

• U



C •

FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS  
E TECNOLOGIA  
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE  
ENGENHARIA MECÂNICA

# **Projecto de um sistema de transmissão de um veículo automóvel utilitário citadino híbrido**

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Automóvel

**Autor**

**Cédric Bruno Gomes da Silva**

**Orientadores**

**Professor Doutor José Domingos Costa**

**Professor Doutor Pedro de Figueiredo Vieira  
Carvalheira**

**Júri**

<b>Presidente</b>	<b>Professora Doutora Maria Augusta Neto</b> <b>Professor Auxiliar DEM-FCTUC</b> <b>Professor Doutor Amílcar Lopes Ramalho</b> <b>Professor Associado com Agregação DEM-FCTUC</b> <b>Professor Doutor José Domingos Costa</b>
<b>Vogais</b>	<b>Professor Associado com Agregação DEM-FCTUC</b> <b>Professor Doutor Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira</b> <b>Professor Auxiliar DEM-FCTUC</b>

**Coimbra, Setembro, 2011**

*You think you have a limit, and then you go for this limit and you touch this  
limit, and you think OK, this is the limit.  
As soon you touch this limit, something happens to you; suddenly you can go a  
little bit further.  
With your mind power, your determination, your instinct and your experience  
as well, you can fly very high.*

Ayrton Senna, Entrevista no Grande Prémio do Mónaco, 1991

## Agradecimentos

Quero agradecer a todos os que fizeram parte do meu percurso académico, mesmo a todos aqueles que não sejam posteriormente mencionados em concreto, pois todos eles foram parte fundamental para eu atingir o objectivo ao qual me propus.

Apresento o meu sincero agradecimento ao Professor Doutor José Domingos Costa, por ter concordado em orientar a minha dissertação de mestrado, por se ter mostrado sempre disponível para ouvir atentamente as minhas questões, e pelos conselhos e ensinamentos que me transmitiu. Também, ao Professor Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira agradeço o facto de se ter, sempre, disponibilizado para me ouvir.

Com orgulho, à minha família, ao meu pai Jorge Silva, à minha mãe Lurdes Silva e, à minha irmã Verónica Silva por me terem ajudado a atingir o que sempre sonhei, sem eles nada teria sido possível.

Quero agradecer à minha namorada, Sandra Cruz, por me ter acompanhado na recta final da minha dissertação e pelo indiscutível apoio que me dedicou.

Agradeço ao meu grande amigo José Pedro Ferreira, que demonstrou ao longo de todo o meu percurso escolar, em particular o incentivo e conhecimentos transmitidos ao longo da elaboração desta dissertação.

Não poderia deixar passar este momento sem transmitir o sincero agradecimento aos meus grandes amigos, Luís Rodrigues e Nathalie Francisco, por todo o apoio e por toda a ajuda prestada nos momentos que mais precisei, ao longo deste ano.

## Resumo

O objectivo desta dissertação de mestrado é a eleição da melhor linha de transmissão para um veículo híbrido automóvel citadino urbano.

Ao longo desta exposição serão descritos os órgãos que compõem uma linha de transmissão, a sua respectiva função e o seu posicionamento. Apresentar-se-á pormenorizadamente as diversas caixas de velocidades passíveis de virem a ser aplicadas num veículo híbrido, que podem ser divididas em dois grupos, as caixas de velocidades automáticas e as caixas de velocidades de variação contínua, denominadas *CVT's (continuously variable transmission)*. Estes dois grupos, subdividem-se, nas caixas de velocidades automáticas descritas ao longo desta dissertação: as caixas de velocidades automáticas e as caixas de velocidades semi-automática, em particular a *DSG*. Nas caixas de velocidades de variação contínua (*CVT*), são consideradas: as *CVT's* com correia ou corrente, a *Cone Ring* e a *CVT Full ou Half Toroidal*. Para cada uma das caixas de velocidades mencionadas anteriormente, serão expostas as suas vantagens e desvantagens. Assim como, em anexo, serão avaliados e comparados vários parâmetros para recair sobre a melhor escolha das caixas de velocidades apresentadas para estudo.

Em conclusão serão apresentadas as diversas razões para a escolha da caixa de velocidade semi-automática *DSG* para o veículo híbrido desejado, acrescentando algumas sugestões para a continuação deste projecto.

**Palavras-chave:** Embraiagem, diferencial, *Dual Shift Gear (DSG)*, *Cone Ring*, *Toroidal*, Variação Contínua da Transmissão (*CVT*).

## Abstract

The goal of this dissertation is to select the best transmission for a hybrid city car.

Throughout this exposition the components of a transmission system will be described, their correspondent function and position. It will be introduced in detail the range of transmission systems that may come to be applied in a hybrid vehicle. The gearbox can be divided into two groups: automatic gearboxes and continuously variable transmission gearboxes, called CVT. These two groups are subdivided, in automatic transmissions described throughout this dissertation: the automatic gearboxes and semi-automatic gearboxes, DSG in particular. In CVT gearboxes there are the CVT with belt or chain, the Cone Ring, Full Toroidal and Half Toroidal. For each of the transmission systems mentioned above, will be exhibited its advantages and disadvantages. Several parameters will be evaluated and compared to find the best choice among the gearboxes discussed in this study.

In conclusion several reasons for the choice of the semi-automatic gearbox DSG for the desired hybrid vehicle will be presented and some suggestions given for the continuation of this project.

**Keywords:** Clutch, Differential, Dual Shift Gear (DSG), Cone Ring, Toroidal, Continuously variable transmission (CVT).

## Índice

ÍNDICE DE FIGURAS .....	v
ÍNDICE DE TABELAS .....	vi
SIMBOLOGIA E SIGLAS.....	vii
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. LINHA DE TRANSMISSÃO .....	4
2.1. Principais Órgãos de uma Linha de Transmissão.....	4
2.1.1. Volante motor .....	4
2.1.2. Embraiagem.....	5
2.1.3. Diferencial .....	6
2.2. Funções de uma Linha de Transmissão .....	8
2.3. Consequências para a Linha de Transmissão do Local de Aplicação do Motor no Veículo .....	9
3. CAIXAS DE VELOCIDADES.....	13
3.1. Importância da caixa de velocidades .....	13
3.2. Caixa de Velocidades Manual .....	18
3.3. Caixa de Velocidades Automática.....	18
3.4. Caixa de Velocidade Semi-Automática Tipo <i>Direct Shift Gearbox</i> .....	22
3.5. Caixa de Velocidades de Variação Contínua da Transmissão Tipo <i>CVT</i> .....	24
3.6. Caixa de Velocidades de Variação Contínua da Transmissão Tipo <i>Cone Ring</i> .....	29
3.6.1. Velocidades Periféricas na Caixa De Velocidades <i>Cone Ring</i> .....	31
3.6.2. Transmissão de Potência numa <i>Cone Ring</i> .....	33
3.7. Caixa de Velocidades de Variação Contínua da Transmissão Tipo <i>Toroidal</i> .....	38
3.7.1. Estrutura de uma <i>Full Toroidal CVT</i> e de uma <i>Half Toroidal CVT</i> .....	40
3.7.2. Transmissão de potência numa <i>Half Toroidal CVT</i> .....	44
4. CONCLUSÕES.....	48
5. REFERÊNCIAS .....	51
ANEXO A: Tabela de comparação das caixas de velocidades .....	54

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1.</b> Linha de uma transmissão de um veículo. Adaptado de [1].	4
<b>Figura 2.</b> Volante bimatassa <i>SACHS</i> . Adaptado de [2].	5
<b>Figura 3.</b> Exemplo de uma embraiagem simples de disco ( <i>a</i> ), adaptado de [3] e de uma embraiagem de múltiplos discos ( <i>b</i> ), adaptado de [4].	5
<b>Figura 4.</b> Esquema representativo de um diferencial aberto, adaptado de [5].	6
<b>Figura 5.</b> Representação de um diferencial de tracção traseira, adaptado de [6].	7
<b>Figura 6.</b> Possíveis locais de aplicação do motor num veículo [7].	9
<b>Figura 7.</b> Tipos de disposições dos elementos da linha de transmissão: o motor (laranja), a caixa de velocidades (vermelha), o diferencial (azul) e a caixa de transferência (verde). Adaptado de [8].	9
<b>Figura 8.</b> Motor transversal ( <i>a</i> ) [9] e motor longitudinal ( <i>b</i> ) [10].	10
<b>Figura 9.</b> Mapa secundário de um MCI sem uma caixa de velocidades [11].	14
<b>Figura 10.</b> Mapa secundário de um MCI com uma caixa de velocidades manual de 4 relações (imagem adaptada de [11].	15
<b>Figura 11.</b> Comparação do comportamento de uma caixa de velocidade manual com uma caixa de velocidades automática.	16
<b>Figura 12.</b> Legenda de um conversor de binário, adaptado de [13].	19
<b>Figura 13.</b> Breve explicação do funcionamento do conversor de binário, adaptado de [14].	20
<b>Figura 14.</b> Foto cortesia de DaimlerChrysler Mercedes-Benz CLK - transmissão automática (modelo em corte). [15]	20
<b>Figura 15.</b> Trem epicicloidal, sistema planetário.	21
<b>Figura 16.</b> Caixa de velocidades <i>DSG</i> de um <i>Audi-TT 3.2 Quatro</i> [16].	23
<b>Figura 17.</b> Esquematização de uma <i>CVT</i> .	25
<b>Figura 18.</b> Representação interna de uma caixa de velocidades de <i>CVT</i> com correia.	25
<b>Figura 19.</b> Correia de atrito em corte, utilizada nas caixas de velocidades <i>CVT</i> da <i>Honda</i> .	26
<b>Figura 20.</b> Representação dos ângulos de abraçamento da corrente com a polias.	27
<b>Figura 21.</b> Desgaste verificado nos elementos metálicos de um correia [22].	27

<b>Figura 22.</b> CVT da Audi e corrente de transmissão de atrito entre as duas polias.....	28
<b>Figura 23.</b> Imagem de uma <i>Cone Ring</i> em corte.....	30
<b>Figura 24.</b> Imagem representativa das siglas utilizadas nas equações seguintes. ....	31
<b>Figura 25.</b> Imagem representativa da frente do anel de atrito e das siglas utilizadas nas equações seguintes.....	31
<b>Figura 26.</b> Representação do força de atrito resultante da reacção normal a multiplicar com o coeficiente de atrito.....	33
<b>Figura 27.</b> Representação dos contactos cilíndricos resultantes num determinado instante.....	34
<b>Figura 28.</b> Representação do primeiro caso das situações de <i>Hertzian Contact</i> . ....	34
<b>Figura 29.</b> Representação do segundo caso das situações de <i>Hertzian Contact</i> . ....	36
<b>Figura 30.</b> Evolução da relação entre as tensões $\sigma_x$ , $\sigma_y$ , $\sigma_z$ , $\tau_{máx}$ e $p_{máx}$ com $z$ (ou $z/b$ ), adaptado de [18]. ....	37
<b>Figura 31.</b> Foto de uma Toroidal <i>CVT Nissan</i> .....	38
<b>Figura 32.</b> Em cima é representado a diferença de raios para a multiplicação do binário máximo em a) (situação no arranque), em b) temos a relação de raios para a desmultiplicação mínima do binário, em c) é representado a simbologia para a relação de transmissão resultante pela diferença entre raios.....	39
<b>Figura 33.</b> Representação da variação do ângulo $\theta$ de uma <i>Full Toroidal</i> . ....	40
<b>Figura 35.</b> Representação da variação $\theta$ de uma <i>Half Toroidal CVT</i> . ....	42
<b>Figura 36.</b> Esquematização de uma <i>Half Toroidal CVT</i> .....	42
<b>Figura 37.</b> Figura representativa dos vários elementos de funcionamento numa <i>Half Toroidal CVT</i> .....	44



## ÍNDICE DE TABELAS

<b>Tabela 1.</b> Representação percentual da preferência no Mundo da caixa de velocidades automática [12]. .....	17
<b>Tabela 2.</b> Representação percentual da preferência na Europa da caixa de velocidades automática [12]. .....	17
<b>Tabela 3.</b> Relação de transmissão numa caixa de velocidades automáticas. ....	21

## SIMBOLOGIA E SIGLAS

### SIMBOLOGIA

$d_1$  – Diâmetro do cone de entrada em contacto com o anel de atrito

$d_2$  – Diâmetro do anel de atrito

$E_1$  – Módulo de Young do cone de entrada

$E_2$  – Módulo de Young do anel

$E_2$  – Módulo de Young do anel

$E_3$  – Módulo de Young do cone de entrada

$E_4$  – Módulo de Young do disco de entrada

$E_5$  – Módulo de Young do *power roller*

$F$  – Força

$F_a$  – Força de atrito

$F_C$  – Força de contacto

$F_t$  – Força de tracção

$l$  – Comprimento do anel (em ordem a x, Figura 28)

$N$  – Reacção Normal

$p_{m\acute{a}x}$  – Pressão máxima possível no contacto

$P$  – Potência

$P_{mean}$  – Pressão na superfície do ponto de contacto de atrito

$m, n$  – coeficientes obtidos pelo integral da elíptica

$r_1$  – Raio que é formado no contacto do cone de entrada com a superfície interior do anel de atrito

$r_2$  – Raio que é formado no contacto do cone de saída com a superfície exterior do anel de atrito

$r_i$  – Raio que é formado no contacto do cone de entrada com a superfície interior do anel de atrito

$r_e$  – Raio que é formado no contacto do cone de saída com a superfície exterior do anel de atrito

$R_p$  – Raio formado na polia de saída em situação de arranque, numa *CVT* com correia.

$R_s$  – Raio formado na polia de entrada em situação de arranque, numa *CVT* com correia.

$R_{11}$  – Raio da curva principal do disco de entrada (perpendicular ao plano representado na Figura 36)

$R_{12}$  – Raio da curva principal do disco de entrada (paralela a direcção ao plano da Figura 36)

$R_{21}$  – Raio da curva principal do *power roller* (perpendicular ao plano da Figura 36)

$R_{22}$  – Raio da curva principal do *power roller* (paralela a direcção ao plano representado da Figura 36)

$T_0$  – Binário de transmissão

$v_1$  – Velocidade do cone de entrada

$v_2$  – Velocidade a entrada no cone de saída

$W_R$  – Velocidade angular do anel de atrito

$W_1$  – Velocidade angular do cone de entrada

$W_2$  – Velocidade angular do cone de saída

$\theta_s$  – Ângulo de abraçamento mais pequeno (situação de arranque), na polia de entrada numa *CVT* com correia

$\theta_p$  – Ângulo de abraçamento maior (situação de arranque), na polia de saída numa *CVT* com correia

$\theta_0$  – Ângulo de inclinação do *power roller*

$\phi_0$  – ângulo de inclinação

$\theta$  – ângulo de inclinação do *power roller*

$\sigma_x$  – Tensão normal no eixo X

$\sigma_y$  – Tensão normal no eixo Y

$\sigma_z$  – Tensão normal no eixo Z

$\tau_{máx}$  – Tensão de corte

$\nu_1$  – Coeficiente de Poisson do cone de entrada.

- $v_2$  – Coeficiente de Poisson do anel.  
 $v_3$  – Coeficiente de Poisson do cone de saída  
 $v_4$  – Coeficiente de Poisson do disco de entrada  
 $v_5$  – Coeficiente de Poisson do *power roller*  
 $\mu$  – Coeficiente de atrito  
 $\omega_1$  – velocidade do disco de entrada  
 $\omega_2$  – velocidade do *power*

## SIGLAS

- MCI – Motor de combustão interna  
ME – Motor eléctrico  
rpm – rotações por minuto  
CVT – Continuously variable transmission  
MT – Manual transmission  
DSG – Direct Shift Gear  
4WD – Four Wheel Drive  
AWD – All Wheel Drive  
MA – Marcha atrás  
1<sup>a</sup> – Primeira relação de transmissão  
2<sup>a</sup> – Segunda relação de transmissão  
3<sup>a</sup> – Terceira relação de transmissão  
4<sup>a</sup> – Quarta relação de transmissão  
5<sup>a</sup> – Quinta relação de transmissão  
6<sup>a</sup> – Sexta relação de transmissão

## 1. INTRODUÇÃO

A sociedade está a evoluir a um ritmo elevado, ritmo esse no qual a mobilidade é um imprescindível catalisador para o desenvolvimento social e económico sustentável. No desenvolvimento social pode verificar-se que a aquisição de pelo menos um veículo por família é essencial para o equilíbrio e o bem-estar desta, fazendo progredir as suas necessidades no sentido desta se sentir mais cómoda e segura aquando das suas deslocações. A maior parte das famílias não usa os meios de transporte públicos, pelo que em cada uma existe não só um mas sim dois ou mais veículos, sendo, na maior parte das vezes, um veículo compacto e um veículo familiar.

A actual conjuntura económico-social colocou o veículo tradicional, tal como o conhecemos, numa fase de mudança inevitável. Pode constatar-se que esta mudança tem diversos factores implícitos, nomeadamente económicos, sociais e ambientais. A nível económico verifica-se uma constante subida nos preços do petróleo, não só devido à instabilidade económica das grandes potencias económicas mundiais, mas também à escassez deste bem no planeta. A evolução das sociedades é outro factor que levou a uma forte expansão das áreas urbanas, originando uma necessidade de meios de transporte próprios mais compactos e com maior facilidade em termos de mobilidade. Por último, mas não menos importante, é essencial para o equilíbrio do nosso planeta a diminuição das exuberantes emissões poluentes que se produzem. Neste sentido, o director do curso do Mestrado em Engenharia Automóvel, o Professor Doutor Pedro de Figueiredo Viera Carvalheira, propôs aos alunos a criação de um veículo que vá ao encontro das principais necessidades da sociedade actual. Após uma análise intensiva de todas essas necessidades, concluiu-se a impreterível criação de um veículo híbrido utilitário citadino com as seguintes principais características: baixo custo de aquisição; baixo consumo, garantindo assim também baixas emissões poluentes; formato compacto para facilitar o estacionamento e o deslocamento em qualquer centro urbano; e, acima de tudo, oferecer a tecnologia suficiente para a segurança dos ocupantes e dos utentes que circulam na mesma via. Para atingir todos os pontos referidos, existe um assunto fulcral na criação desse veículo, ou seja, o seu peso, pois

deverá ser o mais diminuto possível, mas não colocando em causa o valor mínimo em questões de segurança, isto é, garantir aderência à faixa de rodagem mesmo em caso de condições atmosféricas adversas, tais como o vento, a chuva, o gelo, etc. Deste modo, apesar da escolha das características do veículo seguir uma optimização para o uso maioritário em cidade, o automóvel tem que garantir um atrito em estrada suficiente para que possa curvar e atingir velocidade limitada por lei com a maior segurança possível, também de forma a garantir a fluidez do trânsito.

