

**LUCAS CACAU DE LIMA**

**ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DA ECONOMIA DE COMBUSTÍVEL E DO  
DESEMPENHO A PARTIR DO ESTUDO DO MAPEAMENTO DOS PONTOS DE  
TROCA DE MARCHA EM VEÍCULO COM TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA**

Guaratinguetá  
2017

LUCAS CACAU DE LIMA

**ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DA ECONOMIA DE COMBUSTÍVEL E DO  
DESEMPENHO A PARTIR DO ESTUDO DO MAPEAMENTO DOS PONTOS DE  
TROCA DE MARCHA EM VEÍCULO COM TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA**

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri

Guaratinguetá  
2017

L732a Lima, Lucas Cacau de  
Análise do comportamento da economia de combustível e do desempenho a partir do estudo do mapeamento dos pontos de troca de marcha em veículo com transmissão automática / Lucas Cacau de Lima – Guaratinguetá, 2017.  
95 f : il.  
Bibliografia: f. 70

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2017.  
Orientador: Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri

I. Combustíveis. 2. Automóveis. I. Título

CDU 662.6

  
Luciana Máximo  
Bibliotecária/CRB-8 3595

**LUCAS CACAU DE LIMA**

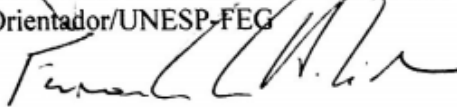
ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO  
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE  
**“GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA”**


APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE  
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. MARCELO SAMPAIO MARTINS  
Coordenador

**BANCA EXAMINADORA:**

  
Prof. Dr. JOSÉ ANTÔNIO PERRELLA BALESTIERI  
Orientador/UNESP-FEG

  
Prof. Dr. FERNANDO DE AZEVEDO SILVA  
UNESP-FEG

  
Prof. Dr. ERICK SIQUEIRA GUIDI  
UNESP-FEG

Dezembro de 2017

## **DADOS CURRICULARES**

### **LUCAS CACAU DE LIMA**

NASCIMENTO	17.05.1994 – São Paulo / SP
FILIAÇÃO	Washington Luiz de Lima Dávila Maria Alves Cacau de Lima
2013/2017	Graduação (Engenharia Mecânica – Bacharel) UNESP-FEG

de modo especial, dedico esse trabalho a Deus por todas as oportunidades que me proporcionou até o presente momento.

## **AGRADECIMENTOS**

Em primeiro lugar agradeço a Deus, o engenheiro criador deste mundo. Agradeço por ter me dado vida, capacidade de pensar, raciocinar logicamente e, forças para suportar/vencer as dificuldades do curso;

À minha família: Washington, Dávila, Bruna e Mateus, que sempre me apoiaram com conselhos, que escola alguma me ensinaria, por vezes, puxando minha orelha, mas sempre pensando em meu melhor;

Aos meus avós, pelo apoio financeiro, “marmiteiro” durante todo esse período;

Ao meu orientador, Prof. Dr. José Antônio Perrela Balestieri, pelo exemplo profissional que me inspira até hoje.

“Não seja um ponto fora da curva, isso inclui os que estão abaixo dela. Seja um ponto ACIMA da curva.”

Lima, L. C.

## RESUMO

Ao longo dos anos, o mercado automotivo tem crescido e, mais especificamente no contexto dessa obra, veículos equipados com transmissão automática têm ganhado espaço e até mesmo superado o de transmissão manual. O objetivo deste trabalho é mostrar o comportamento dos níveis de economia de combustível e de dirigibilidade mediante o estudo dos mapas que contêm os pontos de trocas de marcha na transmissão automática GF6 6T30 de um Prisma (carro pertencente à marca General Motors). Para que haja melhor compreensão do contexto em que uma transmissão automática se insere e dos resultados alcançados, é necessário que o leitor se situe nos fundamentos físicos e conceituais do universo automotivo: compreender o que é uma GF6 6T30; quais são seus componentes (mecânicos, hidráulicos, elétricos e eletrônicos) e como se integram de modo a ser um suporte essencial para o movimento do veículo; o que é uma marcha, como se faz uma troca automática e como que se lê um mapa de trocas de marcha - todos esses assuntos foram abordados como temas introdutórios no decorrer do trabalho. Para que seja colocada a teoria em prática, testes em pista realizados no Campo de Provas da Cruz Alta (CPCA) da General Motors foram tomados e interpretados, com auxílio de softwares (INCA, MDA, EXCEL), a fim de analisar o comportamento da economia de combustível e da dirigibilidade mediante o estudo dos mapas de trocas de marcha. Os testes consistiram em varrer todo o campo de porcentagem do pedal do acelerador e a maior faixa possível de velocidades, para que se pudesse construir um mapa teórico de trocas. Por fim, percebeu-se que o consumo de combustível é dependente da relação de marcha, de modo que, quanto maior a relação, maior o consumo. Outra conclusão importante foi demonstrar que o desempenho (dirigibilidade) do veículo é fator essencial na determinação do ponto de troca de marcha pois, dependendo da escolha, a sensação ao dirigir pode ser caracterizada, subjetivamente, como pertencente a um carro “potente” ou a um “sem potência”. Ao analisar a economia de combustível e o desempenho do veículo no mesmo gráfico, infere-se que não há um único ponto possível a ser escolhido e, sim, uma faixa de compromisso entre as partes a fim de que uma das características seja priorizada em relação a outra.

