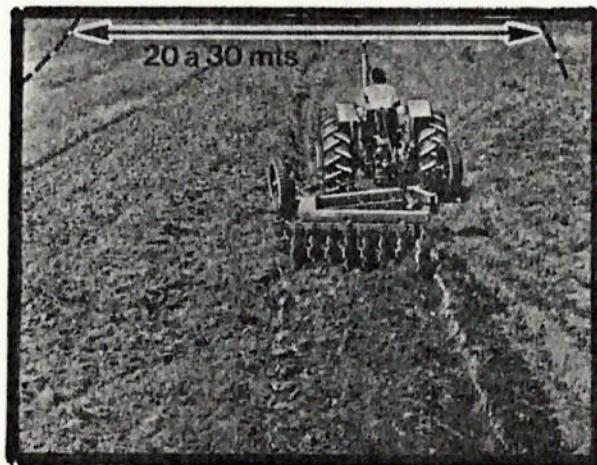


FIGURA II.11- Trator de aplicação do eixo, operando com um implemento agrícola conectado.

II.4 - Análise da Sensibilidade

O objetivo deste item é determinar quais parâmetros exercem maior influência no desempenho do sistema proposto. Estes parâmetros serão determinados pelas condições matemáticas desenvolvidas no item anterior.

Pela condição (II.20) temos:

$$\frac{21,78 \cdot \dot{\omega} + 4191,00 \cdot \mu' \cdot \cos \alpha \cdot (\cos \delta - \frac{\sin \delta}{4})}{k} \gg \dots$$

$$\dots 39270 \cdot \left(1,03 \cdot (\bar{\mu} \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) + 2,20 \cos \alpha (\cos \delta + \frac{\sin \delta}{4}) \right)$$

(II.25)

Podemos notar que como variáveis de entrada temos os valores de α , δ , $\bar{\mu}$ e μ' ; que dependem exclusivamente das condições em que o trator esteja operando (ambientes).

A aceleração angular $\dot{\omega}$ é uma típica variável de saída, já que representa um valor que é atingido à partir das condições externas fixadas e o parâmetro k determinado pela geometria do engrenamento parafuso-sem-fim/coroa. A variável $\dot{\omega}$ deve ser limitada de maneira a não instabilizarmos o conjunto..

O parâmetro básico de estudo é então K dado por:

$$K = 0,84 \cdot \frac{\operatorname{tg}(\beta - \operatorname{arctg} \bar{\mu} / \cos \theta)}{\operatorname{tg}(\beta + \operatorname{arctg} \bar{\mu} / \cos \theta)}$$

II.5 - Análise da Compatibilidade.

Neste item levantaremos uma série de condições que devem ser impostas ao projeto, no sentido de torná-lo harmônico como um todo, não alterando as funções que devem ser cumpridas.

II.5.1- Engrenagens

- a) Hélice: para que funcione a transmissão do conjugado do parafuso sem-fim de um semi-eixo para o outro (ver figura I.5), a hélice dos dois parafusos devem ser semelhantes e no mesmo sentido (esquerdo).
- b) Movimento Solidário: a coroa sem-fim e a engrenagem de dentes retos que funcionam sob o mesmo eixo, devem ter o movimento de rotação solidário.
- c) Relação entre angulos de hélice e pressão: em termos de usinagem padrão, uma relação entre o ângulo de hélice e o de pressão, no engrenamento parafuso sem-fim/coroa, deve ser mantida.

β	$\leq 12^\circ$	$12^\circ - 20^\circ$	$20^\circ - 25^\circ$	$> 25^\circ$
θ	$14^\circ 30'$	20°	$22^\circ 30'$	25°

Obviamente alguns afastamentos dessas recomendações podem existir, porém devemos procurar seguir-las se possível, já que isto acarretará em minimização do custo do ferramental de manufatura.

d) Distribuição Interna: as engrenagens devem possuir dimensões que não interfiram em seus movimentos relativos. Segundo a figura II.12

$$dc > dei$$

$$f > 0$$

$$c + \frac{f}{2} > dee$$

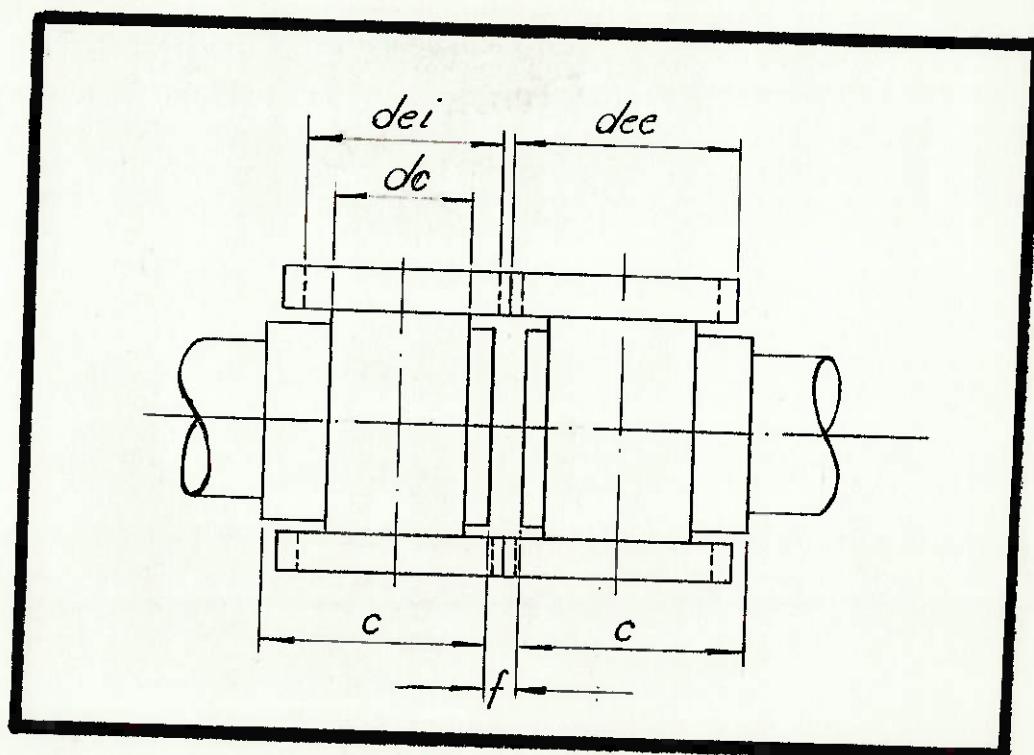


FIGURA II.12- Compatibilidade da distribuição das engrenagens dentro da caixa diferencial.

II.6- Análise da Estabilidade

O objetivo desta análise é o de simular o comportamento ou desempenho do projeto diante da variação e combinação de suas variáveis - de entrada. No caso específico do nosso projeto, temos como variáveis de entrada as diversas condições de operação do trator. Temos que verificar a que nível a combinação de condições externas desfavoráveis, pode afetar o funcionamento ideal do projeto ou mesmo a segurança do conjunto global a que está sendo aplicado (no nosso caso o veículo agrícola).

Como resultado deste estudo podemos fazer uma estimativa sobre a "confiabilidade" que o produto eventualmente possa apresentar em campo.

II.6.1- Mesma Condição de Aderência nas Rodas.

Aqui determinaremos os valores mínimos da relação de atrito entre o pneu do trator e o terreno em que esteja operando, para que a condição de tração não seja perdida.

Dos itens II.3.1 e II.3.3 temos:

$$M_d + M_e \geq M_l$$

$$\therefore \frac{\mu \cdot \bar{W}_t \cdot D_r \cdot \cos \alpha}{2} \geq 39270 \cdot [1,03(\bar{\mu} \cdot \cos \alpha + \operatorname{sen} \alpha) + 2,2 \cos \alpha \cdot \operatorname{sen} \alpha]$$

Considerando o coeficiente de atrito mais crítico do implemento agrícola:

$$\bar{\mu} = 0,85$$

Temos:

$\mu_{\text{Min}} = f(\alpha)$, ou seja as condições de atrito entre o pneu traseiro e o solo, como função da rampa (inclinação α) que o veículo enfrenta.

α	10°	20°	30°
μ			
μ_{Min}	0,91	1,19	1,21

Logo, considerando o ângulo crítico de rampa 30°, vemos que o coeficiente de atrito entre a banda do pneu e o solo deve ser no mínimo 1,21. Estes valores de μ são previstos no projeto da geometria da banda, sendo alcançados mesmo em terrenos areosos e pouco consistentes. (Figura II.13).

Nota: A equação II.24 foi obtida com uma simplificação quanto a resistência ao movimento de rolamento ($M_r = 3\% \cdot M_1$). A validade desta simplificação está em faixas de solicitação mais elevadas onde o coeficiente de atrito ($\bar{\mu}$) é alto.

Como o objetivo desta análise é observar o desempenho do projeto nas condições críticas julgamos razoável tal equacionamento.

II.6.2- Diferentes condições de aderência nas rodas.

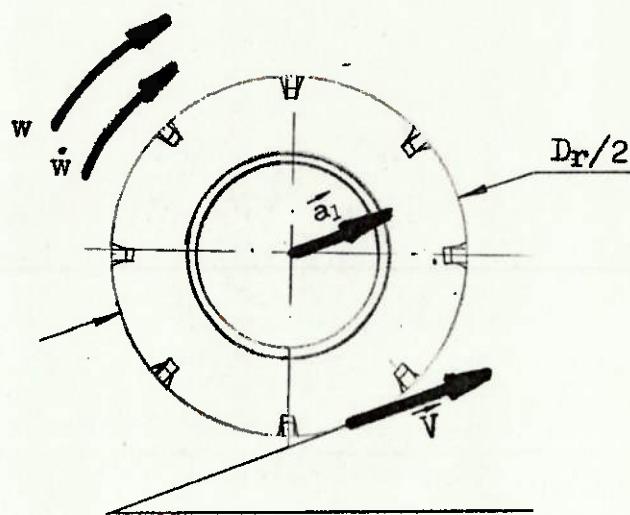
a) Limitação da saída "w"

Primeiramente devemos estabelecer limites para a aceleração da roda em condições deficientes de aderência. Este limite deve prever a condição em que tenhamos o conjunto do trator instabilizado em termos de segurança e desempenho.

Consideremos uma aceleração angular padrão de 3m/s^2 e vamos limitar o valor da aceleração que a roda poderia obter, em 5 vezes este valor.

$$\therefore \dot{\alpha}_{\max} = 5 \cdot 3 = 15\text{m/s}^2$$

e da figura II.14 a seguir temos:



$$V = w \cdot \frac{Dr}{2} \quad \therefore \quad \dot{V} = \dot{w} \cdot \frac{Dr}{2} = a$$

$$\dot{w} = \frac{2 \cdot a}{Dr}$$

Logo:

$$\dot{w}_{\max} = 40\text{rad/s}$$

b) Coeficiente de atrito nulo em uma das rodas ($\mu' = 0$)

Esta seria a condição crítica para a locomoção e poderia ocorrer em caso de levantamento de uma das rodas traseiras ou apoio em lama e terrenos similares.

Dividiremos o estudo em 3 planos de trabalho diferentes.

b.1) Terreno Plano ($\alpha = 0$ e $\beta = 0$)

A partir da condição de locomoção (II.25).

Temos:

$$\frac{21.78}{k} \gg 39270 \cdot [1,03 (\bar{\mu} \cdot \cos \alpha)]$$

Dai concluimos que:

$$K \leq 0,041 \quad (\text{II.26})$$

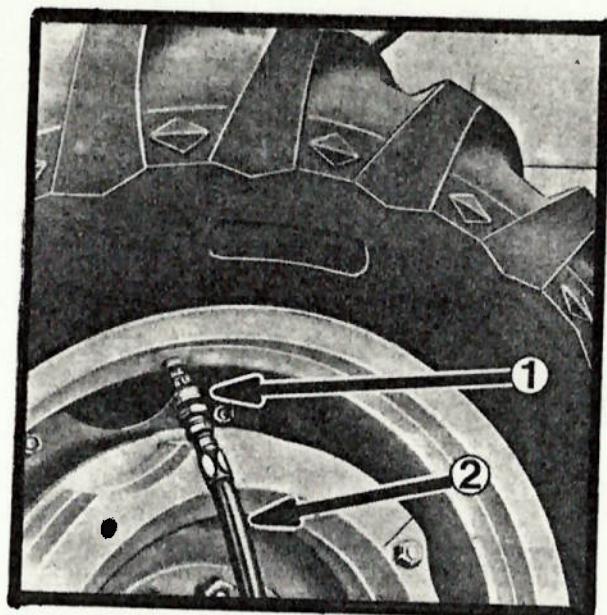


FIGURA II.13- Foto mostrando na parte superior detalhe da banda do pneu.

