

CENTRO PAULA SOUZA
FACULDADE DE TECNOLOGIA DE SANTO ANDRÉ
Curso Superior de Tecnologia em Mecânica Automobilística

Fábio Bresciani Valverde R.A.:1131513010

ESTUDOS DA TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA TIPO CVT
APLICADO EM UM VEÍCULO COM MOTOR DE BAIXA CILINDRADA
EQUIPADO COM TURBO COMPRESSOR

Santo André

2017

Fábio Bresciani Valverde R.A.:1131513010

**ESTUDOS DA TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA TIPO CVT
APLICADO EM UM VEÍCULO COM MOTOR DE BAIXA CILINDRADA
EQUIPADO COM TURBO COMPRESSOR**

Trabalho de Conclusão de
Curso apresentado à FATEC
Santo André como requisito
parcial para obtenção do
título de tecnólogo sob
orientação do professor
Celso Aparecido João.

Santo André

2017

V215e

Valverde, Fábio Bresciani

Estudos da transmissão automática tipo CVT aplicado em um veículo com motor de baixa cilindrada equipado com turbo compressor / Fábio Bresciani Valverde. - Santo André, 2017. – 54f: il.

Trabalho de Conclusão de Curso – FATEC Santo André.
Curso de Tecnologia em Mecânica Automobilística, 2017.

Orientador: Prof. Celso Aparecido João

1. Mecânica. 2. Transmissão automática. 3. Eficiência do motor.
4. Veículos. 5. Conforto. 6. Turbo compressor. I. Estudos da transmissão automática tipo CVT aplicado em um veículo com motor de baixa cilindrada equipado com turbo compressor.

629.2

LISTA DE PRESENÇA

SANTO ANDRÉ, 18 DE DEZEMBRO DE 2017.

**LISTA DE PRESENÇA REFERENTE À APRESENTAÇÃO DO
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO COM O TEMA “ESTUDO
DA TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA TIPO CVT APLICADO EM UM
VEÍCULO COM MOTOR DE BAIXA CILINDRADA EQUIPADO
COM TURBO COMPRESSOR” DO ALUNO DO 6º SEMESTRE
DESTA U.E.**

BANCA

PRESIDENTE:

PROF. CELSO APARCIDO JOÃO 

MEMBROS:

PROF. WAGNER MASSAROPE PROF. FERNANDO GARUP DALBO **ALUNO:**FABIO BRESCIANI VALVERDE 

DEDICATÓRIA

À meus pais, minha irmã, minha avó e minha namorada,
pelo incentivo e pela paciência, desprendidos durante
a realização desta importante etapa de minha vida.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao meu orientador Professor Celso Aparecido João e ao professor da matéria de Trabalhos de Graduação Fernando Garup, pela atenção e paciência despendidos durante todo o desenvolvimento desse projeto e aos meus pais, minha irmã e minha namorada que estiveram ao meu lado me auxiliando e apoiando.

Agradecimentos especiais para os Professores Marco Aurélio Fróes por disponibilizar os materiais técnicos do veículo estudado, ao Professor Dirceu Lavoisier Graci Fernandes e ao meu amigo Lucas Joaquim Nascimento pelo auxílio no desenvolvimento deste trabalho.

"Se vi mais longe foi por estar de pé sobre ombros de gigantes."

Isaac Newton

Resumo

O mercado automotivo atual está cada vez mais exigente. Em relação à economia de combustível, emissões de poluentes, potência do motor e conforto, favorecendo para a produção de veículos extremamente eficientes que agridem menos o meio ambiente. Com essa nova diretriz surgiu os motores turbo de baixa cilindrada, motores pequenos (de 3 ou 4 cilindros) fabricados em alumínio, de baixa cilindrada, cuja característica principal é ser equipado com turbo compressor e um sistema de injeção direta de combustível.

Os veículos equipados com motores Downsizing e com transmissão automática (na grande maioria do tipo convencional com conversor de torque ou do tipo de Dupla Embreagem), resulta em um veículo que perde um pouco de suas características de economia de combustível, além de ser uma tecnologia muito recente no Brasil. No caso da Transmissão de Dupla Embreagem, esse sistema ainda não dispõem de um processo de manutenção efetivo.

A partir dessa realidade, surge a ideia deste trabalho: realizar um estudo sobre a aplicação da Transmissão Automática do Tipo CVT, que atualmente, já é aplicado em veículos nacionais, como o Honda FIT, Nissan March e Versa e Mitsubishi Lancer, que apresenta a melhor eficiência energética entre as Transmissões, apresentando os cálculos de desenvolvimento desta e os valores de eficiência do veículo com este sistema.

Palavras chaves: Transmissão automática, Transmissão CVT, Eficiência do motor, Conforto, Emissões de poluentes.

Abstract

The current automotive market is becoming more demanding. In relation to fuel economy, pollutant emissions, engine power and comfort, favoring the production of extremely efficient vehicles that lessen the environment. With this new guideline came the turbocharged engines of small displacement, small engines (of 3 or 4 cylinders) made of aluminum, of small displacement, whose main characteristic is to be equipped with turbocharger and a system of direct injection of fuel.

Vehicles equipped with Downsizing engines and automatic transmission (in the vast majority of conventional type with torque converter or Dual Clutch type), results in a vehicle that loses some of its fuel economy characteristics, as well as being a technology Very recent in Brazil. In the case of Dual Clutch Transmission, this system still does not have an effective maintenance process.

From this reality, the idea of this work arises: to carry out a study on the application of the Automatic Transmission of the Type CVT, that presents the best energy efficiency between the Transmissions, presenting the calculations of its development and the efficiency values of the vehicle with this system.

Keywords: Automatic transmission, CVT transmission, Engine efficiency, Comfort, Emissions of pollutants.

Lista de Símbolos

D – Diâmetro

P – Potência

Q – Força lateral, fluxo de volume

T – Torque

T_R – Torque de fricção

c_u – Componente circunferencial de velocidade absoluta

i – Relação

i_G – Relação de engrenagens

i_V – Relação do variador

r – Raio

u – Relação de engrenagens, velocidade circunferencial

v – Velocidade

Δ - Intervalo, diferencial

λ – Coeficiente de performance

μ - Conversão de torque, coeficiente de fricção

ρ – Densidade

ω – Velocidade angular

Z_A – Número de dentes da engrenagem anelar

Z_S – Número de dentes da engrenagem solar

NP – Valor da relação de marcha

η – Rendimento

D_1 – Diâmetro da polia motora

D_2 – Diâmetro da polia movida

F_{ROL} – Força de resistência ao rolamento

F_{GRAD} – Força de resistência a rampa

F_{AER} – Força de resistência aerodinâmica

F_{ACEL} – Força de resistência à aceleração

m – Massa

g – Aceleração da gravidade

G – Peso

Lista de Fórmulas

- 1 – Equilíbrio do conversor de torque - $T_P + T_T + T_R = 0$
- 2 – Torque usando a equação da turbina de Euler - $T = Q \cdot \rho \cdot \Delta \cdot (r \cdot c_u)$
- 3 – Cálculo de torção - $\Delta(r \cdot c_u) = r_o \cdot c_{u,o} - r_i \cdot c_{u,i}$
- 4 – Equilíbrio de potência - $\sum P = P_P + P_T + \sum P_V = 0$
- 5 – Eficiência do conversor de torque - $\eta_{TC} = \frac{P_T}{P_P} = \frac{T_T \cdot \omega_T}{T_P \cdot \omega_P} = \mu \cdot \nu$
- 6 – Escala linear - $m = \frac{D}{D_M}$
- 7 – Semelhança cinemática do conversor - $\frac{c}{c_M} = \frac{w}{w_M} = \frac{u}{u_M}$
- 8 – Escala de velocidade - $\frac{u}{u_M} = \frac{\omega D}{\omega_M D_M} = m \frac{\omega}{\omega_M}$
- 9 – Escala de torção - $m_{twist} = \frac{\Delta(r c_u)}{\Delta(r c_u)_M} = m^2 \frac{\omega}{\omega_M}$
- 10 – Relação de proporção da escala de velocidade e escala de área - $m_Q = \frac{Q}{Q_M} = m_v \cdot m^2 = \frac{\omega D^3}{\omega_M \cdot D_M^3}$
- 11 – Potência do conversor - $P = T \cdot \omega = Q \cdot \rho \cdot \Delta(r c_u) \omega$
- 12 – Potência do conversor por semelhança - $d \frac{P}{P_M} = \frac{\rho \cdot \omega^3 \cdot D^5}{\rho_M \cdot \omega_M^3 \cdot D_M^5}$
- 13 – Torque do conversor por semelhança - $\frac{T}{T_M} = \frac{\rho \cdot \omega^2 \cdot D^5}{\rho_M \cdot \omega_M^2 \cdot D_M^5}$
- 14 – Torque na bomba - $T_P = \lambda \cdot \rho \cdot \omega_P^2 \cdot D^5$
- 15 – Deslizamento do conversor - $S = \frac{\omega_P - \omega_T}{\omega_P} = 1 - \frac{\omega_T}{\omega_P} = 1 - \nu$
- 16 – Rendimento do conversor - $\eta = \frac{T_T \cdot \omega_T}{T_P \cdot \omega_P} = \frac{T_T \cdot \omega_T}{(T_T + T_{fric}) \omega} = \frac{T_T}{(T_T + T_{fric})} (1 - S)$
- 17 – Diâmetro do conversor - $D_1 = \sqrt[5]{\frac{T_n}{\lambda \rho \omega_n^2}} \quad D_2 = \sqrt[5]{\frac{T_{max}}{\lambda \rho \omega_{T,max}^2}}, D_1 < D_2$
- 18 – Fator K - $k(\nu) = \frac{T_{PV}}{n_{PV}^2}$
- 19 – Torque na bomba - $T_P = k(\nu) n_p^2$
- 20 – Relação de marchas, em um conjunto planetário - $i = \frac{1}{N_p} = \frac{Z_A + 1}{Z_S + 1}$
- 21 – Potência útil na árvore - $P_U = P_{MOTOR} \cdot \eta_e \cdot \eta_{m(R)}^2$
- 22 – Potência dissipada na árvore - $P_D = P_{MOTOR} - P_U$

23 – Rotação na árvore - $n = \frac{n_{MOTOR} \cdot z1}{z2}$

24 – Torque na árvore - $Mt = \frac{30 \cdot P_U}{\pi \cdot n}$

25 – Potência útil do sistema - $P_{Dsistema} = P_{MOTOR} - P_{saída}$

26 – Rendimento da transmissão - $\eta = \frac{P_{SAÍDA}}{P_{ENTRADA}}$

27 – Relação de rotação - $i = \frac{n_1}{n_2} = i_V \cdot i_G$

28 – Relação de rotação - $i_V = \frac{S_2}{S_1}$

29 – Relação de rotação - $I = \frac{D_2}{D_1}$

30 – Comprimento da correia - $l = 2 \cdot I + 1,57 \cdot (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot I}$

31 – Força trativa efetiva -

$$F_{trativa} = f_r * m * g * \cos\alpha + m_{veh} * g * \sin\alpha + \frac{1}{2} * \rho_{AR} * A * v^2 + \lambda * m_{veh} * \alpha$$

32 – Força trativa efetiva simplificada - $F_{trativa} = F_{Rol} + F_{GRAD} + F_{AER} + F_{ACEL}$

33 – Força trativa real - $F_{trativa_real} = \frac{T_{motor}}{r_{din}} * i_{dif} * i_{marcha} * \eta$

34 – Força de resistência a rampa - $F_{ram} = m_{veículo} * g * \sin\alpha$

35 – Força de resistência a rampa - $F_{ram} = G * \sin\alpha$

36 – Inclinação da pista - $inclinação [\%] = \tan\alpha * 100$

37 – Relação de rotação - $I_{Rotação} = \frac{Rotação\ de\ Saída}{Rotação\ de\ Entrada}$

38 – Relação de torque - $I_{Torque} = \frac{Torque\ de\ Saída}{Torque\ de\ Entrada}$

39 – Eficiência do conversor –

$$Eficiência = \frac{Rotação\ de\ Saída \times Torque\ de\ Saída}{Rotação\ de\ Entrada \times Torque\ de\ Entrada} = I_{Rotação} \times I_{Torque}$$

40 – Fator K - $K = \frac{Rotação\ da\ Bomba}{Torque\ da\ Bomba^{0,5}}$

41 – Fator K_e -
$$K_e = \frac{\text{Rotação do motor}}{\sqrt{\text{Torque do Motor}}} = \frac{n_e}{\sqrt{T_e}}$$

42 - Força trativa real com conversor de torque -

$$F_{trativa_real} = \frac{T_{motor} * I_{torque}}{r_{din}} * i_{rotação} * i_{dif} * i_{marcha} * \eta$$

43 – Consumo de combustível -
$$C = \frac{V * [1 + \alpha * (20 - T)]}{D} * 100$$

Sumário

1. INTRODUÇÃO.....	16
1.1 Introdução Teórica.....	16
1.2 Motivação.....	16
1.3 Objetivo.....	17
2 HISTÓRICO.....	18
2.1 Histórico da Transmissão Automática no Brasil.....	19
2.2 Linha do Tempo da Transmissão Automática no Brasil.....	19
3 FUNCIONAMENTO DOS SISTEMAS DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA	25
3.1 Princípio Básico de Funcionamento das Transmissões Totalmente Automáticas.....	25
3.1.1 Transmissão Automática Convencional.....	26
3.2 Embreagens Hidrodinâmicas e Conversores de Torque.....	35
3.2.1 Princípio de Funcionamento.....	36
3.2.2 Embreagens hidrodinâmicas e suas curvas características.....	40
3.2.3 Conversor de torque e suas curvas características.....	42
3.2.4 O Conversor Trilok.....	44
3.2.5 Conversor de torque e motor trabalhando juntos...45	
3.2.6 Diagrama de teste do conversor de torque, interação do motor e conversor trilok.....	50
3.2.7 Concepção Prática de Conversor de Torque.....	53
3.2.8 Projetos de Engenharia.....	53
3.3 Cálculo de Relação de Marchas de uma Transmissão Automática Convencional.....	56
3.4 Cálculo de Rendimento de uma Transmissão.....	62
3.5 Transmissões de veículos de Passeio Continuamente Variáveis.....	64
3.5.1 Transmissão Jatco Nissan.....	69
3.5.2 Transmissão Multitronic Audi.....	72

4	COMPARAÇÕES DOS SISTEMAS DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA.....	74
	4.1 Transmissão Automática Convencional.....	74
	4.2 Transmissão de Dupla Embreagem.....	76
	4.3 Transmissão CVT.....	77
5	DESENVOLVIMENTO DO PROJETO.....	79
	5.1 Dados Iniciais.....	79
	5.1.1 Motor.....	79
	5.1.2 Transmissão.....	82
	5.2 Programação da Transmissão CVT.....	83
	5.3 Dimensionamento das Polias e Correia.....	85
	5.4 Força Trativa.....	86
	5.5 Resistência a Rampa.....	90
	5.6 Conversor de Torque.....	94
	5.7 Consumo de Combustível.....	98
	5.7.1 Mensurando o Consumo de Combustível.....	99
	5.7.1.1 Cálculo de Consumo de Combustível de Acordo com Norma Regulamentadora...99	
	5.7.1.2 Cálculo de Consumo de Combustível a Partir dos Dados do Veículo.....	101
6	CONCLUSÃO.....	103
7	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	105
8	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS DA ILUSTRAÇÕES.....	108

1. Introdução

1.1 Introdução Teórica

Com o lançamento dos veículos compactos, em 2013, com motores de baixa cilindrada e um completo pacote de opcionais, o consumidor brasileiro tornou-se mais exigente, procurando veículos confortáveis, econômicos, eficientes que não emitisse uma grande quantidade de poluentes.

Esta nova realidade fez com que as montadoras desenvolvessem projetos e adaptações para que estes veículos compactos comportassem uma transmissão automática ou automatizada com um grande escalonamento de marchas.

Esses projetos envolvendo motores de baixa cilindrada com uma transmissão automática acarretaram em um alto nível de manutenção após alguns anos rodando nas cidades e nas estradas, devido ao esforço excessivo sofrido pelo motor e pela transmissão em retomadas ou na condição máxima de aceleração, resultando na substituição de toda a transmissão automática, devido ao alto custo envolvendo os reparos dessas transmissões.

Os defeitos da transmissão automatizada envolvem o sistema de eletro-hidráulico que realiza a troca de marchas, devido à alta sensibilidade ao sistema elétrico do veículo e a pressão de óleo que este sistema utiliza.

Enxergando este cenário, as montadoras asiáticas como a Honda e a Nissan adotaram a transmissão continuamente variável (CVT) em seus veículos com motores de baixa cilindrada, conseqüentemente desenvolvendo uma linha de veículos econômicos, eficientes e com baixíssimo nível de manutenção, graças a sua característica de fazer com que o motor trabalhe na faixa de rotação ideal (torque máximo).

1.2 Motivação

O alto nível de exigência do consumidor com veículos compactos eficientes, confortáveis, com baixo nível de emissões de poluentes e os recentes lançamentos de veículos com motores, popularmente conhecidos como “Downsizing” (motores de alumínio, de baixa cilindrada, com versões equipadas com turbo compressor) foram os propulsores do desenvolvimento desse trabalho.

1.3 Objetivo

Este trabalho tem como objetivo apresentar o funcionamento, as vantagens e desvantagens da transmissão CVT e principalmente, realizar um estudo da aplicação desta transmissão no veículo Volkswagen Up TSI, apresentando os resultados em forma de gráfico e simulação numérica, contribuindo para a melhor performance e qualidade dos veículos fabricados para um público com grau de exigência maior.

2. Histórico

2.1 Histórico da Transmissão Automática no Brasil

O primeiro veículo nacional a ser equipado com transmissão automática foi o Ford LTD 1969 (figura 1), o modelo mais luxuoso e requintado da linha Galaxie. Era uma transmissão nomeada de Ford-O-Matic, que consistia numa caixa de transmissão modelo C-4 de 3 marchas mais a ré fabricada pela Borg Warner.

Em 1979, a Chrysler lança o Dodge Polara Automático (figura 2), o primeiro veículo de pequeno porte nacional equipado com uma transmissão automática de quatro marchas mais a ré.

Após a Ford, outros fabricantes que tinham sede no Brasil adotaram esse tipo de transmissão em seus modelos mais luxuosos, a GM (Opala, Caravan, Monza), a Chrysler (Charger, LeBaron, Magnum) e a Volkswagen (Santana).

Este tipo de sistema era exclusivo apenas para os veículos tops de linha. Segundo Fornari (2015), em uma pesquisa realizada pela Jato Dynamics, em 2005, somente 5,5% das vendas no Brasil eram de veículos automáticos ou automatizados. Já a pesquisa realizada, em 2010 pela Automatic & Automated no Brasil, as vendas de veículos com transmissão “não-manual” representavam 19% e atualmente representa aproximadamente $\frac{1}{4}$ dos veículos vendidos.

Este crescimento na venda de sistemas automáticos ou automatizados é devido a maior oferta de veículos de entrada equipados com este tipo de sistema, ao aumento da intensidade do tráfego urbano e a melhoria nas condições financeiras do país.

Neste período as montadoras começaram a oferecer transmissões mais tecnológicas. A GM lançou em 2008, a família de câmbios automáticos de 6 velocidades e a transmissão automatizada, batizada de EasyTronic, na qual equipou a Meriva 1.8 e o Agile 1.4. Atualmente as transmissões automatizadas estão disponíveis nos veículos da VW (câmbio I-Motion, apenas nos de entrada) e Fiat (câmbio Dualogic, todos os veículos).

Em 2012 a Ford e a VW começaram a disponibilizar as transmissões de Dupla Embreagem, um sistema automatizado mais eficiente no tempo de seleção e troca de marchas.

Fabricantes como a Honda e a Nissan adotaram a transmissão CVT, com o intuito de aperfeiçoar o consumo de combustível e o conforto do veículo.

Algumas linhas de veículo tem a transmissão automática como um item de série, não possuindo a transmissão manual nem como opcional, pois estes veículos estão voltados a um público que exige o máximo de conforto e tecnologia ao dirigir.

2.2 Linha do Tempo da Transmissão Automática no Brasil

1969 – É lançado o Ford LTD com transmissão Automática “Ford-O-Matic”.

Figura 1 – Ford LTD 1969 Automático.



Fonte: <https://br.pinterest.com/pin/297448750358890955/>

1971 – Surge, como opcional, o câmbio automático para o Dodge Dart.

Figura 2 – Dodge Dart 1971.



Fonte: <http://www.pastorecarcollection.com.br/veiculo/dart-de-luxo-5>

1975 – Lançamento do Chevrolet Opala Comodoro Automático.

Figura 3 – Chevrolet Opala Comodoro 1976.



Fonte: <http://www.opalasp.com.br/waUpload/opala-azul-como00104072014125417.jpg>

1979 – A Chrysler lança o Dodge Polara Automático, o primeiro compacto nacional com transmissão automática.

Figura 4 – Propaganda do lançamento do Polara Automático.



Fonte: <http://www.carvelho.com.br/loja/images/12660%20-%2029x41-.jpg>

1984 – Os recém lançados Chevrolet Monza e Volkswagen Santana CD apresentam, opcionalmente, a transmissão automática.

Figura 5 – Chevrolet Monza 1984.



Fonte: <http://carplace.uol.com.br/wp-content/uploads/2013/04/Monza-4-portas.jpg>

Figura 6 – Volkswagen Santana 1984.



Fonte: <http://www.vwbr.com.br/ImprensaVW/image.axd?picture=images/aa1f210c-fa0b-4c0d-95cc-a853890b93ff/imagem610.jpg>

1992 – A GM apresenta o substituto do Opala, o Omega CD com transmissão Automática.

Figura 7 – Chevrolet Omega CD 1992 Automático.



Fonte: <http://bestcars.uol.com.br/carros/gm/antigos/omega-cd-93-3.jpg>

1993 – Lançamento do Chevrolet Vectra CD, com câmbio automático de 4 marchas. Essa transmissão equipou também o Astra e a Zafira, sofrendo poucas modificações.

Figura 8 – Chevrolet Vectra 1993.



Fonte: http://cro.i.uol.com.br/album/vectra_f_001.jpg

1994 – A Toyota inicia a importação do Corolla Automático.

Figura 9 – Toyota Corolla 1994.



Fonte: <http://momentcar.com/images/toyota-corolla-1994-3.jpg>

2003 – A Honda lança o FIT com transmissão CVT.

Figura 10 – Honda FIT 1.5 com transmissão CVT.



(Fonte:

http://images.tcdn.com.br/img/img_prod/404475/capo_honda_fit_2003_2004_2005_2006_2007_2008_5140_3_20150713154541.jpg

2008 – Surge no mercado nacional a linha de transmissão automática de 6 velocidades. Lançamento dos câmbios automatizados para veículos populares: EasyTronic (GM), I-Motion (Volkswagen) e Dualogic (Fiat).

Figura 11 – Emblemas das transmissões automatizadas EasyTronic, I-Motion e Dualogic.

The logo for EasyTronic, featuring the word "EASYTRONIC" in a bold, stylized, metallic font with a red vertical bar on the right side.The logo for I-Motion, featuring the word "I-MOTION" in a bold, metallic font with a red vertical bar on the left side.The logo for Dualogic, featuring the word "Dualogic" in a bold, italicized, metallic font.

Fonte: Autor.

2012 – Lançamento da transmissão de dupla embreagem para veículos premium, DSG da Volkswagen e Power-Shift da Ford.

Figura 12 – Volkswagen Golf DSG e Ford Focus Power-Shift, ambos sistemas de dupla embreagem.



Fonte: Autor.

2016 – A Nissan apresenta o March, Versa, Livina e Sentra com transmissão CVT.

Figura 13 – Novo Nissan Marcha com transmissão CVT XTronic.



Fonte:

<http://s2.glbimg.com/Es0hIUGwLGsYm2DHvwwUeGIKqPc=/620x400/e.glbimg.com/og/ed/f/original/2016/06/10/nissan-march-cvt-3.jpg>

3. Funcionamento dos Sistemas de Transmissão Automática

3.1 Princípio Básico de Funcionamento das Transmissões Totalmente Automáticas

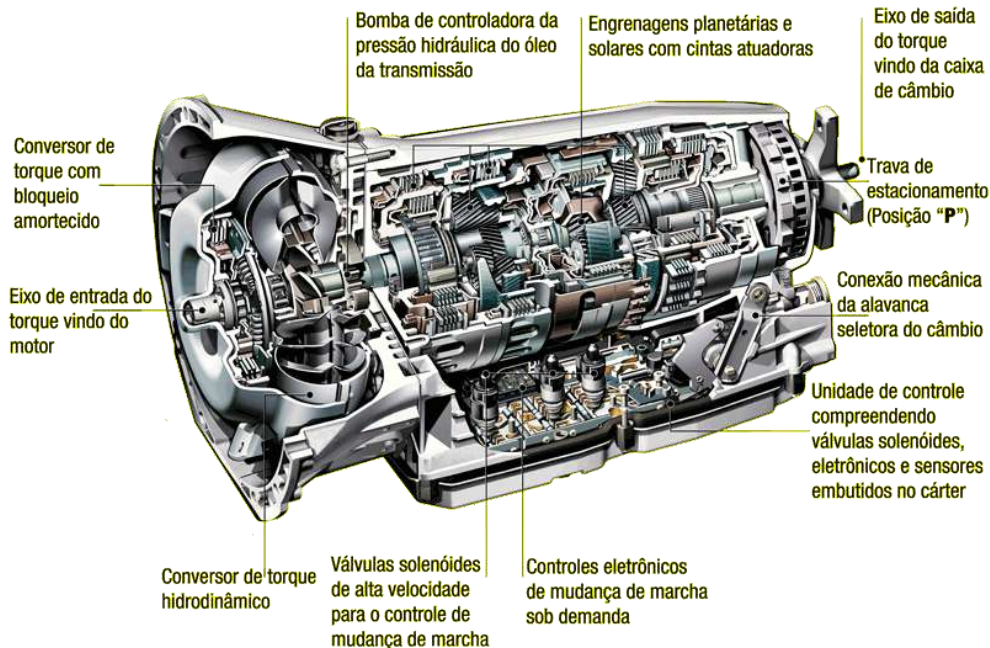
Segundo Lechner e Naunheimer (1999), a expressão "transmissão totalmente automática" é aplicada a transmissões de engrenagens nas quais as funções de deslocamento/engate de acionamento e mudança de marcha são executadas automaticamente de acordo com programas fixos ou adaptativos.

As transmissões totalmente automáticas têm algumas vantagens comparadas à transmissão manual convencional, tais como:

- Redução do stress do condutor e, conseqüentemente, melhoria da segurança rodoviária e conforto de condução;
- Troca de marchas mais rápida e eficiente, quando comparada a troca de marchas realizada por uma transmissão manual;
- Melhor aproveitamento do torque do motor em situações de trocas de marchas e partidas em aclives.

Engate de marchas sem qualquer interrupção de potência é preferível em veículos de passeio para melhorar o conforto dos passageiros.

Figura 14 - Vista em Corte da Caixa Automática 7G-Tronic da Mercedes Benz com Sete Marchas e Bloqueio do Conversor de Torque para Economia de Combustível.



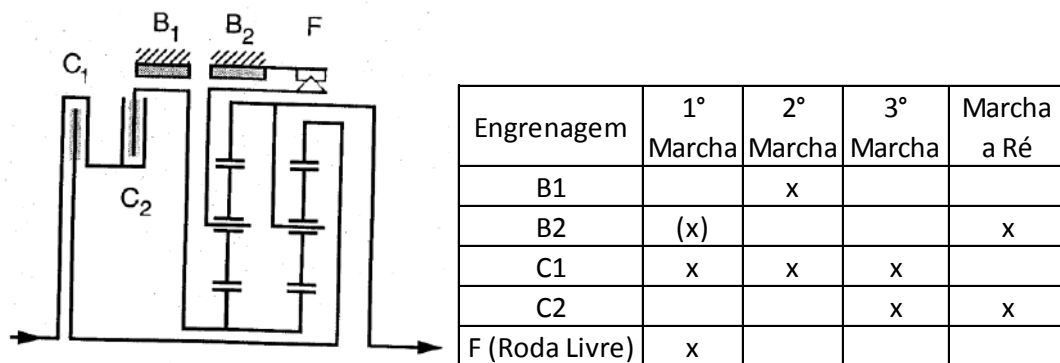
Fonte: http://blogdomoquenco.blogspot.com.br/2012/04/autoplay-tudo-o-que-voce-queria-saber_23.html

3.1.1 Transmissão Automática Convencional

De acordo com Lechner (1999), a transmissão totalmente automática de veículos de passeios, é formada por um conversor de torque com uma caixa de engrenagens planetárias que possibilita a seleção de marchas sem interrupção de torque, sendo o fluxo de potência ativo em uma engrenagem particular definida dentro dos conjuntos de engrenagens planetários pela ação de embreagens e freios.

O conjunto de engrenagens planetárias Simpson tem vantagens de fabricação, porque tem o mesmo número de engrenagens em todos conjuntos planetários da transmissão. O tipo mais comumente usado em transmissões automáticas é o Conjunto Planetário Ravigneaux. Isto torna possível alcançar até quatro engrenagens pra frente utilizáveis e uma marcha ré.

Figura 15 - Diagrama de Caixa de Velocidades de um Conjunto de Engrenagens Planetário Simpson.
 C: Embreagem; B: Freio; F: Roda livre; X: Elemento Envolvido no Fluxo de Potência.



Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

O Conjunto Ravigneaux é constituído de um sistema de engrenagens planetárias com conjuntos duplos de engrenagens solar e planetária. Sua construção permite formar 4 diferentes relações de marchas.

As duas engrenagens solares estão localizadas centralmente e separadas longitudinalmente ao longo de um eixo de rotação comum. A menor dessas engrenagens engata um conjunto de engrenagens planetárias internas, que por sua vez engata um conjunto de engrenagens planetárias externas. O conjunto de engrenagens planetárias externas, cujo comprimento abrange a distância entre as duas engrenagens solares, engata tanto a engrenagem solar maior quanto a engrenagem anelar.

