

Sys 1996050

Aceito, Marcelo Masarati

RICARDO MILLEGO DE CASTRO

MARCELO MIYAMOTO

**ESTUDO DE UTILIZAÇÃO DA TRANSMISSÃO
CONTINUAMENTE VARIÁVEL EM UM CARRO POPULAR**

Aprovado
A. Prof. Marcelo Masarati

Trabalho apresentado à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para a obtenção do título
de bacharel em Engenharia Mecânica

São Paulo
1999

RICARDO MILLEGO DE CASTRO

MARCELO MIYAMOTO

**ESTUDO DE UTILIZAÇÃO DA TRANSMISSÃO
CONTINUAMENTE VARIÁVEL EM UM CARRO POPULAR**

Trabalho apresentado à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para a obtenção do título
de bacharel em Engenharia Mecânica

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica – Projeto e Fabricação

Orientador:
Marcelo Massarani

São Paulo
1999

Dedicamos esse trabalho a nossos pais, porque esse estudo é, na realidade, o resultado do esforço e dedicação depositados por eles. Pais estes que sempre acreditaram e confiaram nas nossas capacidades.

Gostaríamos de agradecer ao Professor Marcelo Massarani, que nos orientou na elaboração do presente estudo, e ainda agradecer à EATON, em especial ao Engenheiro Carlos Wink, que nos deu grande ajuda no desenvolvimento do projeto.

ÍNDICE

1. TRANSMISSÃO CONTINUAMENTE VARIÁVEL (CVT)	1
1.1. CONCEITOS FUNDAMENTAIS	1
1.2. ESTUDOS, TESTES E COMPARAÇÕES	7
2. ESTABELECIMENTO DAS NECESSIDADES	12
3. FORMULAÇÃO DO PROJETO	15
3.1. REQUISITOS A SEREM ATENDIDOS PELO PRODUTO	15
3.1.1. REQUISITOS FUNCIONAIS	15
3.1.2. REQUISITOS CONSTRUTIVOS	19
3.1.3. REQUISITOS OPERACIONAIS	19
3.1.4. REQUISITOS ECONÔMICOS	20
3.2. TÉCNICA DE FORMULAÇÃO DE CARACTERÍSTICAS	20
4. SÍNTESE DAS POSSÍVEIS SOLUÇÕES	22
4.1. ANÁLISE DAS SOLUÇÕES	22
4.1.1. SOLUÇÃO I	22
4.1.2. SOLUÇÃO II	24
4.1.3. SOLUÇÃO III	25
4.1.4. SOLUÇÃO IV	27

4.1.5.	SOLUÇÃO V	29
4.1.6.	SOLUÇÃO VI	30
4.1.7.	SOLUÇÃO VII	32
4.2.	ANÁLISE DA EXEQUIBILIDADE FÍSICA	33
4.3.	VALOR ECONÔMICO	35
5. ESTUDO DE VIABILIDADE - CONSIDERAÇÕES FINAIS		37
6. SELEÇÃO DA MELHOR ALTERNATIVA		38
7. SOLUÇÕES PROPOSTAS		40
7.1.	EMBREAGEM	40
7.2.	CONTROLE DAS " MARCHAS"	41
7.3.	REDUÇÃO FIXA E MARCHA RÉ	41
8. ESTUDOS INICIAIS DO SISTEMA CVT		42
8.1.	HIPÓTESES INICIAIS	42
8.1.1.	TORQUE	42
8.1.2.	DIMENSIONAL DOS DISCOS E ROLAMENTO (ELEMENTO DE TRANSFERÊNCIA)	42
8.1.3.	COEFICIENTE DE ATRITO (μ)	43
8.2.	DIAGRAMA DE CORPO LIVRE	43
9. FUNCIONAMENTO DO SISTEMA		45
9.1.	CONTROLE DO POSICIONAMENTO DO ROLAMENTO	45
9.2.	POSIÇÃO NEUTRA (N)	46

9.3.	CONDUÇÃO NORMAL (D), ESPORTIVA (S) E MARCHA BAIXA (L)	47
9.4.	MARCHA RÉ (R)	48
9.5.	ESTACIONAMENTO (P)	49
10.	<u>DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DOS COMPONENTES</u>	<u>51</u>
10.1.	ELEMENTO DE TRANSFERÊNCIA (ROLAMENTO)	52
10.1.1.	PRÉ-CÁLCULO DO POSICIONAMENTO DO ROLAMENTO E DA REDUÇÃO FIXA	52
10.1.2.	SELEÇÃO DO ROLAMENTO	55
10.2.	DISCOS	57
10.2.1.	ESPECIFICAÇÕES INICIAIS	58
10.2.2.	REFINAMENTO DAS DIMENSÕES	58
10.2.3.	ESPECIFICAÇÕES FINAIS	59
10.2.4.	DESENHO DOS DISCOS	60
10.2.5.	PRESSÃO NOS DISCO	60
10.3.	PARAFUSO DE POTÊNCIA	62
10.4.	DIMENSIONAMENTO DAS ENGRENAGENS	64
10.4.1.	PAR DE ENGRENAGENS SINCRONIZADAS (REDUÇÃO FIXA)	64
10.4.2.	TRIO DE REVERSÃO (MARCHA RÉ)	65
10.4.3.	PAR FINAL	67
10.5.	DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS	68
10.5.1.	EIXO INTERMEDIÁRIO (ENGRENAGENS MOTORAS)	69
10.5.2.	EIXO DE ENTRADA	75
10.5.3.	EIXO DE SAÍDA (ENGRENAGENS MOVIDAS - "LOUCAS")	79
10.6.	MANCAIS DE ROLAMENTO	84
10.6.1.	EIXO INTERMEDIÁRIO	85
10.6.2.	EIXO DE ENTRADA	87
10.6.3.	EIXO DE SAÍDA	89

10.7. DETALHE DOS EIXOS	92
10.7.1. EIXO INTERMEDIÁRIO	92
10.7.2. EIXO DE ENTRADA	93
10.7.3. EIXO DE SAÍDA	93
10.8. PAR FINAL E DIFERENCIAL (ENGRENAGENS CÔNICAS)	94
11. CONSIDERAÇÕES FINAIS	95
12. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	101
13. APÊNDICE	104
13.1. GRÁFICO - ROTAÇÃO DO MOTOR X VELOCIDADE DO AUTOMÓVEL (ACELERANDO)	104
13.2. GRÁFICO - ROTAÇÃO DO MOTOR X VELOCIDADE DO AUTOMÓVEL (CONSTANTE)	105
13.3. GRÁFICO - ROTAÇÃO DO MOTOR X VELOCIDADE DO AUTOMÓVEL (DESACELERANDO)	106
13.4. MATRIZ DE DECISÃO: MARCELO MIYAMOTO	107
13.5. MATRIZ DE DECISÃO: RICARDO MILLEGO DE CASTRO	107
13.6. MATRIZ DE DECISÃO: MARCELO MASSARANI	107
13.7. MATRIZ DE DECISÃO: GUILHERME AKIO KOGA	108
13.8. MATRIZ DE DECISÃO: VIVIANE AKEMI UEMURA	108
13.9. MATRIZ DE DECISÃO: GILBERTO F. GUIMARÃES DE SOUZA	108
13.10. MATRIZ DE DECISÃO: RICARDO PAVONE FILHO	109
13.11. MATRIZ DE DECISÃO: CIRO KEN JOUTI	109
13.12. MATRIZ DE DECISÃO: JOSÉ AUGUSTO MORA PULITI	109

13.13.	DIMENSIONAMENTO DO PAR DE ENGRENAGENS SINCRONIZADAS	110
13.14.	DIMENSIONAMENTO DO TRIO DE REVERSÃO	119
13.15.	ENTALHADO COM DENTES RETOS (NORMA DIN 5462)	131
13.16.	ENTALHADO COM DENTES RETOS (NORMA DIN 5463)	132

LISTA DE FIGURAS

<i>Figura 1: Arranjo Cinemático - Traction Drives</i>	2
<i>Figura 2: CVT - Conjunto de Polias e Correia</i>	3
<i>Figura 3: CVT - Correia Multi-Segmentada de Aço</i>	4
<i>Figura 4: CVT - Pontos Extremos de Funcionamento</i>	5
<i>Figura 5: CVT - Tipo Toroidal</i>	6
<i>Figura 6: Gráfico - Resultados dos Testes Realizados pela Nissan Motors</i>	8
<i>Figura 7: Gráfico - Resultado dos Testes Realizados pela Nissan Motors</i>	9
<i>Figura 8: Gráfico - Comparativo de Venda de Veículos no Brasil</i>	12
<i>Figura 9: Curva de Torque e Potência do Motor Estudado</i>	16
<i>Figura 10: Gráfico - Rotação do Motor X Velocidade do Automóvel (Honda Civic HX 1.6-L)</i>	18
<i>Figura 11: Síntese das Soluções - Solução I</i>	23
<i>Figura 12: Síntese das Soluções - Solução II</i>	24
<i>Figura 13: Síntese das Soluções - Solução III</i>	26
<i>Figura 14: Síntese das Soluções - Solução IV</i>	28
<i>Figura 15: Síntese das Soluções - Solução V</i>	29
<i>Figura 16: Síntese das Soluções - Solução VI</i>	31
<i>Figura 17: Síntese das Soluções - Solução VII</i>	32
<i>Figura 18: Vista Frontal da Solução Proposta</i>	40
<i>Figura 19: Detalhe do Sistema de Embreagem</i>	40
<i>Figura 20: Detalhe do Sistema de Controle das "Marchas"</i>	41
<i>Figura 21: Detalhe dos Sistemas de Redução Fixa e Marcha Ré</i>	41
<i>Figura 22: Diagrama de Corpo Livre do Sistema CVT</i>	44
<i>Figura 23: Sistema CVT na Posição Neutra</i>	46
<i>Figura 24: Sistema CVT nas Posições Normal, Esportiva e Marcha Baixa</i>	47
<i>Figura 25: Sistema CVT na Posição de Marcha Ré</i>	48

<i>Figura 26: Sistema CVT na Posição de Estacionamento</i>	49
<i>Figura 27: Desenho dos Discos</i>	60
<i>Figura 28: Desenho do Eixo Intermediário</i>	92
<i>Figura 29: Desenho do Eixo de Entrada</i>	93
<i>Figura 30: Desenho do Eixo de Saída</i>	93
<i>Figura 31: Lay-Out da Transmissão CVT</i>	100

LISTA DE TABELAS

<i>Tabela 1: Resultados do Teste com um Chrysler Voyager 3.3-L</i>	8
<i>Tabela 2: Comparativo do Honda Civic com Diversos Tipos de Transmissão</i>	10
<i>Tabela 3: Preços do Honda Civic no Mercado Norte-Americano</i>	11
<i>Tabela 4: Dimensões Principais do Automóvel</i>	15
<i>Tabela 5: Desempenho Requerido para o Automóvel</i>	16
<i>Tabela 6: Requisitos de Conforto para o Automóvel</i>	17
<i>Tabela 7: Requisitos Ergonômicos para o Automóvel</i>	17
<i>Tabela 8: Requisitos Construtivos para a Transmissão CVT</i>	19
<i>Tabela 9: Requisitos Operacionais para a Transmissão CVT</i>	20
<i>Tabela 10: Requisitos Econômicos para o Automóvel</i>	20
<i>Tabela 11: Preços do Honda Civic no Mercado Norte-Americano</i>	35
<i>Tabela 12: Custo de Fabricação e Preço Final do Automóvel Proposto</i>	36
<i>Tabela 13: Atributos Utilizados na Matriz de Decisão</i>	38
<i>Tabela 14: Média Final das Soluções (Matriz de Decisão)</i>	39

LISTA DE EQUAÇÕES

<i>Equação 1: Relação de Transmissão da Solução I</i>	24
<i>Equação 2: Relação de Transmissão da Solução II</i>	25
<i>Equação 3: Relação de Transmissão da Solução III</i>	27
<i>Equação 4: Relação de Transmissão da Solução IV</i>	28
<i>Equação 5: Relação de Transmissão da Solução V</i>	30

1. TRANSMISSÃO CONTINUAMENTE VARIÁVEL (CVT)

1.1. CONCEITOS FUNDAMENTAIS

A CVT - Transmissão Continuamente Variável - ao contrário da idéia de muitos, é tão antiga quanto o invento do automóvel. A primeira CVT de que se tem notícia, datada de 1886, foi projetada por dois engenheiros alemães, Daimler e Benz. Ambos adaptaram seu carro a gasolina com uma CVT acionada por duas polias e uma correia poli-V de borracha.

O conceito de CVT pode ser melhor definido como sendo uma transmissão, que ao invés das usuais mecânica (manual) e automática, apresenta um número ilimitado de relações de marcha.

A CVT está baseada num arranjo cinemático chamado de Traction Drives, ou seja, a transmissão de potência entre dois corpos dá-se por meio de um impulso trativo (atrito). A roda de um carro com relação ao solo é um bom exemplo de Traction Drives. É importante ressaltar que numa CVT o raio de ação da força de atrito, responsável pela transmissão de potência, é variável o que torna este conceito um pouco mais específico.

Esta idéia pode ser melhor compreendida através da figura mostrada na página seguinte:

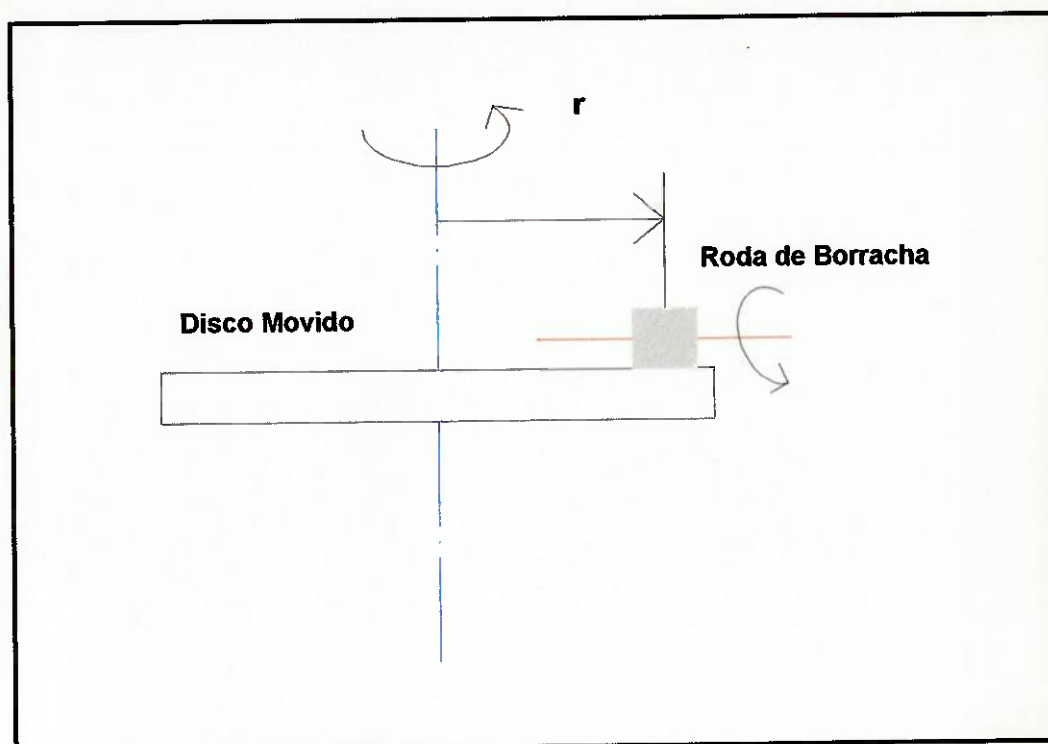


Figura 1: Arranjo Cinemático - Traction Drives

Quando se aplica um torque na roda de borracha, a mesma transfere potência ao disco que começa a girar em relação a seu próprio eixo. Movendo radialmente a roda de borracha consegue-se variar a velocidade angular e o torque do disco movido. Portanto, ao se aproximar a roda do centro do disco aumenta-se a velocidade angular do mesmo, porém diminui-se o torque transmitido. Por outro lado, ao se afastar a roda do centro do disco sua velocidade angular é reduzida e seu novo torque transmitido aumentado.

Atualmente, a maioria das CVTs que estão sendo desenvolvidas pelas grandes montadoras de automóvel juntamente com a Van Doorne's Transmissie B.V. (VDT) são constituídas por uma correia multi-segmentada de aço que corre entre duas polias de largura variável. A superfície de cada polia apresenta uma forma cônica não muito acentuada.

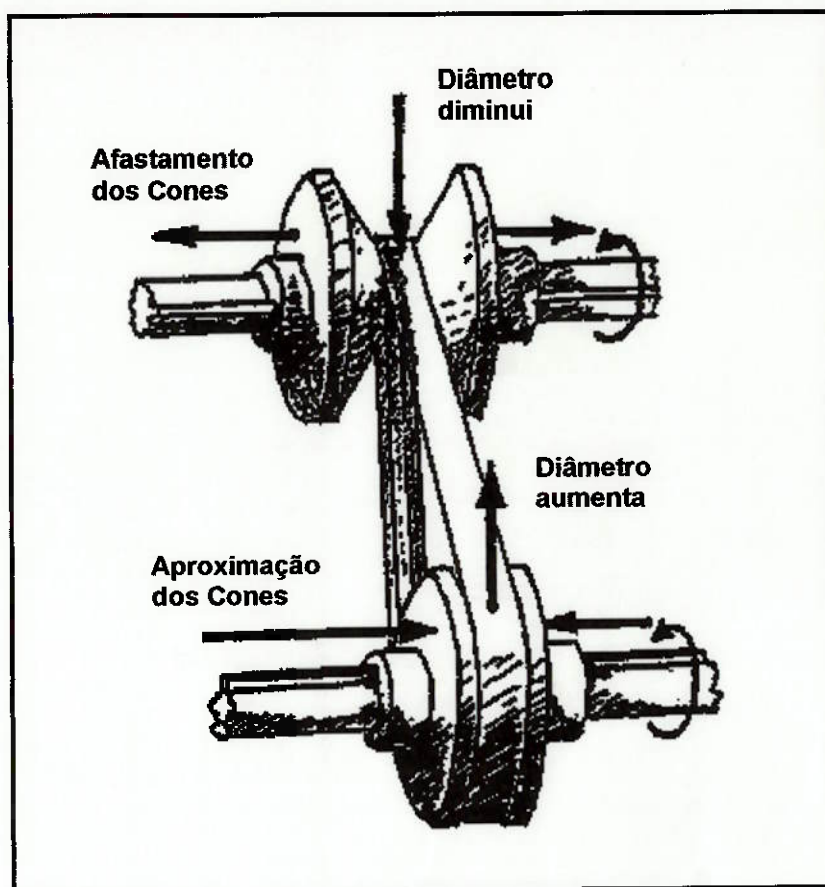


Figura 2: CVT - Conjunto de Polias e Correia

Os holandeses da VDT são hoje os grandes responsáveis pelos avanços tecnológicos da CVT. A VDT é responsável por desenvolver a correia, componente crítico do sistema, que é composta por centenas de anéis de aço que garantem a rigidez e dureza necessárias para fazer com que as polias se movam. Antigamente, quando a correia utilizada era de borracha, a CVT apresentava baixa capacidade de torque o que limitava sua aplicação a veículos de baixa potência, como snowmobiles, karts, etc.



Figura 3: CVT - Correia Multi-Segmentada de Aço

Para compreender o funcionamento deste tipo de CVT, deve-se notar que as polias são as responsáveis pela variação da relação de transmissão. Cada polia é composta por duas faces cônicas, uma fixa e outra móvel, onde "corre" a correia. A face cônica móvel movimenta-se em relação ao seu respectivo eixo ora se aproximando da face fixa, ora se afastando.

Portanto, as duas faces variáveis das polias motora e movida devem estar montadas em lados opostos e apresentarem movimento simultâneo, ou seja, quando a face variável da polia motora aproxima-se da face fixa, a face móvel da polia movida deve afastar-se da face fixa com a mesma velocidade. Esta condição é necessária pois a distância de centros entre as polias, motora e movida, deve ser mantida constante, já que o comprimento da correia é definido no projeto da transmissão.

A CVT em questão, como toda caixa de transmissão, apresenta dois pontos extremos de funcionamento. O primeiro é aquele que se transfere maior torque e menor velocidade e o segundo que se transfere maior velocidade e menor torque.

As duas possibilidades extremas estão ilustradas a seguir:

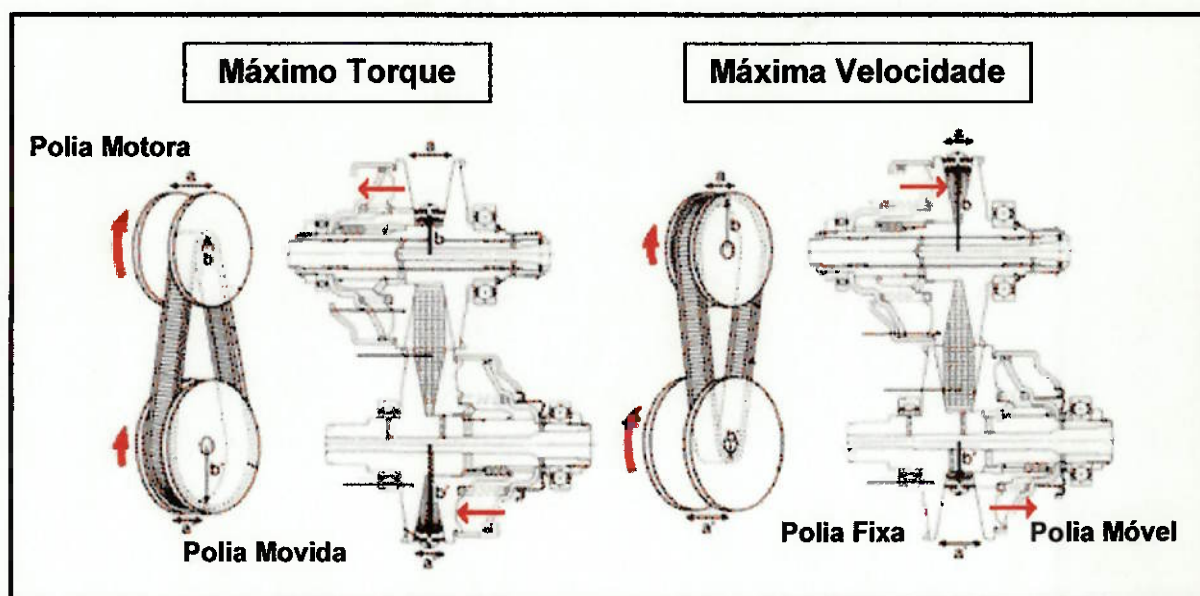


Figura 4: CVT - Pontos Extremos de Funcionamento

Outro tipo de CVT que, ao contrário do primeiro, segue a fundo os conceitos de Traction Drives, é a Transmissão Continuamente Variável do Tipo Toroidal. Esta transmissão consiste num cilindro pivotado situado entre dois discos toroidais coaxiais, um de entrada e outro de saída. Para o par de discos existem dois cilindros, que são responsáveis pela transmissão de potência e variação da relação de transmissão.

Para que ocorra a variação de marcha os cilindros giram em relação aos seus próprios eixos, simultaneamente e em sentidos opostos (horário e anti-horário).

É importante ressaltar que o cilindro é composto por um rolamento que faz o contato entre os discos toroidais e que é o grande responsável por transferir potência mecânica.

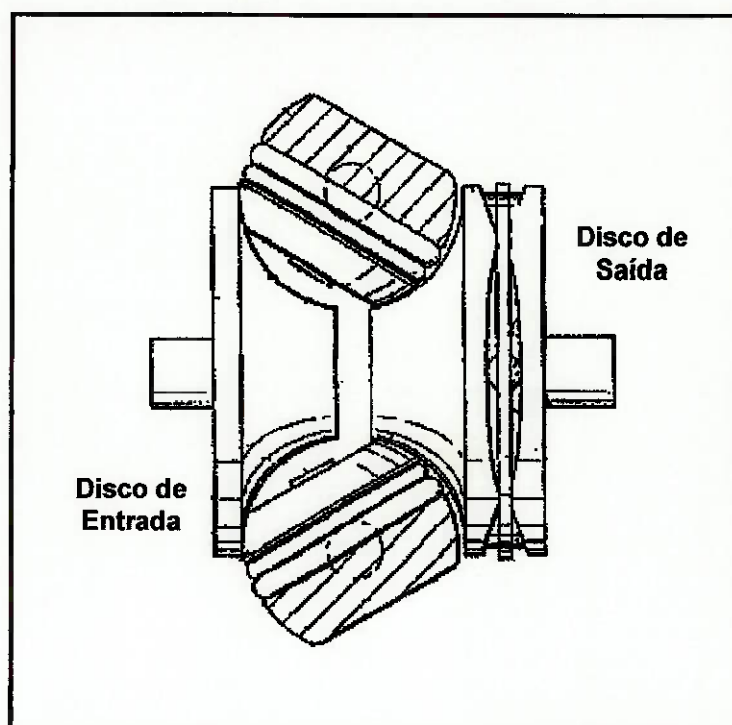


Figura 5: CVT - Tipo Toroidal

Um fator limitante para este tipo de projeto seria a durabilidade, já que o limite de fadiga é comprometido graças às altas tensões superficiais que ocorrem entre os elementos de contato.

Um aspecto que deve ser ressaltado é quanto ao controle da CVT. Sabe-se que para obter uma boa performance do veículo a transmissão tem que corresponder às necessidades.

Ambas CVTs mencionadas anteriormente apresentam controle elétrico-hidráulico para seus sistemas. As polias, bem como os cilindros do toróide, são movimentados através de um circuito hidráulico (válvulas, atuadores, etc.) que através de alguns parâmetros de entrada inicia seu funcionamento.

1.2. ESTUDOS, TESTES E COMPARAÇÕES

Muitas montadoras já possuem veículos produzidos em série com essa transmissão tipo CVT, como é o caso da Honda (Civic), Subaru (Justy), Nissan (Micra), Suzuki, Ford (Fiesta e Escort), Fiat (Punto) e Volvo, desenvolvidos em conjunto com os principais fabricantes de transmissão do mundo, dentre elas estão: a Van Doorne's Transmissie B. V. (VDT), a ZF Getriebe GmbH, a NSK e a Luk.

E para tanto, muitos estudos foram realizados, com o intuito de se comprovar a alta eficiência desse tipo de transmissão, e reportados pela ASME e SAE em suas respectivas publicações mensais, Mechanical Engineering [1] e Automotive Engineering [2], ou nos papers técnicos apresentados a essas mesmas entidades.

Dentre eles o que tem mais destaque foi o iniciado em 1990, pela equipe de Formula 1 Williams-Renault em conjunto com a VDT, em que foi desenvolvida uma transmissão desse tipo para os carros dessa escuderia de F-1, dotados de motores V10 e 800 cavalos de potência. E, de acordo com Emery Hendricks, gerente geral, de marketing e de desenvolvimento da VDT, a transmissão desenvolvida era "bem compacta, uma caixa delgada e que, na sua forma de protótipo, era aproximadamente 10 kg mais pesada que uma transmissão mecânica, que poderia ser facilmente diminuída, se o desenvolvimento continuasse".

Além disso, com o intuito de se comprovar a boa performance e economia de combustível proporcionada pela CVT em relação a uma transmissão automática de 4 marchas convencional, a VDT realizou ainda um

teste em que uma transmissão continuamente variável foi instalada em um Chrysler Voyager 3.3L V6 (com 134 cavalos de potência e 25,49 Kgf.m de torque) onde foram obtidos os seguintes resultados:

		Automática (4 Marchas)	CVT
Aceleração (0 - 100 Km / h)		13,2 s	12,2 s
Consumo	Cidade	6,10 Km / L	6,67 Km / L
	Estrada	9,80 Km / L	10,75 Km / L

Tabela 1: Resultados do Teste com um Chrysler Voyager 3.3-L

Dados esses que podem ser observados também no estudo realizado por engenheiros da Nissan Motors e apresentado em um paper da SAE [3], cujos resultados são:

VEÍCULO ACELERADO PARCIALMENTE (1 / 2), PARTINDO DE 60 KM/H

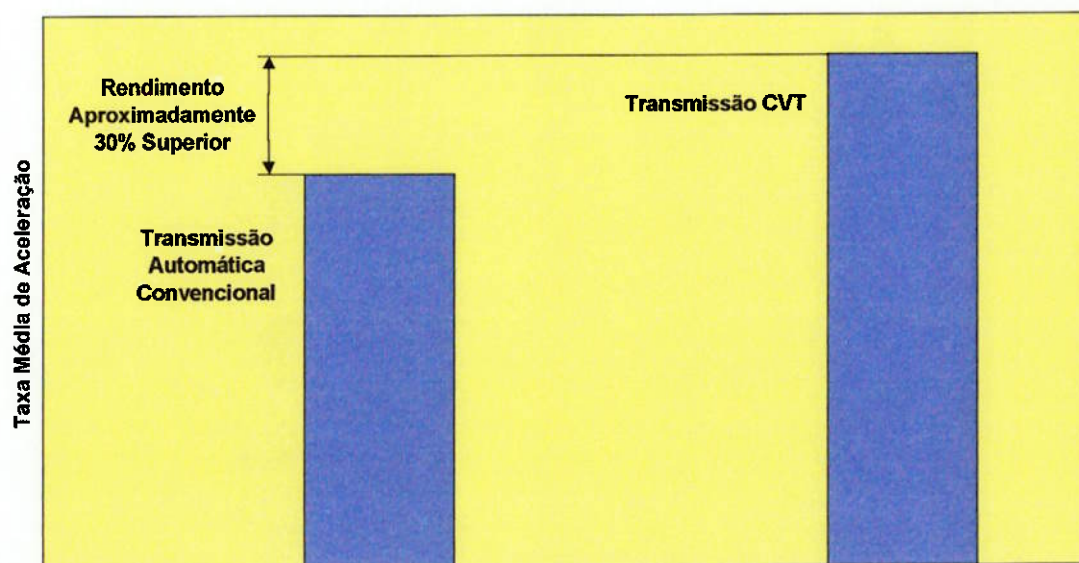


Figura 6: Gráfico - Resultados dos Testes Realizados pela Nissan Motors

CONSUMO DE COMBUSTÍVEL PARA OS DIFERENTES TIPOS DE TRANSMISSÃO

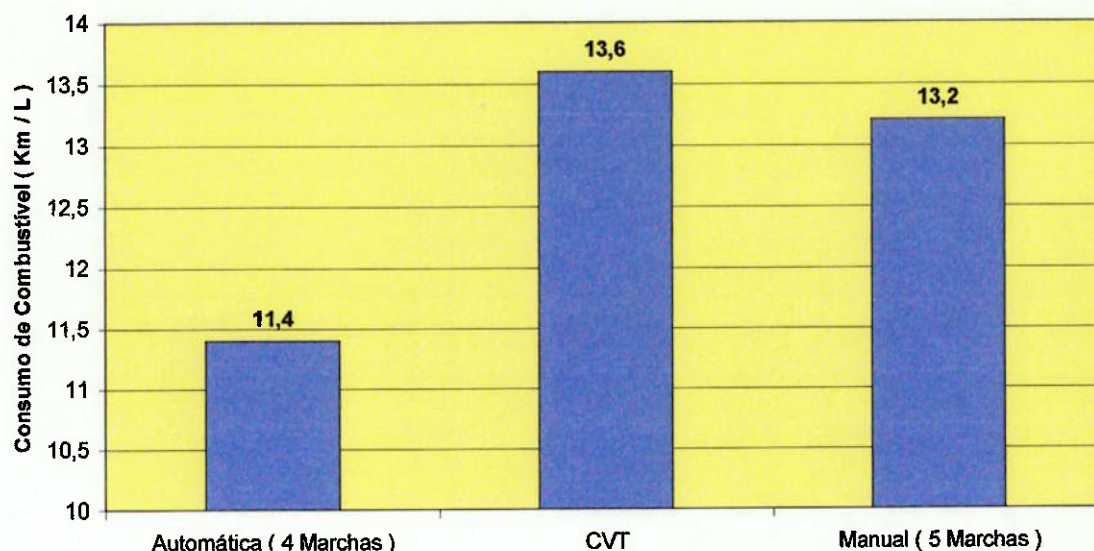


Figura 7: Gráfico - Resultado dos Testes Realizados pela Nissan Motors

Porém, pode-se argumentar que esses estudos e testes foram realizados apenas com protótipos, mas testes já foram realizados com o Honda Civic HX CVT 1.6-L, atualmente vendido nos Estados Unidos, pelas revistas especializadas norte-americanas, como a "Car and Driver" [4] e a "Automobile Magazine" [5].

Na comparação realizada pela revista "Car and Driver" com outras versões do mesmo Honda Civic, previamente testadas pela mesma revista, algumas constatações foram feitas:

- "Na pista, o Civic HX CVT 1.6-L, com 1093,61 Kg e equipado com uma transmissão CVT, superou em desempenho o antigo Civic VX 1.5-L, com 963,43 Kg e equipado com uma transmissão manual de 5 marchas"; e
- "Nós comparamos o Civic HX CVT contra um Civic LX Sedan com praticamente o mesmo peso, porém equipado com uma transmissão

automática convencional de 4 marchas e um motor de 106 cavalos. O HX CVT superou facilmente o LX. O LX demorou mais que um segundo para atingir os mesmos 100 Km/h, sendo ainda 0,6 segundo e 6,5 Km/h mais lento no teste de aceleração de 0 a 400 metros - com mais vibração e 4 dBA a mais de ruído".

Com o intuito de se facilitar a visualização desses resultados foi feita uma compilação dos dados provenientes das revistas "Car and Driver", "Automobile Magazine" e "Quatro Rodas" [6], da Honda [7] e da EPA [8], agência norte-americana de proteção ambiental, que podem ser vistos na tabela a seguir:

		Manual (5 Marchas)	Automática (4 Marchas)	CVT
Motor (Litros)		1.6	1.6	1.6
Potência (cavalos)		127	127	115
Torque (Kgf.m)		14,80	14,80	14,38
Aceleração 0 - 100 Km/h (segundos)		7,90	13,69	9,5
Aceleração 0 - 400 m		16,4 s @ 136,8 Km / h	19,4 s @ 115,1 Km / h	17,4 s @ 130,3 Km / h
Velocidade Máxima (Km / h)		181,86	171,70	177,03
Consumo	Cidade (Km / L)	12,33	11,90	14,45
	Estrada (Km / L)	14,88	14,88	16,16
Nível de Ruído - Ponto Morto (dBA)		38	47	-

Tabela 2: Comparativo do Honda Civic com Diversos Tipos de Transmissão

Na utilização desse tipo de transmissão, existe apenas um ponto negativo no que diz respeito ao preço acrescido ao veículo ao se optar pela CVT, situação esta que está ilustrado na tabela a seguir:

	Civic HX Coupe	Civic EX Coupe
Transmissão Manual (5 marchas)	US\$ 13 400,00	US\$ 15 450,00
Transmissão Automática (4 marchas)	-	US\$ 16 250,00
Transmissão CVT	US\$ 14 400,00	-
Acréscimo de Preço	US\$ 1 000,00	US\$ 800,00

Tabela 3: Preços do Honda Civic no Mercado Norte-Americano

Porém essa constatação pode ser explicada pelo fato de ainda não haver uma grande produção desse tipo de transmissão, o que gera uma menor economia de escala e portanto um maior preço.

2. ESTABELECIMENTO DAS NECESSIDADES

A proposta deste trabalho tem como objetivo principal ir de encontro as tendências do mercado de automóveis no Brasil e no mundo.