O perfil da borracha preve alto coeficiente de atrito mesmo em condições adversas do terreno.

b.2) Rampa simples ($\gamma = 0$)

Da condição II.26 vem:

$$\frac{21,78 \cdot \dot{w}}{K} \geq 39270 \cdot \left[1,03 \cdot (\bar{\mu} \cdot \cos \alpha + \operatorname{sen} \alpha) + 2,20 \cos \alpha \cdot \operatorname{sen} \alpha \right]$$

Fixando o ângulo crítico de rampa em 20º:

$$K \leq 0,020 \quad (\text{II.27})$$

Nota: Aqui ainda consideramos uma das rodas sem condição alguma de aderência ($\mu' = 0$).

b.3) Rampa com Inclinação Transversal

Neste caso poderemos ter a inclinação transversal favorecendo ou prejudicando as condições de aderência na roda de tração (Figura II.14).

b.3.1- Inclinação Transversal Favorável.

$$\frac{21,78 \cdot \dot{w}}{K} \geq 39270 \cdot \left[1,11 + 0,7 \left(\cos \gamma - \frac{\operatorname{sen} \gamma}{4} \right) \right]$$

$$\text{com } 0 < \gamma \leq \gamma_{\text{crit}}$$

limitando γ_{crit} em 25º, temos:

$$K \leq 0,017 \quad (\text{II.28})$$

b.3.2- Inclinação Transversal Desfavorável.

Teremos:

$$\frac{21,78 \cdot \dot{w}}{K} \geq 39270 \cdot \left[1,11 + 0,7 \left(\cos \gamma + \frac{\operatorname{sen} \gamma}{4} \right) \right]$$

e então para $\delta_{crit} = 25^\circ$

$$K \leq 0,018 \quad (\text{II.29})$$

c) Coeficiente de atrito diferente de zero na roda derrapante.

Até este ponto, fizemos o estudo de vários "pontos" particulares da equação (II.25), onde o valor do coeficiente de atrito na roda derrapante era nulo. Aqui verificaremos como o incremento da variável de entrada μ' , afeta o parâmetro básico K.

Então da equação (II.25) temos:

$$K \leq 21,78 \cdot \dot{w} \cdot \left\{ 39270 \cdot \left[1,03(\bar{\mu} \cdot \cos \alpha + \operatorname{sen} \alpha) + 2,20 \cdot \cos \alpha \cdot \operatorname{sen} \alpha (\cos \gamma + \frac{\operatorname{sen} \gamma}{4}) \right. \right. \\ \left. \left. - \mu' \cdot 4191 \cdot \cos \alpha (\cos \gamma - \frac{\operatorname{sen} \gamma}{4}) \right]^{-1} \right\}$$

Faremos um estudo do parâmetro K em função de μ' com as outras variáveis parametrizadas, utilizando as suas faixas de variação:

α	:	0 ————— 20°
δ	:	0 ————— 25°
$\bar{\mu}$:	0 ————— 0,85
μ'	:	0 ————— 3,00

c.1) Gráficos do Campo de Variação do parâmetro K:

Os gráficos a seguir indicam o campo de variação permitido ao parâmetro K estudado em função de μ' , com as outras variáveis parametrizadas em pontos críticos.

Obviamente a elaboração de um programa de computador, faria com que os campos de variação fossem estudados de maneira mais contínua.

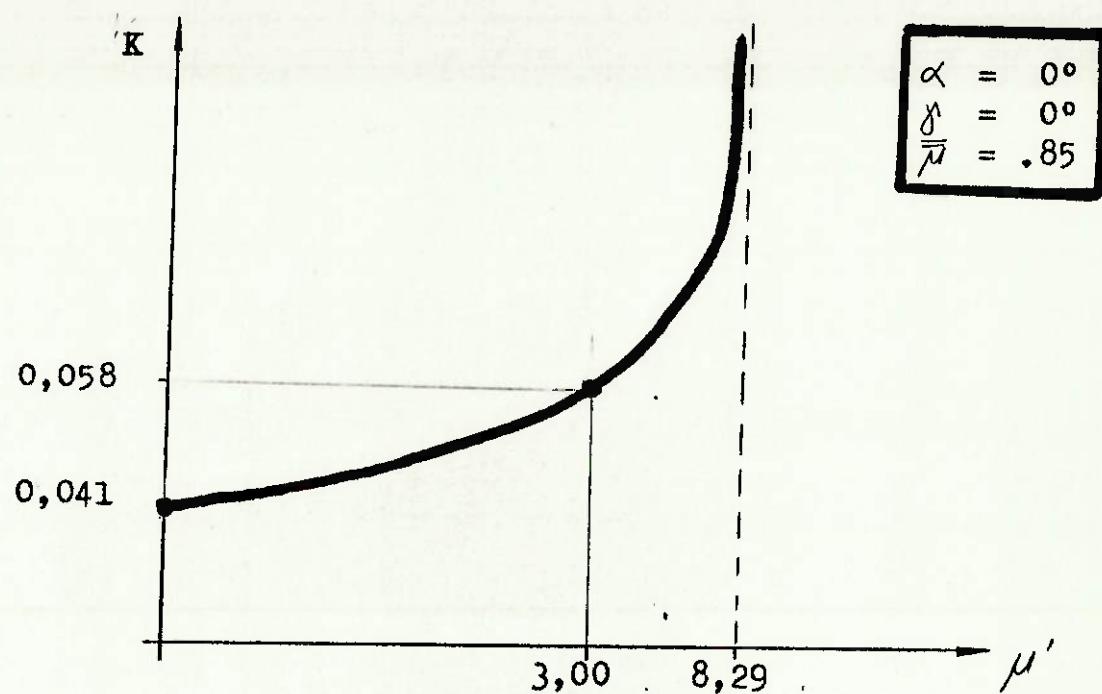


FIGURA II.14- Campo de atuação de K para terreno plano.

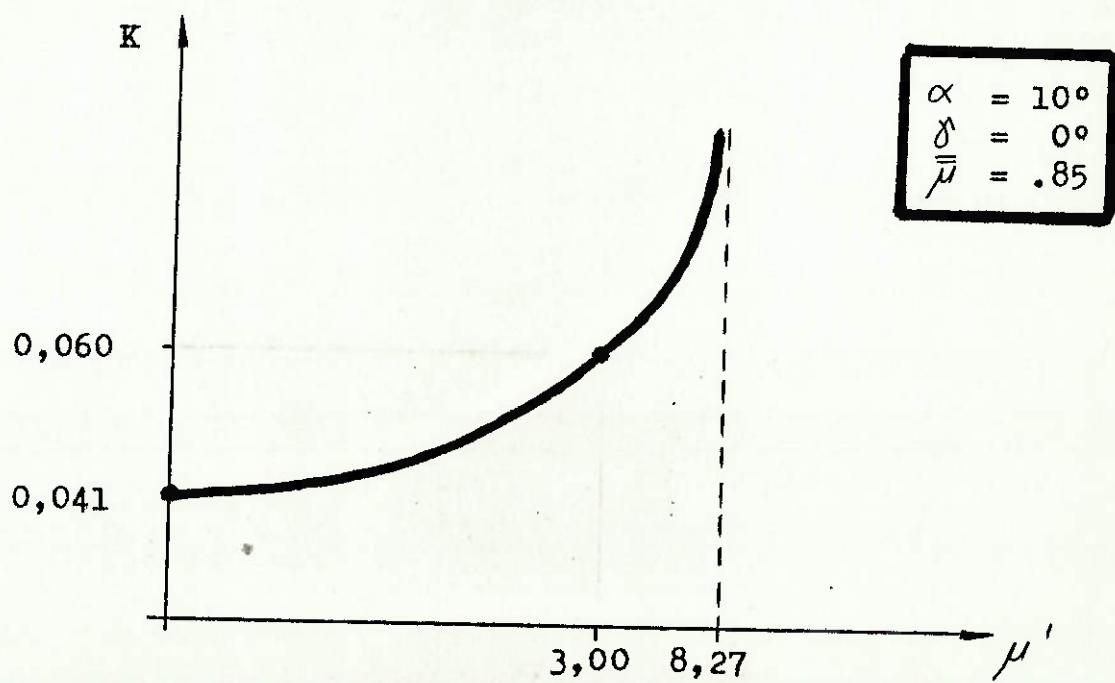


FIGURA II.15- Campo de atuação de K para rampe simples de 10% .

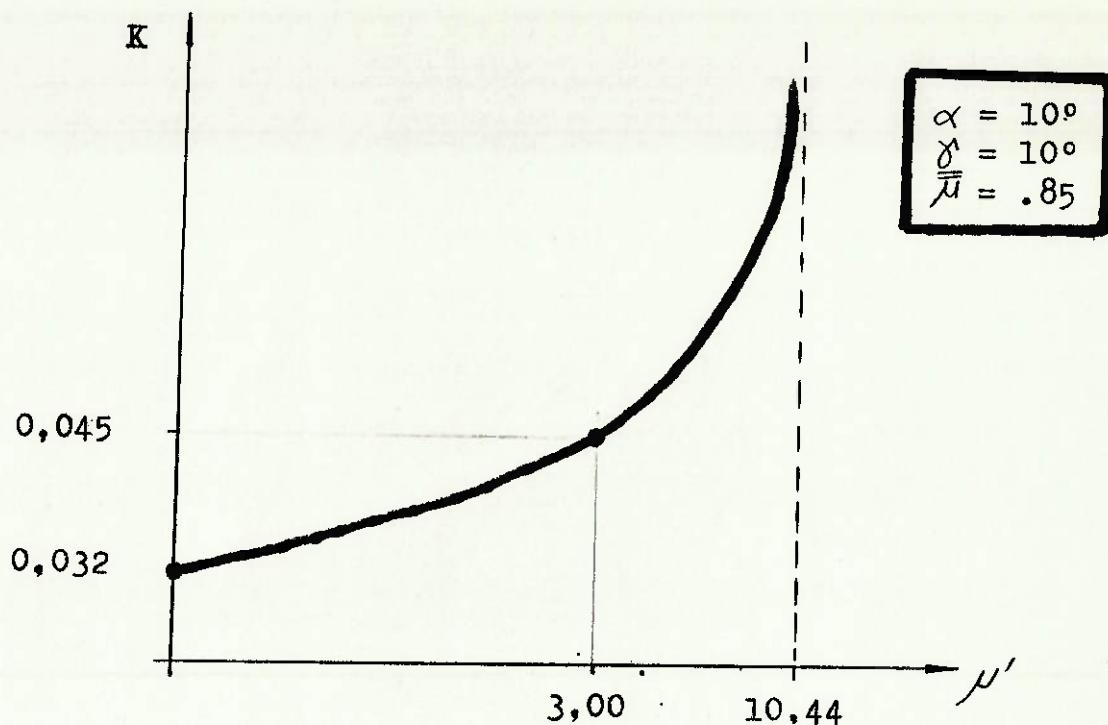


FIGURA II.16- Campo de atuação de K para rampa de 10° e inclinação transversal de 10° .

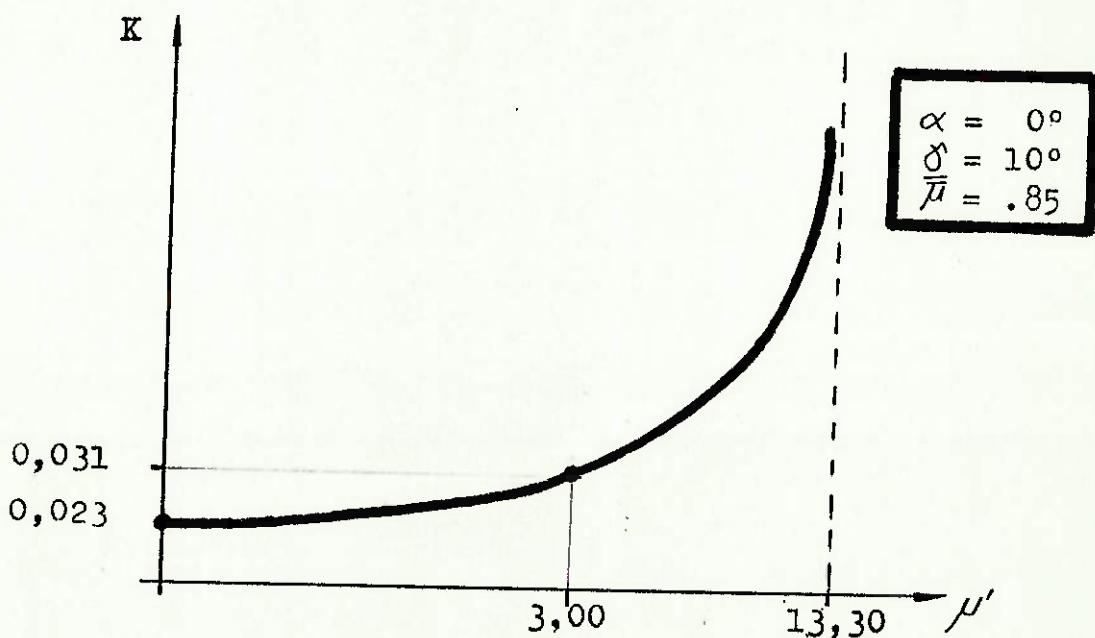


FIGURA II.17- Campo de atuação de K para inclinação transversal simples de 10° .