Ao responder à necessidade de obter uma relação peso/segurança minimamente aceitável para o desenvolvimento do veículo, vai-se ao encontro das restantes características do veículo proposto, isto é, quanto menor for o seu peso menor terá que ser a potência do motor para o deslocar. Por conseguinte, o motor poderá ter uma baixa cilindrada, o que obrigatoriamente levará a um menor consumo de combustível e a uma menor emissão poluente.

A maior reflexão no desenvolvimento deste projecto foi equacionar o melhor tipo de motorização que um veículo deste tipo deverá apresentar para ser competitivo no mercado actual. Desta forma, ponderou-se projectar três cenários para a criação de um veículo simples, o primeiro com apenas um motor de combustão interna (a partir daqui sempre que for mencionado serão utilizadas as siglas MCI), o segundo unicamente com um motor eléctrico (doravante designado ME) e o terceiro, e último, com motorização híbrida que comporta a combinação de um MCI com um ME, sendo esta última a escolhida por alguns fabricantes automóveis para aplicar nos seus veículos actuais. Concluiu-se também que, para este projecto, a melhor solução seria uma motorização híbrida, na qual se foca a atenção para o número máximo de baterias a aplicar no veículo, de forma a não elevar o seu peso em demasia. No entanto, estas baterias devem proporcionar uma autonomia suficiente para o ME conseguir deslocar o veículo de forma independente e por distâncias consideráveis em ambiente citadino, pois são esses percursos que elevam consideravelmente o consumo do MCI.

Depois de uma breve abordagem ao plano proposto aos alunos do Mestrado em Engenharia Automóvel, esta dissertação tem uma grande importância no desenvolvimento do veículo acima descrito, pois apesar de ser imprescindível num automóvel um motor adequado, este não terá qualquer utilidade se não existir uma linha de transmissão eficiente que transfira a potência às rodas de tracção, assim como também é indispensável a aplicação de uma multiplicação do binário do MCI (para este

caso será feita aos dois, MCI e ME) com uma caixa de velocidades para possibilitar o movimento do veículo a partir de um estado estático até à gama de velocidades concordante com os limites legais. Ao longo deste relatório serão mencionados e descritos os diferentes tipos de sistemas de transmissão existentes no mercado, sendo feita uma breve apreciação para a adaptação de qualquer um destes ao veículo pretendido. Noutra etapa desta dissertação, serão descritas seis caixas de velocidades que podem, teoricamente, ser aplicadas num veículo híbrido. Para todas elas serão apresentadas as vantagens e desvantagens da sua aplicação num automóvel utilitário citadino. Como conclusão, será eleita a caixa de velocidades mais viável para ser aplicada num veículo híbrido utilitário citadino, focando, com especial atenção, as exigências a que esta terá que dar resposta de forma irrepreensível aquando da sua utilização num ambiente maioritariamente urbano.

## 2. LINHA DE TRANSMISSÃO

Neste capítulo, vão ser referidos os diversos órgãos mecânicos que compõem uma linha de transmissão, os locais possíveis para a sua aplicação, as suas principais funções e o seu respectivo enquadramento no tema da dissertação de mestrado, tendo em conta as várias configurações possíveis e existentes no mercado internacional de veículos automóveis.

### 2.1. Principais Órgãos de uma Linha de Transmissão

Os principais elementos que constituem uma linha de transmissão num veículo automóvel são, como se pode ver na Figura 1, o motor, o volante do motor, a embraiagem, a caixa de velocidades, o veio de transmissão e o diferencial:

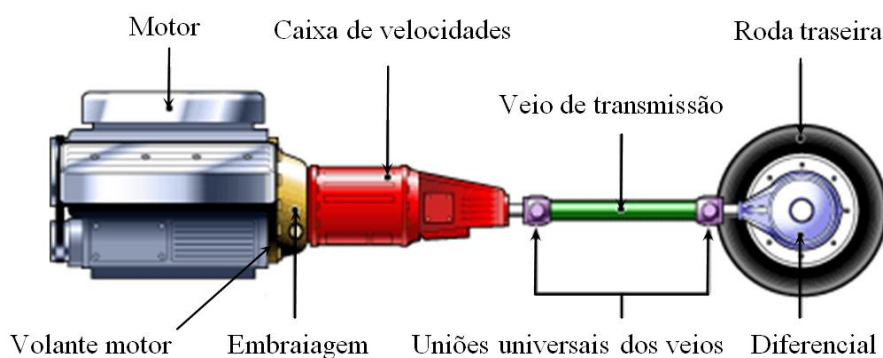


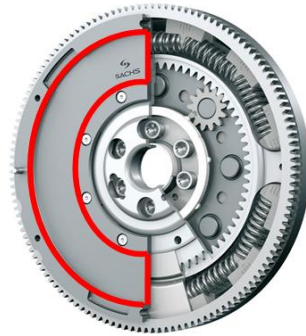
Figura 1. Linha de uma transmissão de um veículo. Adaptado de [1].

#### 2.1.1. Volante motor

Na Figura 1 é apresentada a localização de um órgão de extrema importância na linha de transmissão de potência; esse elemento - o volante do motor - encontra-se após o MCI e está ligado à cambota. Actualmente, é aplicado, em quase todos os modelos das diversas marcas o volante bimassa que amortece e suaviza o



binário produzido pelo MCI, dado que o binário produzido não é constante (existem flutuações).



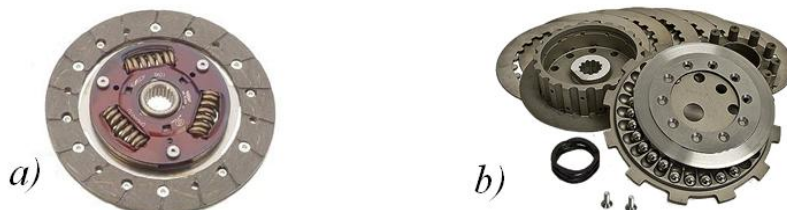
**Figura 2.** Volante bimatéria SACHS. Adaptado de [2].

A Figura 2, exibe o interior de um volante bimatéria, (através do corte do prato, onde assenta a embraiagem), sendo visíveis as molas que amortecem a flutuação do binário do MCI. Na mesma Figura 2 pode visualizar-se, destacado a vermelho, o encaixe da embraiagem na linha de transmissão.

### 2.1.2. Embraiagem

A embraiagem é um sistema de acoplamento temporário entre o MCI e a caixa de velocidades, porque permite desacoplar o motor da linha de transmissão para efectuar a alteração de uma relação de transmissão (mudança) ou para imobilizar o veículo e garantir o trabalho do MCI no *ralenti*.

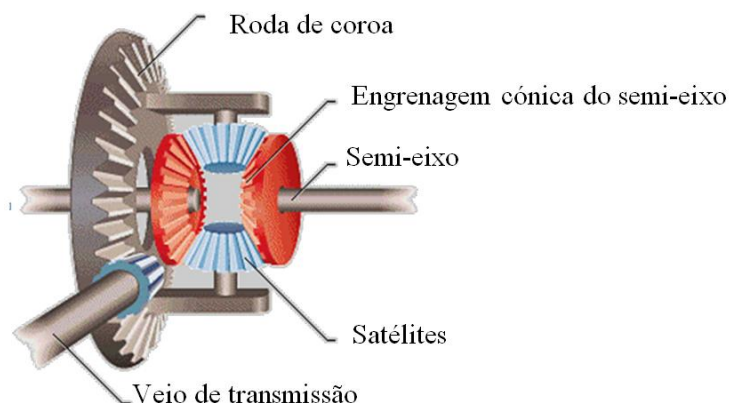
As embraiagens podem ser de dois tipos: embraiagem simples de um disco, que habitualmente são de actuação por atrito seco; e as embraiagens de múltiplos discos, que geralmente se encontram imersas em óleo.



**Figura 3.** Exemplo de uma embraiagem simples de disco (a), adaptado de [3] e de uma embraiagem de múltiplos discos (b), adaptado de [4].

### 2.1.3. Diferencial

Outro elemento determinante na linha de transmissão é o diferencial, que possibilita a repartição do binário entre as rodas motrizes (no mínimo duas). Este binário é produzido a partir do veio de saída da caixa de velocidades. O diferencial aberto é composto por uma roda de coroa, satélites e dois semi-eixos com engrenagens cónicas que estão engrenadas nos satélites.

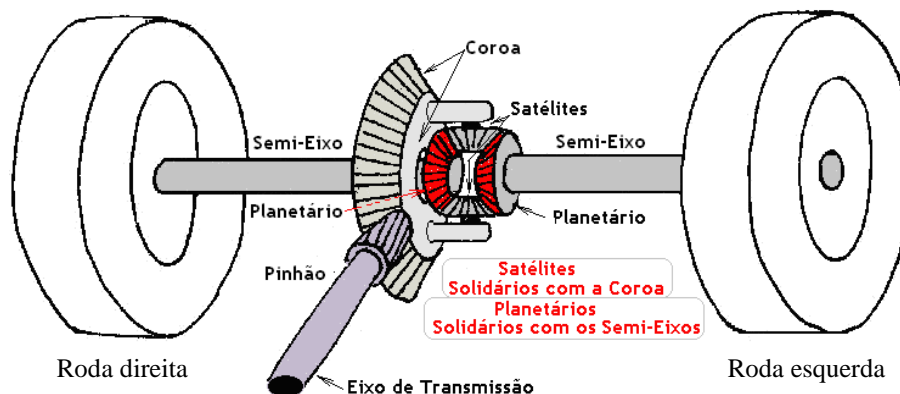


**Figura 4.** Esquema representativo de um diferencial aberto, adaptado de [5].

Para abordar o princípio de funcionamento de um diferencial, vai ser exemplificado o funcionamento de um diferencial de tracção traseira. Um veículo necessita de um diferencial, porque em qualquer estrada é necessário curvar, tendo sido imprescindível encontrar uma maneira de transferir a força do motor para os semi-eixos de cada roda tendo em conta o facto de as rodas terem trajectórias diferentes, dado que não realizam o mesmo percurso (isto é, a roda interior da curva percorre uma menor distância do que a roda exterior).

Como se pode ver na Figura 5, o funcionamento de um diferencial aberto é relativamente simples. O veio de entrada da potência de transmissão de binário está ligado directamente a uma roda de coroa que entra em rotação devido ao binário adquirido. A roda da coroa não está ligada directamente aos semi-eixos que fornecem a tracção às rodas, pois encontram-se interdependentes da coroa os satélites que transmitem as rotações aos semi-eixos. Neste sentido, quando o veículo está a percorrer um percurso em linha recta, as rodas de tracção têm a mesma velocidade de rotação e nesta situação os satélites estão parados, ou seja, neste caso os satélites não rodam sobre os seus eixos, o que origina a transmissão do movimento circular da coroa aos semi-eixos. Hipoteticamente, se um veículo não tivesse que curvar, o eixo de transmissão e a

roda de coroa ligada directamente aos semi-eixos seriam suficientes, não sendo necessários satélites.



**Figura 5.** Representação de um diferencial de tracção traseira, adaptado de [6].

Quando, por exemplo, um veículo inicia uma curva à direita e no sentido de deslocação normal, isto é, para frente, os satélites passam a entrar em rotação sobre os seus eixos, e dependendo da necessidade, pois se queremos que a roda direita rode menos do que a roda esquerda, o semi-eixo direito vai então rodar menos do que o esquerdo. Isto implica que, ao entrar o binário na coroa, esta faça com que o satélite superior rode para a esquerda e o inferior para a direita (olhando de frente para a Figura 5). Assim, teremos movimentação do veículo no sentido de marcha sem derrapagem da roda interior da curva. Neste tipo de diferencial existe um senão, porque sempre que uma roda é bloqueada a potência é transferida para a outra roda, logo nestas condições sempre que uma roda estiver em contacto com o solo e a outra não, existirá sempre produção e deslocação de binário para a roda que não está em contacto com o solo (o binário percorre o caminho mais fácil). Se a velocidade do veículo permanecer constante, temos 50% da transmissão de binário em cada roda, se em curvas o binário da roda interna cair para 40%, a roda externa terá o seu binário a elevar-se para 60%. No caso de a velocidade ser nula numa roda (roda parada) a outra terá 100% de binário, sendo que nestas circunstâncias poderá ocorrer o risco de despiste pois a roda que não se encontra em contacto com o solo, quando entrar em tracção poderá efectuar uma descompensação na condução do condutor levando a um escorregamento ou mesmo despiste. Na actualidade, com o uso recorrente de sensores, é possível solucionar este problema e corrigir as perdas de tracção das rodas sempre que estas deixam de estar em

contacto com o solo, porque é feito o bloqueio da roda que perde tracção, fazendo com que a outra roda passe a receber binário. Esta leitura e correcção são feitas com sensores que comparam a diferença de velocidade das rodas de tracção sobre o mesmo eixo, confrontando a mesma com o ângulo de direcção existente no instante em que o veículo curva. Com essa leitura comparativa é sempre possível corrigir a desconexão de velocidade entre as rodas e o ângulo de direcção, podendo ser travada a roda que perdeu tracção.

Na Figura 1, encontram-se outros elementos ainda não descritos. A caixa de velocidades será estudada com maior cuidado no capítulo três. As uniões de veios e veios de transmissões não vão ser descritos em detalhe porque tratam-se apenas de órgãos de transmissão de rotação, sendo importante salientar que as uniões de veios são utilizadas para permitir transmissão de movimentos de rotação entre dois eixos diferentes concorrentes.

## 2.2. Funções de uma Linha de Transmissão

As principais funções da linha de transmissão são:

- Manter o veículo parado com o motor em funcionamento;
- Permitir que o veículo passe de um estado de imobilização para um estado em movimento;
- Conversão de binário e velocidade rotacional;
- Permitir tracção/deslocamento para frente e para trás;
- Compensar diferenças de velocidades entre as rodas do mesmo eixo em curva;
- Garantir que a unidade motriz se mantém em funcionamento numa gama conducente a consumos de combustível e emissões poluentes mínimos.
- Garantir a transmissão de movimento de rotação entre dois veios distintos concorrentes como por exemplo através da utilização de uniões de veios numa linha de transmissão.

### 2.3. Consequências para a Linha de Transmissão do Local de Aplicação do Motor no Veículo

Num veículo ligeiro é possível colocar o motor em três locais distintos, como se pode ver na Figura 6. Temos a configuração com o motor colocado na frente do veículo (denominado de motor dianteiro, *a*), o motor colocado na traseira do veículo (motor traseiro, *b*) e, numa terceira opção, o motor colocado ao centro (motor central, *c*).

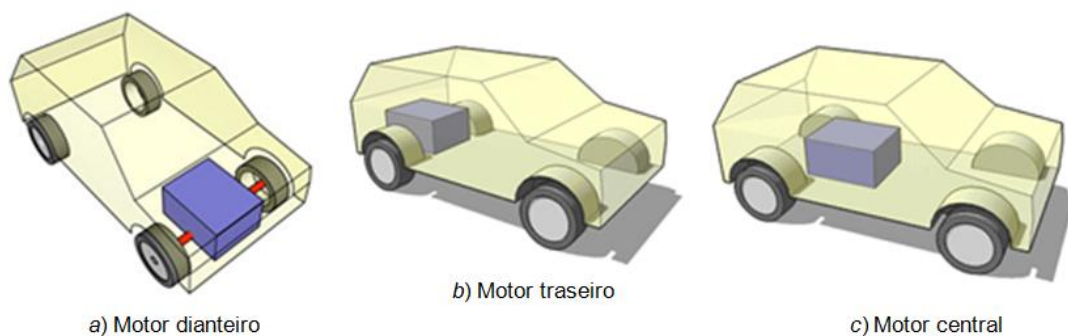


Figura 6. Possíveis locais de aplicação do motor num veículo [7].

A Figura 7 resume e representa as diversas disposições de todos os órgãos que constituem a linha de transmissão e os tipos de tracção que existem.

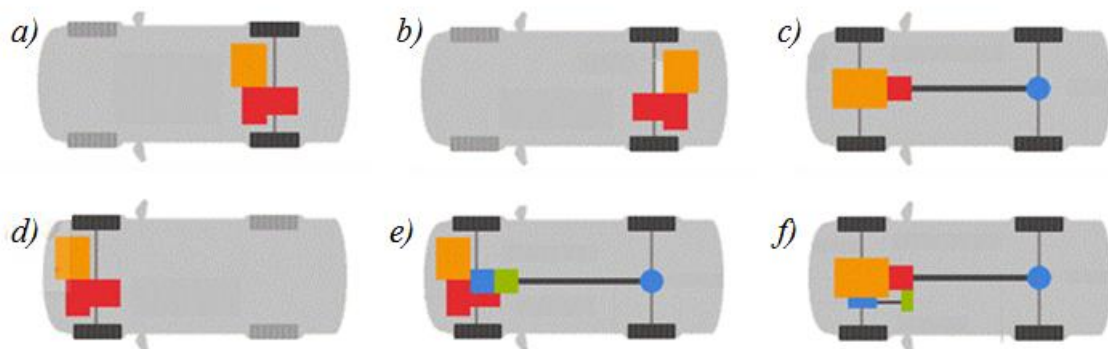


Figura 7. Tipos de disposições dos elementos da linha de transmissão: o motor (laranja), a caixa de velocidades (vermelha), o diferencial (azul) e a caixa de transferência (verde). Adaptado de [8].

Analisando a Figura 7 consegue-se visualizar diversas hipóteses que se passam a citar:

- a) Motor central e transversal, caixa de velocidades e tracção às rodas traseiras;
- b) Motor traseiro e transversal, caixa de velocidades e tracção às rodas traseira;
- c) Motor dianteiro e longitudinal, caixa de velocidades, veio de transmissão, diferencial e tracção traseira;
- d) Motor dianteiro e transversal, caixa de velocidades e tracção dianteira;
- e) Motor dianteiro transversal, caixa de velocidades, diferencial tipo Torsen (construção *AWD - All Wheel Drive*), diferencial dianteiro e traseiro, tracção às quatro rodas.
- f) Motor dianteiro longitudinal, caixa de velocidades, caixa de transferência (construção *4WD - Four Wheel Drive*), tracção preferencial traseira mas também às quatro rodas.

Nalguns casos, a orientação do motor num veículo pode ser feita de duas formas, tal como representado na Figura 8: transversalmente (designado por motor transversal) ou longitudinalmente (denominado por motor longitudinal). Em quase todos os casos temos sempre a caixa de velocidades montada em série com o motor, existindo excepções que não vão ser abordadas aqui e não têm relevância para esta dissertação, visto que sempre que a caixa não esteja montada em série com o motor, isso origina um aumento no número de órgãos mecânicos necessários, aumentando as perdas de rendimento e o peso do conjunto.