**PALAVRAS-CHAVE:** Economia de combustível. Dirigibilidade. Transmissão automática. Pontos de troca de marcha.

## ABSTRACT

Over the years, the automotive market has grown and, more specifically in the context of this work, vehicles equipped with automatic transmission have gained space and even exceeded the manual transmission's one. The purpose of this work is to show the behavior of Fuel Economy levels and performance levels through the study of the maps that contain the gear shift points in Prisma automatic transmission GF6 6T30 (car that belongs to General Motors). In order to have a full understanding of the context in which an automatic transmission is inserted and the results achieved, it is necessary for the reader to be situated in the physical and conceptual foundations of the automotive universe: to understand what a GF6 6T30 is; what are its components (mechanical, hydraulic, electrical and electronic) and how they integrate to be an essential support for the movement of the vehicle; what is a march, how to make an automatic shift and how to read a map of gearshift; all subjects were addressed as introductory topics during the work. In order for the theory to be put into practice, on-track tests conducted at Campo de Provas da Cruz Alta (CPCA) at General Motors were taken and interpreted with the help of software (INCA, MDA, EXCEL, etc.) in order to analyze the behavior of fuel economy and performance through the study of gearshift maps. The tests consisted of using the entire percentage field of the accelerator pedal and the largest possible range of speeds, so that a theoretical map of changes could be constructed. Finally, it was noticed that the fuel consumption is dependent on the gear ratio, so that the higher the ratio, the higher the consumption. Another important conclusion was to understand that the performance (drivability) of the vehicle is an essential factor in determining the gearshift point because, depending on the choice, the driving sensation can be subjectively characterized as belonging to a "powerful" car or a "powerless" one. When analyzing fuel economy and vehicle performance on the same chart, it is inferred that there is not a single possible point to choose, but rather a compromise between the parts so that one of the characteristics is prioritized in relation the other.

**KEYWORDS:** Fuel Economy. Drivability. Automatic Transmission. Gear Shift Points.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 -	Mercado brasileiro automotivo: comparativo entre transmissões .....	16
Figura 2 -	Transformação das propriedades dentro da transmissão .....	17
Figura 3 -	Estrutura física da transmissão automática GF6 6T30 .....	18
Figura 4 -	Componentes do conversor de torque .....	19
Figura 5 -	Multiplicação de torque .....	20
Figura 6 -	Pressurização do fluido para obter TCC <i>Apply</i> ou <i>Release</i> .....	21
Figura 7 -	Curva de multiplicação de torque (em um TC) .....	21
Figura 8 -	Aplicação de embreagens para cada uma das marchas .....	22
Figura 9 -	Configuração física de um sistema epicicloidal .....	23
Figura 10 -	Configuração em blocos dos <i>Package Gears</i> (PG) .....	24
Figura 11 -	Desenho em corte da transmissão automática GF6 6T30 .....	25
Figura 12 -	Pacotes de engrenagem (PG) e de embreagem (C) .....	26
Figura 13 -	Diagrama do método da alavanca .....	27
Figura 14 -	Diagrama para relação de 1ª marcha .....	30
Figura 15 -	Diagrama para relação de 2ª marcha .....	34
Figura 16 -	Diagrama para relação de 3ª marcha .....	37
Figura 17 -	Diagrama para relação de 4ª marcha .....	39
Figura 18 -	Diagrama para relação de 5ª marcha .....	40
Figura 19 -	Diagrama para relação de 6ª marcha .....	42
Figura 20 -	Diagrama para relação de marcha à ré .....	43
Figura 21 -	<i>Final Drive Ratio</i> (FDR) .....	45
Figura 22 -	Bomba de palhetas .....	47
Figura 23 -	Autocontrole pela válvula .....	49
Figura 24 -	<i>Line Pressure Regulator</i> (LPR) .....	50
Figura 25 -	TCC <i>Control Valve</i> (TCC-CV) .....	51
Figura 26 -	TCC <i>Regulated Apply</i> (TCC-RA) modo <i>Apply</i> e <i>Release</i> .....	52
Figura 27 -	<i>Manual Valve</i> (MV) .....	53
Figura 28 -	Comparação entre utilizar ou não CB .....	54
Figura 29 -	<i>On/Off Solenoid</i> .....	56
Figura 30 -	Funcionamento do solenoide do tipo <i>On/Off</i> .....	56

Figura 31 -	<i>N/L Solenoid</i> .....	57
Figura 32 -	Funcionamento do solenoide do tipo <i>N/L</i> .....	57
Figura 33 -	<i>N/H Solenoide</i> .....	58
Figura 34 -	Funcionamento do solenoide do tipo <i>N/H</i> .....	58
Figura 35 -	Forças resistivas ao movimento progressivo do veículo .....	59
Figura 36 -	Coefficientes de arrasto de acordo com a geometria do veículo .....	61
Figura 37 -	Comportamento da <i>Road Load</i> .....	63
Figura 38 -	Mapa de trocas de marcha .....	64
Figura 39 -	Vista aérea do Campo de Provas da Cruz Alta (foco na pista reta) .....	66
Figura 40 -	37,50% de pedal – Troca 2 <sup>a</sup> – 3 <sup>a</sup> .....	70
Figura 41 -	Comparação entre mapas de trocas de marcha .....	72
Figura 42 -	Malha hidráulica .....	75
Figura 43 -	12,50% - 1-2 .....	76
Figura 44 -	12,50% - 2-3 .....	76
Figura 45 -	12,50% - 3-4 .....	77
Figura 46 -	12,50% - 4-5 .....	77
Figura 47 -	12,50% - 5-6 .....	78
Figura 48 -	25,00% - 1-2 .....	79
Figura 49 -	25,00% - 2-3 .....	79
Figura 50 -	25,00% - 3-4 .....	80
Figura 51 -	25,00% - 4-5 .....	80
Figura 52 -	25,00% - 5-6 .....	81
Figura 53 -	37,50% - 1-2 .....	82
Figura 54 -	37,50% - 2-3 .....	82
Figura 55 -	37,50% - 3-4 .....	83
Figura 56 -	37,50% - 4-5 .....	83
Figura 57 -	37,50% - 5-6 .....	84
Figura 58 -	50,00% - 1-2 .....	85
Figura 59 -	50,00% - 2-3 .....	85
Figura 60 -	50,00% - 3-4 .....	86
Figura 61 -	50,00% - 4-5 .....	86

Figura 62 -	50,00% - 5-6 .....	87
Figura 63 -	62,50% - 1-2 .....	88
Figura 64 -	62,50% - 2-3 .....	88
Figura 65 -	62,50% - 3-4 .....	89
Figura 66 -	62,50% - 4-5 .....	89
Figura 67 -	62,50% - 5-6 .....	90
Figura 68 -	75,00% - 1-2 .....	91
Figura 69 -	75,00% - 2-3 .....	91
Figura 70 -	75,00% - 3-4 .....	92
Figura 71 -	75,00% - 4-5 .....	92
Figura 72 -	75,00% - 5-6 .....	93
Figura 73 -	87,50% - 1-2 .....	94
Figura 74 -	87,50% - 2-3 .....	94
Figura 75 -	87,50% - 3-4 .....	95
Figura 76 -	87,50% - 4-5 .....	95
Figura 77 -	87,50% - 5-6 .....	96
Figura 78 -	100,00% - 1-2 .....	97
Figura 79 -	100,00% - 2-3 .....	97
Figura 80 -	100,00% - 3-4 .....	98
Figura 81 -	100,00% - 4-5 .....	98
Figura 82 -	100,00% - 5-6 .....	99