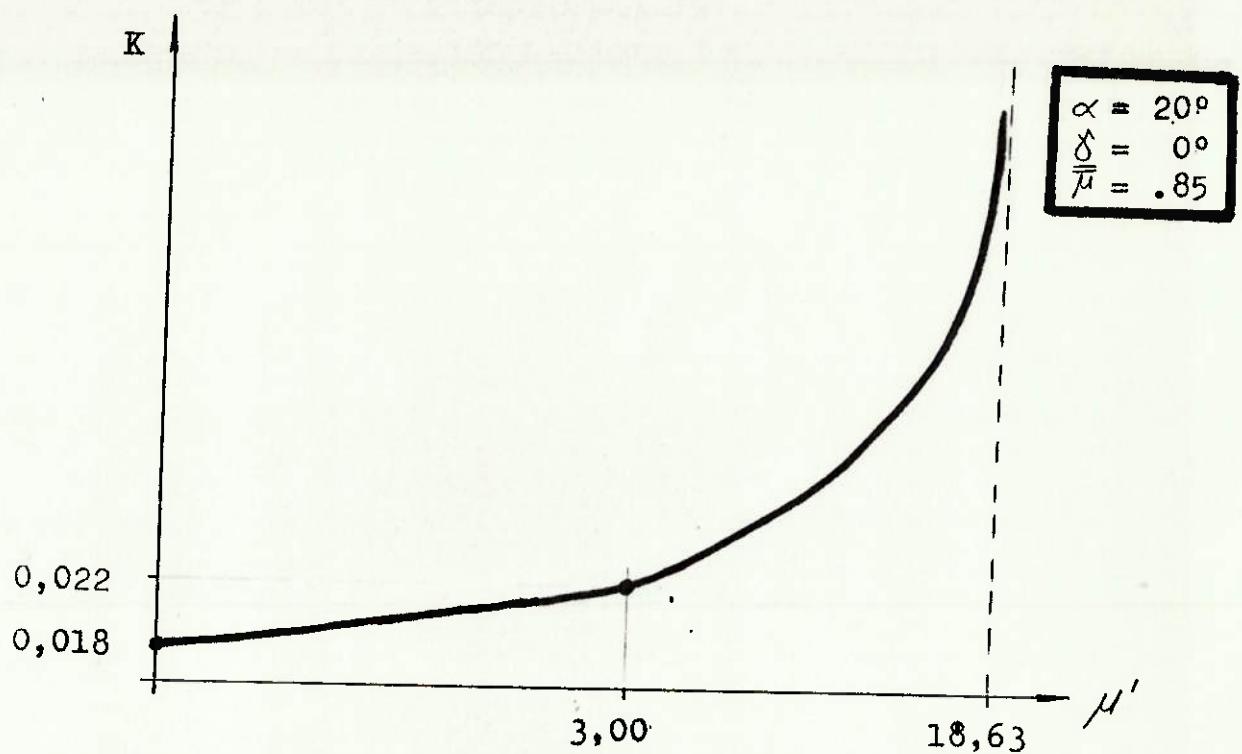


FIGURA II.18- Campo de atuação de K para rampa simples de 20° . ($\alpha = \alpha_{\text{crit}}$)

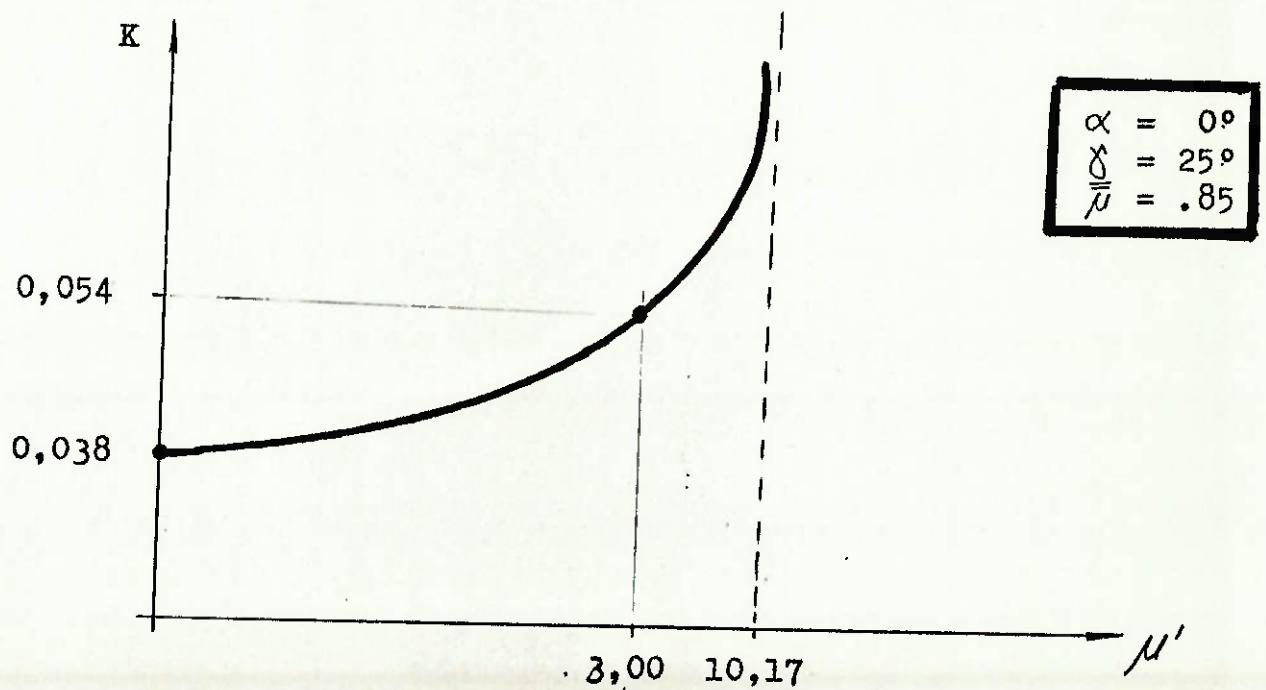


FIGURA II.19- Campo de atuação de K para inclinação transversal simples de 25° ($\delta = \delta_{\text{crit}}$).

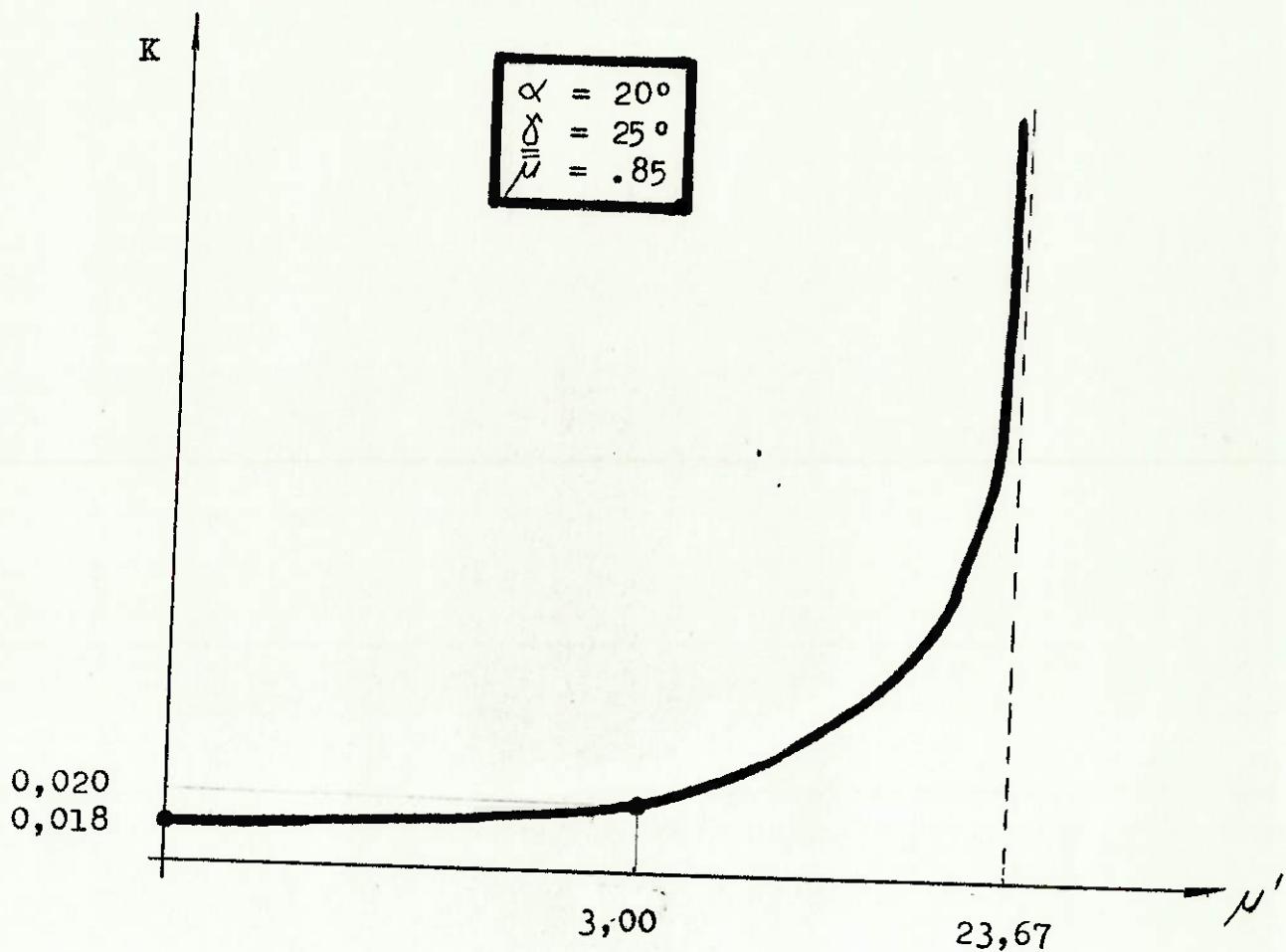


FIGURA II.20- Campo de atuação de K para rampa de 20° ($\alpha = \alpha_{\text{crit}}$) e inclinação transversal de 25° ($\delta = \delta_{\text{crit}}$).

Na etapa seguinte do projeto devemos determinar os valores mais adequados para o ângulo de pressão, ângulo de hélice e coeficiente de atrito (determinando os materiais das engrenagens), de maneira que os critérios estabelecidos nas fases anteriores sejam obedecidos.

II.7- Otimização

II.7.1- Introdução

O objetivo deste ítem é o de fixar os parâmetros mais favoráveis dentro de suas faixas de variação estabelecidas através das análises de compatibilidade, estabilidade e sensibilidade.

Esta escolha deve ser feita considerando-se critérios como custo, desempenho, confiabilidade e qualidade. Estes critérios irão sendo destacados à medida que se façam necessários para determinada decisão.

Primeiramente faremos um estudo dos esforços envolvidos nos principais elementos internos à caixa diferencial, para posterior estabelecimento das suas características.

II.7.2- Esforços Internos Envolvidos

Seja M_t o conjugado máximo de saída do motor e i_t a relação total ao longo de toda transmissão até a coroa diferencial.

O conjugado a que estará submetida a coroa e portanto a caixa diferencial será:

$$M_c = 933,3 \text{ Nm}$$

(ver curva característica na página 07)

Então temos:

CRITÉRIO 1: "Esforço determinado pela capacidade de máxima do motor".

Neste ponto, poderíamos também limitar o esforço na caixa diferencial pela capacidade máxima de aderência com o solo através da previsão de um coeficiente máximo de atrito, à partir do qual as duas rodas patinassem.

CRITÉRIO 2: "Eliminação de desgastes desiguais nos assentos dos mancais de deslizamento".

A distribuição assimétrica das engrenagens dentro da caixa diferencial (ver figura I.5), apesar de atender as características dinâmicas de transferência de Conjunto, acarretaria em pontos críticos de desgaste pela acumulação de esforços (ver anexo II).

Os mancais da caixa onde deslizam as engrenagens satélites deveriam dispor de momento fletor reativo no sentido de eliminar o efeito do esforço axial, produto do engrenamento parafuso sem-fim/coroa. Dessa maneira a própria planetária ficaria submetida a um elevado momento fletor.

A caixa diferencial ficaria também submetida a um momento fletor oriundo do esforço radial e tangencial (pois este esforço também não coincide com o eixo de simetria da caixa), do engrenamento.

Estes esforços são transmitidos das engrenagens para a caixa através dos eixos satélites.

Com a caixa constituída de ferro fundido e as engrenagens necessariamente em material beneficiado, ocorreria um desgaste assimétrico nos assentos de deslizamento à médio prazo, interferindo nos ajustes internos dos componentes e levando a falhas precoces no produto.

Este problema pode ser totalmente eliminado com a colocação de um grupo de engrenagens e eixos satélite no lado oposto da caixa diferencial, idêntico ao primeiro (ver figura II.21).

Obviamente devemos analisar qual a influência desta modificação sobre o custo do projeto e seu desempenho em termos de transferência de conjugado.