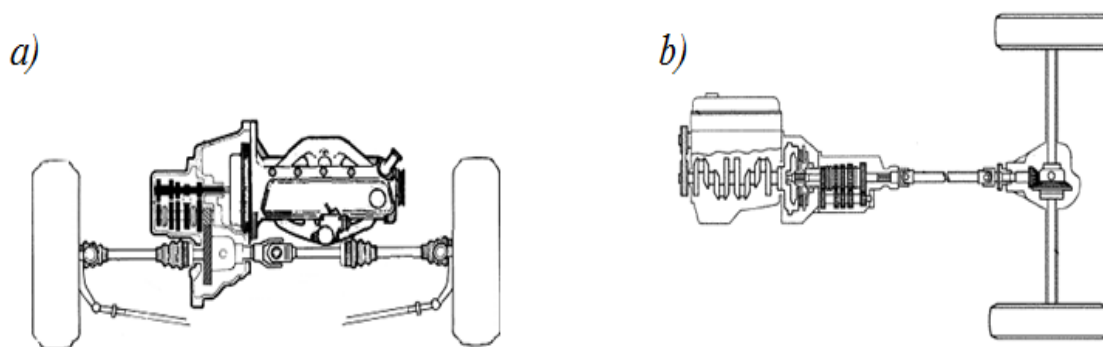


Figura 8. Motor transversal (a) [9] e motor longitudinal (b) [10].

Neste ponto, após se ter elaborado um estudo de várias linhas de transmissão e dos possíveis arranjos do motor, pretende-se chegar à melhor escolha e a mais consensual referente ao espaço utilizável num veículo híbrido utilitário e citadino. Referindo que o esquema do veículo híbrido utilitário citadino proposto inicialmente ao Mestrado em Engenharia Automóvel é composto da seguinte forma: tem-se um MCI seguido de um ME, separados por uma embraiagem. O uso desta embraiagem intermédia permitirá existir uma movimentação do automóvel apenas com a motorização eléctrica dependendo do estado da carga das baterias, para permitir ao veículo um deslocamento sem emissões de gases poluentes. Seguidamente, terá que existir a caixa de velocidades, composta com um volante do motor e da sua embraiagem, que pode ser simples, de múltiplos discos ou mesmo de dupla embraiagem, como é adoptada na *Dual/Direct Shift Gear* (subcapítulo 3.4.). A seguir à caixa de velocidades, terá que existir um diferencial e os respectivos veios de transmissão para fornecer o binário a cada roda de tracção.

O esquema escolhido do veículo híbrido pretende basear-se nos pontos fulcrais propostos que são: o custo do veículo, o seu consumo e a segurança. Para começar, o veículo híbrido sendo de quatro rodas, permite-lhe que a potência produzida pelo MCI e ME deve ser fornecida a uma linha de transmissão que pode ser de três diferentes tipos: apenas tracção às rodas da frente, apenas às rodas traseiras ou tracção nas quatro rodas. Nesta última hipótese, após uma análise prévia, verifica-se que este tipo de configuração apenas implicará um aumento de peso, um aumento das perdas ao longo da linha de transmissão e, também, do custo final do veículo. No entanto, este modelo é o que garante melhores acelerações, mas que neste caso não são determinantes para o tipo de veículo pretendido. Antes de mais, um veículo híbrido, terá que ter um cuidado acrescido na protecção das baterias. Estas, como local já preferido em algumas configurações híbridas, são colocadas num compartimento central do veículo (que no caso de um veículo híbrido citadino utilitário poderia ser logo após os bancos do condutor e do passageiro), protegendo-as da generalidade dos acidentes (principalmente em embate frontal ou traseiro). Num veículo utilitário é sempre preferível colocar a motorização na frente do veículo, pois assim esse espaço permite ser uma zona de embate e de deformação controlada em caso de acidente, para permitir uma protecção acrescida dos passageiros. Então, de forma a garantir uma maior eficiência de todo este híbrido e, sabendo que a motorização deve ser dianteira, não faz sentido existir um eixo

de transmissão para transmitir o binário do motor aos semi-eixos traseiros e em seguida às rodas traseiras, pois implicaria um aumento nas perdas de transmissão e no peso do veículo. Após abordar vários sistemas, que já foram adoptados por diversas marcas, conclui-se que o esquema eleito é o mais usual em veículos ligeiros, que é a colocação de um MCI e ME transversalmente, uma caixa de velocidades em série e um diferencial que lhe permite a transmissão de binário às rodas dianteiras.



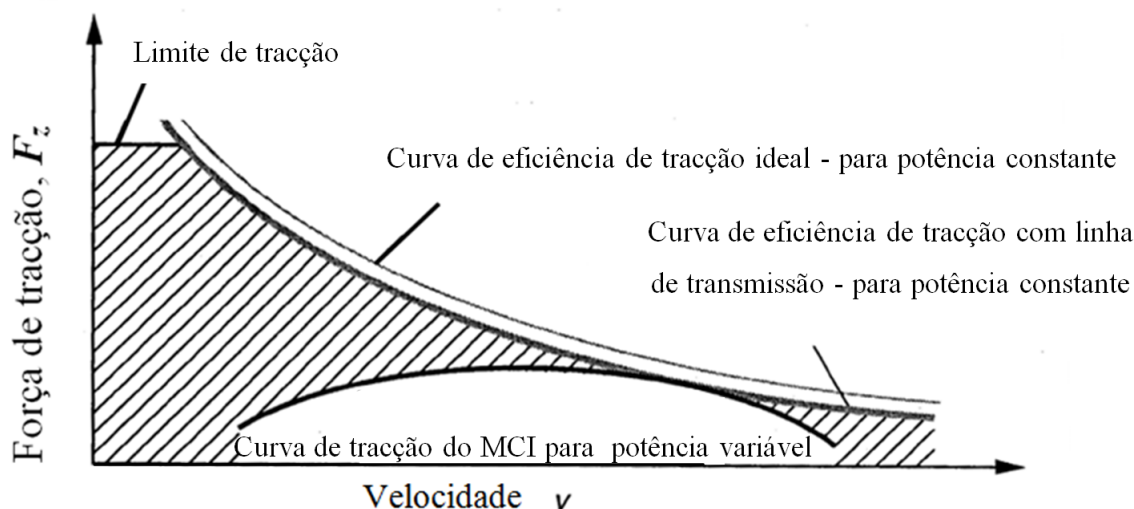
## 3. CAIXAS DE VELOCIDADES

### 3.1. Importância da Caixa de Velocidades

O elemento mais importante de uma linha de transmissão é, sem dúvida, a caixa de velocidades. Neste capítulo, pretende-se descrever a importância da caixa de velocidades quando um veículo se desloca, em particular com um MCI. Este capítulo é baseado no estudo do livro *Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application*, de Giesbert Lechner e Harald Naunheimer.

Actualmente, a maioria dos motores utilizados em veículos são a gasóleo ou de ciclo *Otto* (gasolina), mesmo se tivermos em conta os veículos híbridos. A grande vantagem da aplicação destes motores está relacionada com a sua relação peso/potência, e pelo facto de terem um armazenamento de energia compacto que permite deslocarem-se em longos percursos. No entanto, estes motores também apresentam desvantagens, tais como:

- Ao contrário dos motores a vapor ou dos motores eléctricos, o MCI é incapaz de produzir binário a partir do repouso, ou seja, de uma velocidade de 0 rotações por minuto (rpm).
- O MCI apenas produz a sua potência máxima em grandes regimes, rotações que rondam as 6500 rpm nos motores de ciclo *Otto* e as 4000 rpm nos motores a gasóleo.
- A eficiência do MCI depende do seu consumo de combustível, que depende muito do mapa de combustível do motor em estudo (tem que ser bem estruturado) e do seu binário máximo, assim como da sua potência máxima.

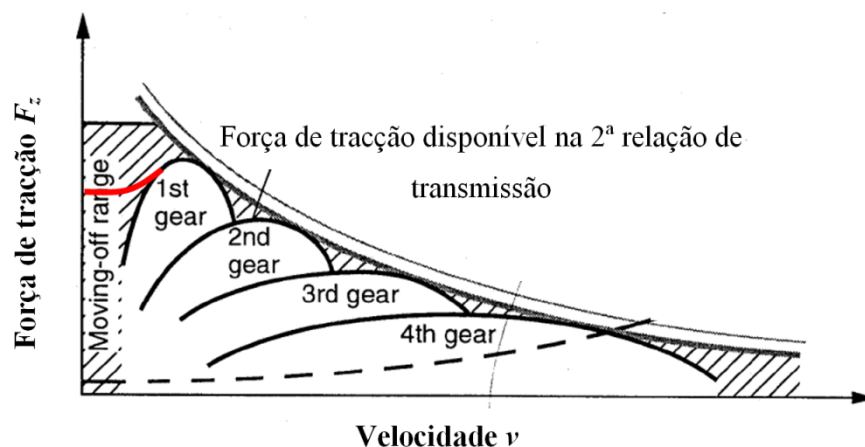


**Figura 9.** Mapa secundário de um MCI sem uma caixa de velocidades [11].

A Figura 9 mostra no eixo vertical a componente da força de tracção ( $F_z$ ) necessária para mover um veículo, tendo um valor máximo que representa a força limite de tracção máxima. No gráfico, conseguem-se distinguir duas curvas quase sobrepostas, na qual a curva superior representa a força de tracção para uma eficiência de tracção ideal com máxima eficiência num veículo (100% de eficiência), e a curva ligeiramente abaixo representa a força de tracção para uma eficiência de tracção ideal com uma linha de transmissão (portanto incluindo as perdas mínimas que existem nesta, essencialmente devidas ao atrito e à inércia de rotação dos órgãos do sistema de transmissão). A curva ideal de tracção de eficiência máxima pretende representar a variação da força de tracção disponível para mover o veículo em toda a sua gama de velocidades para uma potência do motor constante.

Por último, temos outra curva que representa a força resultante passível de ser produzida pelo MCI numa relação de transmissão de um-para-um. Após esta análise é inteligível concluir e verificar que um MCI seria incapaz de mover um veículo se estivesse parado, ou mesmo se necessitasse de se deslocar a velocidades elevadas (análise representada a tracejado na Figura 9, que indica o fosso de incapacidade de produção de binário por parte do MCI).

De forma a se corrigir o ponto menos forte do MCI, deve-se recorrer a uma multiplicação ou desmultiplicação do binário do MCI, com a ajuda de uma caixa de velocidade.



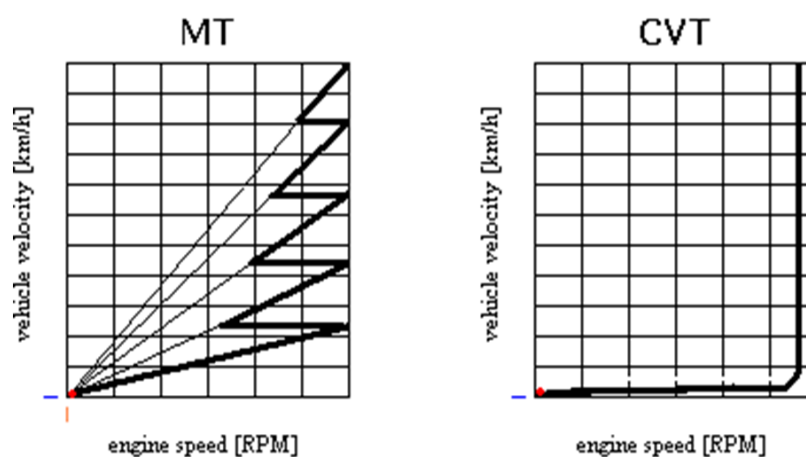
**Figura 10.** Mapa secundário de um MCI com uma caixa de velocidades manual de 4 relações (imagem adaptada de [11]).

O resultado pode ser visto na Figura 10, com a adaptação de uma caixa de velocidades (neste caso, manual de quatro relações de transmissão), sendo possível visualizar a existência de uma aproximação à curva hiperbólica com máxima eficiência de tracção necessária para mover o veículo. Mesmo este cenário não é completamente ideal, pois um cenário ideal implicaria uma caixa de velocidades com uma infinidade de relações de transmissão, o que seria totalmente inviável devido ao tamanho e peso da caixa (neste caso manual) que daí resultaria.

No momento de arranque, na primeira relação de transmissão, é necessário recorrer ao uso da embraiagem para ultrapassar uma das desvantagens do MCI, ter uma velocidade de rotação de funcionamento mínima, e a embraiagem é o órgão que permite que haja um escorregamento e por isso uma diferença de velocidade de rotação entre o volante do motor e o veio de entrada da caixa de velocidades até a velocidade do veículo estar acima do valor que permite que o motor trabalhe acima do regime mínimo (*ralenti*) com a embraiagem totalmente acoplada e a primeira velocidade engrenada. A linha a vermelho representa aproximadamente uma aceleração do MCI (gerando um escorregamento e conseqüente desgaste da embraiagem). Esta é também a explicação para o facto de a baixas velocidades o binário máximo da mudança de maior multiplicação não ser totalmente transmitido, visto que existem perdas por escorregamento.

Como já referido, quanto maior for o número de relações de transmissões maior será a aproximação à curva ideal de tracção. Para este efeito, os construtores actuais produzem caixas de velocidades manuais de cinco e seis relações, caixas automáticas que podem ir até sete relações e, claro, a caixa de velocidades que seria

ideal, a de variação contínua (conhecida e proximamente mencionada com as siglas *CVT*, do inglês *continuously variable transmission*). Como se pode ver na Figura 11, a *CVT* produz uma infinidade de relações de transmissões e pode fazer com que o MCI esteja sempre no regime de maior eficiência, isto é, no seu ponto de menor consumo de combustível (dentro de uma gama de relação de transmissões pré-definidas pelo construtor). Pode-se ver que a rotação do motor aumenta até ao seu ponto de funcionamento óptimo e em seguida é apenas feita a variação da relação de transmissão para aumentar a velocidade do veículo. No caso de uma caixa de velocidades manual podem ver-se as transições entre mudanças e as correspondentes perdas de potência (em que existe desperdício de energia do MCI) e que ocorrem sempre que se realiza uma passagem de uma relação de transmissão.



**Figura 11.** Comparação do comportamento de uma caixa de velocidade manual com uma caixa de velocidades automática.

Deste modo, podemos concluir que com uma *CVT* poderíamos sobrepor a curva do MCI à curva de tracção de eficiência máxima com a linha de transmissão que é representada na Figura 11.

Apenas por curiosidade, a seguir é inserida uma tabela que representa, em percentagem, a preferência, a nível mundial e nalguns países da Europa, pela caixa de velocidades automática. Como se verifica, a procura em países como a América do Norte e como o Japão é apenas em caixas de velocidades automáticas, contrariamente ao desejado na Europa, pois neste continente a preferência recai maioritariamente na caixa de velocidades manual.

**Tabela 1.** Representação percentual da preferência no Mundo da caixa de velocidades automática [12].

<b>Preferência da Caixa de Velocidades Automática no Mundo</b>	
América do Norte	90%
América do Sul	4%
Ásia	70%
China	15%
Europa	14%
Japão	92%
Médio Oriente	70%
Oceânia	70%

**Tabela 2.** Representação percentual da preferência na Europa da caixa de velocidades automática [12].

<b>Preferência da Caixa de Velocidades Automática na Europa</b>	
Alemanha	20%
Dinamarca	7%
Espanha	4%
França	6,7%
Holanda	14%
Inglaterra	14%
Irlanda	6%
Itália	5%
Grécia	2%
Portugal	3%
Suécia	20%

### 3.2. Caixa de Velocidades Manual

A caixa de velocidades manual divide-se em dois grupos, pois mesmo tendo sempre a mesma construção básica, pode diferir no tipo de pares de engrenagem adoptado. Temos, então, caixas de velocidades manuais em que as relações de transmissão podem ser feitas com pares de engrenagem com dentes rectos, ou então com dentes helicoidais. Estas caixas são constituídas, na sua maioria, por uma embraiagem mecânica, um veio de entrada de potência do motor, um veio intermédio, um veio de saída ligado ao diferencial (caso não seja o próprio veio intermédio a fornecer o binário ao diferencial) e, por fim, às rodas motrizes. Como o próprio nome indica, tratando-se de uma caixa de velocidades manual, tanto a embraiagem como a selecção da mudança são efectuadas pelo movimento do condutor sobre o pedal da embraiagem e a alavanca de mudanças, devendo este ter a perícia para fazer a pré-selecção correcta das mudanças, bem como ter o cuidado em usufruir adequadamente do rendimento do motor. Neste tipo de caixa, o número de relações de transmissões pode variar entre quatro e seis mudanças.

Este tipo de caixa de velocidades não fará parte na comparação final, visto que o controlo simultâneo de dois motores (ME e MCI) não poderia ser feito apenas com uma embraiagem (logo, a existência de pedais adicionais inviabilizaria a condução).

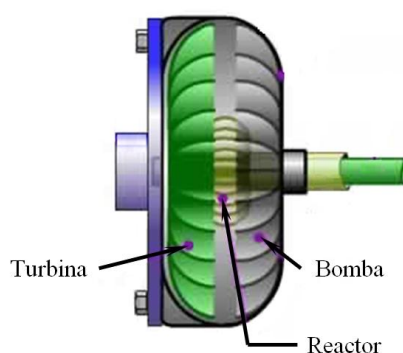
### 3.3. Caixa de Velocidades Automática

A caixa de velocidades automática está associada ao uso de engrenagens epicicloidais. Esta caixa de velocidades necessita de um conversor de binário e de um módulo hidráulico comandado pela centralina da própria caixa. O comando do módulo hidráulico é complexo, pois devido aos parâmetros de entrada da centralina, esta deve receber e seleccionar a melhor passagem de caixa para providenciar ao condutor uma condução tranquila e suave. Os parâmetros de entrada desta centralina são vários, tais como a velocidade do motor, a velocidade do veículo, a posição do acelerador, a posição do travão, a leitura de acelerómetros (que indicam a inclinação do piso a que o carro está sujeito), o declive horizontal (se está em subida ou descida), o declive transversal e a posição do volante (para ter uma leitura da intensidade da curva). Este

tipo de caixa dispõe habitualmente de pré-selecção do tipo de condução que o condutor pretende efectuar, se económica, normal ou desportiva.