Na realidade, o seguinte estudo irá conciliar uma tendência mundial, onde os motoristas buscam cada vez mais um maior conforto de dirigibilidade, e uma tendência nacional, em que os veículos urbanos de pequeno porte (carros populares) representam hoje uma grande parcela de vendas no mercado e que realmente vem agradando e muito aos consumidores.

Os gráficos a seguir mostram o crescimento das vendas de carros populares em relação aos demais nos últimos três anos (1996, 1997 e 1998).

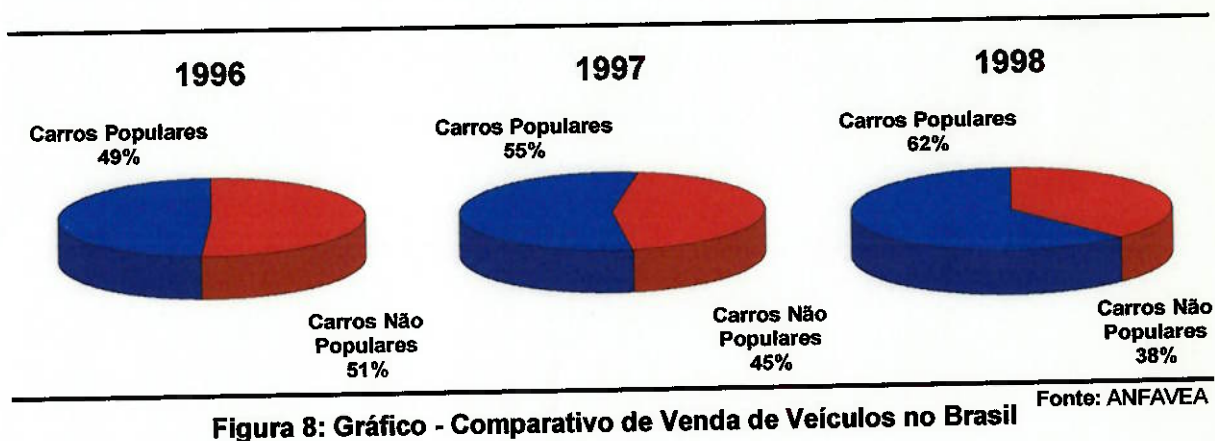


Figura 8: Gráfico - Comparativo de Venda de Veículos no Brasil

A demanda por carros populares, como demonstrado acima, é cada vez maior. Um dos motivos que explica a crescente procura por este segmento de automóvel está atrelada a falta de infra-estrutura do transporte urbano coletivo.

Porém, o principal motivo que assegura o sucesso dos carros populares está relacionado ao seu preço acessível, que condiz muito com a realidade brasileira.

O Fusca, que novamente entrou em produção em 1993, foi o ponto de partida para o lançamento do carro popular. A partir disto, definiu-se as diretrizes de como seria o carro popular brasileiro.

Em reportagem do Jornal da Tarde (18/10/93), o Sr. Célio Bataglia, diretor de Assuntos Corporativos da FIAT Automóveis, diz que o Brasil tem vocação para carros populares. "Num país como nosso, onde apenas 0,5% da população tem acesso a um carro novo, parece evidente que o crescimento do setor só pode se dar pela ampliação da base da pirâmide".

Sabe-se também que o número de carros equipados com transmissão automática tem aumentado ano após ano. Esta procura tem sido maior pois os motoristas acabam por procurar carros que facilitem sua maneira de dirigir aliados a um maior conforto.

Esta procura por um conforto maior esta associada ao trânsito insuportável em que os motoristas são submetidos nos grandes centros urbanos e conseqüentemente as sucessivas trocas de marcha que são executadas, bem como as desacelerações geradas. Por exemplo, num percurso de 200m pode-se efetuar até quatro mudanças de marcha.

Outro aspecto que merece certo destaque é com relação ao consumo de combustível. Nenhuma solução inovadora pode estar apenas preocupada com o conforto sem se preocupar com a economia do veículo. Certamente isto será uma prioridade na escolha das soluções a serem geradas.

Portanto, a fim de ser conciso com as propostas iniciais, as soluções geradas terão como diretrizes um carro urbano de pequeno porte equipado com uma CVT (Transmissão Continuamente Variável).

A partir disto, espera-se continuar garantido um preço acessível dos carros populares e seus baixos consumos de combustível, aliados a um maior conforto.

3. FORMULAÇÃO DO PROJETO

Segue uma lista com as “Especificações de Características Técnicas” típicas usadas no projeto do uso de uma Transmissão Continuamente Variável (CVT) em um automóvel dito popular, pelas suas características de baixo consumo e baixo preço, quando comparado com os demais veículos.

3.1. REQUISITOS A SEREM ATENDIDOS PELO PRODUTO

3.1.1. Requisitos Funcionais

Essa transmissão tipo CVT será usada em um automóvel de pequeno porte, onde as dimensões principais são as seguintes:

Comprimento	3,70 m
Largura	1,60 m
Altura	1,38 m
Peso	855 Kg
Roda / Pneu	5Jx13 / 165/70 R13
Raio de Rolagem	273 mm
Capacidade de Carga	465 Kg

Tabela 4: Dimensões Principais do Automóvel

E, como se trata de um automóvel popular, sendo necessário a garantia de um baixo custo e de um menor consumo de combustível, este será movido

por um motor de 1.0 litro, de onde se tentará obter o melhor desempenho possível, cujas propriedades são dadas a seguir:

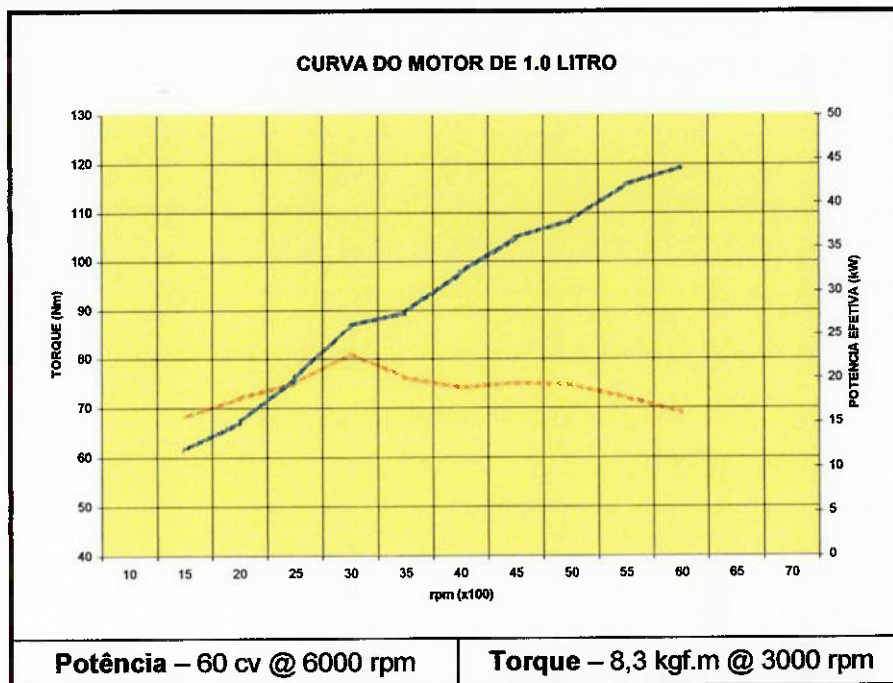


Figura 9: Curva de Torque e Potência do Motor Estudado

Nessas condições, ela deve proporcionar ao carro popular um desempenho semelhante ao obtido por esse mesmo automóvel só que equipado com uma transmissão mecânica convencional:

Velocidade Máxima	150 Km / h
Aceleração (0 – 100 Km / h)	17,6 s
Aceleração (0 – 400 m)	20,6 s @ 106,3 Km / h
Startability	30 % ^(*)
Relação Peso / Potência	14,25 Kg / cv

Tabela 5: Desempenho Requerido para o Automóvel

^(*) capacidade de partida do carro, totalmente carregado, em uma rampa de $\alpha \cong 16,7^\circ$ ($\text{tg } \alpha = 30\%$)

Além disso, como meta do projeto, o novo automóvel deverá ter alguns requisitos para aumentar o conforto do motorista num percurso urbano:

Nível de Ruído (interno – médio)	66,4 dB(A)
Eliminação do “choque” na troca de marchas	
Inexistência de um pedal de embreagem (aumento do conforto)	

Tabela 6: Requisitos de Conforto para o Automóvel

Devendo ainda atender ao seguinte requisito ergonômico, que diz respeito a facilidade de operação e uma uniformidade com o sistema adotado nas transmissões automáticas:

Marchas (como numa transmissão automática)	P – R – N – D – S – L
Tipos de Condução	Condução Esportiva (S)
	Condução Normal (D)
	Marcha Baixa (L)

Tabela 7: Requisitos Ergonômicos para o Automóvel

De modo que essa transmissão tenha um comportamento semelhante ao proporcionado pela CVT instalada no Honda Civic HX, relatado por Paul Jones [9] e ilustrado no seguinte gráfico (mostrado com mais detalhe nos Apêndices 1, 2 e 3):

AUTOMÓVEL EM MARCHA BAIXA (L), CONDUÇÃO ESPORTIVA (S) E CONDUÇÃO NORMAL (D)

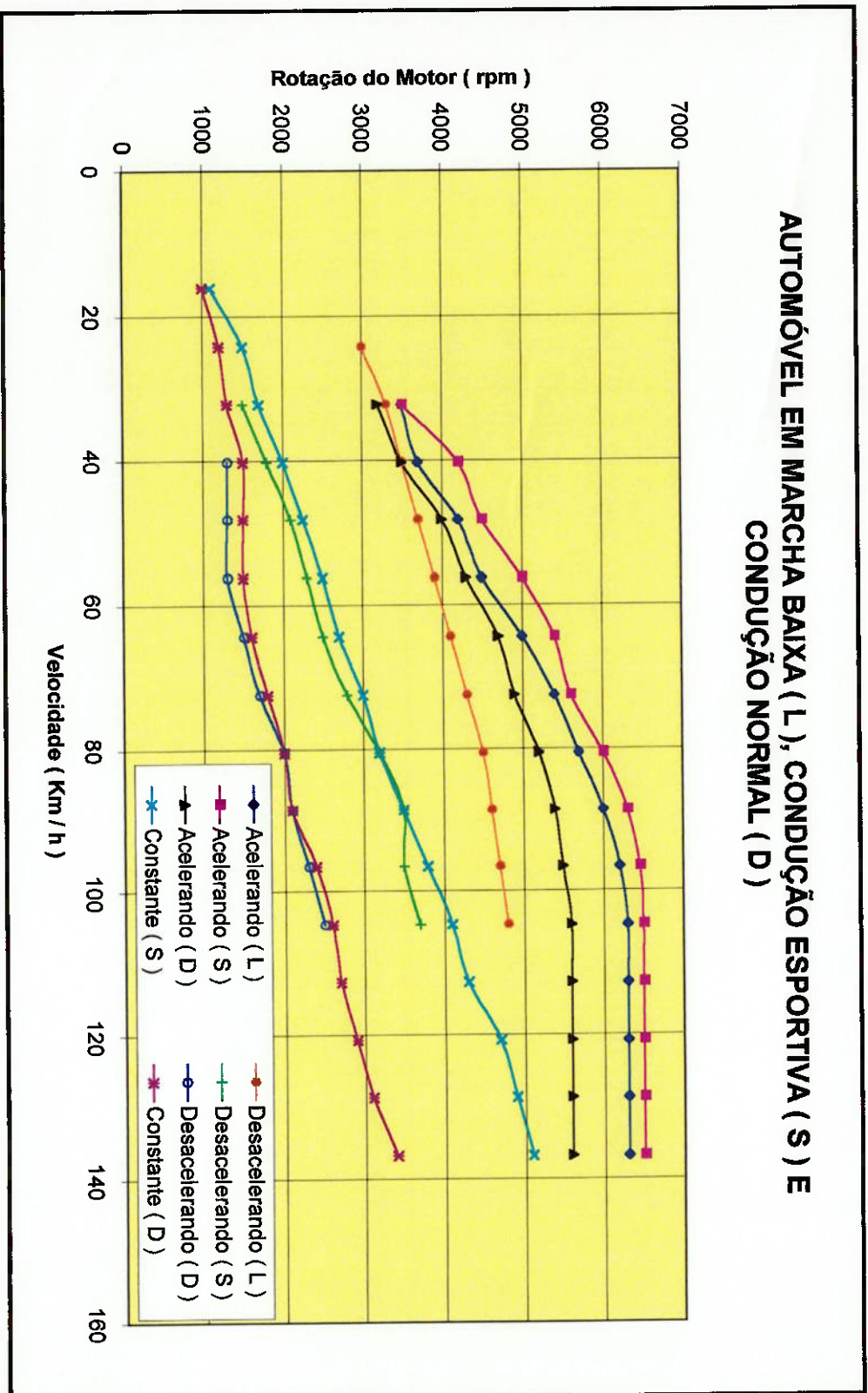


Figura 10: Gráfico - Rotação do Motor X Velocidade do Automóvel (Honda Civic HX 1.6-L)

3.1.2. Requisitos Construtivos

Por essa limitação no porte do automóvel e, conseqüentemente, do tamanho do compartimento do motor, essa transmissão deverá seguir os padrões construtivos atuais, não devendo ser muito diferente em nenhuma das características vistas a seguir:

Massa (31,5 Kg – Transmissão Manual)	Não maiores que as especificações da transmissão manual convencional
Volume	
Relação de Transmissão	3,80 ~ 0,90
Diferencial (redução)	4,31 : 1
Tração	Dianteira
Possibilidade de se rebocar o automóvel com o motor desligado	
Possibilidade de se reverter o movimento (marcha a ré)	

Tabela 8: Requisitos Construtivos para a Transmissão CVT

3.1.3. Requisitos Operacionais

Aqui mais uma vez deve se pensar no lado do usuário, portanto para o motorista um diferente tipo de transmissão não deverá implicar em maior preocupação ou maior número de revisões do seu carro, devendo seguir os padrões atuais:

Manutenção Preventiva	Verificação do Nível de Óleo (para se verificar vazamentos) em todas as revisões do automóvel
Revisões	A cada 15.000 Km ou a cada ano
Troca de Óleo	Não necessária
Vida Útil (mínima)	10 anos (vida útil do automóvel)

Tabela 9: Requisitos Operacionais para a Transmissão CVT

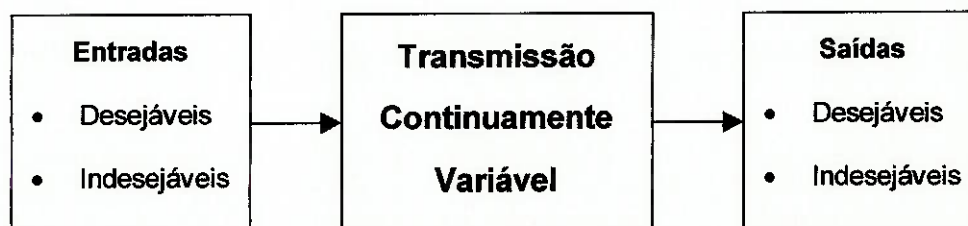
3.1.4. Requisitos Econômicos

E, por último, como se trata de um carro popular, não podemos nos esquecer de quais são as suas principais características: economia de combustível e preço menor. Então, mesmo que esse carro seja equipado com uma CVT não deve perder essas qualidades:

Consumo Médio: 13,80 Km / L	Cidade: 12,88 Km / L
	Estrada (a 100 Km / h): 14,72 Km / L
Custo do Automóvel	R\$ 7.000,00

Tabela 10: Requisitos Econômicos para o Automóvel

3.2. TÉCNICA DE FORMULAÇÃO DE CARACTERÍSTICAS



- **Entradas Desejáveis**

- Rotação proveniente do Motor (Potência e Torque)
- Torque Resistivo (por exemplo, quando o carro está numa subida)
- Comandos do Motorista:
 - Tipo de Condução (selecionado na alavanca de câmbio)
 - Posição do Acelerador

- **Saídas Desejáveis**

- Rotação transmitida às Rodas (Potência e Torque)

- **Entradas Indesejáveis**

- Materiais Estranhos (por exemplo, poeira)
- Comandos Inadequados (por exemplo, uma troca para "Reverse" quando o carro está se movimentando para a frente com certa velocidade)
- Choques Físicos Externos

- **Saídas Indesejáveis**

- Desconforto para o Interior do Veículo:
 - Ruído
 - Calor
 - Vibração
- Vazamento de óleo

4. SÍNTESE DAS POSSÍVEIS SOLUÇÕES

Para o estudo de viabilidade serão geradas apenas soluções concentradas na idéia essencial de uma transmissão continuamente variável, ou seja, será detalhado o mecanismo em que se obtém tal condição.

Esta etapa do projeto não irá se preocupar com detalhes como, por exemplo, o controle da CVT e o acionamento das diferentes condições de uso de uma transmissão ("Park", "Drive", "Reverse", etc.). As características mais específicas serão definidas no Projeto Básico, para isto assume-se que estas especificações não apresentarão diferenças significativas para as diversas soluções geradas.

E, além disso, para não se chegar em uma escolha "viciada" ou tendenciosa da solução mais adequada a esse estudo, decidiu-se adotar somente soluções novas, diferentes dos dois tipos existentes atualmente, ilustrados no livro do Artobolevsky [10].

4.1. ANÁLISE DAS SOLUÇÕES

4.1.1. Solução I

O disco de entrada *d*, que é solidário ao eixo *1*, gira em torno de seu próprio eixo *A*, o mesmo está em contato com a "roda" *2* que é rigidamente acoplada ao eixo *4*. A "roda" *2*, por sua vez, gira em torno de seu eixo *C-C*

além de poder deslizar axialmente ao longo do mesmo, isto porque o eixo 4 está apoiado sobre mancais que permitem tal movimentação. O disco de saída *e*, solidário ao eixo 3, gira em torno de seu eixo *B* e também está em contato com a roda 2.

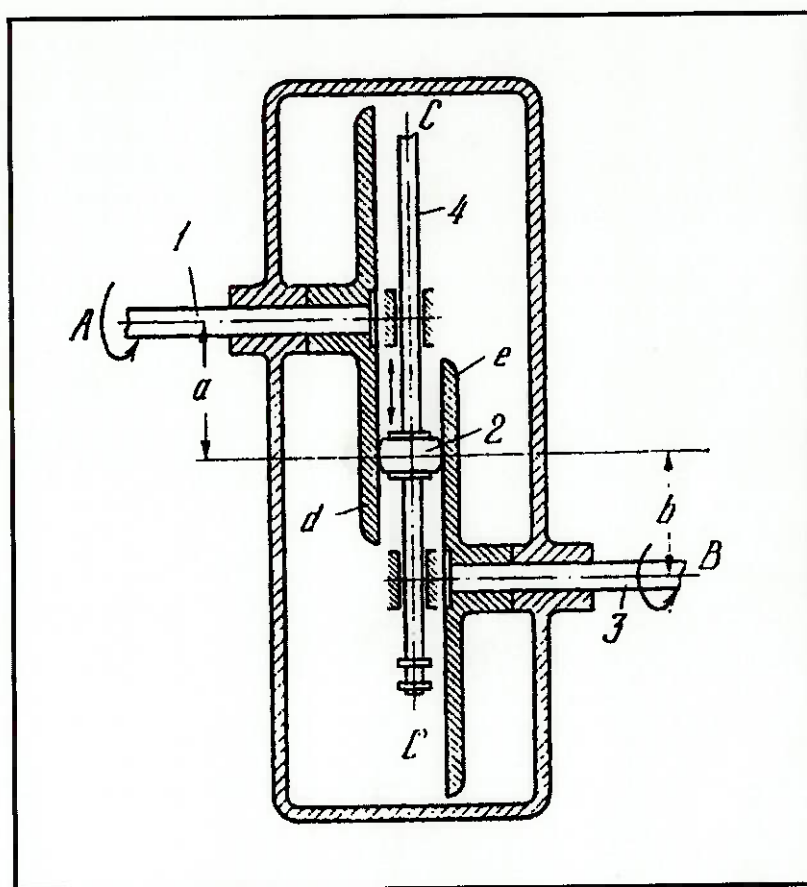


Figura 11: Síntese das Soluções - Solução I

Portanto a transmissão de potência dá-se através da "roda" 2, que é o contato intermediário entre os discos *d* e *e*. A relação de transmissão entre os eixos 1 e 3 é dada por:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{n_1}{n_3} = \frac{b}{a}$$

Equação 1: Relação de Transmissão da Solução I

onde, ω_1 , ω_3 , n_1 e n_3 são as velocidades angulares e as rotações (em rpm), respectivamente, dos eixos **1** e **3** e a e b são as distâncias variáveis dos eixos **A** e **B** até os pontos de contato entre a "roda" **2** e os discos **d** e **e** (medidos com relação ao plano central da "roda" **2**).

4.1.2. Solução II

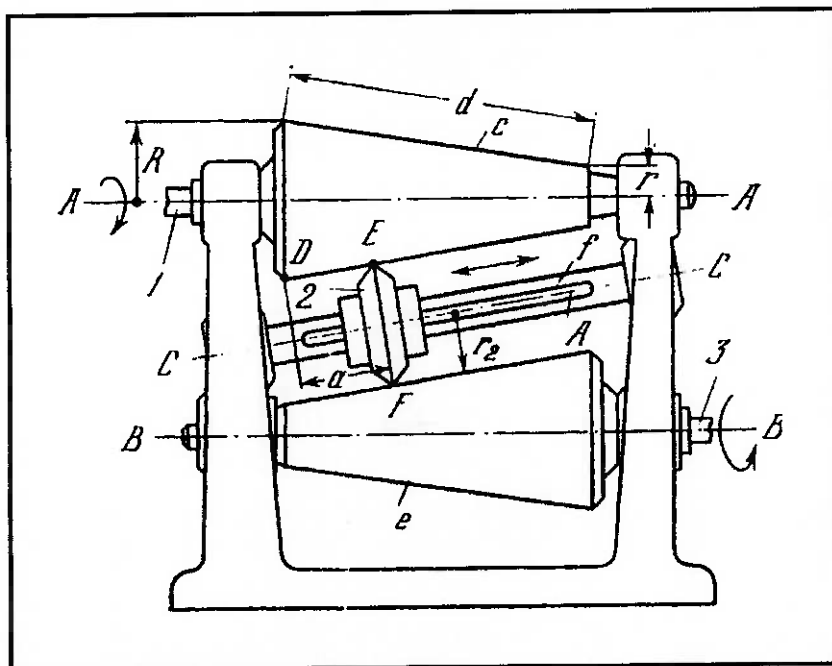


Figura 12: Síntese das Soluções - Solução II

O cone de entrada **c**, que é solidário ao eixo **1**, gira em torno de seu próprio eixo **A-A**. O cone de saída **e**, solidário ao eixo **3** e idêntico ao cone **c**, gira em torno de seu eixo **B-B**. O rolamento **2**, que pode deslizar ao longo do rasgo de chaveta **f**, gira em torno do eixo fixo **C-C**. O rolamento está em contato com os cones **c** e **e** nos respectivos pontos **E** e **F**.

O rolamento **2** é o responsável por transmitir a potência entre os cones. A relação de transmissão entre os eixos **1** e **3** é dada por:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{n_1}{n_3} = \frac{rd + (R - r)(a + m)}{Rd - (R - r)a}$$

Equação 2: Relação de Transmissão da Solução II

onde, ω_1 , ω_3 , n_1 e n_3 são as velocidades angulares e as rotações (em rpm) dos eixos **1** e **3**, R e r são os raios referentes as bases, maior e menor, dos cones, d é o comprimento de um elemento dos cones, a é a distância variável do ponto **D**, situado na extremidade da base maior do cone **c**, até o ponto **E** de contato entre o rolamento **2** e o cone **c**, e a constante $m = 2 \frac{R - r}{d} r_2$, onde r_2 é o raio do rolamento **2**.

4.1.3. Solução III

O disco toroidal de entrada **a**, que é solidário ao eixo **1**, gira em torno de seu eixo fixo **A**. O disco toroidal de saída **b**, solidário ao eixo **3**, gira em torno

de seu próprio eixo **B**. Os dois eixos (**1** e **3**) são coaxiais. Os rolamentos **2** estão em contato com os discos toroidais **a** e **b** e giram em torno do eixo **E**. Os planos dos rolamentos **2** apresentam ângulos variáveis iguais φ com relação aos eixos **A** e **B**. Os rolamentos estão sujeitos a esta variação angular pois giram em torno do eixo **C** que é perpendicular ao plano do desenho, um par de engrenagens idênticas **4** auxilia os rolamentos a girarem em torno do eixo **C** com a mesma variação angular e em sentidos opostos.

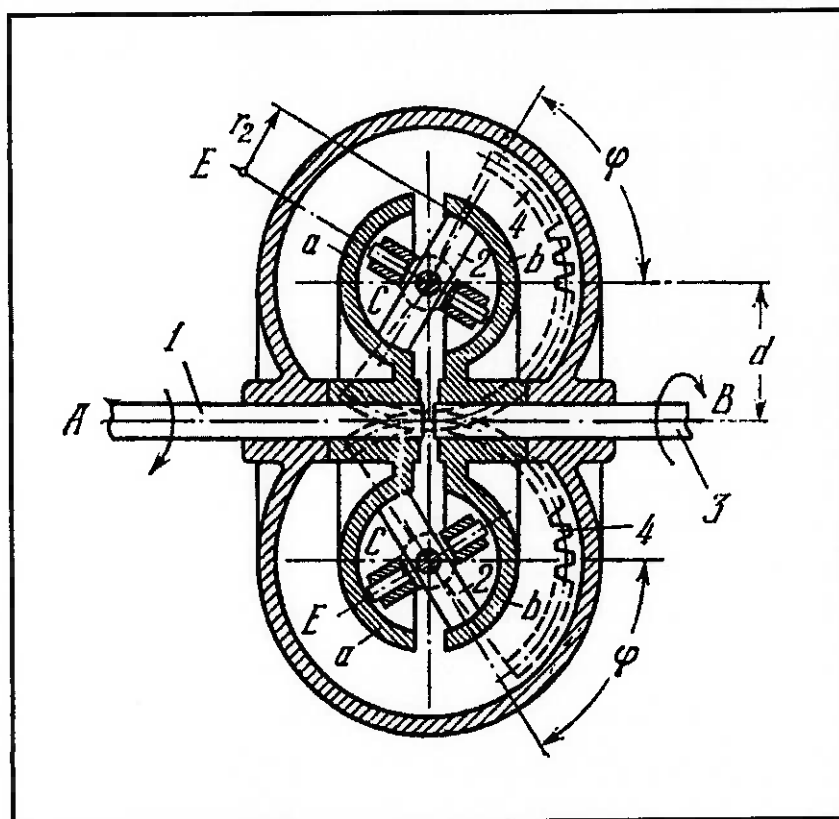


Figura 13: Síntese das Soluções - Solução III

A relação de transmissão entre os eixos **1** e **3** é dada por:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{n_1}{n_3} = \frac{d - r_2 \sin \varphi}{d + r_2 \sin \varphi}$$

Equação 3: Relação de Transmissão da Solução III

onde, ω_1 , ω_3 , n_1 e n_3 são as velocidades angulares e as rotações (em rpm) dos eixos **1** e **3**, d é a distância entre o eixo **C** e os eixos **A** e **B**, e r_2 é o raio do rolamento **2**.

4.1.4. Solução IV

O eixo **1** juntamente com toróide côncavo **a** da figura, giram em torno do eixo **A-A**. O eixo **3**, que é solidário ao toróide convexo **b**, gira em torno de seu próprio eixo **B-B**. Entre os dois toróides, e em contato com ambos, existe um anel esférico **2**. As geratrizes **d** e **e** dos toróides **a** e **b**, e a espessura **f** do anel **2** formam arcos circulares originados de um centro comum **C**.

O anel **2** é sustentado pelos três rolamentos **4** que por sua vez são suportados pela peça **5**. O que garante o movimento de rotação do anel **2** é o fato da peça **5** estar articulada à armação **6**, portanto é possível garantir uma variação ilimitada de relação de transmissão entre **a** e **b**.

A pressão necessária entre as superfícies de contato pode ser obtida através do parafuso **7** que vai de encontro ao bloco deslizante **8**. O bloco **8** corre ao longo do rasgo **m** existente na armação **6** e carrega consigo os mancais do eixo **1** bem como o próprio toróide **a**.

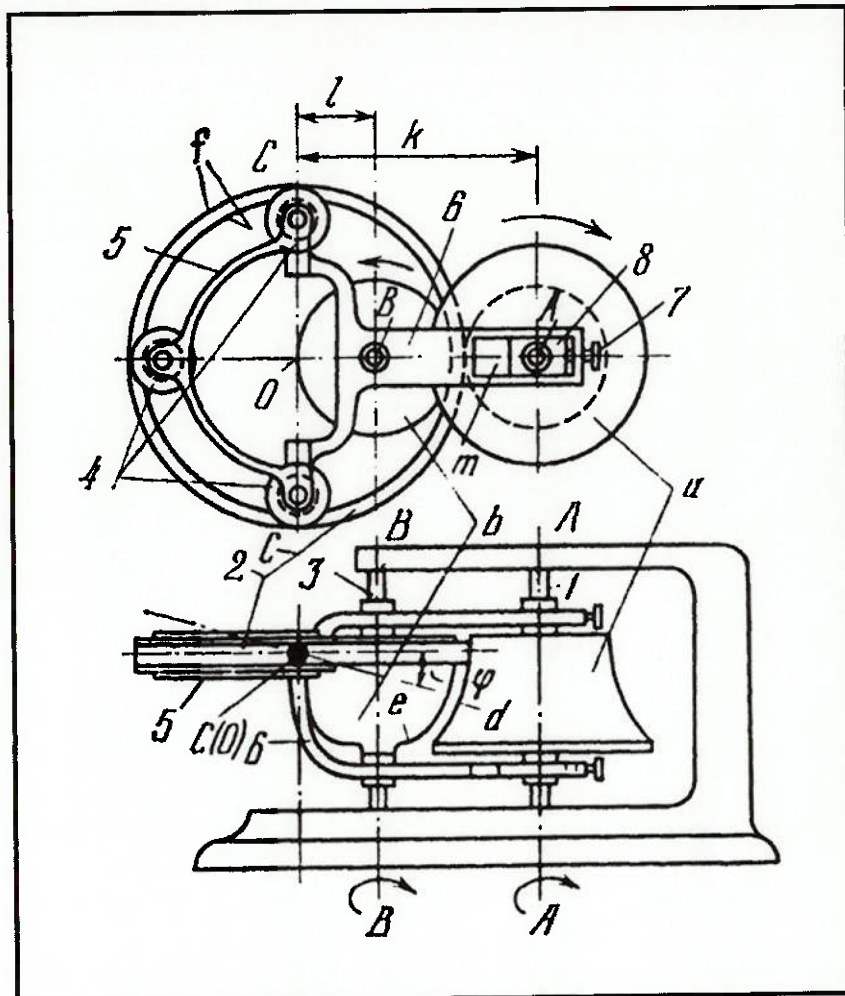


Figura 14: Síntese das Soluções - Solução IV

A relação de transmissão entre os eixos 1 e 3 é dada por:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{n_1}{n_3} = \frac{l - R_2'' \cos \varphi}{k + R_2' \cos \varphi}$$

Equação 4: Relação de Transmissão da Solução IV

onde, ω_1 , ω_3 , n_1 e n_3 são as velocidades angulares e as rotações (em rpm) dos eixos 1 e 3, l e k são as distância do eixo C-C aos eixos B-B e A-A, R_2' e

R_2'' são os raios externo e interno do anel 2 e φ é o ângulo de rotação do anel 2 em torno do eixo C-C.

4.1.5. Solução V

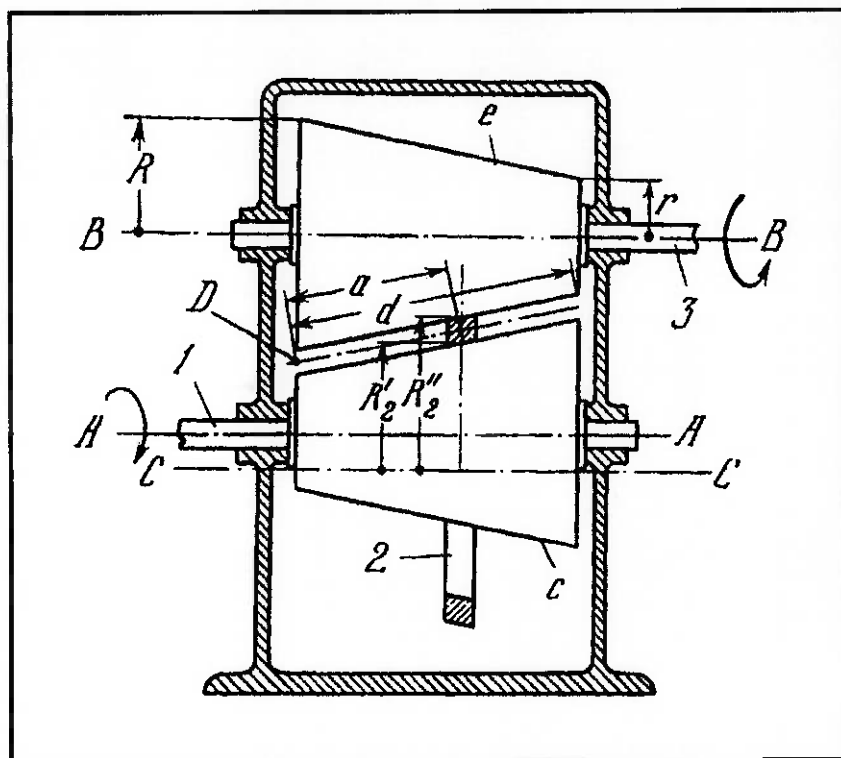


Figura 15: Síntese das Soluções - Solução V

O cone de entrada *c*, que é solidário ao eixo 1, gira em torno de seu próprio eixo A-A. O cone de saída *e*, solidário ao eixo 3 e idêntico ao cone *c*, gira em torno de seu eixo B-B. O anel 2, entre e em contato com os cones *c* e *e*, gira em torno do eixo C-C e pode ser movido ao longo do comprimento dos cones.

Então percebe-se que o anel 2 é o responsável pela transmissão de potência entre os cones. A relação de transmissão entre os eixos 1 e 3 é dada por:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{n_1}{n_3} = \frac{rd + (R - r)a}{Rd - (R - r)a} \frac{R_2''}{R_2'}$$

Equação 5: Relação de Transmissão da Solução V

onde, ω_1 , ω_3 , n_1 e n_3 são as velocidades angulares e as rotações (em rpm) dos eixos 1 e 3, R e r são os raios referentes as bases, maior e menor, dos cones, d é o comprimento de um elemento dos cones, a é a distância variável da seção transversal central do anel 2 até o ponto D , situado no plano formado pelas extremidades dos cones e na linha média entre os seus elementos, e R_2' e R_2'' são os raios interno e externo da seção transversal central do anel 2 em relação ao seu eixo C-C.

4.1.6. Solução VI

Quando a polia 1 gira em torno do eixo fixo A, uma rotação é transmitida para a polia 2, que por sua vez gira em torno do eixo B, através dos discos 3 e 4, pressionados pela mola 5 e pelas duas arruelas esféricas 6 contra os dois discos idênticos solidários aos eixos das polias 1 e 2. Os discos 3 e 4 são montados com folga no eixo 10 tal que eles consigam girar livremente e então

possam ser ajustados no mesmo. O eixo **10** é montado na alavanca **7** que por sua vez gira em torno do eixo fixo **C**. Quando a alavanca **7** é movida, as distâncias entre os eixos dos discos **3** e **4** até os eixos **A** e **B** variam, proporcionando então uma variação contínua da relação de transmissão da polia **1** à polia **2**.