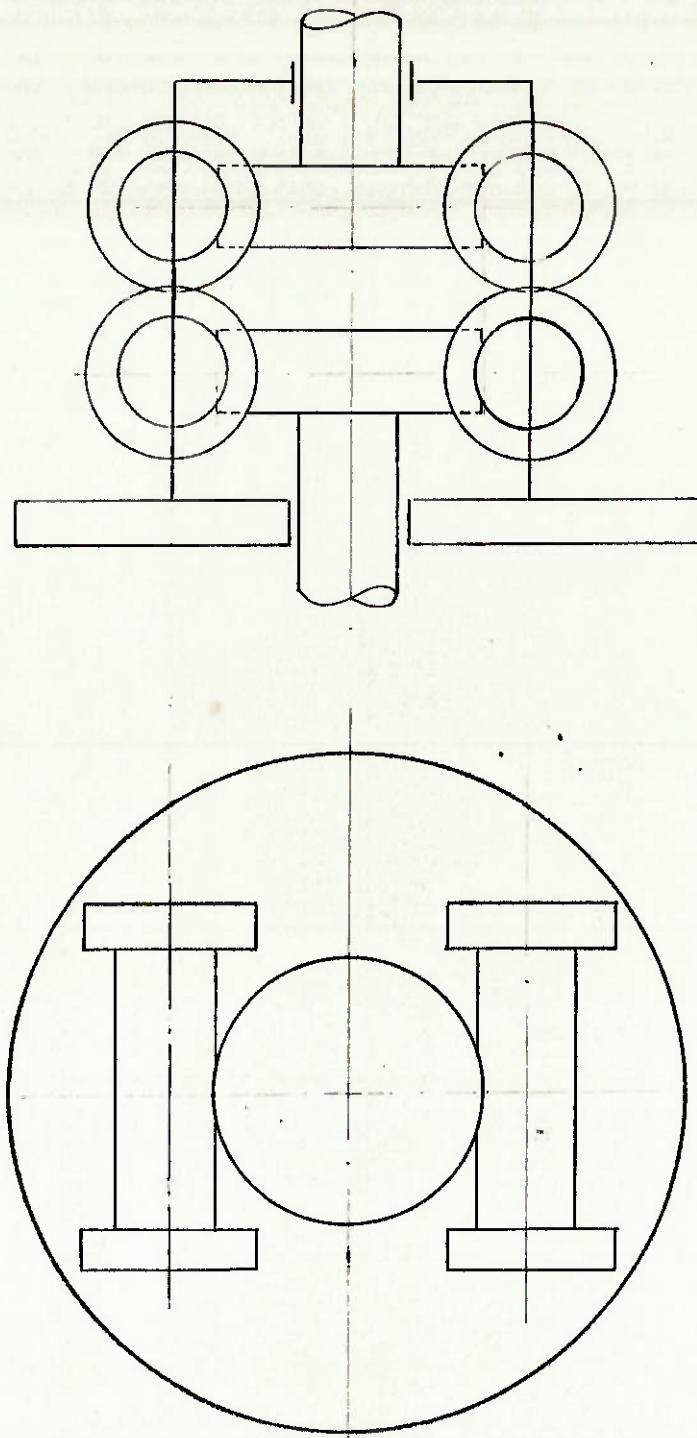


FIGURA II.21- Esquema da Caixa Diferencial da solução proposta com a montagem de um grupo de quatro coroas diametralmente opostas - duas a duas, no sentido de se eliminar esforços assimétricos.

a) Custos

Reiterando os cálculos dos custos envolvidos na produção da solução C do item I.6.1, teríamos a seguinte modificação em ORTNs para cada unidade manufaturada.

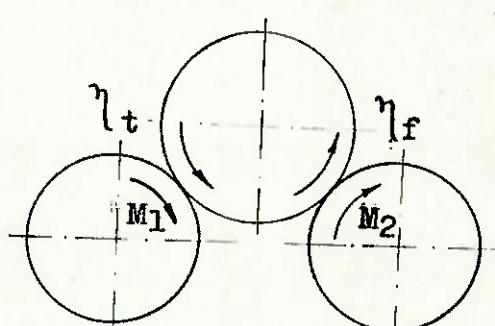
Anterior	Modificação
42,879	44,226

Isto significa um acréscimo de 3% no custo global da manufatura do eixo. Apesar de não ser realizada aqui, uma situação dessas demanda um novo estudo a respeito da viabilidade econômica. Deve ser verificado se a expectativa de vendas torna o projeto ainda viável depois dessa modificação.

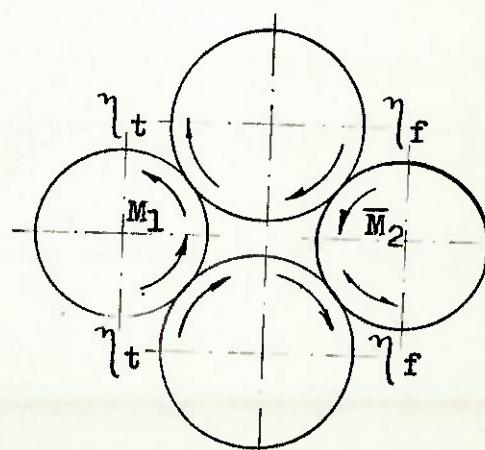
b) Desempenho

Em termos de transferência de conjugado e propriedades dinâmicas, não ocorre nenhuma alteração com a inserção dessas novas engrenagens conforme demonstração abaixo.

Situação Anterior



Situação Modificada



$$M_2 = M_1 \cdot i \cdot \eta_t \cdot \eta_f$$

$$\bar{M}_2 = \frac{M_1}{2} \cdot i \cdot \eta_t \cdot \eta_f + \frac{M_1}{2} \cdot i \cdot \eta_t \cdot \eta_f$$

$$= i \cdot \eta_t \cdot \eta_f \cdot \left(\frac{M_1}{2} + \frac{M_1}{2} \right)$$

$$\bar{M}_2 = M_1 \cdot i \cdot \eta_t \cdot \eta_f$$

Logo:

$$M_2 = \bar{M}_2$$

CRITÉRIO 3: "Engrenagens de dentes retos com tensão admissível de trabalho no pé do dente.

$$\text{temos: } \sigma_i = q \cdot \frac{F_t}{l \cdot m} \leq \bar{\sigma}_f$$

$$\text{com } q = f(\theta; z)$$

$$m \geq \frac{q \cdot F_t}{l \cdot \bar{\sigma}_f}$$

a) Valores:

$$l = \text{largura} = 16 \text{ mm}$$

$$D_p = 44 \text{ mm}$$

$$z = 8 \text{ dentes}$$

$$\theta = 20^\circ$$

$$P = 17,278$$

$$m = 5,5$$

b) Material:

SAE 8620

Beneficiado

Prof. de Cama de Temperada = 1,00 - 1,40mm

Dureza Superficial = 60 - 64 RC.

CRITÉRIO 4: (Resistência): "Engrenamento parafuso sem-fim/coroa com tensão admissível de trabalho no pé do dente e pressão máxima de rolamento".

$$\text{Então: } m \geq \frac{0,75 \cdot M_{t2}^{\max}}{d_{p_1} \cdot d_{p_2} \cdot \bar{\sigma}} \quad \text{e} \quad d_{p_1}^3 \geq \frac{8 \cdot M_{t2}}{t_3^2 \beta (\bar{K} \cdot Y)}$$

onde: $Y = \text{fator de perfil do dente} = f(m, \text{perfil})$

$\bar{K} = \text{fator de pressão} = f(\theta, \text{dureza superficial})$

a) Valores:

a.1) Parafuso:

$$m_0_1 = 5,5$$

$$z_1 = \text{dentes ou número de entradas} = 10$$

$$dp_1 = 55$$

$$P_0_1 = 17,278$$

$$\beta_1 = 25^\circ$$

$$\theta_1 = 30^\circ$$

Perfil = evolvente

a.2) Coroa

$$m_0_2 = m_0_1 = 5,5$$

$$z_2 = 6$$

$$dp_2 = 33$$

$$P_0_2 = P_0_1 = 17,278$$

$$\beta_2 = \beta_1 = 25^\circ$$

$$\theta_2 = \theta_1 = 30^\circ$$

Perfil = evolvente.

b) Material:

SAE 8620

Beneficiado

Prof. de Camada Temperatura = 1,00 - 1,40 mm

Dureza Superficial = 60 - 64 RC.

Acabamento = fosfatizado.

NOTAS:

- Usinar a engrenagem de dente reto e a coroa em corpo único;
- Como a fixação entre o parafuso (planetária) e o semi-eixo é através de um entalhado, deveria ainda ser verificada a resistência nessa região da engrenagem.

CRITÉRIO 4: "Prevenção de Desgaste".

O objetivo da lubrificação interna do eixo será o de interpor uma película de lubrificante entre as superfícies com movimento relativo, evitando o contacto direto das superfícies de modo a reduzir ao mínimo o atrito que produz calor, ruído e desgaste. Isto significa melhor operação e maior vida útil do equipamento além de redução no consumo de energia motriz.

Segundo recomendação de determinado fornecedor de lubrificantes (ver - anexo III), utilizaremos o "Multigear Lubrificante Extreme Pressure" , com classificação API-GL-4.

O sistema de lubrificação previsto é por salpico e o próprio movimento do eixo promove a circulação do óleo por todos os pontos do diferencial. (ver figura II. 21a).

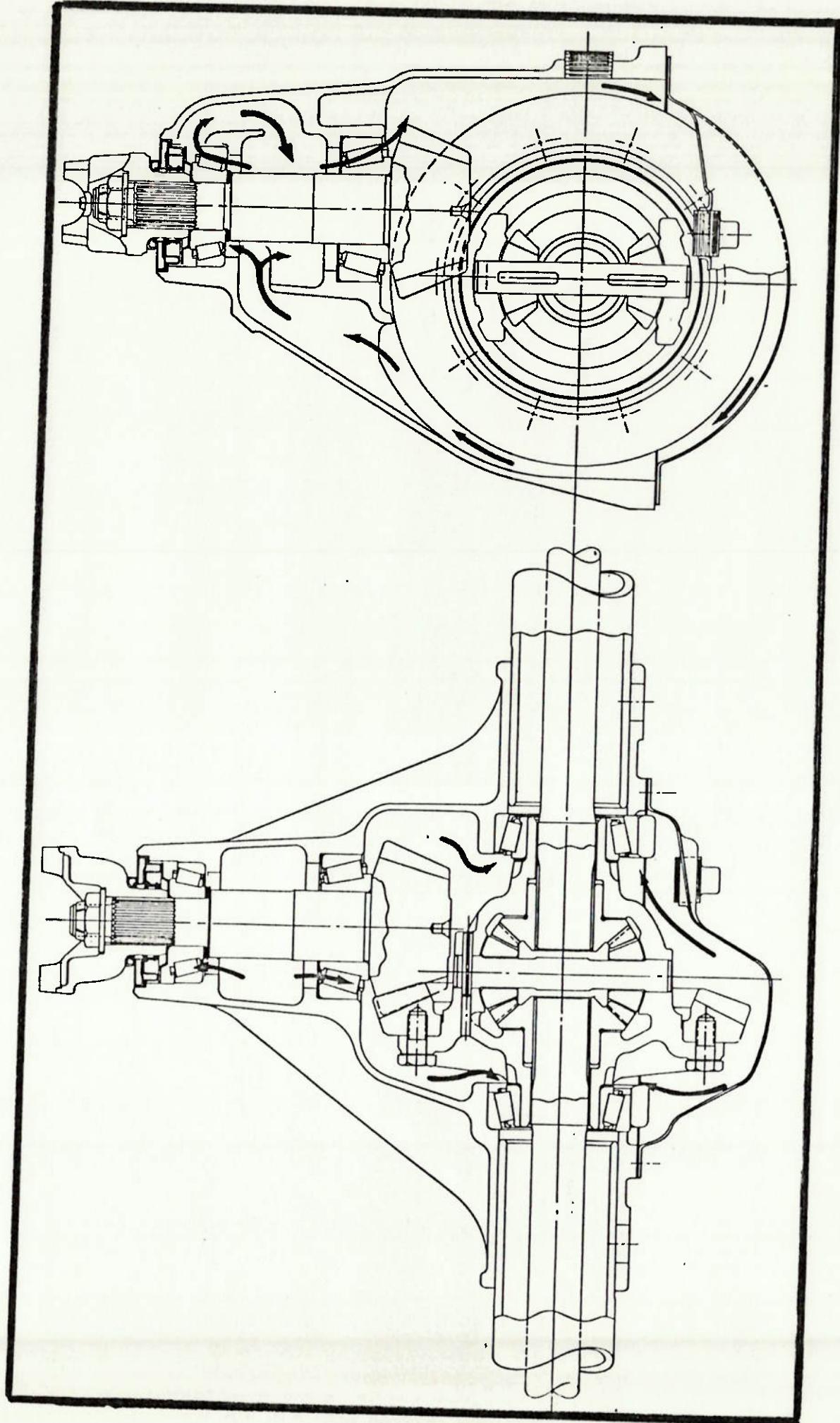


FIGURA II.21a: Circulação de óleo dentro do diferencial. As setas indicam a trajetória do óleo promovida pelo próprio movimento da coroa. Canais existentes na carcaça permitem que o lubrificante atinja rolamentos, mancais e engrangagens.

II.8 - Previsão para o Futuro

Neste ponto do projeto, convém fazermos uma estimativa da aceitação do nosso produto quando o mesmo esteja em condição de ser lançado - no mercado. Normalmente um projeto desse porte é submetido à uma aprovação prévia do consumidor (no caso a Montadora de Veículos - Agrícolas), que dá a previsão de vendas e demanda à curto e médio - prazo. Esta referência deve apresentar os resultados mínimos suficientes para que o nosso produto atinja um valor econômico compensador.