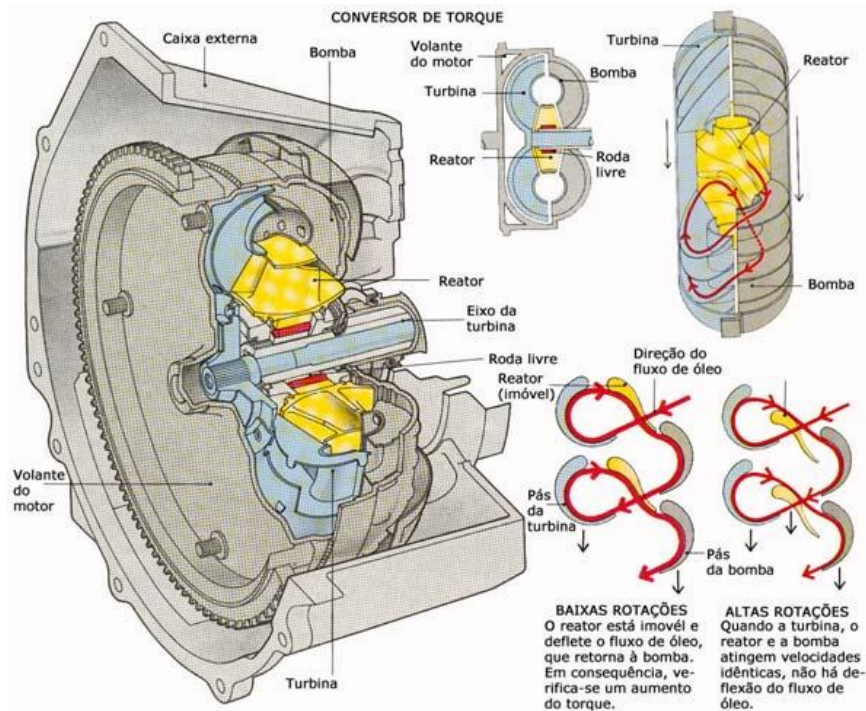
Uma caixa de velocidades automática utiliza um conversor de binário em vez de uma embraiagem, permitindo este órgão não só transmitir a potência do motor de combustão, mas também suavizar a passagem da caixa de velocidades, sem ocorrerem solavancos entre as relações de transmissão. O conversor de binário não tem um rendimento de transmissão tão eficaz como uma embraiagem, sendo esta uma das maiores desvantagens neste tipo de caixa de velocidades.

O conversor de binário é composto por três partes importantes: a turbina, o reactor e a bomba, como se pode ver na Figura 12.



**Figura 12.** Legenda de um conversor de binário, adaptado de [13].

O funcionamento do conversor binário é relativamente simples. Como se pode constatar na Figura 13, a turbina e a bomba assemelham-se a dois pratos com pás, em que estes estão relativamente próximos um do outro mas não existe contacto. A bomba recebe a rotação do motor e roda à mesma velocidade; quando se pretende transmitir binário às rodas é criado um fluxo do líquido utilizado (neste caso óleo), que passa em primeiro pelas pás da bomba e que é posteriormente direccionado às pás da turbina. Neste sentido, quanto maior a velocidade do fluido que chega as pás, maior é a força de acoplamento entre as duas turbinas, sendo possível a transmissão de binários elevados. O reactor serve apenas quando existe transmissão de binário às rodas, ou seja, este melhora a direcção do fluxo, aperfeiçoando o acoplamento da bomba com a turbina, e logo aumentando a eficiência de transmissão, porque, caso contrário, devido a forças centrífugas geradas em grandes rotações, o acoplamento hidráulico diminuiria.



**Figura 13.** Breve explicação do funcionamento do conversor de binário, adaptado de [14].

Salienta-se que, pelo facto de se ter conhecimento da baixa eficiência de uma caixa de velocidades automática, foi simplificada, ao máximo, a explicação do funcionamento da mesma, sendo apenas descrito como se podem formar três relações diferentes. Contudo, na realidade, se for utilizado mais um conjunto de engrenagens epicicloidais, este será o tipo de caixa de velocidades automáticas dos veículos que adoptam esta caixa, com cinco relações de transmissão [21].



**Figura 14.** Foto cortesia de DaimlerChrysler Mercedes-Benz CLK - transmissão automática (modelo em corte). [15]



Outro elemento que compõe a caixa de velocidades automática é o conjunto de engrenagens epicicloidais, que é constituído por uma engrenagem central (ou sol), dois ou mais carretos satélites (ou planetários) ligados entre si por um suporte dos carretos dos satélites, e uma coroa circular (ou anel). A coroa circular está envolvida por uma cinta, que pode permitir ou não o seu bloqueio. As engrenagens planetárias, por sua vez, podem ser travadas por embraiagens de múltiplos discos em banho de óleo na porta satélite. De igual forma, a engrenagem central pode ser travada ou não por embraiagens de múltiplos discos. Todos estes sistemas de bloqueios são necessários para poder variar a relação de transmissão da caixa de velocidades.

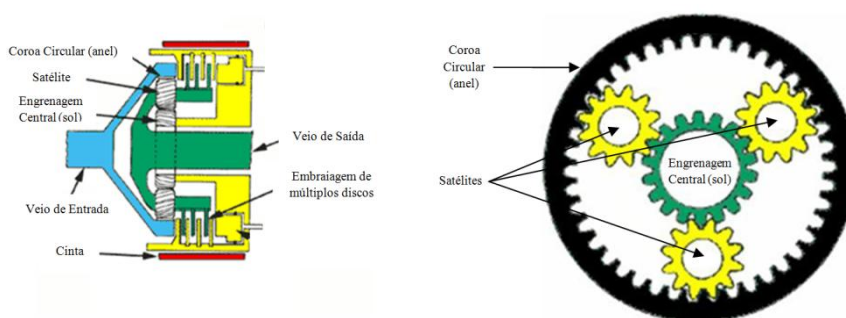


Figura 15. Trem epicicoidal, sistema planetário.

Na Tabela 3 pode visualizar-se como pode ser feita a variação de transmissão de uma caixa de velocidades automática apenas com um sistema de engrenagem epicicoidal. Por exemplo, um dos conjuntos de engrenagens planetárias da transmissão tem uma coroa com setenta e dois dentes e uma engrenagem solar com trinta dentes, com esse conjunto de engrenagens epicicloidais podemos conseguir obter quatro relações de marcha diferentes, as três demonstradas na Tabela 3 e uma quarta, que é a relação de transmissão directa, a relação de transmissão de um para um.

Tabela 3. Relação de transmissão numa caixa de velocidades automáticas.

	Entrada	Saída	Fixa	Cálculo	Relação de Transmissão
1ª	Central (Ce)	Suporte Planetário (P)	Coroa (Co)	$1 + Co/Ce$	3,4:1
3ª	Suporte Planetário (P)	Coroa (Co)	Central (Ce)	$1/(1+Ce/Co)$	0,71:1
M.A	Central (Ce)	Coroa (Co)	Suporte Planetário (P)	$-Co/Ce$	-2,4:1

Note-se que a primeira relação de marcha listada acima é uma redução, pois a velocidade de saída é menor do que a de entrada; a segunda é uma sobremarcha, pois a velocidade de saída é maior que a de entrada, e a última é novamente uma redução, mas ocorrendo uma inversão no sentido de marcha (M.A, marcha atrás).

Existem ainda engrenagens epicicloidais compostas, designadas por engrenagens *Ravigneaux*, que apenas diferem porque têm dois estágios de engrenagens planetárias, o que lhes permite uma relação de transmissão a mais que um trem epicicloidal normal [11].

Vantagens e desvantagens da caixa de velocidades automática.

Vantagens:

- Passagem de velocidades completamente automática.
- Reduz o *stress* do condutor e conseqüentemente oferece maior segurança e conforto na estrada.

Desvantagens:

- Existem muitas perdas neste tipo de caixa de velocidades:
  - O conversor de binário não tem um rendimento de 100%;
  - O tempo de actuação dos sistemas de bloqueio das cintas ou das embraiagens para mudar uma relação de transmissão é muito lento, originando um maior consumo de combustível, principalmente em condução citadina.
- Uma caixa de velocidades automática é pesada e comprida, sendo regularmente aplicada apenas em motores longitudinais.
- Custo elevado de produção, essencialmente devido ao módulo hidráulico que efectua as passagens desta caixa de velocidades.

### **3.4. Caixa de Velocidade Semi-Automática Tipo *Direct Shift Gearbox***

A caixa de velocidades semi-automática *Direct Shift Gearbox (DSG)* funciona da mesma forma que uma caixa de velocidades manual, mas pode ser pilotada automaticamente ou manualmente com patilhas no volante ou com a alavanca de velocidades, sem necessidade de recorrer ao pedal de embraiagem, porque este não

existe. Será descrita ao longo deste subcapítulo a caixa de velocidades *DSG*, que em português, designa caixa de velocidades com dois veios de saída. Esta é uma caixa que apresenta um bom desempenho, sendo uma das comparadas para escolha da caixa de velocidades para o veículo híbrido pretendido.

A *DSG* baseia-se na tecnologia de uma caixa de velocidades manual e é operada por um sistema de gestão electro-hidráulico, que proporciona a suavidade e o conforto de funcionamento de uma caixa de velocidades automática.

Utiliza uma dupla embraiagem multi-disco banhada em óleo, dispondo de vários programas de engrenagem automática (condução económica, normal ou desportiva). Este modelo de caixa tem a particularidade de poder engrenar duas mudanças ao mesmo tempo, transmitindo apenas a potência a um par de engrenagens. Como esta caixa usufrui de duas embraiagens e de dois veios separados para a transmissão de potência, um veio engrena as mudanças pares e o outro as mudanças ímpares, sendo possível que uma mudança esteja engrenada (por exemplo uma mudança par) e a próxima seja pré-seleccionada (mudança ímpar que pode ser superior ou inferior, dependendo das condições rodoviárias) [28].

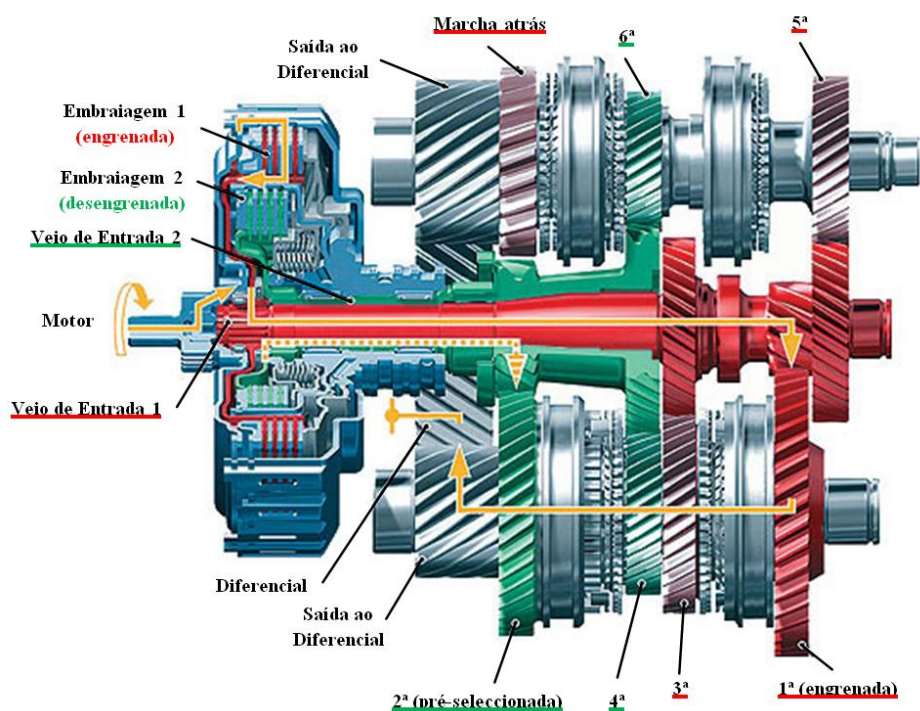


Figura 16. Caixa de velocidades *DSG* de um Audi-TT 3.2 Quattro [16].

Vantagens e desvantagens da caixa de velocidades semiautomática *DSG*.

Vantagens:

- Rapidez de passagem de caixa em comparação com uma caixa de velocidades manual.
- Utiliza a mesma base de construção de uma caixa de velocidades manual, tendo por esse facto comportamento semelhante à caixa de velocidades eleita pelo mercado europeu.
- A caixa pode ser comandada manualmente, sem ser necessário recorrer ao pedal de embraiagem ou, por outro lado, as passagens da caixa de velocidades podem ser totalmente automáticas.
- A gestão electrónica permite pré-seleccionar a mudança seguinte, para uma rápida passagem de caixa de velocidades.
- A caixa de velocidades *DSG* é compacta, podendo ser adaptada em motores transversais.

Desvantagens:

- Custo de produção.
- Complexidade da gestão electrónica e hidráulica para efectuar a passagem de uma relação de transmissão.
- Complexidade da formulação da logística da passagem de caixa, pois deve existir uma adaptação a vários tipos de condutores com conduções diferentes.
- Dimensionamento mais complexo e criterioso nos veios e na colocação dos pares de engrenagens.

### **3.5. Caixa de Velocidades de Variação Contínua da Transmissão Tipo *CVT***

As caixas de velocidade de variação contínua da relação de transmissão (*CVT*), como o próprio nome indica, variam a relação de transmissão numa infinidade de relações de transmissões sem solavancos e de forma contínua. Os elementos principais de uma *CVT* convencional são duas polias, uma de entrada e outra de saída de potência, e uma correia ou corrente que transmite a potência do motor às rodas por atrito entre as duas polias.

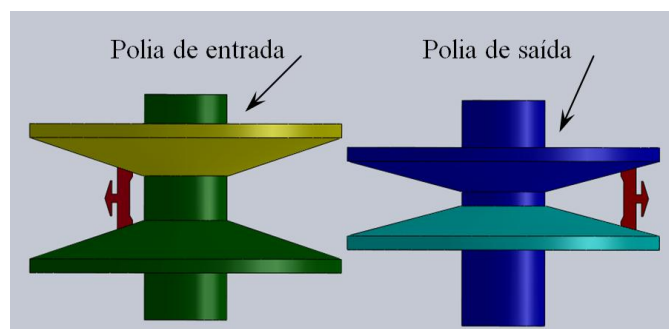


Figura 17. Esquemática de uma CVT.

Como podemos ver na Figura 18 temos o veio de entrada onde entra a potência do motor e esta, é interrompida ou não com uma embraiagem múltiplos discos. A potência em seguida é transmitida a primeira polia (a de entrada). O binário é em seguida fornecida a segunda polia (a de saída) através da correia por atrito entre as superfícies das polias e dos elementos metálicos. A desmultiplicação da relação de transmissão numa CVT resulta na diferença da relação dos raios entre as duas polias. Quando o carro está parado, temos o variador da polia de entrada de potência na posição mais afastada possível, neste caso a correia está no seu ponto de maior tensão, raio de curvatura mais pequena, e conseqüentemente o variador da segunda polia a de saída de potência estará na posição de aperto máximo e limite de transmissão desta polia. A situação descrita anteriormente será a de maior desmultiplicação de velocidade do sistema (no arranque). As restantes relações de transmissões serão alteradas por um sistema hidráulico de controlo electrónico que vai actuar sobre os variadores das duas polias, para efectuar a alteração da relação de transmissão dependendo da velocidade do veículo ou outros factores.

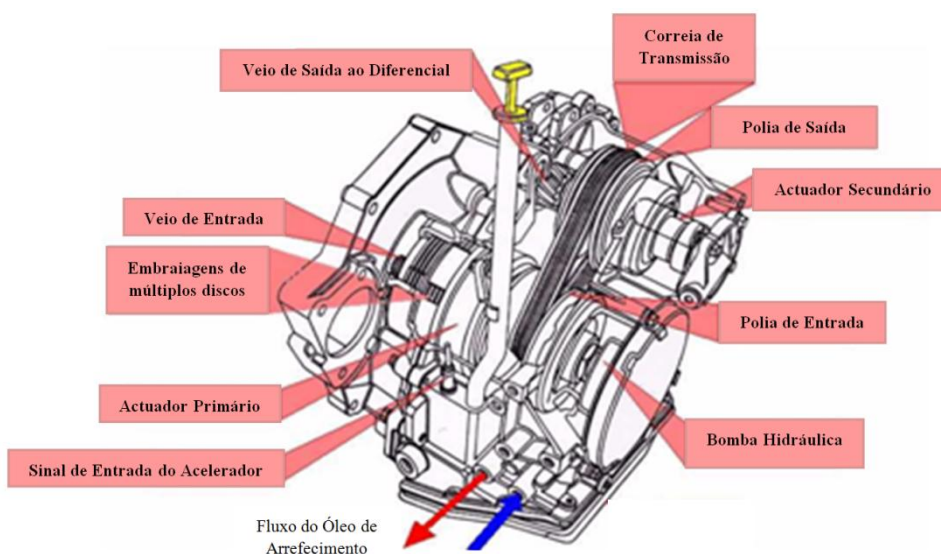


Figura 18. Representação interna de uma caixa de velocidades de CVT com correia.

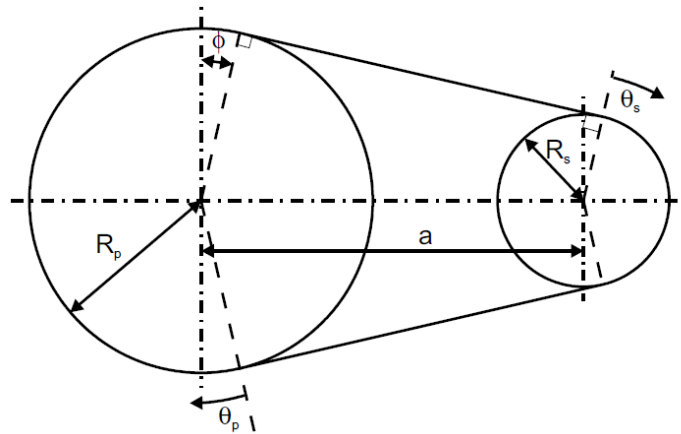
Existem duas marcas de automóveis que aplicam a *CVT* com sucesso, é o caso da *Audi* e da *Honda*. As *CVT* das diferentes marcas diferem ao nível da transmissão de binário entre polias, em que a *Honda* aplicou uma *CVT* no seu veículo híbrido com uma correia de vários elementos metálicos de perfil específico para poder favorecer o atrito entre estes últimos e as polias. Pode ver-se na Figura 19 abaixo, que os elementos metálicos de desenho específico estão ligados a duas correias, e estas são constituídas por várias lâminas de borracha separadas por bandas de aço de pequena espessura.