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 -	Nomenclatura dos componentes do sistema epicicloidal .....	27
Tabela 2 -	Número de dentes e relação de alavanca .....	43
Tabela 3 -	Relações de marcha .....	44
Tabela 4 -	Resistência ao rolamento de acordo com as diferenças entre pneus ....	60
Tabela 5 -	Resistência à subida de acordo com o grau de inclinação da pista .....	62

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>15</b>
<b>2</b>	<b>HARDWARE MECÂNICO .....</b>	<b>17</b>
2.1	CONVERSOR DE TORQUE (TC) .....	18
2.2	PACOTES DE EMBREAGEM .....	22
2.3	PACOTES DE ENGRENAGEM .....	23
<b>2.3.1</b>	<b>Método da Alavanca .....</b>	<b>27</b>
2.3.1.1	1ª Marcha .....	28
2.3.1.2	2ª Marcha .....	31
2.3.1.3	3ª Marcha .....	34
2.3.1.4	4ª Marcha .....	37
2.3.1.5	5ª Marcha .....	39
2.3.1.6	6ª Marcha .....	41
2.3.1.7	Marcha à ré .....	42
2.3.1.8	Aplicação das relações reais .....	43
2.3.1.9	Relação da Corrente ( <i>Chain Ratio</i> ) .....	44
2.3.1.10	Par Final ( <i>Final Drive Ratio</i> ) .....	44
2.3.1.11	Composição das relações .....	46
<b>3</b>	<b>HARDWARE HIDRÁULICO .....</b>	<b>47</b>
3.1	<i>LINE PRESSURE REGULATOR</i> (LPR) .....	49
3.2	<i>TCC CONTROL VALVE</i> (TCC-CV) .....	50
3.3	<i>TCC REGULATED APPLY</i> (TCC-RA) .....	51
3.4	<i>MANUAL VALVE</i> (MV) .....	52
3.5	<i>ACTUATOR FEED LIMIT</i> (AFL) .....	53
3.6	<i>CLUTCH REGULATOR VALVE</i> (CRV) .....	53
3.7	<i>CLUTCH BOOST</i> (CB) .....	54
<b>4</b>	<b>HARDWARE ELÉTRICO E ELETRÔNICO .....</b>	<b>55</b>
4.1	<i>ON/OFF SOLENOID</i> .....	55
4.2	<i>NORMALLY LOW SOLENOID</i> .....	56
4.3	<i>NORMALLY HIGH SOLENOID</i> .....	57
<b>5</b>	<b>MAPAS DE TROCA DE MARCHA .....</b>	<b>59</b>

<b>6</b>	<b>METODOLOGIA .....</b>	<b>66</b>
6.1	PARÂMETROS DE CONTROLE .....	66
6.2	VARIÁVEIS DE REFERÊNCIA .....	67
6.3	VARIÁVEIS DE MONITORAMENTO .....	69
<b>7</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES .....</b>	<b>70</b>
<b>8</b>	<b>CONCLUSÃO .....</b>	<b>73</b>
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>74</b>
	<b>ANEXO A – Mapa hidráulico da GF6 6T30 .....</b>	<b>75</b>
	<b>APÊNDICE A – 12,50% DE PEDAL .....</b>	<b>76</b>
	<b>APÊNDICE B – 25,00% DE PEDAL .....</b>	<b>79</b>
	<b>APÊNDICE C – 37,50% DE PEDAL .....</b>	<b>82</b>
	<b>APÊNDICE D – 50,00% DE PEDAL .....</b>	<b>85</b>
	<b>APÊNDICE E – 62,50% DE PEDAL .....</b>	<b>88</b>
	<b>APÊNDICE F – 75,00% DE PEDAL .....</b>	<b>91</b>
	<b>APÊNDICE G – 87,50% DE PEDAL .....</b>	<b>94</b>
	<b>APÊNDICE H – 100,00% DE PEDAL .....</b>	<b>97</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Economia de combustível (bem conhecida como *Fuel Economy*) é um meio quantitativo de se analisar o quanto de combustível é gasto por determinado veículo. O método de medição consiste em comparar a distância percorrida em relação ao volume consumido (por exemplo, [km/l] ou [mpg] – *Miles Per Gallon*), ou mesmo, o volume de combustível utilizado em termos de distância percorrida (mais comum na Europa, onde se compara a relação de [l/100km]).

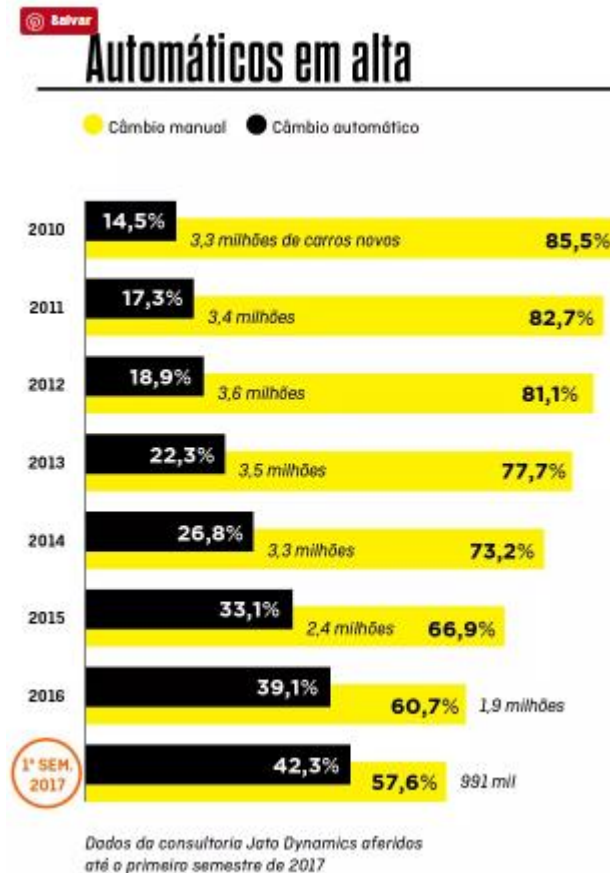
O consumo não está relacionado somente a movimentar o carro. Fatores como, por exemplo, a resistência do vento, o sistema de ar condicionado, o arrasto dos pneus, a transmissão, entre outros, todos são responsáveis por drenar a energia proveniente da queima do combustível (perdas de energia).