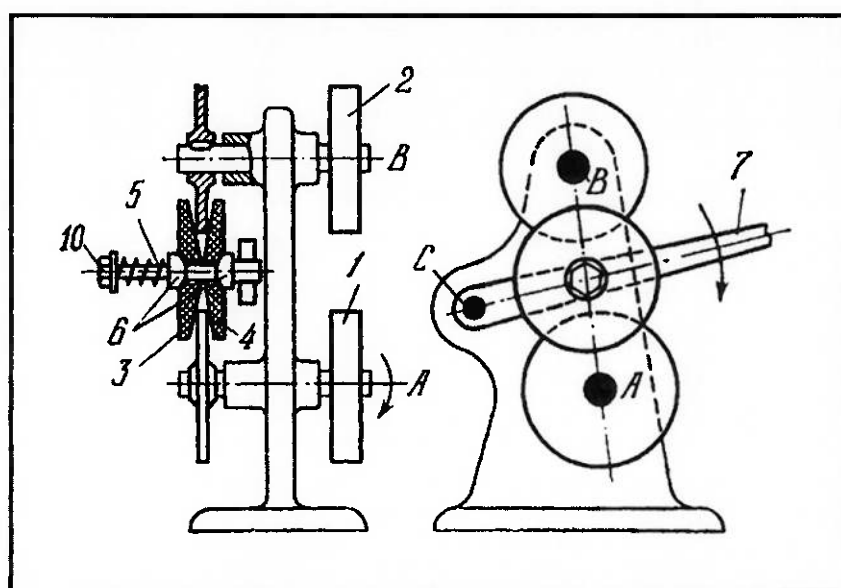


Figura 16: Síntese das Soluções - Solução VI

Portanto, os discos **3** e **4** são os responsáveis pela transmissão de potência entre os eixos de entrada e saída. E, como a equação da relação de transmissão entre esses eixos dependeria de muitas variáveis, dificultando bastante os cálculos e conseqüentemente o estudo, essa fórmula será suprimida dessa parte do trabalho.

4.1.7. Solução VII

O cilindro 7, solidário ao eixo 1, gira em torno do eixo fixo *A*. Sua rotação é transmitida pelas esferas de número 2 ao cilindro 3, solidário ao eixo 8, que gira em torno do eixo fixo *C*. A direção dos eixos de rotação dessas esferas e, conseqüentemente, a relação de transmissão do eixo motor ao eixo movido dependem do ângulo de inclinação dos eixos *B* da guia dos cilindros de número 4. Quando o parafuso sem-fim 5, solidário ao eixo 9, é rotacionado, as rodas sem fim 6 giram um certo ângulo, mudando então o ângulo de inclinação dos eixos *B* dos cilindros de número 4. Os eixos desses cilindros permanecem, entretanto, em planos que passam pelos eixos *A* e *C*.

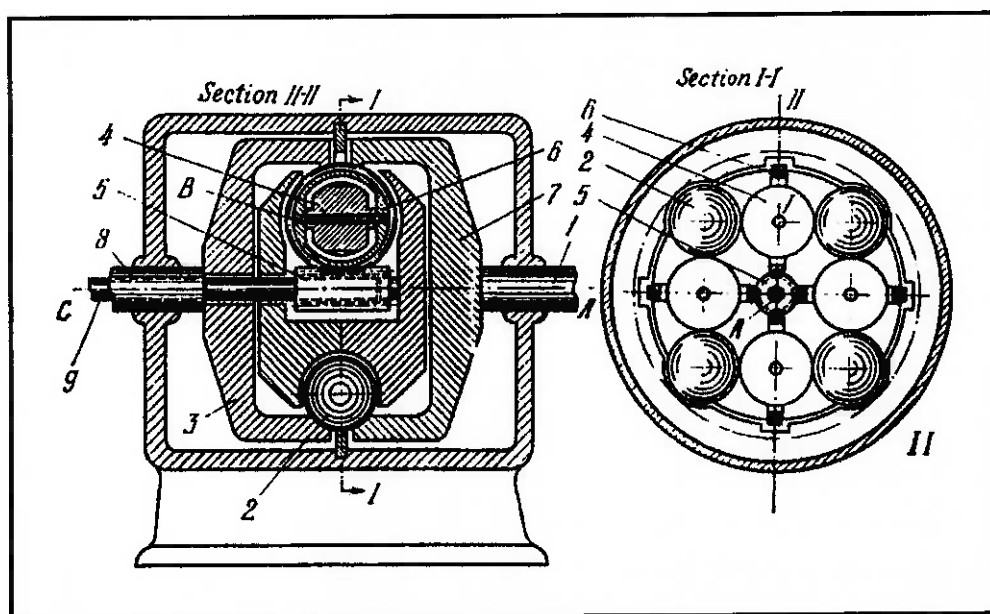


Figura 17: Síntese das Soluções - Solução VII

Aqui, pode-se perceber que a transmissão de potência entre os eixos de entrada e saída é feita pelas esferas 2 e pelos cilindros 4. E, novamente, como

a equação da relação de transmissão entre esses eixos dependeria de muitas variáveis, dificultando bastante os cálculos e consequentemente o estudo, essa fórmula será suprimida dessa parte do trabalho.

4.2. ANÁLISE DA EXEQUIBILIDADE FÍSICA

Para que as soluções sejam exequíveis fisicamente serão levados em conta os seguintes aspectos:

- Possibilidade de fabricação das peças que compõe as soluções existentes;
- Verificar a existência dos materiais que permitam a viabilidade do sistema, para que o mesmo possa ser dimensionado de acordo com as especificações iniciais;
- Os sistemas devem apresentar dimensões que sejam compatíveis a necessidade básica do projeto que visa acoplar a CVT num veículo de pequeno porte (carro popular).

Ao se analisar as soluções geradas, percebe-se que todas podem ser viabilizadas sob o aspecto de fabricação, ou seja, preliminarmente não existe nenhuma restrição que impeça a produção de qualquer um dos sistemas.

Decidiu-se não descartar nenhuma das possibilidades geradas. Uma *matriz de decisão* será utilizada como uma ferramenta que auxiliará na escolha da melhor solução, contudo isto será concluído ao se iniciar o Projeto Básico.

A decisão acima foi adotada já que estas soluções já foram pré-selecionadas do livro do Artobolevsky [10], onde foram escolhidos apenas os sistemas que poderiam ser viáveis em um veículo

Um item de suma importância é aquele relacionado com o material do elemento intermediário. Sabe-se que o elemento intermediário é a parte crítica para o bom funcionamento da transmissão, já que o mesmo é o responsável pela transferência de potência mecânica por força trativa.

De acordo com os esclarecimentos das referências bibliográficas [11], [12] e [15] e sabendo-se que os mecanismos fazem analogia a um rolamento de esferas, o material do elemento intermediário deve ter as mesmas propriedades mecânicas dos elementos rolantes presentes num rolamento.

Ante a esta observação, o material do elemento intermediário deve ser um aço-cromo para têmpera contendo aproximadamente 1% de carbono e 1,5% de cromo.

O elemento intermediário deverá ser dimensionado por fadiga superficial e pela relação de transmissão que atenderá às necessidades da CVT. Quando se fala sobre a CVT de polias e correia, que atualmente apresenta um maior desenvolvimento, a correia, que é elemento crítico da transmissão, recebe um tratamento específico que visa aumentar a resistência da mesma a fadiga de superfície. Segundo o artigo da "Mechanical Engineering" [2] os pequenos elementos casados que formam a correia da CVT são temperados, recozidos, precisamente calibrados, endurecidos (para aliviar tensões internas) e, por fim, são nitretados, com o objetivo de se aumentar a dureza superficial. Talvez estas considerações possam ser adotadas mais adiante no projeto.

É importante frisar que com intuito de se aliviar as tensões superficiais, deve-se utilizar um fluido especial.

O dimensionamento total da CVT será detalhado no projeto básico, ou seja, quando se definir a solução a ser executada.

4.3. VALOR ECONÔMICO

Atualmente, como já foi visto anteriormente, um fator limitante na utilização da transmissão CVT nos automóveis é o que diz respeito ao seu custo. Com isso, ao se optar por esse tipo de transmissão, ao invés da transmissão convencional manual de 5 marchas, o preço acrescido ao veículo acaba sendo maior inclusive que o devido a opção pela transmissão automática de 4 marchas, mais difundida no mercado automobilístico e portanto já havendo uma economia de escala considerável a seu favor.

Fato esse que já foi ilustrado na tabela 3 desse estudo e está representado aqui novamente com o intuito de se ajudar a visualizar tal situação:

	Civic HX Coupe	Civic EX Coupe
Transmissão Manual (5 marchas)	US\$ 13 400,00	US\$ 15 450,00
Transmissão Automática (4 marchas)	-	US\$ 16 250,00
Transmissão CVT	US\$ 14 400,00	-
Acréscimo de Preço	US\$ 1 000,00	US\$ 800,00

Tabela 11: Preços do Honda Civic no Mercado Norte-Americano

Porém tudo leva a crer que, quando a produção de CVTs aumentar, o seu preço pode diminuir drasticamente pois, nesse tipo de transmissão, o número de peças é menor que o das outras transmissões existentes atualmente (manual de 5 marchas e automática de 4 marchas) e, além disso, o seu mecanismo é bem mais simples que o presente na automática.

Então, um valor razoável para ela seria um preço intermediário entre o da manual e o da automática, bem próximo da mecânica convencional. O que possibilitaria a fabricação dos veículos populares a um custo de aproximadamente R\$ 7.000,00, como previsto e requerido no item "Requisitos Econômicos" desse trabalho. Custo esse que acrescido aos impostos brasileiros vigentes atualmente (IPI = 10% Custo, ICMS = 12% Preço Final, PIS / Cofins = 6,39% Preço Final) e ao lucro das montadoras aqui instaladas (18%, em média) [6], permitiria um preço final razoável, como listado na tabela abaixo:

		Valores Aproximados
Custo de Fabricação		R\$ 7.000,00
Impostos	IPI	R\$ 700,00
	ICMS	R\$ 1.452,60
	PIS / Cofins	R\$ 773,50
Lucro		R\$ 2.178,90
Preço Final ao Consumidor (Estimativa)		R\$ 12.105,00

Tabela 12: Custo de Fabricação e Preço Final do Automóvel Proposto

5. ESTUDO DE VIABILIDADE - CONSIDERAÇÕES FINAIS

Como já foi visto, para o uso da transmissão CVT em um automóvel popular, existem certos requisitos (funcionais, construtivos, operacionais e econômicos) a serem atendidos. E, com o intuito de se atender a todos esses requisitos, algumas soluções foram apresentadas, soluções estas realizáveis fisicamente além de viáveis tanto econômica quanto financeiramente.

Para que se possa definir com maior clareza a solução que será adotada, uma matriz de decisão será entregue a um grupo de pessoas que avaliarão as soluções propostas. Portanto, todas as soluções listadas abaixo serão analisadas no Projeto Básico para que uma seja escolhida, com dito anteriormente.

- Solução I;
- Solução II;
- Solução III;
- Solução IV;
- Solução V;
- Solução VI;
- Solução VII.

6. SELEÇÃO DA MELHOR ALTERNATIVA

Todas as soluções foram consideráveis viáveis de fabricação e, portanto, todas elas chegaram a esta fase do projeto. Porém, a partir desse ponto, uma terá que ser escolhida como sendo a melhor ou a mais apta a este estudo. Para que essa escolha fosse feita, foi construída uma matriz de decisão com os seguintes atributos e respectivos pesos:

ATRIBUTO	PESO
Transferência Torque-Potência	0,050
Massa	0,100
Volume	0,200
Controle da Relação Infinita de "Marchas"	0,075
Manutenção	0,050
Custo de Fabricação / Preço Final	0,125
Robustez	0,025
Durabilidade	0,025
Confiabilidade	0,050
Facilidade de Fabricação do Sistema	0,125
Tempo de Projeto	0,175

Tabela 13: Atributos Utilizados na Matriz de Decisão

A partir disso e com o intuito de não se obter uma escolha "viciada" ou mesmo tendenciosa, várias pessoas deram notas às soluções:

- Marcelo Miyamoto: Elaborador do Trabalho de Formatura (Apêndice 4)
- Ricardo Millego de Castro: Elaborador do Trabalho de Formatura (Apêndice 5)

- Marcelo Massarani: Orientador do Trabalho de Formatura (Apêndice 6)
- Guilherme Akio Koga: Estudante de Engenharia Mecânica (Apêndice 7)
- Viviane Akemi Uemura: Estudante de Engenharia Mecânica (Apêndice 8)
- Gilberto Flamarion Guimarães de Souza: Estudante de Engenharia Mecânica (Apêndice 9)
- Ricardo Pavone Filho: Engenheiro (Apêndice 10)
- Ciro Ken Jouti: Estudante de Engenharia Mecânica (Apêndice 11)
- José Augusto Mora Puliti: Estudante de Engenharia Mecânica (Apêndice 12)

Com essas notas, foram feitas matrizes de decisão, presentes no apêndice deste trabalho, com as quais chegou-se às seguintes médias:

SOLUÇÕES PROPOSTAS	MÉDIA FINAL
Solução I	7,40
Solução II	6,69
Solução III	6,09
Solução IV	5,86
Solução V	6,37
Solução VI	6,10
Solução VII	4,65

Tabela 14: Média Final das Soluções (Matriz de Decisão)

Percebe-se então, que a solução que obteve maior média e, portanto, foi a escolhida é a Solução I. Com isso, a partir de agora, ela será dimensionada e melhor detalhada de acordo com os requisitos determinados anteriormente neste trabalho.

7. SOLUÇÕES PROPOSTAS

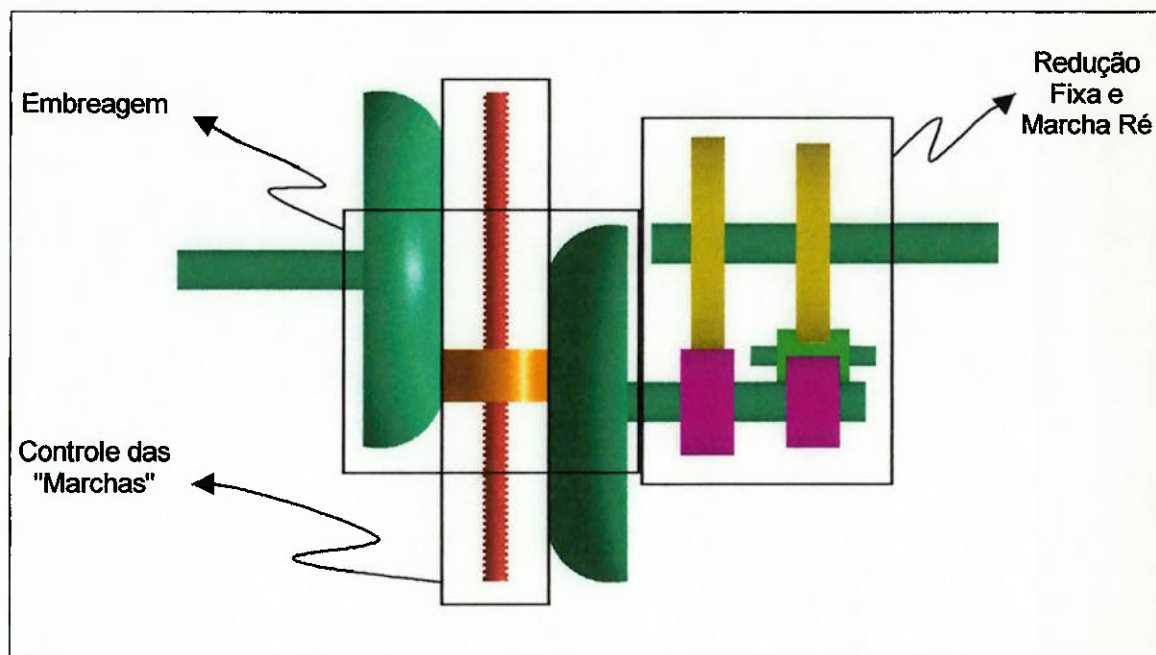


Figura 18: Vista Frontal da Solução Proposta

7.1. Embreagem

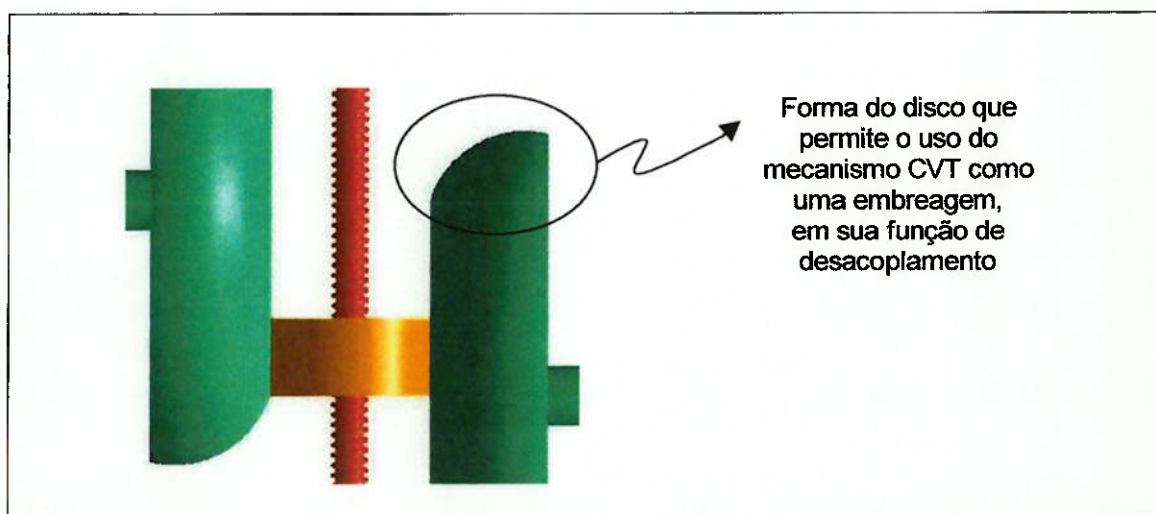


Figura 19: Detalhe do Sistema de Embreagem

7.2. Controle das "Marchas"

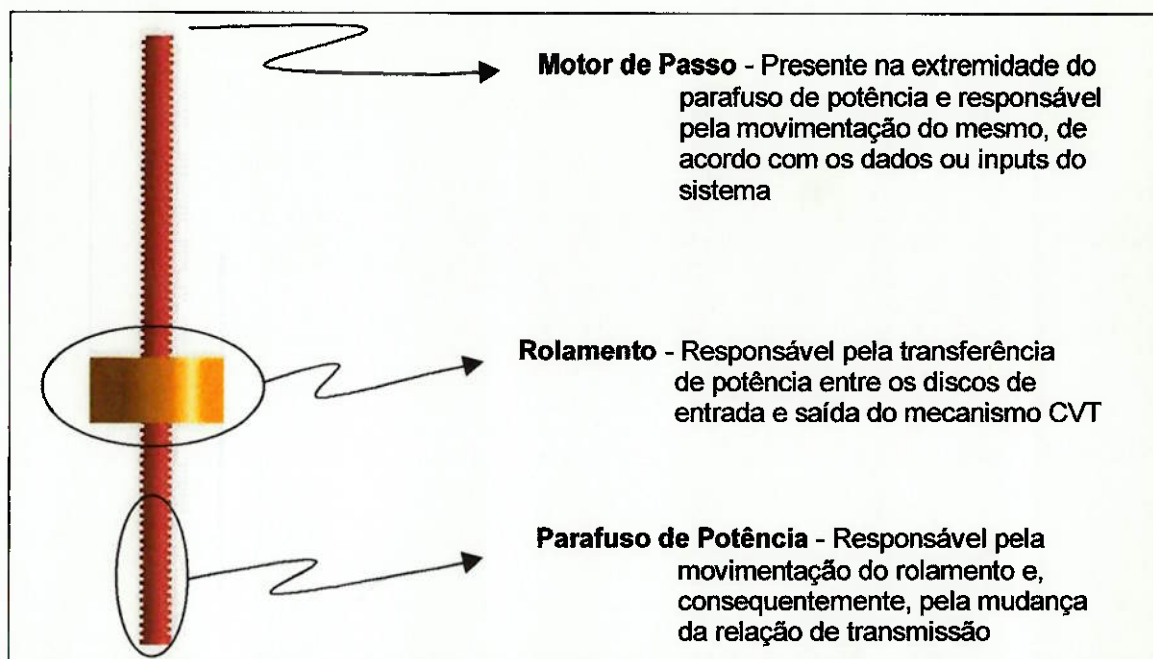


Figura 20: Detalhe do Sistema de Controle das "Marchas"

7.3. Redução Fixa e Marcha Ré

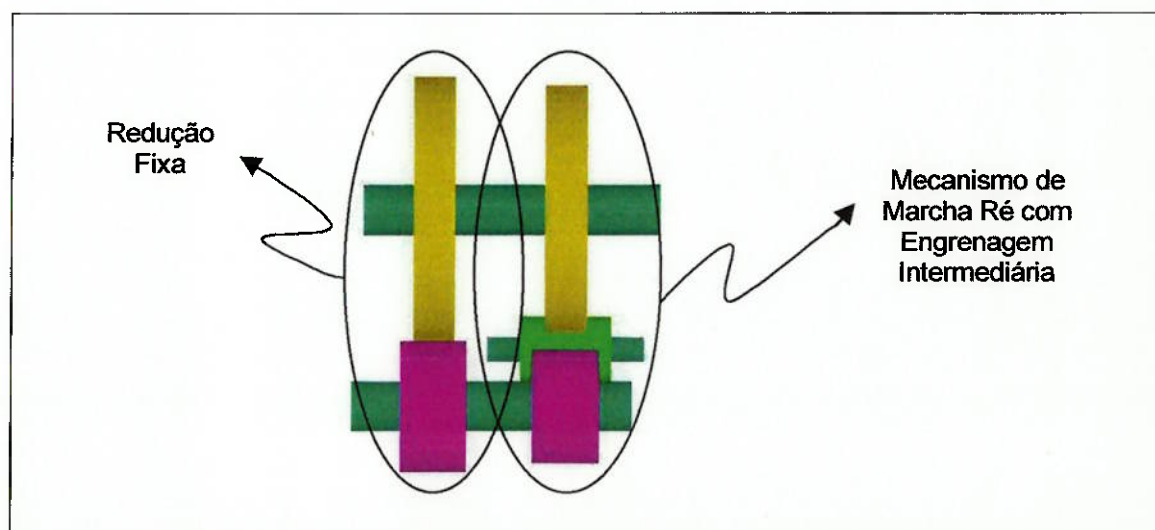


Figura 21: Detalhe dos Sistemas de Redução Fixa e Marcha Ré

8. ESTUDOS INICIAIS DO SISTEMA CVT

Tendo sido escolhida a solução I, conforme Matriz de Decisão, será estudado agora o comportamento das forças atuantes no sistema da CVT. Este estudo inicial se faz necessário para que, posteriormente, seja possível dimensionar o conjunto da transmissão por completo.

8.1. HIPÓTESES INICIAIS

8.1.1. Torque

O torque a ser utilizado para o início dos cálculos é 80 Nm. O valor escolhido é estimado a partir do gráfico da Curva do Motor 1.0L (Figura 9) para uma rotação entre 2750 e 3250 rpm.

8.1.2. Dimensional dos Discos e Rolamento (Elemento de Transferência)

O diâmetro efetivo dos discos, ou seja, o diâmetro da superfície de contato dos mesmos com o rolamento é de 100 mm. Este dado foi adotado tendo em vista um estudo comparativo entre transmissões mecânicas, onde a maior distância ocupada por um par de engrenagens era de aproximadamente 150 mm. A mesma distância que os discos ocuparão na disposição da transmissão.

Com relação ao rolamento, adotou-se uma espessura inicial de 30 mm, esta hipótese é pertinente para que se defina seu posicionamento final e inicial entre os discos, obtendo-se assim os valores exatos das relações de marcha.

8.1.3. Coeficiente de Atrito (μ)

O coeficiente de atrito é baixo em torno de 0,06. Este coeficiente provém do tipo de óleo SANTOTRACK [23] a ser utilizado. Este óleo, conhecido como fluido de tração, tem papel fundamental na força transmitida (Cisalhamento) pois quando é submetido a altas pressões tem sua viscosidade violentamente aumentada, isto faz com que o contato metálico se torne praticamente inexistente.

8.2. DIAGRAMA DE CORPO LIVRE

F_p - Pressão que garante o não escorregamento do rolamento em relação aos discos no momento em que as forças estarão sendo transmitidas.

F₁ - Força transmitida do disco 1 para o rolamento, ela pode ser obtida através da relação entre o torque e o raio de ação (distância do rolamento ao centro do disco), $M_T = F_1 \cdot r$.

F₂ - Força transmitida do rolamento para o disco 2, ela pode ser obtida através da relação entre o torque e o raio de ação (distância do rolamento ao centro do disco), $M_T = F_2 \cdot r$.

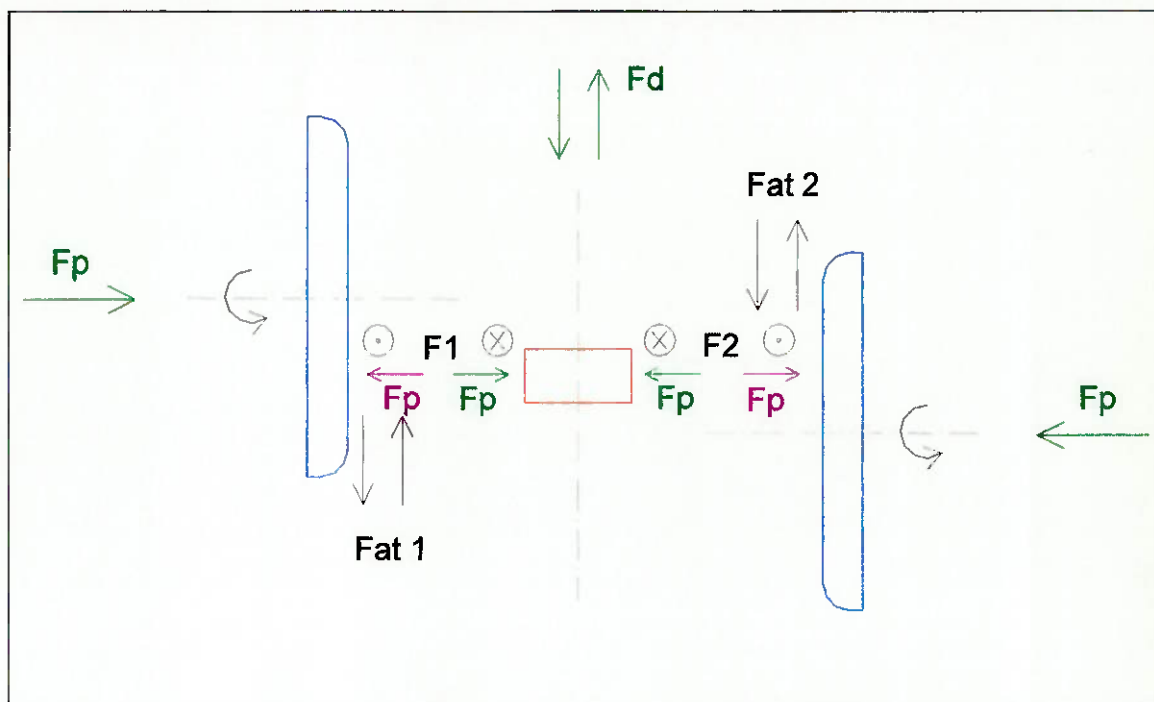


Figura 22: Diagrama de Corpo Livre do Sistema CVT

F_d - Força de deslizamento necessária, proveniente do motor de passo, fazendo com que o rolamento deslize entre os discos

$Fat\ 1$ e $Fat\ 2$ - Forças de atrito entre o rolamento e os discos na direção do parafuso de potência.

9. FUNCIONAMENTO DO SISTEMA

Este capítulo ilustrará como se sucede a transferência de potência para as diferentes condições de uso da transmissão em questão.

9.1. CONTROLE DO POSICIONAMENTO DO ROLAMENTO

Para controlar o deslizamento vertical entre os discos, do conjunto formado pelo parafuso de potência e o rolamento, um motor de passo será utilizado. Este motor será responsável por rotacionar o parafuso, fazendo com que o rolamento deslize na direção do mesmo.

O motor de passo será controlado pelo Módulo de Controle da Transmissão (TCM), este por sua vez receberá sinais de diversos sensores que estarão dispostos no veículo.

Os dados a serem coletados pelo TCM, através de sensores, são os seguintes:

- Posição da borboleta do motor ("Throttle");
- Condição de uso requisitada - P (Estacionamento), R (Marcha Ré), N (Neutro), D (Normal), S (Esportiva) e L (Marcha Baixa);
- Carga Externa presente nas rodas dianteiras;
- Atuação ou não do sistema de freio.

Através destes e de outros dados é possível que o TCM mande impulsos para o ECM (Módulo de Controle do Motor) para diminuir a rotação do motor. Para controlar o aumento ou a diminuição da relação de marcha o TCM acionará o motor de passo.

O controle do motor de passo não será determinado neste projeto, ficando como parte futura de um estudo mais detalhado sobre este assunto.

9.2. POSIÇÃO NEUTRA (N)

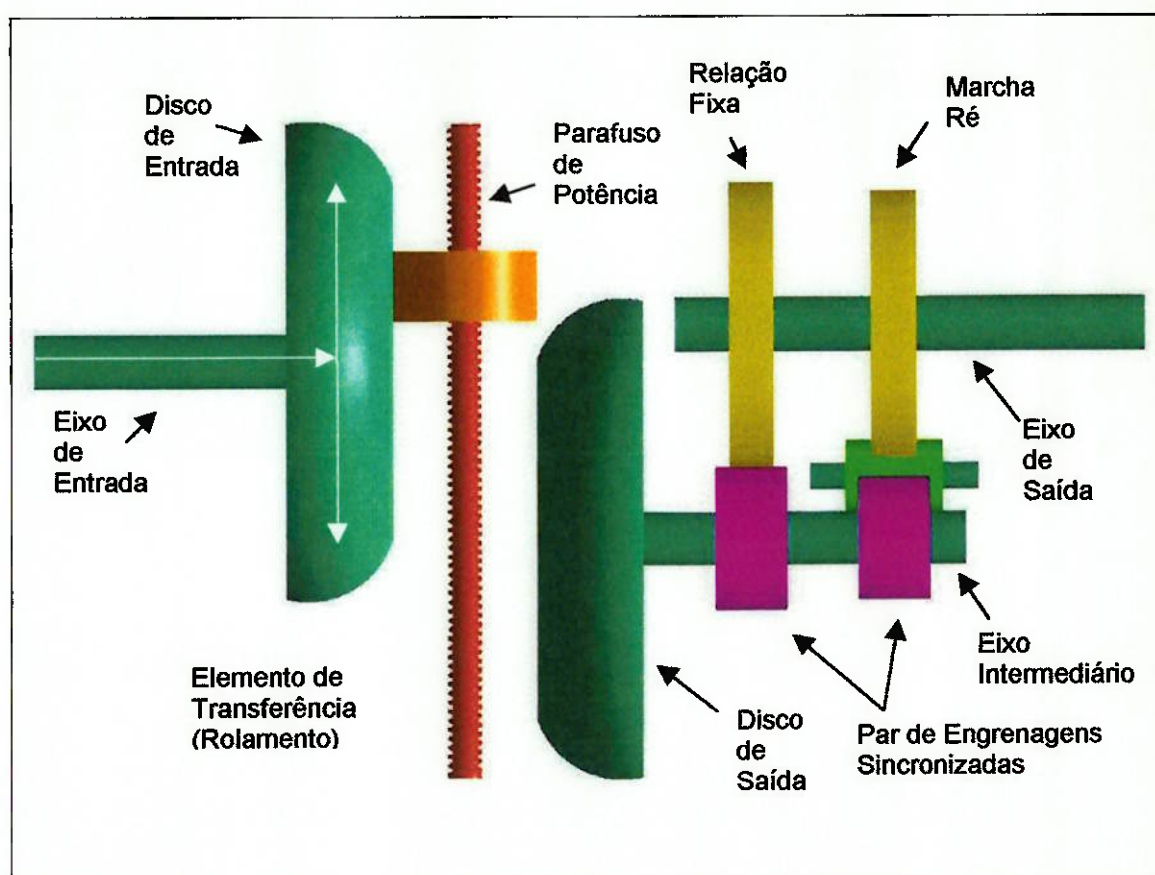


Figura 23: Sistema CVT na Posição Neutra

Na posição Neutra (N) o rolamento não é posicionado entre os discos e, portanto, não há transferência de potência para o par final (diferencial).

9.3. CONDUÇÃO NORMAL (D), ESPORTIVA (S) E MARCHA BAIXA (L)

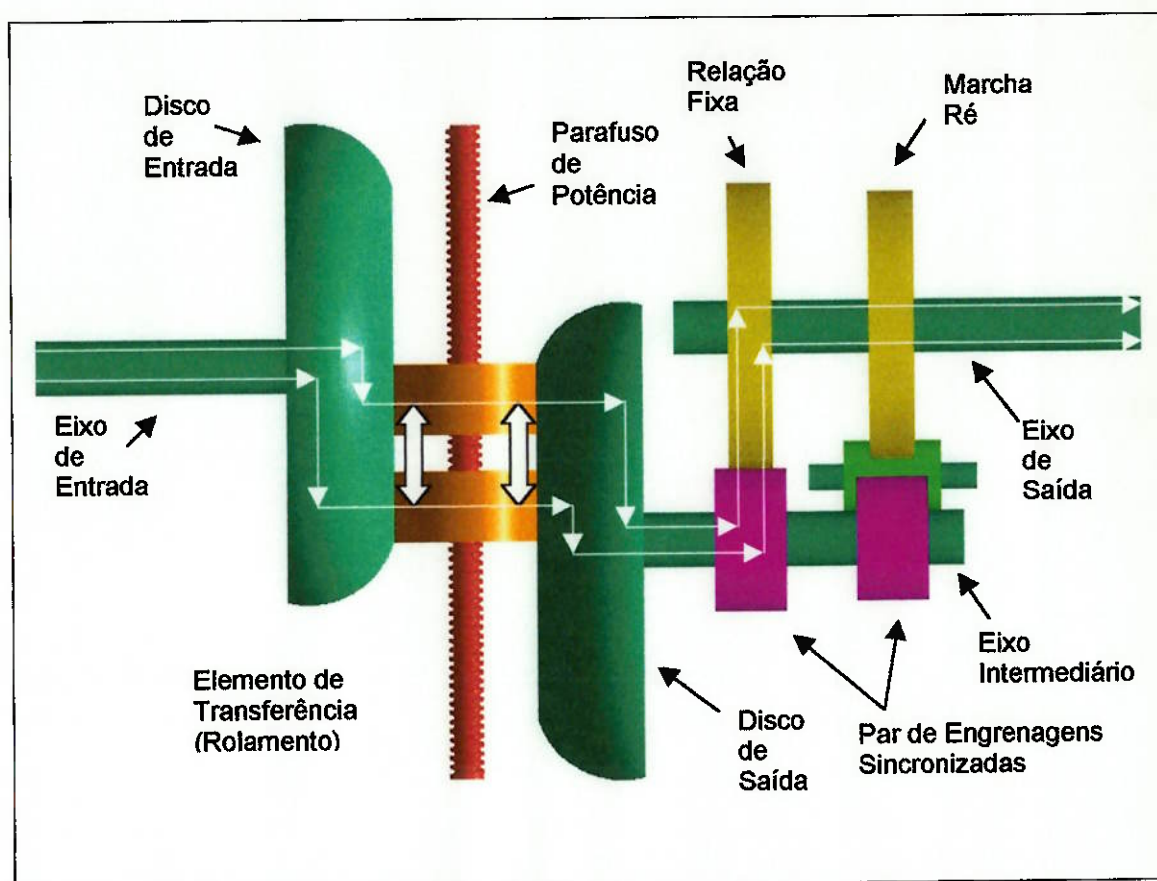


Figura 24: Sistema CVT nas Posições Normal, Esportiva e Marcha Baixa

Partindo da posição Neutra (N) para esta condição de uso - Normal (D), Esportiva (S) ou Marcha Baixa (L) -, o motor de passo controlará o parafuso de potência, fazendo o rolamento se posicionar entre os discos. Ao

mesmo tempo, o par que determina a relação fixa estará sincronizado, transferindo assim potência para o par final da transmissão (diferencial).