**Figura 19.** Correia de atrito em corte, utilizada nas caixas de velocidades *CVT* da *Honda*.

Podemos concluir que as correias serão apenas elementos tensionadores e que o contacto com as polias será feito apenas com a parte lateral dos elementos metálicos, que tem uma inclinação igual ao das polias, para garantir a máxima eficiência de atrito.

É de todo o interesse referir que a aplicação de uma correia com vários elementos metálicos origina a existência de um maior número de pontos de contacto de atrito, conseqüentemente, existe menor número de perdas de atrito na escolha desta caixa de velocidades, comparando-a às restantes *CVT* (*Cone Ring*, e *Toroidal*). Antes de expor as equações que demonstram o binário resultante pelo atrito entre os elementos metálicos e polias é importante referir que a situação em que ocorrem as maiores perdas de atrito é no arranque devido ao binário ser aí elevado. Por sua vez, visto que a relação necessária no arranque implica a ocorrência de um raio de entrada muito menor do que o de saída, existe a formação de um ângulo menor de abraçamento da correia com a polia. Ao ocorrer um menor ângulo de abraçamento a quantidade de elementos que geram atrito são menores no ponto onde é necessário fornecer o maior binário para mover o veículo. A figura seguinte mostra o ângulo  $\theta_s$  (à direita) que vai ser menor do que  $\theta_p$  (à esquerda) [17], [21].



**Figura 20.** Representação dos ângulos de abraçamento da corrente com a polias.

Verifica-se que para este caso, temos:

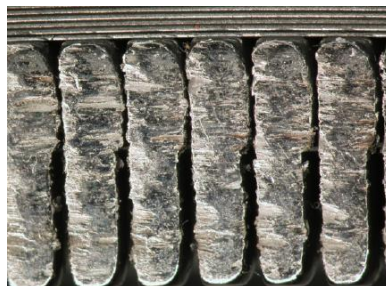
$$F_a = \sum_{i=p}^n N \cdot \mu \quad (1)$$

A Equação (1) representa a força de atrito gerada sendo esta, o somatório do número mínimo ( $p$ ) de superfícies dos elementos metálicos em contacto com as polias, situação verificada no arranque;  $N$  representa a reacção normal que exerce a polia no elemento metálico, e  $\mu$  é o valor do coeficiente de atrito que existe entre o elemento metálico e a polia.

Sendo que o binário produzido por uma correia deste tipo é:

$$T = \sum_{i=p}^n N \cdot \mu \cdot R_s \quad (2)$$

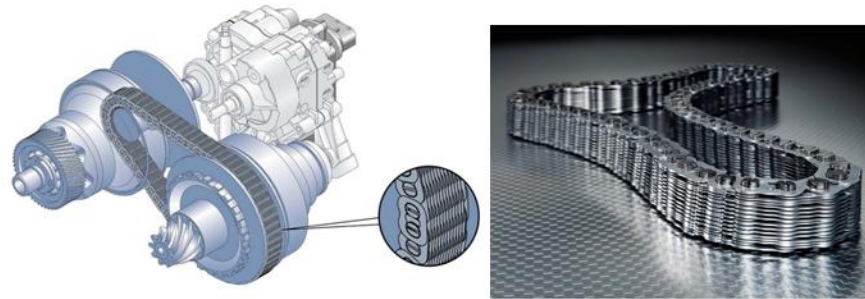
Na Equação (2),  $R_s$  o raio de abraçamento formado entre a correia e a polia no arranque. Resta referir que existe uma limitação para a utilização de uma correia, esta é sujeita a várias tensões diferentes ao longo de um ciclo (de uma volta) que provocam fadiga do material. Seguidamente, é possível visualizar um desgaste que ocorre numa CVT com transmissão por correia.



**Figura 21.** Desgaste verificado nos elementos metálicos de uma correia [22].



Por seu lado a *Audi* adaptou como elemento de transmissão uma corrente com cerca de 3.000 placas ligadas entre si, esse número poderá ser maior ou menor dependendo do binário e da potência do motor que produz. Os elementos mecânicos que transmitem o binário por atrito nas polias são os pinos, que estão ligados às buchas. O princípio de funcionamento geral é o mesmo que a *CVT* da *Honda*, com a variação dos raios das polias teremos a variação da relação de transmissão às rodas.



**Figura 22.** CVT da Audi e corrente de transmissão de atrito entre as duas polias.

O uso de uma corrente na *CVT* da *Audi* tem uma vantagem que permite fornecer maior binário às rodas do que uma *CVT* com correia, por usar placas metálicas permite-lhe resistir a maiores tensões, que por sua vez, torna a fadiga do material menor numa corrente do que numa correia.

#### Vantagens e desvantagens de uma *CVT*

##### Vantagens:

- Variação de transmissão infinita dentro de um dado intervalo permitindo uma variação contínua da relação de transmissão da caixa de velocidades.
- É possível utilizar o motor de combustão no seu ponto de menor consumo específico.
- Não existe interrupção de transmissão de potência em variação contínua da relação de transmissão.
- Esta caixa de velocidades pode ser compacta, como é o caso da *CVT* da *Honda*, ou de grandes dimensões, como é o caso da *CVT* aplicada pela *Audi*, sendo preferencialmente utilizada em motores longitudinais.
- A variação contínua da transmissão é totalmente feita de modo automático.



- Permite a transmissão de um binário elevado, aceitável para a aplicação num veículo automóvel.

Desvantagens:

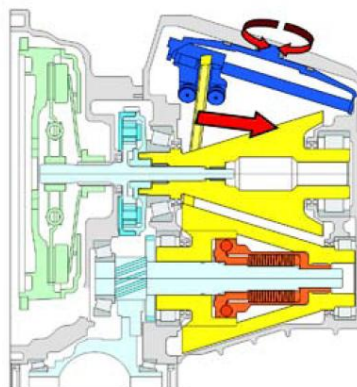
- Uso de corrente ou elementos metálicos como elemento de transmissão de binário. O facto de existir atrito por contacto metálico torna as perdas por atrito maiores, essencialmente em desmultiplicações maiores da relação de transmissão.
- Manutenção e a fiabilidade deste tipo de caixa é ainda uma incógnita, dependendo muito do uso da caixa, provavelmente no caso de algum desgaste ou folga o melhor será substituir todos os elementos de atrito.

### **3.6. Caixa de Velocidades de Variação Contínua da Transmissão Tipo *Cone Ring***

Nesta caixa de velocidades de variação contínua da transmissão, a potência do motor pode ser transmitida ou interrompida pela embraiagem (órgão mecânico de cor verde na Figura 23). A embraiagem, neste caso, é accionada mecanicamente pelo condutor, e esta é apenas usada no arranque do veículo ou na imobilização do mesmo. Posteriormente, temos um sistema planetário com engrenagens epicicloidais, que serve apenas para o veículo poder circular nos dois sentidos. Quando a potência é transmitida pelos dois órgãos referidos, entra no cone de entrada, transmitindo o binário por atrito ao anel de fricção. Este anel de atrito não tem um furo excêntrico nem é circular mas sim cónico. Este design vai permitir-lhe ter uma maior superfície de atrito entre os dois cones, o de entrada e de saída. O furo terá que ser suficientemente grande para poder deslocar-se ao longo de todo o cone de entrada de potência, e as faces do anel interior e exterior devem ser paralelas à inclinação dos dois cones. O anel transmitirá o binário do cone de entrada resultante do atrito gerado na sua superfície interior ao cone de saída pela superfície externa do anel. O cone de saída fornecerá ao diferencial um binário e uma velocidade de rotação dependentes da posição do anel, resultado da relação de raios entre os dois cones em rotação.

O deslocamento axial do anel de atrito é controlado por um motor rotativo eléctrico, mas é efectuada a transferência do movimento circular para esse movimento axial, sem descurar o facto de o anel também rodar sobre si.

No caso desta caixa, quando inicialmente o veículo se encontra parado, temos o anel de atrito encostado o mais à esquerda que o sistema permite, como se pode observar na figura seguinte.



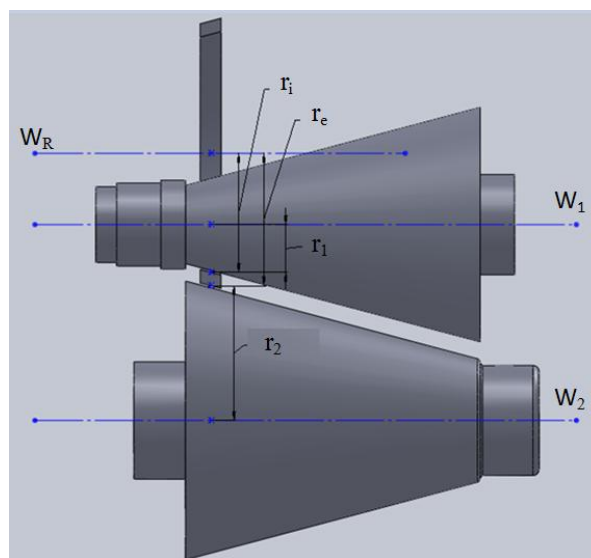
**Figura 23.** Imagem de uma *Cone Ring* em corte.

Nessa posição temos a maior relação de transmissão, que vai ser igual ao raio de saída sobre o raio de entrada (a esse valor terá que ser acrescentado o valor da relação de transmissão do diferencial e o da relação do sistema planetário). Na posição inicial, o raio do cone de entrada é inferior ao raio de saída, e então teremos uma relação transmissão superior a um, a que se pretende aquando do arranque. Quando o anel de atrito se desloca axialmente ao longo do cone de entrada, promove uma diminuição do raio formado pelo cone de saída e, conseqüentemente, diminui a relação de transmissão, permitindo ao veículo atingir maiores velocidades.

No cone de saída existe um variador mecânico que permite um deslocamento axial pequeno sempre que existe um pico de potência, para permitir um maior aperto dos cones ao anel, melhorando o contacto e maximizando o atrito [20].

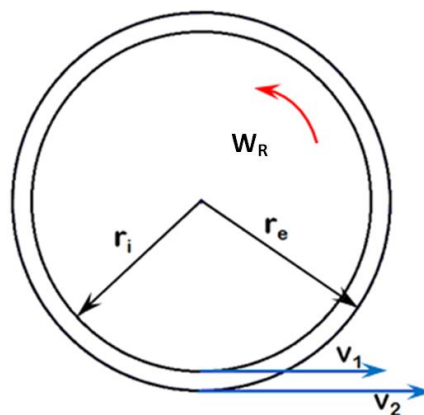
### 3.6.1. Velocidades Periféricas na Caixa De Velocidades *Cone Ring*

Sabe-se que a potência do motor entra no cone de entrada após passar pelos órgãos mecânicos como a embraiagem e o sistema de engrenagens planetárias. Nesta caixa, existe uma variação de velocidades periféricas entre a velocidade que é produzida no cone de entrada e a velocidade resultante no cone de saída, sendo a diferença de velocidade dependente da espessura do anel de atrito.



**Figura 24.** Imagem representativa das siglas utilizadas nas equações seguintes.

As fórmulas, descritas a seguir, demonstram a razão entre as velocidades angulares do cone de entrada e as do cone de saída.



**Figura 25.** Imagem representativa da frente do anel de atrito e das siglas utilizadas nas equações seguintes.

Sabendo que:

$$v = w \times r \quad (3)$$

Podemos dizer que:

$$v_1 = w_1 \times r_1 \quad (4)$$

- Temos que:  $v_1$  é a velocidade do cone de entrada,  $w_1$  a velocidade angular do cone de entrada e  $r_1$  é o raio que é formado no contacto do cone de entrada com a superfície interior do anel de atrito.

Conclui-se a partir da equação anterior que:

$$w_r = \frac{v_1}{r_1} \quad (5)$$

- Sendo que  $w_r$  representa a velocidade angular do anel de atrito.

Adequando as equações anteriores, temos:

$$v_2 = w_r \times r_e = \frac{v_1}{r_1} \times r_e \quad (6)$$

$$w_2 = \frac{v_2}{r_2} = \frac{v_1 \times r_e}{r_1 \times r_2} = \frac{w_r \times r_e \times r_1}{r_1 \times r_2} = \frac{w_r \times r_e}{r_2} \quad (7)$$

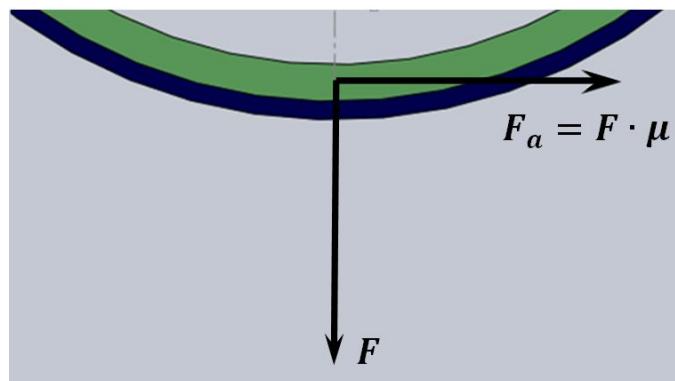
As siglas:  $v_2$  representa a velocidade de entrada do cone de saída,  $w_2$  a velocidade angular do cone de saída,  $r_1$  é o raio interno do anel de atrito,  $r_e$  é o raio exterior do anel de atrito,  $r_2$  é o raio que é formado no contacto do cone de saída com a superfície exterior do anel de atrito.

Então, a razão entre as velocidades dos dois cones, o de saída sobre o de entrada, é dada por:

$$\frac{w_2}{w_1} = \frac{\frac{w_r \times r_e}{r_2}}{\frac{w_r \times r_1}{r_1}} = \frac{r_e \times r_1}{r_2 \times r_1} \quad (8)$$

### 3.6.2. Transmissão de Potência numa *Cone Ring*

Sabendo que esta caixa de velocidades fornece o binário por atrito entre a cone de entrada e de saída. A representação esquemática é como demonstrado na Figura 26, na qual se pode observar as forças existentes no anel de atrito.



**Figura 26.** Representação do força de atrito resultante da reacção normal a multiplicar com o coeficiente de atrito

A potência fornecida é igual:

$$P = F_a \cdot w \cdot r = F_a \cdot w_1 \cdot r_i \quad (9)$$

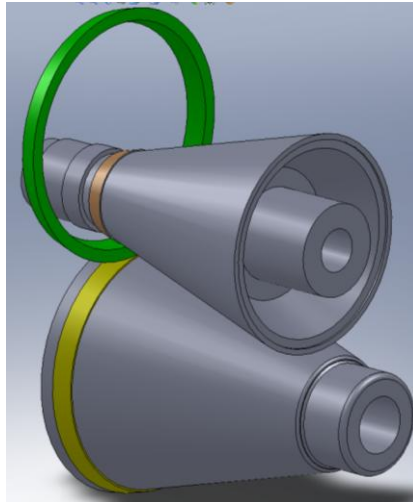
Em que a potência é  $P$ , e  $F_a$  é a força de atrito. Podemos também dizer que:

$$F_a = F \cdot \mu \quad (10)$$

A força de atrito,  $F_a$ , resulta da componente normal,  $N$ , a multiplicar pelo atrito,  $\mu$ , entre a superfície do anel de atrito e do cone de entrada.

A força normal,  $N$ , está limitada pelas tensões de contacto, que para o caso desta caixa de velocidades dividem-se em duas partes.

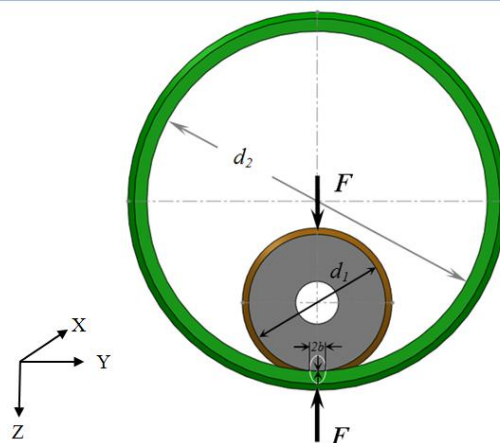
A Figura 27 seguinte representa as faces que estão em contacto numa *cone ring*, (superfície interior do anel com o cone de entrada e superfície exterior do anel com o cone de saída) num determinado instante e numa relação de transmissão fixa. É visível também na Figura 27, a relação de raios que vai resultar na relação de transmissão no cone de saída.



**Figura 27.** Representação dos contactos cilíndricos resultantes num determinado instante.

Na *Cone Ring* temos duas situações de contacto Hertziano. Numa primeira parte, existe o contacto superficial da superfície exterior do cone de entrada de potência com a superfície do anel de atrito e, na segunda ocorre o contacto entre as superfícies exteriores do anel de atrito e do cone de saída de potência.

Primeiro caso:



**Figura 28.** Representação do primeiro caso das situações de *Hertzian Contact*.

A Figura 28 ilustra o contacto entre o cone de entrada e o anel de atrito com uma espera de comprimento  $l$ , e diâmetros  $d_1$  e  $d_2$ . A área de contacto formada aproxima-se a de um rectângulo, com largura  $2b$  e comprimento  $l$  (comprimento em ordem a  $x$ ), e a distribuição da pressão é uma elíptica.

Para este caso  $b$  é igual a:

$$b = \sqrt{\frac{2F (1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2}{\pi l (1/d_1 - 1/d_2)}} \quad (11)$$

Em que:

$\nu_1$ : Coeficiente de Poisson do cone de entrada.

$\nu_2$ : Coeficiente de Poisson do anel.

$E_1$ : Módulo de Young do cone de entrada.

$E_2$ : Módulo de Young do anel.

A máxima pressão possível para este contacto é:

$$p_{m\acute{a}x} = \frac{2F}{\pi b l} \quad (12)$$

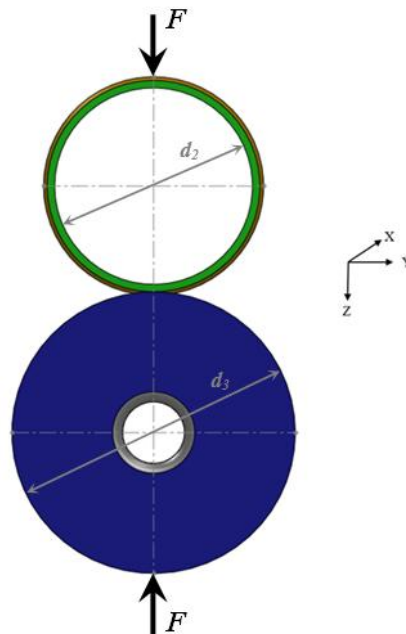
As tensões são iguais a:

$$\sigma_x = -2\nu p_{m\acute{a}x} \left( \sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}} - \left| \frac{z}{b} \right| \right) \quad (13)$$

$$\sigma_y = -p_{m\acute{a}x} \left( \frac{1 + 2\frac{z^2}{b^2}}{\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}}} - 2 \left| \frac{z}{b} \right| \right) \quad (14)$$

$$\sigma_z = \frac{-p_{m\acute{a}x}}{\sqrt{1 + z^2/b^2}} \quad (15)$$

Segundo caso temos:



**Figura 29.** Representação do segundo caso das situações de *Hertzian Contact*.

Neste caso,  $b$  é dado pela expressão seguinte:

$$b = \sqrt{\frac{2F (1 - \nu_2^2)/E_2 + (1 - \nu_3^2)/E_3}{\pi l (1/d_2 + 1/d_3)}} \quad (16)$$

Em que:

$\nu_2$ : Coeficiente de Poisson do anel.