Por causa das perdas, medidas podem ser tomadas a fim de minimizá-las. Melhor ou pior comportamento do motorista ao dirigir; manobras mais suaves ou mais bruscas de aceleração e frenagem; implementação de novas tecnologias como sistema SIDI (*Spark Ignition Direct Injection*), *CamPhaser*; diferentes calibrações, tanto no motor como na transmissão - todas são variáveis que devem ser levadas em conta para melhorar a economia.

O principal objetivo deste trabalho será analisar o comportamento dos níveis de *Fuel Economy* (não deixando de lado fatores de dirigibilidade do veículo) dentro de uma das áreas citada acima como sendo responsável por perda de energia: a transmissão (mais especificamente a transmissão automática ou, em inglês, *Automatic Transmission* – AT, termo que será utilizado de agora em diante para simplificar, assim como MT – *Manual Transmission*).

A grande motivação para a escolha do tema foi por perceber quão rapidamente tem crescido o mercado de veículos com AT no mundo. Para se ter uma noção, segundo escrito de Consiglio, T. (2017), entre 2012 e 2016, as vendas de automóveis novos com algum tipo de câmbio que dispensa o uso da embreagem e da troca de marcha manual cresceram 13,5% e somente no primeiro semestre de 2017, 42% dos emplacamentos corresponderam a carros equipados com transmissões automáticas, automatizadas (incluindo as de dupla embreagem) e continuamente variável (CVT). A Figura 1 é a representação desse crescimento de veículos com transmissão automática no Brasil.

Figura 1 – Mercado brasileiro automotivo: comparativo entre transmissões



Fonte: Consiglio, T. (2017)

Nos países mais desenvolvidos e tecnológicos, essas estatísticas são ainda mais expressivas. Como o transcrito: “menos de 3% das vendas atuais de veículos nos EUA são veículos manuais - em comparação com 80% em alguns países europeus e asiáticos, e abaixo de 7% em 2012 e 25% em 1992, nos EUA” (FLEMING, C., 2016, tradução nossa).

## 2 *HARDWARE MECÂNICO*

O carro em estudo é equipado pela Transmissão Automática GF6 6T30 e, para que se tenha um completo entendimento de seu funcionamento, a mesma será dividida em sistemas, porém, ao fim, os vários setores convergirão para um único ponto de compreensão. Inicialmente tratar-se-á do *hardware* mecânico e, depois, o hidráulico e elétrico/eletrônico também serão estudados.

A transmissão é um componente que promove a transferência de energia oriunda do motor e a direciona, depois de tratada, para os eixos que contêm as rodas do carro. A Figura 2 permite compreender a conexão existente entre tais sistemas, transformando propriedades “a” em “A”.