Paralelamente à montadora, nossa empresa deve fazer um trabalho de Marketing que projete a possibilidade de consumo à partir da data - em que o componente esteja armazenado em nossos estoques. Em termos de implemento agrícolas a perspectiva é muito boa visto que este - foi um dos poucos setores industriais, dentro do mercado nacional , a manter um crescimento positivo nestes últimos anos de crise. A tendência é de ocorrer ainda mais investimentos no setor agrícola - em propriedades de pequeno, médio e grande porte; garantindo portanto a demanda de maquinário de campo.

Em termos de possíveis novos lançamentos de produtos similarmente competitivos no mercado, não deve haver preocupação imediata já - que ^o nosso tem uma concepção inovadora. Numa aplicação que se manteve inalterada durante muitos anos. De qualquer forma nosso de - partamento de projetos deve estar sempre atento à evolução da tecnologia no setor e fazer o estudo de possíveis modificações da idéia - concebida.

Evidentemente, cada nova modificação antes de ser implantada deve passar pelas mesmas fases de estudo do projeto.

II.09- Previsão do Tempo de Funcionamento

Os objetivos do funcionamento do nosso eixo estarão ligados à vida útil do trator à que estará sendo aplicado. Não havendo problemas técnicos de qualidade de manufatura (especificações mantidas), ou utilização abusiva (choques, rompimento de vedações, solicitações acima do especificado, ausência ou aplicação alterada de lubrificação correta), a única manutenção prevista é a de observação do nível de óleo. Apesar de ser pequena, deve ocorrer uma perda de óleo por evaporação através de respiros instalados na carcaça do diferencial.

Evidentemente com a utilização a longo prazo surgirão folgas em virtude do desgaste entre os componentes com movimento relativo - (engrenagens e rolamentos), ocorrendo ruídos de operação mais elevados. Para esta aplicação, porém, o ruído não se torna ítem crítico como seria no caso de um automóvel de passeio.

II.10- Ensaios de Testes e Protótipos

Esta fase deve ser cumprida após um cuidadoso planejamento visto que a manufatura de protótipos efetuada antes da produção normal de linha encarece extremamente o processo.

II.10.1- Programa de Testes

Neste ítem faremos uma verificação de detalhes de desempenho que não puderam ser efetuados analiticamente nas fá-

ses anteriores. Dividiremos os testes em duas categorias: os tes-
tes de LABORATÓRIO e os testes de CAMPO.

a) Testes de Laboratório:

a.1) Eixo operando em linha reta.

Neste caso não há a necessidade de ensaios visto que a caixa diferencial e as engrenagens internas mantém a mesma velocidade angular. A operação e resultados é então semelhante a observação em diferenciais convencionais, já amplamente tes-
tados.

a.2) Diferenciação de Conjugado

Este teste julgamos importantíssimo já que avalia o desem-
penho da proposta principal do projeto que é a capacidade de
locomoção do veículo sob condições adversas de aderência em
uma das rodas.

Com a utilização de uma bancada, posicionaremos o eixo com -
pleto travando o pinhão.

A flange de um dos semi-eixos, fixaremos uma fricção com con-
jugado máximo regulável.

Na flange do outro semi-eixo será instalado um torquímetro -
de relógio. A cada regulagem da fricção, verificaremos qual
a transferência de conjugado através da atuação do torquíme-
tro (figura II.22). Ponto a ponto traçaremos a curva entre
os dois momentos verificados $M_d = f(M_e)$.

Este teste deve ser parametrizado em termos do número de rotações relativas entre os dois semi-eixos. Usando a mesma bancada para este teste, liberamos o pinhão e travamos uma das flanges. A adaptação de um motor elétrico no outro semi-eixo, permite sua rotação independente, enquanto um contador de voltas registra o número de ciclos efetuados (ver figura II.23).

A evolução da curva $M_d = f(M_e)$, indica para cada nível de utilização (ciclos) a influência do desgaste dos componentes na transferência de conjugado e na capacidade real de locomoção. (ver figura II.24).

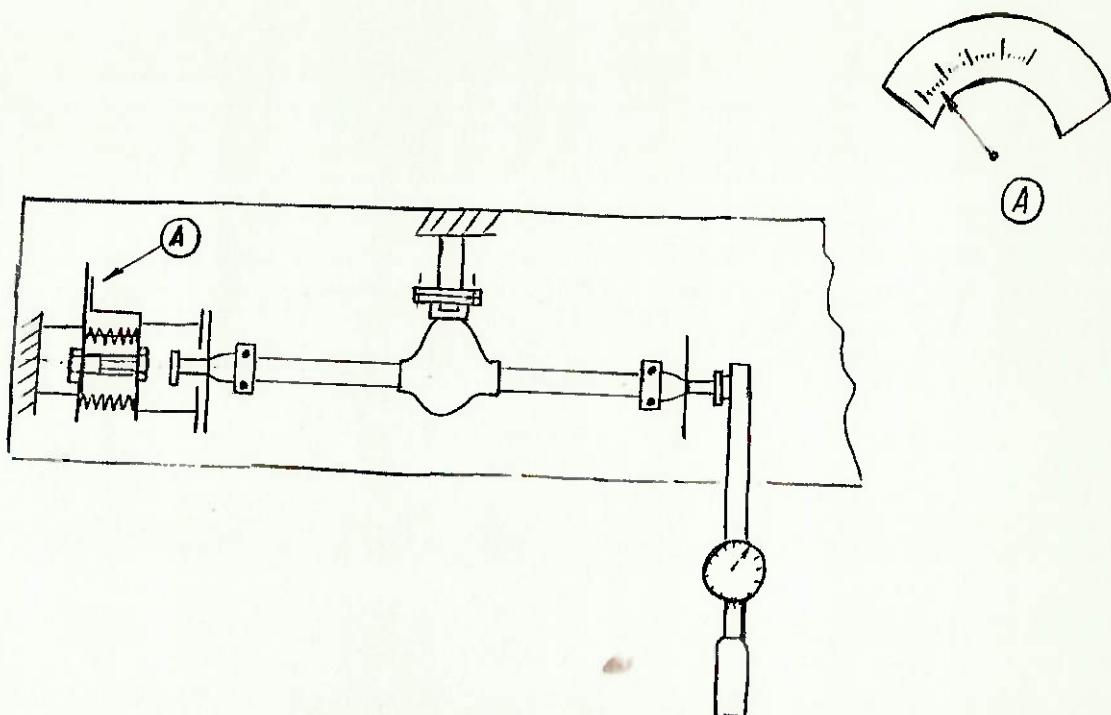


FIGURA II.22- Bancada com o eixo montado para o teste de transferência de conjugado.

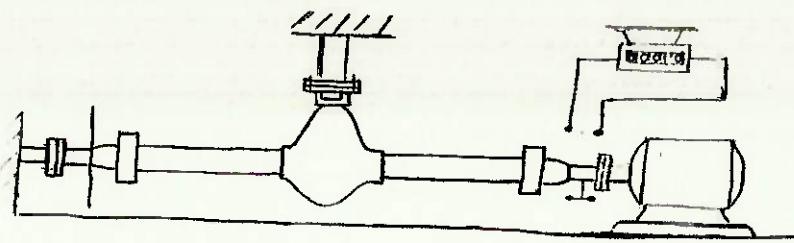


FIGURA II.23- Bancada montada para simular o uso prolongado através do registro do número de ciclos em movimento relativo dos dois semi-eixos.

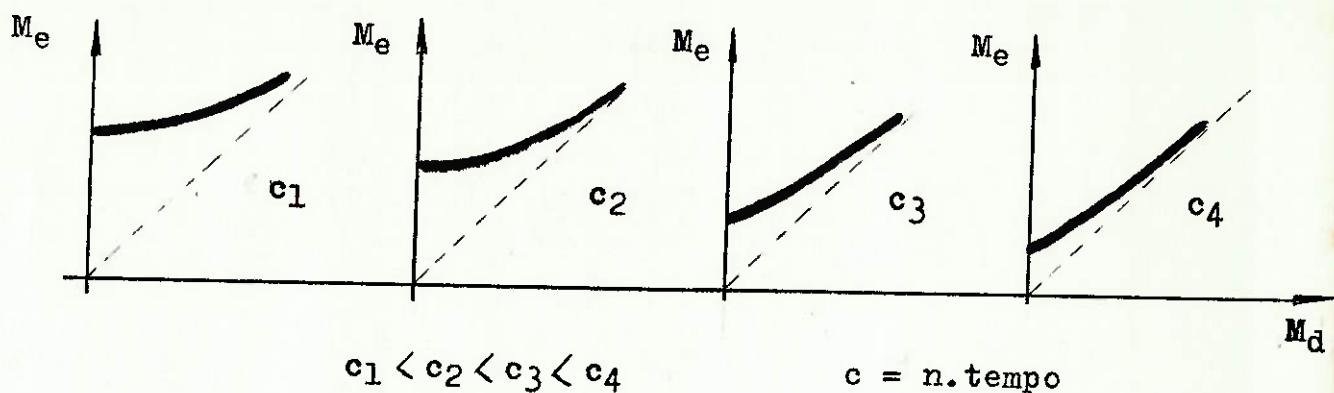


FIGURA II.24- Gráficos indicativos de uma possível evolução da capacidade de transferência de conjugado - para vários níveis de utilização.

A queda da somatória ($M_d + M_e$) indica uma deficiência neste sentido.

a.3- Temperatura do Óleo

O aumento da temperatura do óleo faz com que sua viscosidade baixe, trazendo como consequência uma redução na eficiência da película de lubrificação. Este fato pode provocar desgastes precoces nos componentes e reduzir a vida útil do eixo.

O teste pode ser efetuado através da bancada da figura II.23, com a instalação de um termopar junto ao lubrificante. Para cada número de ciclos podemos anotar o valor de temperatura registrado e fazer levantamento - de curvas $T = f(c)$ com a frequência parametrizada (ver figura II.25).

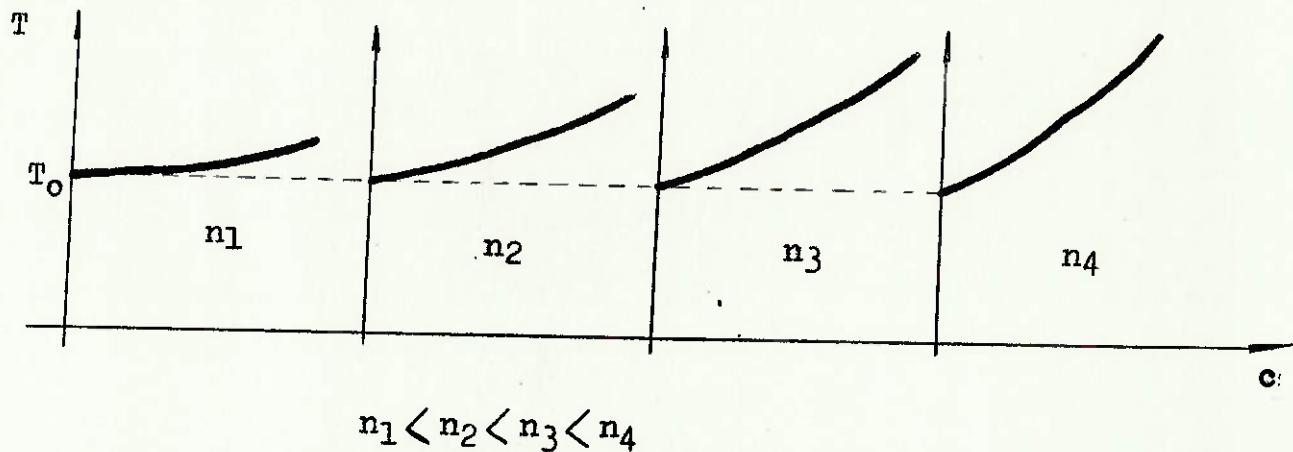


FIGURA II.25- Evolução da temperatura do lubrificante em função do número e frequência da rotação. O valor de temperatura deve ser mantido abaixo da especificação T_e , onde a viscosidade atinge o limite de aceitação.

b) Testes de Campo

Aqui o eixo deve ser montado no trator de aplicação e efetuar operações no local de trabalho. Podem ser efetuados testes a dois níveis: os de desempenho normal e os abusivos.

b.1) Desempenho normal - Aqui o veículo deve operar nas condições previstas pelas especificações de projeto, lubrificação adequada e solicitações normais.

b.2) Desempenho abusivo - o trator deve ficar submetido a condições anômalas como:

- lubrificação ausente ou insuficiente.
- vedação deficiente e contaminação.
- utilização em motores mais possantes.
- carga acima do especificado.
- manobras abusivas.

Para ambos os testes, além da observação de desempenho nas operações usuais, deve ocorrer a desmontagem do eixo e efetuar - análise dos componentes e sua evolução com a quilometragem utilizada. A cada desmontagem devem ser emitidos relatórios de - acompanhamento observando:

- desgaste em rolamentos.
- desgaste em engrenagens.
- desgaste na caixa diferencial.
- fadiga nos pontos de concentração de tensão.
- etc..

II.10.2- CONCLUSÃO

A elaboração, execução e análise de todos os testes propostos e mais alguns que possam ser sugeridos sem dúvida onera o projeto, porém, em contrapartida temos uma redução substancial da probabilidade de defeitos ocorrerem em campo. Dessa maneira a equipe técnica da empresa fica preparada para tomar ações corretivas, se estas eventualmente se fizerem necessárias.

Com isso temos um aumento da confiabilidade do produto, característica fundamental para o produtor sobreviver num mercado competitivo como o de hoje.