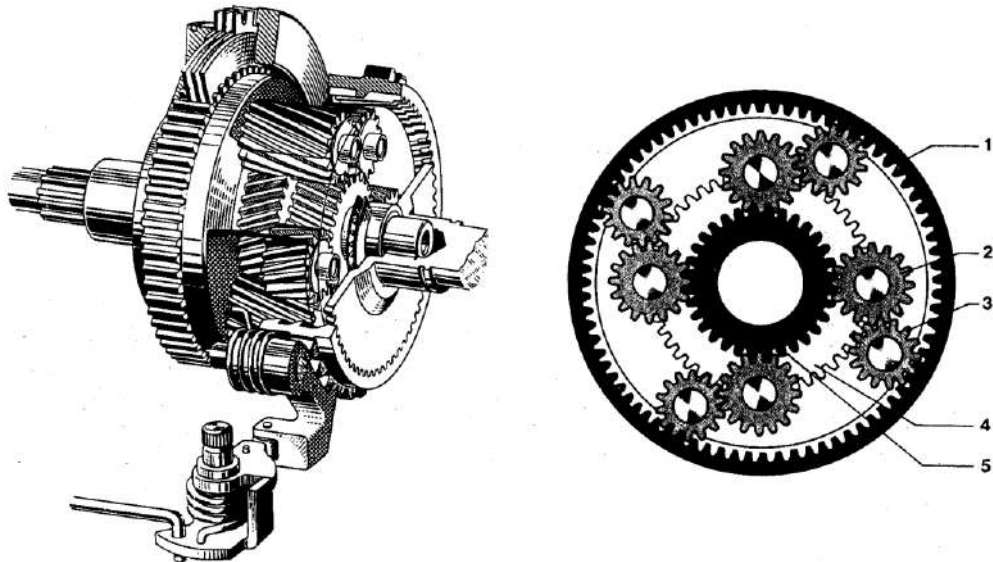
Um porta planetário mantém os conjuntos de engrenagens planetárias no lugar em diferentes raios. O porta planetário, que se conecta rigidamente a um eixo de transmissão, pode girar como uma unidade em relação às engrenagens solar e anelar.

Em uma transmissão automática, o conversor realiza parte da mudança na relação de transmissão, dessa forma o escalonamento das marcha de uma transmissão automática pode ser menor, reduzindo o número de marchas, diferente da realidade da construção de uma transmissão manual.

Algumas das transmissões automáticas de 5 velocidades, que estão se tornando cada vez mais populares, usam um conjunto de engrenagens planetário adicional. A maior parte do espaço ocupado pelas transmissões automáticas é

ocupada pelas embreagens de multiplacas e freios necessários para travar um dos elementos do planetário.

Figura 16 - Engrenagem Planetária Ravigneaux. 1: Anel de Engrenagem Comum; 2: Engrenagem Planetária Estreita; 3: Engrenagem Planetária Larga; 4: Engrenagem Solar Grande; 5: Engrenagem Solar Pequena.



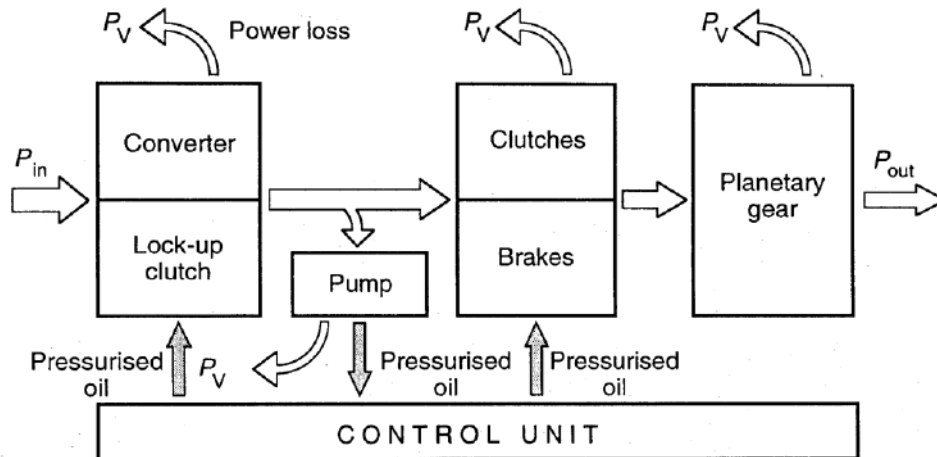
Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Lechner explica que existem dois tipos diferentes de freios como standart, o freio de cinto e o freio multi-disco. No freio de cinto, uma correia metálica corre uma ou duas vezes em torno de um tambor de freio, e freia o tambor apertando a correia. Este processo de frenagem não é fácil de controlar, uma vez que a ação de frenagem é muito rápida devido ao princípio físico envolvido. Em vista da exigência crescente para a mudança fácil de marchas, o freio multi-disco está se tornando cada vez mais comum. Embora isso leve mais espaço do que o freio de cinto, a ação de mudança é melhorada por causa do processo de frenagem finamente controlado. O freio multi-disco é baseado nos mesmos componentes da embreagem multi-disco, que serve para ligar as partes móveis da transmissão em conjunto.

As embreagens e freios discutidos acima para deslocar os vários passos de engrenagem são controlados por fluido hidráulico. Este fluido é fornecido sob pressão por uma bomba primária (acionada pelo motor). A potência absorvida pela bomba não está mais disponível para propulsão do veículo, e assim a eficiência é comparável a do conversor de torque. A figura abaixo apresenta uma visão geral das perdas na

transmissão automática dada pelo diagrama de bloco altamente simplificado de uma transmissão automática convencional.

Figura 17 - Diagrama de Blocos e Perdas de Potência numa Transmissão Automática (convencional).

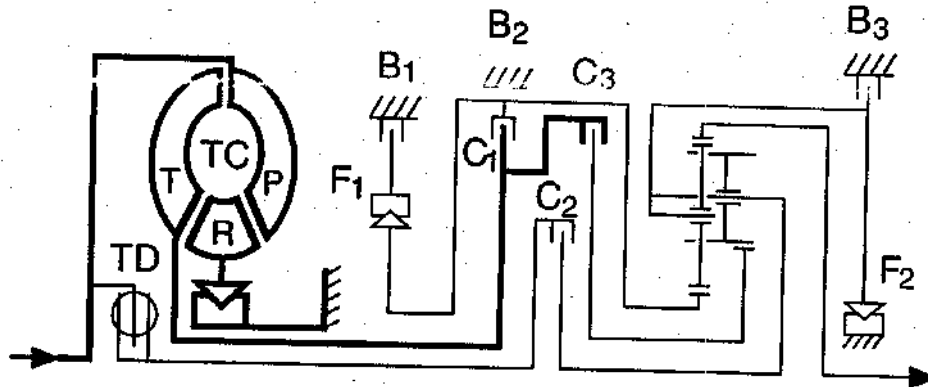


Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

O funcionamento da transmissão automática de 4 velocidades é apresentado , em detalhes, com base na transmissão automática ZF 4 HP 14. Esta transmissão destina-se a ser utilizada em veículos de passageiros. Os componentes dedicados ao acionamento final não são mostrados, uma vez que não têm qualquer efeito sobre o princípio de funcionamento do mecanismo automático. Os componentes envolvidos no passo de engrenagem particular são mostrados por linhas mais escuras.

A transmissão automática de quatro velocidades ZF 4 HP 14 consiste num conversor de torque com amortecedor de torção integral T. Para melhorar a eficiência, a transmissão não tem embreagem de bloqueio do conversor de torque, mas funciona com divisão de potência. Há também uma bomba de óleo conectada ao eixo da bomba do conversor (não mostrado no diagrama) para fornecer o óleo pressurizado necessário para deslocar as engrenagens. A transmissão cinemática real é um jogo de Ravigneaux de 4 velocidades. As embreagens são de multiplacas deslocadas pela pressão do óleo.

Figura 18 - Diagrama da Caixa de Velocidades: Transmissão Automática de 4 Velocidades (ZF); TC: Conversor Trilok; P: Bomba; T: Turbina; R: Reator; TD: Amortecedor de Torsão; F: Rodas Livres; B: Freios; C: Embreagens



(Fonte: Lechner, Gisbert e Nauenheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.)

Os freios são de ambos os projetos, freios multi-disco B1 e B3 e freio de correia B2. Os forros de embreagem e as pastilhas de freio e as transmissões automáticas têm uma vida de serviço extremamente longa se corretamente utilizadas.

Na primeira marcha, as aranhas de ambas as engrenagens planetárias são retidos pelo roda livre F2, através do qual o conjunto planetário funciona como um conjunto de engrenagens com eixos fixos. A potência de entrada flui através do conversor e da embreagem acoplada C3 para a grande engrenagem solar do conjunto Ranigneaux e volta para fora do conjunto de engrenagens planetário através da engrenagem de anel para a saída. A relação efetiva é $i = 2,41$.

Na segunda marcha, a pequena engrenagem solar assenta contra o alojamento da caixa de velocidades por meio da roda livre F1 e do freio B1. A energia flui através do conversor e a embreagem acoplada C3 para a grande engrenagem solar, como na primeira engrenagem. Agora a barra do planetário gira, e o planetário funciona como uma engrenagem planetária reduzida acoplada. A potência flui de novo através da engrenagem de anel para a saída, e a relação efetiva é $i = 1.37$.

Segundo Lechner (1999), a terceira engrenagem é a mais interessante do ponto de vista de seu funcionamento. As funções de transmissão com a divisão de potência, isto é, uma parte da potência de acionamento flui através do amortecedor de torção T e da embreagem acoplada C2 para o conjunto de engrenagens planetário

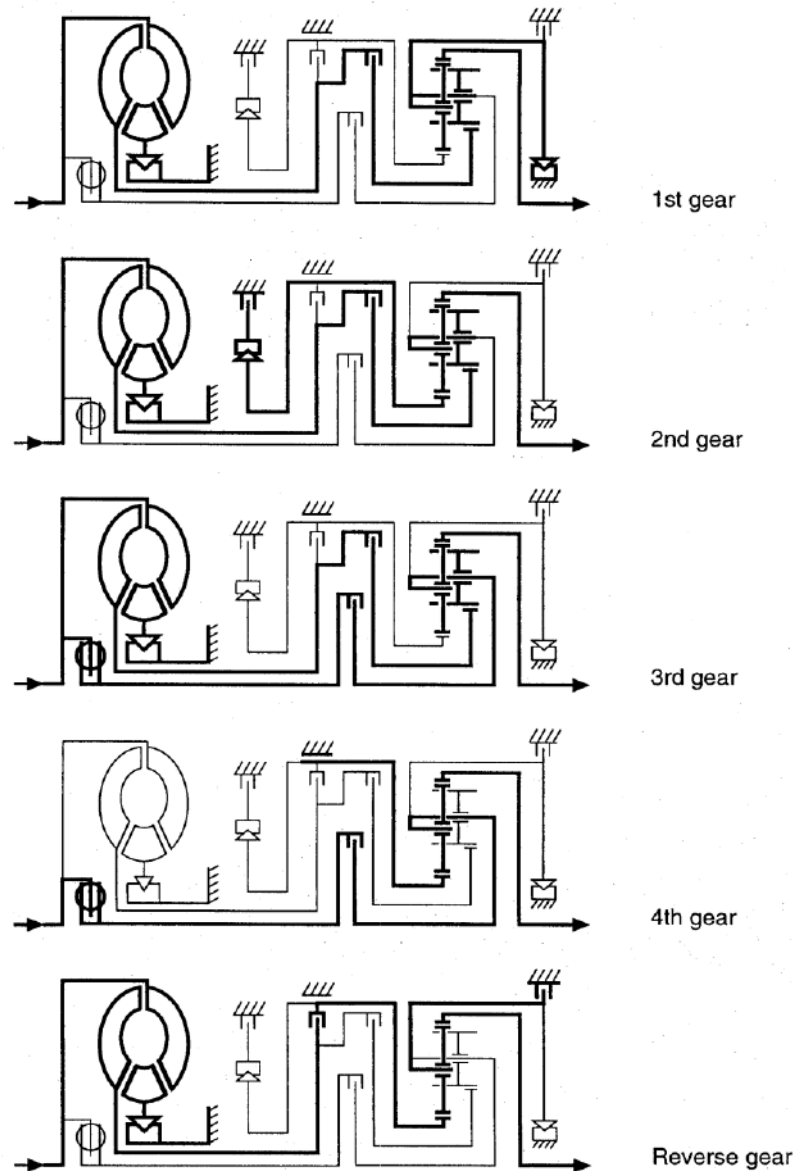
que funciona como um acionamento diferencial. A segunda divisão de potência flui do conversor através da embreagem C3 para a grande engrenagem planetária do conjunto de engrenagens planetário. Ambos os ramos de potência, ou rotação, "se sobrepõem" no conjunto de engrenagem planetária, e são alimentados para a saída na engrenagem de anel. Este estado de funcionamento da divisão de potência não deve ser confundido com o de uma embreagem de bloqueio do conversor de torque fechado. Na embreagem de bloqueio do conversor de torque, o impulsor P e a roda de turbina T do conversor estão ligados entre si, bloqueando o conversor. A relação de transmissão na terceira engrenagem depende de um pequeno grau de deslizamento do conversor e, portanto, não é constante. A relação na terceira marcha varia entre $i = 1,0$ e $1,09$.

Na 4ª marcha o conversor funciona sem carga e a transmissão de potência para o conjunto planetário é puramente mecânica através do amortecedor de torção TD e da embreagem C2. O conjunto de Ravigneaux funciona como uma engrenagem planetária simples conduzida através de sua aranha, e cuja engrenagem solar é suportada na carcaça através do freio B2. A saída é através da engrenagem de anel. A razão na 4ª marcha é $i = 0,74$, constituindo uma sobremarcha.

Na marcha ré, o conjunto de Ravigneaux funciona novamente como uma simples engrenagem planetária que inverte o sentido de rotação. A energia flui através do conversor e da embreagem C1 para a engrenagem solar pequena. A aranha é apoiada contra o alojamento através do freio B3. A saída é através da engrenagem de anel. A relação de marcha-ré é $i = -2,83$.

Um exemplo adicional é a transmissão automática 5 HP 18 de cinco marchas. Em contraste com o 4 HP 14, esta transmissão não tem poder dividido. O conversor pode ser removido do fluxo de potência por meio de uma embreagem de bloqueio do conversor de torque CC. O fato de a embreagem de bloqueio do conversor de torque nunca ser mostrado como engatado no ZF 5 HP 18 não indica que isto nunca é uma função, mas sim que pode ser acoplado opcionalmente em cada intervalo.

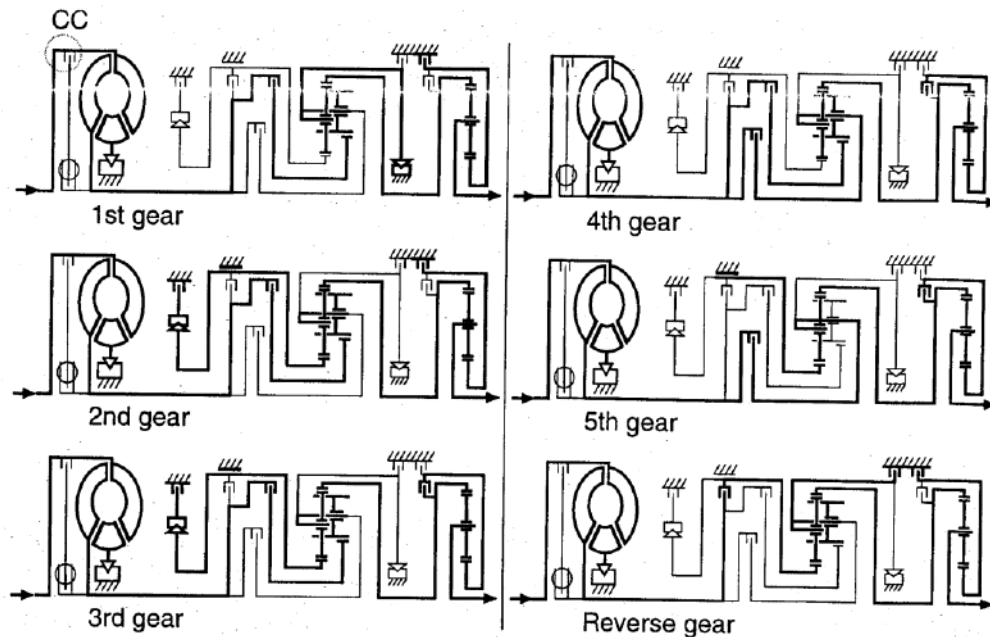
Figura 19 - Transmissão Automática de 4 Velocidades (ZF); Fluxo de Potência nas Engrenagens.



Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Um componente importante, se não o mais importante, em uma transmissão automática é a unidade de controle. É responsável pela ativação dos freios e da embreagem nas transmissões. Seu controle tem uma influência direta na "qualidade de mudança" da transmissão que é percebida pelo motorista.

Figura 20 - Diagrama da Caixa de Velocidades e Fluxo de Potência de uma Transmissão Automática de 5 Marchas (ZF).



Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Em princípio, podem distinguir-se dois tipos de controle:

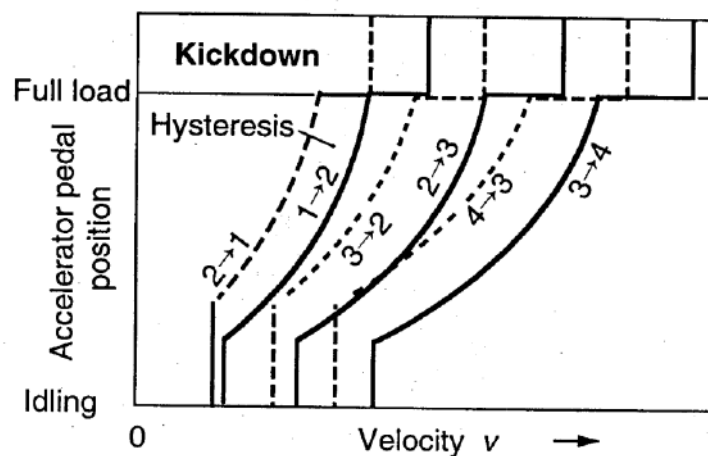
- Unidades de comando hidráulica
- Unidades de controle eletro-hidráulico

Em unidades de comando hidráulica, a informação de entrada a processar é convertida de forma puramente mecânica em pressões de óleo proporcionais que ativam os elementos de mudança através dos servos hidrostáticos (em princípio de pistões sob pressão). Todo o algoritmo de controle é incorporado na concepção da unidade de controle hidráulico. Este era o projeto usado nas primeiras transmissões automáticas. Ele agora atingiu um estágio muito avançado de desenvolvimento, e normalmente funciona sem falha durante toda a vida da transmissão. Dois fatores levaram ao desenvolvimento de controles eletrônicos de transmissão: as desvantagens dos sistemas hidráulicos (como o algoritmo rígido de controle, embutido como está no hardware, e o fato de que eles não podem se adaptar a qualquer desgaste mecânico) e o desenvolvimento sistemas eletronicamente gerenciados. Os sistemas eletrônicos podem adaptar-se mais facilmente a vários motores ou condicionantes de funcionamento diferencial (programas de mudança de marchas adaptativos), e podem contribuir para a gestão do motor (redução de carga ao mudar

de marcha). Eles também têm a vantagem de processar todas as informações disponíveis, através do controle do processo de mudança, tendo em conta o veículo como um sistema completo. Os elementos de mudança ainda são ativados hidráulicamente mesmo com unidades de controle eletrônico.

O perfil de deslocamento de uma transmissão automática é mostrado em forma simplificada na Figura 21. Os pontos de mudança dependem principalmente da velocidade do veículo e da carga no motor. A posição e a forma da curva característica de deslocamento também são adaptadas às condições atuais de condução em controles modernos, avaliando outros parâmetros tais como a aceleração lateral e longitudinal, ou taxa de mudança da posição do acelerador. O condutor pode influenciar as características de deslocamento, e as seleções de uma economia ou estilo de condução de desempenho.

Figura 21 - Perfil Qualitativo das Curvas Características de Deslocamento de uma Transmissão Automática.



Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

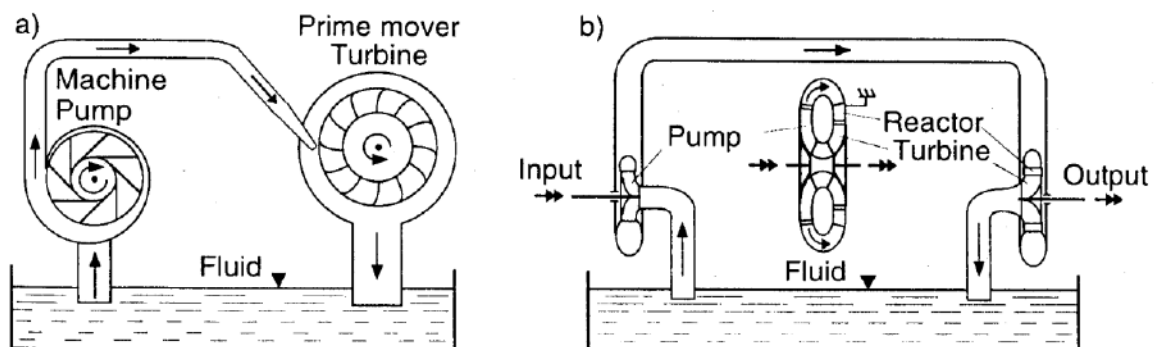
A histerese resultante das duas curvas características de deslocamento diferentes para deslocar para cima e para baixo entre duas engrenagens é necessária para evitar deslocamentos constantes para trás e para a frente num ponto de funcionamento.

3.2 Embreagens Hidrodinâmicas e Conversores de Torque

Segundo Lechner (1999), os motores de combustão interna têm uma velocidade mínima de rotação. Para deslocar o veículo da inércia, a diferença de velocidade entre a rotação mais baixa do motor e o eixo de entrada da transmissão tem que ser superada. O conversor de torque é o mecanismo de deslocamento padrão em transmissões automáticas. Converte não somente a velocidade de rotação (como uma embreagem), mas velocidade e torque (como uma transmissão). A embreagem hidrodinâmica e o retardador hidrodinâmico são conversores "reduzidos", regidos pela mesma teoria.

Em contraste com transmissões hidrostáticas, que operam sobre o princípio de deslocamento e transmissão de pressão, as transmissões hidrodinâmicas utilizam a inércia de um fluxo de fluido. Os componentes individuais de uma tal transmissão são dispositivos de fluxo formando um circuito de fluxo de fluido fechado. Uma bomba rotativa executa a função de bombeamento do fluido, e a turbina a de motor primário. A energia mecânica aplicada através do eixo de acionamento é convertida na bomba em energia hidráulica do fluido e, em seguida, volta para a energia mecânica na turbina, que está disponível (menos perdas decorrentes) no eixo de saída. Perdas de atrito nas tubulações e perdas de saída a tornam eficiente, com um coeficiente de perdas muito baixo. O desenvolvimento crucial foi a ideia do engenheiro HERMAAN FÖTTINGER, que evitou em as perdas de fluxo de fluido ao combinar o impulsor, a roda da turbina e um reator para absorver o torque de reação em um único compartimento. Isso também reduziu a seu peso e tamanho.

Figura 22 - Diagrama da Transmissão de Energia Hidrodinâmica.



Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

As vantagens da transmissão hidrodinâmica são as seguintes:

- O Mudança continuamente variável de proporção dependente da carga: Adaptação da relação à carga no eixo de saída.
- Praticamente sem desgastes: Sem abrasão.
- Conexão elástica entre o motor e o trem de força: A vibração e as cargas de choque de torque são amortecidas, uma vez que a entrada e a saída não estão positivamente acopladas.
- Efeito de reação pode ser eliminado: Não há interrupção da atividade do motor.

Mas eles têm as seguintes desvantagens:

- Baixa eficiência em relação a amplas gamas de operação: Requer uma caixa de câmbio montada logo após o conversor.
- Complexidade da caixa de velocidades montada na logo após o conversor: A caixa de velocidades deve poder ser deslocada (transmissão automática convencional, CVT) ou ter uma embreagem adicional.

3.2.1 Princípios de Funcionamento

Uma embreagem hidrodinâmica com os dois componentes principais impulsor e roda de turbina não permite conversão de torque, uma vez que nenhum torque pode atuar contra o alojamento. Um conversor de torque deve assim ter além disso pelo menos um reator para proporcionar forças de reação.

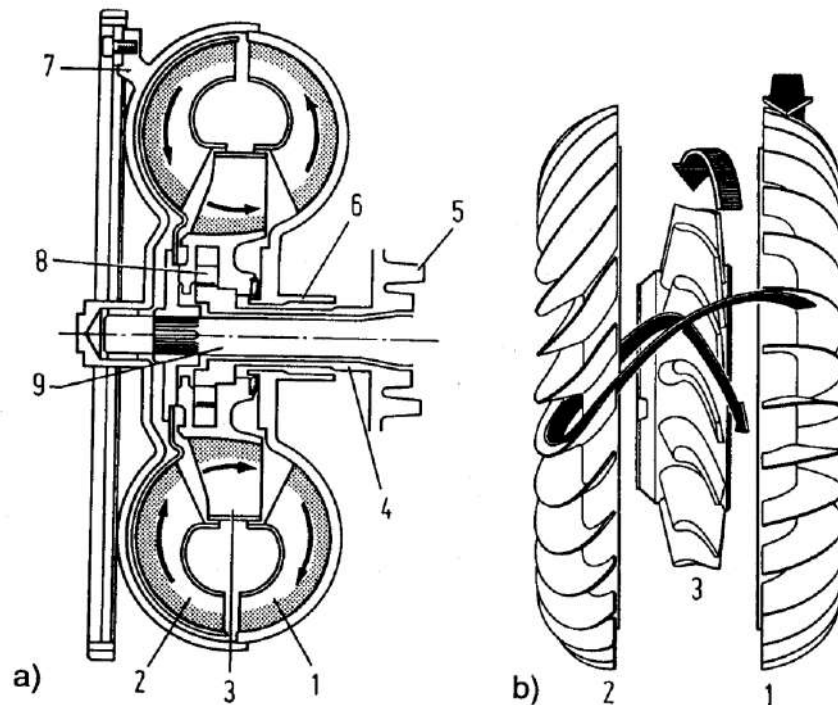
De acordo com Lechner (1999), o sistema utiliza ATF (Automatic Transmission Fluid). O fluido flui através da bomba, depois da turbina e, em seguida, do reator, seguindo o contorno da lâmina em particular, assumindo que as pás estão tão juntas quanto necessário. A figura 24 mostra as velocidades de entrada e saída das pás. A operação do conversor de torque é mostrada no ponto ótimo M, isto é, o fluido não sofre perdas de impacto neste modo de funcionamento, uma vez que encontra sempre as pás tangencialmente.

Da equação 1 aplica-se o seguinte equilíbrio de torque para o conversor de torque como um todo

$$T_P + T_T + T_R = 0 \quad (1)$$

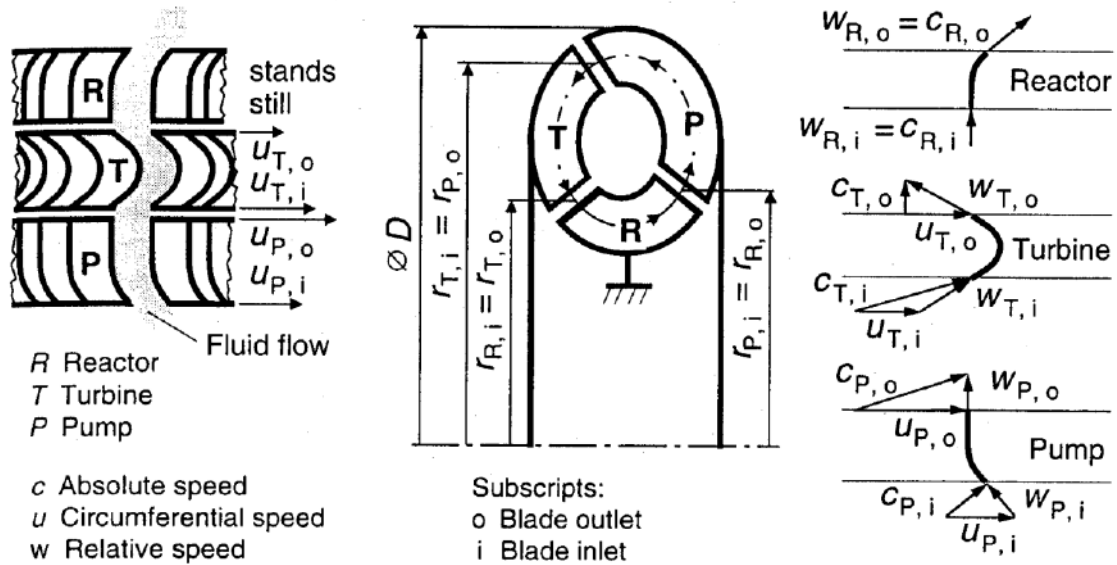
Figura 23 –A) Componentes de um Conversor de Torque: 1 – Impulsor; 2 – Turbina; 3 – Reator; 4 - Reator de Proteção de Eixo Oco na Caixa; 5 - Habitação, fixa; 6 - Eixo Oco do Impulsor para Transmissão da Bomba de Fluidos; 7 - Capa do Conversor, ligada ao impulsor; 8 - Roda Livre do Reator; 9 - Eixo da Turbina (entrada de transmissão)

B) Padrão de Fluxo



Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Figura 24 - Ciclo de Fluxo no Conversor com Velocidades de Fluxo para Fluxo Suave.



Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Os valores de torque individuais podem ser determinados usando a equação da turbina de EULER

$$T = Q \cdot \rho \cdot \Delta (r \cdot c_u) \quad (2)$$

Dependem, portanto, do fluxo de calor Q , da densidade do fluido ρ e da diferença de torção $\Delta (r \cdot c_u)$ entre a entrada e a saída da pá. A torção é o produto do raio r e da componente circunferencial c_u da velocidade absoluta c

$$\Delta(r \cdot c_u) = r_o \cdot c_{u,o} - r_i \cdot c_{u,i} \quad (3)$$

Uma vez que é um sistema fechado no qual o fluxo de fluido passa através de todas as rodas em sequência, e existe assim o mesmo fluxo de massa em todos os lugares, o balanço de torção $\sum \Delta(r \cdot c_u) = 0$ resulta no equilíbrio do torque. Se a potência de uma roda $P = T \omega$, dado que o reator permanece fixo, que o equilíbrio de potência é

$$\sum P = P_p + P_T + \sum P_v = 0 \quad (4)$$

As perdas de potência P_v são constituídas por fricção e perdas de impacto, fuga de espaço e vazamento. A eficiência η_{TC} de um conversor de torque é

$$\eta_{TC} = \frac{P_T}{P_P} = \frac{T_T \cdot \omega_T}{T_P \cdot \omega_P} = \mu \cdot \nu, \quad (5)$$

Usando a razão de torque $\mu = \frac{T_T}{T_p}$ e a relação de velocidade $v = \frac{\omega_T}{\omega_p}$

Os conversores de torque são projetados de acordo com leis de modelo hidráulicas usando valores característicos derivados por experiência. As seguintes duas condições prévias devem ser preenchidas para os modelos a considerar:

- Semelhança geométrica

A mesma escala linear m para todas as peças relevantes para o projeto hidráulico, neste caso dada como a relação do diâmetro do perfil do conversor, D_m , àquela do original, D

$$m = \frac{D}{D_M} \quad (6)$$

- Semelhança cinemática

As velocidades correspondentes do original e do modelo devem estar na mesma proporção, isto é, os triângulos de velocidade devem ser semelhantes. Usando as designações na Figura 24, o seguinte é verdadeiro

$$\frac{c}{c_M} = \frac{w}{w_M} = \frac{u}{u_M} \quad (7)$$

Substituindo a velocidade circunferencial $u = \frac{\omega \cdot D}{2}$, a escala de velocidade m_v é dada por

$$\frac{u}{u_M} = \frac{\omega D}{\omega_M D_M} = m \frac{\omega}{\omega_M} \quad (8)$$

Da equação 8, a escala da torção $m_{torção}$ é

$$m_{twist} = \frac{\Delta(rc_u)}{\Delta(rc_u)_M} = m^2 \frac{\omega}{\omega_M} \quad (9)$$

O fluxo de calor Q é igual ao produto da velocidade e área de acordo com a equação de continuidade, é proporcional ao produto da escala de velocidade m_v (Equação 8) e da escala de área m^2 (Equação 6)

$$m_Q = \frac{Q}{Q_M} = m_v \cdot m^2 = \frac{\omega D^3}{\omega_M \cdot D_M^3} \quad (10)$$

Usando a Equação 2, a potência é dada por

$$P = T \cdot \omega = Q \cdot \rho \cdot \Delta(r c_u) \omega \quad (11)$$

Substituindo as Equações 8, 9 e 10 por 11, segue-se que

$$\frac{P}{P_M} = \frac{\rho \cdot \omega^3 \cdot D^5}{\rho_M \cdot \omega_M^3 \cdot D_M^5} \quad (12)$$

Como $T = \frac{P}{\omega}$, segue-se que para o torque

$$\frac{T}{T_M} = \frac{\rho \cdot \omega^2 \cdot D^5}{\rho_M \cdot \omega_M^2 \cdot D_M^5} \quad (13)$$

A adição do fator de proporcionalidade λ dá a lei de similaridade

$$T_P = \lambda \cdot \rho \cdot \omega_P^2 \cdot D^5 \quad (14)$$

Onde λ é uma função da relação v de velocidade e é designado um coeficiente de desempenho. Ele pode ser usado para comparar vários conversores de torque. A densidade dos fluidos de transmissão automática $\rho = 800-900 \text{ kg/m}^3$.

3.2.2 Embreagens Hidrodinâmicas e Suas Curvas Características

Segundo Lechner (1999), embreagens hidrodinâmicas contêm apenas uma turbina e impulsor; O reator fixo para fornecer força de reação não é necessário. O torque não pode ser convertido, uma vez que esta configuração não permite que o torque de reação seja absorvido. Apenas a velocidade é convertida.

O torque só pode ser transmitido onde há uma diferença de velocidade entre o impulsor e a turbina. A diferença de pressão resultante de diferentes forças centrífugas circula o fluido, permitindo a troca de impulso entre as duas rodas. A diferença de velocidade em relação à velocidade da bomba é referida como deslizamento S .

$$S = \frac{\omega_P - \omega_T}{\omega_P} = 1 - \frac{\omega_T}{\omega_P} = 1 - v. \quad (15)$$

O atrito de ar externo $T_{\text{fricção}}$ não pode mais ser ignorado em relação ao torque transmitido quando o deslizamento é muito pequeno, e assim o torque transmitido tende a zero. Isto tem um impacto no perfil de eficiência, que cai rapidamente para

zero quando S é muito pequeno, isto é, para v se aproxima de 1. Essa faixa não é atingida em operação normal onde o deslizamento residual é da ordem de $S = 2-4\%$ como é normal para embreagens hidrodinâmicas (e conversores). Substituindo a Equação 15 pela Equação 5

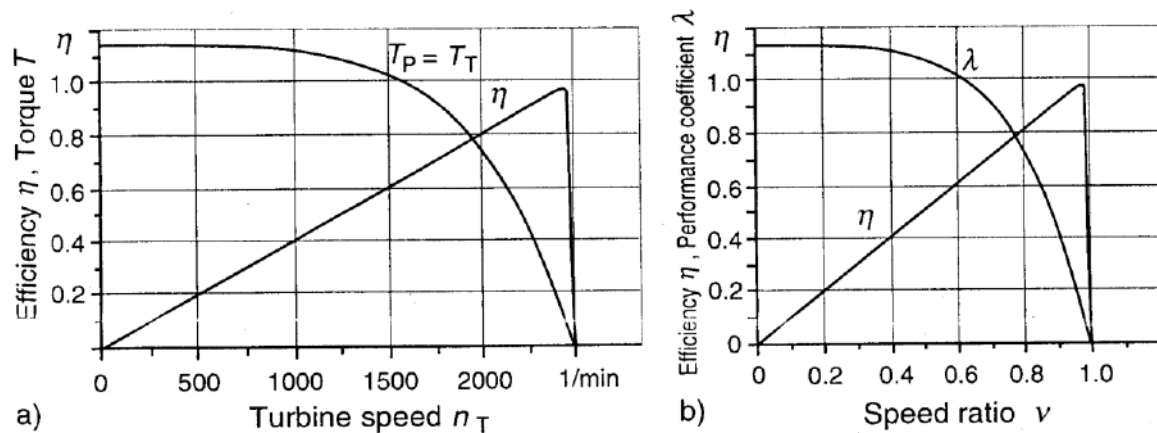
$$\eta = \frac{T_T \cdot \omega_T}{T_P \cdot \omega_P} = \frac{T_T \cdot \omega_T}{(T_T + T_{fric}) \omega} = \frac{T_T}{(T_T + T_{fric})} (1 - S) \quad (16)$$

A Figura 25 mostra as curvas características de uma embreagem hidrodinâmica para uma velocidade de bomba de ensaio constante η_{PV} . A representação não dimensional à direita mostra a comparação de diferentes embreagens mais claramente.

O perfil do coeficiente de desempenho λ em função do deslizamento $S = 1 - v$ pode ser influenciado pela concepção da geometria da lâmina e do percurso de fluxo de fluido e pela alteração do nível de enchimento do fluido. O objetivo é, geralmente, limitar o torque transmitido com a saída estática e, assim, evitar o bloqueio do motor quando em marcha lenta e deslocando-se.

O retardador hidrodinâmico é uma versão especial da embreagem hidrodinâmica. Neste caso, a roda da turbina encontra-se habitualmente afastada do alojamento e permanece estacionária, de modo que a embreagem só funciona com o ponto de bloqueio S . O torque transmitido, e assim ser efeito de trava, é muito dependente da velocidade de rotação, e pode ser controlado pelo nível de fluido e ajustes adicionais.

Figura 25 - Características da Embreagem com Base no Exemplo de uma Embreagem de Veículo Comercial. a) Dimensional; b) Não Dimensional.



Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

3.2.3 Conversores de Torque e Suas Curvas Características

O conversor pode absorver um momento de reação por meio do seu reator fixo, e é assim capaz de converter o torque de entrada. De acordo com Lechner (1999), sua eficiência é melhor do que a de embreagens em relações de velocidade abaixo de $v = 0,7 - 0,8$ (dependendo do tipo de conversor de torque). Com base na relação de velocidade, o torque da turbina cai, na primeira aproximação. A partir do torque de paralisação com a razão μ_{stall} linearmente para $T_t = 0$ a velocidades na região de $v = 1$. Com potência de entrada constante, isso dá origem a uma curva de potência de saída parabólica $P = \omega_T T_t e$, portanto, uma curva de eficiência parabólica $\eta = P_T / P_P$ (Figura 26). A Figura 26 mostra os seguintes pontos de operação principais:

S Ponto de parada, a turbina está em repouso, a relação de torque de paralisação é $\mu_{stall} = T_T \cdot s / T_{P \cdot s}$,

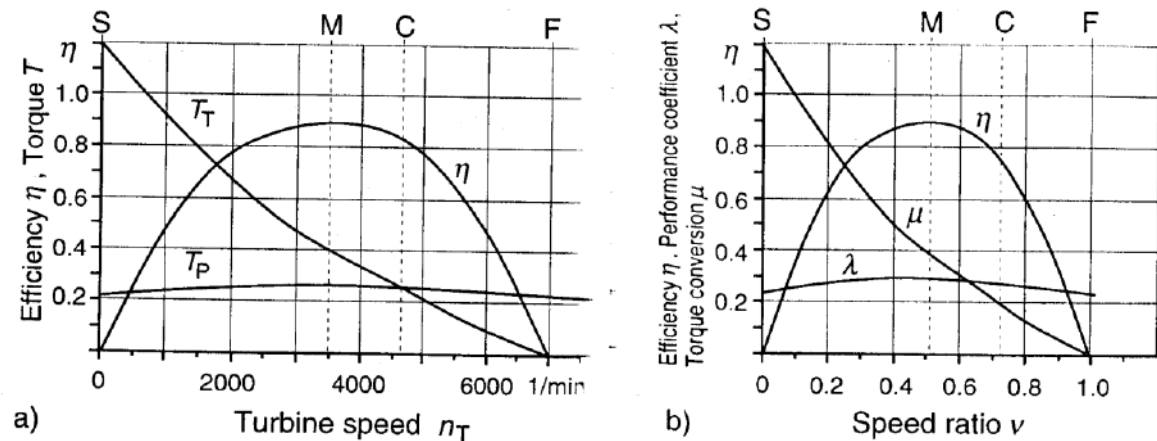
M Ponto Ideal (ponto de projeto) com máxima eficiência,

C Ponto de observação $T_{P=T_T}, T_R = 0$,

F Ponto de fluxo livre, sem carga da turbina

No ponto de projeto, o ponto de eficiência otimizada, o fluido flui suavemente de uma roda para a próxima.

Figura 26 – Curvas Características de um Conversor de Torque a) Dimensional b) Não Dimensional.

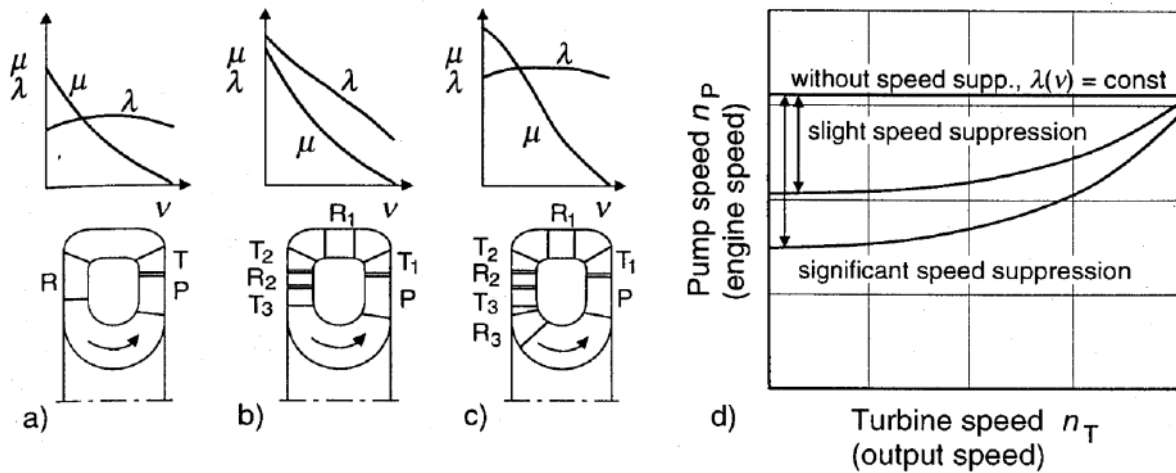


Fonte: Lechner, Gisbert e Nauenheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

A curva de coeficiente de desempenho do conversor de torque $\lambda(v)$ pode ser influenciada pela configuração e desenho das rodas. Na configuração mais simples, com o reator localizado antes da bomba e um projeto de turbina de unidade única, λ permanece aproximadamente constante para que o motor fique uniformemente carregado, independentemente da velocidade de saída (Figura 27a).

Para o uso de veículos, pode ser mais vantajoso se λ cair à medida que a velocidade da turbina aumenta. A velocidade do motor é reduzida pelo aumento do torque em baixas velocidades da turbina, de modo que o motor contribui para a conversão da velocidade. Esta redução de velocidade também dá ao condutor mais sensação para o processo de aceleração, uma vez que a bomba e a velocidade do motor aumentam à medida que a velocidade da estrada aumenta (ver também a Figura 29). Esta curva característica λ em queda pode ser conseguida colocando uma turbina imediatamente antes da bomba na direção do fluxo. De modo a ainda utilizar a elevada pressão de distribuição e a alta eficiência resultante. Isto aumenta consideravelmente a relação de torque de bloqueio em particular (Figura 29b). Se um reator é novamente montado na frente da bomba em um projeto de turbina de estágios múltiplos, o valor de λ pode ser aumentado, mas a curva permanecerá em grande parte constante em toda a faixa (Figura 27c) como na Figura 27a.

Figura 27 – Modificando as Características do Conversor de Torque.



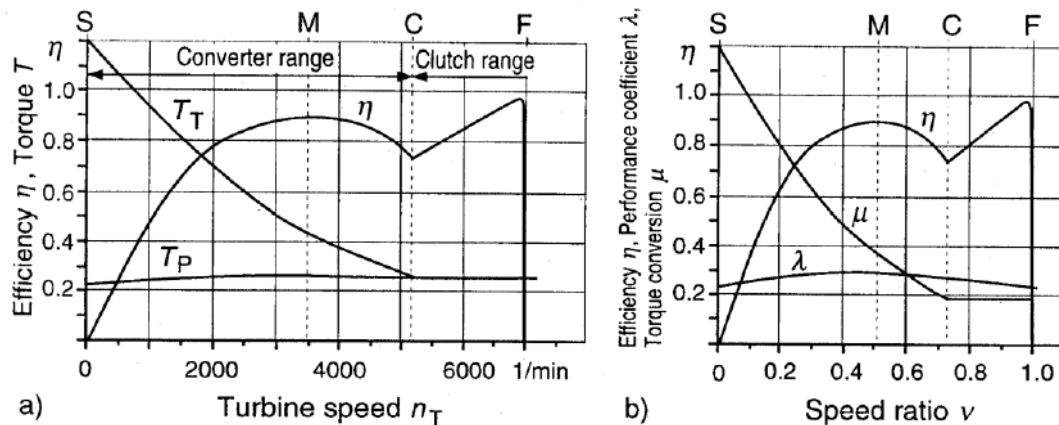
Fonte: Lechner, Gisbert e Nauenheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

3.2.4 O Conversor Trilok

Lechner explica que as vantagens da embreagem hidrodinâmica e do conversor de torque podem ser combinadas para evitar a secção de queda da parábola de eficiência do conversor de torque.

Na primeira fase até ao ponto de bloqueio C, no qual o torque de reação T_R torna-se zero, o conversor de torque funciona. Na segunda fase o reator é libertado do alojamento por meio de uma roda livre. Como o reator agora gira livremente, não absorve mais nenhum torque de reação. Isso resulta na linha de eficiência reta típica das embreagens (Figura 28).

Figura 28 – Curvas Características de um Conversor Trilok.



Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Este tipo de conversor de torque monofásico de duas fases é chamado de conversor Trilok. O seu alto nível de eficiência e a sua construção simples o tornam particularmente adequado para transmissões de veículos, de modo que os conversores Trilok com fluxo centrípeto através da turbina são o único tipo utilizado em automóveis de passageiros.

3.2.5 Conversor Torque e Motor Trabalhando Juntos

De acordo com Lechner (1999), uma vez que a absorção de torque do impulsor em um conversor de torque sem supressão de velocidade é independente da velocidade da turbina, existe apenas uma parábola no mapa de desempenho do motor derivado da Equação 14, com coeficiente de performance $\lambda = \text{constante}$ como curva de operação. Três conversores de torque monofásicos diferentes são mostrados na Figura 29. O diâmetro do conversor de torque 1 é concebido de modo a que a sua curva de funcionamento intersecte a curva característica de carga total do motor no ponto de potência nominal. O diâmetro do conversor de torque 2 (figura 29) foi selecionado para manter o torque máximo do motor disponível. Assume-se que os dois conversores de torque sejam geometricamente semelhantes.

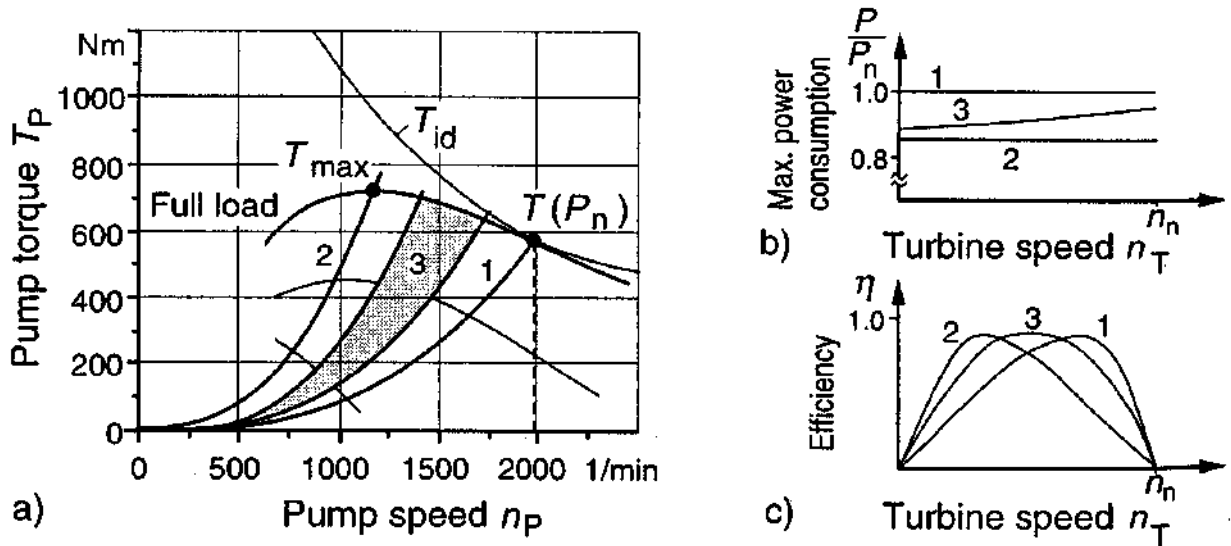
$$D_1 = \sqrt[5]{\frac{T_n}{\lambda \rho \omega_n^2}} \quad D_2 = \sqrt[5]{\frac{T_{max}}{\lambda \rho \omega_{T,max}^2}}, \quad D_1 < D_2 \quad (17)$$

O terceiro conversor de torque é caracterizado por um coeficiente de desempenho de queda $\lambda(v)$ curva, um tipo de supressão de velocidade. A curva de operação é, portanto, expandida para um mapa operacional no mapa de desempenho do motor, estendendo-se da curva de operação à esquerda quando $v = 0$ para a linha direita quando $v = 1$.

Não existem pontos de intersecção com a potência nominal do motor no caso dos conversores de torque 2 e 3. Isto é ilustrado na Figura 29b, onde a entrada de energia é representada em função da velocidade da turbina. O conversor de torque 3 ainda se aproxima de 95% da potência nominal por supressão de velocidade à medida que a velocidade aumenta, mas o conversor de torque 2 pode ocupar apenas uma eficiência máxima. Enquanto o ponto de máxima eficiência do primeiro conversor de torque está numa relação de velocidade de aproximadamente $v = 0,75$ no caso do conversor de torque 2, move-se para velocidades menores. O conversor de torque 3 encontra-se entre os dois, com uma ampla gama de alta eficiência. Em relações de alta velocidade, a eficiência pode ser melhorada usando um conversor Trilok de duas fases.

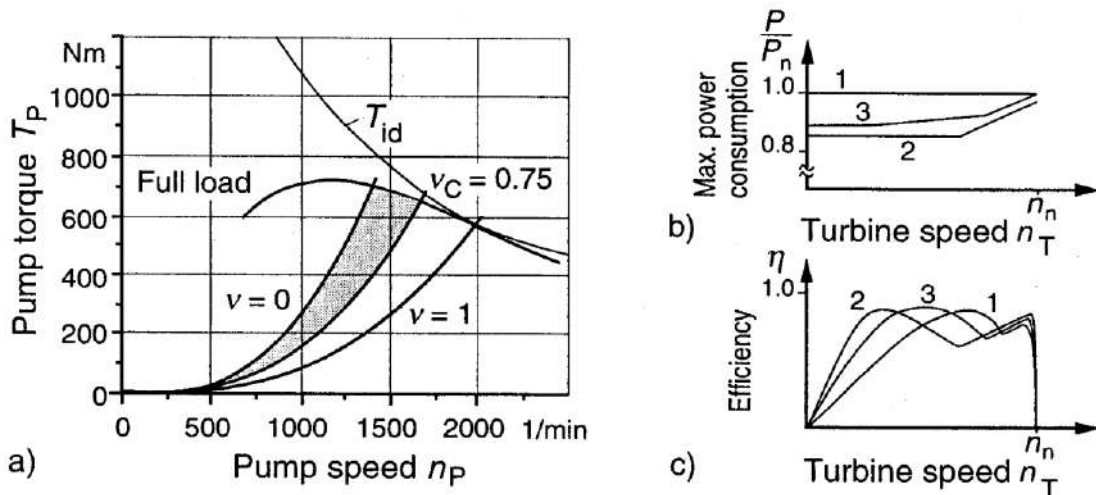
A Figura 30a mostra novamente o conversor de torque 3 como acima com supressão de velocidade, mas agora na forma de um conversor de torque bifásico. No ponto de bloqueio ($v_c = 0,75$), o reator fica livre para se mover por meio de uma roda livre, e o conversor de torque atua como uma embreagem. O mapa operacional expandido se aplica a este intervalo.

Figura 29 - Três conversores de torque com curva característica diferente. Conversor 1, 2 com coeficiente de desempenho constante $\lambda = const \rightarrow$ curva operacional; Conversor 3 com de supressão de velocidade $\lambda \neq const \rightarrow$ mapa de operação. A) Mapa de performance do motor; B) Consumo de potência máxima C) Eficiência.



Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Figura 30 - Uma versão Trilok do Conversor na figura 18 A) Mapa Operacional do Motor com Conversor de Torque 3 B) Consumo Máximo de Energia; C) Eficiência.



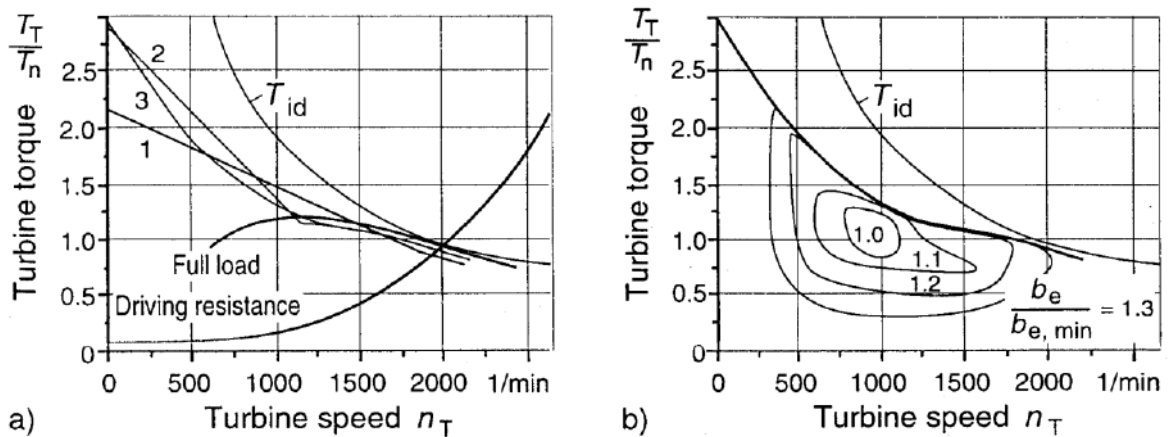
Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

A entrada de potência máxima para estes três conversores de torque do tipo Trilok é dada na Figura 30b e sua curva de eficiência na Figura 30c. O terceiro conversor de torque mostra as vantagens de um alto torque inicial e uma ampla gama de alta eficiência a valores intermediários de v . Uma vez que a operação em relações de baixa velocidade ocorre quase apenas quando se deslocam, o seu efeito no consumo de combustível tem uma importância menor.

A Figura 30a mostra os três conversores Trilok no mapa da turbina. Aproximam-se aproximadamente à hipérbole da potência de demanda máxima através da conversão de torque. Uma caixa de velocidades montada na retaguarda continua a ser indispensável. A Figura 31b mostra novamente o conversor de torque 3 no mapa de turbina, para estabelecer uma relação com o consumo de combustível. Também são mostradas as linhas de consumo de combustível específico constante padronizado.

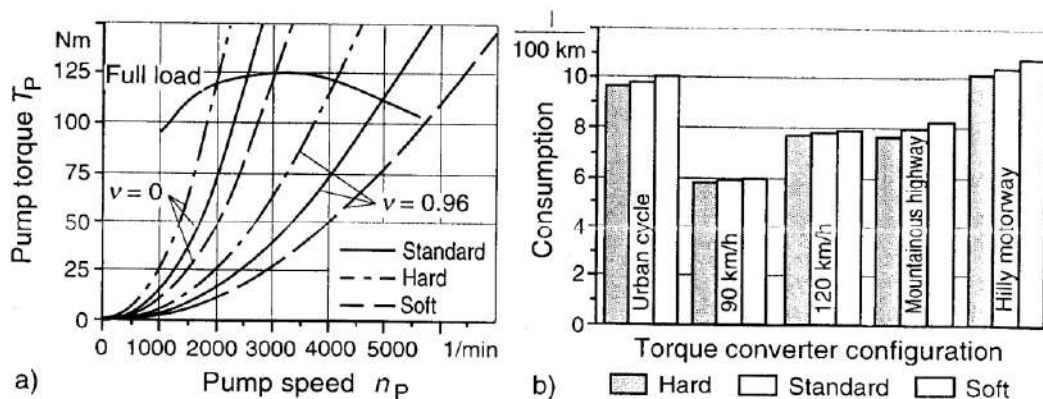
A Figura 32 mostra três versões diferentes de um conversor de torque no mapa de desempenho do motor de um carro de passageiros de 55 kW, para ilustrar o efeito da "característica do conversor de torque" no consumo de combustível. Um conversor de torque "suave" foi criado reduzindo o diâmetro de um conversor de torque padrão em 8,5%, e ocupa apenas 64% do torque da bomba do conversor de torque padrão com a mesma velocidade do motor (Equação 19). O mapa operacional entre $v = 0$ e $v = 0,96$ é mais plano no mapa primário.

Figura 31 – Os Três Conversores Trilok da Figura 19 a) No Mapa da Turbina; B) Conversor Trilok 3 no Mapa de Consumo.



Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Figura 32 - Efeito do Diâmetro do Conversor a) Mapa Primário b) Consumo de Combustível.



Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

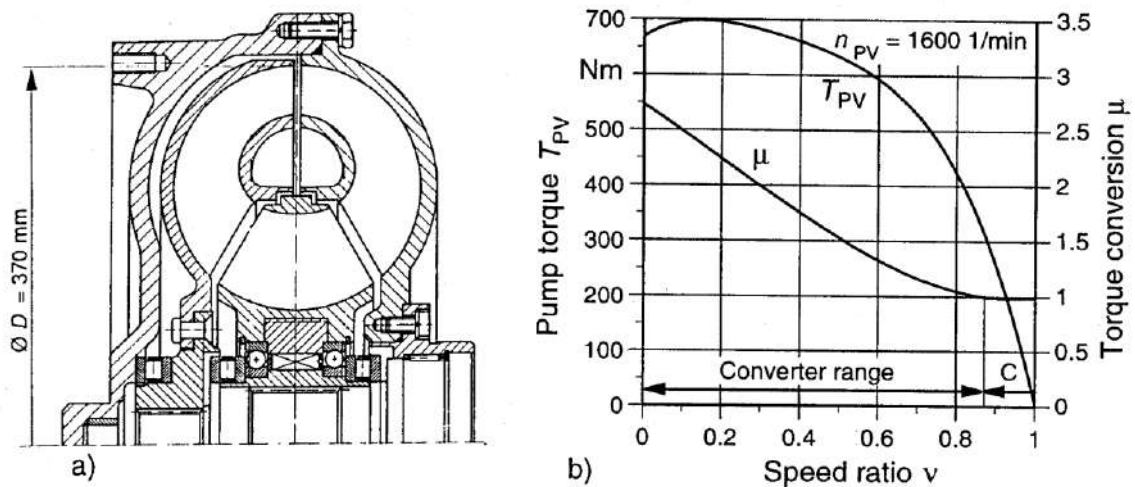
Lechner explica que um conversor de torque "duro" pode surgir da ampliação do diâmetro do conversor de torque de saída. Assim, por exemplo, um conversor de torque com um diâmetro 8,5% maior do que o conversor de torque padrão terá 1,5 vezes o torque do conversor de torque padrão à mesma velocidade da bomba: $T_P \sim D^5$ (Equação 14). Uma vez que se trata de um conversor de torque Trilok com supressão de velocidade, existem três intervalos de funcionamento resultantes, dos quais apenas duas parábolas de bomba são mostradas na figura 22a, $T_P(v)$ para $v = 0$ e $v = 0.96$. Os pontos de operação do motor são assim deslocados para velocidades mais baixas do motor em conversores de torque rígido, e para velocidades mais altas do motor em conversores de torque suave.

A Figura 32b mostra o consumo em várias condições com base num cálculo de simulação para os três conversores de torque num automóvel de passageiros de tamanho médio com uma transmissão automática convencional e sem bloqueio do conversor. Em plena carga, a interação do motor e do conversor de torque suave resulta em pontos de operação com maior potência do motor para o mesmo arrasto do conversor de torque, desde que as parábolas do conversor de torque cruzem a curva de carga máxima do motor antes da velocidade máxima. Isto também torna mais poder motriz disponível para o veículo, o que é refletido nos números de aceleração. Mas se a velocidade limitada do motor significa que as parábolas do conversor de torque já não interceptam a curva de carga total do motor em valores de v elevados, então as relações são reservadas. O conversor de torque mais difícil desloca os pontos de operação do motor em baixas rotações do motor, tornando possível reduzir o consumo de combustível. Uma embreagem de bloqueio do conversor de torque é normalmente usada com conversores de torque suave. Isso não é absolutamente necessário com conversores de torque rígido.

3.2.6 Diagrama de Teste do Conversor de Torque, Interação do Motor e Conversor Trilok

Segundo Lechner (1999), o diagrama de teste do conversor de torque (Figura 33) é a base para calcular os pontos de operação do motor e a tração disponível de uma fonte de energia com uma embreagem hidrodinâmica ou conversor de torque. O conversor deve ser utilizado num veículo comercial com um motor diesel de 150 kW. Os valores característicos do conversor, o diagrama de teste do conversor de torque, foram registados em ensaios de bancada a uma velocidade de ensaio de bomba constante de $n_{pV} = 1600$ 1 / min e uma relação de velocidade variável v (Figura 33b). Para alguns pontos de operação, os valores resultantes do torque da bomba T_p e da conversão de torque μ estão listados na Tabela 1.

Figura 33 – A) Conversor de Torque com $D = 370\text{mm}$; B) Diagrama de Teste do Conversor onde $n_{pv} = 1600\text{ l/min}$; $V_c = 0,88$.



Fonte: Lechner, Gisbert e Nauenheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Para simplificar o cálculo, em vez do coeficiente de desempenho $\lambda(v)$, é utilizado o fator $k(v)$, que inclui a densidade do fluido e o diâmetro do conversor de torque. Desde a

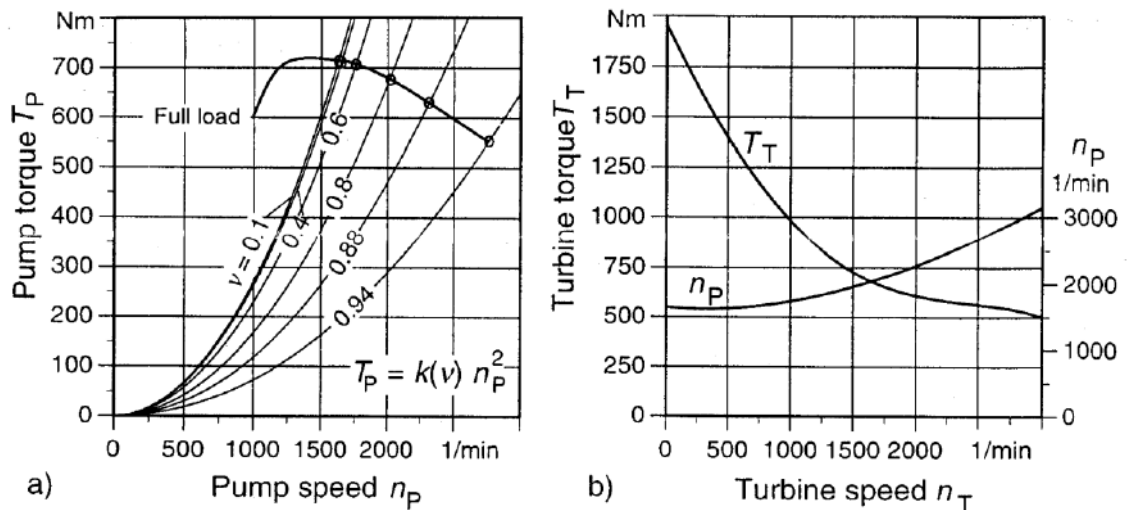
$$k(v) = \frac{T_{PV}}{n_{pV}^2} \quad (18)$$

as parábolas da bomba (parábolas do conversor) no mapa primário são dadas por

$$T_p = k(v)n_p^2 \quad (19)$$

Os valores do fator $k(v)$ calculados usando a Equação 18 mostram que o conversor neste exemplo é um com supressão de velocidade. As parábolas da bomba podem agora ser calculadas a partir dessas informações usando a Equação 19 e registradas no mapa da bomba para várias relações de velocidade. Isto é combinado com a curva característica de carga cheia do motor para dar o mapa primário (Figura 24a).

Figura 34 - A) Mapa Primário; B) Mapa de Turbina (Mapa Secundário).



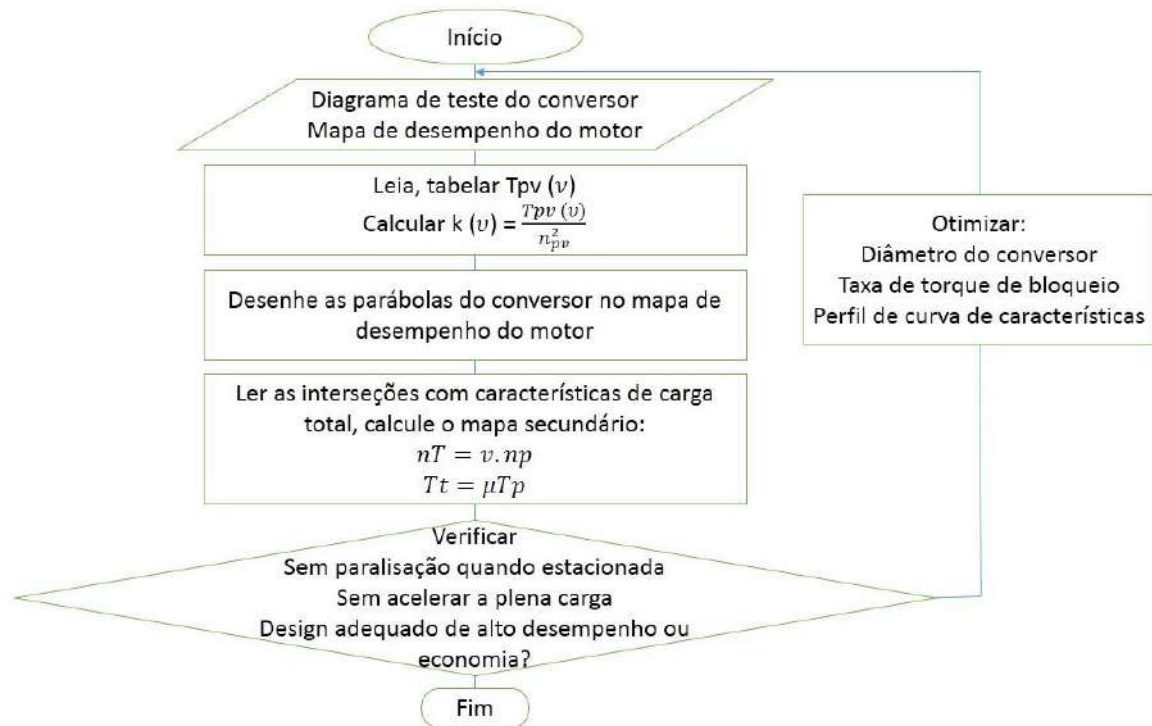
Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Os pontos em que a característica do motor intercepta as parábolas da bomba representam possíveis pontos de operação de carga completa. O torque e as velocidades da bomba associados a estes pontos são lidos e inseridos na Tabela 1. Para derivar o mapa secundário, as velocidades da turbina e os valores associados de binário do motor também têm de ser calculados a partir da razão de binário μ e da razão de velocidade do conversor v . A Figura 34b mostra o mapa da turbina derivado desta forma.

3.2.7 Concepção Prática de Conversores de Torque

A Figura 35 mostra um algoritmo de cálculo manual que ilustra o desenho aproximado de um conversor de torque baseado no exemplo anterior.

Figura 35 - Algoritmo de Cálculo Manual para Cálculo do Conversor.



Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

3.2.8 Projetos de Engenharia

Segundo Lechner (1999), com exceção de embreagens parcialmente cheias, o fluido de operação é colocado sob pressão de carga por uma bomba, para evitar a aeração e cavitação. A sobre pressão é mantida a um valor mínimo de uma a duas barras por meio de uma válvula. A velocidades mais elevadas a pressão criada pela força centrífuga é um fator, fazendo com que a pressão no conversor de torque do carro de passageiro aumente acima de 6 bar. Esta pressão aumenta com a velocidade da bomba e também depende da velocidade da turbina e, portanto, da carga. A pressão é mais elevada quando as velocidades da turbina e do impulsor são iguais, e. Quando a embreagem de bloqueio está engatada. Na maior parte dos casos, o impulsor está ligado a uma cobertura em forma de prato que compreende as outras

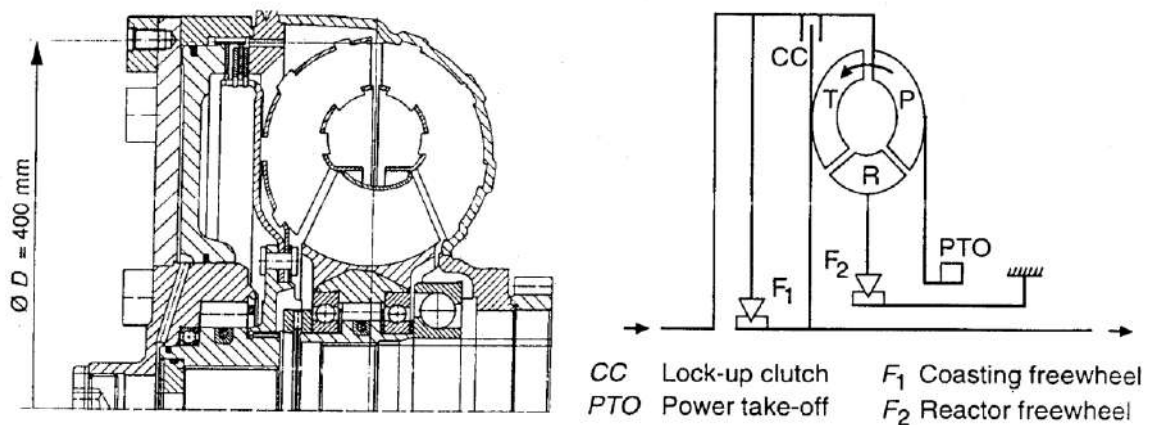
rodas de pá de conversão de torque, para formar um alojamento rotativo. As forças axiais sobre os eixos causadas pela pressão interna podem ser largamente compensadas desta forma. Este projeto estrutural também tem a vantagem de ser simples de vedar. A expansão axial residual é captada por um acoplamento de eixo capaz de movimento axial. O invólucro pode ser equipado com placas de arrefecimento para melhorar a dissipação de calor e para proporcionar apoio. Isso ajuda a expansão excessiva causada pela pressão interna, o que pode ocorrer particularmente no caso de grandes conversores de torque de veículos comerciais.

O grande diâmetro externo do impulsor pode ser usado para aplicar um anel dentado de arranque. Devido à baixa absorção de torque de embreagens e conversores de torque a baixas velocidades de bomba, nenhuma embreagem adicional de engrenagem é necessária ao iniciar o motor. As rodas individuais muitas vezes têm diferentes números de pás, para suprimir os sintomas de ressonância. Uma vez que o eixo de saída do motor e o eixo de entrada da transmissão estão fixos no veículo, o conversor de torque é normalmente suspenso para evitar o atrito adicional do mancal e para minimizar o esforço de projeto.

O conversor de torque para veículos comerciais mostrado na Figura 36 com um diâmetro de perfil de $D = 400$ mm é um tipo Trilok, que também é equipado com uma embreagem de bloqueio e uma roda livre de marcha. O conversor de torque é de construção em chapa de aço. As cascas, anéis internos e lâminas são feitas de chapa de aço embutido. Ranhuras e grânulos em conchas e anéis internos determinam a posição das pás equipadas com lóbulos. Quando as peças são unidas, os lobos são dobrados e a junta é soldada a óleo com um feixe de elétrons. A cobertura e o reator são feitos de liga leve fundida. O reator funciona em dois rolamentos de esferas e é suportado por uma roda livre do rolo de freio em um cubo; Ele gira livremente a partir de uma razão de velocidade de $v_c = 0,8$ no ponto de bloqueio. O cubo transmite o torque de reação através de uma engrenagem dentada a uma engrenagem oca que é suportada no alojamento da caixa de velocidades. O invólucro da bomba é suportado em um cubo em um rolamento de esferas angular no lado de saída. Há também um dente externo suportado pelo cubo para fornecer uma tomada de força para unidades auxiliares motorizadas. Isto pode ser usado, por exemplo, para conduzir uma bomba de óleo para a pressão de carga do conversor de torque e para a hidráulica de uma caixa de câmbio montada na retaguarda. A embreagem de bloqueio fecha-se para

além de uma determinada relação de velocidade. Ele ignora o conversor de torque juntando o impulsor e a roda da turbina. As perdas do conversor de torque são "excluídas", e a eficiência sobe para quase 100%. Uma vez que os conversores de torque, ao contrário das embreagens, transmitem, na sua maioria, menos binário durante a marcha, também está montada uma roda livre de marcha livre com rolos de travagem. Assim, a velocidade da turbina nunca pode exceder a da bomba, mesmo que a embreagem de bloqueio não esteja engatada ou o seu torque de deslocamento máximo seja excedido. Uma vez que é um conversor de torque para veículos comerciais, amortecedores de torção não são usados. A perda de qualidade de condução, provocada pela ligação mecânica directa no caso dos automóveis de passageiros, é compensada por elementos de amortecimento numa das rodas.

Figura 36 - Conversor de Torque Trilok de Veículo Comercial com Embreagem de Bloqueio e Roda Livre.



Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

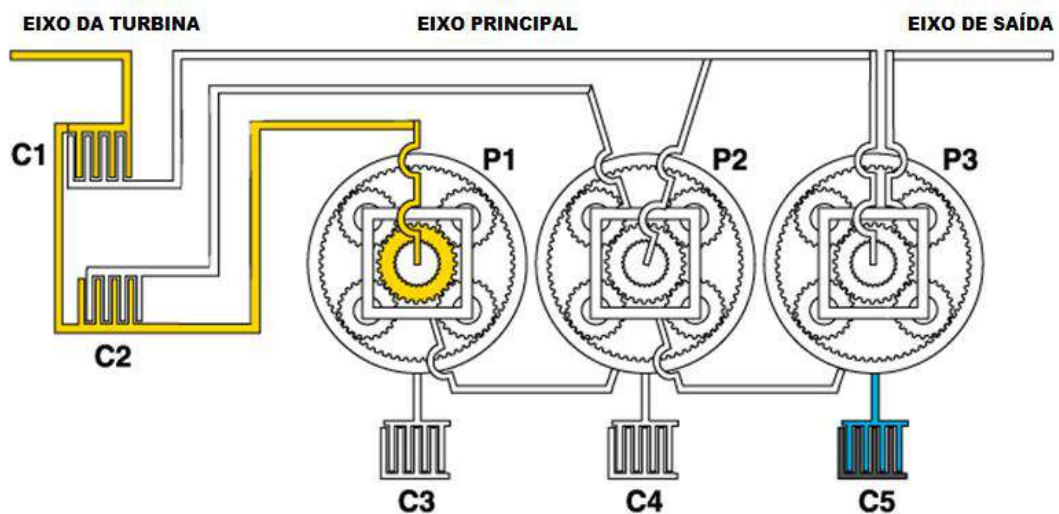
3.3 Cálculo de Relação de Marchas de uma Transmissão Automática Convencional

Neste subcapítulo será apresentado os cálculos de relação das marchas de uma transmissão automática convencional. Para isso, adotaremos uma transmissão de 4 marchas com 3 conjuntos de engrenagens planetárias do tipo Simpson.

No exemplo apresentado, logo abaixo, será calculado apenas as relações das primeiras 3 marchas, já que a 4ª marcha a engrenagem solar dos três conjuntos são acionados simultaneamente, fazendo com que a rotação de entrada seja igual a de saída, ou seja, resultando numa relação de 1:1.

Cada conjunto de engrenagens planetárias será chamada de P1, P2 e P3 respectivamente, cada conjunto possui uma engrenagem anelar e solar com número de dentes, definidos a baixo:

Figura 37 – Esquema do fluxo de fluido que aciona a engrenagem solar do conjunto P1, resultando em uma marcha neutra.



Fonte: Slides das Aulas ministradas pelo Professor Celso João, FATEC Santo André.

- Conjunto Planetário P1
 - Anelar: 109 dentes (ZA)
 - Solar: 65 dentes (ZS)
- Conjunto Planetário P2
 - Anelar: 90 dentes (ZA)

- Solar: 37 dentes (ZS)
- Conjunto Planetário P3
 - Anelar: 97 dentes (ZA)
 - Solar: 27 dentes (ZS)

Para calcular a relação de cada marcha será utilizado o método de associação de triângulos, onde cada conjunto planetário será representado por um triângulo, além disso é adotado uma fórmula de regra de três simples:

$$i = \frac{1}{N_p} = \frac{\frac{Z_A}{Z_S} + 1}{1} \quad (20)$$

Onde:

i: Relação de marcha

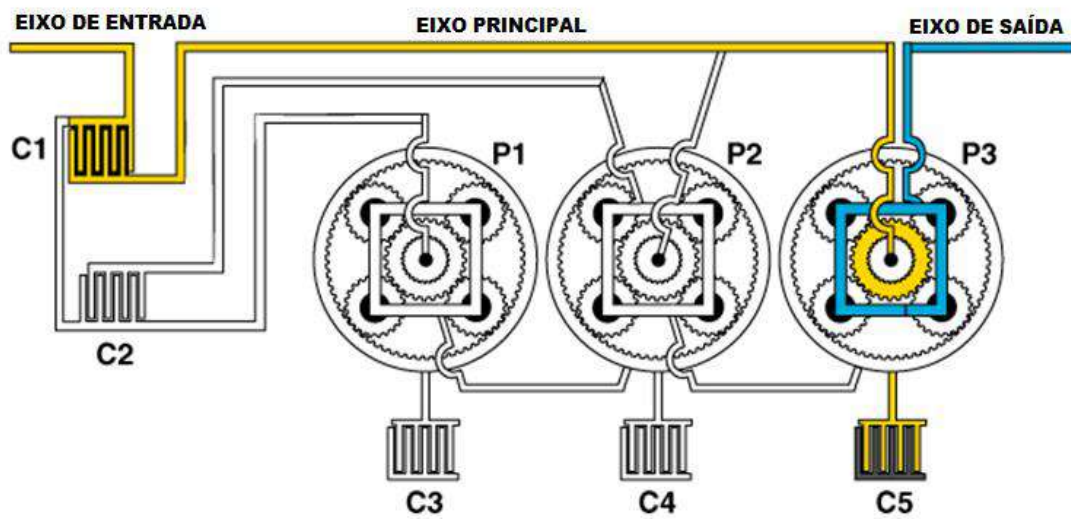
ZA: Número de dentes da Anelar

ZS: Número de dentes da Solar

NP: Valor da Relação da Marcha

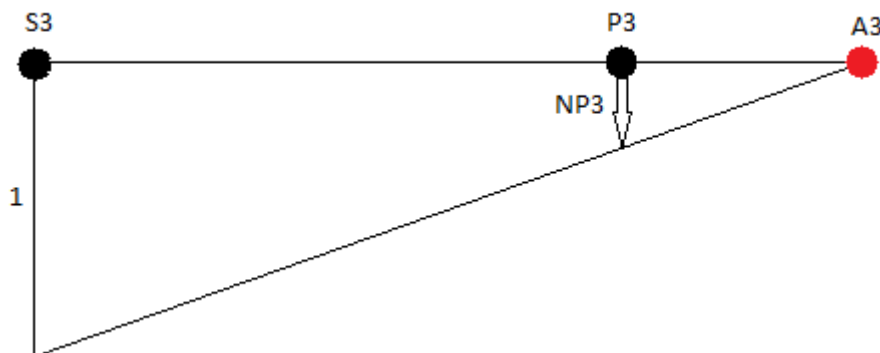
- Cálculo da Relação da 1ª Marcha:
 - Conjunto Planetário P3 é acionado
 - Dados:
 - Anelar: 97 dentes (ZA)
 - Solar: 27 dentes (ZS)

Figura 38 – Esquema do fluxo de fluido que aciona a solar do conjunto P3, resultando na relação da 1^o marcha.



Fonte: Slides das Aulas ministradas pelo Professor Celso João, FATEC Santo André.

Figura 39 – Representação por triângulo do conjunto P3, para auxiliar no cálculo da relação da 1^a marcha.

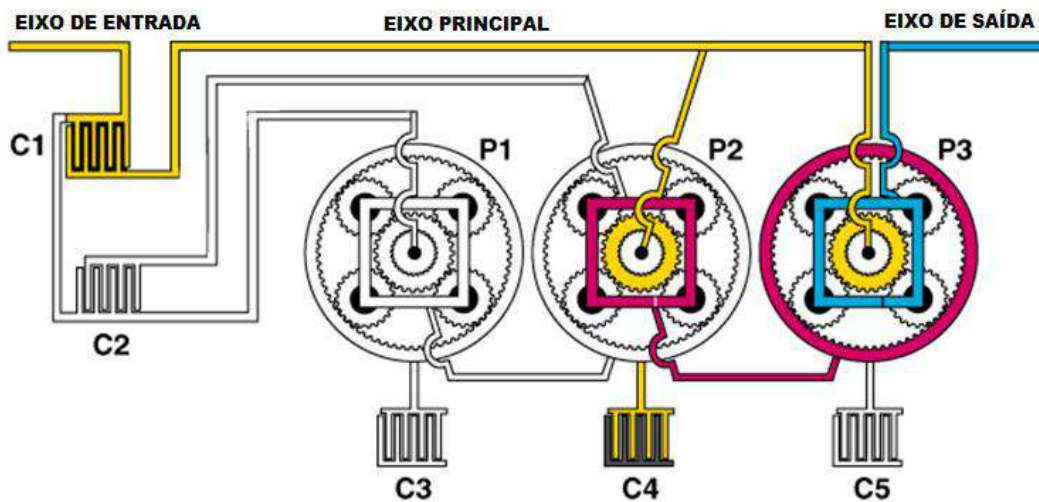


(Fonte: Autor).

$$i = \frac{1}{Np3} = \frac{\frac{ZA}{ZS} + 1}{1} \rightarrow \frac{1}{Np3} = \frac{\frac{97}{27} + 1}{1} \rightarrow \frac{1}{Np3} = \frac{3,59 + 1}{1} \rightarrow Np3 = 4,59:1$$

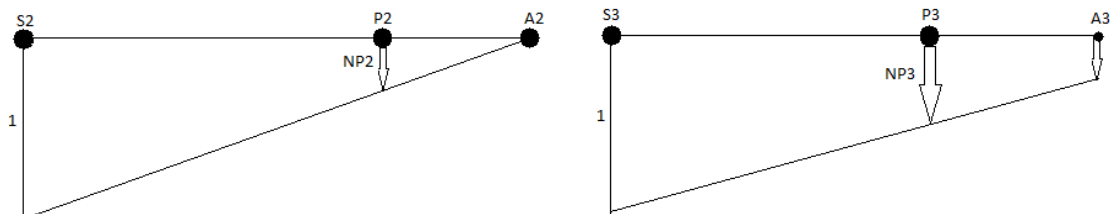
- Cálculo da Relação da 2ª Marcha:
 - Conjunto Planetário P3 e P2 são acionados
 - Dados:
 - P2
 - Anelar: 90 dentes (ZA)
 - Solar: 37 dentes (ZS)
 - P3
 - Anelar: 97 dentes (ZA)
 - Solar: 27 dentes (ZS)

Figura 40 - Esquema do fluxo de fluido que aciona a solar do conjunto P2 e P3, resultando na relação da 2ª marcha.



Fonte: Slides das Aulas ministradas pelo Professor Celso João, FATEC Santo André.

Figura 41 - Representação por triângulo dos conjuntos P2 e P3, para auxiliar no cálculo da relação da 2ª marcha.



(Fonte: Autor)

$$i = \frac{1}{Np2} = \frac{\frac{ZA}{ZS} + 1}{1} \rightarrow \frac{1}{Np2} = \frac{\frac{90}{37} + 1}{1} \rightarrow \frac{1}{Np2} = \frac{2,43 + 1}{1} \rightarrow \frac{1}{Np2} = \frac{3,43}{1} \rightarrow Np2 = 0,29:1$$

$$i = \frac{1}{Np3} = \frac{\frac{ZA}{ZS} + 1}{1 - 0,29} \rightarrow \frac{1}{Np2 + X} = \frac{\frac{97}{27} + 1}{1 - 0,29} \rightarrow \frac{1}{X} = \frac{3,59 + 1}{1 - 0,29} \rightarrow \frac{1}{X} = \frac{4,59}{0,71} \rightarrow X = 0,147:1$$

$$Np3 = Np2 + x$$

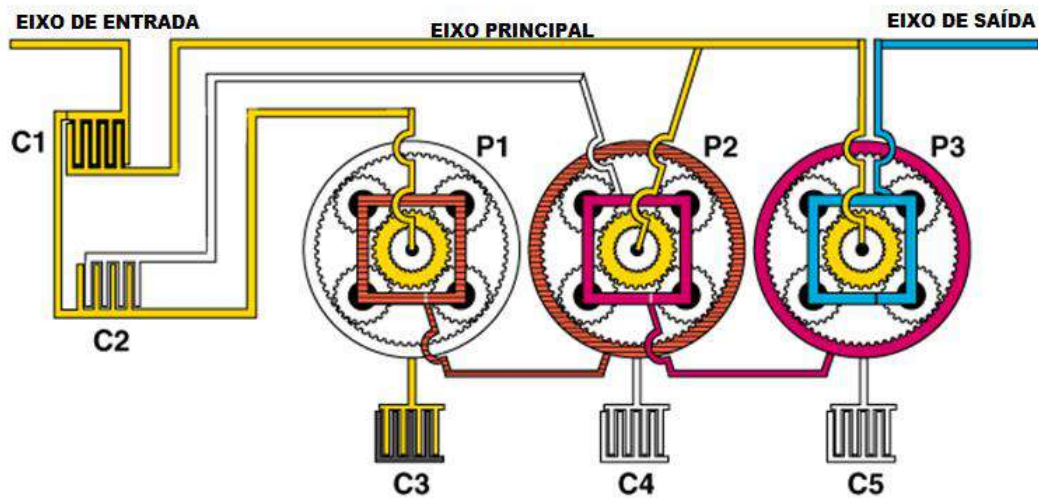
$$Np3 = 0,147 + 0,29$$

$$Np3 = 0,437$$

$$i = \frac{1}{0,437} = 2,29:1$$

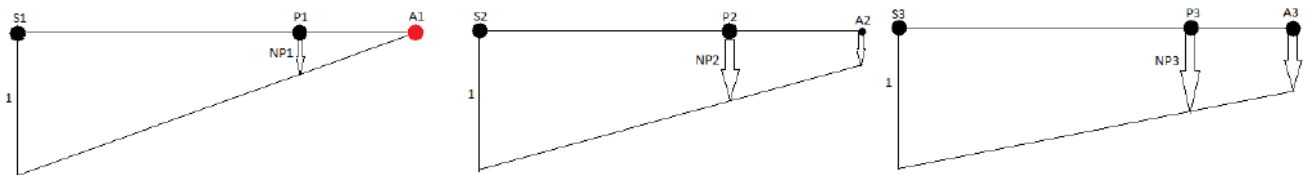
- Cálculo da Relação da 3ª Marcha:
 - Conjunto Planetário P3, P2 e P1 são acionados
 - Dados:
 - P1
 - Anelar: 109 dentes (ZA)
 - Solar: 65 dentes (ZS)
 - P2
 - Anelar: 90 dentes (ZA)
 - Solar: 37 dentes (ZS)
 - P3
 - Anelar: 97 dentes (ZA)
 - Solar: 27 dentes (ZS)

Figura 42- Esquema do fluxo de fluido que aciona a solar do conjunto P1, P2 e P3, resultando na relação da 3º marcha.



Fonte: Slides das Aulas ministradas pelo Professor Celso João, FATEC Santo André.

Figura 43 - Representação por triângulo dos conjuntos P1, P2 e P3, para auxiliar no cálculo da relação da 3ª marcha.