Dependendo da condição de uso considerada (D, S ou L) o motor de passo atuará de maneiras diferentes para se adequar aos requisitos ergonômicos definidos no início desse estudo.

9.4. MARCHA RÉ (R)

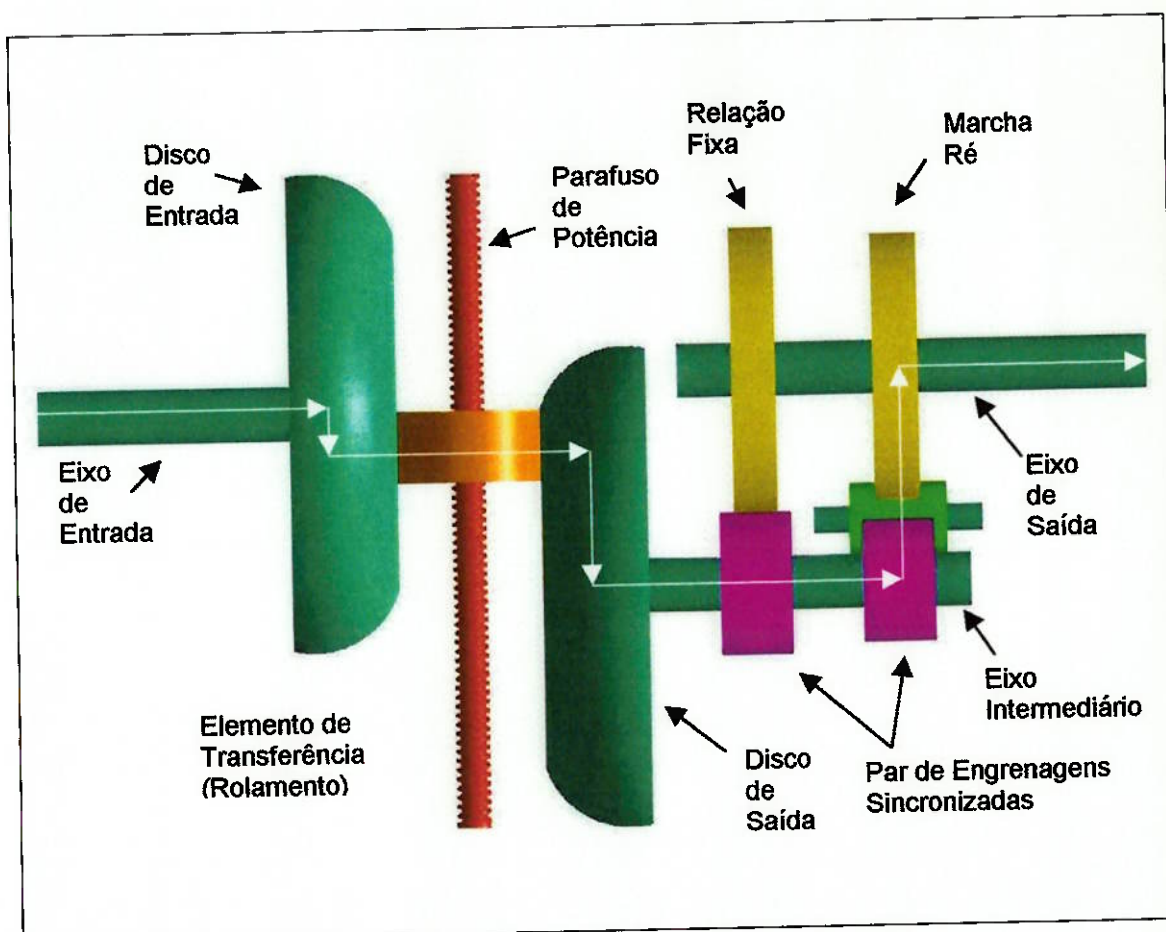


Figura 25: Sistema CVT na Posição de Marcha Ré

Para a Marcha Ré (R), o motor de passo conduzirá o rolamento a uma posição (fixa) de alta transferência de torque, ao passo que o trio de reversão

será engatado, transferindo assim a potência ao par final (diferencial) num sentido de rotação inverso. O interessante é que antes de se engatar a Marcha Ré sincronizada, o rolamento deve estar na posição Neutra para que seja possível a mudança de marcha, ou seja, ocorre um desacoplamento da transmissão em relação ao motor.

9.5. ESTACIONAMENTO (P)

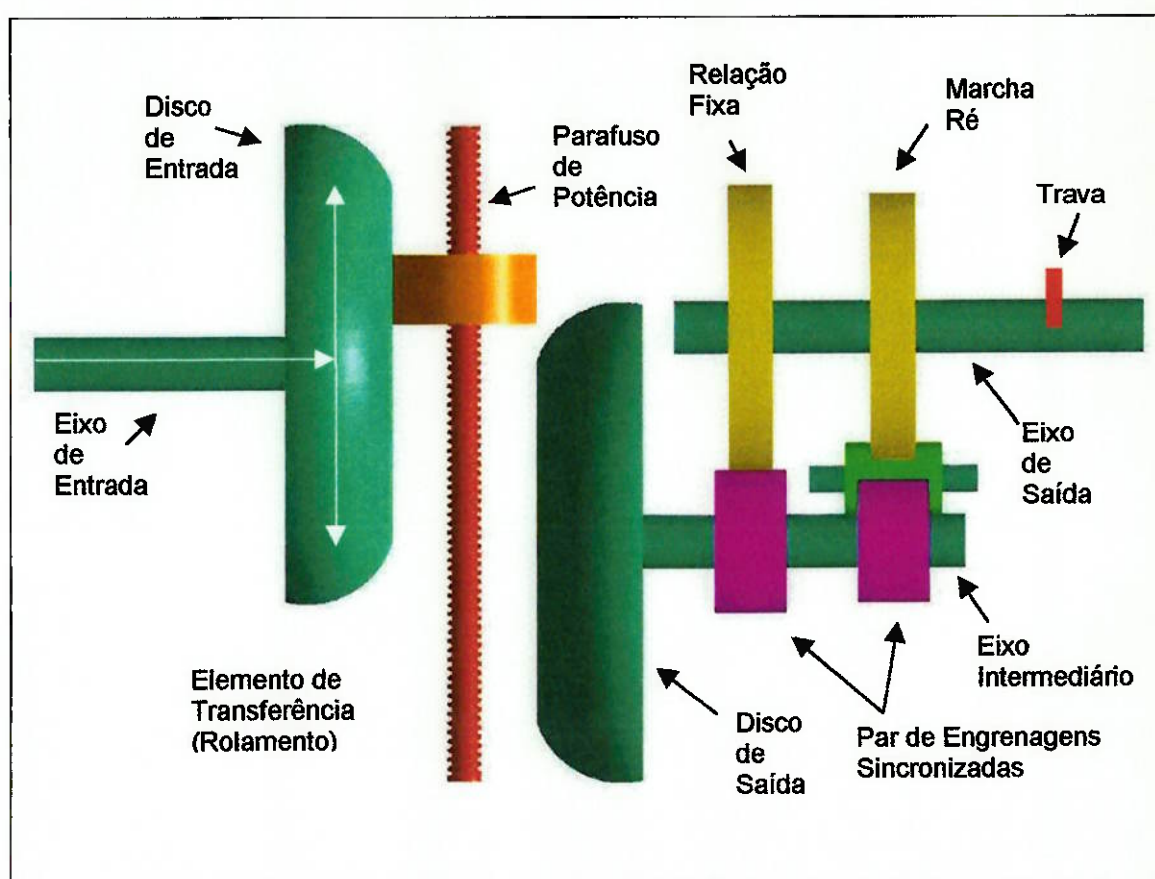


Figura 26: Sistema CVT na Posição de Estacionamento

Quando a condição de Estacionamento (P) for acionada, o mesmo que ocorre na condição Neutra (N) é válido, ou seja, o rolamento não é posicionado entre os discos, porém além disto o Eixo de Saída é travado por um dispositivo mecânico.

10.DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DOS COMPONENTES

Nesse item, a vida requerida da transmissão foi determinada em função da sua aplicação no veículo estudado, onde foram consideradas rotas típicas de utilização assim como a carga utilizada e todas as características de desempenho. Foi realizado um cálculo onde determinou-se o tempo em que cada "marcha" é utilizada para uma certa vida dessa transmissão.

Por exemplo, para uma vida desejada da transmissão mecânica convencional de 200 000 Km a 1ª marcha é utilizada 2 horas em 80% do torque, 5 horas em 50% do torque, 3 horas em 70% torque e assim por diante. Assim, para se facilitar os cálculos, é padronizado o número de horas para determinado torque, normalmente o torque máximo da transmissão (ou motor), no exemplo: para 200 000 Km de vida da transmissão é representativo do uso real, como descrito anteriormente, projetar a transmissão em 1ª marcha durante 5 horas em torque máximo.

No caso de uma CVT, como não existem reduções definidas como em uma transmissão mecânica convencional (1ª, 2ª, 3ª, 4ª e 5ª marcha), foi feita uma aproximação considerando-se estas relações existentes.

Nesse estudo, para o cálculo das engrenagens da redução fixa, como ele fica quase que 100% do tempo de uso da transmissão engrenado, para o seu projeto considera-se 50 horas em torque máximo. Já para o trio de reversão (marcha ré), como o seu uso é bem menor, será usada apenas 1 hora em torque máximo como objetivo da vida deste trio.

Considerando-se isso, que a utilização do trio de reversão representa aproximadamente 2% da utilização da transmissão (1 hora em torque máximo contra 50 horas da redução fixa), para o cálculo dos outros elementos, como mancais de rolamento e eixos, foi considerado apenas o uso da redução fixa, ou seja, considerou-se apenas o uso do veículo para a frente.

10.1. ELEMENTO DE TRANSFERÊNCIA (ROLAMENTO)

10.1.1. Pré-Cálculo do Posicionamento do Rolamento e da Redução Fixa

A partir dos Requisitos Construtivos, sabe-se que a relação de marchas deve variar entre 3,80 a 0,90. Portanto, serão analisadas duas condições:

1) Máximo Torque

Neste caso, a relação a ser analisada será de 3,80. Onde $i_1 = \frac{b_1}{a_1}$.

- a_1 - distância do centro do disco 1 ao centro do rolamento (Figura 11).
- b_1 - distância do centro do disco 2 ao centro do rolamento (Figura 11).

2) Máxima Velocidade

Neste caso, a relação a ser analisada será de 0,90. Onde $i_2 = \frac{b_2}{a_2}$.

- a_2 - distância do centro do disco 1 ao centro do rolamento (Figura 11).
- b_2 - distância do centro do disco 2 ao centro do rolamento (Figura 11).

A soma das distâncias $a+b$ deve ser igual a 50 mm, portanto será necessário a inclusão de uma redução fixa para atender os valores de relação de transmissão requisitados.

10.1.1.1. Iteração I

1) Máximo Torque

$a_1 = 15 \text{ mm}$ (Metade da espessura do Rolamento - Valor adotado)

$\Rightarrow b_1 = 35 \text{ mm};$

$\therefore i_1 = 2,333 \Rightarrow i_{\text{fixa}} = 3,80 / 2,333 = 1,6286$

2) Máxima Velocidade

$i_2 = 0,90 / 1,6286 = 0,5526$

$\therefore b_2 / (50 - b_2) = 0,5526 \Rightarrow b_2 = 17,7959 \text{ mm } (\geq 15 \text{ mm })$

10.1.1.2. Iteração II

Para esta iteração, o novo valor de a_1 é igual a média de a_1 e b_2 da iteração I:

1) Máximo Torque

$$a_1 = 16,3979 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow b_1 = 33,6021 \text{ mm};$$

$$\therefore i_1 = 2,0492 \Rightarrow i_{\text{fixa}} = 3,80 / 2,0492 = 1,8544$$

2) Máxima Velocidade

$$i_2 = 0,90 / 1,8544 = 0,4853$$

$$\therefore b_2 / (50 - b_2) = 0,4853 \Rightarrow b_2 = 16,3368 \text{ mm } (\geq 15 \text{ mm})$$

10.1.1.3. Iteração III

Para esta iteração, o novo valor de a_1 é igual a média de a_1 e b_2 da iteração II:

1) Máximo Torque

$$a_1 = 16,3673 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow b_1 = 33,6327 \text{ mm};$$

$$\therefore i_1 = 2,0549 \Rightarrow i_{\text{fixa}} = 3,80 / 2,0549 = 1,8492$$

2) Máxima Velocidade

$$i_2 = 0,90 / 1,8492 = 0,4867$$

$$\therefore b_2 / (50 - b_2) = 0,4867 \Rightarrow b_2 = 16,3685 \text{ mm } (\geq 15 \text{ mm})$$

10.1.1.4. Especificações Iniciais

Posição Inicial do Rolamento (a_1) = 16,3673 mm

Posição Final do Rolamento (b_2) = 16,3685 mm

Relação Fixa (i_{fixa}) = 1,8492

Relação de Transmissão Máxima do Sistema CVT ($i_{\text{CVT-Máx}}$) = 2,0549

Relação de Transmissão Mínima do Sistema CVT ($i_{\text{CVT-Mín}}$) = 0,4867

10.1.2. Seleção do Rolamento

Para que o elemento de transferência seja dimensionado sem que haja falha por fadiga superficial, será utilizado um rolamento padronizado SKF [11] do tipo rolos de apoio, estes rolamentos possuem um anel externo espesso capaz de suportar cargas radiais elevadas.

Com relação aos rolos de apoio, aquele a ser selecionado será o da série NATR [11] que é utilizado para velocidades relativamente altas, e portanto, satisfaz as necessidades do projeto.

Para a seleção do rolamento, foi considerado o pior caso para esse elemento de transferência: maior rotação possível do motor e sistema CVT na posição de maior velocidade. Nessa situação temos:

- Rotação do motor a potência máxima: $\omega = 6000 \text{ rpm}$

- Relação de transmissão do sistema: $i = 0,90$
- Posição do elemento de transferência: $a = 33,6 \text{ mm}$
- Tempo de uso máximo do rolamento nessa condição: $t = 50 \text{ horas} = 3000 \text{ minutos}$

Sabendo-se disso, pode-se calcular a vida prevista para o rolamento:

$$V_{\text{Disco em Potência Máxima}} = \omega \cdot a = 6000 \cdot 33,6 = 201\,600 \text{ mm/min}$$

$$\omega_{\text{Rolamento para } i = 0,90} = \frac{V_{\text{Disco}}}{r} = \frac{201\,600}{20} = 10\,080 \text{ rpm}$$

$$L_{10} (\text{vida nominal}) = \omega_{\text{Rolamento}} \cdot t (\text{min}) = 10\,080 \cdot 3000 = 30,24 \cdot 10^6 \text{ revoluções}$$

Por motivos dimensionais, foi pré-selecionado o rolamento NATR 17 PP, que possui as seguintes características:

- Tipo: Rolos de apoio com guia axial
- Diâmetro Externo: $D = 40 \text{ mm}$
- Largura: $B = 21 \text{ mm}$
- Diâmetro Interno: $d = 17 \text{ mm}$
- Capacidade de Carga Dinâmica Máxima: $C = 13\,400 \text{ N}$

De acordo com a referência [11], foi usada a fórmula ISO para o Cálculo da Vida Nominal de um rolamento, cuja fórmula é a seguinte:

$$\left(\frac{C}{P}\right)^p = L_{10}$$

Onde:

C = Capacidade de Carga Dinâmica (N)

P = Carga Dinâmica Equivalente (N)

p = Expoente da Fórmula de Vida

p = 3, para rolamento de esferas

p = 10/3, para rolamento de rolos

L₁₀ = Vida Nominal (milhões de revoluções)

Nesse caso, tem-se:

- P = F_p (força de pressão exercida no rolamento) = 1000 N
- p = 10/3
- L₁₀ = 30,24

E pode-se calcular a Capacidade de Carga Dinâmica (C) a que o rolamento estará submetido:

$$\left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} = L \quad \therefore \quad C = \sqrt[3]{L} \cdot P = \sqrt[3]{30,24} \cdot 1000 \cong 2\,780,80 \text{ N}$$

Como 2 780,80 N é menor do que a Capacidade Máxima suportada pelo rolamento pré-selecionado (C = 13 400 N), este será aceito e usado como Elemento de Transferência.

10.2. DISCOS

Conforme já abordado em tópicos anteriores, o material dos discos já está definido visto que o material de ambos é o mesmo com o qual os

rolamentos são confeccionados (Aço Liga - 52100). O dimensional preliminar também já foi estabelecido nas hipóteses iniciais ($\varnothing = 100$ mm), onde sua confecção final será definida para se atender todos os requisitos de projeto.

10.2.1. Especificações Iniciais

Diâmetro externo ($\varnothing_e$) = 133,2 mm

Diâmetro efetivo ($\varnothing_n$) = 100 mm

Espessura dos Discos (e_d) = 5 mm

Raio de Arredondamento Externo (r_e) = 15 mm

Raio de Arredondamento Interno (r_i) = 10 mm

10.2.2. Refinamento das Dimensões

Tendo em vista que o dimensional do rolamento escolhido é diferente do estipulado nas hipóteses iniciais, onde a espessura era de 30 mm contra 21 mm do calculado posteriormente, é necessário calcular novas dimensões dos discos.

Com essa nova situação, tem-se:

$a_1 = 10,5$ mm (Metade da espessura do rolamento selecionado)

$i_{CVT-M\acute{a}x} = 2,0549$ (Relação de Transmissão previamente obtido)

$i_{CVT-Min} = 0,4867$ (Relação de Transmissão previamente obtido)

Com isso, pode-se calcular:

- Novo valor de b_1 : $2,0549 = \frac{b_1}{10,5} \Rightarrow b_1 \cong 21,6 \text{ mm}$
- Raio efetivo dos discos: $r_e = a_1 + b_1 = 10,5 + 21,6 = 32,1 \text{ mm}$
- Relação de Transmissão Máxima do Sistema CVT: $i_{CVT - Máx} = \frac{21,6}{10,5} = 0,4861$
- Verificação da Relação de Transmissão Mínima do Sistema CVT:
 $\frac{10,5}{21,6} = 0,4861 \Rightarrow \text{OK, valor bem próximo de } i_{CVT - Min} \text{ obtido anteriormente}$
- Nova Redução Fixa necessária: $\frac{i_{Máx}}{i_{CVT - Máx}} = \frac{3,8}{2,0571} = 1,8472$

Sabe-se que com esses novos valores para os discos, menores que os pré-estabelecidos, o rolamento (elemento de transferência) está superdimensionado. Porém, para se evitar a seleção de um rolamento muito pequeno, o rolamento a ser usado será o mesmo.

10.2.3. Especificações Finais

Diâmetro externo ($\varnothing_e$) = 85,5 mm

Diâmetro efetivo ($\varnothing_n$) = 64,2 mm

Espessura dos Discos (e_d) = 5 mm

Raio de Arredondamento Externo (r_e) = 10 mm

Raio de Arredondamento Interno (r_i) = 5 mm

Relação Fixa (i_{fixa}) = 1,8472

Relação de Transmissão Mínima (i_{Min}) = 0,90

Relação de Transmissão Máxima ($i_{Máx}$) = 3,80

Relação de Transmissão Mínima do Sistema CVT ($i_{CVT-Min}$) = 0,4861

Relação de Transmissão Máxima do Sistema CVT ($i_{CVT-Máx}$) = 2,0571

10.2.4. Desenho dos Discos

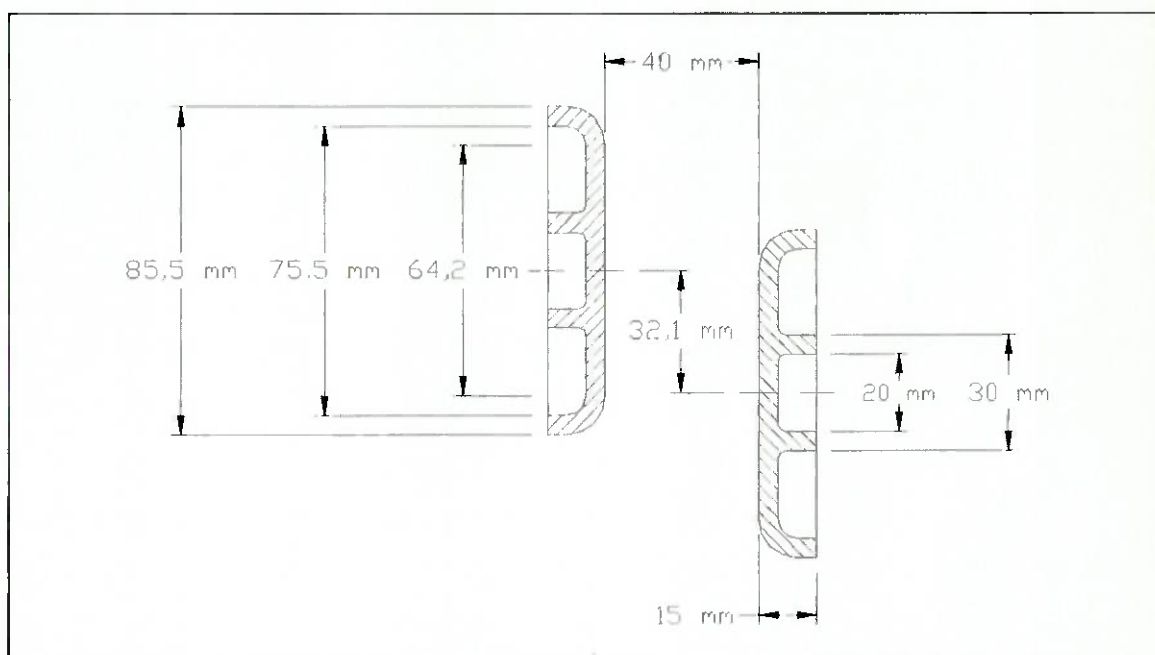


Figura 27: Desenho dos Discos

10.2.5. Pressão nos Disco

Sabe-se que para garantir a transferência de torque e potência do disco de entrada para o disco de saída, é necessário que o rolamento (elemento de transferência) seja submetido à elevadas pressões. Com isto, o óleo irá

adquirir propriedades da alta viscosidade e, conseqüentemente, passa a ser o responsável pela transferência da potência mecânica. Portanto, é mandatório que uma carga axial seja aplicada aos discos.

O contato entre duas superfícies sobre pressão gera uma área elíptica de semi-eixos *a* e *b* [19]. A pressão de contato entre duas superfícies é dada por:

$$q_0 = \frac{2.P}{\pi.b}$$

Onde: P - Carga (N/m)
B - semi-eixo elíptico
Q₀ - pressão máxima

Para o caso particular de contato de um cilindro (rolamento) contra uma superfície plana (disco), tem-se:

$$b = 1,52 \sqrt{\frac{P.R}{E}}$$

Onde: P - Carga (N/m)
R - Raio do Cilindro (rolamento)
E - Módulo de Elasticidade

O rolamento selecionado anteriormente apresenta as seguintes características:

R = 20 mm (raio externo do rolamento)

B = 21 mm (largura do rolamento)

Portanto, se a força de pressão (F_p) aplicada sobre o rolamento for igual a 1000 N, então:

$$P = \frac{Fp}{B} = \frac{1000}{21 \cdot 10^{-3}} = 47619 \text{ N / m}$$

Sabe-se que o material dos discos bem como o material do rolamento é o 52100 (Aço Liga), portanto seu módulo de elasticidade (E) vale 207 Gpa.

A partir dos dados acima é possível calcular a pressão máxima (q_0) exercida sobre o rolamento.

$$b = \sqrt{\frac{P \cdot R}{E}} = \sqrt{\frac{47619 \cdot 20 \cdot 10^{-3}}{207 \cdot 10^9}} = 6,78 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

$$q_0 = \frac{2P}{b} = \frac{95238}{6,78 \cdot 10^{-5}} = 1404,7 \text{ MPa}$$

Espera-se que com esta pressão o óleo atinja suas propriedades de alta viscosidade e, conseqüentemente, possa ser o responsável pela transmissão de torque e potência.

10.3. PARAFUSO DE POTÊNCIA

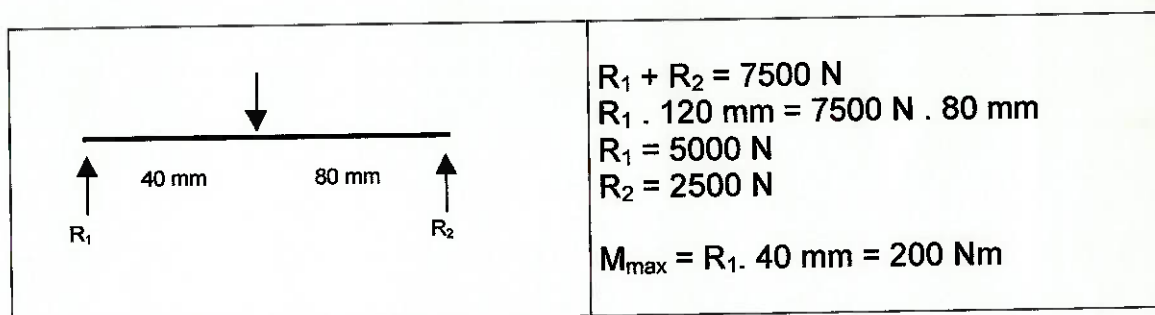
Para selecionar o parafuso de potência é necessário estimar o comprimento do mesmo. Estimando-se este comprimento, é possível verificar qual o momento fletor máximo aplicado no parafuso durante o funcionamento da CVT.

Estimando-se o comprimento do parafuso em 120 mm, pode-se calcular o momento fletor máximo quando a CVT está operando na condição de uso mais frequente no veículo para um torque de 75 Nm.

Conforme o diagrama de Corpo Livre do Sistema (Figura 22) a força cortante resultante sobre o parafuso será a soma de $F_1 + F_2$, admitindo que o rendimento do sistema seja 100% eficiente, então $F_1 = F_2$ e a força resultante é igual a $2.F_1$.

$$F_1 = M_T / r = 75 \text{ Nm} / 0,02 \text{ m} = 3750 \text{ N} \text{ (Posição intermediária do rolamento)}$$

$$\therefore \text{Força Resultante} = 2. F_1 = 7500 \text{ N}$$



Para uma análise estática do parafuso $\sigma = \frac{32.M}{\pi d^3}$

Sendo $\sigma = 861,8 \text{ Mpa}$ (Aço Liga 4340), então $d > 13,3 \text{ mm}$.

O parafuso de potência a ser utilizado no projeto será um componente padronizado [21], cujo diâmetro externo (d) vale 0,5" ou 12,7 mm, e passo (p) igual 0,1" (10 roscas por polegada).

O diâmetro médio deste parafuso é dado por:

$$d_m = d - p/2 = 1" - (0,1") / 2 = 0,95" \text{ ou } 11,43 \text{ mm}$$

Com isto será possível acoplar o rolamento, cujo diâmetro interno mede 17 mm, ao parafuso que resistirá estaticamente aos esforços externos.

10.4. DIMENSIONAMENTO DAS ENGRENAGENS

Para o cálculo das engrenagens foi utilizado um software especial de dimensionamento da EATON que se baseia nos princípios expostos no início desse item.

Através dos dados de torque e relação de transmissão pretendida, as engrenagens do sistema (redução fixa e trio de reversão) foram obtidas (Apêndices 12.13. e 12.14.) e a seguir estão seus dados principais.

10.4.1. Par de Engrenagens Sincronizadas (Redução Fixa)

Relação de Transmissão Obtida (i_{fixa}) = 1,8421

Distância entre Centros (d) = 55 mm

10.4.1.1. Pinhão

Número de Dentes (Z) = 19

Módulo (m) = 1,75

Ângulo de Pressão (α) = 20°

Ângulo de Hélice (β) = 33°

Direção da Hélice = Direita

Diâmetro Primitivo (d_p) = 39,65 mm

Diâmetro Interno (d_i) = 36,60 mm

Diâmetro Externo (d_e) = 43,50 mm

Espessura (b) = 18 mm

Força Axial (F_a) = 5733,04 N

Força Tangencial (F_t) = 9043,06 N

Força Radial (F_r) = 3291,99 N

10.4.1.2. Coroa

Número de Dentes (Z) = 35

Módulo (m) = 1,75

Ângulo de Pressão (α) = 20°

Ângulo de Hélice (β) = 33°

Direção da Hélice = Esquerda

Diâmetro Primitivo (d_p) = 73,03 mm

Diâmetro Interno (d_i) = 64,90 mm

Diâmetro Externo (d_e) = 75,35 mm

Espessura (b) = 16 mm

Força Axial (F_a) = 5733,04 N

Força Tangencial (F_t) = 9043,06 N

Força Radial (F_r) = 3291,99 N

10.4.2. Trio de Reversão (Marcha Ré)

Relação de Transmissão Obtida ($i_{Ré}$) = 1,6316

Distância entre Centros - Pinhão/Coroa (d_{P-C}) = 55 mm

Distância entre Centros - Pinhão/Intermediária (d_{P-I}) = 42 mm

Distância entre Centros - Intermediária/Coroa (d_{I-C}) = 52 mm

10.4.2.1. Pinhão

Número de Dentes (Z) = 19

Módulo (m) = 1,85

Ângulo de Pressão (α) = 20°

Diâmetro Primitivo (d_p) = 35,15 mm

Diâmetro Interno (d_i) = 31,50 mm

Diâmetro Externo (d_e) = 40,40 mm

Espessura (b) = 16 mm

Força Tangencial (F_t) = 9649,12 N

Força Radial (F_r) = 4379,20 N

10.4.2.2. Engrenagem Intermediária

Número de Dentes (Z) = 25

Módulo (m) = 1,85

Ângulo de Pressão (α) = 20°

Diâmetro Primitivo (d_p) = 46,25 mm

Diâmetro Interno (d_i) = 42,12 mm

Diâmetro Externo (d_e) = 51,02 mm

Espessura (b) = 16 mm

Força Tangencial - Pinhão (F_{t-P}) = 9649,12 N

Força Radial - Pinhão (F_{r-P}) = 4379,20 N

Força Tangencial - Coroa (F_{t-C}) = 9918,89 N

Força Radial - Coroa (F_{r-C}) = 3727,66 N

10.4.2.3. Coroa

Número de Dentes (Z) = 31

Módulo (m) = 1,85

Ângulo de Pressão (α) = 20°

Diâmetro Primitivo (d_p) = 57,35 mm

Diâmetro Interno (d_i) = 51,52 mm

Diâmetro Externo (d_e) = 60,37 mm

Espessura (b) = 16 mm

Força Tangencial (F_t) = 9918,89 N

Força Radial (F_r) = 3727,66 N

10.4.3. Par Final

Os dados a seguir somente caracterizaram o pinhão do par final. Os mesmo serão importantes para o dimensionamento do eixo de saída. O pinhão tem aspecto similar ao encontrado nas transmissões dos veículos Corsa.

10.4.3.1. Pinhão

Número de Dentes (Z) = 16

Módulo (m) = 2,22

Ângulo de Pressão (α) = 20°

Ângulo de Hélice (β) = 36°

Direção da Hélice = Direita

Diâmetro Primitivo (d_p) = 43,91 mm

Diâmetro Interno (d_i) = 41 mm

Diâmetro Externo (d_e) = 48,35 mm

Espessura (b) = 29 mm

Força Tangencial (F_t) = $2.M_t / d_p = 15081$ N

Força Axial (F_a) = $F_t \cdot \tan(\beta) = 10957$ N

Força Radial (F_r) = $F_t \cdot \tan(\alpha) = 5489$ N

10.5. DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS

Para determinar os diâmetros mínimos dos eixos de entrada, intermediário e final da transmissão em suas respectivas seções críticas, utilizou-se a fórmula de aproximação da curva de Goodman de resistência à fadiga [20].

$$d^3 = \frac{FS}{0.1} \left[\frac{1}{Sn} \left(\left(k_{Ff} M_a + \frac{k_{Fa} F_a d_i}{7.5} \right)^2 + \frac{3}{4} (k_{Ft} T_a)^2 \right)^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{Su} \left(\left(k_{Ff} M_m + \frac{k_{Fa} F_m d_i}{7.5} \right)^2 + \frac{3}{4} (k_{Ft} T_m)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]$$

Onde:

K_{Ff} = Fator de concentração de tensão para fadiga relativo ao momento fletor

K_{Fa} = Fator de concentração de tensão para fadiga relativo à força axial

K_{Ft} = Fator de concentração de tensão para fadiga relativo ao torque.

OBS: $K_F = 1 + (K_T - 1) \cdot q$

K_T = Fator de concentração de Tensão (caso estático)

q = sensibilidade (depende do material e raio de curvatura de rebaixo)

F_a = Força axial alternada

d = Diâmetro mínimo do eixo

M_a = Momento Fletor alternado

d_i = Diâmetro inicial

T_a = Torque alternado

FS = Fator de Segurança

F_m = Força axial média

Su = Limite de Ruptura do material

M_m = Momento Fletor médio

Sn = Limite de Fadiga ($0,45 \cdot Su$)

T_m = Torque alternado médio

10.5.1. Eixo Intermediário (Engrenagens Motoras)

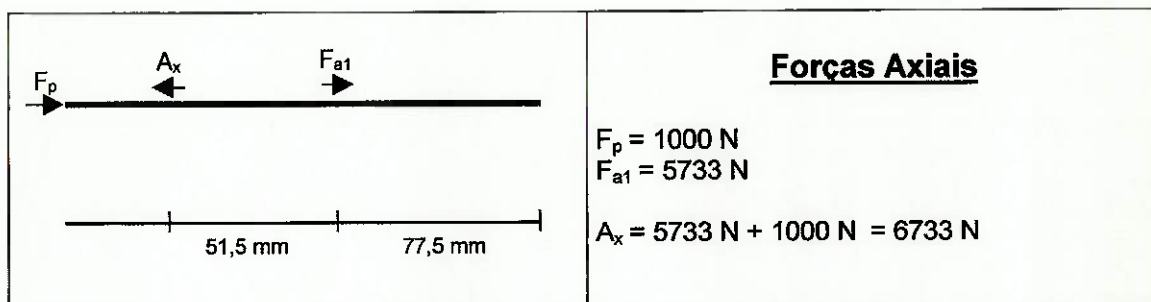
Para o cálculo de dimensionamento do eixo intermediário, o material utilizado será o aço liga 8620, o mesmo utilizado para os cálculo das engrenagens. Isto será adotado, pois é muito provável que as engrenagens sejam usinadas no próprio eixo.