Figura 2 - Transformação das propriedades dentro da transmissão

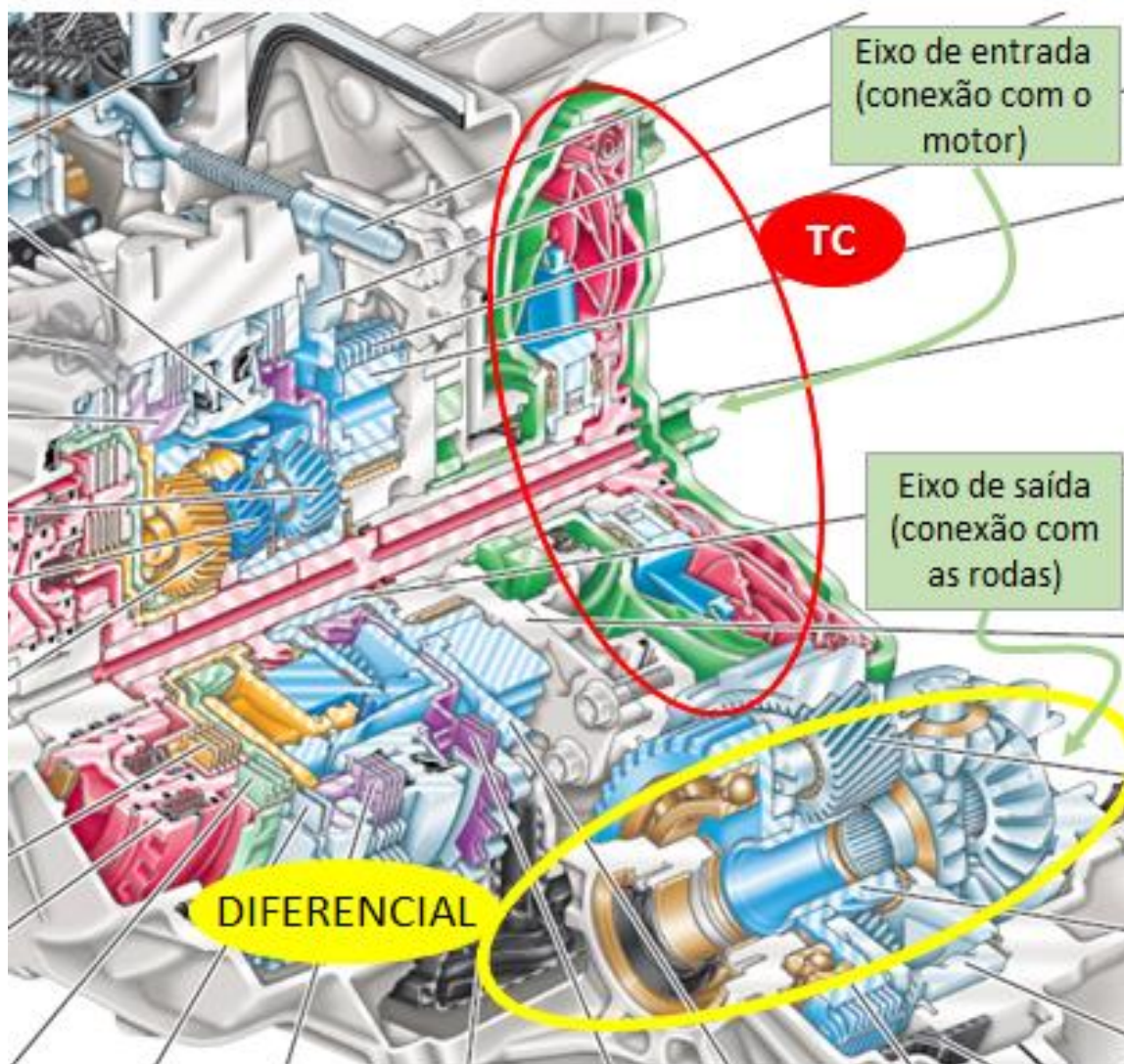


Fonte: Elaborada pelo autor

Analisando somente o *hardware* mecânico, a GF6 6T30 engloba o conversor de torque ou, em inglês, *Torque Converter* (TC), que é um elemento de quatro componentes; embreagens de fricção; três pacotes de engrenagem em configuração epicicloidial, ou trens planetários; corrente que conecta o eixo de entrada com o de saída; e o diferencial.

O primeiro contato entre motor e transmissão é realizado através do TC. Ao fim da transmissão, a conexão com os eixos das rodas é feita a partir do diferencial. A Figura 3 é um exemplo 3D de tais conexões.

Figura 3 - Estrutura física da transmissão automática GF6 6T30

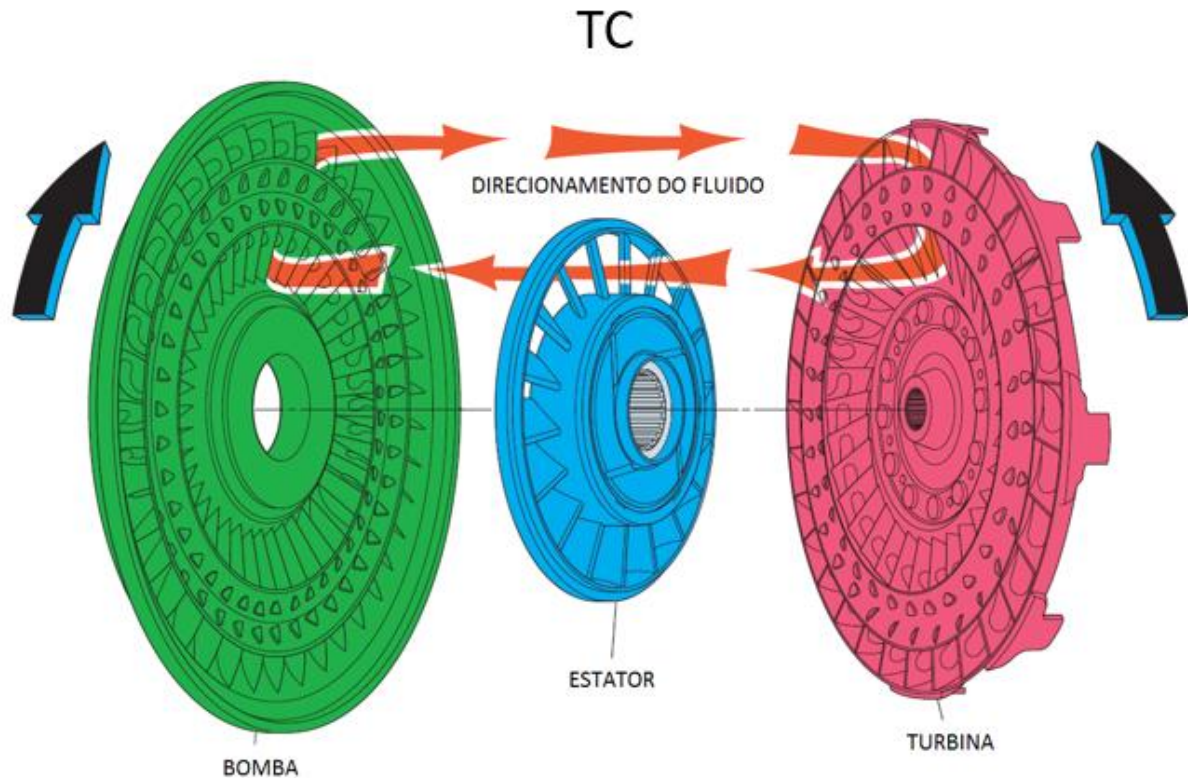


Fonte: Editada pelo autor a partir de GM (2012)

## 2.1 CONVERSOR DE TORQUE – TC:

O TC é formado por quatro principais componentes: Uma bomba, uma turbina, uma placa de pressão acoplada à turbina e um estator. A Figura 4 contém alguns deles.

Figura 4 – Componentes do conversor de torque



Fonte: Traduzida pelo autor a partir de GM (2012)

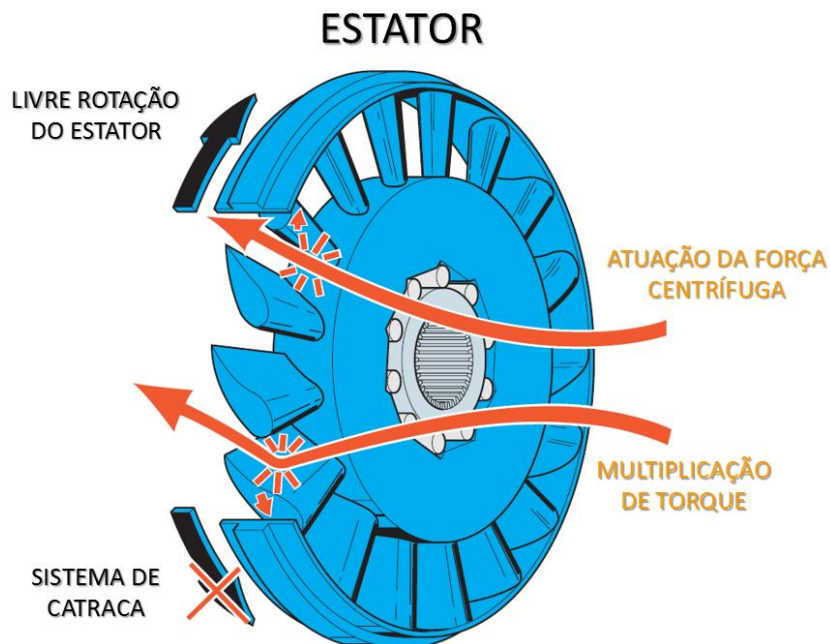
A bomba está aparafusada ao volante do motor e, portanto, ambos giram à mesma rotação. A turbina, por sua vez, é solidária ao eixo de entrada da transmissão (*Input Shaft*). Entre os dois elementos mecânicos, há um terceiro, o estator, responsável por redirecionar o fluido proveniente da turbina para a realimentação da bomba (atingindo suas pás em um ângulo calculado em projeto), para assistir a inércia do motor (e não para freá-lo). Na parte de trás da turbina, há uma placa de pressão com um sistema de embreagem que poderá ser utilizada para manter acoplamento mecânico entre bomba e turbina (sem ser por fluido).