$\nu_3$ : Coeficiente de Poisson do cone de saída.

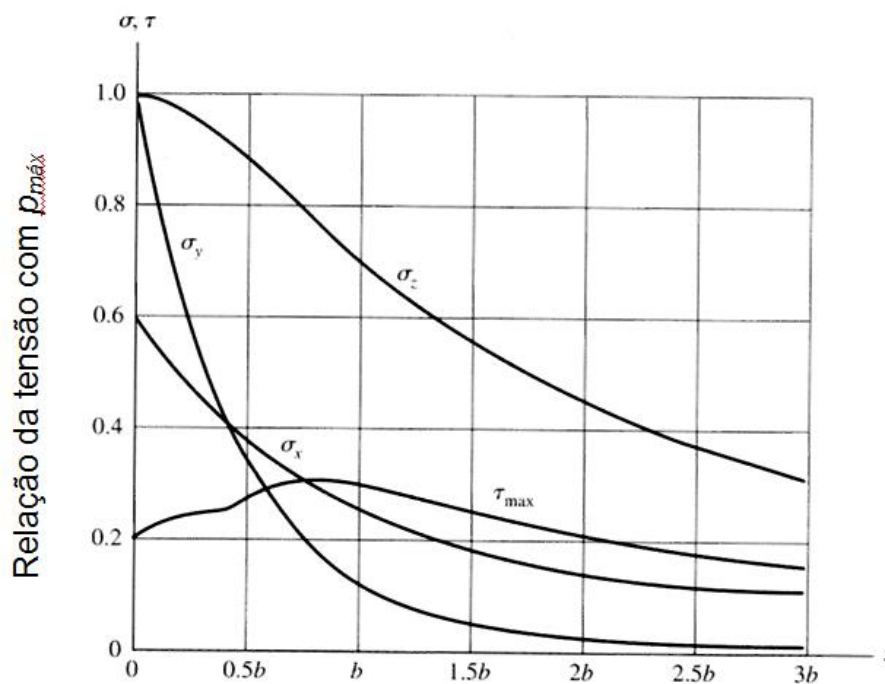
$E_2$ : Módulo de Young do anel.

$E_3$ : Módulo de Young do cone de entrada.

As equações seguintes para este caso são as mesmas referidas nas equações (12) à (15), para a pressão máxima e para deduzir os valores de tensões.

A seguir é apresentado um gráfico retirado de [18] em que se pode analisar a variação das curvas  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $\sigma_z$  e  $\tau_{máx}$ , que são dependentes do valor de entrada da pressão. Como exemplo, pode-se referir que para a tensão de corte máxima  $\tau_{máx}$  o valor de  $z$  é igual à  $0,786b$  e a pressão é de  $0,3 p_{máx}$ .





**Figura 30.** Evolução da relação entre as tensões  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $\sigma_z$ ,  $\tau_{\max}$  e  $\rho_{\max}$  com  $z$  (ou  $z/b$ ), adaptado de [18].

A partir daqui têm-se todos os dados para verificar se pode existir ocorrência de tensões críticas nos pontos de contacto. Nesta verificação deve dar-se com mais atenção às situações que ocorrem no anel de atrito, visto que neste elemento existem dois locais de contactos com concentração de tensões [18].

#### Vantagens e desvantagens de uma Cone Ring

##### Vantagens:

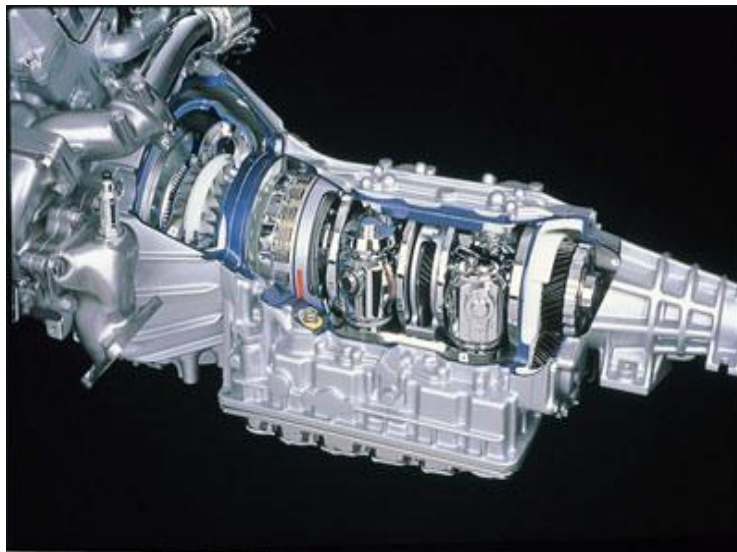
- Variação de transmissão infinita dentro de um dado intervalo permitindo uma variação contínua da relação de transmissão da caixa de velocidades.
- É possível utilizar o motor de combustão no seu ponto de menor consumo específico.
- Não existe interrupção de transmissão de potência na variação contínua da transmissão.
- A variação contínua da transmissão é totalmente automática.
- É compacta.

Desvantagens:

- Tanto o fabrico dos cones, como o do anel, é exigente e tem que ser em materiais de alta resistência e dureza (materiais típicos utilizados em rolamentos).
- A transmissão de binário é baixa.
- A fiabilidade desta caixa ainda é uma incógnita. Em caso de desgaste e folga, o mais fácil será substituir todos os elementos de atrito.

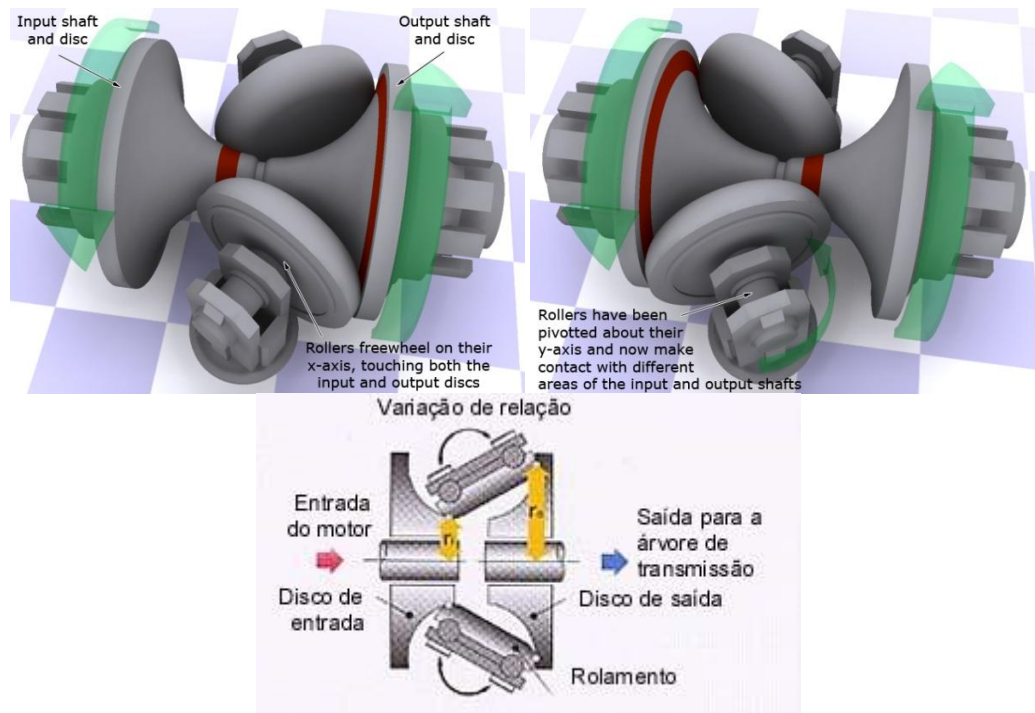
### 3.7. Caixa de Velocidades de Variação Contínua da Transmissão Tipo *Toroidal*

A transmissão de variação contínua intitulada por *Toroidal* também transmite a potência do motor por atrito mecânico. Este tipo de caixa de velocidades de variação contínua já é aplicada na *Nissan*, como exemplificado na figura abaixo.



**Figura 31.** Foto de uma Toroidal CVT Nissan.

O princípio básico de funcionamento deste tipo de caixas de variação contínua *Toroidal* é igual ao de uma CVT normal, isto é, a variação de transmissão pode ser alterada continuamente e sem interrupções, passando por uma infinidade de relações de transmissões. Neste caso, como se pode ver na Figura 32 seguinte, o sistema é composto por dois corpos de revolução com perfil *Toroidal* com uma curva côncava concebida para maximizar o atrito metálico com os *power rollers*, em toda a gama de relações de transmissões possíveis.



**Figura 32.** Em cima é representado a diferença de raios para a multiplicação do binário máximo em a) (situação no arranque), em b) temos a relação de raios para a desmultiplicação mínima do binário, em c) é representado a simbologia para a relação de transmissão resultante pela diferença entre raios.

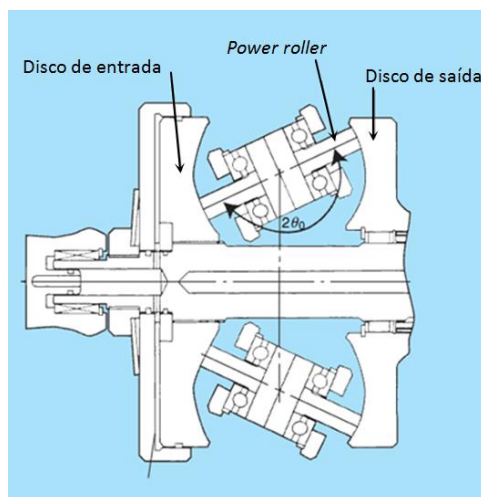
Nestas caixas, apesar do eixo do veio de entrada de potência e do veio de saída de potência serem o mesmo, estes produzem um trabalho de forma independente, isto é, o veio de entrada roda juntamente com o cone côncavo de entrada, sendo a seguir a potência transmitida pelos *power rollers* ao corpo de revolução com perfil *Toroidal* de saída de potência. A relação de transmissão vai depender dos ângulos dos discos entre os dois cones côncavos. Os *power rollers* rodam no eixo perpendicular ao eixo de transmissão de potência para variar a relação de transmissão, rodando sempre entre eles de forma oposta. O resultado da diferença dos dois raios formados entre os corpos de perfil de revolução com perfil *Toroidal*, o de saída sobre o de entrada, resulta na relação de transmissão no veio de saída de potência.

$$i = \frac{r_0}{r_i} \quad (17)$$

### 3.7.1. Estrutura de uma *Full Toroidal CVT* e de uma *Half Toroidal CVT*.

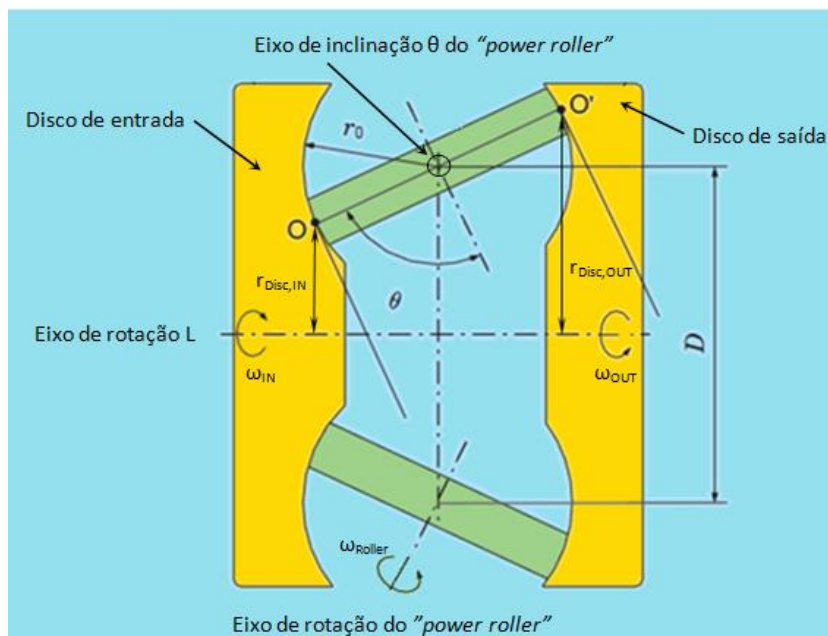
Neste subtítulo é apresentada a comparação directa entre uma *Full Toroidal CVT* e uma *Half Toroidal CVT*.

A *Full Toroidal CVT* é composta basicamente por dois discos, em que o primeiro recebe a potência do MCI (no disco de entrada) e o outro disco (o disco de saída) fornece o binário à restante linha de transmissão. Entre cada disco de entrada e de saída estão alojados dois *power rollers* como se pode ver na Figura 33. Representação da variação do ângulo  $\theta$  de uma *Full Toroidal*.



**Figura 33.** Representação da variação do ângulo  $\theta$  de uma *Full Toroidal*.

Para compreender o funcionamento desta caixa, deve-se entender que o disco de entrada roda sobre o eixo de rotação  $L$  com a velocidade angular do motor,  $\omega_{Ent}$ . Ao existir rotação do disco de entrada, o *power roller* é colocado em rotação sobre o seu eixo a uma velocidade angular  $\omega_{roller}$ , devido ao ponto de contacto de atrito no ponto  $O$ , entre este e o disco de entrada. O disco de saída também roda no eixo de rotação  $L$ , mas este é colocado em rotação pelo *power roller* no ponto de contacto de ambos,  $O'$ . O *power roller* pode rodar sobre o seu eixo de inclinação  $\theta$  até um ângulo máximo de  $2\theta_0$ , equivalente a  $180^\circ$ , pelo que esta rotação permite uma infinidade de relações de transmissão.

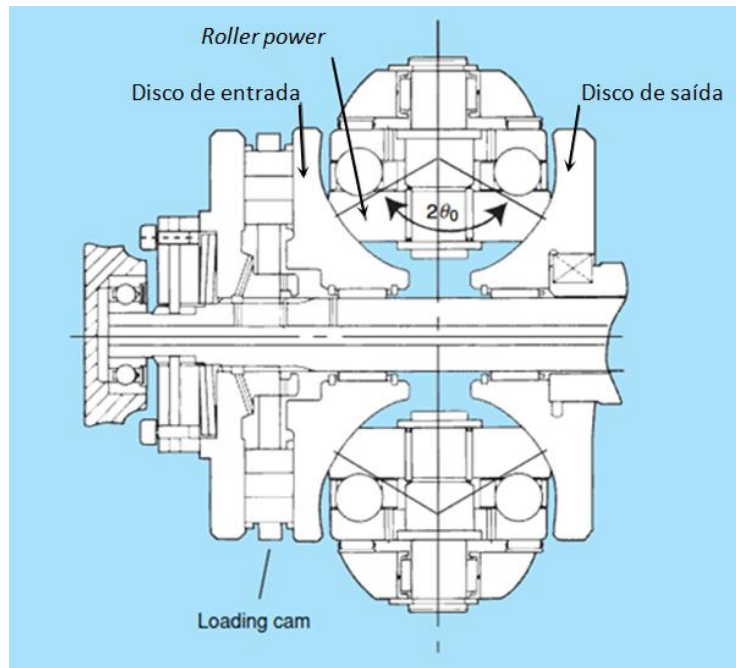


**Figura 34.** Representação esquemática de uma *Full Toroidal CVT*

As cavidades dos discos para alojar os *power roller* são circulares e, tanto a do disco de entrada como a do disco de saída são semelhantes, mas simétricas e opostas. Verifica-se que o *power roller* assemelha-se a um disco, tendo as suas extremidades arredondadas para se ajustar perfeitamente às cavidades dos discos sempre que entra em rotação angular ( $\omega_{roller}$ ) e sempre que roda um ângulo  $\theta$ . Então, sempre que existe rotação angular ( $\omega_{IN}$ ) no disco de entrada, forma-se uma linha imaginária através do centro geométrico do *power roller* definida a partir dos pontos de contacto de atrito entre os discos e *power roller*, representados por  $OO'$  na Figura 34 acima apresentada.

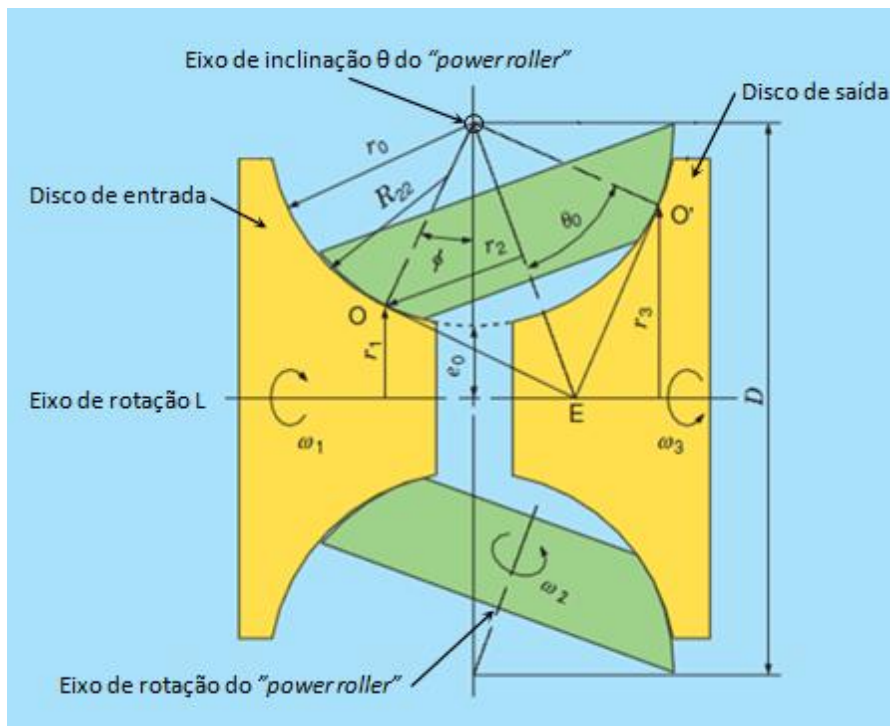
Numa *Full Toroidal CVT*, o escorregamento ocorre de forma significativa, sendo aproximadamente sete vezes maior do que numa *Half Toroidal CVT* (descrita a seguir), mas não necessita de rolamentos com uma capacidade tão grande para absorver os esforços axiais (comparado a uma *Half Toroidal CVT*), porque não existem cargas axiais geradas nos pontos de contacto  $OO'$ .