10.5.1.1. Forças Axiais

F_p - Força de pressão

F_{a1} - Força axial ocasionada pelo par de redução fixa

A_x - Reação axial do mancal de rolamento A



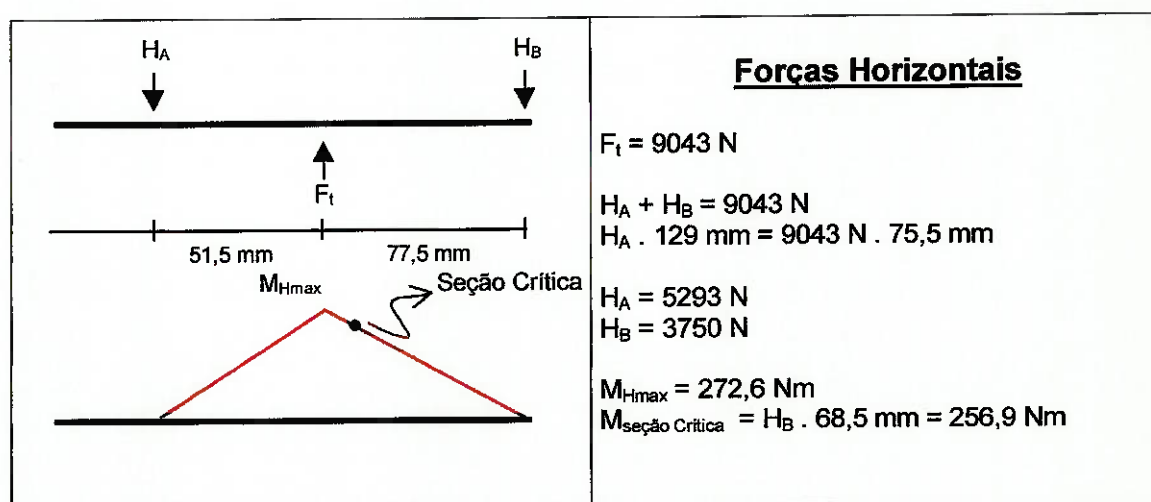
10.5.1.2. Forças Horizontais

F_{t1} - Força tangencial ocasionada pelo par de redução fixa

H_A e H_B - Reações horizontais dos mancais de rolamento A e B

M_{Hmax} - Momento fletor máximo horizontal

$M_{\text{Seção Crítica}}$ - Momento fletor a direita da engrenagem (rebaixo)



10.5.1.3. Forças Verticais

F_{r1} - Força radial ocasionada pela engrenagem helicoidal

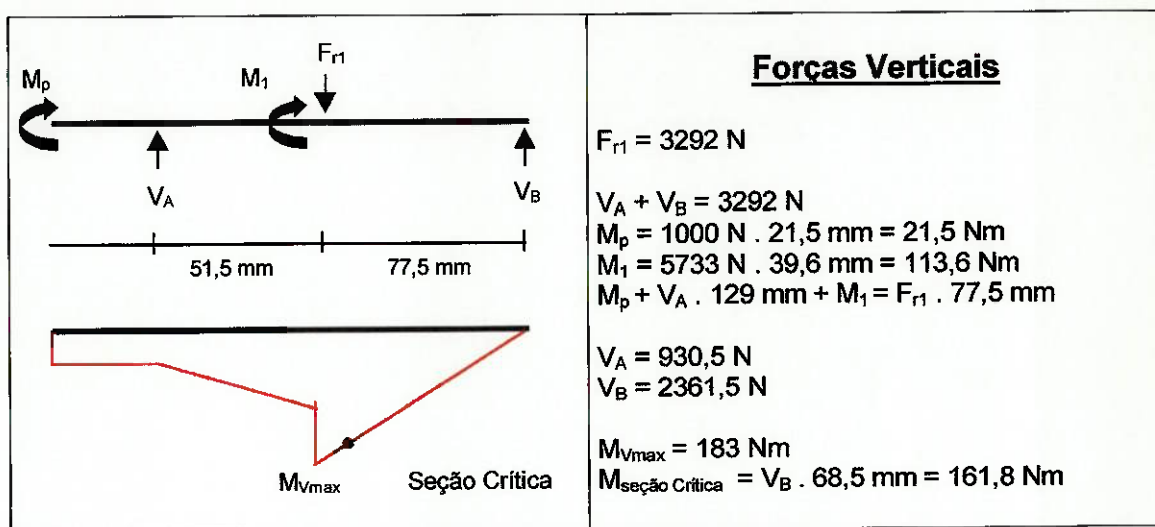
V_A e V_B - Reações verticais dos mancais de rolamento A e B

M_p = Momento fletor originado pela força de pressão (F_p) sobre o disco

M_1 = Momento fletor originado pela força axial da engrenagem (F_{a1})

M_{Vmax} - Momento fletor máximo vertical

$M_{Seção\ Crítica}$ - Momento fletor a direita da engrenagem (rebaixo)



10.5.1.4. Cálculos

Para o dimensionamento do eixo serão considerados os seguintes dados:

- $S_u = 896\text{ MPa}$ [21]
- $S_n = 0,45 \cdot S_u = 403\text{ MPa}$
- $T_m = 175\text{ Nm}$ (torque médio)
- Momento Fletor Alternado equivalente é dado por:

$$M_a = \sqrt{M_H^2 + M_V^2}$$

$$\therefore M_{a\text{ max}} = \sqrt{272,6^2 + 183^2} = 328,3\text{ Nm (momento máximo)}$$

$$Ma_{SeçãoCrítica} = \sqrt{256,9^2 + 161,8^2} = 303,6 Nm \text{ (momento da seção crítica)}$$

(O momento alternado utilizado para o dimensionamento do eixo mínimo será o da seção crítica.)

- $F_m = 6773 \text{ N}$ - Força axial sentida pela seção crítica
- $F_a = M_m = T_a = 0$
- FS (Fator de Segurança) = 1,5

Iteração I

Para a iteração I, estimam-se os valores de $K_{Ff} = K_{Ft} = K_{Fa} = 1,6$ e $F_m = F_a = d_i = 0$.

Resolvendo a expressão de Goodman: $d_i = 28,1 \text{ mm}$.

Iteração II

Para a iteração II, adota-se:

- $d_i = 28,1 \text{ mm}$
- $r = 3 \text{ mm}$ (raio de curvatura do rebaixo)
- $D = 33 \text{ mm}$ (diâmetro da raiz da engrenagem)

Então:

- $D / d_i = 1,17$

- $r/d = 0,11$

Com as relações acima é possível calcular os coeficientes de concentração de tensão K_T [21]:

$$K_{Tf} = 1,55$$

$$K_{Tt} = 1,3$$

$$K_{Ta} = 1,6$$

Como o material do eixo apresenta limite de ruptura elevado, a sensibilidade (q) é igual a 1 [21], portanto $K_F = K_T$.

Com isto , o novo valor encontrado vale: $d_{II} = 27,5$ mm.

Conclui-se que $d > 27,5$ mm (diâmetro mínimo do eixo na seção crítica).

10.5.1.5. Cálculo do Comprimento do Entalhado

Quando o momento torçor é elevado ou quando se tem um torque alternado, como é o caso de uma transmissão, é necessário um comprimento de chaveta maior do que duas vezes o comprimento do cubo, por isso se escolhe uma fixação por meio de entalhado nesses casos.

O seu dimensionamento é feito limitando-se a tensão de compressão [22], já o número de dentes é dado pelas normas DIN. Nesse estudo será utilizado um entalhado com perfil de dentes retos, normas DIN 5462 e 5463 (Apêndices 13.15. e 13.16.).

A tensão de compressão que age na face do dente é dada por:

$$\sigma = \frac{M_t}{R_m \cdot A_p \cdot z \cdot \psi} \leq \bar{\sigma}_c \quad \text{Onde:}$$

M_t - Momento Torçor
 R_m - Raio Médio
 A_p - Área Projetada Normal à Tensão de Compressão
 z - Número de Dentes
 $\psi = 0,75$ - Devido a não distribuição uniforme em todos os dentes
 σ_c - Tensão de Compressão Admissível

$$R_m = \frac{D_e + D_i}{4} \quad \text{Onde:}$$

D_e - Diâmetro Externo
 D_i - Diâmetro Interno

$$A_p = \left[\frac{D_e - D_i}{2} - (f + r) \right] L \quad \text{Onde:}$$

D_e - Diâmetro Externo
 D_i - Diâmetro Interno
 f - Proveniente da norma DIN
 r - Proveniente da norma DIN

Para o eixo intermediário, será utilizado um entalhado com perfil de dentes retos e centragem no diâmetro interno com as seguintes características normalizadas DIN 5463 (Apêndice 13.16.):

- $d_1 = 18 \text{ mm}$
- $d_2 = 22 \text{ mm}$
- $z = 6 \text{ dentes}$
- $f = 0,45 \text{ mm}$
- $r_{\text{MÁX}} = 0,2 \text{ mm}$

Além disso, sabe-se que:

- $M_{tMAX} = 175 \text{ Nm}$
- $\sigma (\text{Aço 8620 - Material do Eixo}) = S_y = 531 \text{ MPa [21]}$

Com isso, obtêm-se o valor do comprimento do entalhado (L) necessário mínimo que é de 5,42 mm, porém o comprimento adotado será de 10 mm, ganhando-se em segurança.

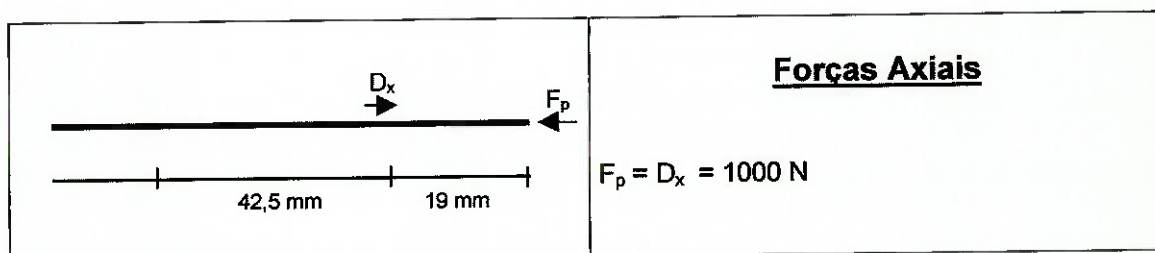
10.5.2. Eixo de Entrada

O material do eixo de entrada será um aço carbono 1040. O eixo de entrada recebe solicitações inferiores aos demais eixos do conjunto (Torque e Flexão) e, portanto, seu material será menos resistente se comparado aos demais eixos da transmissão.

10.5.2.1. Forças Axiais

F_p - Força de pressão

D_x - Reação axial do mancal de rolamento D.



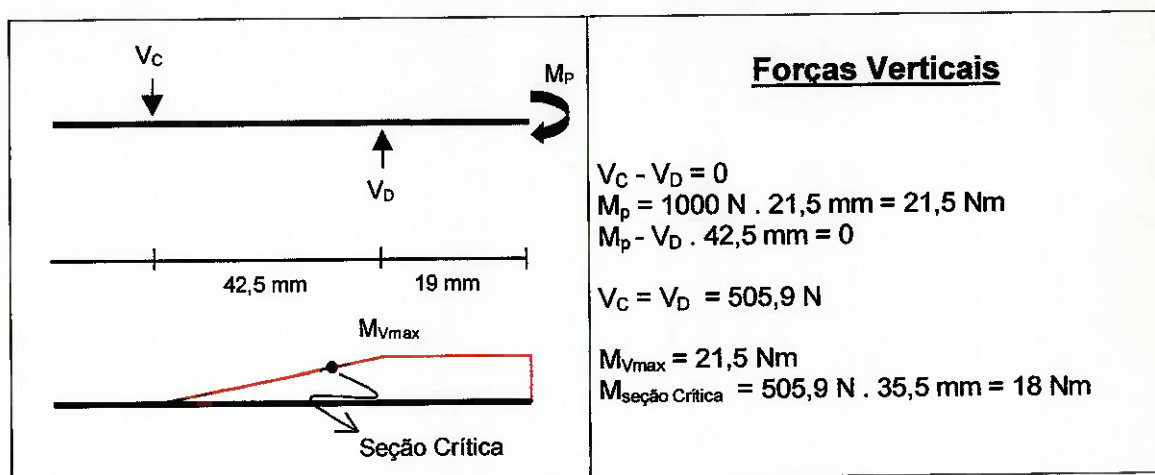
10.5.2.2. Forças Verticais

V_C e V_D - Reações verticais dos mancais de rolamento C e D

M_P = Momento fletor originado pela força de pressão (F_p) sobre o disco

M_{Vmax} - Momento fletor máximo vertical

$M_{Seção Crítica}$ - Momento fletor no rebaixo do mancal de rolamento D



10.5.2.3. Cálculos

Para o dimensionamento do eixo serão considerados os seguintes dados:

- $S_u = 620,5 \text{ MPa}$ [21]
- $S_n = 0,45 \cdot S_u = 279,2 \text{ MPa}$
- $T_m = 80 \text{ Nm}$ (torque médio)
- $M_{aSeção Crítica} = 18 \text{ Nm}$ (momento da seção crítica)
- $F_m = 1000 \text{ N}$ - Força axial sentida pela seção crítica
- $F_a = M_m = T_a = 0$

- FS (Fator de Segurança) = 1,5

Iteração I

Para a iteração I, estimam-se os valores de $K_{Ff} = K_{Ft} = K_{Fa} = 1,6$ e $F_M = F_A = d_i = 0$.

Resolvendo a expressão de Goodman: $d_i = 16,2$ mm.

Iteração II

Para a iteração II, adota-se:

- $d_i = 16,2$ mm
- $r = 1$ mm (raio de curvatura do rebaixo)
- $D = 26$ mm

Então:

- $D / d_i = 1,3$
- $r / d = 0,062$

Com as relações acima é possível calcular os coeficientes de concentração de tensão K_T [21].

$$K_{Tf} = 1,8$$

$$K_{Tt} = 1,55$$

$$K_{Ta} = 1,7$$

O valor da sensibilidade (q) para os esforços de flexão e compressão (q_f e q_a) vale 0,6, enquanto que para os esforços de torção (q_t) vale 0,65. Assim os valores dos fatores de concentração de tensões para fadiga são:

$$K_{Ff} = 1,48$$

$$K_{Ft} = 1,36$$

$$K_{Fa} = 1,42$$

Com isto , o novo valor encontrado vale: $d_{II} = 15,5$ mm.

Conclui-se que $d > 15,5$ mm (diâmetro mínimo na seção crítica).

10.5.2.4. Cálculo do Comprimento do Entalhado

Para o eixo de entrada, também será utilizado um entalhado com perfil de dentes retos e centragem no diâmetro interno com as seguintes características normalizadas DIN 5463 (Apêndice 13.16.):

- $d_1 = 18$ mm
- $d_2 = 22$ mm
- $z = 6$ dentes
- $f = 0,45$ mm
- $r_{MAX} = 0,2$ mm

Além disso, sabe-se que:

- $M_{tMAX} = 80 \text{ Nm}$
- $\sigma (\text{Aço 1040 - Material do Eixo}) = S_y = 413,7 \text{ MPa [21]}$

Com isso, obtêm-se o valor do comprimento do entalhado (L) necessário mínimo que é de 3,18 mm, porém será adotado o comprimento de 10 mm, ganhando-se em segurança.

10.5.3. Eixo de Saída (Engrenagens Movidas - "Loucas")

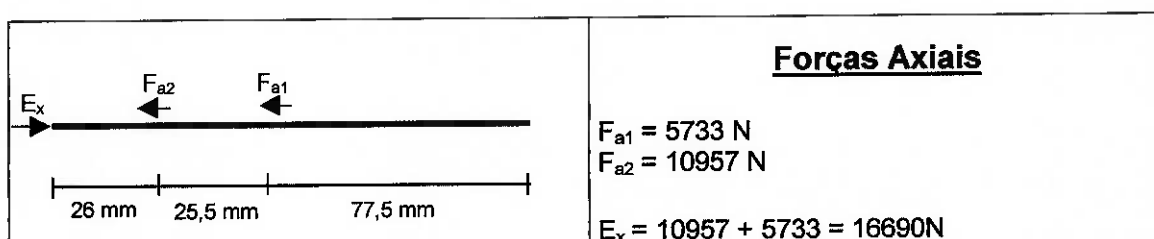
O eixo de saída será confeccionado com o Aço Liga 4140, que é um material com tensão de ruptura superior ao 8620. Isto é coerente visto que o eixo de saída é submetido a maiores torques.

10.5.3.1. Forças Axiais

F_{a1} - Força axial ocasionada pelo par de redução fixa

F_{a2} - Força axial ocasionada pelo par final

E_x - Reação axial do mancal de rolamento E.



10.5.3.2. Forças Horizontais

F_{t1} - Força tangencial ocasionada pelo par de redução fixa

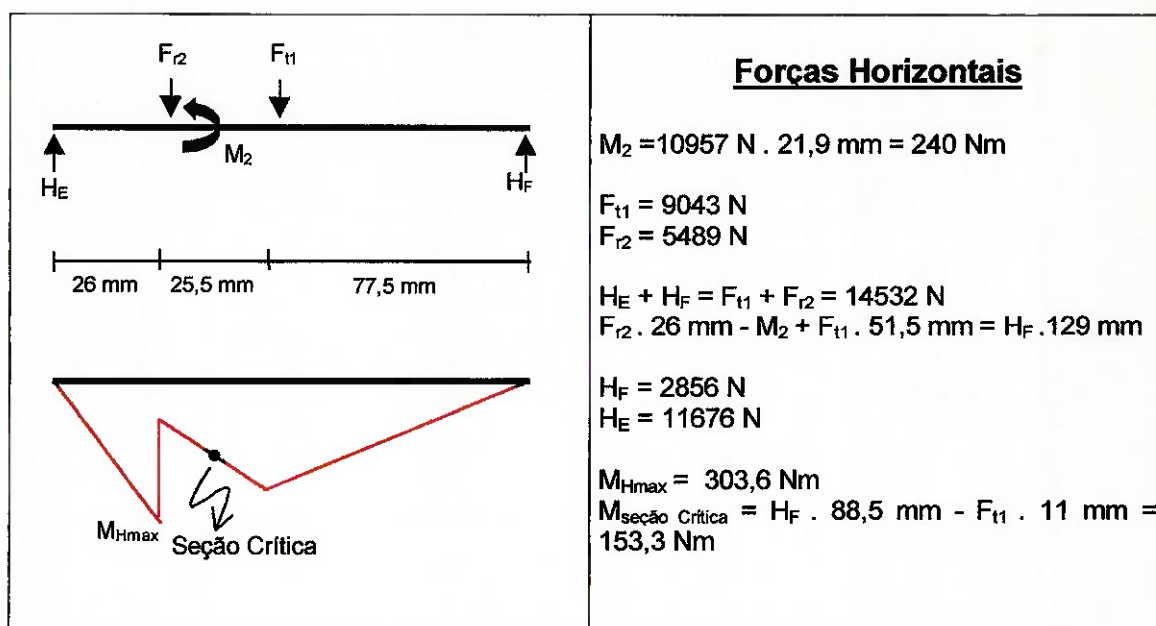
F_{r2} - Força radial ocasionada pelo par final

M_2 - Momento fletor originado pela força axial do par final

H_E e H_F - Reações horizontais dos mancais de rolamento E e F

M_{Hmax} - Momento fletor máximo horizontal

$M_{Seção Crítica}$ - Momento fletor a direita do pinhão (par final)



10.5.3.3. Forças Verticais

F_{r1} - Força radial ocasionada pelo par de redução fixa

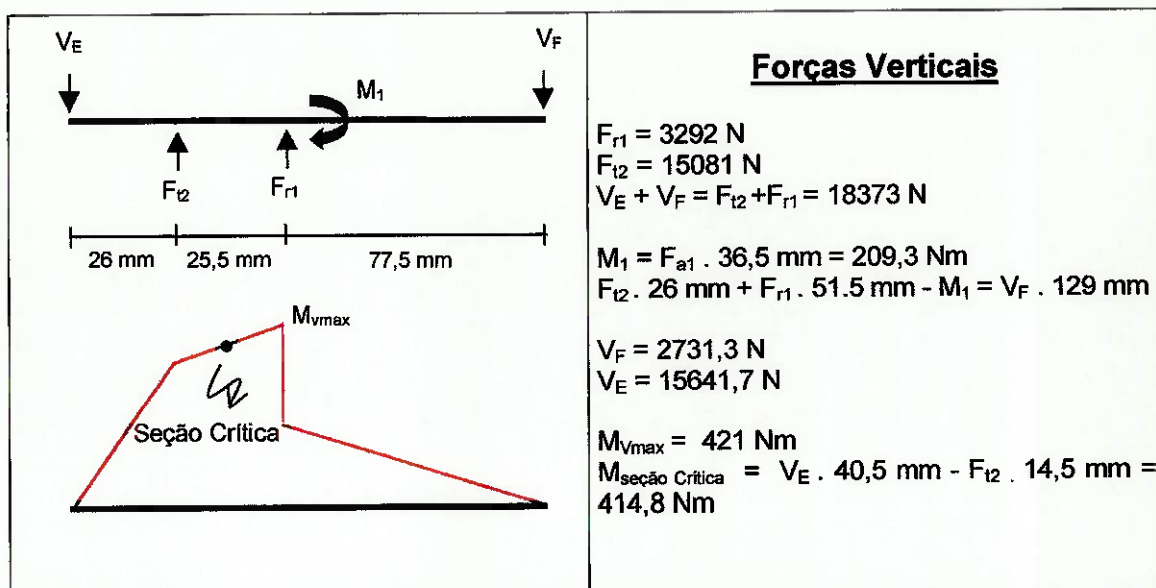
F_{t2} - Força tangencial ocasionada pelo par final

V_E e V_F - Reações horizontais dos mancais de rolamento E e F

M_1 - Momento fletor originado pela força axial do par de redução fixa

M_{Vmax} - Momento fletor máximo vertical

$M_{\text{Seção Crítica}}$ - Momento fletor a direita do pinhão (par final)



10.5.3.4. Cálculos

Para o dimensionamento do eixo serão considerados os seguintes dados:

- $S_u = 1020,4 \text{ MPa}$ [21]
- $S_n = 0,45 \cdot S_u = 459,2 \text{ MPa}$
- $T_m = 330,2 \text{ Nm}$ (torque médio)
- $M_{\text{Seção Crítica}} = \sqrt{153,3^2 + 414,8^2} = 442,2 \text{ Nm}$ (momento da seção crítica)
- $F_m = 5733 \text{ N}$ - Força axial sentida pela seção crítica
- $F_a = M_m = T_a = 0$
- FS (Fator de Segurança) = 1,5

Iteração I

Para a iteração I, estimam-se os valores de $K_{Ff} = K_{Ft} = K_{Fa} = 1,6$ e $F_m = F_a = d_i = 0$.

Resolvendo a expressão de Goodman: $d_i = 31$ mm.

Iteração II

Para a iteração II, adota-se:

- $d_i = 31$
- $r = 3$ mm (raio de curvatura do rebaixo)
- $D = 41$ mm (diâmetro da raiz da engrenagem)

Então:

- $D / d_i = 1,32$
- $r / d = 0,097$

Com as relações acima é possível calcular os coeficientes de concentração de tensão K_T [21]:

$$K_{Tf} = 1,65$$

$$K_{Tt} = 1,38$$

$$K_{Ta} = 1,8$$

Como o material do eixo apresenta limite de ruptura elevado, a sensibilidade (q) é igual a 1 [21], portanto $K_F = K_T$.

Com isto , o novo valor encontrado vale: $d_{II} = 30,9$ mm.

Conclui-se que $d > 30,9$ mm (diâmetro mínimo do eixo na seção crítica).

Para este eixo em específico, existe uma outra região que apesar de não apresentar concentradores de tensão apresenta Momento Fletor Alternado elevado. Esta região é onde a engrenagem "louca" do par de redução fixa é posicionada.

Para seu dimensionamento será utilizado $K_{Ff} = K_{Ft} = K_{Fa} = 1$, e momento alternado: $M_a = \sqrt{221,3^2 + 421^2} = 475,6 Nm$

Resolvendo a expressão de Goodman: $d_I = 27 mm$

Portanto, nesta região $d > 27$ mm.

10.5.3.5. Cálculo do Comprimento do Entalhado

Para o eixo de entrada, será utilizado mais uma vez um entalhado com perfil de dentes retos e centragem no diâmetro interno com as seguintes características normalizadas DIN 5463 (Apêndice 13.16.):

- $d_1 = 28$ mm
- $d_2 = 34$ mm
- $z = 6$ dentes
- $f = 1,70$ mm
- $r_{MAX} = 0,3$ mm

Além disso, sabe-se que:

- $M_{tMAX} = 330,2 \text{ Nm}$
- $\sigma (\text{Aço 8620 - Material do Eixo}) = S_y = 531 \text{ MPa [21]}$

Com isso, obtêm-se o valor do comprimento do entalhado (L) necessário mínimo que é de 8,92 mm, porém o comprimento adotado será de 10 mm, ganhando-se em segurança.

10.6. MANCAIS DE ROLAMENTO

Os cálculos para seleção dos rolamentos seguem a fórmula ISO [11] para o Cálculo da Vida Nominal de um rolamento.

$$\left(\frac{C}{P} \right)^p = L_{10} \quad \text{Onde:}$$

C = Capacidade de Carga Dinâmica (N)
 P = Carga Dinâmica Equivalente (N)
 p = Expoente da Fórmula de Vida
 $p = 3$, para rolamento de esferas
 $p = 10/3$, para rolamento de rolos
 L_{10} = Vida Nominal (milhões de revoluções)

Neste caso, a Força Radial Equivalente (F_R) é dada pela soma vetorial das reações vertical e horizontal sentidas por cada mancal. Isto é valido visto que será analisado somente o caso de engrenamento da redução fixa, desprezando-se assim o uso do trio de reversão como parâmetro de cálculo.

$$F_R = \sqrt{(R_H^2 + R_V^2)}$$

10.6.1. Eixo Intermediário

Para a escolha dos rolamentos deste eixo, os seguintes parâmetros devem ser adotados:

- Rotação mínima do eixo intermediário: $\omega = \frac{\omega_{motor}}{i_{max}} = \frac{3000}{2.0571} = 1448rpm$
- Tempo de uso máximo do rolamento nessa condição: $t = 50 \text{ horas} = 3000 \text{ minuto}$

Sabendo-se disso, pode-se calcular a vida prevista para o rolamento:

$$L_{10} (\text{vida nominal}) = \omega_{\text{Rolamento}} \cdot t (\text{min}) = 1448 \cdot 3000 = 4,3 \cdot 10^6 \text{ revoluções}$$

10.6.1.1. Mancal de Rolamento A

Este mancal deverá suportar, além das cargas radiais (normais), as cargas axiais no eixo intermediário.

Nesse caso, tem-se:

- Diâmetro interno (d) = 25 mm
- $F_R = \sqrt{H_A + V_A} = \sqrt{5293^2 + 930,5^2} = 5374,2N$
- $F_A = 6733 \text{ N}$ (Força Axial)
- $p = 3$

- $L_{10} = 4,3$

Portanto, para que as cargas axiais possam ser suportadas, será utilizado um rolamento de esferas de contato angular (carreira única e montado individualmente).

Como $F_A / F_R = 1,25$ ($F_A / F_R \geq 1,14$) e $P = 0,35 F_R + 0,57 F_A = 5844,8 \text{ N}$ [11], pode-se calcular a Capacidade de Carga Dinâmica (C) a que o rolamento estará submetido:

$$\left(\frac{C}{P} \right)^3 = L \quad \therefore \quad C = \sqrt[3]{L \cdot P} = \sqrt[3]{4,3 \cdot 5844,8 \text{ N}} \cong 9504,4 \text{ N}$$

Conclui-se que o rolamento escolhido é o 7205BE cuja capacidade de carga dinâmica máxima vale 15600 N [11]. Onde :

- Diâmetro externo (D) = 52 mm
- Espessura (B) = 15 mm
- Raio de arredondamento (r) = 1 mm

10.6.1.2. Mancal de Rolamento B

Este mancal deverá suportar somente cargas radiais (normais).

Nesse caso, tem-se:

- Diâmetro interno (d) = 25 mm

- $F_R = \sqrt{H_B + V_B} = \sqrt{3750^2 + 2361,5^2} = 4431,6 N$
- $p = 3$
- $L_{10} = 4,3$

Portanto, será utilizado um rolamento de esferas de carreira única e montado individualmente.

Como $P = F_R = 4431,6 N$, pode-se calcular a Capacidade de Carga Dinâmica (C) a que o rolamento estará submetido:

$$\left(\frac{C}{P}\right)^3 = L \quad \therefore \quad C = \sqrt[3]{L} \cdot P = \sqrt[3]{4,3} \cdot 4431,6 N \cong 7206,4 N$$

Conclui-se que o rolamento escolhido é o 16005 cuja capacidade de carga dinâmica máxima vale 7610 N [11]. Onde:

- Diâmetro externo (D) = 47 mm
- Espessura (B) = 8 mm
- Raio de arredondamento (r) = 0,3 mm

10.6.2. Eixo de Entrada

Os seguintes parâmetros devem ser adotados:

- Rotação do motor a potência máxima: $\omega = 3000 \text{ rpm}$ (Torque = 80 Nm)

- Tempo de uso máximo do rolamento nessa condição: $t = 50 \text{ horas} = 3000 \text{ minuto}$

Sabendo-se disso, pode-se calcular a vida prevista para o rolamento:

$$L_{10} (\text{vida nominal}) = \omega_{\text{Rolamento}} \cdot t(\text{min}) = 3000 \cdot 3000 = 9 \cdot 10^6 \text{ revoluções}$$

10.6.2.1. Mancal de Rolamento C

Este mancal não será calculado visto que será componente do volante (flywheel) que é justamente a interface entre o motor e a transmissão. A função deste volante será detalhada adiante nas Considerações Finais deste projeto.

10.6.2.2. Mancal de Rolamento D

Este mancal deverá suportar, além das cargas radiais (normais), as cargas axiais.

Nesse caso, tem-se:

- Diâmetro interno (d) = 20 mm
- $F_R = V_D = 505,9 \text{ N}$
- $F_A = 1000 \text{ N}$ (Força Axial)
- $p = 3$
- $L_{10} = 9$

Portanto, para que as cargas axiais possam ser suportadas, será utilizado um rolamento de esferas de contato angular (carreira única e montado individualmente). Como $F_A / F_R = 1,98$ ($F_A / F_R > 1,14$) e $P = 0,35F_R + 0,57F_A = 0,35 \cdot 505,9 \text{ N} + 0,93 \cdot 1000 \text{ N} = 1107 \text{ N}$ [11], pode-se calcular a Capacidade de Carga Dinâmica (C) a que o rolamento estará submetido:

$$\left(\frac{C}{P} \right)^3 = L \quad \therefore \quad C = \sqrt[3]{L \cdot P} = \sqrt[3]{9 \cdot 1107} \cong 2303 \text{ N}$$

Conclui-se que o rolamento escolhido é o 7204BE cuja capacidade de carga dinâmica máxima vale 14000 N. Onde:

- Diâmetro externo (D) = 47 mm
- Espessura (B) = 14 mm
- Raio de arredondamento (r) = 1 mm

10.6.3. Eixo de Saída

Para a escolha dos rolamentos deste eixo, os seguintes parâmetros devem ser adotados:

- Rotação mínima do eixo de saída: $\omega = \frac{\omega_{int}}{i_{eng}} = \frac{1448}{1.8472} = 783,9rpm$
- Tempo de uso máximo do rolamento nessa condição: $t = 50 \text{ horas} = 3000 \text{ minuto}$

Sabendo-se disso, pode-se calcular a vida prevista para o rolamento:

$$L_{10} \text{ (vida nominal)} = \omega_{\text{Rolamento}} \cdot t \text{ (min)} = 783,9 \cdot 3000 = 2,35 \cdot 10^6 \text{ revoluções}$$

10.6.3.1. Mancal de Rolamento E

Este mancal deverá suportar, além das cargas radiais (normais), as cargas axiais no eixo de saída.

Nesse caso, tem-se:

- Diâmetro interno (d) = 25 mm
- $F_R = \sqrt{H_E + V_E} = \sqrt{11676^2 + 14641,7^2} = 19519 \text{ N}$
- $F_A = 16690 \text{ N}$ (Força Axial)
- $p = 3$
- $L_{10} = 2,35$

Portanto, para que as cargas axiais possam ser suportadas, será utilizado um rolamento de esferas de contato angular (carreira única e montado individualmente). Como $F_A / F_R = 0,85$ ($F_A / F_R \leq 1,14$) e $P = F_R = 19519 \text{ N}$ [11], pode-se calcular a Capacidade de Carga Dinâmica (C) a que o rolamento estará submetido:

$$\left(\frac{C}{P} \right)^3 = L \quad \therefore \quad C = \sqrt[3]{L \cdot P} = \sqrt[3]{2,35 \cdot 19519 \text{ N}} \cong 25950,5 \text{ N}$$

Conclui-se que o rolamento escolhido é o 7305BE cuja capacidade de carga dinâmica máxima vale 26000 N [11]. Onde :

- Diâmetro externo (D) = 62 mm
- Espessura (B) = 17 mm
- Raio de arredondamento (r) = 1 mm

10.6.3.2. Mancal de Rolamento F

Este mancal deverá suportar somente cargas radiais (normais).