SIMBOLOS

a	- Aceleração linear
B	- Bitola traseira
Dr	- Diâmetro do pneu do trator
dpl	- Diâmetro primitivo do parafuso sem-fim
dp2	- Diâmetro primitivo da coroa
ds	- Diâmetro do semi-eixo
Fat	- Força de atrito na roda
Fati	- Força de atrito do implemento
Fi	- Esforço para arrastar o implemento
Frd	- Força de resistência ao rolamento da roda
g	- Aceleração da gravidade
H	- Esforço de tração
i	- Relação de redução
J	- Momento de inércia do conjunto da roda derrapante
L	- Momento angular do conjunto da roda
l	- Largura de engrenagem
Mc	- Conjugado da caixa diferencial
Md	- Conjugado na roda do lado direito
Me	- Conjugado na roda do lado esquerdo
Mtl	- Momento torçor no parafuso
Mt2	- Momento torçor na coroa
M1	- Momento mínimo de locomoção
Mr	- Momento de resistência ao rolamento
m	- Módulo de engrenamento
mi	- Massa do implemento agrícola
Ne	- Reação normal da roda em condições deficientes de aderência
n	- Frequência (Rotação)
p	- Passo
q	- Coeficiente de resistência à flexão
Wt	- Carga total aplicada no C.G do eixo traseiro

- w - Velocidade angular da roda derrapante, relativa ao solo
 \dot{w} - Aceleração angular da roda derrapante, relativa ao solo

em letras gregas:

- α - Inclinação do trator no plano longitudinal
- γ - Inclinação do trator no plano transversal
- ρ - Coeficiente de atrito dos mancais do parafuso sem-fim
- ρ_f - Densidade média do conjunto roda/pneu
- β - Ângulo de hélice do parafuso sem fim
- θ - Ângulo de pressão do par coroa-parafuso
- $\bar{\theta}$ - Ângulo de pressão da engrenagem de dentes retos
- μ - Coeficiente de atrito da roda em boas condições de aderência
- μ' - Coeficiente de atrito da roda em condições deficientes de aderência
- $\bar{\mu}$ - Coeficiente de atrito entre as superfícies do parafuso sem fim e coroa.
- $\bar{\mu}$ - Coeficiente de atrito entre o implemento agrícola e o terreno.
- η_d - Rendimento da transmissão direta
- η_r - Rendimento da transmissão reversa
- σ - Tensão normal
- $\bar{\sigma}$ - Tensão normal limite.

BIBLIOGRAFIA CONSULTADA.

1. Data Guide

Dana Corporation, 1972

2. Design of Worm and Spiral Gears

E.Buckingham/ H.H.Ryffel

Industrial Press, 1960

3. Engineering Data for Product Design

Douglas C.Greenwood

McGraw-Hill, 1961

4. Engrenagens

Dario Finzi

Sedegra, 1963

5. Manual de Instruções para Tratores Ford

Editora Ford, 1980

6. Manual de Hidráulica Industrial

Sperry - Vickers

Sperry Rand Corp, 1983

7. Mecânica Geral

G.E.O. Giacaglia

Nobel, 1974

8. Mechanics of Vehicles

Jaroslav J. Taborek

Penton Publishing, 1972

9. Passenger Car/Drive Axle/Gear Design

Gleason

Gleason Works, 1970

10. Projetista de Máquinas

Francesco Provença

Protec Edições, 1978

11. PMC-516 Projeto Industrial

Omar Moore de Madureira
EPUSP, 1981

12. Epicer Axles Manual

Dana Corporation, 1980

13. Fundamentos de Lubrificação

Texaco
Dept. Assistência Técnica, 1982

ANEXO-I - APLICAÇÃO, NOMENCLATURA, CINEMÁTICA DO DIFERENCIAL CONVENCIONAL

1- INTRODUÇÃO

Os eixos diferenciais podem ser aplicados tanto para tração em eixos dianteiros quanto traseiros (figura AI.0).

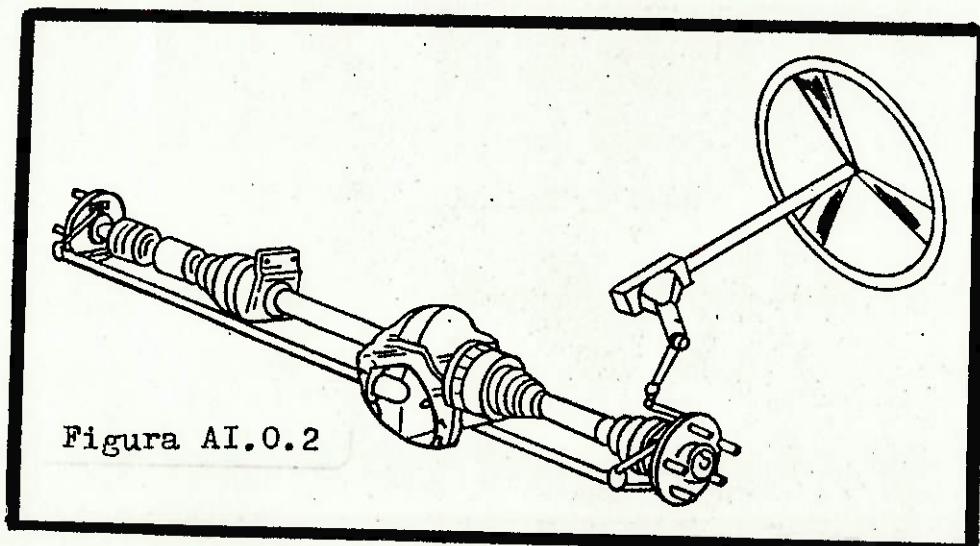
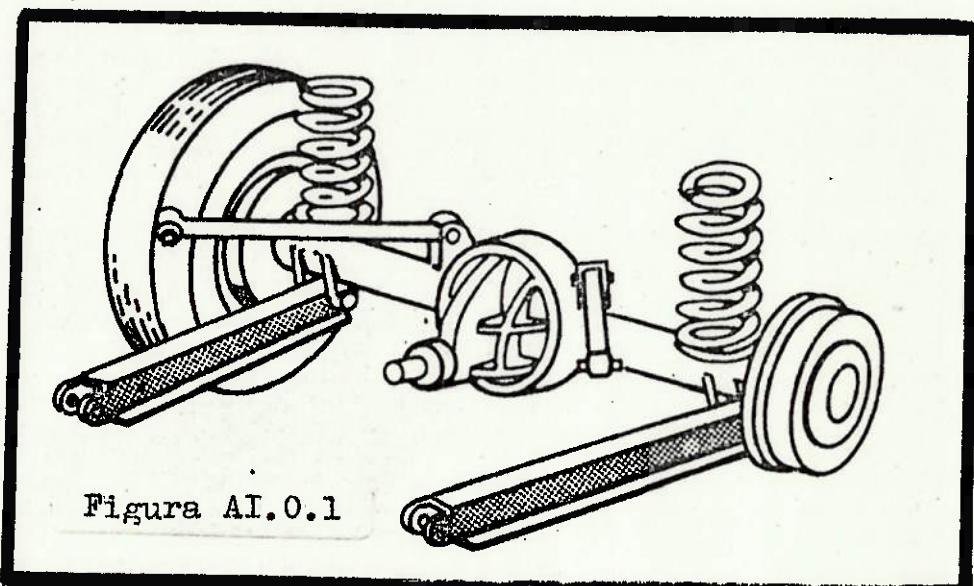


FIGURA AI.0- Posicionamento e aplicação do diferencial no chassis veicular. Fixação do eixo na parte traseira do chassis (AI.0.1).

Eixo dianteiro com adaptações para possibilitar distorção (AI.0.2).

2. Nomenclatura/Tipos

Um diferencial convencional consiste basicamente de uma carcaça fundida de grande rigidez onde é inserido um conjunto de engrenagens e transmissões - angulares e diferenciais, composto de um par de coroa pinhão (hipoidal) e um conjunto diferencial formado por uma caixa diferencial e um conjunto de engrenagens satélites e planetárias. (Figura AI.1)

Para um eixo diferencial convencional, na carcaça são embutidos tubos que a ela são soldadas (geralmente eixos traseiros): é o modelo rígido (Figura AI.2).

Existe também, para veículos com suspensão independente, o diferencial ligado às rodas por meio de juntas homocinéticas, sem sofrer assim o conjunto a carga (pêso) do veículo (Figura AI.3).

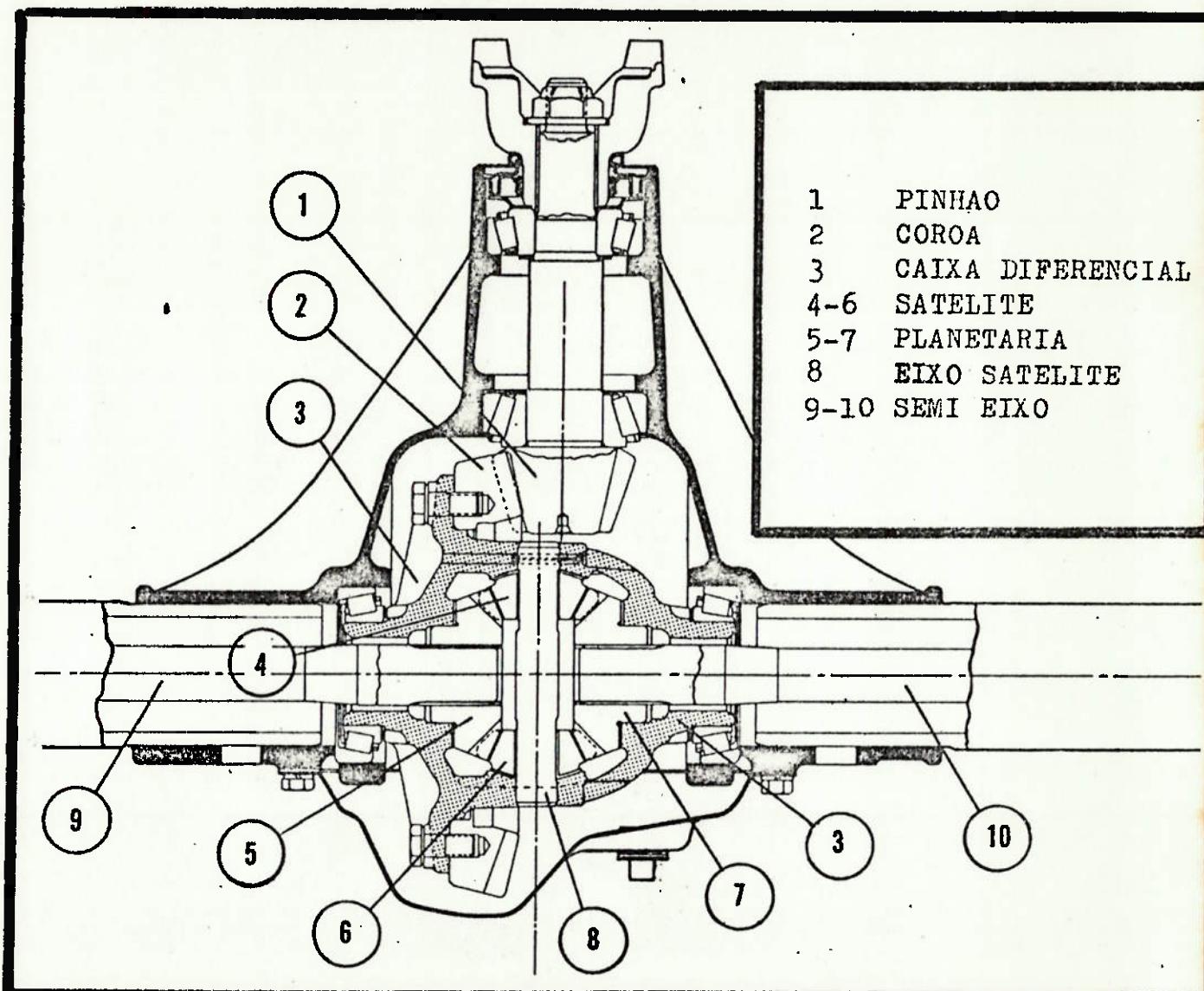


FIGURA AI.1- Construção e nomenclatura dos principais componentes em um diferencial convencional.