(Fonte: Autor).

$$i = \frac{1}{N_{p1}} = \frac{\frac{Z_A}{Z_S} + 1}{1} \rightarrow \frac{1}{N_{p1}} = \frac{\frac{109}{65} + 1}{1} \rightarrow \frac{1}{N_{p1}} = \frac{1,65 + 1}{1} \rightarrow \frac{1}{N_{p1}} = \frac{2,65}{1} \rightarrow N_{p2} = 0,37:1$$

$$i = \frac{1}{N_{p2}} = \frac{\frac{Z_A}{Z_S} + 1}{1 - 0,37} \rightarrow \frac{1}{N_{p1} + X} = \frac{\frac{90}{37} + 1}{1 - 0,37} \rightarrow \frac{1}{X} = \frac{2,43 + 1}{1 - 0,37} \rightarrow \frac{1}{X} = \frac{3,43}{0,63} \rightarrow X = 0,1837:1$$

$$N_{p2} = N_{p1} + x$$

$$N_{p2} = 0,37 + 0,1837$$

$$N_{p2} = 0,5537$$

$$i = \frac{1}{Np3} = \frac{\frac{ZA}{ZS} + 1}{1 - 0,5537} \rightarrow \frac{1}{Np2 + X} = \frac{\frac{97}{27} + 1}{1 - 0,5537} \rightarrow \frac{1}{X} = \frac{3,59 + 1}{1 - 0,5537} \rightarrow \frac{1}{X} = \frac{4,59}{0,4463}$$

$$\rightarrow X = 0,09723:1$$

$$Np3 = Np2 + x$$

$$Np3 = 0,5537 + 0,09723$$

$$Np3 = 0,65093$$

$$i = \frac{1}{0,65093} = 1,57:1$$

3.4 Cálculo de Rendimento de Transmissão

Segundo Melconian, no livro Elementos de Máquinas, em qualquer tipo de transmissão há perda de potência nas engrenagens, mancais, polias, rodas de atrito, devido ao atrito entre as superfícies, movimentação de fluido lubrificante, escorregamento ente correia e polia etc.

Assim, notamos que a potência de entrada da transmissão é dissipada em parte sob a forma de energia, transformada em calor, resultando a outra parte em potência útil gerada de trabalho.

Neste capítulo será apresentado o cálculo de rendimento de transmissão, a partir de um determinado exemplo, que poderá ser visto à baixo.

A resolução do exemplo, como os passos da realização dos cálculos e as fórmulas contidas nestes, forma extraídas do livro Elementos de Máquinas, do autor Sarkis Melconian.

Exemplo: Dados Iniciais:

- Motor 1.0 TSI (VW Up)
- 77KW @5000RPM (NBR 1585)
- 3° Marcha = 1,281:1
 - Z1 = 25 dentes
 - Z2 = 32 dentes
 - Rendimento Transmissão por Engrenagens Usinadas: $\eta_e = 0,98$

- Rendimento Transmissão com Mancal de Rolamento (par): $\eta_{m(R)} = 0,99$

1° Passo) Potência Útil na Árvore

$$P_U = P_{MOTOR} \cdot \eta_e \cdot \eta_{m(R)}^2 \quad (21)$$

$$P_U = 77000 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2$$

$$P_U = 73958,35W$$

2° Passo) Potência Dissipada na Árvore

$$P_D = P_{MOTOR} - P_U \quad (22)$$

$$= 77000 - 73958,35 = 3041,65W$$

3° Passo) Rotação na Árvore

$$n = \frac{n_{MOTOR} \cdot z_1}{z_2} \quad (23)$$

$$= \frac{5000 \cdot 25}{32} = 3906,25RPM$$

4° Passo) Torque na Árvore

$$M_t = \frac{30 \cdot P_U}{\pi \cdot n} \quad (24)$$

$$= \frac{30 \cdot 73958,35}{\pi \cdot 3906,25} = \frac{2218750,5}{12271,8463} = 180,8Nm$$

5° Passo) Potência Útil do Sistema

A potência útil do sistema é a que gera trabalho, ou seja, a potência útil na árvore.

$$P_{Usistema} = P_U = P_{saída} = 73958,35W$$

6° Passo) Potência Dissipada do Sistema

$$P_{Dsistema} = P_{MOTOR} - P_{saída} \quad (25)$$

$$= 77000 - 73958,35 = 3041,65W$$

7º Passo) Rendimento da Transmissão

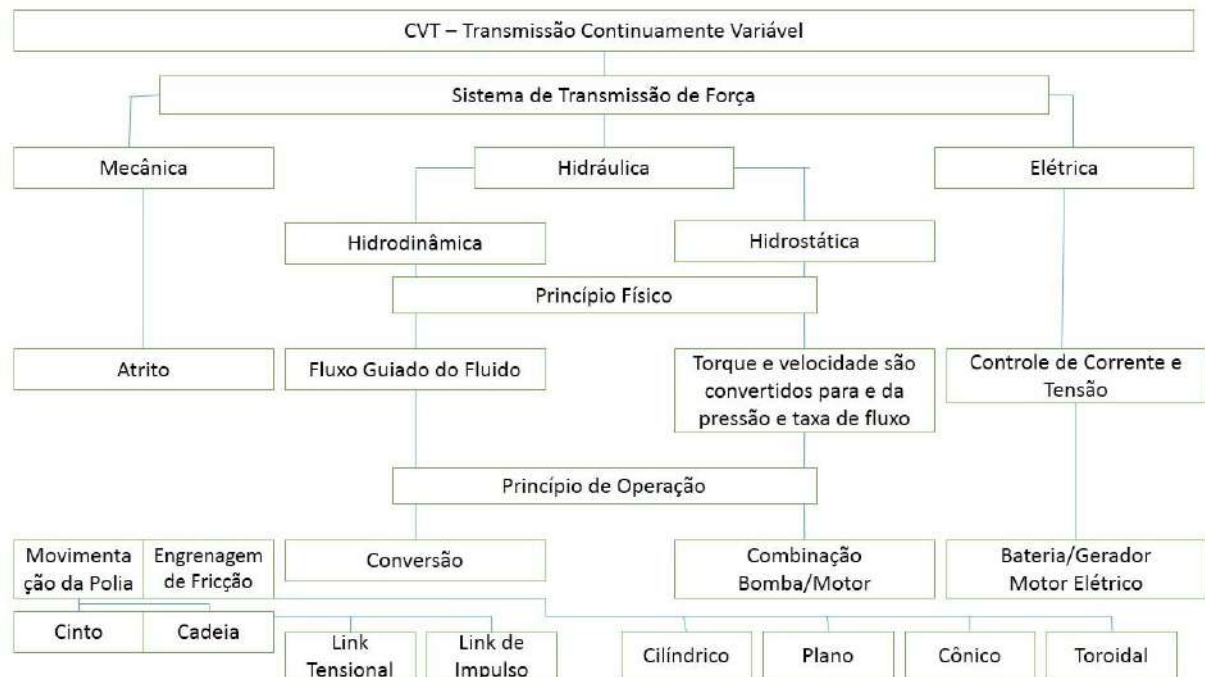
$$\eta = \frac{P_{SAÍDA}}{P_{ENTRADA}} \quad (26)$$

$$= \frac{73958,35}{77000} \cong 0,96$$

3.5 Transmissões de Veículos de Passeio Continuamente Variáveis

Segundo Lechner (1999), a energia disponível a partir de um motor de combustão interna não pode ser totalmente explorada com o número finito de etapas de seleção nas caixas de velocidades de redutoras tradicionais. Com uma transmissão continuamente variável, o motor pode ser operado no ponto de operação ideal para economia ou desempenho conforme necessário.

Figura 44 - Visão Geral de Projetos de uma Transmissão CVT.

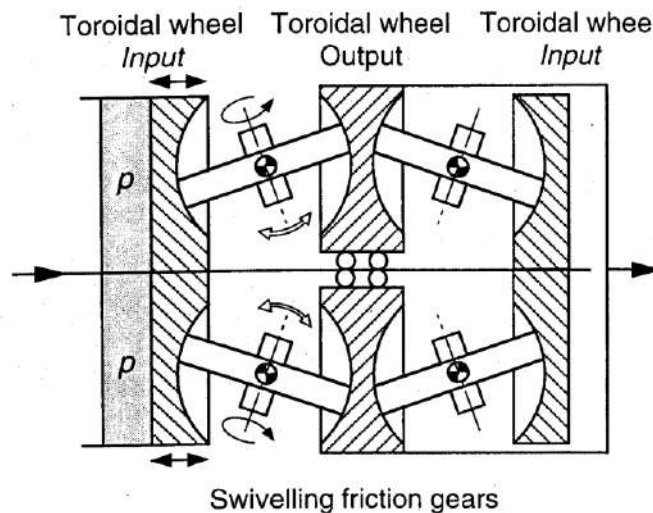


Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Essas transmissões são referidas como CVT (Transmissões Continuamente Variáveis). A Figura 44 fornece uma visão geral de vários projetos de uma CVT. As transmissões continuamente variáveis agora usadas em carros de passageiros são quase sem exceções de transmissões de polias. Para as próximas gerações CVT há

um crescente interesse em sistemas toroidais devido à sua maior capacidade de torque. A Figura 45a exibe um diagrama simplificado de um variador toroidal em configuração dupla. A variação da razão é conseguida girando as engrenagens de fricção (rolos).

Figura 45a - Princípio do Variador Toroidal.



Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

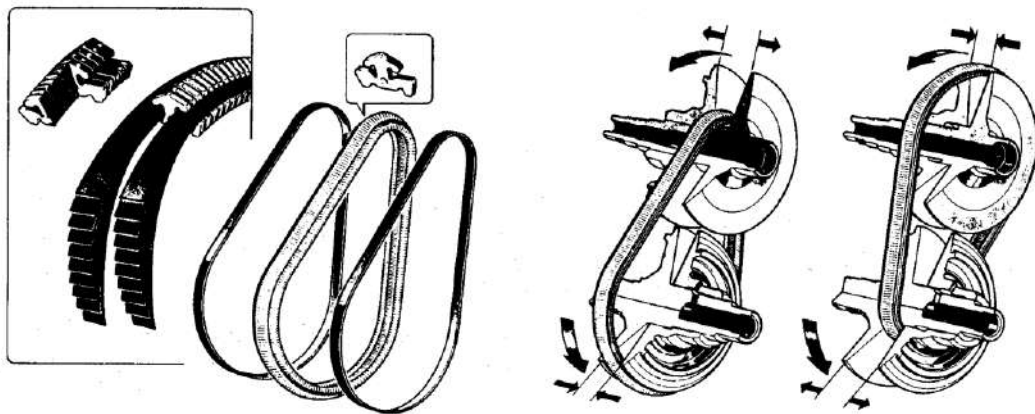
As transmissões hidrodinâmicas (conversores) são usadas apenas com caixas de engrenagens montadas na retaguarda e, o conversor de torque não é o mais adequado para transmissões continuamente variáveis. Existem também sistemas de transmissão powershift hidrostática / mecânica do tipo de continuamente variável para uso em carros de passageiros.

O componente central da transmissão do conversor de corrente é o variador. Consiste principalmente em discos cônicos e uma corrente. A potência é transmitida por rotação através da corrente, que se desloca entre dois discos cônicos ajustáveis axialmente. Através do ajuste axial dos discos cônicos, a corrente é executada em diâmetros variáveis, variando infinitamente a relação (Figura 45b). A pressão relacionada com o poder dos discos cônicos na corrente requer muita atenção, uma vez que a pressão excessiva reduz a eficiência da corrente, levando a maior potência e, portanto, a perda de energia pela bomba de pressão de contato. É essencial evitar o deslizamento da corrente, pois isso inevitavelmente levará à destruição da transmissão. Isso torna a construção e a confiabilidade da bomba de pressão de contato, e seu controle, um fator crítico nessa transmissão continuamente variável.

Com cadeias, é feita uma distinção entre as cadeias de ligação tensional e as cadeias de ligação de impulso. As cadeias de ligação Tensional são mais eficientes, uma vez que é necessária uma menor potência para adaptar a cadeia ao raio de raio. O passo extremamente curto das correntes de ligação de impulso (Figura 46b) requer mais trabalho (perdido) para este propósito. Mas o passo curto tem muitas vantagens no "impacto de engrenagem" e em termos associados à geração de ruído.

Para aumentar a relação de transmissão global da transmissão continuamente variável, além do normal de 5,3 a 6,0 do variador, as engrenagens dentadas mecânicas ou engrenagens planetárias estão montadas na frente ou na traseira. A divisão de energia também é possível. (Isso também é válido para variadores toroidais).

Figura 46b - Elementos de uma Cadeia de Ligação de Impulso e Princípio de Operação do Variador.



Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

CVT com transmissão de embreagem de 2 velocidades com montagem traseira, figura 47

De acordo com Lechner (1999), a proporção do passo de engrenagem montado na retaguarda é igual a 1 quando a embreagem C1 está fechada, pois isso corresponde à transmissão direta. Com a embreagem C2 engatada, as engrenagens de transmissão montadas na retaguarda ou fazem a marcha-atrás disponível, dependendo da posição da embreagem CR.

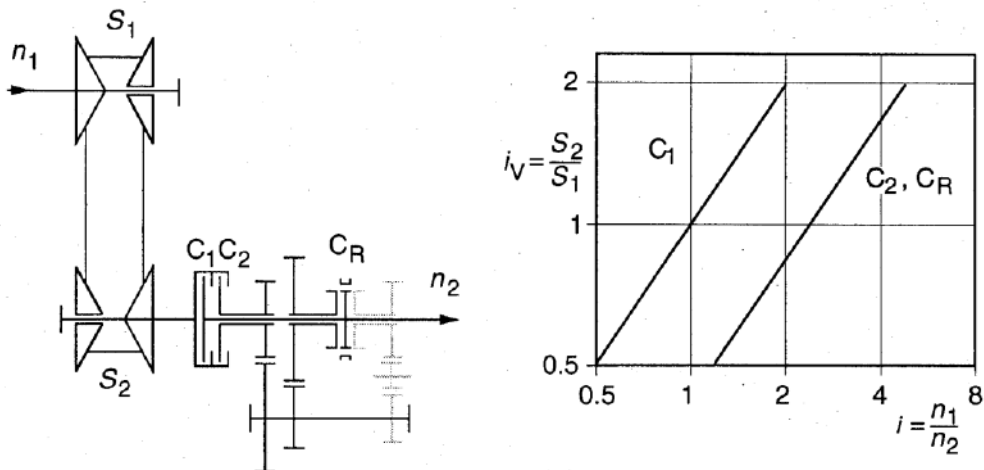
O perfil da razão total i em função da relação do raio do disco cônico i_V e a engrenagem selecionada na transmissão de duas velocidades montada na retaguarda é mostrada no diagrama da direita na Figura 47.

As seguintes fórmulas também se aplicam aos exemplos CVT abaixo. A relação total.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = i_V \cdot i_G \quad (27)$$

A relação na entrada n_1 para a velocidade de saída n_2 da transmissão é composta pela relação na transmissão do disco cônico (variador).

Figura 47 - Diagrama da Caixa de Velocidades: "CVT com transmissão de duas válvulas de duas velocidades montadas na retaguarda" e Diagrama do Perfil de Relação.



Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

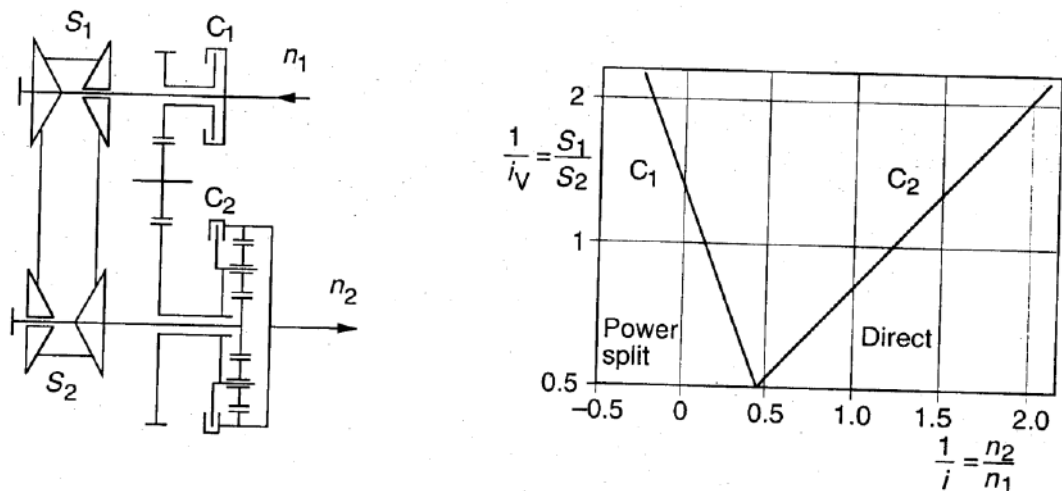
$$i_V = \frac{S_2}{S_1} \quad (28)$$

(A relação entre os raios de disco cônicos S_2 e S_1) multiplicada por uma possível relação i_G de um passo de engrenagem montado na retaguarda ou na frente.

CVT com Power Split (Transmissão Neutral Reduzida), Figura 48

De acordo com Lechner (1999), a razão total i desta transmissão, quando operada com divisão de energia, é derivada de i_V e a relação i_G do conjunto de engrenagens planetárias funciona como unidade diferencial, onde a embraiagem C_1 está fechada. Dependendo da razão i_V , a relação total também pode tornar-se negativa, correspondendo à marcha-atrás. O ponto onde o sinal muda é o ponto neutro orientado. A transmissão não requer nenhum elemento de deslocamento adicional. Com a embreagem C_2 engatada, o conjunto de engrenagens planetárias gira como um bloco, e aplicam-se as equações simples dadas acima. O perfil da relação total em função da razão do raio do disco cônico i_V e da embreagem ativa é mostrado no diagrama à direita da Figura 48.

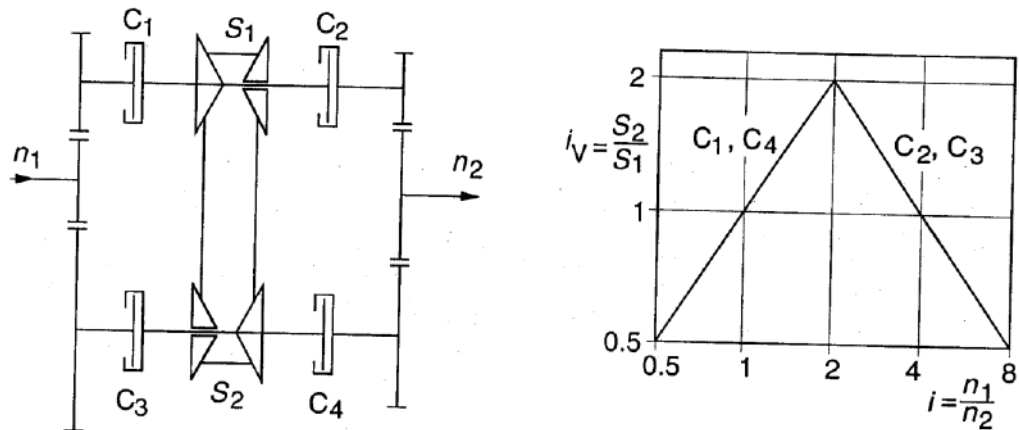
Figura 48 - Diagrama da caixa de velocidades: "CVT com divisão de energia" e diagrama do perfil de relação (mostrado como i / i desde $n_2 = 0$ no ponto neutro de engrenagem).



Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

CVT com dois caminhos de energia ("i2-Transmission"), Figura 49

Figura 49 - Diagrama da caixa de velocidades: "CVT com dois caminhos de alimentação" e diagrama do perfil da relação.



Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

A razão total i da transmissão é derivada de i_V multiplicada pelas proporções das duas etapas de engrenagem localizadas no fluxo de potência. Aqui, as duas garras C_1 e C_4 ou as duas garras C_3 e C_2 estão fechadas. O perfil da relação total i em função do raio do disco cônico i_V e as garras fechadas são mostradas no diagrama à direita da Figura 49.

3.5.1 Transmissão CVT Jatco Nissan

A transmissão CVT da Jatco foi lançada pela Nissan, em 1999. Esta transmissão possui um sistema de polia conectada por uma correia e um conversor de torque que realiza o acoplamento e a transferência de torque a polia primária.

Em 2016, a Nissan lança as novas linhas do March e Versa equipados com a transmissão CVT7 W/R, batizada como XTRONIC CVT, com o objetivo de fornecer melhor performance na condução do veículo e proporcionar uma maior economia de combustível.

Figura 50 – Transmissão CVT Jatco CVT7 W/R ou Nissan XTRONIC CVT.



Fonte: <https://www.jatco.co.jp/english/products/cvt/cvt7.html>

Segundo o informativo da Jatco, a transmissão Jatco CVT7 W/R ou XTRONIC CVT é constituída de duas polias de diâmetro variável, ligadas por uma correia metálica, sendo que a Primária (conhecida como condutora) recebe o torque do motor e a Secundária (ou conduzida) e o transmite ao diferencial. Cada polia tem dois cones que se afastam ou se aproximam, diminuindo ou aumentando a largura do canal onde passa a correia, elevando ou reduzindo a velocidade do carro de acordo com as demandas do pedal do acelerador.

Quando os cones estão juntos, esse canal fica mais estreito e o raio da polia aumenta. Em marcha reduzida, a polia condutora apresenta um raio menor (cones afastados), enquanto a polia conduzida fica com raio maior. Na medida em que o carro acelera, o movimento das polias se inverte e a relação de marcha fica maior. A distância entre as polias é fixa, como também o comprimento da correia, apresentando uma infinidade de marchas entre as menores e maiores relações.

Uma das novidades dessa caixa de última geração é o sistema "Lock Up" com *Active Slip Control*. Com ele, o sistema obtém acelerações com respostas mais

vigorosas e sem alternâncias, pois "segura" a polia e a "solta" de forma gradual para que o torque seja transmitido de forma linear e rápida.

A nova estrutura principal da transmissão CVT para veículos compactos da Nissan é baseada na mesma aplicada no segmento dos médios, com otimizações para os veículos compactos. O diâmetro da engrenagem expandido (4,0-4,8), medido pelo maior lado, que proporciona um raio de cobertura de 8,7 - o maior do segmento de compactos. Para se ter uma ideia do que isso representa, o *New European Driving Cycle* (NEDC), ciclo de consumo e emissões que regula os veículos na Europa e um dos mais rigorosos do mundo, exige um mínimo de 8.0 no "mundo real" de condução para que a transmissão.

Com a adoção de uma nova correia com maior área de contato, houve melhora na capacidade de transmissão de torque por conta do novo formato, o que amplia a área de contato. Além disso, houve aumento na rigidez da polia. Isso assegura uma capacidade de torque estável mesmo nos estados transitórios de mudança de velocidades. E com menos pressão de contato, reduz-se a fricção interna em cerca de 5%.

Outra melhoria nessa geração de transmissão continuamente variável para veículos compactos está na otimização da bomba de óleo. Foi abolida a válvula de controle de entrada do óleo e a geometria da área de sucção foi modificada. Assim, a engenharia obteve a redução do nível de atrito da peça em 30% em comparação com a anterior.

A Nissan também utiliza o método de partícula para visualização do fluido da transmissão. Isso melhora a geometria da câmara e também do diferencial, para a drenagem do fluido e redução da resistência na câmara em 40%.

3.5.2 Transmissão CVT Multitronic Audi

Fabricado pela LUK, a transmissão Multitronic foi comercializada de 1999 à 2014, equipando veículos, como Audi A4, A5, A6 e SEAT Exeo. Esse sistema se destacou por equipar um veículo com 220 CV de potência.

A base tecnológica do Multitronic é a correia de elos de placa de aço segmentado, que realiza a transmissão de torque e rotação, imerso em óleo com um par de polias variáveis.

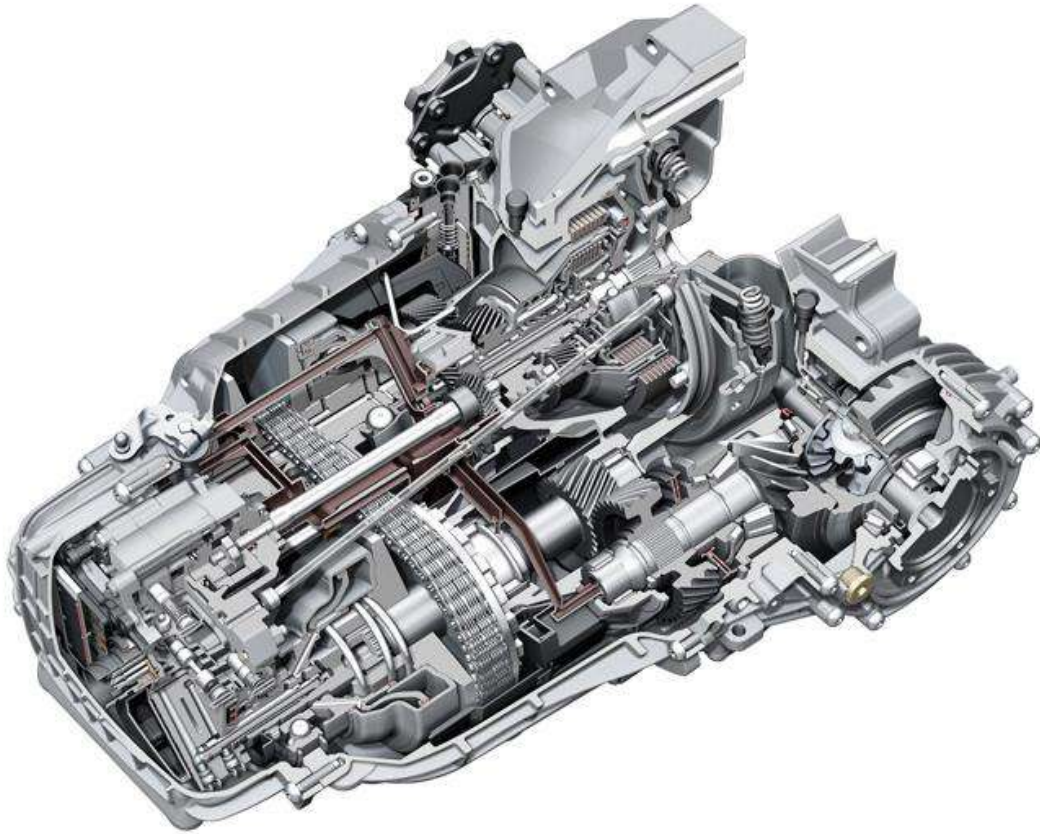
Através destas polias são criadas, praticamente, infinitas combinações de relação de marchas.

O controle eletrônico regula o Multitronic, de acordo com as condições de carga e velocidade definidas, permitindo uma aceleração mais confortável, sem comparação com as transmissões automáticas convencionais.

Como este sistema mantém a operação do motor sempre na condição de rotação ideal, o consumo de combustível também é menor, quando comparado a uma transmissão automática convencional.

Os testes realizados indicaram que o sistema permite aceleração e consumo de combustível iguais a de um veículo equipado com uma transmissão manual de 5 marchas.

Figura 51 – Transmissão Multitronic, da Audi em corte.



Fonte: <https://www.audi.de/de/brand/de/neuwagen/layer/technologien/multitronic.html>

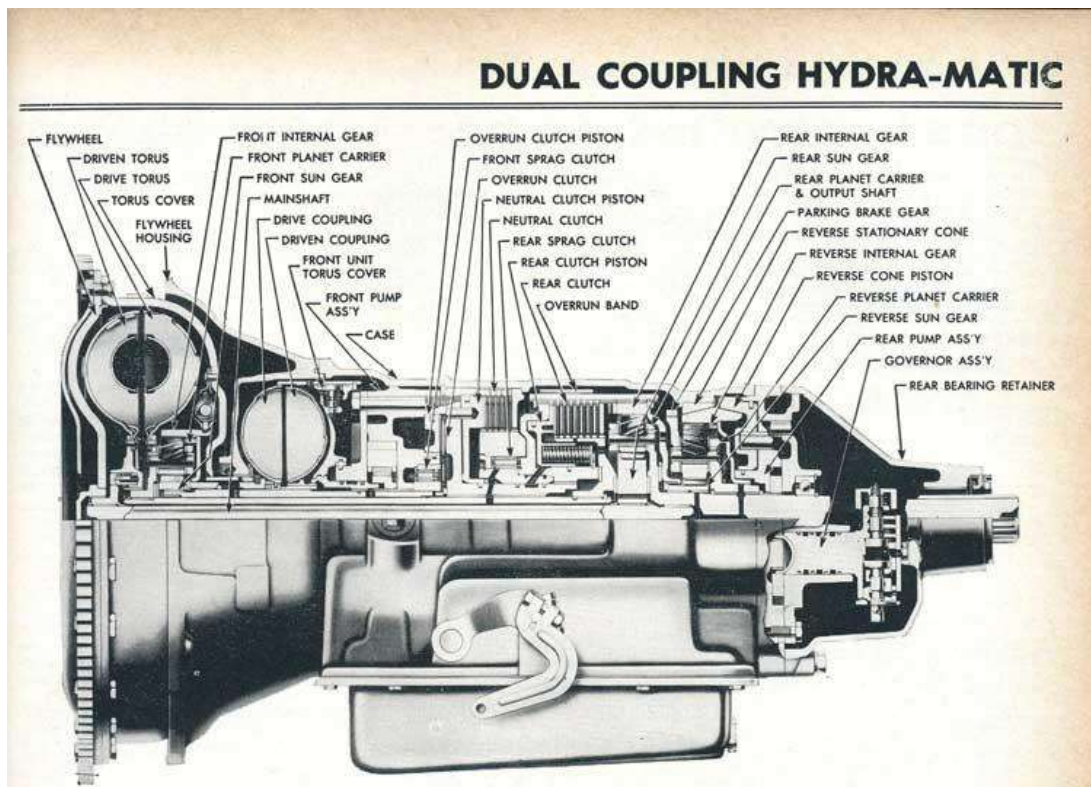
4. Comparações dos Sistemas de Transmissão Automática

4.1 Transmissão Automática Convencional

A transmissão automática com sistema hidráulico de seleção marchas foi inventado, em 1932 pelos engenheiros brasileiros José Braz Araripe e Fernando Lehly Lemos.