A *Half Toroidal CVT* é também composta por dois discos, um de entrada e outro de saída, e por dois *power roller*. O ângulo  $2\theta_0$  de inclinação numa *Half Toroidal CVT* pode variar entre  $100^\circ$  a  $140^\circ$  dependendo da construção.



**Figura 35.** Representação da variação  $\theta$  de uma *Half Toroidal CVT*.

Neste tipo de *design*, o ângulo cónico de rotação de  $2\theta_0$  permite que as linhas tangentes aos pontos de atrito mecânico  $OO'$  cruzem a linha do eixo de rotação dos discos, o que proporciona um muito menor escorregamento dos *power roller* com os discos, comparando com a *Full Toroidal CVT*.



**Figura 36.** Esquematização de uma *Half Toroidal CVT*.

Quando as linhas tangentes aos pontos de contacto O e O' têm um ponto de intersecção E e, sempre que esse ponto se encontra no eixo de rotação L, o escorregamento nos pontos de contacto OO' é nulo. Usando os símbolos da Figura 36,  $\omega_{SP}$  é o valor de velocidade do escorregamento no ponto O podem ser calculada pela Equação (18):

$$\omega_{SP} = \omega_1 \sin \phi - \omega_2 \cos \theta_0 \quad (18)$$

$\omega_1$  : velocidade do disco de entrada (rad/s).

$\omega_2$ : velocidade do *power roller* (rad/s).

$\phi_0$ : ângulo de inclinação (rad).

$\theta$ : ângulo de inclinação do *power roller* (rad).

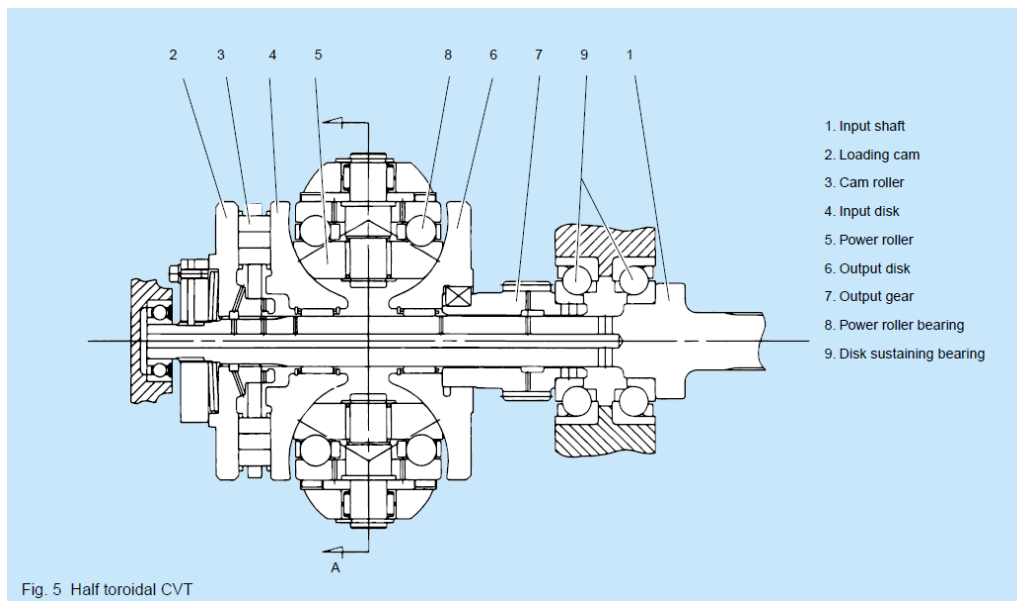
$$i = \frac{r_3}{r_1} \quad (19)$$

A Equação (19) dá a relação de transmissão que é igual à relação entre os raios  $r_3$  e  $r_1$ .

A *Half Toroidal CVT*, ao ter um ângulo  $2\theta_0$  em cone, consegue diminuir as perdas por escorregamento entre o *power roller* e os discos, porque implica que para determinados ângulos de inclinação  $\theta$  a geratriz formada nos pontos de contacto do *power roller* cruzam-se com o eixo de rotação dos discos, fazendo com que não haja escorregamento. Como resultado, se os ângulos de inclinação  $\theta$  não forem os mais indicados resultam cargas axiais que são geradas nos *power roller*, logo exigem rolamentos capazes de as suportar.



### 3.7.2. Transmissão de potência numa *Half Toroidal CVT*



**Figura 37.** Figura representativa dos vários elementos de funcionamento numa *Half Toroidal CVT*.

A Figura 37 apresenta uma vista em corte de uma transmissão *Half Toroidal CVT*. A potência do motor é fornecida ao veio de entrada e é transmitida na seguinte ordem: *loading cam*, *cam roller*, disco de entrada, *power roller* e disco de saída. O ponto de contacto do disco de entrada com o *power roller* no ponto O (Figura 36) é uma elíptica baseado na teoria de Hertz e o semi-eixo maior  $a$  e o semi-eixo menor  $c$ , é dado por:

$$a = n^3 \sqrt{\frac{3F_c}{(E' \sum \rho)}} \quad (20)$$

$$c = m^3 \sqrt{\frac{3F_c}{(E' \sum \rho)}} \quad (21)$$

$$E' = \frac{2}{\left\{ \frac{(1 - \nu_4^2)}{E_4} + \frac{(1 - \nu_5^2)}{E_5} \right\}} \quad (22)$$

$$\sum \rho = \frac{1}{R_{11}} + \frac{1}{R_{12}} + \frac{1}{R_{21}} + \frac{1}{R_{22}} \quad (23)$$



Onde:

$F_c$  = Força de contacto (N).

$E_4$  = Módulo de Young do disco de entrada ( $\text{N/m}^2$ ).

$E_5$  = Módulo de Young do power roller ( $\text{N/m}^2$ ).

$\vartheta_4$  = Coeficiente de Poisson do disco de entrada.

$\vartheta_5$  = Coeficiente de Poisson do power roller.

$R_{11}$  = Raio da curva principal do disco de entrada.  
(perpendicular ao plano representado na Figura 36).

$R_{12}$  = Raio da curva principal do disco de entrada.  
(paralela à direcção do plano da Figura 36).

$R_{21}$  = Raio da curva principal do power roller .  
(perpendicular ao plano da Figura 36).

$R_{22}$  = Raio da curva principal do power roller.  
(paralela à direcção do plano da Figura 36).

$n, m$  = coeficientes obtidos pelo integral da elíptica.

A pressão ( $P_{mean}$ ) na superfície do ponto de contacto de atrito é dada pela seguinte equação:

$$P_{mean} = \frac{F_c}{(\pi ac)} \quad (24)$$

A transmissão de binário no ponto de contacto O é dada pelas seguintes fórmulas:

$$T_0 = r \times F_t \quad (25)$$

Em que:

$$F_t = \mu \times F_c \quad (26)$$

$T_0$  = Binário de transmissão (N. m).

$F_t$  = Força de tracção (N).

$\mu$  = Coeficiente de atrito.

Um dado revelado pelo fabricante, que tem todo o interesse em ser divulgado nesta dissertação de mestrado, é a pressão superficial máxima infligida aos materiais dos elementos de contacto que é equivalente a uma  $P_{máx}$  de 2,2 GPa. Ou seja, com base na teoria de *Hamrock-Dowson*, as condições da pressão superficial máxima para obter esse ponto de contacto são: espessura central do filme de óleo  $h_c$  ser cerca de 0,4  $\mu\text{m}$ , com uma velocidade da superfície de 24,2 m/s e uma temperatura de óleo de 120 °C.

#### Vantagens e desvantagens de uma *Toroidal CVT*

##### Vantagens:

- Variação de transmissão infinita dentro de um dado intervalo permitindo uma variação contínua da relação de transmissão da caixa de velocidades.
- É possível utilizar o motor de combustão no seu ponto de menor consumo específico.
- Não existe interrupção de transmissão de potência na variação contínua da transmissão.
- A variação contínua da transmissão é feita de modo totalmente automático.
- Permite a transmissão de um binário elevado, aceitável para a aplicação num veículo automóvel.

##### Desvantagens:

- Elevado custo de produção.
- Construção minuciosa das superfícies de atrito que transmitem o binário.
- Manutenção de custo elevado.
- É uma tecnologia recente, logo ainda não está determinado o seu tempo de vida real e a sua fiabilidade.
- As perdas por atrito na desmultiplicação máxima são elevadas.
- O projecto e o desenho dos elementos de transmissão por atrito são muito complexos.
- Dado o espaço que esta caixa ocupa, sendo relativamente comprida, é aplicada apenas em motores longitudinais.

- Custos elevados associados ao custo da bomba de óleo, pois nesta transmissão são necessários valores elevados de pressão, como também devido a este órgão ter de ser relativamente compacto e com o menor peso possível.
- A relação de transmissão de um par de *power rollers* varia entre 0,5 e 2, o que no caso de um veículo automóvel é insuficiente, necessitando-se de um estágio de desmultiplicação, ou seja, um segundo par de *power rollers*.

Após a análise intensiva de várias caixas de velocidades, resta abordar que fica por mencionar e descrever uma caixa que tem tido um grande sucesso no híbrido, *Toyota Prius*. No caso concreto que se está a analisar, esta é de difícil entendimento e o seu princípio de funcionamento está patenteado, para evitar cópias indesejada por outros fabricantes, como tal, é importante salientar que nesta dissertação de mestrado não se pretende copiar em particular qualquer caixa de velocidades, mas sim indicar os seus princípios básicos de funcionamento e concluir sobre a melhor escolha para aplicar num veículo híbrido automóvel utilitário citadino. Em anexo, é facultada uma tabela dividida em colunas, em cada uma delas é mencionada uma caixa de velocidades que foi descrita ao longo desta exposição. Em cada linha serão referidos em detalhe alguns pontos de interesse para facilitar a comparação e indicar a melhor escolha sobre cada aspecto de análise importante.

## 4. CONCLUSÕES

A presente dissertação teve como objectivo avaliar e ponderar as diversas possibilidades de caixas de velocidades disponíveis no mercado e adaptáveis a automóveis híbridos de carácter urbano.

Logo à partida, foi facilmente perceptível a inviabilidade da caixa de velocidades manual, por não ser possível o controlo manual de duas embraiagens, necessárias para a sincronização entre o motor eléctrico e o motor de combustão interna.

A caixa automática é solução possível, mas devido ao seu peso, lentidão e uso de conversor de binário, revela-se pouco eficiente. Uma vez que este tipo de veículo tem na eficiência energética a seu grande trunfo, esta caixa não será neste ponto a melhor opção. Contudo, visto ser fácil a sua aplicação, aquisição, dimensionamento e adaptação ao veículo, poderá eventualmente servir como opção no caso de um veículo híbrido mais elementar mas também com um custo de construção mais baixo.

Do lado das caixas de velocidades que se revelaram energeticamente mais eficientes (obtendo rendimentos teóricos muito superiores, devido à variação contínua da transmissão), foi efectuada uma análise mais pormenorizada ao seu funcionamento e às suas características, com particular preocupação com o método de transmissão de binário por atrito, por este gerar escorregamentos nos pontos de contacto, logo perdas de rendimento.

A caixa de velocidades *Toroidal* é definitivamente a mais dispendiosa, visto carregar um *background* de investigação enorme e altamente complexo (com as despesas inerentes). Isso reflecte-se, naturalmente, na falta de informação exposta ao público em geral. Trata-se de uma caixa ainda pouco disseminada no mercado europeu, sendo praticamente desconhecida. Contudo, a sua eficiência é, teoricamente, muito elevada, proporcionando ainda binários elevados. Testes efectuados com esta caixa revelam uma capacidade de aceleração muito superior ao inicialmente expectável, visto ter poucos pontos de contacto. Exige materiais mais resistentes, dadas as tensões superficiais elevadas que deve suportar (na ordem de 2 GPa). Mas, para o efeito, o

elevado peso e comprimento da caixa inviabilizam a sua aplicação no veículo pretendido, pois exigiria a colocação do motor de modo longitudinal. O preço é também claramente incompatível com esta gama de veículos.

A *Cone Ring*, apesar de se tratar teoricamente de uma caixa de rendimento elevado, verifica-se que o escorregamento existente, que ocorre essencialmente no arranque (devido à maior solitação de binário) penaliza largamente o rendimento do veículo em situações de condução típica em meios urbanos (i.e., frequentes arranques e reduzidos períodos de velocidade de cruzeiro). Outra consequência do escorregamento é um desgaste prematuro do anel de atrito, nas superfícies de contacto com os cones. Por outro lado, esta é a caixa que produz menor binário, pelo que também não seria facilmente adaptável a outra tipologia de veículos (maiores potências, dimensões, etc.). Apresenta, contudo, a vantagem de ser a mais leve, compacta e provavelmente de menor custo de fabrico de entre as seleccionadas. Uma evolução significativa no aspecto do escorregamento, ainda que pouco provável, e uma simplificação no método de substituição do anel de atrito (ainda que significando uma manutenção mais frequente que noutras caixas) torná-la-ia a escolha ideal.

As caixas do tipo *CVT* apresentam dois fabricantes: A *Honda* e a *Audi*. Estes diferem na transmissão de binário (o primeiro recorre a correia, o segundo a corrente). A caixa da *Audi* foi construída com o pressuposto de utilização em motor longitudinal, tendo sido dada primazia à capacidade de transmissão de binário, em detrimento da dimensão e peso. É, assim, à semelhança da *Toroidal*, uma opção não eficaz para o tipo de veículo proposto. As suas vantagens passam pela maior quantidade de pontos de atrito (diminuindo, assim, os escorregamentos e desgastes) e pela maior resistência à fadiga, devido à existência das buchas de ligação aos pinos de contacto, que facilmente se acomodam à curvatura das polias e reduzem a flexão dos materiais constituintes. As placas, apresentando maior rigidez à extensão que as correias, permitem um tensionamento constante superior

A caixa *CVT* da *Honda* é mais compacta, tendo dimensões que permitem a sua aplicação em motores transversais. Seria, portanto, uma hipótese viável para o veículo em apreço. Os elementos metálicos agregados à correia permitem um aumento muito considerável dos pontos de atrito, mas a correia está sujeita à fadiga. Esta caixa é uma das hipóteses a considerar. Considera-se que seria útil obter os resultados de um

ensaio comparativo entre o uso de embraiagem de disco simples e o conversor de binário adoptado nesta caixa.

Por último, resumem-se as características da caixa de velocidades *DSG*. Esta apresenta teoricamente um rendimento mais baixo, mas na prática reflecte o valor teórico, não existindo escorregamentos (visto não se tratar de uma caixa de contacto por atrito). A maior vantagem desta caixa é a sua dimensão, pois é facilmente inserida num veículo de dimensões reduzidas. Permite uma transmissão de binário suficiente para o pretendido, além que permite um método de condução semi-automático, concordante com o estilo de condução preferido pela maioria dos europeus, resultando numa melhor aceitação por parte do público alvo. O uso de engrenagens facilita o conhecimento do funcionamento da caixa, pelo que existe bibliografia disponível que permite o dimensionamento e construção com relativa facilidade.

O futuro da indústria automóvel deverá, muito provavelmente e a curto médio prazo, pender decisivamente para esta categoria de veículos, o que colocará a eficiência dos equipamentos (entre os quais, em posição de destaque, a caixa de velocidades) na prioridade da investigação, surgindo certamente inúmeras melhorias e possíveis alternativas desenvolvidas pelos fabricantes da indústria automóvel. Havendo mesmo já, actualmente, protótipos que carecem ainda de teorização rigorosa da eficiência, ainda mais premente será dar importância aos testes práticos, que revelam a verdadeira eficiência (veja-se o exemplo da *Cone Ring*).

Como continuação desta dissertação, o ideal seria adaptar posteriormente ao veículo cada uma das caixas de velocidades mencionadas, de forma a se procederem a testes comparativos, com maior incidência no consumo em ambiente urbano e manutenção. Seria interessante testar inclusive as caixas para motores longitudinais que foram, à partida, postas de parte, pois poderá sempre concluir-se que é vantajoso um rearranjo da geometria da linha de transmissão (e consequentemente da geometria do veículo) se isso implicar menores custos e maior eficiência. Só após estes testes se poderá quantificar a verdadeira eficiência de cada caixa para um veículo específico, podendo então prever-se a construção da caixa seleccionada, caso seja de complexidade baixa. Caso a caixa escolhida seja de grande complexidade, a opção deverá recair na compra directa ao fabricante, porque será certamente inviável a sua produção em pequena escala e com custos competitivos no panorama agressivo da indústria automóvel.