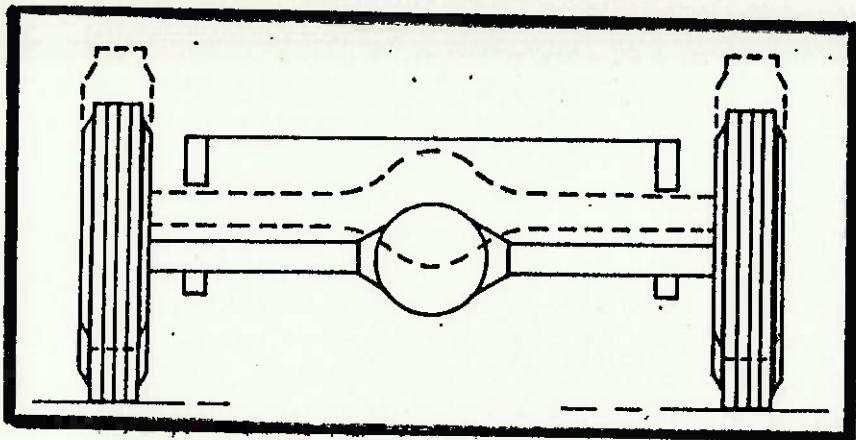


FIGURA AI.2- Eixo Diferencial
Modelo Rígido

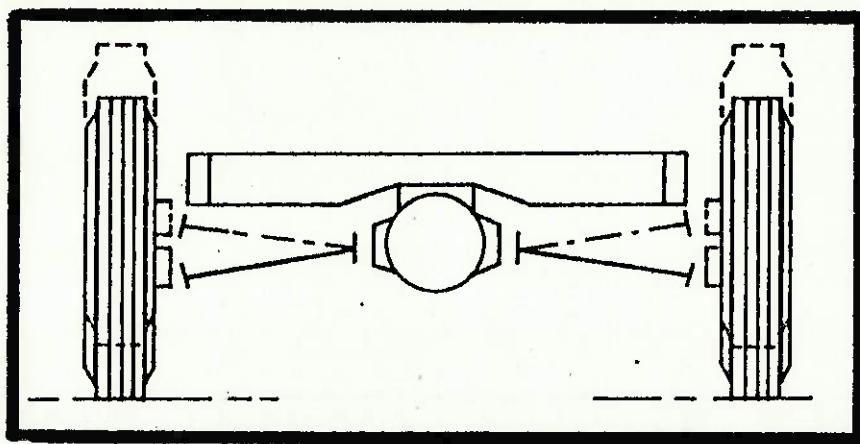
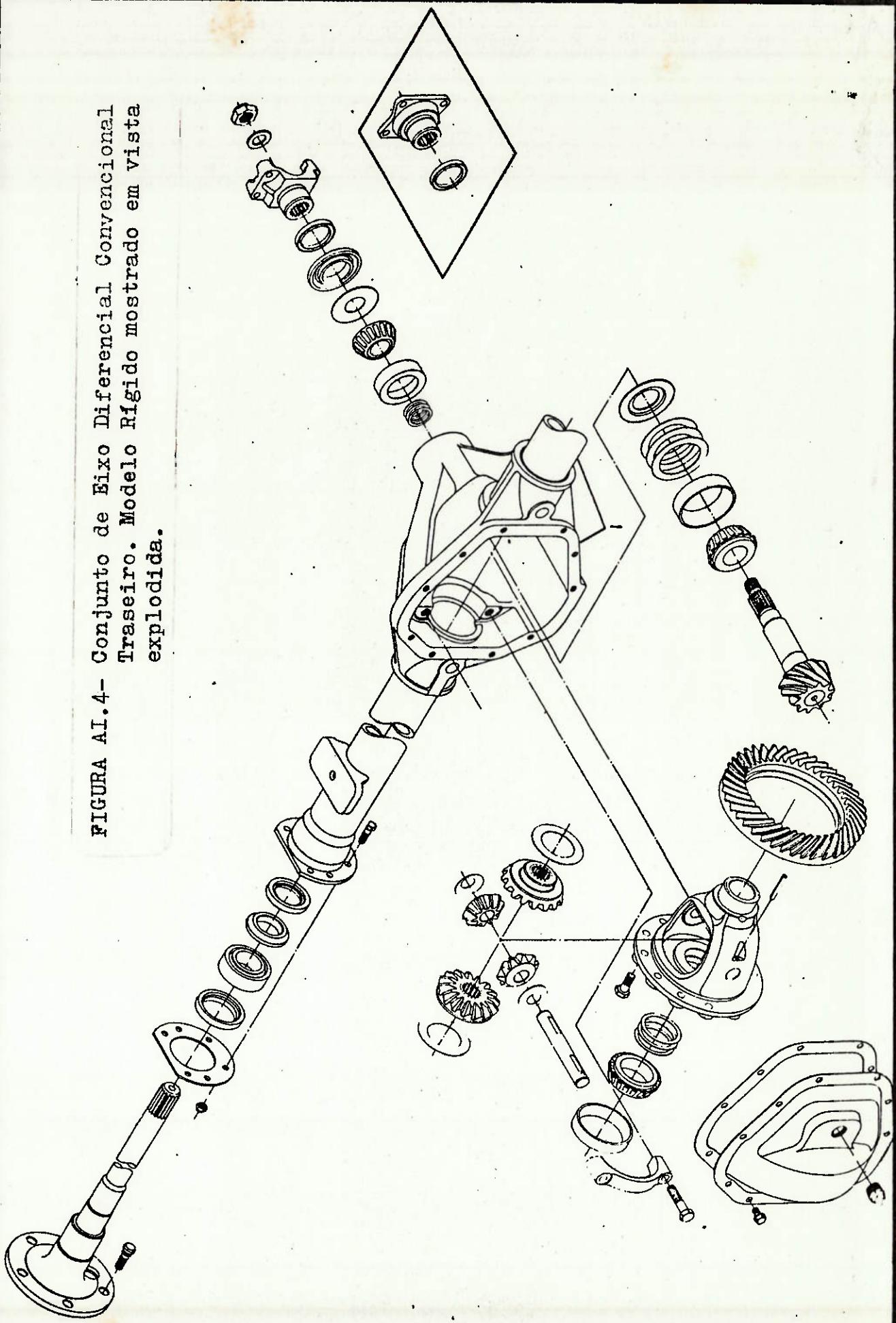


FIGURA AI.3- Eixo Diferencial para suspensão
independente.

FIGURA AI.4- Conjunto de Eixo Diferencial Convencional Traseiro. Modelo Rígido mostrado em vista explodida.



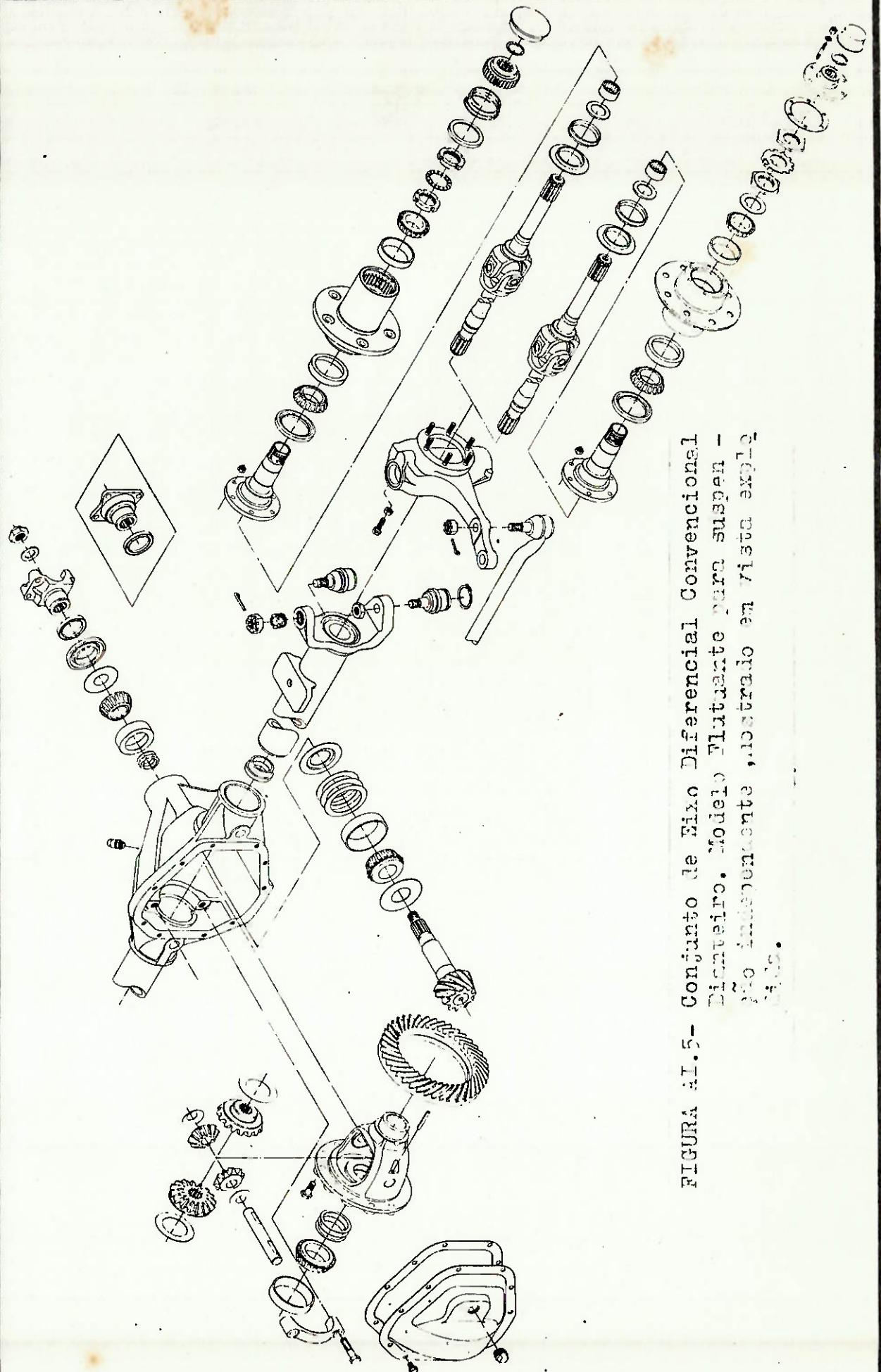


FIGURA AI.5- Conjunto de Eixo Diferencial Convencional
Diamanteiro. Modelos Flutuante para suspensão
independente e estacionária, eixo para via expõe
câmara.

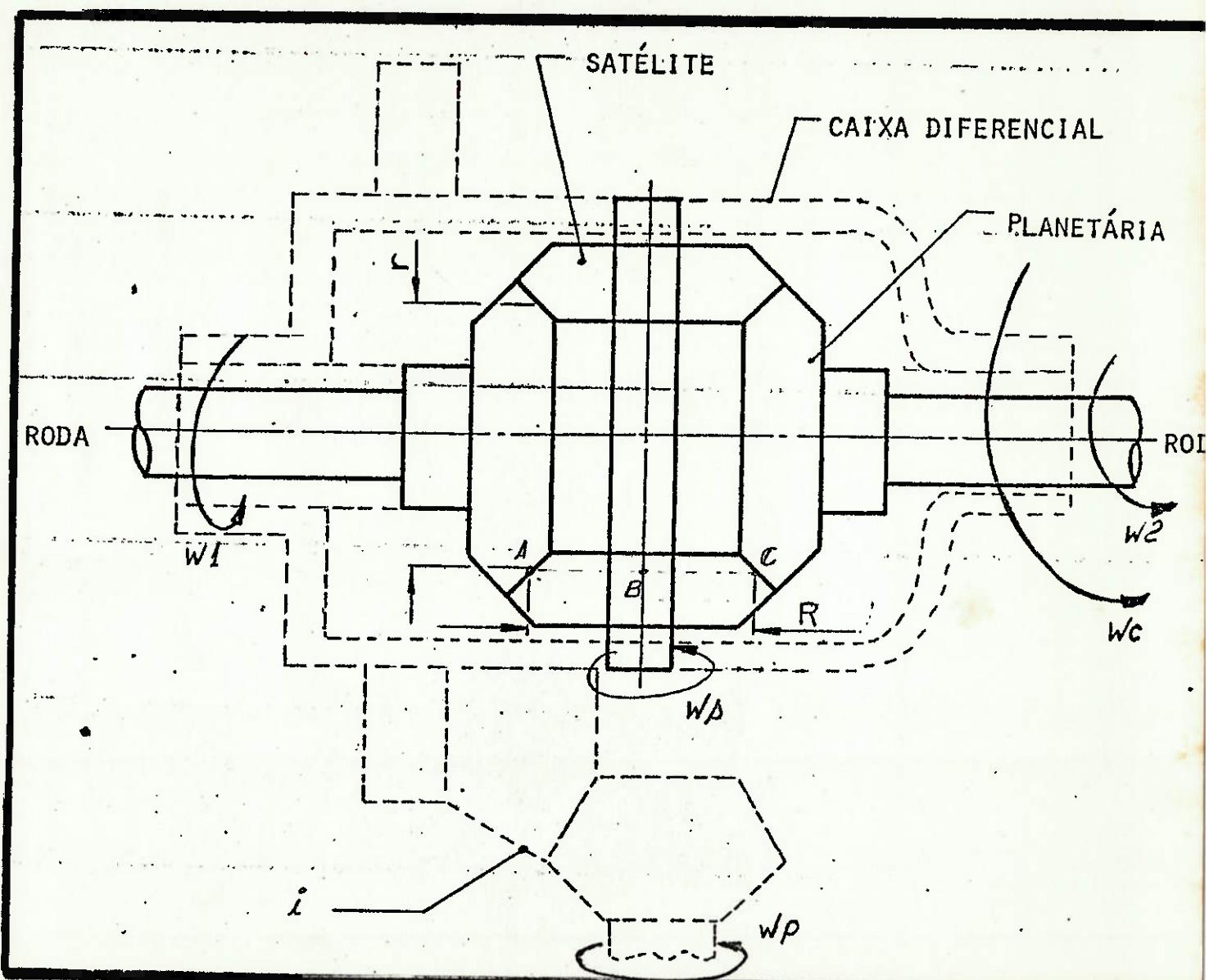
3. Cinemática do Diferencial Convencional

O eixo é ligado às rodas pelas semi-eixos que possuem entalhados nas suas extremidades e ficam rigidamente ligados às engrenagens planetárias.