O TC possui duas formas de funcionamento. Quando não aplicado (*TCC Release*)<sup>1</sup>, a transferência de energia é realizada por fluidodinâmica: a bomba, que gira à velocidade do motor, direciona o fluido para a turbina que move o *Input Shaft*. Para determinadas faixas de rotação do motor e velocidade do veículo (pequenos valores), esse modo de funcionamento do conversor é preferível pois há multiplicação de torque a partir do direcionamento do fluido para a realimentação da bomba. À medida que a velocidade aumenta e menos torque é requerido, as

<sup>1</sup> TCC é usado pois representa a embreagem do conversor de torque (TCC – *Torque Converter Clutch*)

forças centrífugas mudam a direção do fluido que, agora, atinge a parte de trás das pás do estator, assim, o fluido não é mais direcionado para a bomba do conversor e, como consequência, o torque não é mais multiplicado. O estator é um elemento que se move em apenas um sentido por causa de um sistema de catraca que impede o outro e é por isso que o fluido é redirecionado. A Figura 5 é o caminho que o fluido percorre quando em baixas rotações (sem a ação de forças centrífugas expressivas em com multiplicação de torque) e em altas (quando as forças centrífugas são significativas).

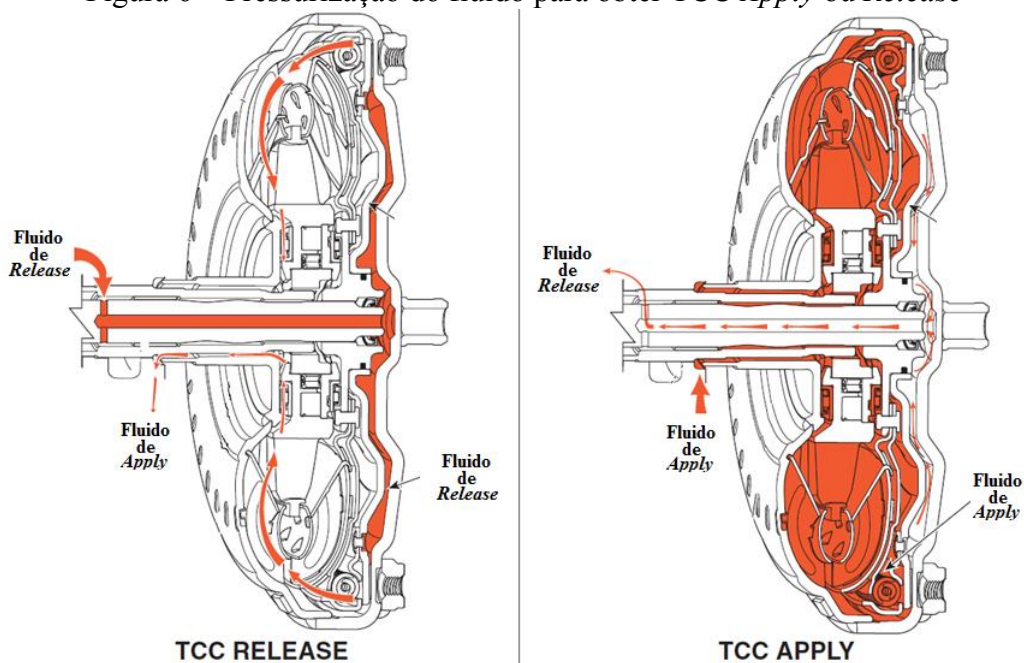
Figura 5 – Multiplicação de torque



Fonte: Traduzida pelo autor a partir de GM (2012)

Quando não há multiplicação de torque, o segundo modo de funcionamento do TC é utilizado (diz-se que o a embreagem do TC está aplicada, ou *TCC Apply*). Neste, há pressurização do fluido que permite a conexão direta entre motor e o *Input Shaft* da transmissão fazendo com que a quantidade de escorregamento por parte do acoplamento fluidodinâmico seja reduzida (mas não necessariamente eliminada por completo). A Figura 6 permite a visualização dos dois modos: aplicação ou não do da embreagem do TC.

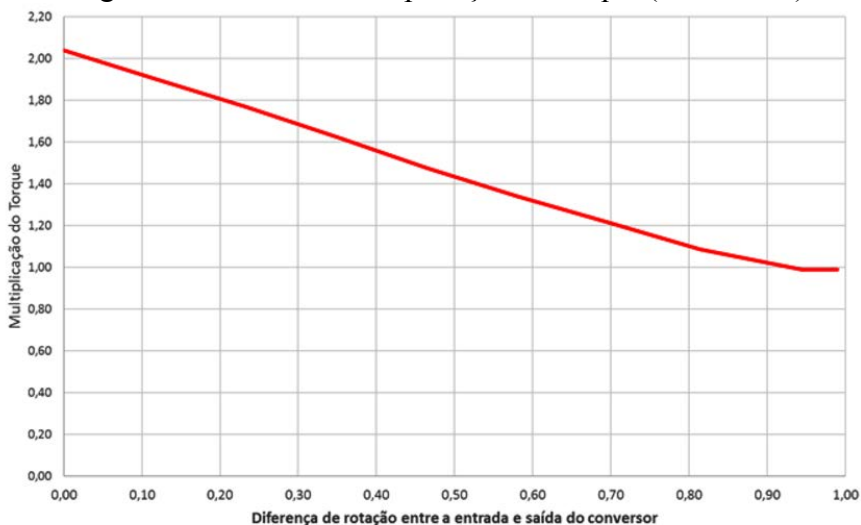
Figura 6 – Pressurização do fluido para obter TCC *Apply* ou *Release*



Fonte: GM (2012)

A Figura 7 é o comportamento da multiplicação de torque em função das faixas de rotação. Quando a diferença de rotação é máxima entre o motor e o *Input Shaft* da transmissão, a multiplicação é máxima. À medida que as velocidades se igualam, a multiplicação tende a 1, ou seja, não há mais multiplicação.