A patente foi vendida para a General Motors, que em 1939 lançou a transmissão automática Hydra-Matic.

Figura 52 – Desenho em Corte de uma Transmissão Hydra-Matic, divisão de Transmissão Automática da General Motors.



Fonte: <http://www.1954advance-design.com/Hydra-Matic-rebuild/images/hydra%20matic%20cross%20section.jpg>

Em 1948, a Buick lançou a primeira transmissão automática com conversor hidrodinâmico de torque, batizado de Dynaflo.

Um sistema hidráulico realiza a mudança de marchas, atuando em conjuntos de engrenagens planetárias. O conversor de torque realiza a transferência de rotação

do volante do motor para a transmissão, transferindo rotação e torque de maneira progressiva.

Porém, devido ao deslizamento sofrido pelo conversor de torque, o tempo da troca de marchas aumenta, resultando em um maior consumo de combustível. Atualmente, muitas transmissões automáticas possuem um maior escalonamento de marchas, com sistemas de 6 e até 9 marchas, melhorando o consumo de combustível e, conseqüentemente, o nível de emissões e desempenho do veículo.

Se as manutenções deste sistema for realizada de acordo com o manual do veículo (troca do fluido de óleo e do filtro e limpeza do sistema de arrefecimento) associado ao estilo de condução do motorista, sem causar esforços excessivos no power train, como a estratégia kick down, por exemplo, a transmissão automática irá ter uma durabilidade que acompanhará toda a vida útil do veículo.

Caso seja necessário realizar uma manutenção mais complexa neste tipo de sistema, os custos de reparo são consideráveis, além do fato de os reparos para essa transmissão serem escassos no mercado e apresentarem alto custo, fazendo com que, em alguns casos, seja mais vantajoso a substituição de toda a transmissão do veículo.

Figura 53 - Anúncio de jornal, de 1949, da Buick apresentando os veículo a transmissão automática com Dynaflo.



4.2 Transmissão de Dupla Embreagem

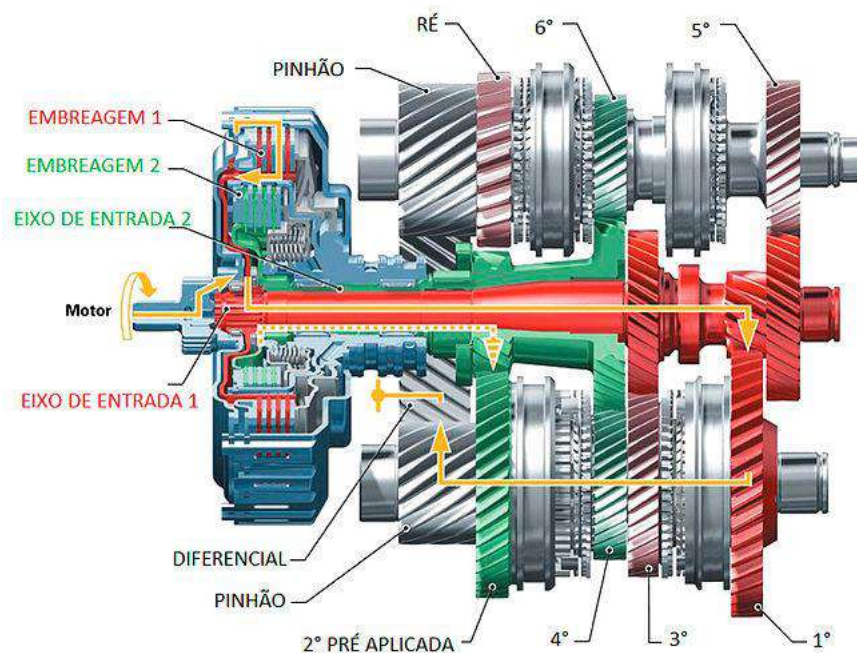
O conceito da transmissão de dupla embreagem surgiu entre meados dos anos 70 e início dos anos 80, pela Porsche, a partir da necessidade de ganhar tempo nas trocas de marchas em veículos de corrida.

Seus funcionamento consiste em um sistema de seleção de marchas e de embreagens eletro-hidráulico e de uma caixa de transmissão, com 3 eixos: um intermediário, para transferência de rotação, um com as engrenagens das marchas pares e outro com as engrenagens das marchas ímpares, resultando em uma troca mais eficiente, sem a sensação de trancos, além de resultar em um bom consumo, desempenho e conforto.

O mercado de reparação e de reposição de peças não possui os componentes necessários para realizar as manutenções nestes sistemas, o que faz com que o proprietário do veículo leve-o para um concessionário para realizar os reparos.

Dependendo do problema apresentado, o concessionário substitui todo o conjunto de transmissão, pois também não possui os componentes para reposição. Essa realidade torna os custos de manutenção extremamente altos, causando prejuízos para o dono do veículo.

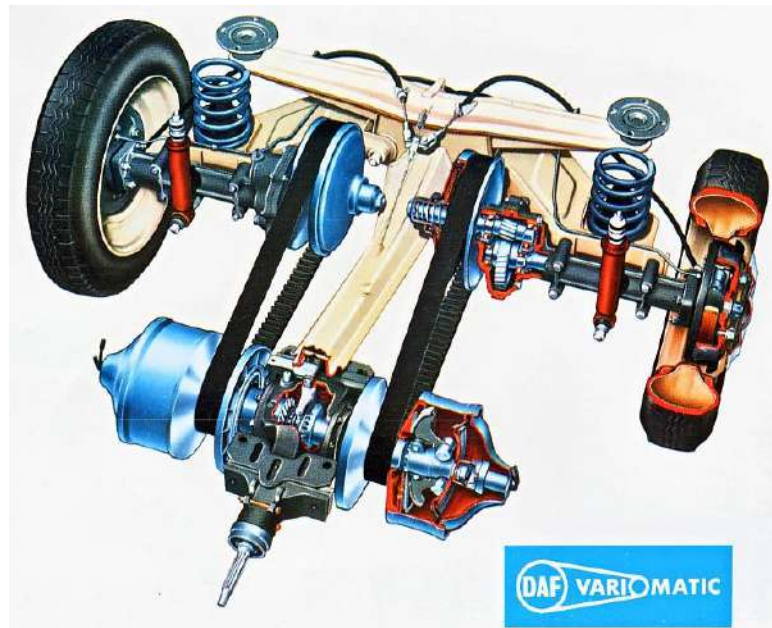
Figura 54 – Transmissão DSG, equipada nos veículos da Volkswagen.



4.3 Transmissão CVT

Em 1950, Van Dorne desenvolveu a primeira transmissão continuamente variável, batizada de "Variomatic", e em 1958 esse sistema começou a ser produzido em massa.

Figura 55 – Transmissão Continuamente Variável "Variomatic".

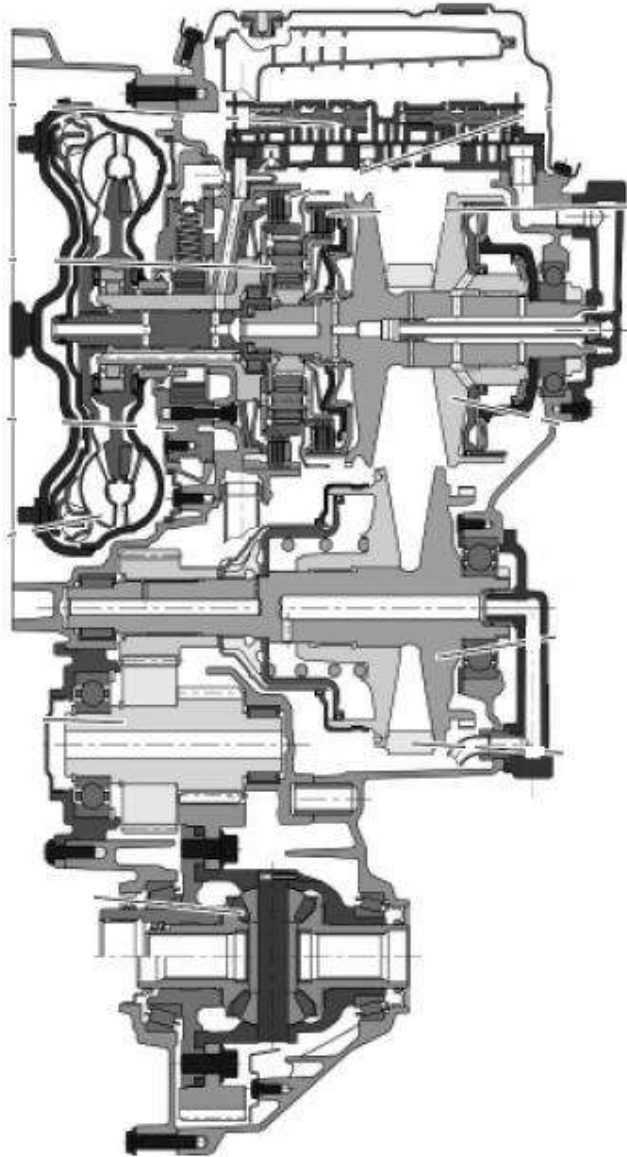


Fonte: http://www.dafownersclub.co.uk/uploads/1/0/9/5/10958195/8626753_orig.jpg

Essa transmissão funciona a partir de 2 polias de diâmetro variável, que mantém o motor na melhor faixa de operação, de acordo com as condições de carga, resultando em um veículo extremamente eficiente, econômico e confortável, sem as sensações de trancos nas trocas de marchas e elevação excessiva da rotação do motor.

Com a evolução da eletrônica nos veículos e da tecnologia dos materiais, esse modelo de sistema já é aplicável em praticamente todos os tipos de motores.

Figura 56 – Desenho da Transmissão CVT ZF Ecotronic CFT30 em corte.



Fonte: <https://maua.br/files/monografias/estudo-das-melhores-praticas-sobre-a-vantagem-tecnologica-da-transmissao-automatica-de-veiculos-de-passeio.pdf>

É um sistema muito difícil de apresentar falhas e manutenções de grandes porte, como a substituição dos componentes que constituem a transmissão, sendo realizadas as manutenção preventivas previstas no manual, o perfeito funcionamento desse sistema irá acompanhar a vida útil do veículo.

5. Desenvolvimento do Projeto

Neste capítulo será detalhado as etapas que correspondem ao projeto da aplicação da transmissão automática continuamente variável em um veículo equipado com motor turbo alimentado de baixa cilindrada.

5.1. Dados Iniciais

5.1.1 Motor

A primeira etapa do projeto é a escolha do veículo e a coleta de seus dados, como as características do motor e da transmissão que são utilizadas atualmente neste.

O veículo escolhido para tal aplicação é o Volkswagen *Up!*, equipado com o motor EA211 1.0/ TSI, de 74/77 KW com sobrealimentação por turbo compressor. A escolha deste veículo deve-se a grande potência e torque associados ao excelente consumo de combustível que este motor propõe, tornando-se o veículo mais adequado para a aplicação proposta neste trabalho.

Figura 57 – Motor EA211 1.0I TSI



Fonte: <http://blog.carbel.com.br/wp-content/uploads/2016/02/1.0-TSI-Total-Flex.jpg>

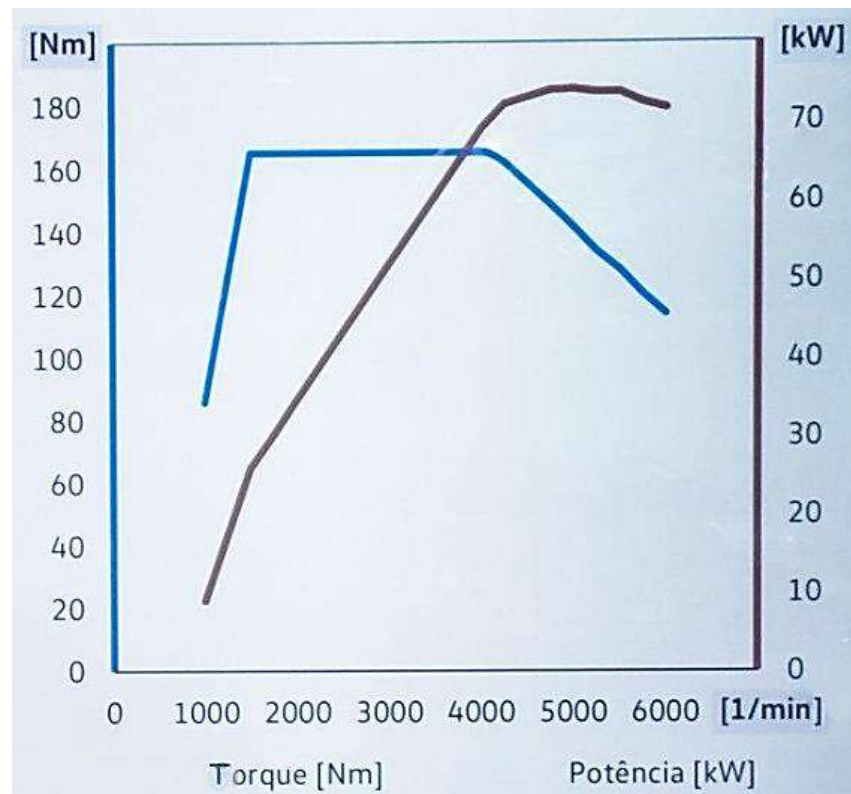
Logo abaixo, encontramos a tabela com as características deste motor e o diagrama de troque e potência que este gera:

Tabela 1 – Dados Técnicos do Motor 1.0l TSI equipado no UP! TSI

Dados Técnicos		
Letra distintiva do motor	CYTA	
Arquitetura	Motor de 3 cilindros em linha	
Cilindrada	999 cc	
Diâmetro de cilindros	74,5 mm	
Curso do pistão	76,4 mm	
Válvulas por cilindro	4	
Relação de compressão	10,5: 1	
Potência Máxima	74kW (101 cv) a 5000 rpm	77kW (105 cv) a 5000 rpm
Torque Máximo	165Nm (16,8 kgfm) a 1500 rpm	
Consumo urbano	14,1 km/l (G)	9,6 km/l (A)
Consumo rodoviário	16 km/l (G)	11,1 km/l (A)
Gestão do Motor	Bosch Motronic MED 17.5.21	
Combustível	Flex	
Tratamento dos gases de escape	Catalisador de três vias, uma sonda lambda binaria anterior e posterior ao catalisador	
Norma de emissões de gases de escape	EU5	

Fonte: Manual do Proprietário Volkswagen UP! e Programa Autodidático 511- A Nova Família de Motores à Gasolina EA211.

Figura 58 – Diagrama de Torque e Potência Motor 1.0I TSI – EA211



Fonte: <https://www.flatout.com.br/up-tsi-e-lancado-como-opcao-de-r-3-100-para-toda-a-linha-saiba-tudo-sobre-o-motor-turbo-e-conheca-o-speed-up/>

Como podemos visualizar neste diagrama, a faixa de torque máximo está entre 1500 e 4000 RPM. É nesta faixa de operação do motor em que há o melhor consumo de combustível e desempenho, dessa forma a troca de marchas, independente do acionamento (manual ou automático) deve ser realizada dentro dessa faixa.

Esse tipo de diagrama é característico de motores turbo alimentados, com injeção direta de combustível. Segundo Laino (2014), o turbo compressor melhora a eficiência volumétrica do motor através do aumento da densidade do ar de admissão, resultando no aumento de potência e torque, além de conseguir mantê-lo em uma larga faixa de rotação do motor, e reduzir o consumo de combustível. A injeção direta de combustível proporciona maior força por unidade de combustível utilizada, devido a mistura de ar e combustível mais pobre e pela estratificação e distribuição do combustível no interior da câmara de combustão, permitindo que a mistura ar combustível seja queimada de maneira mais eficiente.

5.1.2 Transmissão

A transmissão utilizada, originalmente, neste veículo é do tipo manual de 5 marchas mais a ré. Abaixo, podemos analisar a relação de marchas desta transmissão, para podermos realizar as análises necessárias.

Tabela 2 – Relação de Marchas da Transmissão manual MQ200 do UP! TSI

Relação de Marchas	
Transmissão MQ200	
1 ^a Marcha	3,769: 1
2 ^a Marcha	2,095: 1
3 ^a Marcha	1,281: 1
4 ^a Marcha	0,927: 1
5 ^a Marcha	0,740: 1
Ré	3,182: 1
Diferencial	3,625: 1

Fonte: Manual do Proprietário do Volkswagen UP!

Analisando esta tabela, concluímos que a transmissão do Up! possui relação de marchas longas, este tipo de transmissão é aplicado em veículos que desprendem maior potência, alcançando altas velocidades. Além de realizar a troca de marchas em maiores velocidades, ela proporciona ao motor, manter baixas rotações em condições de alta velocidade.

Uma transmissão longa resulta em maior economia de combustível e a elasticidade nas trocas de marchas, porém há a queda de desempenho e acelerações mais fracas em condições que o veículo esteja carregado ou em terreno inclinado.

Abaixo é possível visualizar uma tabela com a velocidade recomendada para realizar a troca de marchas deste veículo, com o objetivo de manter o baixo consumo de combustível, além de manter o motor na melhor faixa de operação. As velocidades citadas são recomendados tanto para a cidade, quanto para a estrada em condições de relevo plano e com baixo carregamento do veículo:

Tabela 3 – Recomendação de troca de marchas por velocidade

Up! TSI com Transmissão Manual		
Recomendação de troca de marchas	Motor frio	Motor aquecido
1ª para 2ª marcha	25 km/h	20 km/h
2ª para 3ª marcha	39 km/h	35 km/h
3ª para 4ª marcha	45 km/h	45 km/h
4ª para 5ª marcha	75 km/h	55 km/h

Fonte: Manual do Proprietário do Volkswagen UP!

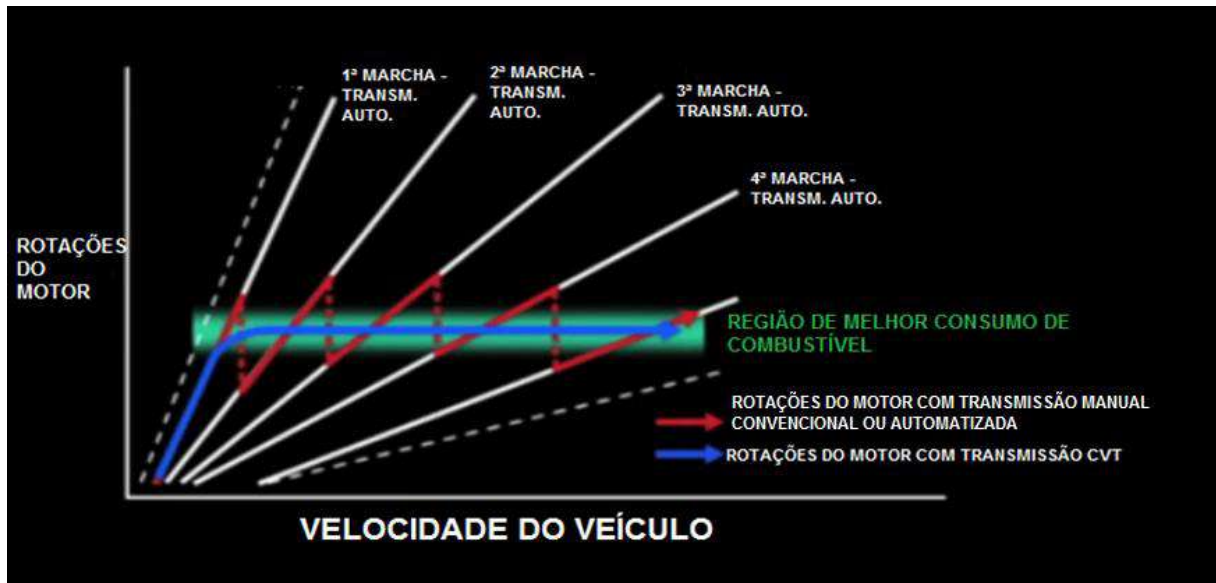
Seguindo as orientações da tabela citada a cima, o veículo terá um baixo consumo de combustível, além de manter o motor sempre na melhor faixa de operação.

5.2 Programação da transmissão CVT

O projeto dessa transmissão consiste de um sistema eletrônico de controle de atuação das polias variáveis, de modo que estas polias variem a relação, com o objetivo de manter a rotação do motor sempre na melhor faixa de consumo.

Uma das principais características de uma transmissão CVT é a capacidade de aumento de velocidade aproveitando uma mesma faixa de rotação. Isso pode ser notado no gráfico à baixo.

Figura 59 – Curva característica de funcionamento da transmissão CVT



Fonte: Nissan's Next Generation CVT disponível em: https://www.youtube.com/watch?v=kdqt84_3t-k

A programação da CVT que irá equipar o Up! seguirá esse princípio, de modo a variar as polias de acordo com a solicitação do motorista, pelo pedal do acelerador, mantendo a rotação do motor dentro da faixa de melhor consumo, dessa forma é possível fazer com que o veículo chegue a sua velocidade máxima dentro desta faixa de rotação com o melhor consumo.

Em projetos de transmissões do tipo CVT, como este, é definido apenas a relação da primeira e última marcha, pois estas serão as combinações dos limites de variação das polias.

Na polia motora é instalado um conjunto de engrenagens planetárias e dois conjuntos de embreagem acionados hidráulicamente. A engrenagem solar é conectada ao eixo de entrada, enquanto as planetárias a uma placa metálica conectada a polia motora.

O primeiro pacote de embreagens pressiona a engrenagem solar, travando-a, dessa forma a rotação recebida pela engrenagem anelar será a mesma que irá para a placa conectada a polia, fazendo com que todo o mecanismo gire com um conjunto único.

Acionando o segundo pacote de embreagens, a anelar é travada, forçando a placa instalada na polia gire em sentido inverso, acontecendo o mesmo com a polia motora, gerando a marcha à ré.

5.3 Dimensionamento das polias

Com a programação da transmissão e a relação da 1ª e 5ª marchas definidas, o próximo passo é o dimensionamento das polias que irão constituir essa transmissão.

Para realizar os cálculos de dimensionamento de polias iremos utilizar como base um projeto de transmissão continuamente variável já existente.

Neste projeto utilizaremos como base a transmissão da Jatco CVT7 W/R, utilizado no veículo Nissan March. Foi adotada essa transmissão, pois segundo o fabricante, ela é aplicável em veículos de passeio compactos com motores de baixa cilindrada (de 1,0l à 1,8l), além disso o torque gerado pelo motor Nissan 1.6l 16 válvulas é quase igual ao do motor VW 1.0l TSI (12,1 kgfm e 16,8 kgfm, respectivamente), fazendo com que esse modelo de transmissão fosse o mais adequado para esse fim.

Os valores correspondentes aos diâmetros das polias nas condições de 1ª e 5ª marchas foram encontrados a partir da aplicação da fórmula citada acima e da fórmula de Relação de polias:

$$I = \frac{D_2}{D_1} \quad (29)$$

Para realizar o cálculo do comprimento da correia que constitui essa transmissão será utilizada a seguinte fórmula:

$$l = 2 \cdot I + 1,57 \cdot (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot I} \quad (30)$$

Onde:

l = Comprimento da correia

I = Distância entre eixos das polias

D_1 = Diâmetro da polia motora

D_2 = Diâmetro da polia movida

A partir destas fórmulas e aplicando-as em software Excel é possível simular os valores de comprimento da correia, bem como o diâmetro das polias em 1ª e 5ª marchas.

Ao programar uma tabela no Excel com estas fórmulas e iniciar as simulações foram encontrados os valores apresentados na tabela abaixo.

Tabela 5 – Dimensões das Polias e Correia da transmissão CVT aplicada no UP! TSI

Marcha	Relação	Diâmetro Polia Motora	Diâmetro Polia Movida	Comprimento da Correia	Distância entre Eixos
1ª	4,23: 1	40,4mm	170,892mm	656,49mm	148mm
5ª	0,78: 1	128,513mm	100,2401mm	656,49mm	148mm

Fonte: Autor

A aplicação dessas fórmulas no Excel tornou a forma de dimensionar as polias e a correia mais eficientes, dispensando cálculos que antes seriam feitos à mão e, conseqüentemente, desprenderiam alguns dias apenas para encontrar esse valores citados à cima.

5.4 Força trativa

Segundo os princípios básicos de dinâmica veicular, força trativa é a somatória de todas as forças resistivas aplicadas em um veículo (resistência ao rolamento, a rampa, aerodinâmica e a aceleração), dessa forma é possível calcular o quanto de força de tração é necessário ter no pneu para vencer essa somatória de forças.

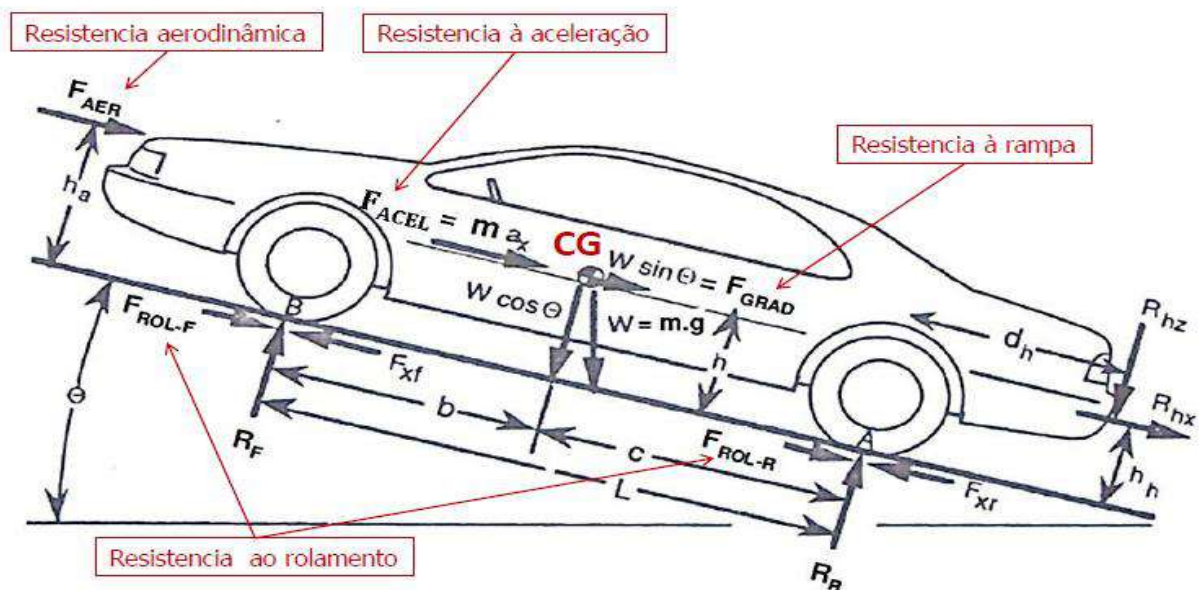
$$F_{trativa} = f_r * m * g * \cos\alpha + m_{veh} * g * \sin\alpha + \frac{1}{2} * \rho_{AR} * A * v^2 + \lambda * m_{veh} * \alpha \quad (31)$$

Substituindo, temos:

$$F_{trativa} = F_{Rol} + F_{GRAD} + F_{AER} + F_{ACEL} \quad (32)$$

Nesta imagem a baixo é possível visualizar, de maneira didática as forças atuantes em um veículo quando ele está em movimentação.

Figura 60 – Esquema representando as forças resistentes aplicadas em um veículo, durante seu movimento.



Fonte: Aulas de Dinâmica Veicular Longitudinal, ministradas pelo Professor Glaucio Santos. FATEC Santo André, 2016.

Porém, esta definição de força trativa é caracterizada como efetiva, uma vez que é adotado apenas o ponto máximo de potência do veículo.

A força trativa real leva em consideração em seus cálculos, as seguintes condições:

- Curva de torque do motor
- Relações de marcha e diferencial
- Raio do pneu
- Rendimento do trem de força

Dessa forma, a fórmula para o cálculo da força trativa real de um veículo é expressada por:

$$F_{trativa_real} = \frac{T_{motor}}{r_{din}} * i_{dif} * i_{marcha} * \eta \quad (33)$$

Onde:

$F_{trativa_real}$ – Força trativa real

T_{motor} – Torque do motor

r_{din} – Raio dinâmico do pneu

i_{dif} – Relação do diferencial

i_{marcha} – Relação de marcha

η – Rendimento do trem de força

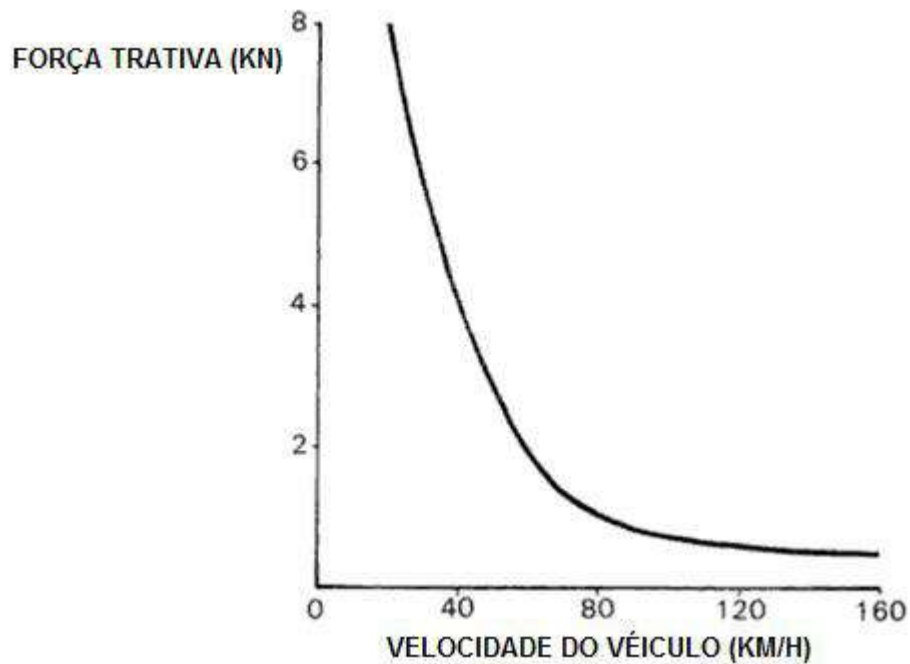
Segundo Hillier (1991), a potência de um motor varia de acordo com sua rotação. Em velocidades lentas, a rotação de saída é baixa, portanto, para se ter um bom desempenho do veículo é necessário que o motor gire muito mais rápido.