Nesse caso, tem-se:

- Diâmetro interno (d) = 25 mm
- $F_R = \sqrt{H_F + V_F} = \sqrt{2851^2 + 2731,3^2} = 3948,2 N$
- $p = 3$
- $L_{10} = 2,35$

Portanto, será utilizado um rolamento de esferas de carreira única e montado individualmente. Como $P = F_R = 3948,2 N$, pode-se calcular a Capacidade de Carga Dinâmica (C) a que o rolamento estará submetido:

$$\left(\frac{C}{P}\right)^3 = L \quad \therefore \quad C = \sqrt[3]{L} \cdot P = \sqrt[3]{2,35} \cdot 3948,2 N \cong 5249 N$$

Conclui-se que o rolamento escolhido é o 61905 cuja capacidade de carga dinâmica máxima vale 6630 N [11]. Onde:

- Diâmetro externo (D) = 42 mm
- Espessura (B) = 9 mm
- Raio de arredondamento (r) = 0,3 mm

10.7. DETALHE DOS EIXOS

10.7.1. Eixo Intermediário

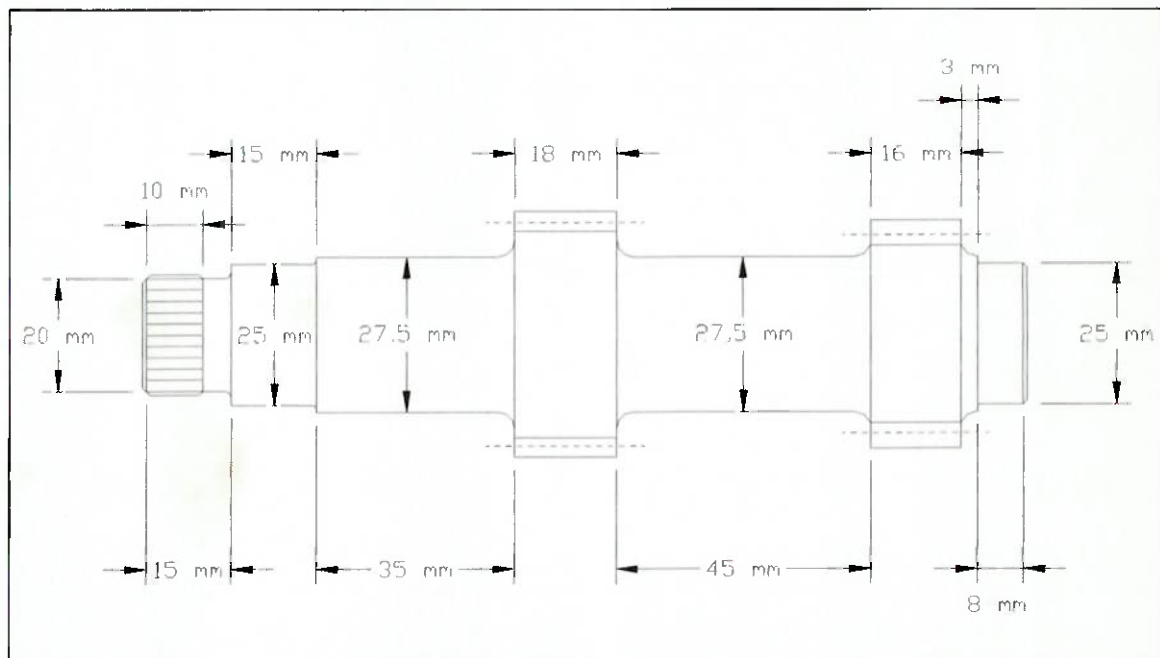


Figura 28: Desenho do Eixo Intermediário

10.7.2. Eixo de Entrada

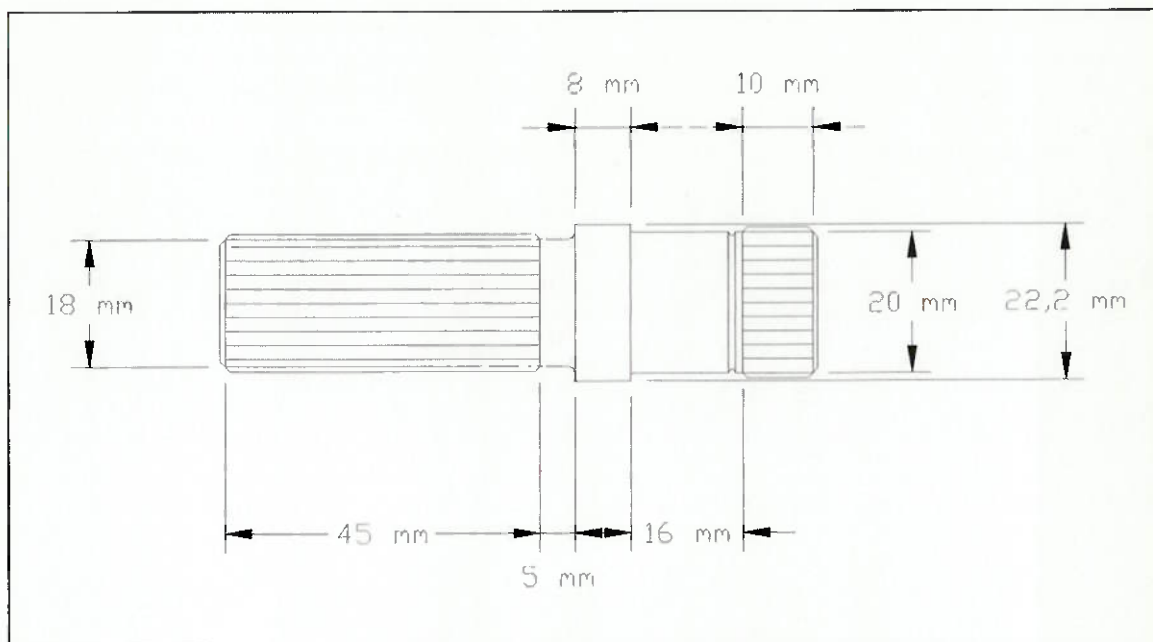


Figura 29: Desenho do Eixo de Entrada

10.7.3. Eixo de Saída

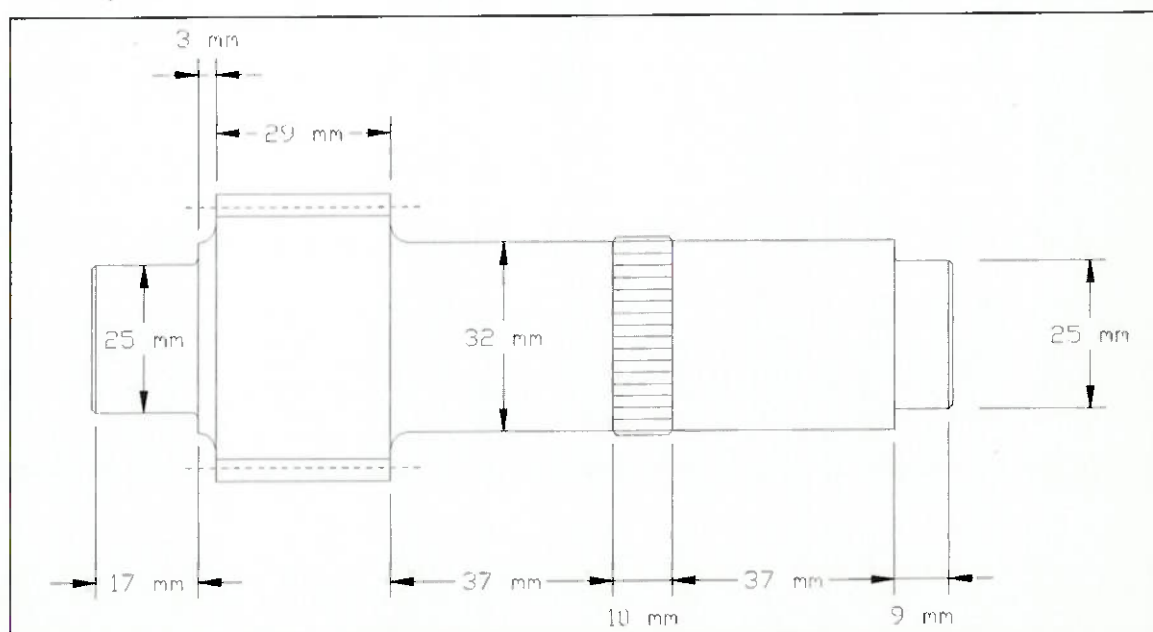


Figura 30: Desenho do Eixo de Saída

10.8. PAR FINAL E DIFERENCIAL (ENGRENAGENS CÔNICAS)

A relação de par final será a mesma que o Automóvel Corsa 1.0L utiliza que é de 4,31. Portanto, o desenho do pinhão e coroa, bem como as Engrenagens Cônicas e os rolamentos do conjunto do diferencial, a serem utilizados serão os mesmos da transmissão mecânica que hoje é normal de produção.

11. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Ao fim desse estudo é necessário se salientar que existem alguns itens que ainda merecem atenção especial, seja pelo comprimento dos objetivos propostos ou pela necessidade de estudos posteriores mais detalhados.

11.1. ÓLEO DA TRANSMISSÃO

Ao se analisar o projeto, logo se verifica que um item que apresenta uma certa criticidade, é o contato direto entre o rolamento (elemento de transferência) e os discos. Talvez, as dúvidas mais pertinentes sejam:

- 1- Como garantir que não haja um desgaste excessivo dos discos e do rolamento, visto que o contato metal / metal é muito grande?
- 2- É possível transmitir potência do disco para o rolamento sem que não haja escorregamento?

O óleo da transmissão é um item que deve ter uma grande importância para o bom funcionamento desta transmissão. Conforme explanado em tópicos anteriores deste projeto, o óleo utilizado será um fluido de tração (SANTOTRAC) com propriedades específicas, este óleo quando submetido a altas pressões tem sua viscosidade aumentada.

Portanto, ao atingir este estado, o óleo passa a ser o grande responsável pela transmissão de força (cisalhamento), ou seja, o óleo garante o não escorregamento entre o rolamento e os discos, e o contato metal / metal é bruscamente minimizado.

Sistemas existentes, como é o caso da transmissão CVT do tipo toroidal, partem da mesma condição. Atualmente, existem protótipos montados com este conceito que parece ser viável. Portanto, a idéia do sistema proposto neste projeto é perfeitamente aceitável.

11.2. VOLANTE (FLYWHEEL)

A transmissão proposta neste estudo, não utilizará um sistema de embreagem convencional que é montado num carro com transmissão mecânica.

Sabe-se que a embreagem, para uma transmissão mecânica, apresenta duas funções: desacoplamento do motor para facilitar as trocas de marcha da transmissão e amortecimento dos picos de torque provenientes do motor.

Com relação ao desacoplamento, o problema foi solucionado com o formato geométrico dos discos aliado ao controle do motor de passo.

Para suprir sua função de amortecimento será adotado um volante (flywheel) que apresenta molas responsáveis por minimizar os picos de torque do motor. Esta idéia é proveniente da transmissão CVT da Honda.

Este volante será montado no eixo de entrada da transmissão CVT proposta, mais precisamente na interface do motor com a transmissão.

11.3. TRAVA PARA A CONDIÇÃO DE ESTACIONAMENTO.

O dispositivo para o acionamento da trava é totalmente mecânico, quando esta condição de uso é selecionada, o cabo que é conectado à alavanca é tracionado e com isto o dispositivo trava a roda dentada, impedindo assim o movimento do carro. A roda dentada fará parte da luva do conjunto de sincronização. Isto visa facilitar o acionamento dos garfos, que também é mecânico e depende do acionamento da alavanca, para engate da relação fixa e trio de reversão. Assim o mecanismo para as condições Normal (D), Marcha Ré (R) e Estacionar (P) será muito facilitado.

A trava utilizada será semelhante ao que é mostrado na figura abaixo.

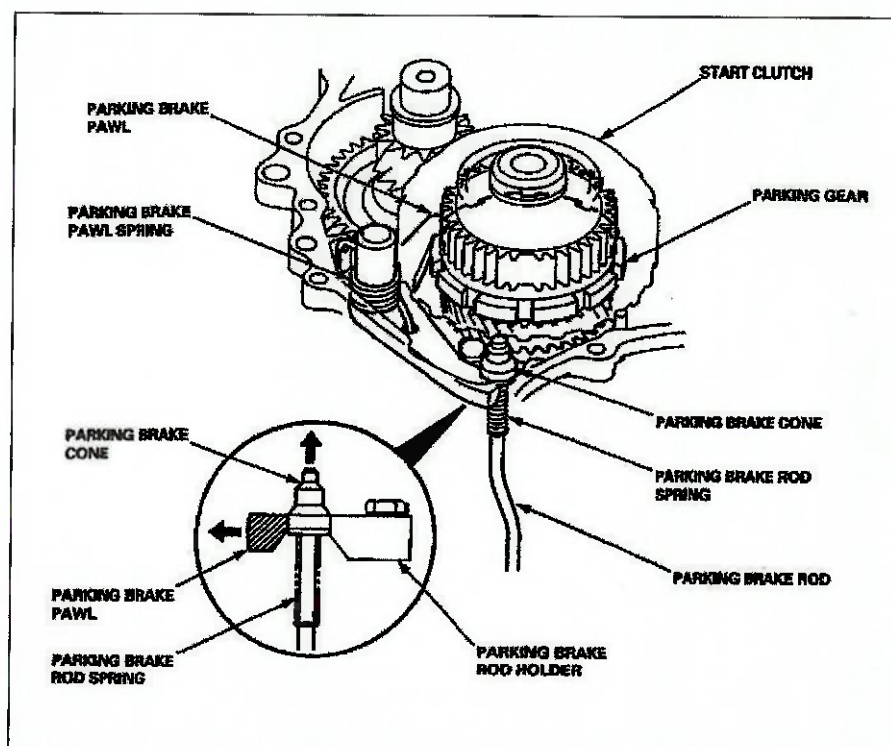


Figura 31: Trava para a Condição de Estacionamento

11.4. PRESSÃO NOS DISCOS

Como já explicado anteriormente, para que o óleo passe a ter uma alta viscosidade, transmitindo assim o torque necessário entre os discos, é necessário que ele seja submetido a grandes pressões.

Sabendo-se disso, nesse estudo considerou-se uma força de 1000 N, aplicada nos discos através de uma mola, para que essa condição de alta de pressão fosse atingida. Através de alguns cálculos, chegou-se a um valor de aproximadamente 50 KPa valor que aparentemente resolveria esse problema com o óleo.

Porém, como não foi construído nenhum protótipo com o intuito de se testar se essa pressão é suficiente, não temos como validar essa questão merecendo um estudo mais detalhado.

11.5. RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO

Foi proposto no início desse estudo a substituição da transmissão mecânica convencional pela CVT, com isso, criou-se a necessidade de se manter as relações de transmissão máxima e mínima existentes atualmente no Corsa, que são:

- Relação de Transmissão Mínima: 0,90
- Relação de Transmissão Máxima: 3,80

Sabendo-se disso, foram dimensionados os discos e as engrenagens de redução fixa para se obter valores próximos a esses. Agora que todos os sistemas já estão dimensionados, chegou-se aos seguintes valores:

- Relação de Transmissão Mínima: 0,90
- Relação de Transmissão Máxima: 3,79

Portanto percebe-se que nesse item os objetivos do estudo foram plenamente atingidos, algo de suma importância já que, com isso, garante-se a substituição da transmissão sem maiores mudanças no comportamento do automóvel.

11.6. TAMANHO DA TRANSMISSÃO PROPOSTA

Uma das principais preocupações desse trabalho era com relação ao tamanho dessa transmissão, já que, como já foi dito, a idéia era se substituir a existente atualmente com a CVT. Para tanto, havia a necessidade de que o tamanho dessa nova transmissão fosse compatível e semelhante com a atual.

Depois que todos os discos, eixos, mancais de rolamento e engrenagens foram dimensionados, chegou-se ao seguinte conjunto:

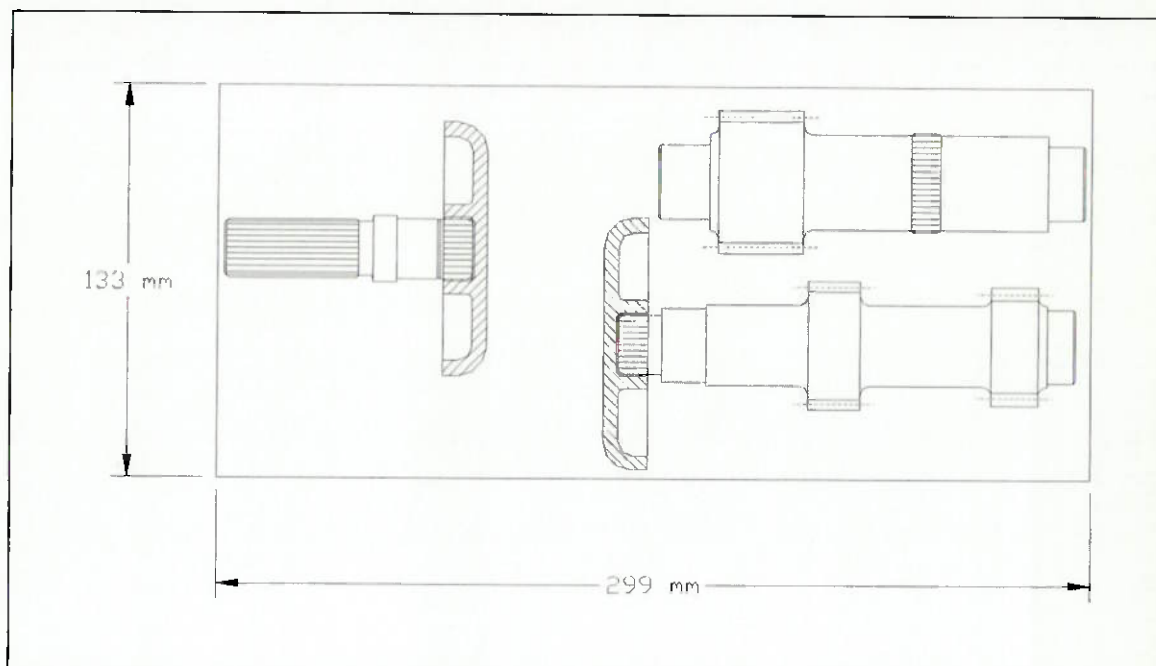


Figura 32: Lay-Out da Transmissão CVT

Como nos carros populares o motor e a transmissão são montados transversalmente na carroceria, uma dimensão muito importante é o comprimento. Como pode-se observar na figura, para a transmissão CVT projetada nesse estudo o comprimento vale 299 mm, valor esse muito bom visto que o comprimento da transmissão convencional, do Corsa por exemplo, vale 360 mm.

Isso torna a CVT aqui apresentada não somente compatível com o tamanho já reduzido do compartimento do motor desse tipo de automóvel, mas também possível de montagem já que é até menor que a que equipa esses carros atualmente.

12.REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

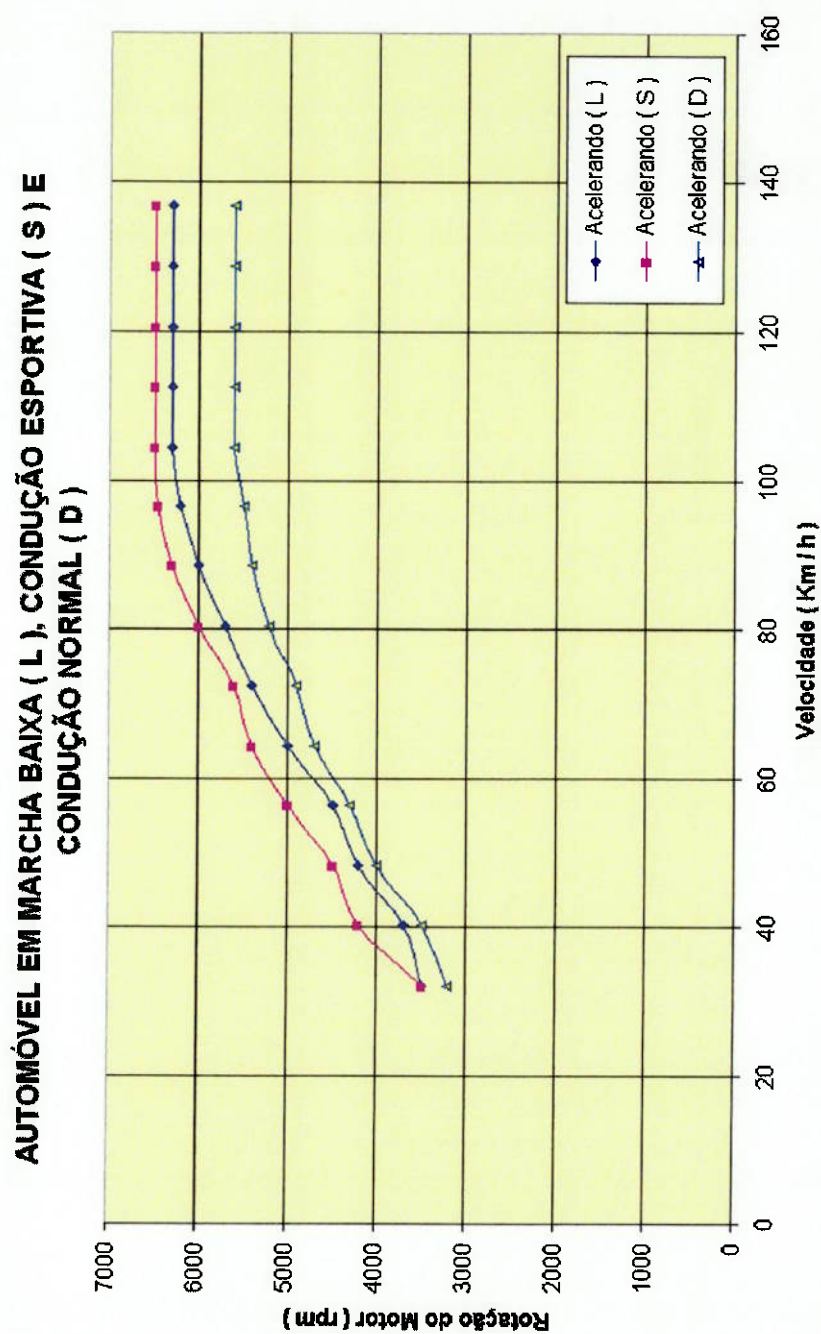
- [1] MECHANICAL ENGINEERING. The American Society of Mechanical Engineers (ASME), v.116, n.11, p.64-68, Nov. 1994.
- [2] AUTOMOTIVE ENGINEERING. The Society of Automotive Engineers (SAE), v.104, n.3, p.77-82, Mar. 1996.
- [3] ABO, K.; KOBAYASHI, M.; KUROSAWA, M. **Development of a Metal Belt-Drive CVT Incorporating a Torque Converter for Use with 2-Liter Class Engines**. Paper técnico SAE Nº 980823. / Apresentado ao International Congress and Exposition, Detroit, Fev. 1998 /
- [4] CAR AND DRIVER. New York, vários números, 1995-7.
- [5] AUTOMOBILE MAGAZINE. New York, Jan. 1996.
- [6] QUATRO RODAS. São Paulo, vários números, 1997-99.
- [7] HONDA AUTOMOBILES - 1999 MODEL YEAR. Página da Internet, <http://www.honda1999.com/>.
- [8] UNITED STATES ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY'S HOMEPAGE. Página da Internet, <http://www.epa.gov/>.
- [9] UNOFFICIAL HONDA CVT HOME PAGE. Página da Internet, <http://www.hp-planet.com/~hondacvt/>.
- [10] ARTOBOLEVSKY, I.I.; tradução de WEINSTEIN, N. **Mechanisms in Modern Engineering Design**. Volume IV: Cam and Friction Mechanisms Flexible-Link Mechanisms, 1ª ed., Moscow, p.409-427, 1977.
- [11] SKF. **Catálogo geral**. Torino, 1989.

- [12] TECH TALK: JORNAL DA ENGENHARIA DA MOBILIDADE. São Paulo, ano 3, n.21, Maio 1999.
- [13] ALVES, M.A.L., MASSARANI, M., KAMINSKI, P.C., RAMOS Jr., R., SALVAGNI, R.B. **Apostila do curso de Metodologia de Projeto**. São Paulo, EPUSP, 1997. / Apostila da disciplina PMC-475: Metodologia de Projeto. Xerocopiado /
- [14] KUAE, L.K.N., BONESIO, M.C.M., VILLELA, M.C.O.; editoração de REIS, M.G.C. **Diretrizes para apresentação de Dissertações e Testes**. São Paulo, 1991. Serviço de Bibliotecas, Escola Politécnica, Universidade de São Paulo.
- [15] CISNEROS, C.A.F. **Projeto de um Redutor Planetário Composto a Tração**. São Paulo, 1996. Trabalho de Formatura, Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica, Universidade de São Paulo.
- [16] CIRNE, F.B., DICK, C.Q. **Sistema de Transmissão para Automóvel de Uso Urbano de Pequeno Porte**. São Paulo, 1996. Trabalho de Formatura, Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica, Universidade de São Paulo.
- [17] RENDA Jr., J.C. **Sistema de Transmissão para Veículo de Transporte Coletivo Urbano**. São Paulo, 1997. Trabalho de Formatura, Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica, Universidade de São Paulo.
- [18] CUNHA, S.G.T. **Transmissão para um Veículo Fora de Estrada do Tipo Mini-Baja**. São Paulo, 1998. Trabalho de Formatura, Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica, Universidade de São Paulo.

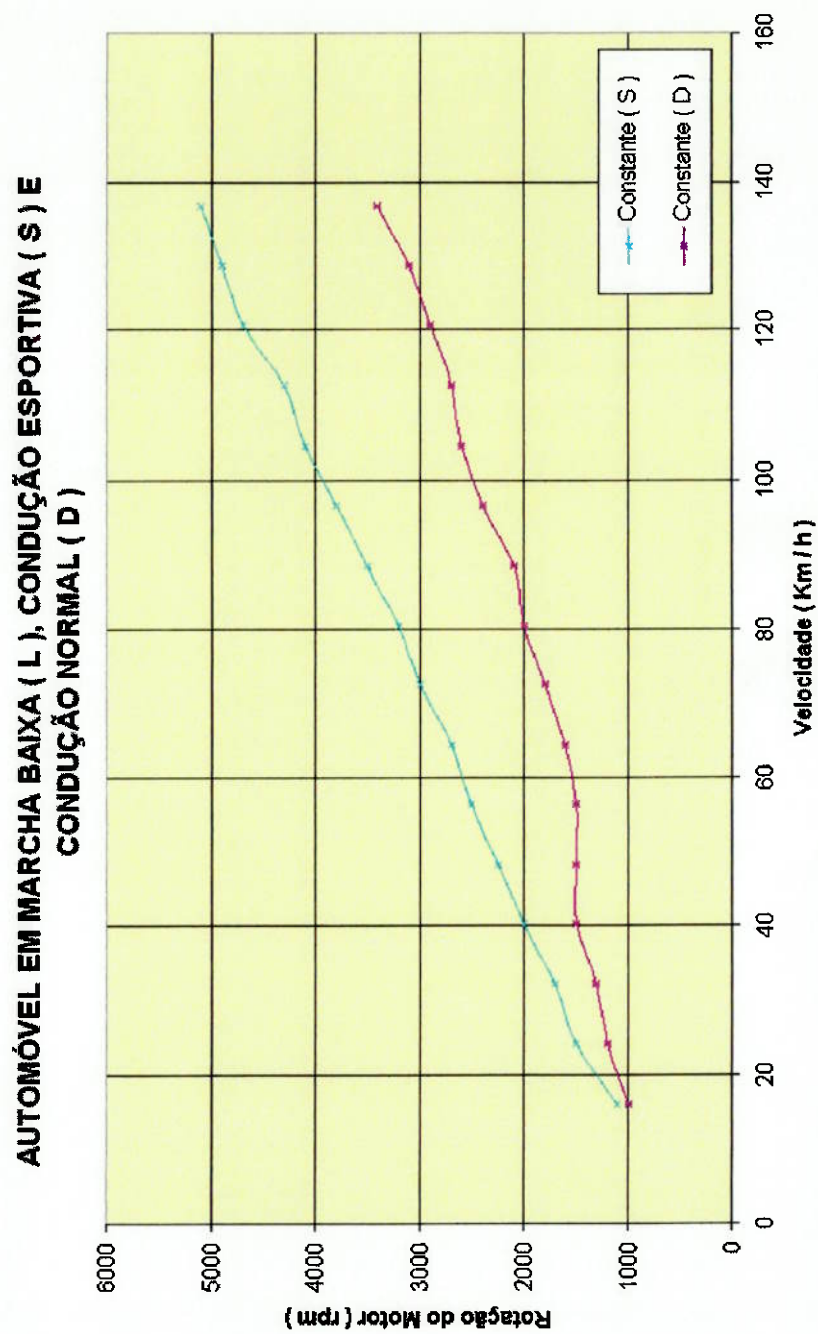
- [19] TIMOSHENKO, S.P., GOODIER, J.N. **Theory of Elasticity**. McGraw-Hill Kogakusha, Tokyo, 1970.
- [20] SHIGLEY, J.E., MISCHKE, C.R. **Mechanical Engineering Design**. 5^a Ed., Singapura, 1989.
- [21] JUVINALL, R.C., MARSHEK, K.M. **Fundamentals of Machine Component Design**. 2^a Ed., New York, 1991.
- [22] ZAMPESE, B. **Dimensionamento**. São Paulo, Grêmio Politécnico, 1986.
- [23] MONSANTO, SANTOTRACK. **Synthetic Traction Lubricants**.

13.APÊNDICE

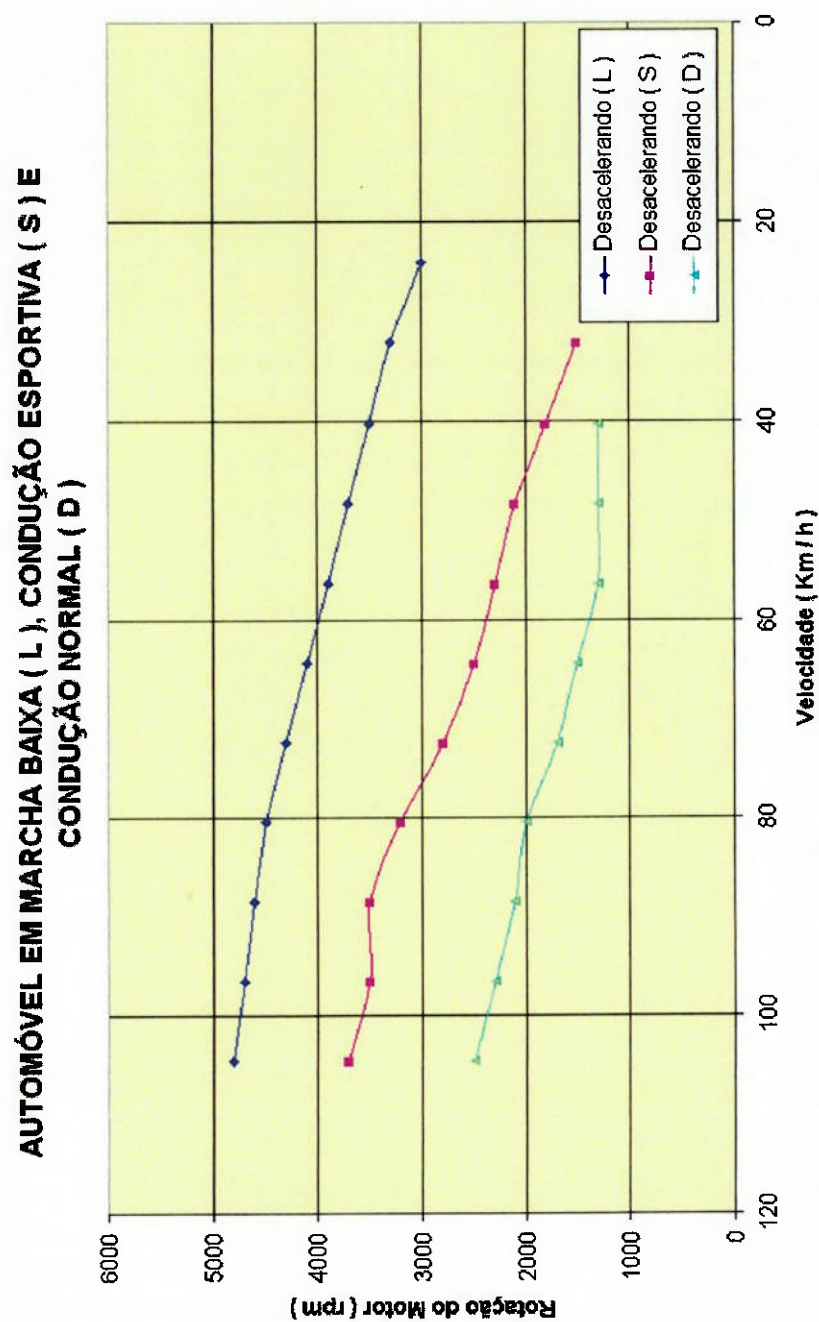
13.1. GRÁFICO - ROTAÇÃO DO MOTOR X VELOCIDADE DO AUTOMÓVEL (ACELERANDO)



13.2. GRÁFICO - ROTAÇÃO DO MOTOR X VELOCIDADE DO AUTOMÓVEL (CONSTANTE)



13.3. GRÁFICO - ROTAÇÃO DO MOTOR X VELOCIDADE DO AUTOMÓVEL (DESACELERANDO)



13.4. MATRIZ DE DECISÃO: MARCELO MIYAMOTO

ATRIBUTO	Peso	Solução I		Solução II		Solução III		Solução IV		Solução V		Solução VI		Solução VII	
		Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P
Transferência Torque-Potência	0,050	8	0,300	8	0,300	8	0,400	7	0,350	7	0,350	4	0,200	9	0,450
Massa	0,100	9	0,900	6	0,600	5	0,500	8	0,800	6	0,600	8	0,800	4	0,400
Volume	0,200	8	1,600	7	1,400	8	1,600	8	1,600	7	1,400	8	1,600	7	1,400
Controle da Relação Infinita de "Marchas"	0,075	8	0,600	7	0,525	4	0,300	5	0,375	5	0,375	5	0,375	6	0,450
Manutenção	0,050	9	0,450	9	0,450	6	0,300	6	0,300	9	0,450	4	0,200	4	0,200
Custo de Fabricação / Preço Final	0,125	8	1,000	8	1,000	6	0,750	6	0,750	8	1,000	5	0,625	4	0,500
Robustez	0,025	7	0,175	9	0,225	9	0,225	7	0,175	8	0,200	7	0,175	9	0,225
Durabilidade	0,025	7	0,175	6	0,200	9	0,225	6	0,150	8	0,200	6	0,150	9	0,225
Confiabilidade	0,050	8	0,400	8	0,400	9	0,450	7	0,350	7	0,350	4	0,200	9	0,450
Facilidade de Fabricação do Sistema	0,125	9	1,125	9	1,125	6	0,750	7	0,875	8	1,125	7	0,875	4	0,500
Tempo de projeto	0,175	9	1,575	9	1,575	7	1,225	8	1,400	9	1,575	6	1,050	3	0,525
SOMA	1,000		8,30		7,80		6,73		7,13		7,63		8,25		5,33

13.5. MATRIZ DE DECISÃO: RICARDO MILLEGO DE CASTRO

ATRIBUTO	Peso	Solução I		Solução II		Solução III		Solução IV		Solução V		Solução VI		Solução VII	
		Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P
Transferência Torque-Potência	0,050	7	0,350	9	0,450	9	0,450	7	0,350	7	0,350	7	0,350	8	0,400
Massa	0,100	9	0,900	6	0,600	7	0,700	7	0,700	7	0,700	6	0,600	6	0,600
Volume	0,200	7	1,400	7	1,400	7	1,400	7	1,400	7	1,400	6	1,200	7	1,400
Controle da Relação Infinita de "Marchas"	0,075	8	0,600	8	0,600	8	0,600	7	0,525	8	0,600	7	0,525	7	0,525
Manutenção	0,050	9	0,450	8	0,400	7	0,350	7	0,350	8	0,400	7	0,350	6	0,300
Custo de Fabricação / Preço Final	0,125	9	1,125	7	0,875	7	0,875	7	0,875	7	0,875	7	0,875	6	0,750
Robustez	0,025	7	0,175	9	0,225	9	0,225	6	0,150	8	0,200	8	0,200	9	0,225
Durabilidade	0,025	7	0,175	8	0,200	8	0,200	7	0,175	8	0,200	7	0,175	8	0,200
Confiabilidade	0,050	7	0,350	8	0,400	8	0,400	7	0,350	8	0,400	7	0,350	8	0,400
Facilidade de Fabricação do Sistema	0,125	10	1,250	8	1,000	7	0,875	7	0,875	8	1,000	8	0,750	5	0,625
Tempo de projeto	0,175	10	1,750	8	1,400	7	1,225	7	1,225	8	1,400	8	1,050	5	0,875
SOMA	1,000		8,53		7,55		7,30		6,98		7,53		6,43		6,30