## 5. REFERÊNCIAS

- [1] [http://1stclassautorepair.com/links/links\\_m\\_trans\\_diagram.html](http://1stclassautorepair.com/links/links_m_trans_diagram.html), consultado à data 18/08/2011.
- [2] [http://1stclassautorepair.com/links/links\\_m\\_trans\\_diagram.html](http://1stclassautorepair.com/links/links_m_trans_diagram.html), consultado à data 18/08/2011
- [3] [http://www.cs-asv.pt/item1.php?lang=0&id\\_channel=6&id\\_page=44](http://www.cs-asv.pt/item1.php?lang=0&id_channel=6&id_page=44), consultado à data 18/08/2011
- [4] [http://www.rekluse.com/z\\_start\\_pro\\_details.shtm](http://www.rekluse.com/z_start_pro_details.shtm)
- [5] <http://www.terraemania.com/tt/landrover/diferencial.html>
- [6] <http://www.drivingfast.net/car-control/oversteer.htm>
- [7] <http://www.procarcare.com/includes/content/resourcecenter/encyclopedia/ch22/22Fig8.html>
- [8] <http://www.seriouswheels.com/2005/2005-Aston-Martin-Vanquish-S-Engine-Transmission-1024x768.html>
- [9] [http://www.netserv19.com/ecommerce\\_site/categoria\\_32468\\_1450\\_CONVERTOR-DE-TORQUE](http://www.netserv19.com/ecommerce_site/categoria_32468_1450_CONVERTOR-DE-TORQUE)
- [10] <http://www.oficinaecia.com.br/bibliadocarro/biblia.asp?status=visualizar&cod=94>
- [11] Giesbert Lechner (1999) e Harald Naunheimer, "*Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application*", Springer, Berlin. .
- [12] AutoActualité N°52 décembre 2004 - Boîte de Vitesses Automatique: tout pour séduire!
- [13] [http://www.netserv19.com/ecommerce\\_site/categoria\\_32468\\_1450\\_CONVERTOR-DE-TORQUE](http://www.netserv19.com/ecommerce_site/categoria_32468_1450_CONVERTOR-DE-TORQUE)
- [14] <http://www.oficinaecia.com.br/bibliadocarro/biblia.asp?status=visualizar&cod=94>
- [15] <http://www.brasilautomatico.com.br/si/site/0262>
- [16] [http://www.caranddriver.com/features/09q4/decade\\_in\\_review\\_technology-feature/gallery/2004\\_audi\\_tt\\_3.2\\_quattro\\_dsg\\_transmission\\_illustration\\_photo\\_10](http://www.caranddriver.com/features/09q4/decade_in_review_technology-feature/gallery/2004_audi_tt_3.2_quattro_dsg_transmission_illustration_photo_10)
- [17] C. Moura Branco . J. Martins Ferreira . J. Domingos da Costa . A. Silva Ribeiro (2008), "PROJECTO DE ORGÃOS DE MÁQUINAS", 2ª edição, Fundação Calouste Gulbenkian.
- [18] Shigley's (2008), "Mechanical Engineering Design", 8th Edition, McGraw-Hill.
- [19] Bosch (2007), "Automotive Handbook", 7th Edition, Wiley.
- [20] GIF, The Cone Ring CVT (KRG), [www.grc.cn.com/downloadfile](http://www.grc.cn.com/downloadfile)

- [21] Davy Geuns (2003), "Description Automatic Gearbox VT1F", ZF GETRIEBE N.V. SINT-TRUIDEN.  
<http://www.lib.ucdavis.edu/dept/pse/resources/cvt04/papers/ZF%20Description%20VT1F%20040323.pdf>
- [22] B. Bensen (2006), "Efficiency optimization of the push-belt CVT by variator slip control", Thesis Eindhoven University of Technology.  
<http://alexandria.tue.nl/extra2/200612241.pdf>
- [23] A. Englisch, H. Faust, M. Homm, A. Teubert, M. Vornehm, "Development of High Performance CVT Components".  
<http://www.lib.ucdavis.edu/dept/pse/resources/cvt04/papers/04CVT-40.pdf>
- [23] Dr. rer. nat. Christian Lauinger, Dipl.-Ing. Dipl.-Wirt.-Ing. Andreas Englisch, Dipl.-Ing. Andreas Götz, Dipl.-Ing. André Teubert, Dipl.-Ing. Eric Müller, Dr.-Ing. Andreas Baumgartner (December 2007), "CVT components for powersplit commercial vehicle transmissions", Berlin/Germany.  
[http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/\\_shared\\_media/library/downloads/Lauinger\\_-\\_CTI\\_Symposium\\_2007\\_Berlin.pdf](http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/library/downloads/Lauinger_-_CTI_Symposium_2007_Berlin.pdf)
- [24] Dr.-Ing. Hartmut Faust Dr.-Ing. André Linnenbrügger, "CVT Development at LuK".  
[http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/\\_shared\\_media/library/downloads/7\\_cvt\\_2.pdf](http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/library/downloads/7_cvt_2.pdf)
- [25] Hisashi Machida and Yasuo Murakami Research and Development Center, "Development of the POWERTOROS UNIT Half Toroidal CVT".  
[http://www.tec.nsk.com/weblibrary/library/products/other%20products/mc09-03%20development%20of%20powertoros%20unit%20half-toroidal%20cvt%20\(1%20of%202\).pdf](http://www.tec.nsk.com/weblibrary/library/products/other%20products/mc09-03%20development%20of%20powertoros%20unit%20half-toroidal%20cvt%20(1%20of%202).pdf)
- [26] Takashi Imanishi and Hisashi Machida Research and Development Center, "Development of POWERTOROS Unit Half-Toroidal CVT (2) Comparison between Half-Toroidal and Full-Toroidal CVTs".  
[http://www.tec.nsk.com/weblibrary/library/Technical%20Journal%20Motion%20and%20Control/Motion%20and%20Control%20No%2010%20\(2001-04\)/MC10-01%20Development%20of%20POWERTOROS%20Unit%20Half-Toroidal%20CVT%20\(2%20of%202\).pdf](http://www.tec.nsk.com/weblibrary/library/Technical%20Journal%20Motion%20and%20Control/Motion%20and%20Control%20No%2010%20(2001-04)/MC10-01%20Development%20of%20POWERTOROS%20Unit%20Half-Toroidal%20CVT%20(2%20of%202).pdf)
- [27] Dipl.-Ing. Gunter Jürgens, "Transmission Systems: A Comparative View".  
[http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/\\_shared\\_media/library/downloads/6\\_transmission\\_systems\\_1.pdf](http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/library/downloads/6_transmission_systems_1.pdf)



- [28] The DSG Dual-Clutch Gearbox Environmental Commendation  
<http://www.moller.no/photoalbum/view2>, em 18/08/2011.
- [29] Dipl.-Ing. A. Teubert, Dipl.-Ing. Dipl.-Wirtsch.-Ing. A. Englisch, Dipl.-Ing. A. Götz, Dr.-Ing. A. Linnenbrügger, Dr.-Ing. T. Endler, LuK GmbH & Co. oHG, "Büh LuK CVT Technology – Efficiency, Comfort, Dynamics."  
<http://www.multitronic-club.ru/tech-dokumentatsiya-akpp/nauchnie-stati-po-multitroniku-eng/luk-cvt-technology-efficiency-comfort-dynamics/download/>

## **ANEXO A: TABELA DE COMPARAÇÃO DAS CAIXAS DE VELOCIDADES**

	<b>Caixa Automática</b>	<b>DSG (6 velocidades)</b>	<b>CVT correia (Honda)</b>	<b>CVT corrente (Luk Audi)</b>	<b>Toroidal</b>	<b>Cone Ring</b>
<b>Rendimento</b>	75% < $\eta$ < 92%	Caixa de 6 velocidades DSG: 86% Caixa de 7 velocidades DSG: 91% [28]	De 80% à 87% [22]	É só apresentado o valor máximo de 94% [29]	Para uma <i>Half-Toroidal</i> temos um rendimento entre 87% a 92%, no caso de uma <i>Full-Toroidal</i> temos entre 62% a 88% [25], [26].	Valor facultado 70%, 93%. Apenas teórico visto que provavelmente é a caixa com o menor rendimento de transmissão, no arranque.
<b>Binário</b>	Binário elevados	Caixa de 6 velocidades 350 N.m; Caixa de 7 velocidades 250 N.m [28]	Binário até 220 N.m [22]	Binário entre 180 N.m até 400 N.m [23]	Binário máximo 450 N.m [25]	Binário máximo 180 N.m [20]
<b>Fiabilidade</b>	Boa fiabilidade, necessita de uma manutenção todos os 60000km.	Fiabilidade muito boa, apenas deve ser substituído o óleo de lubrificação e os filtros todos os 60000 km.	Fiabilidade limitada: da fadiga da correia, ao desgaste dos elementos metálicos em contacto com as paredes das polias, e ao desgaste das superfícies das polias.	Fiabilidade limitada ao desgaste que ocorre entre os pinos da corrente com as polias e do desgaste das superfícies nas polias.	Tempo de vida desconhecido. O desgaste precoce que ocorre nas paredes dos <i>power rollers</i> em contacto com os discos, limitam o tempo de fiabilidade do sistema.	Fiabilidade ainda desconhecida por estar em fase de projecto. Nesta caixa os desgastes dos elementos que facultam o binário às rodas evidencia que ocorre com maior rapidez que nas outras caixas de velocidades.

<p><b>Manutenção</b></p>	<p>A manutenção desta caixa é de 60000 km em 60000 km, para substituir filtros e óleo, sendo o custo relativamente baixo.</p> <p>Em caso de avaria o custo pode ser elevado dependendo do tipo de avaria ocorrida.</p>	<p>É necessário mudar os filtros e o óleo todos os 60 000 km. Em caso de avaria, depende do local onde é ocorrido, pois se for no sistema electro-hidráulico o custo é elevado, se for em componentes da caixa substituição, para um profissional é simples e implica um custo aceitável.</p>	<p>Neste tipo de caixa deve ser necessário fazer uma manutenção periódica na substituição dos filtros e óleos. Deve existir uma substituição da correia e das polias (periodicidade não facultada pelo fabricante). Sempre que forem substituídos esses elementos terá que ser feita a calibragem do sistema, provavelmente com um custo elevado.</p>	<p>A mudança de filtros e óleos desta caixa deve ser feita todos os 60000km. Para esta caixa deve existir também uma periodicidade da substituição dos elementos com a corrente e eventualmente as polias. Sempre que forem substituídos esses elementos existirá um custo associado a calibragem do sistema.</p>	<p>Nesta caixa de velocidade deve existir uma manutenção periódica para a mudança de filtros e óleo (esse mais dispendioso porque se trata de um óleo especial). Se for necessário a substituições periódica dos elementos de atrito, os custos de manutenção serão dispendiosos visto que se trata de elementos de atrito com uma qualidade de fabricação elevada.</p>	<p>Como nas outras caixas de velocidades deve existir uma manutenção periódica dos filtros e dos óleos, nesta caixa deverá existir uma troca frequente do anel de atrito devido a este estar sujeito ao desgaste nas suas duas superfícies de contacto.</p>
<p><b>Comprimento das caixas de velocidades</b></p>	<p>Com 4 velocidades automáticas o comprimento é de 590mm</p> <p>Com 5 velocidades automáticas é de 680mm [27]</p>	<p>Comprimento desconhecido, mas aparenta ser das mais compactas das caixas em comparação.</p>	<p>O comprimento desta CVT é desconhecida mas é mais compacta do que a CVT da Audi Luk.</p>	<p>Comprimento desta caixa é de 590 mm. [27]</p>	<p>Esta caixa de velocidade é de grandes dimensões.</p>	<p>Deve ser a mais compacta de todas as caixas de velocidades.</p>
<p><b>Peso kg</b></p>	<p>4 velocidades, o peso é</p>	<p>DSG com 6 velocidades o peso é de: 93 kg, inclui</p>	<p>Esta CVT deve ter um peso ligeiramente menor do que</p>	<p>O peso desta CVT é de</p>	<p>O peso desta caixa de velocidades é de 98 kg e</p>	<p>Tem o peso mais</p>

	de 72 kg 5 velocidades, o peso é de 90 kg [27]	volante bимassa e óleo lubrificante de 6,5L.  DSG com 7 velocidades o peso é de: 77 kg inclui o bимassa e 1,7L de óleo. [28]	a CVT da Audi devido ao seu tamanho ser mais compacto.	90 kg. [27]	é a mais pesada.	pequeno, 65kg.
<b>Grau de adequabilidade ao mercado europeu</b>	O mercado europeu demora a adoptar as caixas de velocidades automáticas.	Tratando-se de uma caixa de velocidades com um comportamento muito idêntico à caixa de velocidades manual, será mais fácil a sua aprovação no mercado europeu.	Comportamento muito suave como uma caixa de velocidades automática. Tem a particularidade de poder variar as suas relações de transmissões por “degraus” como o comportamento protagonizado por uma caixa de velocidades manual; facilita assim a sua implementação no mercado europeu.	Idêntico ao do CVT com correia.	Trata-se de uma caixa de velocidade ainda em desenvolvimento, mas já adaptada em veículos automóveis no Japão. Será difícil a sua implementação no mercado europeu.	Esta caixa de velocidade é muito recente, ainda em fase de protótipo, pois nenhuma marca em concreto a adaptou no seu veículo. Para esta caixa de velocidades também será difícil a sua compra visto que o mercado europeu preferencia a caixa de velocidades com um comportamento manual.
<b>Ruídos</b>	Este tipo de caixa de velocidades tem um funcionamento silencioso.	Funcionamento mais ruidoso do que uma caixa de velocidades automática.	Esta caixa tem um funcionamento silencioso.	O ruído desta caixa é semelhante ao da CVT com correia.	Esta caixa de velocidades produz um ruído baixo.	Ruído baixo.

<p><b>Arranque</b></p>	<p>Existe a sensação de que o conversor de binário está sempre a patinar, principalmente no arranque (pois este não transmite a potência do motor totalmente), implica aumento do consumo.</p>	<p>É a melhor escolha para arranques, pois, tem o melhor rendimento de transmissão, e protagoniza as melhores acelerações.</p>	<p>Neste tipo de caixa, o arranque é o caso mais crítico, ocorre com maior intensidade o escorregamento da correia (devido ao elevado binário em arranque) e, consequentemente, existe um maior desgaste nos elementos metálicos e das polias levando à ruína da caixa mais rapidamente.</p>	<p>O mesmo que acontece na caixa CVT com correia, os maiores desgastes evidenciam-se maioritariamente no arranque. Então a aplicação deste tipo de caixa num veículo citadino tem que ser ponderada.</p>	<p>No arranque, esta caixa terá necessariamente muito escorregamento, pois existem pouco pontos de contacto de atrito comparando a uma CVT com correia ou mesmo com corrente.</p>	<p>É a caixa de velocidades que fornece o menor binário, então em arranques os seus elementos de atrito estão sujeitos a maiores escorregamentos. Então, num veículo citadino, os desgastes desta caixa serão evidentes num tempo de vida pequeno.</p>
<p><b>Adequado ao veículo (ligação das caixas com uma configuração transversal do motor)</b></p>	<p>Esta caixa não se adequaria muito para o tipo de veículo pretendido, porque este tipo de caixa costuma ser comprida e é maioritariamente adaptada em motores longitudinais.</p>	<p>Excelente proposta para o veículo desejado é: compacta, eficiente, oferece rápidas passagens de relações de transmissões, tem um funcionamento suave em modo automático, e possibilita usufruir das sensações de uma caixa manual.</p>	<p>Boa proposta, é uma caixa de velocidade compacta, a relação de transmissão infinita é uma vantagem (reduz o stress em cidade), e é fácil de utilizar. O único senão é ter maiores riscos de perdas de atrito no arranque, levando ao desgaste irreversíveis dos órgãos de atrito.</p>	<p>Não se adequaria ao veículo, porque a sua distância entre polias é maior e faz com que esta caixa seja mais comprida e é apenas adaptada em motores longitudinais.</p>	<p>A caixa Toroidal tem dimensões idênticas a uma caixa de velocidade automática, não permite adaptar este tipo de caixa num motor transversal.</p>	<p>É a mais compacta de todas as caixas referidas aqui. Teria uma excelente união com um motor transversal.</p>
<p><b>Picos de potência</b></p>	<p>Os picos de potência não devem ser muito</p>	<p>Não deverá existir grandes problemas no</p>	<p>Risco de escorregamento entre a correia e as polias,</p>	<p>Os riscos de danificação deste tipo</p>	<p>Uma sobreposição de potência implicará um</p>	<p>Nesta caixa, sempre que ocorrem picos de</p>

<p><b>(sobreposição do motor eléctrico ao do motor de combustão)</b></p>	<p>sentidos numa caixa de velocidades automática, porque estes, seriam filtrados inicialmente pelo conversor de binário.</p>	<p>caso de existir picos de potência devido a sobreposição dos motores, apenas deve ser ter isso em conta no dimensionamento.</p>	<p>sempre que existem picos de potência, implicando desgaste prematuro, reduzindo o tempo útil dos órgãos.</p>	<p>de caixa de velocidades é o mesmo do que a caixa de velocidade CVT com correia.</p>	<p>provável escorregamento que danificará a geometria dos componentes de fricção, levando à danificação mais rápida da caixa.</p>	<p>potência, levará a um escorregamento mínimo inicial, (principalmente no anel de atrito) que implica um desgaste, e aumentará com o passar do tempo devido à frequência que vai existir na sobreposição dos dois motores.</p>
<p><b>Seleção e análise, para uma possível construção da caixa de velocidades para o veículo híbrido pretendido</b></p>	<p>É uma escolha aceitável, mas a sua eficiência é baixa e a sua construção necessita de um espaço elevado para a adaptação a um motor transversal.</p>	<p>É provavelmente a melhor escolha para adaptar na caixa de velocidades ao veículo híbrido urbano e citadino pretendido. Sendo possível o seu estudo em pormenor e a construção de uma caixa de velocidades deste género.</p>	<p>A escolha entre este tipo de caixa e uma <i>DSG</i> resume-se a detalhes e essencialmente à falta de mais informação e conhecimento para a produção desta caixa. Como também, seria necessário efectuar ensaios práticos desta <i>CVT</i>, para quantificar o desgaste que pode ocorrer na correia e na polia numa condução citadina.</p>	<p>Seria, também, uma excelente escolha devido a sua grande capacidade de transmitir binário, mas como a caixa de velocidades automática, deveria ser uma caixa mais compacta para ser uma das escolhas possíveis.</p>	<p>A <i>Toroidal</i> torna-se uma caixa de velocidades demasiado comprida, e esta é a caixa com menos informação disponível, seria muito difícil atingir o conhecimento para construir uma caixa de velocidades deste tipo.</p>	<p>É uma excelente escolha para adoptar no veículo pretendido, porque é extremamente compacta, mas a sua capacidade de binário é muito baixa e a sua construção parece pouco robusta.</p>

Nota: para cada parâmetro são apresentados a cor verde a melhor opção, a cor vermelha a pior opção e a cor de laranja uma opção a ter em conta porque está muito próximo da melhor opção. Esta representação por cores é um resultado relativamente subjectivo, visto que a escolha é pessoal nalguns pontos e o resultado é meramente representativo (pelo facto de nem todas as células têm cor). Resultado: caixa de velocidade automática, cinco células de cor vermelha e uma verde. Caixa de velocidades *DSG*, verifica-se que se trata da melhor opção, porque nunca é a pior opção em nenhum parâmetro (não tem qualquer célula de cor vermelha), tem uma célula a laranja e tem oito células de cor verde, sendo a caixa com maior número de células com cor verde. A *CVT* por correia aplicada na *Honda*, tem um célula vermelha, duas de cor laranja e três de cor verde (com este resultado pode-se referir que é a segunda melhor opção). Na *CVT* com corrente aplicada nas caixas de velocidades de variação contínua da *Audi*, o resultado é de quatro célula de cor vermelha, uma a laranja e uma de cor verde. A seguir temos a *CVT Toroidal* em que tem seis células vermelhas, uma de cor laranja e uma de cor verde. Na última coluna em análise, temos a *Cone Ring* em que temos sete células de cor vermelha, uma de cor de laranja e três de cor verde, apresentando-se assim a possível pior escolha para a caixa de velocidades pretendida porque tem o maior número de células de cor vermelha, apesar de também apresentar três células de cor verde.