Figura 7 – Curva de multiplicação de torque (em um TC)



Fonte: Santos, M. (2017)

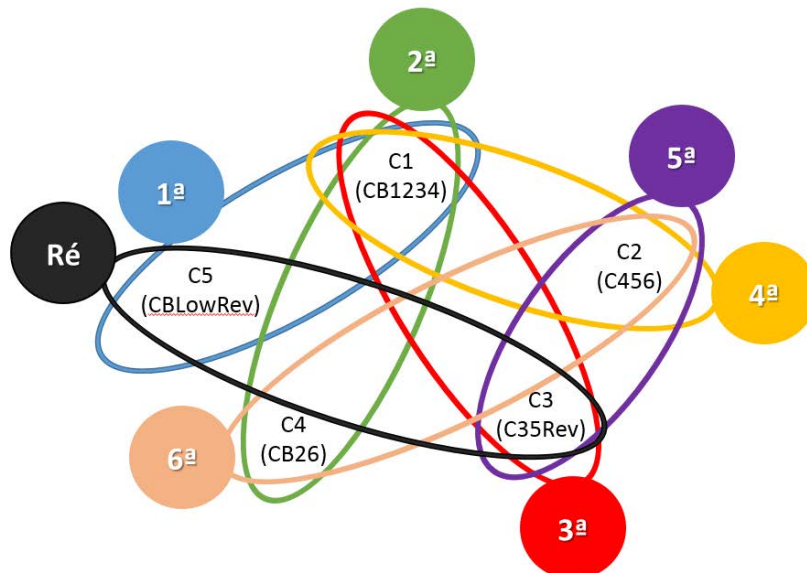
## 2.2 PACOTES DE EMBREAGEM:

Após a conversão de propriedades sofrida pelo TC, a energia é encaminhada para outro tratamento. Os pacotes de embreagem (*Clutch Packs*) e as configurações epicicloidais das engrenagens trabalham em conjunto para produzir as relações de marcha.

Especificamente na transmissão automática GF6 6T30, são cinco pacotes de embreagem, denominadas C1 (CB1234), C2 (C456), C3 (C35Rev), C4 (CB26) e C5 (CB1Rev).<sup>2</sup> Para que o veículo esteja em determinada marcha, é necessário que dois pacotes estejam aplicados de modo simultâneo, por isso que essa transmissão é chamada de *Clutch to Clutch*.

Esta configuração é importante pois a troca de marcha funcionará sempre a partir do conceito de manter um pacote pressurizado e trocar o outro. Por exemplo, a segunda marcha é acionada por C1 (CB1234) e C4 (CB26), quando há a troca de marcha para a terceira, o pacote C1 (CB1234) é mantido, o C4 (CB26) é desacoplado e o C3 (C35Rev) acoplado. A Figura 8 engloba quais os pacotes e quais os que são aplicados para cada marcha.

Figura 8 – Aplicação de embreagens para cada uma das marchas



Fonte: Elaborada pelo autor

<sup>2</sup> “C” indica que é *Clutch*, quando há o “B” indica que o pacote é acoplado à carcaça, em inglês *Blocked*, e os números são as marchas, por exemplo, CB1234 é um pacote de embreagem que será acoplado à carcaça possibilitando aplicação da 1ª, 2ª, 3ª ou 4ª marchas.

A grande diferença entre uma transmissão automática e uma manual é que a primeira sempre vai ter um pacote de embreagem aplicado. Isso possibilita a continuidade de movimento sem a ausência de transferência de torque.

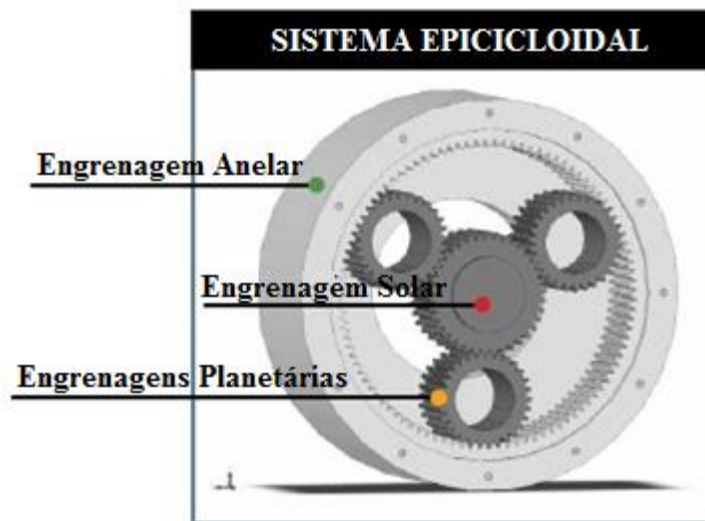
### 2.3 PACOTES DE ENGRENAGEM:

Após a passagem pelo TC, as propriedades serão tratadas pela caixa de transmissão. Fisicamente, ela é formada por três conjuntos de engrenagem. Cada conjunto possui três componentes principais:

- Engrenagem Solar (*Sun - S*) ao centro da configuração.
- Engrenagens Carretéis (*Planet Carrier – PC*) que são planetárias girando ao redor da solar.
- Engrenagem Anelar (*Ring – R*) que possui dentes internos e engloba as demais.