13.6. MATRIZ DE DECISÃO: MARCELO MASSARANI

ATRIBUTO	Peso	Solução I		Solução II		Solução III		Solução IV		Solução V		Solução VI		Solução VII	
		Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P
Transferência Torque-Potência	0,050	7	0,350	7	0,350	8	0,400	7	0,350	7	0,350	7	0,350	7	0,350
Massa	0,100	8	0,800	6	0,600	5	0,500	6	0,600	6	0,600	6	0,600	6	0,600
Volume	0,200	6	1,200	5	1,000	6	1,200	5	1,000	6	1,200	5	1,000	6	1,200
Controle da Relação Infinita de "Marchas"	0,075	8	0,600	8	0,600	7	0,525	7	0,525	5	0,375	7	0,525	7	0,525
Manutenção	0,050	8	0,400	8	0,400	5	0,250	4	0,200	5	0,250	6	0,300	6	0,300
Custo de Fabricação / Preço Final	0,125	8	1,000	6	0,750	4	0,500	4	0,500	6	0,750	6	0,750	4	0,500
Robustez	0,025	6	0,150	7	0,175	5	0,125	4	0,100	5	0,125	6	0,150	6	0,150
Durabilidade	0,025	6	0,150	6	0,150	6	0,150	5	0,125	5	0,125	6	0,150	5	0,125
Confiabilidade	0,050	5	0,250	5	0,250	5	0,250	5	0,250	4	0,200	6	0,300	6	0,300
Facilidade de Fabricação do Sistema	0,125	8	1,000	6	0,750	3	0,375	3	0,375	4	0,500	5	0,625	3	0,375
Tempo de projeto	0,175	8	1,400	6	1,050	2	0,350	2	0,350	2	0,350	3	0,525	2	0,350
SOMA	1,000		7,30		6,08		4,83		4,38		4,83		5,28		4,78

13.7. MATRIZ DE DECISÃO: GUILHERME AKIO KOGA

ATRIBUTO	Peso	Solução I		Solução II		Solução III		Solução IV		Solução V		Solução VI		Solução VII	
		Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P
Transferência Torque-Potência	0,050	10	0,500	9	0,450	8	0,400	8	0,400	9	0,450	6	0,300	6	0,300
Massa	0,100	10	1,000	8	0,800	9	0,900	9	0,900	8	0,800	10	1,000	7	0,700
Volume	0,200	10	2,000	8	1,600	9	1,800	8	1,600	8	1,600	10	2,000	6	1,200
Controle da Relação Infinita de "Marchas"	0,075	9	0,675	10	0,750	8	0,600	8	0,600	10	0,750	8	0,600	6	0,450
Manutenção	0,050	8	0,400	10	0,500	7	0,350	8	0,400	10	0,500	9	0,450	6	0,300
Custo de Fabricação / Preço Final	0,125	10	1,250	8	1,000	7	0,875	7	0,875	8	1,000	8	1,000	6	0,750
Robustez	0,025	8	0,200	9	0,225	8	0,200	8	0,200	8	0,200	7	0,175	8	0,200
Durabilidade	0,025	8	0,200	8	0,200	8	0,200	8	0,200	8	0,200	7	0,175	8	0,200
Confiabilidade	0,050	8	0,400	8	0,400	7	0,350	7	0,350	9	0,450	8	0,400	7	0,350
Facilidade de Fabricação do Sistema	0,125	10	1,250	9	1,125	7	0,875	8	1,000	9	1,125	8	1,000	7	0,875
Tempo de projeto	0,175	10	1,750	10	1,750	8	1,400	7	1,225	10	1,750	8	1,400	7	1,225
SOMA	1,000		9,63		8,80		7,95		7,75		8,83		8,40		6,70

13.8. MATRIZ DE DECISÃO: VIVIANE AKEMI UEMURA

ATRIBUTO	Peso	Solução I		Solução II		Solução III		Solução IV		Solução V		Solução VI		Solução VII	
		Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P
Transferência Torque-Potência	0,050	6	0,300	4	0,200	10	0,500	8	0,400	8	0,300	8	0,300	8	0,400
Massa	0,100	10	1,000	4	0,400	8	0,800	8	0,800	4	0,400	8	0,800	4	0,400
Volume	0,200	2	0,400	4	0,800	10	2,000	8	1,600	4	0,800	6	1,200	8	1,600
Controle da Relação Infinita de "Marchas"	0,075	10	0,750	10	0,750	8	0,600	8	0,600	4	0,300	6	0,450	6	0,450
Manutenção	0,050	10	0,500	10	0,500	6	0,300	8	0,400	10	0,500	4	0,200	2	0,100
Custo de Fabricação / Preço Final	0,125	10	1,250	8	1,000	4	0,500	6	0,750	8	1,000	6	0,750	2	0,250
Robustez	0,025	4	0,100	10	0,250	8	0,200	8	0,150	10	0,250	4	0,100	8	0,200
Durabilidade	0,025	6	0,150	10	0,250	8	0,200	8	0,150	10	0,250	8	0,150	8	0,200
Confiabilidade	0,050	8	0,400	8	0,400	8	0,400	8	0,300	8	0,400	8	0,300	8	0,400
Facilidade de Fabricação do Sistema	0,125	10	1,250	10	1,250	4	0,500	8	0,750	10	1,250	8	1,000	2	0,250
Tempo de projeto	0,175	10	1,750	10	1,750	4	0,700	8	1,050	10	1,750	8	1,050	2	0,350
SOMA	1,000		7,85		7,55		6,70		6,60		7,20		6,30		4,60

13.9. MATRIZ DE DECISÃO: GILBERTO F. GUIMARÃES DE SOUZA

ATRIBUTO	Peso	Solução I		Solução II		Solução III		Solução IV		Solução V		Solução VI		Solução VII	
		Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P
Transferência Torque-Potência	0,050	6	0,300	4	0,200	10	0,500	10	0,500	8	0,400	8	0,300	8	0,400
Massa	0,100	10	1,000	4	0,400	8	0,800	8	0,800	4	0,400	8	0,800	2	0,200
Volume	0,200	2	0,400	4	0,800	10	2,000	6	1,200	4	0,800	8	1,200	8	1,600
Controle da Relação Infinita de "Marchas"	0,075	10	0,750	10	0,750	10	0,750	6	0,450	6	0,450	8	0,600	4	0,300
Manutenção	0,050	10	0,500	10	0,500	8	0,300	8	0,300	10	0,500	6	0,300	4	0,200
Custo de Fabricação / Preço Final	0,125	10	1,250	8	1,000	6	0,750	8	0,750	8	1,000	6	0,750	4	0,500
Robustez	0,025	8	0,150	10	0,250	8	0,200	6	0,150	10	0,250	8	0,150	8	0,200
Durabilidade	0,025	8	0,150	10	0,250	8	0,200	8	0,200	10	0,250	6	0,150	8	0,150
Confiabilidade	0,050	8	0,400	8	0,400	10	0,500	4	0,200	8	0,400	6	0,300	8	0,400
Facilidade de Fabricação do Sistema	0,125	10	1,250	10	1,250	8	0,750	8	0,750	10	1,250	8	1,000	2	0,250
Tempo de projeto	0,175	10	1,750	10	1,750	6	1,050	8	1,050	10	1,750	8	1,050	2	0,350
SOMA	1,000		7,90		7,55		7,80		6,15		7,45		6,60		4,55

13.10. MATRIZ DE DECISÃO: RICARDO PAVONE FILHO

ATRIBUTO	Peso	Solução I		Solução II		Solução III		Solução IV		Solução V		Solução VI		Solução VII	
		Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P
Transferência Torque-Potência	0,050	5	0,250	5	0,250	7	0,350	5	0,250	6	0,300	4	0,200	6	0,300
Massa	0,100	8	0,800	4	0,400	6	0,600	5	0,500	4	0,400	6	0,600	4	0,400
Volume	0,200	4	0,800	4	0,800	6	1,200	5	1,000	4	0,800	4	0,800	4	0,800
Controle da Relação Infinita de "Marchas"	0,075	6	0,450	7	0,525	7	0,525	6	0,450	5	0,375	3	0,225	7	0,525
Manutenção	0,050	9	0,450	9	0,450	7	0,350	7	0,350	6	0,300	7	0,350	4	0,200
Custo de Fabricação / Preço Final	0,125	9	1,125	7	0,875	5	0,625	6	0,750	6	0,750	7	0,875	4	0,500
Robustez	0,025	5	0,125	7	0,175	6	0,150	6	0,150	7	0,175	6	0,150	6	0,150
Durabilidade	0,025	4	0,100	6	0,150	7	0,175	6	0,150	7	0,175	5	0,125	6	0,150
Confiabilidade	0,050	4	0,200	6	0,300	7	0,350	5	0,250	5	0,250	5	0,250	7	0,350
Facilidade de Fabricação do Sistema	0,125	6	0,750	5	0,625	4	0,500	6	0,750	6	0,750	7	0,875	4	0,500
Tempo de projeto	0,175	9	1,575	8	1,400	5	0,875	6	1,050	6	1,050	7	1,225	4	0,700
SOMA	1,000		7,03		5,95		5,70		5,65		5,33		5,68		4,58

13.11. MATRIZ DE DECISÃO: CIRO KEN JOUTI

ATRIBUTO	Peso	Solução I		Solução II		Solução III		Solução IV		Solução V		Solução VI		Solução VII	
		Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P
Transferência Torque-Potência	0,050	6	0,400	6	0,400	10	0,500	8	0,400	8	0,400	4	0,200	10	0,500
Massa	0,100	10	1,000	4	0,400	6	0,600	6	0,600	2	0,200	8	0,800	2	0,200
Volume	0,200	6	1,200	6	1,200	8	1,600	6	1,200	4	0,800	6	1,200	2	0,400
Controle da Relação Infinita de "Marchas"	0,075	6	0,450	8	0,600	6	0,450	6	0,450	6	0,450	4	0,300	4	0,300
Manutenção	0,050	8	0,400	6	0,300	6	0,300	6	0,300	6	0,300	8	0,400	4	0,200
Custo de Fabricação / Preço Final	0,125	8	1,000	6	0,750	4	0,500	4	0,500	6	0,750	8	1,000	2	0,250
Robustez	0,025	6	0,150	8	0,200	8	0,200	8	0,200	8	0,200	6	0,150	8	0,200
Durabilidade	0,025	6	0,150	8	0,200	8	0,200	6	0,150	8	0,200	6	0,150	8	0,200
Confiabilidade	0,050	8	0,400	8	0,400	8	0,400	8	0,400	8	0,400	6	0,200	8	0,400
Facilidade de Fabricação do Sistema	0,125	8	1,000	6	0,750	4	0,500	2	0,250	6	0,750	6	0,750	2	0,250
Tempo de projeto	0,175	8	1,400	6	1,050	6	1,050	4	0,700	6	1,050	8	1,400	2	0,350
SOMA	1,000		7,55		6,25		6,30		5,15		5,50		6,55		3,25

13.12. MATRIZ DE DECISÃO: JOSÉ AUGUSTO MORA PULITI

ATRIBUTO	Peso	Solução I		Solução II		Solução III		Solução IV		Solução V		Solução VI		Solução VII	
		Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P	Nota	N x P
Transferência Torque-Potência	0,050	10	0,500	10	0,500	10	0,500	10	0,500	10	0,500	8	0,400	10	0,500
Massa	0,100	10	1,000	8	0,800	7	0,700	8	0,800	8	0,800	10	1,000	6	0,600
Volume	0,200	10	2,000	8	1,600	9	1,800	8	1,600	8	1,600	10	2,000	7	1,400
Controle da Relação Infinita de "Marchas"	0,075	10	0,750	10	0,750	8	0,600	10	0,750	10	0,750	8	0,600	7	0,525
Manutenção	0,050	9	0,450	10	0,500	7	0,350	10	0,500	10	0,500	10	0,500	6	0,300
Custo de Fabricação / Preço Final	0,125	10	1,250	10	1,250	7	0,875	8	1,000	10	1,250	9	1,125	6	0,750
Robustez	0,025	8	0,200	10	0,250	10	0,250	9	0,225	10	0,250	7	0,175	10	0,250
Durabilidade	0,025	10	0,250	9	0,225	10	0,250	8	0,225	9	0,225	8	0,200	10	0,250
Confiabilidade	0,050	10	0,500	10	0,500	10	0,500	10	0,500	10	0,500	10	0,500	10	0,500
Facilidade de Fabricação do Sistema	0,125	10	1,250	10	1,250	7	0,875	8	1,125	10	1,250	10	1,250	4	0,500
Tempo de projeto	0,175	10	1,750	10	1,750	7	1,225	9	1,575	10	1,750	10	1,750	5	0,875
SOMA	1,000		9,90		9,38		7,78		8,80		9,38		9,50		6,45

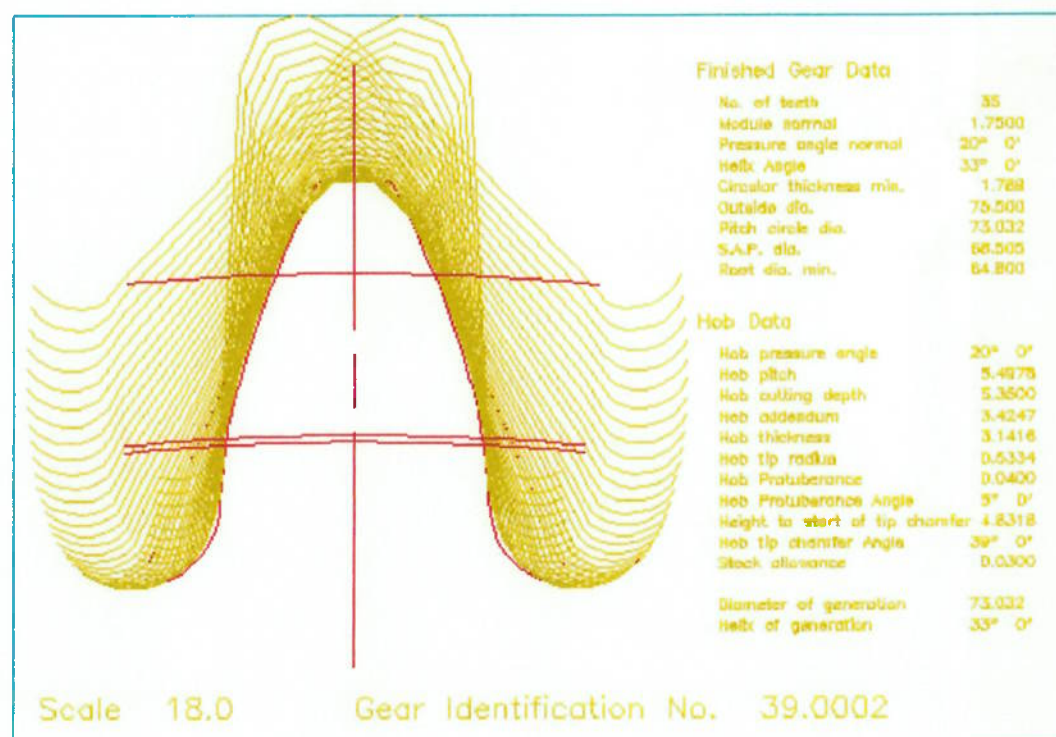
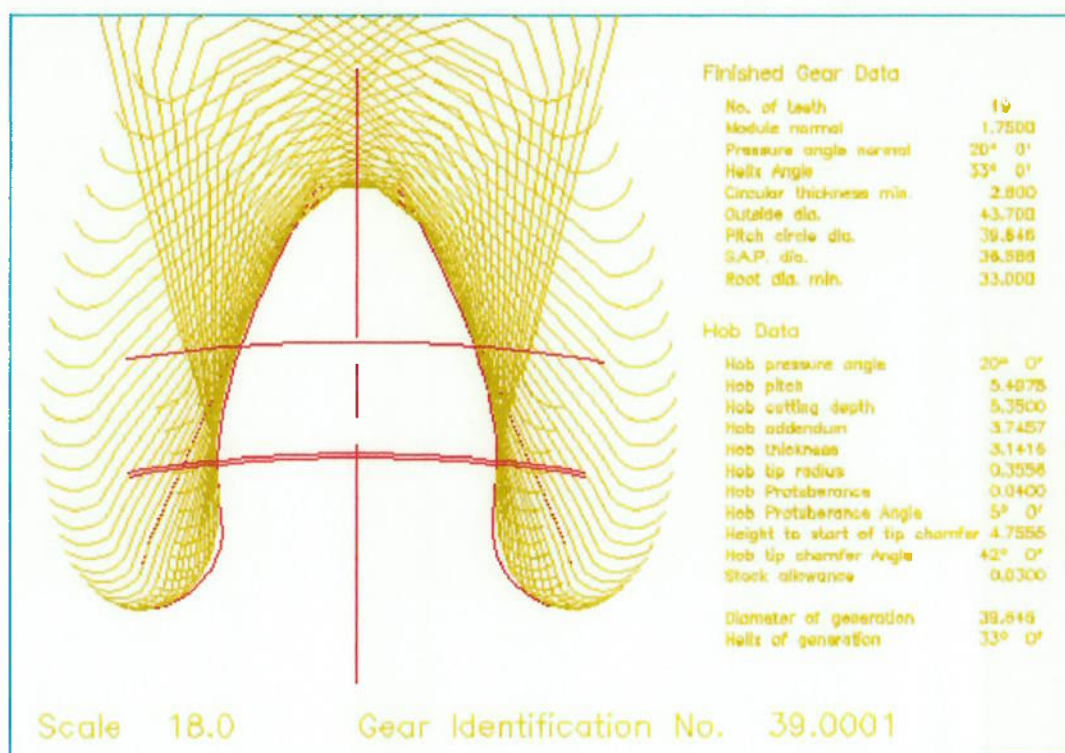
13.13. DIMENSIONAMENTO DO PAR DE ENGRENAGENS SINCROIZADAS

"RELAÇÃO FIXA - MARCHAS A FRENTE"
"GEOMETRIA BÁSICA DO PROJETO"

INPUT GEAR DATA	DRIVER	DRIVEN
NUMBER OF TEETH(3)	19	35
MODULE NORMAL(4)		1.7500
PRESSURE ANGLE NORMAL(5)		20.0000 Deg
HELIX ANGLE (- = LEFT HAND) ... (6)		33.0000 Deg
CENTRE DISTANCEMean.(7)		55.000
FACE WIDTH(8)	18.000	16.000
FACE WIDTH OFFSET(9)		0.000
BACKLASH Min. Max.(10)		0.100 / 0.200
DRIVER TORQUE (Nm)(15)		175.00
DRIVER R.P.M.(16)		1422.35

BASIC RACK INFORMATION FOR REF ONLY

=====		
HOB PRESSURE ANGLE.		20.0000
20.0000		
HOB BASE PITCH	5.166	5.166
HOB WHOLE DEPTH.	5.350	5.350
HOB ADDENDUM.	3.746	3.425
HOB TOOTH THICKNESS	3.142	3.142
HOB PITCH	5.498	5.498
HOB TIP RADIUS	0.356	0.533
HOB PROTUBERANCE	0.040	0.040
HOB PROTUBERANCE ANGLE		5.0000
5.0000		
HEIGHT TO END OF RAMP ANGLE	0.692	0.816
HOB TIP CHAMFER ANGLE		42.0000
39.0000		
HOB DEPTH TO START OF TIP CHAMFER .	4.755	4.832
STOCK ALLOWANCE PER FLANK	0.030	0.030
PARALLEL PROTUBERANCE	0.000	0.000



"RELAÇÃO FIXA - MARCHAS A FRENTE"

"CÁLCULO DE RESISTÊNCIA À BENDING (FLEXÃO NO PÉ DO DENTE)"

	Load Sharing	
	DRIVER	DRIVEN
NUMBER OF TEETH	19	35
PRESSURE ANGLE MESH	20.0032	
HELIX ANGLE MESH	32.3735	
PROFILE CONTACT RATIOMAX.	1.5961	
PROFILE CONTACT RATIOMIN.	1.4810	
FACE CONTACT RATIO	1.5850	
PITCH CIRCLE DIA MESH	38.7037	71.2963
MAX PITCH ERROR DRIVER + DRIVEN ..	0.0127	
LEAD CROWNING	0.0080	0.0080
LEAD VARIATION	0.0000	0.0000
INVOLUTETIP ...	-0.00836	-0.01004
	-0.00268	-0.00253
P.C.D..	0.00000	0.00000
	0.00167	0.00151
S.A.P..	0.00435	0.00404
INPUT TORQUE (Nm)	175.00	322.37
INPUT SPEED R.P.M.	1422.35	772.13
TANGENTIAL LOAD (N)	9043.06	
RADIAL LOAD (N)	3291.99	
THRUST LOAD (N)	5733.04	
NORMAL LOAD (N)	9623.62	
PITCH LINE VELOCITY (MPM)	172.95	

Material Universal 8620 Not Shot Peened Residual Stress 310209 Kpa

YOUNG'S MODULUS	206806260.0	206806260.0
POISSON'S RATIO	0.300	0.300

BENDING STRESS K.P[Kpa]...	987227.97	956616.16
BENDING HOURS K.P[HOURS].	58.37	157.93

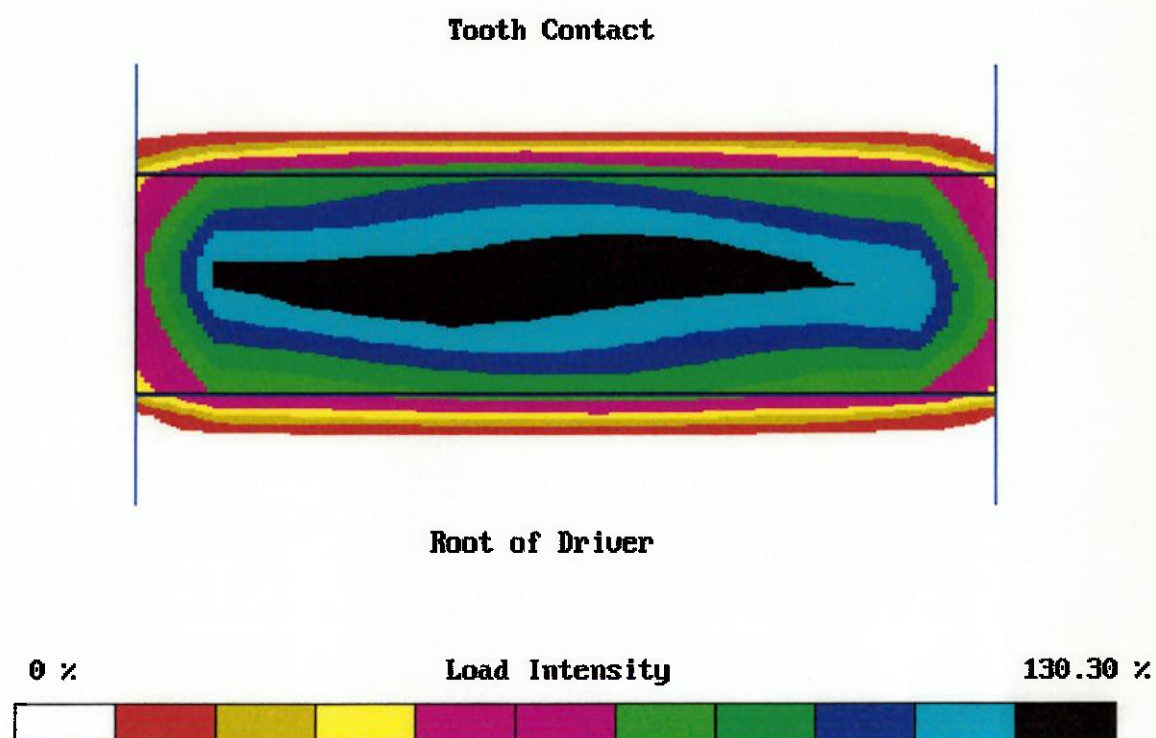
"RELAÇÃO FIXA - MARCHAS A FRENTE"
 "CÁLCULO DE RESISTÊNCIA À PITTING"

	DRIVER	DRIVEN
NUMBER OF TEETH	19	35
Oil Specification		SAE 80
Oil Viscosity Nu40		89
Surfaces Finish RMS æm	1.7	1.7
TORQUE (Nm)	175.00	322.37
SPEED (R.P.M.)	1422.35	772.13
SLIDING VELOCITY E.A.P. (M/min) ..	66.56	62.10
CRITICAL SPEED (Driver R.P.M.)	25971.40 / 24522.94	

Material

PITTING STRESS HANSON ..@ 64 % ..	1988267.45	
PITTING HOURS HANSON ...[HOURS]..	89.61	165.07
PITTING STRESS HERTZIAN @ 64 % ..	1663923.71	

"RELAÇÃO FIXA - MARCHAS A FRENTE"
"CONTATO DO DENTE NA CONDIÇÃO DE TORQUE"



"RELAÇÃO FIXA - MARCHAS A FRENTE"
 "GEOMETRIA COMPLETA"

DRAWING INFORMATION	IMPERIAL (INCH)	METRIC (MM)
NUMBER OF TEETH	19	19
DIAMETRAL PITCH NORMAL (MODULE) ...	14.5143	1.7500
PRESSURE ANGLE NORMAL	20.0000	20.0000
HELIX ANGLE @ P.C.D.	33.0000	33.0000
HAND OF HELIX	RIGHT	
LEAD	7.5509	191.793
BASE PITCH NORMAL	0.2034	5.166
OUTSIDE DIAMETER	1.720 / 1.710	43.69 / 43.43
DIA AT START OF TIP CHAMFERMin.	1.687	42.85
TIP CHAMFER ANGLE	49.750	49.750
PITCH CIRCLE DIAMETER THEORETICAL ..	1.5609	39.647
S.A.P. DIAMETER	1.4404	36.586
ROOT DIAMETER	1.309 / 1.299	33.25 / 32.99
BASE CIRCLE DIAMETER	1.4318	36.368
ROOT FILLET RADIUS	0.043	1.09
CIRCULAR THICKNESS NORMAL	0.1043 / 0.1024	2.649 / 2.601
BALL/PIN DIAMETER FOR (M.O.P.)	0.1323	3.360
SIZE OVER PINS (MOP)	1.759 / 1.754	44.68 / 44.55
SIZE OVER 3 TEETH	0.535 / 0.533	13.59 / 13.54
CIRCULAR THICKNESS @ HALF DEPTH	0.0000	0.000
MAXIMUM ALLOWABLE TOLERANCES ON :		
RUNOUT (T.I.R.)	0.0020	0.051
TOOTH TO TOOTH COMPOSITE VAR ..(fi")	0.0008	0.020
TOTAL COMPOSITE VARIATION	0.0031	0.079
PITCH VARIATION	0.0004	0.010
PITCH RANGE	0.0029	0.074
LEAD VARIATION Per in Avg.(fHB)	0.0003	0.008
LEAD RANGE Per in	0.0008	0.020
CROWNING IN MIDDLE 80% OF TOOTH(Cb)	0.0000	0.000
CROWNING TOLERANCE	+/-0.0002	+/-0.005
INVOLUTE INSPECTION	INV PRO	L.O.A. ROLL L.O.A.
INV PRO	(.0001 IN)	(IN) (DEG) (MM)
(.001 MM)		
Max. OUTSIDE DIA.		0.156 12.470 3.96
Min. E.A.P.	10.0/ 4.0	0.145 11.594 3.68
25.40/ 10.16		
TIP REFERENCE POINT	7.0/ 2.0	0.085 6.772 2.15
17.78/ 5.08		
HIGH POINT	4.0/ 0.0	0.108 8.659 2.75
10.16/ 0.00		
MID REFERENCE POINT	4.0/ 0.0	0.061 4.885 1.55
10.16/ 0.00		
Max. S.A.P.	4.0/ 0.0	0.014 1.112 0.35
10.16/ 0.00		
START OF INVOLUTE CHECK ...		0.009 0.712 0.23
BASE HELIX ANGLE		30° 47' 0"

INVOLUTE VARIATION Avg. .(fHa)	0.0004	0.010
INVOLUTE RANGE	0.0010	0.025

"RELAÇÃO FIXA - MARCHAS A FRENTE"
 "GEOMETRIA COMPLETA"

DRAWING INFORMATION	IMPERIAL (INCH)	METRIC (MM)
NUMBER OF TEETH	35	35
DIAMETRAL PITCH NORMAL (MODULE) ...	14.5143	1.7500
PRESSURE ANGLE NORMAL	20.0000	20.0000
HELIX ANGLE @ P.C.D.	33.0000	33.0000
HAND OF HELIX	LEFT	
LEAD	13.9096	353.304
BASE PITCH NORMAL	0.2034	5.166
OUTSIDE DIAMETER	2.972 / 2.962	75.49 / 75.23
DIA AT START OF TIP CHAMFERMin.	2.939	74.65
TIP CHAMFER ANGLE	44.750	44.750
PITCH CIRCLE DIAMETER THEORETICAL ..	2.8753	73.033
S.A.P. DIAMETER	2.6971	68.506
ROOT DIAMETER	2.561 / 2.551	65.05 / 64.80
BASE CIRCLE DIAMETER	2.6376	66.995
ROOT FILLET RADIUS	0.047	1.19
CIRCULAR THICKNESS NORMAL	0.0724 / 0.0704	1.839 / 1.788
BALL/PIN DIAMETER FOR (M.O.P.)	0.1323	3.360
SIZE OVER PINS (MOP)	2.996 / 2.990	76.10 / 75.95
SIZE OVER 4 TEETH	0.734 / 0.732	18.64 / 18.59
CIRCULAR THICKNESS @ HALF DEPTH	0.0000	0.000
MAXIMUM ALLOWABLE TOLERANCES ON :		
RUNOUT (T.I.R.)	0.0020	0.051
TOOTH TO TOOTH COMPOSITE VAR ..(fi")	0.0008	0.020
TOTAL COMPOSITE VARIATION	0.0031	0.079
PITCH VARIATION	0.0004	0.010
PITCH RANGE	0.0029	0.074
LEAD VARIATION Per in Avg.(fHB)	0.0003	0.008
LEAD RANGE Per in	0.0008	0.020
CROWNING IN MIDDLE 80% OF TOOTH(Cb)	0.0000	0.000
CROWNING TOLERANCE	+/-0.0002	+/-0.005
INVOLUTE INSPECTION	INV PRO	L.O.A. ROLL L.O.A.
INV PRO	(.0001 IN)	(IN) (DEG) (MM)
(.001 MM)		
Max. OUTSIDE DIA.		1.124 48.814 28.54
Min. E.A.P.	10.0/ 4.0	1.118 48.590 28.41
25.40/ 10.16		
TIP REFERENCE POINT	7.0/ 2.0	1.096 47.623 27.84
17.78/ 5.08		
HIGH POINT	4.0/ 0.0	1.105 48.001 28.06
10.16/ 0.00		
MID REFERENCE POINT	4.0/ 0.0	1.087 47.244 27.62
10.16/ 0.00		
Max. S.A.P.	4.0/ 0.0	1.070 46.487 27.18
10.16/ 0.00		
START OF INVOLUTE CHECK ...		1.065 46.270 27.05

BASE HELIX ANGLE	30ø 47' 0"	
INVOLUTE VARIATION Avg. .(fHa)	0.0004	0.010
INVOLUTE RANGE	0.0010	0.025

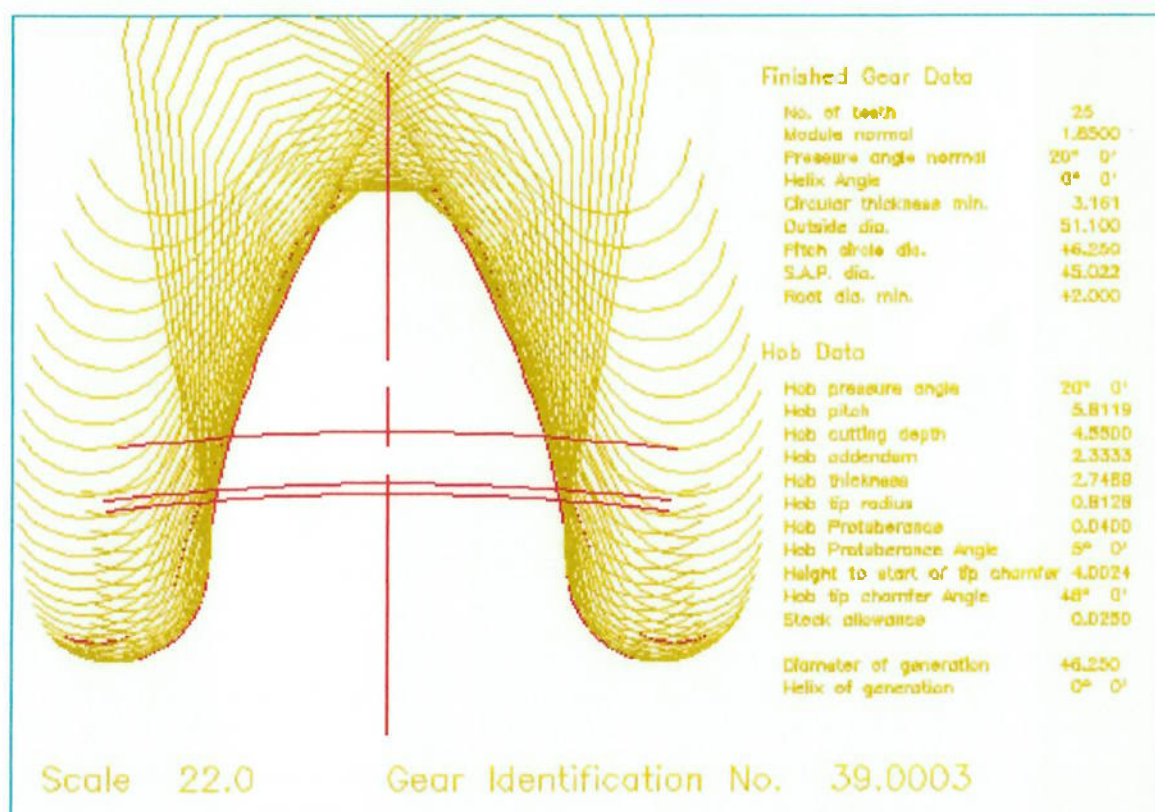
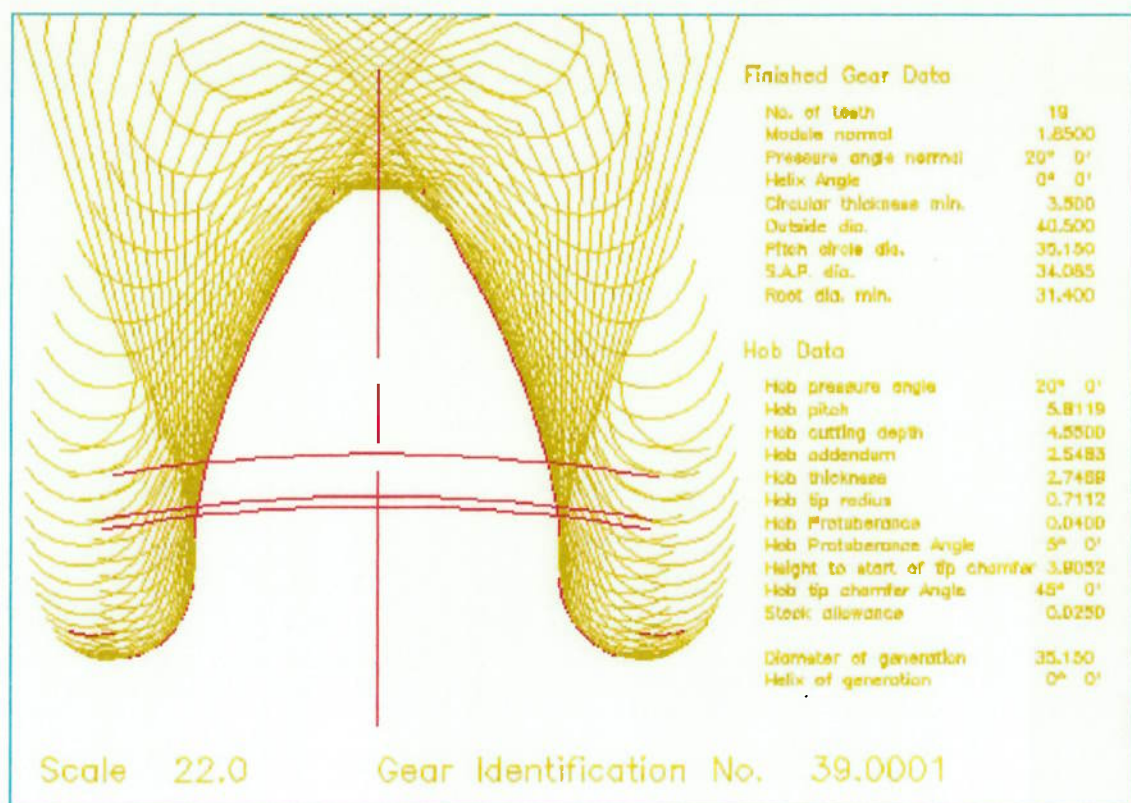
13.14. DIMENSIONAMENTO DO TRIO DE REVERSÃO