Porém esta situação é momentânea, uma vez que o torque máximo gerado pelo motor acontece em uma velocidade diferente da do ponto de potência máxima.

Este requisito de rotação do motor para a performance de qualquer um dos três fatores de desempenho (potência, torque e velocidade) não é possível com uma caixa de câmbio convencional, porque a rotação do motor deve ser continuamente alterada para se adequar à velocidade do veículo. Como resultado, o motor apenas dá o seu melhor na velocidade do veículo até o ponto de torque, potência ou economia máxima do motor.

Um sistema de polias com uma relação infinitamente variável daria uma performance como mostrado na figura 58. isso é chamado de curva de esforço de tração ideal. Neste caso, o motor é mantido à velocidade na qual ele dá sua potência máxima e a velocidade da estrada é alterada variando a relação de transmissão.

Figura 61 – Curva de força trativa ideal de um veículo.



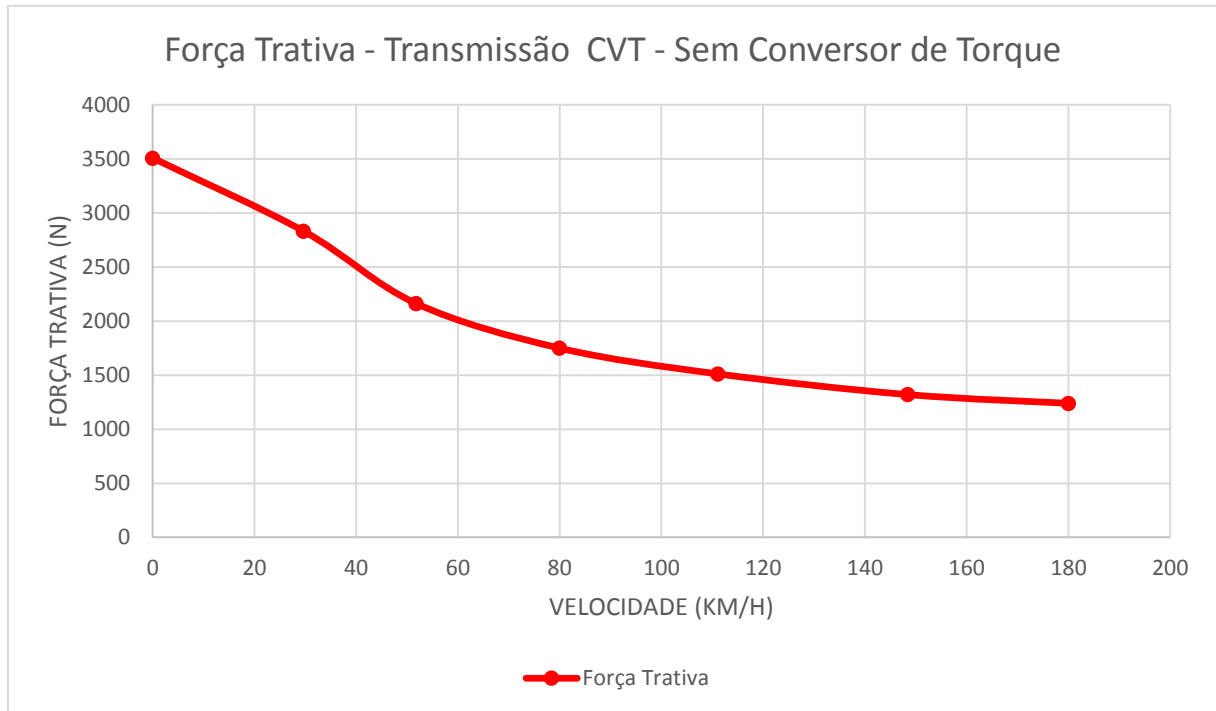
Fonte: Hillier, Vicotr Albert Walter. Fundamentals of Motor Vehicle Technology. Nelson Thornes, 1991. United Kingdon

Com o conceito de força trativa definidos e os valores presentes no diagrama de torque e potência apresentado anteriormente, os valores de relação de marcha e diferencial definidos, os dados característicos do pneu utilizado no UP! (185/60 R15) e o rendimento do trem de força (0,90) é possível calcular a força trativa real desse veículo.

Não podemos esquecer que um veículo equipado com uma transmissão CVT com conversor de torque possui o máximo de força de tração a 0km/h com o motor em marcha lenta. Isso ocorre devido a relação de conversão característica do próprio conversor de toque e da relação das polias da transmissão.

Dessa forma, o gráfico de esforço de tração do Up! com transmissão CVT será, como o da figura a baixo:

Figura 62 – Curva de Força trativa do Up! TSI com transmissão CVT sem o conversor de torque.



Fonte: Autor.

5.5. Resistência a Rampa

Segundo Leal (2012), um veículo ao subir um aclive apenas parte do seu peso é absorvido pelo solo, na forma de força normal, e o restante do peso continua agindo sobre o CG na forma de uma componente paralela ao piso, tendendo a fazer o veículo descer o aclive, como mostrado na Figura 63. Esta componente do peso é a resistência de aclive, ou seja é a força que deve ser vencida para que o equilíbrio estático seja mantido. Deste modo a resistência de aclive é obtida dada pelo fórmula:

$$F_{ram} = m_{veículo} * g * sen\alpha \quad (34)$$

Onde:

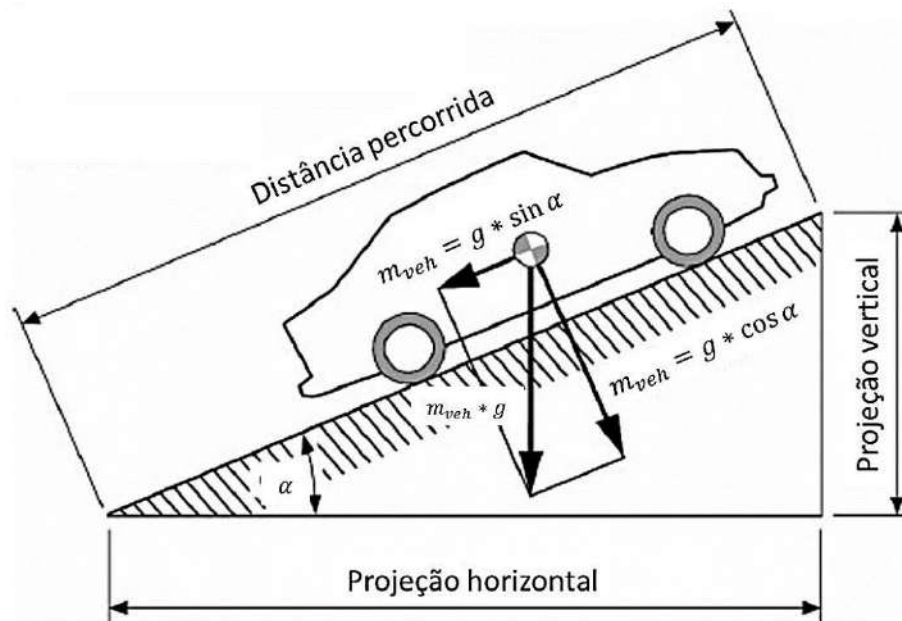
F_{ram} – Força de resistência a rampa (N)

$m_{veículo}$ – Massa do veículo (Kg)

g – Aceleração da gravidade (m/s^2)

$\text{sena } \alpha$ – Seno do ângulo (α) da pista

Figura 63 – Desenho esquematizando a força de resistência a rampa.



Fonte: Aulas de Dinâmica Veicular Longitudinal, ministradas pelo Professor Glaucio Santos. FATEC Santo André, 2016.

Uma vez que o peso de um material é sua massa multiplicado pela aceleração da gravidade, temos a seguinte fórmula:

$$F_{ram} = G * \text{sena } \alpha \quad (35)$$

Onde:

F_{ram} – Força de resistência a rampa (N)

G – Peso do veículo (Kg)

$\text{sena } \alpha$ – Seno do ângulo (α) da pista

Normalmente, a angulação de uma via é expressa em porcentagem de quanto se sobe em relação à horizontal e não pelo ângulo da pista. Para o cálculo de porcentagem de inclinação da pista é adotada a seguinte fórmula:

$$\text{inclinação [\%]} = \text{tana } \alpha * 100 \quad (36)$$

Por exemplo: Se uma pista possuir 25% de inclinação:

$$25\% = \tan\alpha * 100 \rightarrow 25\% = 100\tan\alpha \rightarrow \tan\alpha = \frac{25}{100} \rightarrow \tan\alpha = 0,25$$

$$\rightarrow \tan^{-1} 0,25 = 14,036.$$

Ou seja, uma rampa com 25% de inclinação possui, aproximadamente 14,036°.

Segundo o Guinness Book, a rua mais inclinada do mundo é a Baldwin Street, na cidade de Dunedin, na Nova Zelândia, com 19° ou 35% de inclinação.

É recomendado que a rampa máxima seja de 8% para vias arteriais, 12% para coletoras e 15% para ruas locais.

A partir da fórmula de força de resistência a rampa, do ângulo máximo e os recomendados de inclinação de uma pista mencionados anteriormente e levando em consideração que o Up! possui um peso de 1410Kg, temos a seguinte tabela com os resultados de força de resistência a rampa:

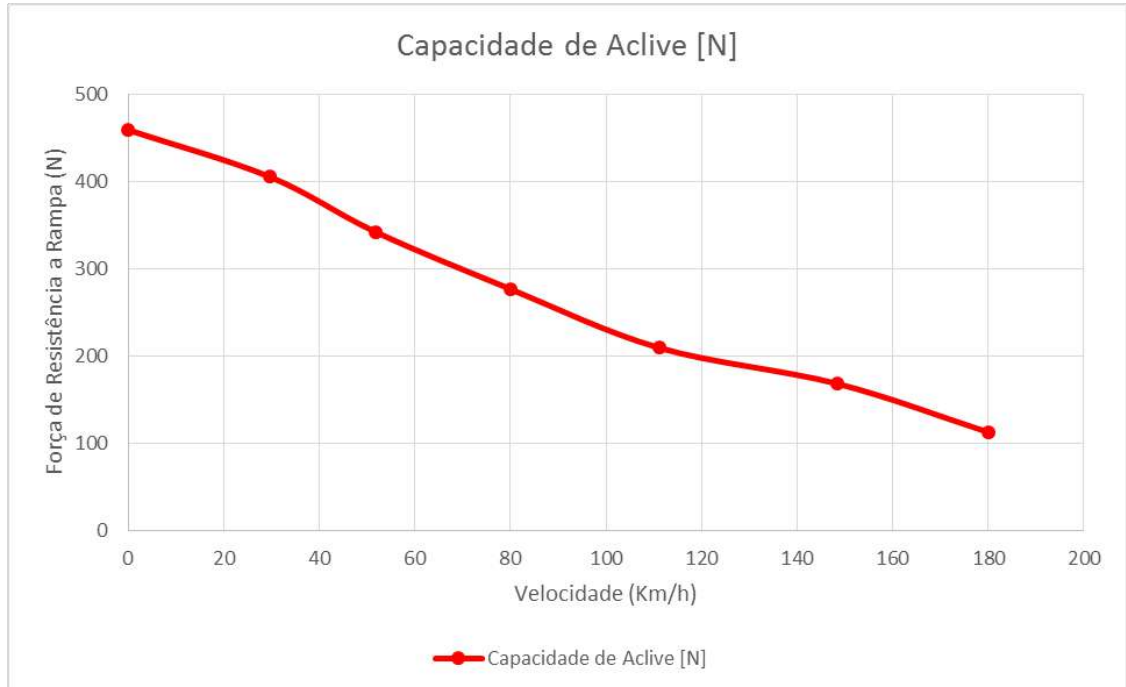
Tabela 6 – Tabela com os valores de força de resistência ao aclave, em função do ângulo e velocidade.

Velocidade	Capacidade de Aclave	Ângulo	Ângulo
[Km/h]	[N]	[%]	[°]
0	459,051	35%	19°
29,65	405,178	30%	16,7°
51,75	342,065	25%	14,04°
79,98	276,525	20%	11,31°
111,12	209,141	15%	8,53°
148,4	167,927	12%	6,84°
180	112,344	8%	4,57°

Fonte: Autor.

Ao adicionar os valores em um gráfico iremos obter o seguinte diagrama:

Figura 62 – Capacidade de Aclive por velocidade do Up! TSI com transmissão CVT.



Fonte: Autor.

O cálculo e a criação do gráfico de resistência a rampa determinam a capacidade de aclive deste veículo, além de auxiliar na escolha do conversor de torque que será aplicado neste, de modo que o fator de relação de torque deste conversor quando multiplicado pela relação das polias e a do diferencial consiga gerar uma relação, que resulte em uma força de tração com valores iguais ou maiores do que os encontrados no cálculo desenvolvido à cima, assim quando o veículo estiver ligado, com a alavanca seletora da transmissão em Drive e a 0Km/h ele não irá andar para trás.

5.6. Conversor de Torque

Segundo Robert Bosch (2004), o conversor hidrodinâmico de torque é uma transmissão continuamente variável, totalmente automática, praticamente livre de desgastes, eliminando os picos de vibração e absorvendo as vibrações com grande eficiência.

Segundo Fischer (2015), o conversor de torque é formado por uma bomba, uma turbina e um estator, bem como uma embreagem unidirecional. A bomba converte a energia mecânica em energia cinética. O fluxo de óleo atinge a turbina, na qual a energia cinética é convertida em energia mecânica novamente. Com a deflexão do fluxo, o estator causa uma mudança de torque. O torque da bomba é convertido dependendo do ponto operacional (relação de velocidade da bomba para a turbina). Neste processo, o torque diferencial é absorvido pelo estator. Como uma conversão de menos de 1 não é desejada por várias razões, o suporte do estator através de uma embreagem unidirecional garante apenas o aumento de torque.

Segundo Celso João (2016), o conversor de torque é um “elemento de partida” da transmissão que:

- Permite a rotação do motor quando o veículo está parado;
- Permite uma aceleração suave desde a partida;
- Compensa o baixo torque em baixas velocidades de um motor de combustão interna.

As características de desempenho do conversor de torque são descritas nos seguintes parâmetros:

1. Relação de Rotação

$$I_{Rotação} = \frac{Rotação\ de\ Saída}{Rotação\ de\ Entrada} \quad (37)$$

2. Relação de Torque

$$I_{Torque} = \frac{Torque\ de\ Saída}{Torque\ de\ Entrada} \quad (38)$$

3. Eficiência

$$Eficiência = \frac{Rotação\ de\ Saída \times Torque\ de\ Saída}{Rotação\ de\ Entrada \times Torque\ de\ Entrada} = I_{Rotação} \times I_{Torque} \quad (39)$$

4. Fator K

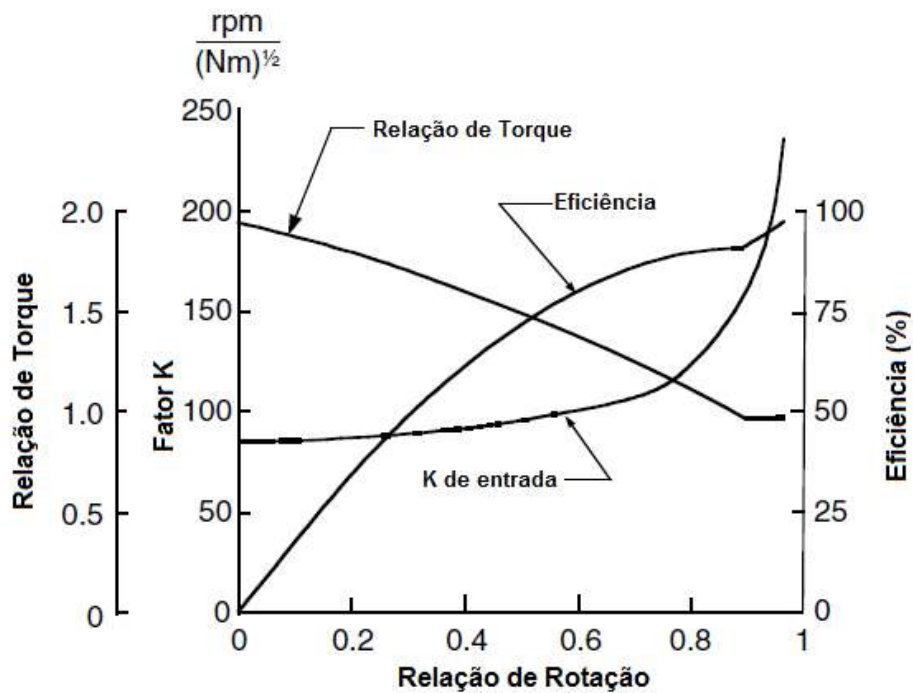
$$K = \frac{\text{Rotação da Bomba}}{\text{Torque da Bomba}^{0,5}} \quad (40)$$

Para caracterizar a condição de funcionamento do motor objetivando a determinação do desempenho combinado entre o motor e o conversor, um fator da capacidade K_e é introduzido:

$$K_e = \frac{\text{Rotação do motor}}{\sqrt{\text{Torque do Motor}}} = \frac{n_e}{\sqrt{T_e}} \quad (41)$$

Abaixo, podemos visualizar um exemplo de curva característica de um conversor de torque, com as curvas de eficiência, relação de torque e o fator K.

Figura 65 – Curvas de eficiência, relação de torque e fator K de um conversor de torque.



Fonte: João, Celso Aparecido. Aula de Conversor de Torque ministradas na FATEC Santo André. Santo André, 2016. Acesso em 28 de Outubro de 2017.

Para a criação de um gráfico como esse apresentado à cima, adotamos um modelo de conversor de torque padrão utilizado para veículo de passeio, onde a relação de torque e de rotação já estão definidos e aplicando os dados característico do motor 1.0l TSI do Up! é criada e preenchida a seguinte tabela:

Tabela 7 – Medição das variáveis do conversor de torque aplicado na transmissão CVT do Up! TSI.

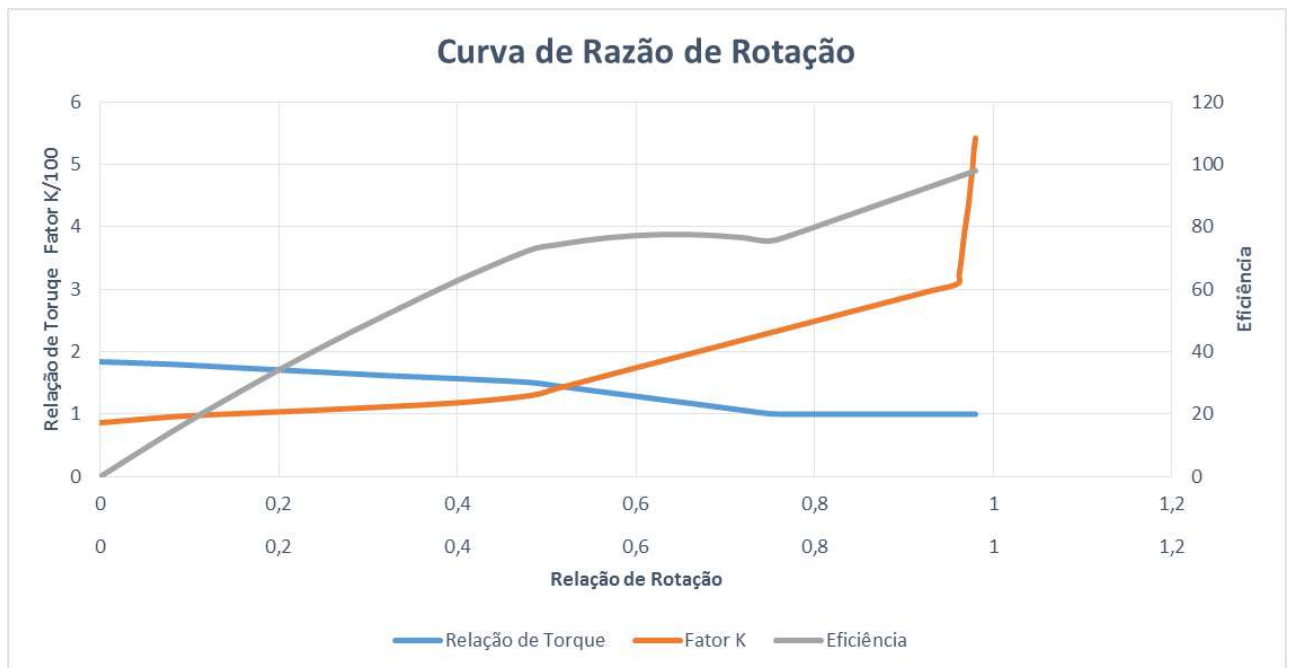
Ponto	Torque na Bomba	Rotações da Bomba	Torque na Turbina	Rotações da Turbina		Relação de Rotação	Relação de Torque	Fator K	Eficiência
	[Nm]	[RPM]	[Nm]	[RPM]		[1]	[1]	[RPM]/[Nm ^{0,5}]	[%]
1	86	800	158,24	0	→	0,00	1,84	86,26621856	0
2	97	944	174,6	75,52	→	0,08	1,80	95,84867799	14,4
3	115	1088	200,1	174,08	→	0,16	1,74	101,4565231	27,84
4	134	1232	225,12	295,68	→	0,24	1,68	106,42859	40,32
5	151	1376	244,62	440,32	→	0,32	1,62	111,9772919	51,84
6	165	1520	259,05	608	→	0,40	1,57	118,3318395	62,8
7	165	1664	249,15	798,72	→	0,48	1,51	129,5422243	72,48
8	165	1808	240,1928571	922,08	→	0,51	1,46	140,7526091	74,24142857
9	165	1952	230,9410714	1054,08	→	0,54	1,40	151,9629939	75,58071429
10	165	2096	221,6892857	1194,72	→	0,57	1,34	163,1733787	76,58357143
11	165	2240	212,4375	1344	→	0,60	1,29	174,3837635	77,25
12	165	2384	203,1857143	1501,92	→	0,63	1,23	185,5941483	77,58
13	165	2528	193,9339286	1668,48	→	0,66	1,18	196,8045331	77,57357143
14	165	2672	184,6821429	1843,68	→	0,69	1,12	208,0149179	77,23071429
15	165	2816	175,4303571	2027,52	→	0,72	1,06	219,2253027	76,55142857
16	165	2960	166,1785714	2220	→	0,75	1,01	230,4356875	75,53571429
17	165	3104	165	2421,12	→	0,78	1,00	241,6460723	78
18	165	3248	165	2630,88	→	0,81	1,00	252,8564571	81
19	165	3392	165	2849,28	→	0,84	1,00	264,0668419	84
20	165	3536	165	3076,32	→	0,87	1,00	275,2772267	87
21	165	3680	165	3312	→	0,90	1,00	286,4876115	90
22	165	3824	165	3556,32	→	0,93	1,00	297,6979962	93
23	165	3968	165	3809,28	→	0,96	1,00	308,908381	96
24	162	4112	162	3953,844256	→	0,9615	1,00	323,0692316	96,1538
25	160	4256	160	4098,689728	→	0,9630	1,00	336,466343	96,3038

26	155	4400	155	4243,9672	➡	0,9645	1,00	353,4165047	96,4538
27	149	4544	149	4389,676672	➡	0,9660	1,00	372,2589847	96,6038
28	144	4688	144	4535,818144	➡	0,9675	1,00	390,6666667	96,7538
29	143	4832	143	4682,391616	➡	0,9690	1,00	404,0721392	96,9038
30	141	4976	141	4829,397088	➡	0,9705	1,00	419,0547959	97,0538
31	139	5120	139	4976,83456	➡	0,9720	1,00	434,272732	97,2038
32	135	5264	135	5124,704032	➡	0,9735	1,00	453,0529852	97,3538
33	130	5408	130	5273,005504	➡	0,9750	1,00	474,3129768	97,5038
34	128	5552	128	5421,738976	➡	0,9765	1,00	490,7321061	97,6538
35	120	5696	120	5570,904448	➡	0,9780	1,00	519,9712813	97,8038
36	116	5840	116	5723,2	➡	0,98	1,00	542,2303875	98

Fonte Autor.

A partir deste gráfico conseguimos desenvolver as curvas características do conversor de torque do Up! TSI:

Figura 66 – Curva de Razão de Rotação do conversor de torque aplicado na transmissão CVT do Up!



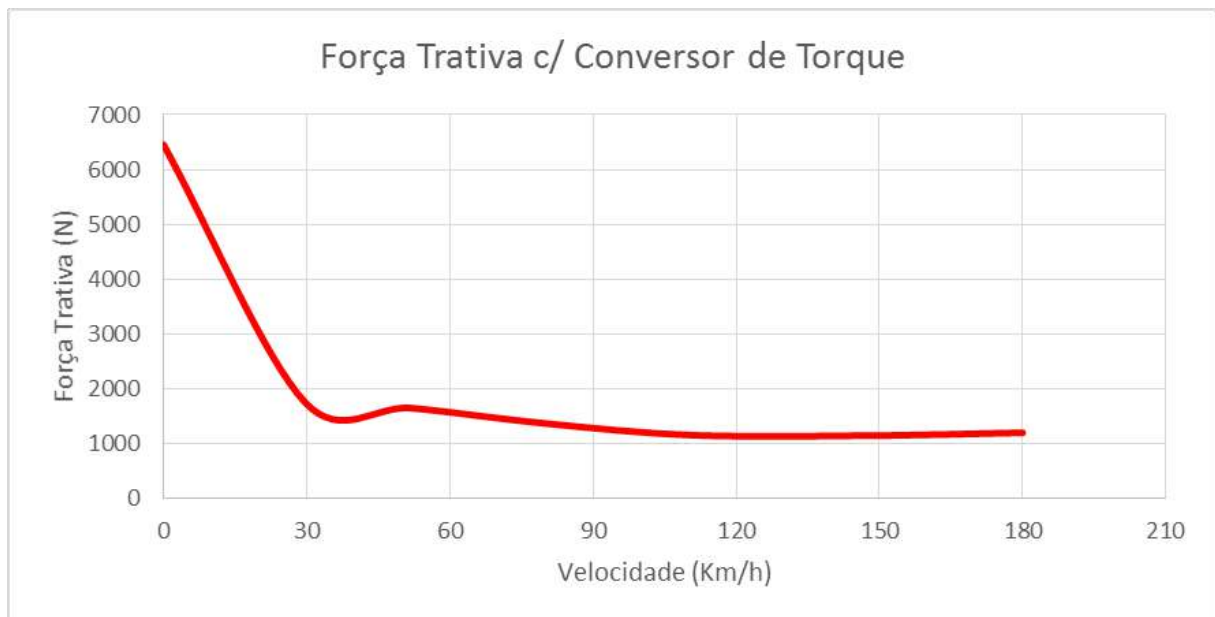
Fonte: Autor.

Sendo assim, ao multiplicarmos a relação de torque com o torque do motor e a relação de rotação com a relação de marchas e do diferencial e aplicarmos isso no cálculo de força trativa, obteremos a seguinte fórmula:

$$F_{trativa_real} = \frac{T_{motor} * I_{torque}}{r_{din}} * i_{rotação} * i_{dif} * i_{marcha} * \eta \quad (42)$$

Dessa forma, obtemos o seguinte gráfico de força trativa real deste veículo:

Figura 67 – Curva de Força Trativa do Up! TSI com transmissão CVT com conversor de torque.



Fonte: Autor.

5.7. Consumo de Combustível

O trem de força tem uma influência essencial sobre o conforto, o consumo de combustível e a dinâmica de um veículo. Se, antes, os motores eram o principal foco de interesse, atualmente a atenção está cada vez mais concentrada nos sistemas de transmissão. O motor pode ser sempre tão dinâmico e econômico, mas a impressão geral do trem de força não será percebida como otimizada, se os pontos operacionais econômicos não puderem ser usados, devido às relações de transmissão disponíveis ou se a transmissão tiver perda de energia excessiva. Devido ao foco contínuo para reduzir as emissões de CO_2 , existem diferentes abordagens para melhorar o trem de força e assim conseguir um menor consumo de combustível. O deslocamento de pontos operacionais significa mudar o ponto operacional do motor usado em uma

gama com maior eficiência (baixo consumo de combustível). A proporção de tempo dos ciclos operacionais em que o motor é operado na gama de baixo consumo específico de combustível, deve ser o maior possível. A este respeito, são utilizados dois efeitos:

- Motores Downsizing – Redução de deslocamento e aumento simultâneo da pressão média por um turbo compressor. Dessa forma, é possível obter torque constante com menor consumo de combustível ou aumentar a potência com constante consumo de combustível. Consequentemente, este tipo de motor requer sistemas de transmissão adaptados.
- Transmissões com relações mais longas – transmissão com uma relação de marchas mais longa são utilizadas nos veículos equipados com motores downsizing. Este sistema faz com que o veículo atinja altas velocidades em baixas rotações, que estejam dentro da faixa de baixo consumo de combustível.