A caixa diferencial fica rigidamente ligada à coroa e pode girar independentemente dos semi-eixos.

O eixo satélite fica engastado à caixa e possui 2 engrenagens satélites articuladas. Engrenadas às engrenagens satélites estão as planetárias - que também podem girar livremente em relação à caixa.

O conjunto é acionado pelo pinhão que ligado à coroa, transmite a potência de acionamento que chega do motor.



Onde: i = relação de transmissão coroa-pinhão

w_p = velocidade angular do pinhão.

W_c = velocidade angular da coroa.

W_2, W_1 = Velocidade angular dos semi eixos

W_s = Velocidade angular da satélite.

Devemos obter: $f(W_1, W_2, W_p)$

Por Poisson: $\bar{V}_a = \bar{V}_b + \bar{W} \wedge (B - A)$

Então temos:

$$(I) \quad \begin{cases} V_c = W_2 \cdot r \\ V_b = W_c \cdot r \\ V_a = W_1 \cdot r \end{cases}$$

$$\text{mas: } \begin{cases} V_a = V_c + W_s \cdot 2R & (\text{II}) \\ V_b = V_c + W_s \cdot R & (\text{III}) \end{cases}$$

$$(\text{II}) - (\text{III}) \Rightarrow V_a - 2V_b = V_c$$

$$\text{Subst. em (I)} \Rightarrow 2 \cdot W_c \cdot r = W_1 \cdot r + W_2 \cdot r$$

$$W_c = \frac{W_1 + W_2}{2} \quad \text{como a rotação é: } N = \frac{W}{2\sqrt{I}}$$

$$\text{e } N_c = N_p / i = \frac{N_p}{i} = \frac{N_1 + N_2}{2}$$

CONDICÕES TÍPICAS DE FUNCIONAMENTO

- Se um dos semi-eixos (roda) estiver travado, ($N_1=0$) o outro semi-eixo gira com o dobro da rotação imposta pelo pinhão considerando a redução i .

$$N_2 = 2 \left(\frac{N_p}{i} \right)$$

- Se o eixo estiver suspenso e destravado e uma das rodas é girada, a outra deve girar com a mesma velocidade imposta mas em sentido contrário.

$$N_p = 0 \quad \text{e} \quad (N_2 = - N_1)$$

ANEXO II - ESTUDO DOS ESFORÇOS ENVOLVIDOS NA TRANSMISSÃO PARAFUSO SEM-FIM/COROA.

Na verdade coroa e rosca sem-fim são engrenagens helicoidais com eixos reversas, em geral à 90°.

Segundo geometria descrita na figura A-II.1

$$Mt_2 = \frac{N_2}{n_i}$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{r_2}{r_1} = i \quad \therefore \quad Mt_2 = Mt_1 \cdot i \cdot \eta$$

$$N_2 = N_1 \cdot \eta$$

O rendimento da rosca do parafuso sem-fim com seus mancais é em primeira aproximação:

$$N = \frac{t_g \beta}{t_g (\beta + \psi)} = \frac{1}{1 + f}$$

onde β representa o coeficiente de atrito dos mancais

$$\begin{aligned} f &= 0,02 - 0,05 \text{ (rolamento)} \\ &0,08 - 0,10 \text{ (escorregamento)} \end{aligned}$$

$$\psi' = \operatorname{arctg} \frac{\bar{u}}{\cos \theta}$$

Para o par temos:

$$M_{t2} = F \cdot r_1 \cdot t_g (\beta + \varphi') (1 + f); \text{ com: } d_p_1 = 2 \cdot r_1$$

$$\text{e} \quad d_p_2 = 2 \cdot r_2$$

$$F_t = F_a \cdot \tan (\beta + \varphi')$$

$$F_t = F_a \cdot \tan (\beta + \psi')$$

$$F_t = \frac{M_{t1}}{r_1}$$

$$F_N = \frac{F_n}{\cos \theta}$$

$$F_r = F_n \cdot \tan \theta$$

$$F_r = \frac{F_t}{\sin(\beta + \varphi')} \cdot \cos \varphi' \cdot \tan \theta$$

$$= \sqrt{F_t^2 + F_a^2} \cdot \tan \theta \cdot \cos \varphi'$$

$$F_{at} = \bar{\mu} \cdot F_n$$

$$\vec{R} = \vec{F}_{at} + \vec{F}_n$$

Obs.: Os índices 1 e 2 indicam grandezas do parafuso e coroa respectivamente.

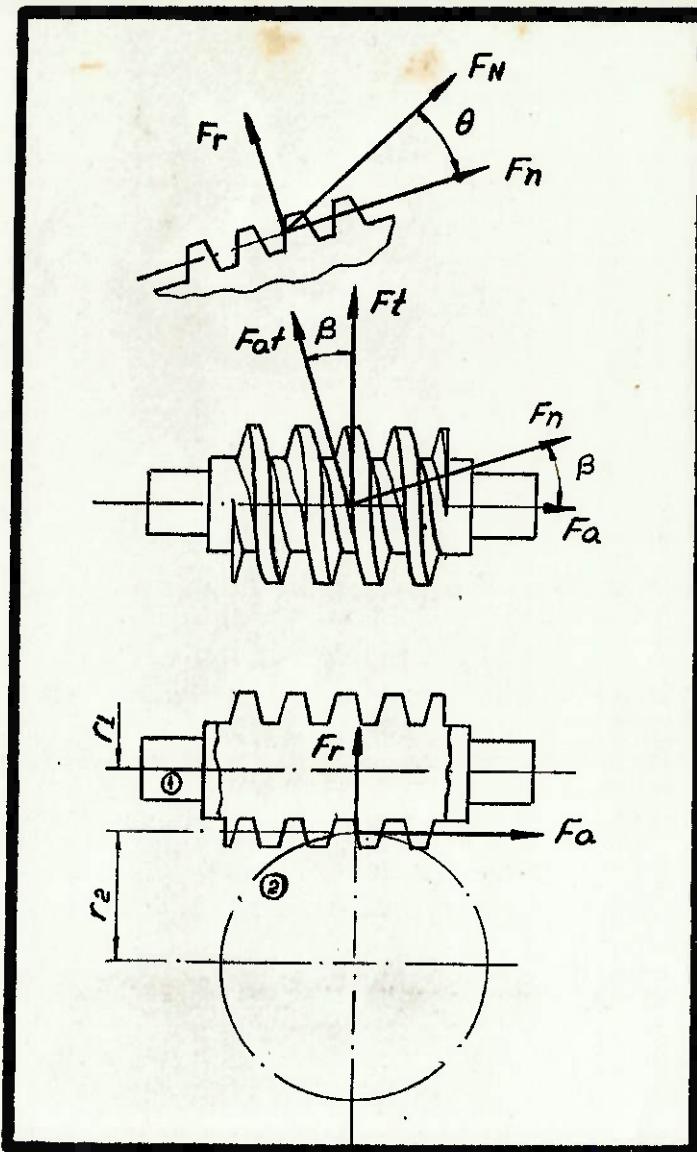


FIGURA A.II.1- Na figura acima temos indicados os principais esforços sobre o parafuso sem-fim, - quando atuando no engrenamento com a coroa.

ANEXO - III- LUBRIFICANTES.

Segundo recomendações do fabricante de óleos lubrificantes Texaco fizemos a escolha para aplicação no nosso produto.

**RECOMENDAÇÕES TEXACO
TRANSMISSÕES AUTOMOTIVAS**

Classificação API	Especificações Militares		Produto
	MI-L-2105	MIL-L-2105 B.	
GL - 1			Thuban
GL - 2 - 3			Meropa
GL - 3 - 4	X		Universal Gear Lubrificant EP
GL - 3 - 4		X ¹	3450 Gear Oil
GL - 3 - 4 - 5	X	X	Multigear Lubrificant EP
GL - 6			

Para diferenciais anti-derrapantes. Apresenta capacidade de carga a nível MIL-L-2105B quando usado em engrenagens revestidas ou fosfatizadas. Não deve ser usado em engrenagens não revestidas.

**RECOMENDAÇÕES TEXACO
TRANSMISSÕES AUTOMÁTICAS E
CONVERSORES DE TORQUE**

Equipamento ou Especificação	Produto
Transmissões automáticas de todos os automóveis de passageiros que requerem produto DEXRON (geralmente todos, exceto Ford)	Texamatic Fluid
Transmissões automáticas para automóveis de passageiros Ford	1876 Texamatic Type F
Transmissão hidráulica Allisson, Fluido tipo C-3	Torque Fluid C-3
Especificações da John Deere, Allis-Chalmers e Massey-Ferguson para Transmissão - Diferencial - Hidráulico	Texaco 303 TDH Oil

DESIGNAÇÃO DE SERVIÇO DE LUBRIFICAÇÃO PARA TRANSMISSÕES MANUAIS E EIXOS AUTOMOTIVOS SEGUNDO O API

API – GL (AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE GEAR LUBS)

API-GL-1 – CARACTERÍSTICAS DE SERVIÇO DA MAIORIA DAS TRANSMISSÕES (1). OPERANDO SOB CONDIÇÕES TÃO SUAVES DE BAIXAS PRESSÕES UNITÁRIAS E VELOCIDADES DE DESLIZAMENTO, QUE UM ÓLEO MINERAL PURO PODE SER USADO SATISFAATORIAMENTE. FREQUENTEMENTE TAIS ÓLEOS CONTÉM INIBIDORES DE OXIDAÇÃO E FERRUGEM. ANTI-ESPUMANTE E DEPRESSANTES DE PONTO DE FLUIDEZ, PARA MELHORAR AS SUAS CARACTERÍSTICAS PARA ESSE SERVIÇO.

API-GL-2 – CARACTERÍSTICAS DE SERVIÇO DE EIXOS SEM FIM AUTOMOTIVOS, OPERANDO SOB CONDIÇÕES MUITO SEVERAS DE CARGA, TEMPERATURA E VELOCIDADE DE DESLIZAMENTO, ONDE NÃO SÃO ACEITÁVEIS LUBRIFICANTES SATISFATÓRIOS PARA SERVIÇO API-GL-1.

API-GL-3 – CARACTERÍSTICAS DE SERVIÇO DE TRANSMISSÕES MANUAIS E EIXOS CÔNICOS ESPIRAIS, OPERANDO SOB CONDIÇÕES MODERNAMENTE SEVERAS DE VELOCIDADE E CARGA. ESSAS CONDIÇÕES DE SERVIÇO EXIGEM UM LUBRIFICANTE TENDO CAPACIDADE DE CARGA MAIOR DO QUE AQUELA QUE SATISFARÁ O SERVIÇO API-GL-2, MAS ABALO DAS EXIGÊNCIAS DE LUBRIFICANTES QUE SATISFAÇAM O SERVIÇO API-GL-4, SEGUINTE.

API-GL-4 – CARACTERÍSTICAS DE SERVIÇO DE ENGRANAGENS PARTICULARMENTE HIPÓIDES (2) DE AUTOMÓVEIS E DE OUTRAS UNIDADES DE EQUIPAMENTO AUTOMOTIVO, OPERANDO SOB CONDIÇÕES DE ALTA VELOCIDADE – BAIXO TORQUE E BAIXA VELOCIDADE – ELEVADO TORQUE.

API-GL-5 – CARACTERÍSTICAS DE SERVIÇO DE ENGRANAGENS PARTICULARMENTE HIPÓIDES DE AUTOMÓVEIS, OPERANDO SOB CONDIÇÕES DE ALTA VELOCIDADE-CARGA DE CHOQUE, ALTA VELOCIDADE – BAIXA TORQUE E BAIXA VELOCIDADE – ELEVADO TORQUE.

API-GL-6 – CARACTERÍSTICAS DE SERVIÇO ESPECÍFICO PARA ENGRANAGENS HIPOÍDES (2), COM GRANDE DISTÂNCIA ENTRE OS PLANOS DOS EIXOS (ALÉM DE 2,0 POLEGADAS E APROXIMADAMENTE 25% DO DIÂMETRO DA COROA) EM CARROS DE PASSAGEIROS E OUTROS EQUIPAMENTOS SOB ALTA VELOCIDADE E ALTAS CONDIÇÕES DE PERFORMANCE.

- NOTA:**
1. AS TRANSMISSÕES AUTOMÁTICAS, ACOPLAMENTOS FLUIDOS CONVERSORES DE TORQUE E SISTEMAS HIDRÁULICOS, USUALMENTE REQUEREM LUBRIFICANTES ESPECIAIS. TAIS USOS REQUEREM CONSULTAS ESPECÍFICAS.
 2. DIFERENCIAIS ANTI-DERRAPANTES GERALMENTE EXIGEM LUBRIFICANTES ESPECIAIS, O QUE TAMBÉM REQUER, VIA DE REGRA, INDICAÇÕES PRÓPRIAS. EXISTEM MUITOS CASOS EM QUE OS ÓLEOS DE MOTOR DE SERVIÇO PESADO DA DEVIDA CLASSIFICAÇÃO DE VISCOSIDADE PODEM SATISFAZER OS SERVIÇOS API-GL-1 E API-GL-2.