"TRIO DE RÉ - ENGRENAGEM DO EIXO DE ENTRADA E ENGRENAGEM LOUCA DA RÉ"
 "GEOMETRIA BÁSICA DO PROJETO"

INPUT GEAR DATA	DRIVER	DRIVEN
NUMBER OF TEETH(3)	19	25
MODULE NORMAL(4)	1.8500	
PRESSURE ANGLE NORMAL(5)	20.0000 Deg	
HELIX ANGLE (- = LEFT HAND) ... (6)	0.0000 Deg	
CENTRE DISTANCEMean.(7)	42.000	
FACE WIDTH(8)	16.000	16.000
FACE WIDTH OFFSET(9)	0.000	
BACKLASH Min. Max.(10)	0.100 / 0.200	
DRIVER TORQUE (Nm)(15)	175.00	
DRIVER R.P.M.(16)	1422.35	
TOPLAND ACTUALNormal Min.	0.519	0.555
TOPLAND FOR NO TIP CHAMFER ...Min.	0.893	0.955
TOPLAND @ START OF TIP CHAMFER ...	1.325	1.333
TIP CHAMFERMin.	0.096	0.107
TIP CHAMFER ANGLETrans.	50.4711	49.6851
ACTUAL BACKLASHMin. Max.	0.044/ 0.256	
ROOT CLEARANCEMin.	0.605	0.605
ROOT CLEARANCE TIGHT MESHMin.	0.400	0.400
T.I.F. DIA.Max.	34.2879	45.2306
TOP OF FILLETMax.	33.751	44.431
Max. PROTUBERANCEMin.	0.023	0.016
DIA. @ Max. PROTUBERANCEMin.	33.296	43.947
PROFILE CONTACT RATIO ...Max. Min.	1.3207/ 1.2000	
PROFILE CONTACT RATIO .. Act. Min.	1.2000	
PRESSURE ANGLE OF MESHMin.	24.4106	

BASIC RACK INFORMATION FOR REF ONLY

=====		
HOB	PRESSURE ANGLE.	20.0000
20.0000		
HOB	BASE PITCHMin.	5.461
HOB	WHOLE DEPTH.Min.	4.550
HOB	ADDENDUM.Min.	2.548
HOB	TOOTH THICKNESSMin.	2.749
HOB	PITCHMin.	5.812
HOB	TIP RADIUSMin.	0.711
HOB	PROTUBERANCEMin.	0.040
HOB	PROTUBERANCE ANGLEMin.	5.0000
5.0000		
HOB	HEIGHT TO END OF RAMP ANGLEMin.	0.940
HOB	TIP CHAMFER ANGLEMin.	45.0000
46.0000		
HOB	DEPTH TO START OF TIP CHAMFER .	3.905
	STOCK ALLOWANCE PER FLANKMin.	0.025



"TRIO DE RÉ - ENGRENAGEM DO EIXO DE ENTRADA E ENGRENAGEM LOUCA DA RÉ"
 "CÁLCULO DE RESISTÊNCIA À BENDING (FLEXÃO NO PÉ DO DENTE)"

	Load Sharing	
	DRIVER	DRIVEN
NUMBER OF TEETH	19	25
PRESSURE ANGLE MESH	24.4106	
PROFILE CONTACT RATIOMAX.	1.3207	
PROFILE CONTACT RATIOMIN.	1.2000	
PITCH CIRCLE DIA MESH	36.2727	47.7273
MAX PITCH ERROR DRIVER + DRIVEN ..	0.0127	
LEAD CROWNING	0.0050	0.0050
LEAD VARIATION	0.0000	0.0000
INVOLUTETIP ...	-0.00686	-0.00854
	-0.00193	-0.00178
P.C.D..	0.00000	0.00000
	0.00092	0.00076
S.A.P..	0.00285	0.00254
INPUT TORQUE (Nm)	175.00	230.26
INPUT SPEED R.P.M.	1422.35	1080.99
TANGENTIAL LOAD (N)	9649.12	
RADIAL LOAD (N)	4379.20	
THRUST LOAD (N)	0.00	
NORMAL LOAD (N)	10596.36	
PITCH LINE VELOCITY (MPM)	162.08	

Material Universal 8620 Not Shot Peened Residual Stress 310209 Kpa

YOUNG'S MODULUS	206806260.0	206806260.0
POISSON'S RATIO	0.300	0.300

BENDING STRESS K.P[Kpa].....	1100178.68	1107061.71
BENDING HOURS K.P[HOURS]....	15.56	18.97

"TRIO DE RÉ - ENGRENAGEM DO EIXO DE ENTRADA E ENGRENAGEM LOUCA DA RÉ"
 "CÁLCULO DE RESISTÊNCIA À PITTING"

	DRIVER	DRIVEN
NUMBER OF TEETH	19	25
Oil Specification		SAE 80
Oil Viscosity Nu40		89
Surfaces Finish RMS æm	1.7	1.7
TORQUE (Nm)		175.00
230.26		
SPEED (R.P.M.)		1422.35
1080.99		
SLIDING VELOCITY E.A.P. (M/min) ..	60.72	50.18
CRITICAL SPEED (Driver R.P.M.)	38796.77 /36375.83	

Material

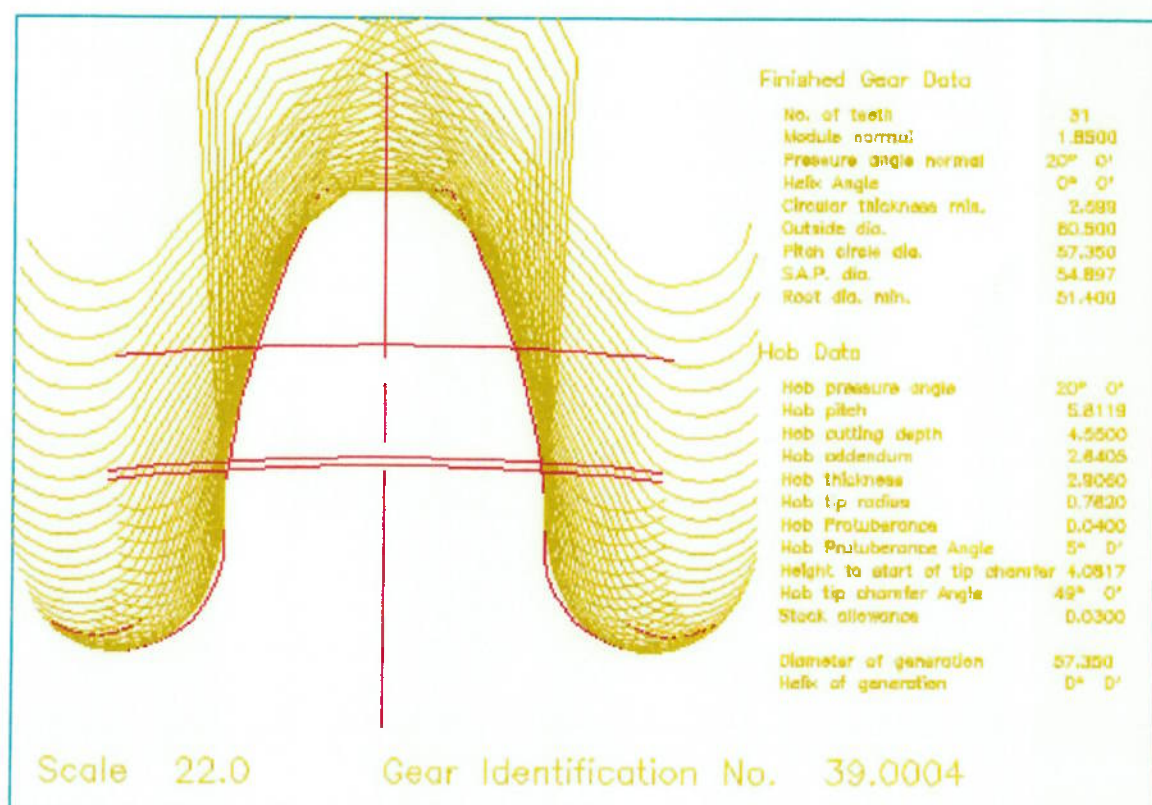
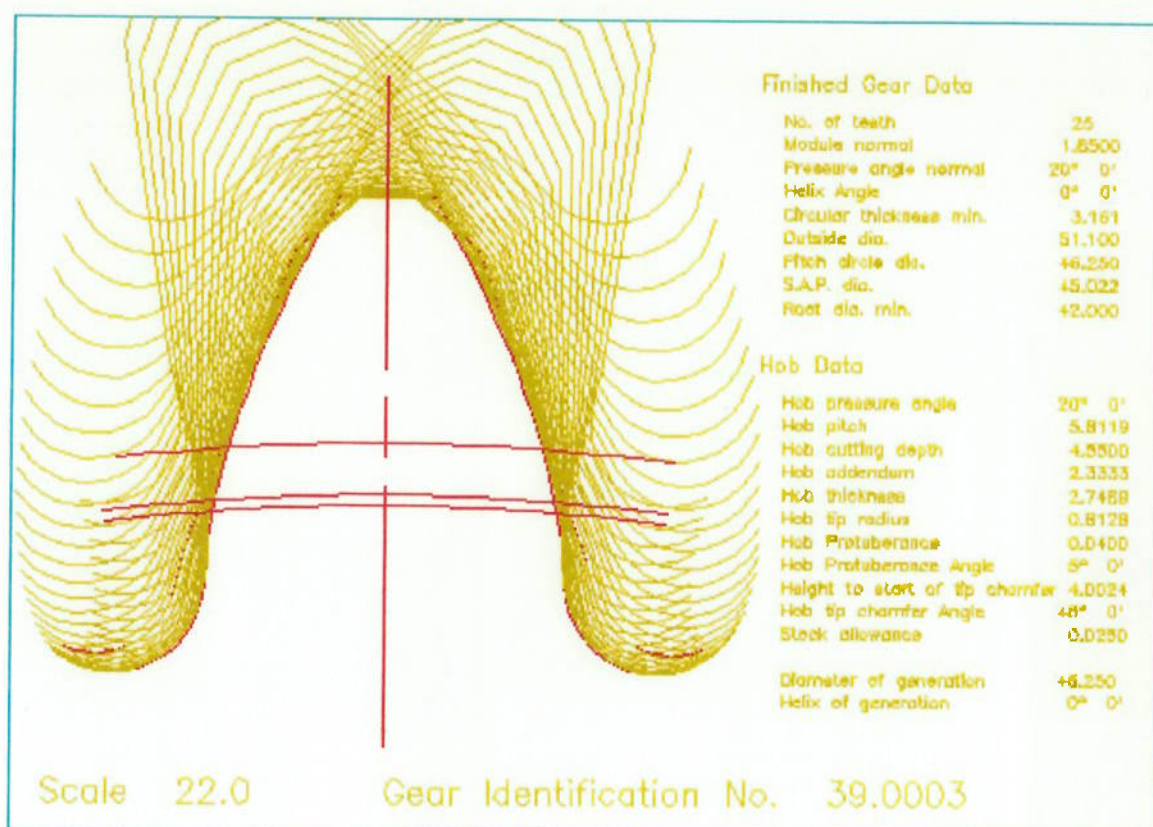
PITTING STRESS HANSON ..@ 100 % ..	2674810.52	
PITTING HOURS HANSON ..[HOURS]...	4.97	6.54
PITTING STRESS HERTZIAN @ 100 % ..	2365855.73	

"TRIO DE RÉ - ENGRENAGEM LOUCA DA RÉ E ENGRENAGEM DE SAÍDA"
 "GEOMETRIA BÁSICA"

INPUT GEAR DATA	DRIVER	DRIVEN
NUMBER OF TEETH(3)	25	31
MODULE NORMAL(4)	1.8500	
PRESSURE ANGLE NORMAL(5)	20.0000 Deg	
HELIX ANGLE (- = LEFT HAND) ... (6)	0.0000 Deg	
CENTRE DISTANCEMean.(7)	52.000	
FACE WIDTH(8)	16.000	16.000
FACE WIDTH OFFSET(9)	0.000	
BACKLASH Min. Max.(10)	0.100 / 0.200	
DRIVER TORQUE (Nm)(15)	230.26	
DRIVER R.P.M.(16)	1096.19	
TOPLAND ACTUALNormal Min.	0.487	0.752
TOPLAND FOR NO TIP CHAMFER ...Min.	0.955	1.318
TOPLAND @ START OF TIP CHAMFER ...	1.391	1.673
TIP CHAMFERMin.	0.105	0.117
TIP CHAMFER ANGLETrans.	49.6385	50.1045
ACTUAL BACKLASHMin. Max.	0.053/ 0.248	
ROOT CLEARANCEMin.	0.605	0.605
ROOT CLEARANCE TIGHT MESH ...Min.	0.358	0.358
T.I.F. DIA.Max.	44.8126	55.0643
TOP OF FILLETMax.	44.427	54.541
Max. PROTUBERANCEMax.	0.016	0.010
DIA. @ Max. PROTUBERANCEMax.	44.008	54.177
PROFILE CONTACT RATIO ...Max. Min.	1.4600/ 1.3277	
PROFILE CONTACT RATIO .. Act. Min.	1.3277	
PRESSURE ANGLE OF MESHMax.	20.5969	

BASIC RACK INFORMATION FOR REF ONLY

=====		
HOB PRESSURE ANGLE.		20.0000
20.0000		
HOB BASE PITCH	5.461	5.461
HOB WHOLE DEPTH.	4.550	4.550
HOB ADDENDUM.	2.563	2.641
HOB TOOTH THICKNESS	2.906	2.906
HOB PITCH	5.812	5.812
HOB TIP RADIUS	0.813	0.762
HOB PROTUBERANCE	0.040	0.040
HOB PROTUBERANCE ANGLE		5.0000
5.0000		
HEIGHT TO END OF RAMP ANGLE	1.011	0.976
HOB TIP CHAMFER ANGLE		46.0000
49.0000		
HOB DEPTH TO START OF TIP CHAMFER .	3.950	4.082
STOCK ALLOWANCE PER FLANK	0.030	0.030
PARALLEL PROTUBERANCE	0.000	0.000



"TRIO DE RÉ - ENGRENAGEM LOUCA DA RÉ E ENGRENAGEM DE SAÍDA"
 "CÁLCULO DE RESISTÊNCIA À BENDING (FLEXÃO NO PÉ DO DENTE)"

	Load Sharing	
	DRIVER	DRIVEN
NUMBER OF TEETH	25	31
PRESSURE ANGLE MESH	20.5969	
PROFILE CONTACT RATIOMAX.	1.4600	
PROFILE CONTACT RATIOMIN.	1.3277	
PITCH CIRCLE DIA MESH	46.4286	57.5714
MAX PITCH ERROR DRIVER + DRIVEN ..	0.0127	
LEAD CROWNING	0.0050	0.0050
LEAD VARIATION	0.0000	0.0000
INVOLUTETIP ...	-0.00686	-0.00854
	-0.00193	-0.00178
P.C.D..	0.00000	0.00000
	0.00092	0.00076
S.A.P..	0.00285	0.00254
INPUT TORQUE (Nm)	230.26	285.52
INPUT SPEED R.P.M.	1096.19	884.02
TANGENTIAL LOAD (N)	9918.89	
RADIAL LOAD (N)	3727.66	
THRUST LOAD (N)	0.00	
NORMAL LOAD (N)	10596.22	
PITCH LINE VELOCITY (MPM)	159.89	

Material Universal 8620 Not Shot Peened Residual Stress 310209 Kpa

YOUNG'S MODULUS	206806260.0	206806260.0
POISSON'S RATIO	0.300	0.300

BENDING STRESS K.P[Kpa]....	988385.83	1176259.08
BENDING HOURS K.P[HOURS]..	74.66	11.07

"TRIO DE RÉ - ENGRENAGEM LOUCA DA RÉ E ENGRENAGEM DE SAÍDA"
 "CÁLCULO DE RESISTÊNCIA À PITTING"

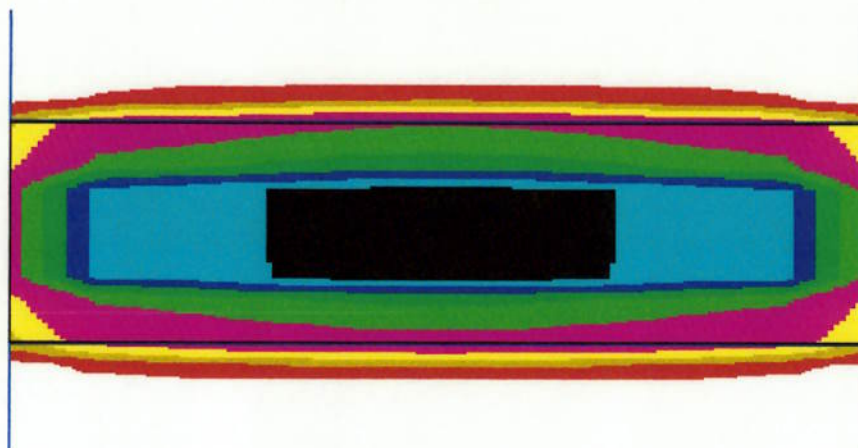
	DRIVER	DRIVEN
NUMBER OF TEETH	25	31
Oil Specification		SAE 80
Oil Viscosity Nu40		89
Surfaces Finish RMS æm	1.7	1.7
TORQUE (Nm)		230.26
285.52		
SPEED (R.P.M.)		1096.19
884.02		
SLIDING VELOCITY E.A.P. (M/min) ..	59.16	37.63
CRITICAL SPEED (Driver R.P.M.)	23035.84 /20614.63	

Material

PITTING STRESS HANSON ..@ 100 % ..	2622684.52	
PITTING HOURS HANSON ..[HOURS]...	7.81	9.69
PITTING STRESS HERTZIAN @ 100 % ..	2296232.09	

"TRIO DE RÉ - ENGRENAGEM DO EIXO DE ENTRADA E ENGRENAGEM LOUCA DA RÉ"
 "CONTATO DO DENTE NA CONDIÇÃO DE TORQUE"

Tooth Contact

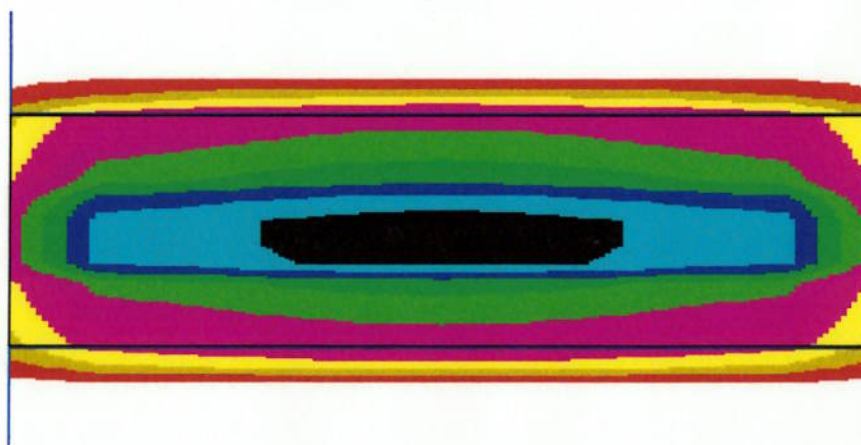


Root of Driver



"TRIO DE RÉ - ENGRENAGEM LOUCA DA RÉ E ENGRENAGEM DO EIXO DE SAÍDA"
 "CONTATO DO DENTE NA CONDIÇÃO DE CARGA"

Tooth Contact



Root of Driver



"TRIO DE RÉ - ENGRENAGEM DO EIXO DE ENTRADA"
 "GEOMETRIA COMPLETA"

DRAWING INFORMATION	IMPERIAL (INCH)	METRIC (MM)
NUMBER OF TEETH	19	19
DIAMETRAL PITCH NORMAL (MODULE) ...	13.7297	1.8500
PRESSURE ANGLE NORMAL	20.0000	20.0000
BASE PITCH NORMAL	0.2150	5.461
OUTSIDE DIAMETER	1.594 / 1.589	40.49 / 40.36
DIA AT START OF TIP RADIUSMin.	1.574	39.98
TIP RADIUS	0.061	1.55
PITCH CIRCLE DIAMETER THEORETICAL ..	1.3839	35.151
S.A.P. DIAMETERMin.	1.3419	34.084
ROOT DIAMETER	1.246 / 1.236	31.65 / 31.39
BASE CIRCLE DIAMETER	1.3004	33.030
ROOT FILLET RADIUSRef.	0.033	0.84
CIRCULAR THICKNESS NORMAL	0.1398 / 0.1378	3.551 / 3.500
BALL/PIN DIAMETER FOR (M.O.P.)	0.1181	3.000
SIZE OVER PINS (MOP)	1.581 / 1.577	40.16 / 40.06
SIZE OVER 3 TEETHRef.	0.581 / 0.579	14.76 / 14.71
CIRCULAR THICKNESS @ HALF DEPTH	0.1283	3.259
MAXIMUM ALLOWABLE TOLERANCES ON :		
RUNOUT (T.I.R.)(Fr)	0.0018	0.046
TOOTH TO TOOTH COMPOSITE VAR ..(fi")	0.0007	0.018
TOTAL COMPOSITE VARIATION(Fi")	0.0032	0.081
PITCH VARIATION(fp)	0.0003	0.008
PITCH RANGE(Fp)	0.0017	0.043
LEAD VARIATION Per in Avg.(fHB)	0.0005	0.013
LEAD RANGE Per in	0.0008	0.020
CROWNING IN MIDDLE 80% OF TOOTH(Cb)	0.0005	0.013
CROWNING TOLERANCE	+/-0.0001	+/-0.003
INVOLUTE INSPECTION	INV PRO	L.O.A. ROLL L.O.A.
INV PRO	(.0001 IN)	(IN) (DEG) (MM)
(.001 MM)		
Max. OUTSIDE DIA.	0.477	42.027 12.11
Min. E.A.P. -16.0/ -6.0	0.438	38.631 11.14 -
40.64/-15.24		
TIP REFERENCE POINT -10.0/ -4.0	0.430	37.875 10.92 -
25.40/-10.16		
HIGH POINT(95.0 %) -6.0/ -2.0	0.421	37.120 10.70 -
15.24/ -5.08		
MID REFERENCE POINT -2.0/ 0.0	0.258	22.765 6.56 -
5.08/ 0.00		
Max. S.A.P. -6.0/ -2.0	0.095	8.409 2.42 -
15.24/ -5.08		
START OF INVOLUTE CHECK ...	0.017	1.487 0.43
BASE HELIX ANGLE		0ø 0' 0"
INVOLUTE VARIATION Avg. .(fHa)	0.0004	0.010
INVOLUTE RANGE	0.0009	0.023

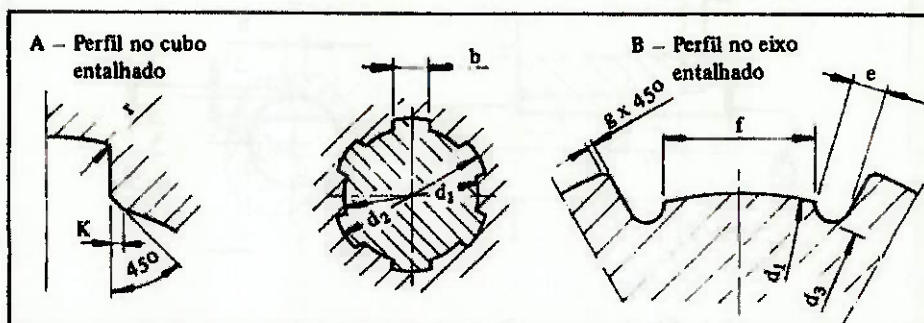
"TRIO DE RÉ - ENGRENAGEM LOUCA DA RÉ"
 "GEOMETRIA COMPLETA"

DRAWING INFORMATION	IMPERIAL (INCH)	METRIC (MM)
NUMBER OF TEETH	25	25
DIAMETRAL PITCH NORMAL (MODULE) ...	13.7297	1.8500
PRESSURE ANGLE NORMAL	20.0000	20.0000
BASE PITCH NORMAL	0.2150	5.461
OUTSIDE DIAMETER	2.012 / 2.006	51.10 / 50.95
DIA AT START OF TIP CHAMFERMin.	1.991	50.57
TIP CHAMFER ANGLE	49.500	49.500
PITCH CIRCLE DIAMETER THEORETICAL ..	1.8209	46.251
S.A.P. DIAMETER	1.7725	45.022
ROOT DIAMETER	1.663 / 1.654	42.24 / 42.01
BASE CIRCLE DIAMETER	1.7111	43.462
ROOT FILLET RADIUS	0.036	0.91
CIRCULAR THICKNESS NORMAL	0.1264 / 0.1245	3.211 / 3.162
BALL/PIN DIAMETER FOR (M.O.P.)	0.1181	3.000
SIZE OVER PINS (MOP)	1.993 / 1.989	50.62 / 50.52
SIZE OVER 4 TEETH	0.789 / 0.788	20.04 / 20.02
CIRCULAR THICKNESS @ HALF DEPTH	0.1208	3.068
MAXIMUM ALLOWABLE TOLERANCES ON :		
RUNOUT (T.I.R.)	0.0019	0.048
TOOTH TO TOOTH COMPOSITE VAR ..(fi")	0.0007	0.018
TOTAL COMPOSITE VARIATION	0.0033	0.084
PITCH VARIATION	0.0003	0.008
PITCH RANGE	0.0016	0.041
LEAD VARIATION Per in Avg.(fHB)	0.0005	0.013
LEAD RANGE Per in	0.0008	0.020
CROWNING IN MIDDLE 80% OF TOOTH(Cb)	0.0005	0.013
CROWNING TOLERANCE	+/-0.0001	+/-0.003
INVOLUTE INSPECTION	INV PRO	L.O.A. ROLL L.O.A.
INV PRO	(.0001 IN)	(IN) (DEG) (MM)
(.001 MM)		
Max. OUTSIDE DIA.	0.529	35.433 13.44
Min. E.A.P.	-16.0/ -6.0	0.509 34.076 12.92 -
40.64/-15.24		
TIP REFERENCE POINT	-10.0/ -4.0	0.487 32.613 12.37 -
25.40/-10.16		
HIGH POINT	-6.0/ -2.0	0.465 31.149 11.81 -
15.24/ -5.08		
MID REFERENCE POINT	-2.0/ 0.0	0.356 23.833 9.04 -
5.08/ 0.00		
Max. S.A.P.	-6.0/ -2.0	0.247 16.517 6.26 -
15.24/ -5.08		
START OF INVOLUTE CHECK ...	0.200	13.378 5.07
BASE HELIX ANGLE		0ø 0' 0"
INVOLUTE VARIATION Avg. ..(fHa)	0.0004	0.010
INVOLUTE RANGE	0.0006	0.015

"TRIO DE RÉ - ENGRENAGEM DO EIXO DE SAÍDA"
 "GEOMETRIA COMPLETA"

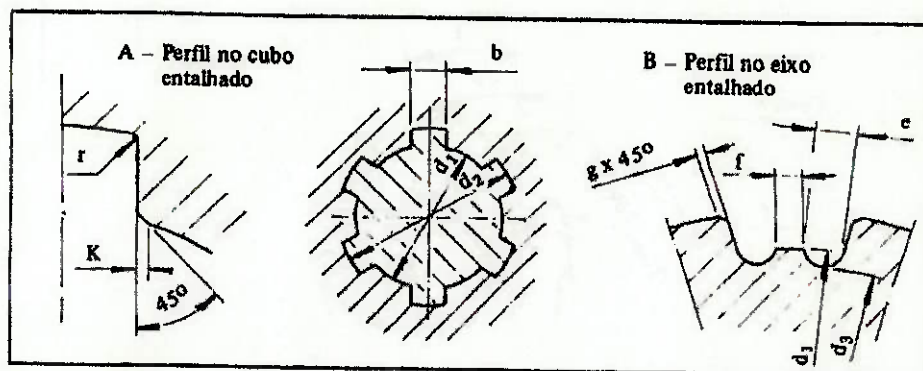
DRAWING INFORMATION	IMPERIAL (INCH)	METRIC (MM)
NUMBER OF TEETH	31	31
DIAMETRAL PITCH NORMAL (MODULE) ...	13.7297	1.8500
PRESSURE ANGLE NORMAL	20.0000	20.0000
BASE PITCH NORMAL	0.2150	5.461
OUTSIDE DIAMETER	2.382 / 2.372	60.50 / 60.25
DIA AT START OF TIP CHAMFERMin.	2.356	59.84
TIP CHAMFER ANGLE	50.000	50.000
PITCH CIRCLE DIAMETER THEORETICAL ..	2.2579	57.351
S.A.P. DIAMETER	2.1613	54.897
ROOT DIAMETER	2.033 / 2.024	51.64 / 51.41
BASE CIRCLE DIAMETER	2.1217	53.891
ROOT FILLET RADIUS	0.043	1.09
CIRCULAR THICKNESS NORMAL	0.1043 / 0.1023	2.649 / 2.598
BALL/PIN DIAMETER FOR (M.O.P.)	0.1181	3.000
SIZE OVER PINS (MOP)	2.376 / 2.371	60.35 / 60.22
SIZE OVER 4 TEETH	0.775 / 0.773	19.69 / 19.63
CIRCULAR THICKNESS @ HALF DEPTH	0.1174	2.982
MAXIMUM ALLOWABLE TOLERANCES ON :		
RUNOUT (T.I.R.)	0.0020	0.051
TOOTH TO TOOTH COMPOSITE VAR ..(fi")	0.0007	0.018
TOTAL COMPOSITE VARIATION	0.0034	0.086
PITCH VARIATION	0.0003	0.008
PITCH RANGE	0.0016	0.041
LEAD VARIATION Per in Avg.(fHB)	0.0005	0.013
LEAD RANGE Per in	0.0008	0.020
CROWNING IN MIDDLE 80% OF TOOTH(Cb)	0.0005	0.013
CROWNING TOLERANCE	+/-0.0001	+/-0.003
INVOLUTE INSPECTION	INV PRO	L.O.A. ROLL L.O.A.
INV PRO	(.0001 IN)	(IN) (DEG) (MM)
(.001 MM)		
Max. OUTSIDE DIA.	0.541	29.232 13.75
Min. E.A.P.	-16.0/ -6.0	0.512 27.635 13.00 -
40.64/-15.24		
TIP REFERENCE POINT	-10.0/ -4.0	0.476 25.708 12.09 -
25.40/-10.16		
HIGH POINT	(75.3 %) -6.0/ -2.0	0.440 23.781 11.18 -
15.24/ -5.08		
MID REFERENCE POINT	-2.0/ 0.0	0.331 17.900 8.42 -
5.08/ 0.00		
Max. S.A.P.	-6.0/ -2.0	0.223 12.019 5.65 -
15.24/ -5.08		
START OF INVOLUTE CHECK ...	0.160	8.645 4.07
BASE HELIX ANGLE		0° 0' 0"
INVOLUTE VARIATION Avg. ..(fHa)	0.0004	0.010
INVOLUTE RANGE	0.0005	0.014

13.15. ENTALHADO COM DENTES RETOS (NORMA DIN 5462)



Nº Dentes	Centragem	d ₁	d ₂	b	d ₃ mín.	e máx.	f	g máx.	K máx.	r máx.
6	Centragem no Diâmetro Interno	23	26	6	22,1	1,25	3,54	0,3	0,3	0,2
		26	30	6	24,6	1,84	3,85	0,3	0,3	0,2
		28	32	7	26,7	1,77	4,03	0,3	0,3	0,2
8	Centragem no Diâmetro Interno ou de Flancos	32	36	6	30,42	1,89	2,71	0,4	0,4	0,3
		36	40	7	34,5	1,78	3,46	0,4	0,4	0,3
		42	46	8	40,4	1,68	5,03	0,4	0,4	0,3
		46	50	9	44,62	1,61	5,75	0,4	0,4	0,3
		52	59	10	49,7	2,72	4,89	0,5	0,5	0,5
		56	62	10	53,6	2,76	6,38	0,5	0,5	0,5
10		62	68	12	59,82	2,48	7,31	0,5	0,5	0,5
		72	78	12	69,6	2,54	5,45	0,5	0,5	0,5
		82	88	12	79,32	2,67	8,62	0,5	0,5	0,5
		92	98	14	89,44	2,36	10,08	0,5	0,5	0,5
		102	108	16	99,9	2,23	11,49	0,5	0,5	0,5
		112	120	18	108,8	3,23	10,72	0,5	0,5	0,5

13.16. ENTALHADO COM DENTES RETOS (NORMA DIN 5463)



Nº Dentes	Centragem	d ₁	d ₂	b	d ₃ mín.	e máx.	f	g máx.	K máx.	r máx.	
6	Centragem no Diâmetro Interno	11	14	3	9,9	1,55	—	0,3	0,3	0,2	
		13	16	3,5	12,0	1,5	0,32	0,3	0,3	0,2	
		16	20	4	14,54	2,1	0,16	0,3	0,3	0,2	
		18	22	5	16,7	1,95	0,45	0,3	0,3	0,2	
		21	25	5	19,5	1,98	1,95	0,3	0,3	0,2	
		23	28	6	21,3	2,3	1,34	0,3	0,3	0,2	
		26	32	6	23,4	2,94	1,65	0,4	0,4	0,3	
		28	34	7	25,9	2,94	1,70	0,4	0,4	0,3	
8	Centragem no Diâmetro Interno ou de Flancos	32	38	6	29,4	3,3	0,15	0,4	0,4	0,3	
		36	42	7	33,5	3,01	1,02	0,4	0,4	0,3	
		42	48	8	39,5	2,91	2,57	0,4	0,4	0,3	
		46	54	9	42,7	4,1	0,86	0,5	0,5	0,5	
		52	60	10	48,7	4,0	2,44	0,5	0,5	0,5	
		56	65	10	52,2	4,74	2,5	0,5	0,5	0,5	
		62	72	12	57,8	5,0	2,4	0,5	0,5	0,5	
		72	82	12	67,4	5,43	—	0,5	0,5	0,5	
		10	82	92	12	77,1	5,4	3,0	0,5	0,5	0,5
			92	102	14	87,3	5,2	4,5	0,5	0,5	0,5
			102	112	16	97,7	4,9	6,3	0,5	0,5	0,5
			112	125	18	106,3	6,4	4,4	0,5	0,5	0,5