A otimização do próprio motor permite a redução das emissões de CO_2 . O foco do desenvolvimento do motor a gasolina é uma redução adicional das perdas do acelerador em pontos de operação de carga parcial (por exemplo, através de recirculação de gases de escape, trens de válvulas variáveis ou injeção direta).

Em relação a eficiência energética, qualquer potência ou torque gerados que não seja usado para a propulsão do veículo deve ser evitado ou reduzido o máximo possível. Este conceito é aplicado em todo o trem de força do veículo, bem como as unidades auxiliares, como bomba de direção hidráulica, compressor do ar condicionado, etc. O sistema start-stop também se enquadra nesta categoria, desligando o motor quando o veículo estiver parado, assim são evitadas perdas quando o motor estiver em modo ocioso.

5.7.1. Mensurando o Consumo de combustível

5.7.1.1. Cálculo de Consumo de Combustível de Acordo com Norma Regulamentadora

Para avaliar e interpretar os valores característicos de consumo de combustível é necessário ter uma compreensão dos métodos e regulamentos de medição apropriados. Em particular, as avaliações dos vários tipos de transmissões variam e

este fato deve sempre ser levado em consideração na interpretação dos resultados. Além disso, os valores das diferentes regiões globais não permitem a comparação. Na Europa, as medições baseiam-se no novo ciclo europeu de condução NEDC, enquanto na América do Norte o ciclo FTP75 é obrigatoriamente prescrito. No Brasil, as medições são realizadas de acordo com a Norma ABNT NBR 7024:2010. E, finalmente, o Japão também usa seus próprios ciclos (10-15). O que todos os ciclos têm em comum é o fato de que diferentes condições de condução são descritas que devem traçar os hábitos de condução médios na região respectiva o mais representativamente possível.

De acordo com a Norma ABNT NBR 7024:2010, para realizar a medição de consumo de combustível, o veículo é posicionado em um dinamômetro de chassi, onde serão realizados ensaios simulando ciclos de condução urbanos e rodoviários. O ambiente do ensaio deve ter características, tais como temperatura, umidade do ar e pressão atmosférica controlados.

O veículo deve ser condicionado para os ensaios de acordo com a ABNT NBR 6601, além da preparação de todos os aparelhos que realizarão as medições de emissão de gases de escape, bem como o próprio dinamômetro.

Os ensaios simulando uma condução urbana consistem em fazer com que o veículo trabalhe no dinamômetro o equivalente a uma distância de, aproximadamente, 12 Km em velocidade constante. Este ensaio é realizado com o motor frio e quente. A média de consumo dos dois ensaios determina o consumo de combustível.

Já os ensaios que simulam condições rodoviárias, o veículo que já deve estar com o motor em temperatura ideal de trabalho a velocidade que o veículo deve atingir segue um gráfico contínuo de velocidade em função do tempo, além disso as sequências de ensaio não repetem regimes de aceleração, velocidade de cruzeiro e desaceleração em magnitudes e combinações variadas.

Após o término do ensaio é realizado um cálculo que leva em consideração a volume de combustível consumido durante o ensaio e a distância efetiva percorrida, além da temperatura do combustível no tanque e seu coeficiente de dilatação volumétrica. A fórmula é apresentada da seguinte maneira:

$$C = \frac{V \times [1 + \alpha \times (20 - T)]}{D} \times 100 \quad (43)$$

Onde:

C – Consumo de combustível, em L/100 km;

V – Volume de combustível consumido, em litros (L);

D – Distância percorrida, em quilômetros (km);

α – Coeficiente de dilatação volumétrica do combustível, igual a 0,001/°C;

T – temperatura de combustível, em graus Celsius (°C).

5.7.1.2. Cálculo de Consumo de Combustível a Partir dos Dados do Veículo

Além das medições normatizadas pela ABNT NBR, há uma maneira de mensurar o consumo de combustível em base de cálculos, a partir dos seguintes dados:

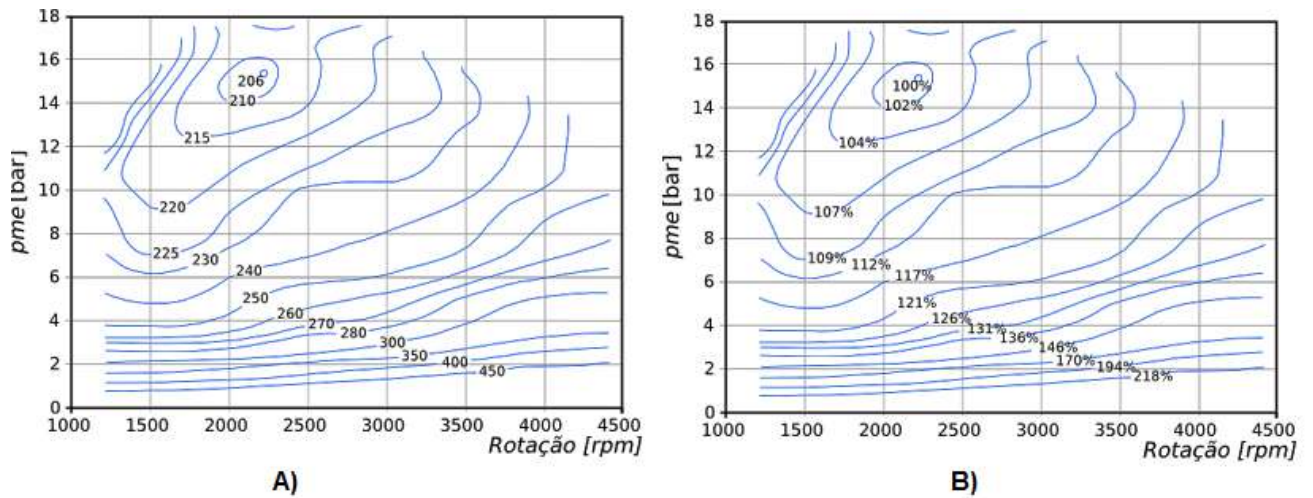
- Curva de consumo específico do motor;
- Aerodinâmica do veículo;
- Peso do veículo;
- Resistência ao rolamento;
- Resistência a aceleração.

A curva de consumo específico do motor é obtida a partir do diagrama de torque e potência do veículo, ela apresenta como o motor consome em todos os regimes de funcionamento, desde o motor sem carga até a carga total, possibilitando a identificação da faixa de rotação em que o motor consome menos combustível.

Elas não representam o consumo absoluto do motor, mas o consumo relativo de combustível por unidade de energia mecânica gerada.

Em algumas versões, os números podem representar valores diretos (para nós, geralmente expresso em g/kW.h) e em outras versões os valores são relativos ao consumo ótimo deste motor (representado como 100%).

Figura 68 – Exemplos de Curva de consumo específico do motor. A Figura A representa os valores diretos (g/kW.h) e a figura B representa os valores relativos (100%).



Fonte: <http://www.autoentusiastasclassic.com.br/2011/08/pressao-media-efetiva-economia-potencia.html>

Elas representam indiretamente o rendimento deste motor em todas as possíveis combinações de pressão média efetiva e rotação. Quanto maior o consumo de combustível, pior o rendimento.

Porém esta informação é sigilosa, sendo caracterizada como segredo industrial por parte das montadoras.

Levando em consideração todos os meios para mensurar consumo de combustível de um veículo, abordados anteriormente, chegamos a conclusão que não é possível definir um valor de consumo de combustível para o Up! TSI com uma transmissão CVT, uma vez que é necessário a curva de consumo específico do motor para realizar os cálculos e para efeitos de homologação, por parte da montadora, é necessário desenvolver um protótipo deste veículo para que sejam realizados os ensaios de acordo com as normas regulamentadoras.

Entretanto, este projeto de aplicação da transmissão CVT no Up! deve possuir como parametro uma faixa de consumo entre 13 e 14,5Km/l. Dessa forma, o veículo conseguirá manter a mesma faixa de consumo que na versão com cambio manual e, principalmente, se tornará competitiva no mercado, no seguimento de veículo compactos automáticos, sendo um dos mais econômicos.

6. Conclusão

A transmissão continuamente variável é, atualmente, uma das melhores alternativas de transmissão automática disponíveis no mercado. Referência em transmissão com alto nível de eficiência energética, a CVT quando bem dimensionada e calibrada para o motor que ela será acoplada resulta em um veículo confortável, com boa dirigibilidade e econômico.

Graças a esse alto nível de eficiência as grandes montadoras como a Honda, Nissan, Mitsubishi, Toyota já adotaram a CVT em todos os seus veículos e futuros projetos, dessa forma é possível o cumprimento das normas de emissões de poluentes e de consumo de combustível, bem como os veículos híbridos disponíveis no mercado nacional, tais como o Ford Fusion Hybrid e o Toyota Prius.

O projeto de desenvolvimento, aplicação e testes de um veículo com transmissão CVT é um dos mais altos do mercado automotivo, porém seguindo a ordem do mercado, ao ser aplicado esse tipo de transmissão em todos os modelos de uma montadora, a grande quantidade de transmissões que serão fabricadas resulta em uma ligeira redução dos custos.

Da mesma forma irá ocorrer no mercado de pós venda, tornando as manutenções mais baratas, uma vez que os técnicos em reparação já estarão preparados para receber veículos com essa transmissão em suas oficinas, graças ao aumento da gama de cursos de especialização em transmissão CVT que estarão disponíveis pelo mercado e, também a oferta de peças de reposição originais e paralelas maiores, que irão baratear os custos para as auto peças.

As novas tecnologias em materiais, bem como a evolução nos sistemas eletrônicos embarcados e o dimensionamento refinado para cada tipo de motor e veículo torna a CVT uma das transmissões mais confiáveis atualmente, isso quando as manutenções preventivas do veículo estão sendo realizadas corretamente.

A aplicação da transmissão CVT no Volkswagen Up! TSI é totalmente viável, tornando o veículo mais confortável, mantendo uma boa dirigibilidade.

Em relação ao consumo de combustível, o projeto tem como objetivo manter uma faixa de consumo atrativo e competitivo, em relação aos veículos concorrentes que estão na mesma categoria do Up!.

O veículo terá força de tração suficiente para vencer os aclives e, em conjunto com o conversor de torque ele conseguirá manter o repouso (velocidade 0km/h), com o motor ligado sem que o veículo recue antes de partir.

As redes de concessionários Volkswagen estarão preparados para prestar todos os serviços que envolvem manutenção preventiva e corretiva deste câmbio, além de conseguir de todo o suporte ao cliente, graças aos cursos ministrados pelo Pós Vendas que serão realizados antes do lançamento do veículo.

No que se refere aos custos o projeto de aplicação dessa transmissão tem como objetivo fazer com que o veículo tenha um preço proporcional ao mercado, ficando na mesma faixa de preço que os demais veículos compactos automáticos disponíveis entre (R\$55 mil e R\$58 mil)¹.

Este trabalho tende a evoluir para os estudos dos sistemas de transmissão automática do tipo CVT em veículos híbridos e elétricos, apresentando seu funcionamento e desenvolvimento, uma vez que esta transmissão se apresenta possuir a melhor eficiência energética, bem como uma atualização constante do conteúdo deste trabalho, já que este tipo de sistema passa por constantes modificações.

¹ Valor estimativo, baseado nos valores sugeridos pelas montadoras em seus websites, que possuem veículos deste seguimento de compactos com transmissão automática, tais como o Chevrolet Onix LT 1.4 2017 Automático (R\$56.890,00), o Hyundai HB20 1.6 2017 Automático (R\$57.830,00), Ford New Fiesta 1.6 Automático (R\$56.800,00).

7. Referências Bibliográficas:

Audi (Alemanha). Multitronic. Disponível em: < <https://www.audi.de/de/brand/de/neuwagen/layer/technologien/multitronic.html>>

Acesso em: 24 de Março de 2017.

Bosch, Robert. Manual de Tecnologia Automotiva. Editora Blucher. São Paulo, 2005. 25ª Edição. 1232p.

Brunetti, Franco. Motores de Combustão Interna Vol. 1 e 2. Editora Blucher. São Paulo, 2016. 3ª Edição. 553p. (Vol. 1) e 485p. (vol. 2).

Cabral, Julio. Clássico do Dia: Dodge 1800/Polara. Auto Esporte, São Paulo, 26 de Junho de 2013. Disponível em < <http://revistaautoesporte.globo.com/Classicos/noticia/2013/06/classico-do-dia-dodge-1800polara.html#>> Acesso em: 24 de Março de 2017.

Dantas, André. Pressão Média Efetiva: Economia, Potência e Algumas Coisas a Mais. Blog Auto Entusiastas Classic, São Paulo, Agosto de 2011. Disponível em <http://www.autoentusiastasclassic.com.br/2011/08/pressao-media-efetiva-economia-potencia.html> Acesso em: 29 de Outubro de 2017.

Dragone, Dino e Gregson, Paul William. Galaxie – O Grande Breasileiro. Editora Alaúde. São Paulo, 2009. 1ª Edição. 224p.

Fischer, Robert; Küçükay, Ferit; Jürgens, Gunter; Najork, Rolf; Pollak, Burkhard. The Automotive Transmission Book. Editora Springer, 2015.

Fit Fans. Conheça o CVT. Disponível em:< <http://www.fitfans.com.br/conheca-o-fit/fit-gd/cvt-continuosly-variable-transmission/>> Acesso em: 24 de Março de 2017.

Fornari, Rafael V., Yamada, Decio, Suzuki, Alexandre. Prospects for future non-manual transmissions developments for vehicle applications in Brazil. SAE International, 2015. Disponível em < <http://papers.sae.org/2015-36-0348/>> Acesso em: 6 de Setembro de 2016.

Froes, Marco Aurélio. Aulas de Ensaio Dinamométricos: Normas e Ensaio de Consumo de Combustível ministradas na FATEC Santo André. Santo André, 2017. Acesso em 26 de Outubro de 2017.

Gregson, Paul William. Clássicos do Brasil – Maverick. Editora Alaúde. São Paulo, 2011. 1º Edição. 108p.

Hillier, Vicotr Albert Walter. Fundamentals of Motor Vehicle Technology. Nelson Thornes, 1991. United Kingdon. Disponível em <[https://books.google.com.br/books?id=2_QQtv4pFoIC&pg=PA228&lpg=PA228&dq=tractive+effort+e+cvt&source=bl&ots=J92AzH_zsQ&sig=GoPjmTfUO8CmOdbH8C42h_ZHEy0&hl=pt-](https://books.google.com.br/books?id=2_QQtv4pFoIC&pg=PA228&lpg=PA228&dq=tractive+effort+e+cvt&source=bl&ots=J92AzH_zsQ&sig=GoPjmTfUO8CmOdbH8C42h_ZHEy0&hl=pt-BR&sa=X&ved=0ahUKEwjluPy8sZbXAhWLCpAKHSQxAFoQ6AEIUTA#v=onepage&q=tractive%20effort%20e%20cvt&f=false)

BR&sa=X&ved=0ahUKEwjluPy8sZbXAhWLCpAKHSQxAFoQ6AEIUTA#v=onepage&q=tractive%20effort%20e%20cvt&f=false> Acesso em 23 de Outubro de 2017.

Jatco CVT7 W/R. Jatco Transmissions. Disponível em: <<https://translate.google.com.br/translate?hl=pt-BR&sl=ja&u=https://www.jatco.co.jp/&prev=search>> Acesso em: 14 de Maio de 2017.

João, Celso Aparecido. Aula de Conversor de Torque ministradas na FATEC Santo André. Santo André, 2016. Acesso em 28 de Outubro de 2017.

Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Mendonça, Douglas. Câmbio CVT, automatizado ou automático: qual é o melhor?. Motor Show, São Paulo, 05 de Julho de 2016. Disponível em: <<http://motorshow.com.br/cambio-cvt-automatizado-ou-automatico-qual-e-o-melhor/>> Acesso em: 07 de Maio de 2017.

Multitronic. Wikipedia, A Enciclopédia Livre. Disponível em: <https://pt.wikipedia.org/wiki/Multitronic> Acesso em: 14 de Maio de 2017.

Nissan (Nissan News). Nissan March e Versa passam a ser equipados com transmissão continuamente variável XTRONIC CVT®. Nissan, 10 de Junho de 2014. Acesso no dia 14 de Maio de 2017.

Ravigneaux Gear. Disponível em: <https://www.mathworks.com/help/physmod/sdl/ref/ravigneauxgear.html> Acesso em: 06 de Novembro de 2017.

Redação AutoEsporte. Nissan Anuncia Nova Transmissão CVT. AutoEsporte, São Paulo, 15 de Outubro de 2015. Disponível em: <

<http://revistaautoesporte.globo.com/Noticias/noticia/2015/10/nissan-anuncia-nova-transmissao-cvt.html>> Acesso em: 14 de Maio de 2017.

Ruffo, Gustavo Henrique. Câmbio automático ou automatizado? Qual a diferença entre eles?. FlatOut, São Paulo, 13 de Junho de 2015. Disponível em: <<https://www.flatout.com.br/cambio-automatico-ou-automatizado-qual-a-diferenca-entre-eles/>> Acesso em: 07 de Maio de 2017.

Sandler, Paulo Cesar e Simone, Rogério De. Opala – O Carro que Conquistou o Brasil. Editora Alaúde. São Paulo, 2008. 1º Edição. 272p.

Santos, Professor Glaucio. Aula de Dinâmica Veicular Longitudinal ministradas na FATEC Santo André. Santo André, 2016. Acesso em 10 de Setembro de 2017.

Simone, Rogério De e Pagotto, Fábio C. Dodge – Esportividade e Potência. Editora Alaúde. São Paulo, 2010. 1º Edição. 200p.

Simone, Rogério De e Pagotto, Fábio C. Clássicos do Brasil – Monza. Editora Alaúde. São Paulo, 2016. 1º Edição. 112p.

Weihermann, Henrique Weber. Estudo sobre Aplicação de Transmissão Continuamente Variável Para Veículos de Pequeno Porte. 2015. 51 f. Dissertação - Curso de Engenharia Automotiva, Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Joinville, 2015.

8. Referências Bibliográficas das Ilustrações:

Figura 1 – Ford LTD 1969 Automático. Disponível em <<https://br.pinterest.com/pin/297448750358890955/>> Acesso em 02 de Março de 2017, às 20h00.

Figura 2 - Dodge Dart 1971. Disponível em <<http://www.pastorecarcollection.com.br/veiculo/dart-de-luxo-5>> Acesso em 02 de Março de 2017, às 20h15.

Figura 3 – Chevrolet Opala Comodoro 1976. Disponível em <<http://www.opalasp.com.br/waUpload/opala-azul-como00104072014125417.jpg>> Acesso em 02 de Março de 2017, às 20h20

Figura 4 – Propaganda do lançamento do Polara Automático. Disponível em <<http://www.carvelho.com.br/loja/images/12660%20-%2029x41-.jpg>> Acesso em 02 de Março de 2017, às 20h25.

Figura 5 – Chevrolet Monza 1984. Disponível em <<http://carplace.uol.com.br/wp-content/uploads/2013/04/Monza-4-portas.jpg>> Acesso em 02 de Março de 2017, às 20h33.

Figura 6 – Volkswagen Santana 1984. Disponível em <<http://www.vwbr.com.br/Imprensa\W/image.axd?picture=images/aa1f210c-fa0b-4c0d-95cc-a853890b93ff/imagem610.jpg>> Acesso em 02 de Março de 2017, às 20h45.

Figura 7 – Chevrolet Omega CD 1992 Automático. Disponível em <<http://bestcars.uol.com.br/carros/gm/antigos/omega-cd-93-3.jpg>> Acesso em 02 de Março de 2017, às 20h48.

Figura 8 – Chevrolet Vectra 1993. Disponível em <http://cro.i.uol.com.br/album/vectra_f_001.jpg> Acesso em 02 de Março de 2017, às 20h50.

Figura 9 – Toyota Corolla 1994. Disponível em <<http://momentcar.com/images/toyota-corolla-1994-3.jpg>> Acesso em 02 de Março de 2017, às 20h55.

Figura 10 – Honda FIT 1.5 com transmissão CVT. Disponível em <http://images.tcdn.com.br/img/img_prod/404475/capo_honda_fit_2003_2004_2005_2006_2007_2008_5140_3_20150713154541.jpg> Acesso em 02 de Março de 2017, às 20h55.

Figura 11 – Emblemas das transmissões automatizadas EasyTronic, I-Motion e Dualogic. Fonte: Autor.

Figura 12 – Volkswagen Golf DSG e Ford Focus Power-Shift, ambos sistemas de dupla embreagem. Fonte: Autor.

Figura 13 – Novo Nissan Marcha com transmissão CVT XTronic. Disponível em <<http://s2.glbimg.com/Es0hIUGwLGsYm2DHvwwUeGIKqPc=/620x400/e.glbimg.com/og/ed/f/original/2016/06/10/nissan-march-cvt-3.jpg>> Acesso em 02 de Março de 2017, às 21h20.

Figura 14 - Vista em Corte da Caixa Automática 7G-Tronic da Mercedes Benz com Sete Marchas e Bloqueio do Conversor de Torque para Economia de Combustível. Disponível em < http://blogdomoquenco.blogspot.com.br/2012/04/autoplay-tudo-o-que-voce-queria-saber_23.html> Acesso em 23 de Abril de 2017, às 15h00.

Figura 15 - Diagrama de Caixa de Velocidades de um Conjunto de Engrenagens Planetário Simpson. Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Figura 16 - Engrenagem Planetária Ravigneaux. Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Figura 17 - Diagrama de Blocos e Perdas de Potência numa Transmissão Automática (convencional). Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Figura 18 - Diagrama da Caixa de Velocidades: Transmissão Automática de 4 Velocidades (ZF) Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive

Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Figura 19 - Transmissão Automática de 4 Velocidades (ZF). Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Figura 20 - Diagrama da Caixa de Velocidades e Fluxo de Potência de uma Transmissão Automática de 5 Marchas (ZF). Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Figura 21 - Perfil Qualitativo das Curvas Características de Deslocamento de uma Transmissão Automática. Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Figura 22 - Diagrama da Transmissão de Energia Hidrodinâmica. Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Figura 23 –A) Componentes de um Conversor de Torque B) Padrão de Fluxo. Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Figura 24 - Ciclo de Fluxo no Conversor com Velocidades de Fluxo para Fluxo Suave. Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Figura 25 - Características da Embreagem com Base no Exemplo de uma Embreagem de Veículo Comercial. Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Figura 26 – Curvas Características de um Conversor de Torque. Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Figura 27 – Modificando as Características do Conversor de Torque. Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Figura 28 – Curvas Características de um Conversor Trilok. Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Figura 29 - Três conversores de torque com curva característica diferente. A) Mapa de performance do motor; B) Consumo de potência máxima C) Eficiência. Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Figura 30 - Uma versão Trilok do Conversor na figura 18 A) Mapa Operacional do Motor com Conversor de Torque 3 B) Consumo Máximo de Energia; C) Eficiência. Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Figura 31 – Os Três Conversores Trilok da Figura 19 a) No Mapa da Turbina; B) Conversor Trilok 3 no Mapa de Consumo. Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Figura 32 - Efeito do Diâmetro do Conversor a) Mapa Primário b) Consumo de Combustível. Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Figura 33 – A) Conversor de Torque com $D = 370\text{mm}$; B) Diagrama de Teste do Conversor. Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Figura 34 - A) Mapa Primário; B) Mapa de Turbina (Mapa Secundário). Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Figura 35 - Algoritmo de Cálculo Manual para Cálculo do Conversor. Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Figura 36 - Conversor de Torque Trilok de Veículo Comercial com Embreagem de Bloqueio e Roda Livre. Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Figura 37 – Esquema do fluxo de fluido que aciona a engrenagem solar do conjunto P1, resultando em uma marcha neutra. Fonte: Slides das Aulas ministradas pelo Professor Celso João, FATEC Santo André.

Figura 38 – Esquema do fluxo de fluido que aciona a solar do conjunto P3, resultando na relação da 1^o marcha. Fonte: Slides das Aulas ministradas pelo Professor Celso João, FATEC Santo André.

Figura 39 – Representação por triângulo do conjunto P3, para auxiliar no cálculo da relação da 1^a marcha. Fonte: Autor.

Figura 40 - Esquema do fluxo de fluido que aciona a solar do conjunto P2 e P3, resultando na relação da 2^o marcha. Fonte: Slides das Aulas ministradas pelo Professor Celso João, FATEC Santo André.

Figura 41 - Representação por triângulo dos conjuntos P2 e P3, para auxiliar no cálculo da relação da 2^a marcha. Fonte: Autor.

Figura 42- Esquema do fluxo de fluido que aciona a solar do conjunto P1, P2 e P3, resultando na relação da 3^o marcha. Fonte: Slides das Aulas ministradas pelo Professor Celso João, FATEC Santo André.

Figura 43 - Representação por triângulo dos conjuntos P1, P2 e P3, para auxiliar no cálculo da relação da 3^a marcha. Fonte: Autor.

Figura 44 - Visão Geral de Projetos de uma Transmissão CVT. Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Figura 45a - Princípio do Variador Toroidal. Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Figura 46b - Elementos de uma Cadeia de Ligação de Impulso e Princípio de Operação do Variador. Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Figura 47 - Diagrama da Caixa de Velocidades: "CVT com transmissão de duas válvulas de duas velocidades montadas na retaguarda" e Diagrama do Perfil de Relação. Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Figura 48 - Diagrama da caixa de velocidades: "CVT com divisão de energia" e diagrama do perfil de relação. Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Figura 49 - Diagrama da caixa de velocidades: "CVT com dois caminhos de alimentação" e diagrama do perfil da relação. Fonte: Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. Automotive Transmissions – Fundamental, Selection, Design and Application. Editora Springer, 1999.

Figura 50 – Transmissão CVT Jatco CVT7 W/R ou Nissan XTRONIC CVT. Disponível em: < <https://www.jatco.co.jp/english/products/cvt/cvt7.html>> Acesso em 07 de Maio de 2017, às 20h00.

Figura 51 – Transmissão Multitronic, da Audi em corte. Disponível em < <https://www.audi.de/de/brand/de/neuwagen/layer/technologien/multitronic.html>> Acesso em 07 de Maio, às 20h10.

Figura 52 – Desenho em Corte de uma Transmissão Hydra-Matic, divisão de Transmissão Automática da General Motors. Acesso em <http://www.1954advance-design.com/Hydra-Matic-rebuild/images/hydra%20matic%20cross%20section.jpg> Acesso em 07 de Maio, às 20h30.

Figura 53 - Anúncio de jornal, de 1949, da Buick apresentando os veículo a transmissão automática com Dynaflo. Disponível em < <https://upload.wikimedia.org/wikipedia/en/thumb/9/95/Dynaflo.jpg/300px-Dynaflo.jpg>> Acesso em 07 de Maio, às 21h00.

Figura 54 – Transmissão DSG, equipada nos veículos da Volkswagen. Disponível em < <http://www.reparacaoautomotiva.com.br/single-post/2017/10/31/TRANSMISS%C3%83O-DSG-DE-DUPLA-EMBREGEM>> Acesso em 07 de Maio, às 21h10.

Figura 55 – Transmissão Continuamente Variável “Variomatic”. Disponível em <http://www.dafownersclub.co.uk/uploads/1/0/9/5/10958195/8626753_orig.jpg> Acesso em 07 de Maio, às 21h10.

Figura 56 – Desenho da Transmissão CVT ZF Ecotronic CFT30 em corte. Disponível em < <https://maua.br/files/monografias/estudo-das-melhores-praticas-sobre-a-vantagem-tecnologica-da-transmissao-automatica-de-veiculos-de-passeio.pdf>> Acesso em 13 de Dezembro de 2017, às 20h00.

Figura 57 – Motor EA211 1.0I TSI. Disponível em <<http://blog.carbel.com.br/wp-content/uploads/2016/02/1.0-TSI-Total-Flex.jpg>> Acesso em 13 de Dezembro de 2017, às 20h10.

Figura 58 – Diagrama de Torque e Potência Motor 1.0I TSI – EA211. Disponível em < <https://www.flatout.com.br/up-tsi-e-lancado-como-opcao-de-r-3-100-para-toda-a-linha-saiba-tudo-sobre-o-motor-turbo-e-conheca-o-speed-up/>> Acesso em 20 de Agosto de 2017, às 13h00.

Figura 59 – Curva característica de funcionamento da transmissão CVT. Disponível em <https://www.youtube.com/watch?v=kdqt84_3t-k> Acesso em 23 de Outubro de 2017, às 19h30.

Figura 60 – Esquema representando as forças resistivas aplicadas em um veículo, durante seu movimento. Fonte: Aulas de Dinâmica Veicular Longitudinal, ministradas pelo Professor Glaucio Santos. FATEC Santo André, 2016.

Figura 61 – Curva de força trativa ideal de um veículo. Fonte: Hillier, Vicotr Albert Walter. Fundamentals of Motor Vehicle Technology. Nelson Thornes, 1991. United Kingdon

Figura 62 – Curva de Força trativa do Up! TSI com transmissão CVT sem o conversor de torque. Fonte: Autor.

Figura 63 – Desenho esquematizando a força de resistência a rampa. Fonte: Aulas de Dinâmica Veicular Longitudinal, ministradas pelo Professor Glaucio Santos. FATEC Santo André, 2016.

Figura 62 – Capacidade de Aclive por velocidade do Up! TSI com transmissão CVT. Fonte: Autor.

Figura 65 – Curvas de eficiência, relação de torque e fator K de um conversor de torque. Fonte: João, Celso Aparecido. Aula de Conversor de Torque ministradas na FATEC Santo André. Santo André, 2016. Acesso em 28 de Outubro de 2017.

Figura 66 – Curva de Razão de Rotação do conversor de torque aplicado na transmissão CVT do Up! Fonte: Autor.

Figura 67 – Curva de Força Trativa do Up! TSI com transmissão CVT com conversor de torque. Fonte: Autor.

Figura 68 – Exemplos de Curva de consumo específico do motor. Disponível em <<http://www.autoentusiastasclassic.com.br/2011/08/pressao-media-efetiva-economia-potencia.html>> Acesso em 25 de Outubro de 2017, às 22h00.