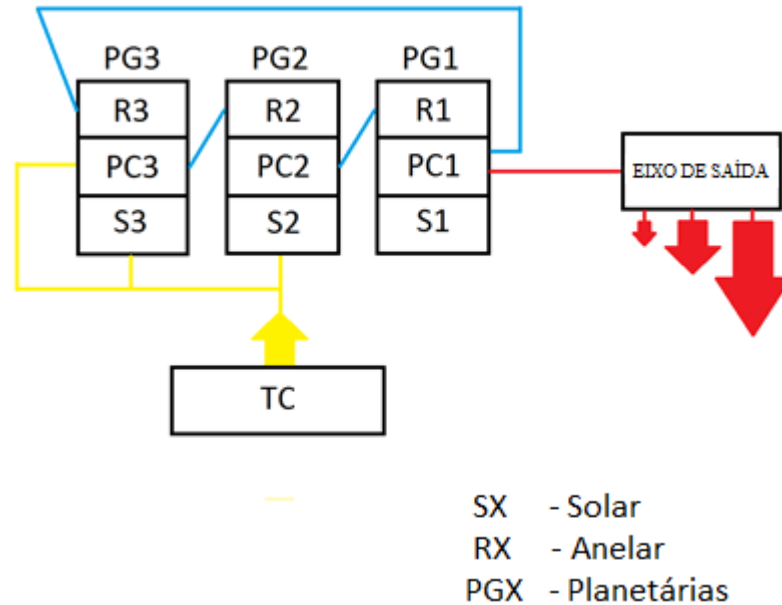
As engrenagens estão montadas de modo que os dentes estão sempre em contato fazendo com que as forças sejam melhor distribuídas. A Figura 9 e a Figura 10 permitem a visualização de como é a configuração física de um sistema epicicloidal e um esquema em blocos dos pacotes de engrenagem (*Package Gear – PG*), respectivamente

Figura 9 – Configuração física de um sistema epicicloidal



Fonte: Traduzida pelo autor a partir de Chinnusamy, N. K. (2012)

Figura 10 – Configuração em blocos dos *Package Gears* (PG)



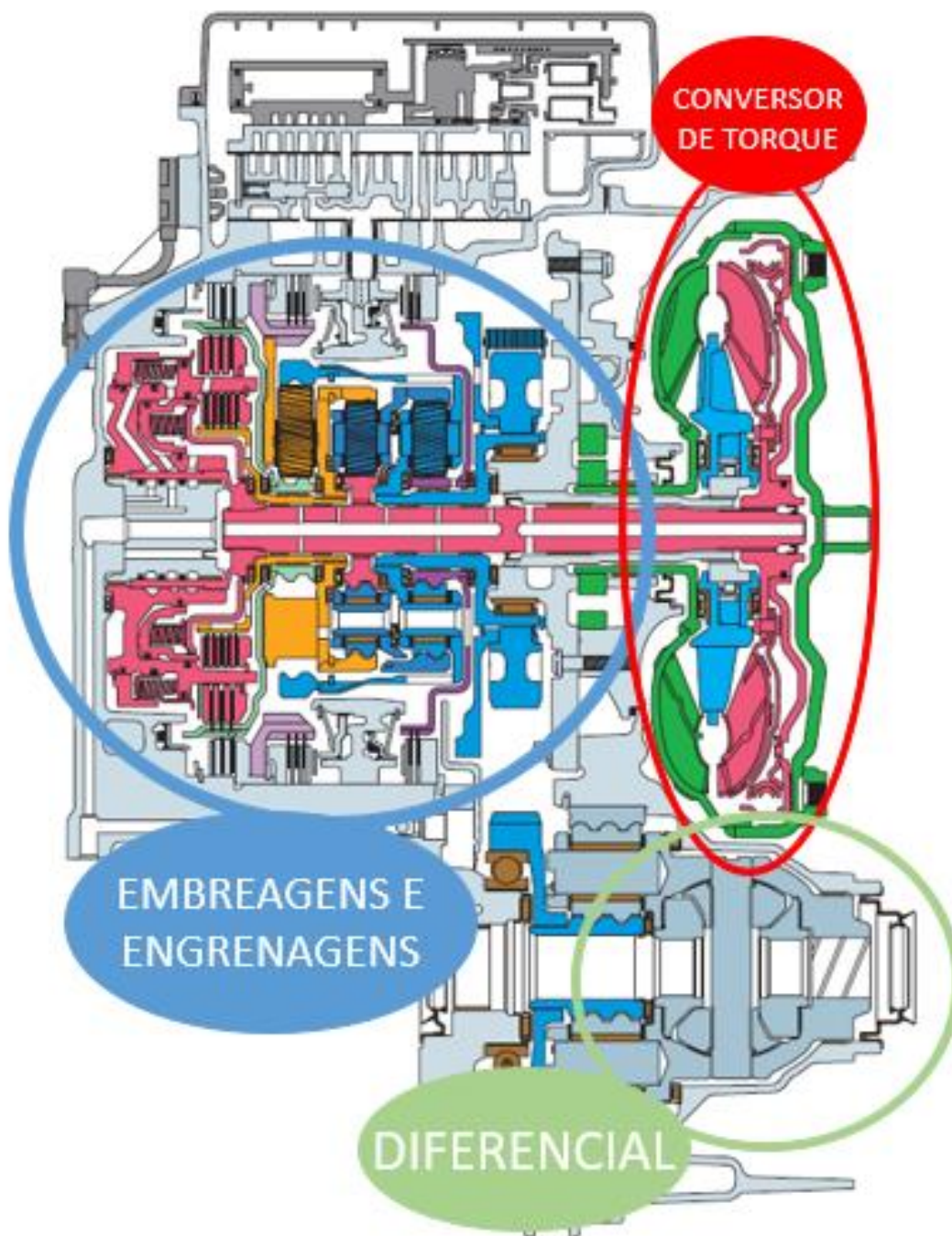
Fonte: Elaborada pelo autor

Para que sejam explicadas as relações de marcha, é necessário entender o que acontece fisicamente com os pacotes de engrenagem quando se aplica cada um dos de embreagem. Há dois tipos possíveis: ou conectar determinada engrenagem à carcaça da transmissão fazendo com que a velocidade vá para zero, ou conectar ao *Input Shaft*. O valor da velocidade angular ( $w$ ) das engrenagens quando aplicada cada uma das embreagens:

- C1 – Conecta S1 à carcaça ( $w_{S1} = 0$ )
- C2 – Conecta PC3 e R2 ao *Input Shaft* ( $w_{PC3} = w_{R2} = w_{IN}$ )
- C3 – Conecta S3 ao *Input Shaft* ( $w_{S3} = w_{IN}$ )
- C4 – Conecta S3 à carcaça ( $w_{S3} = 0$ )
- C5 – Conecta PC3 e R2 à carcaça ( $w_{PC3} = w_{R2} = 0$ )

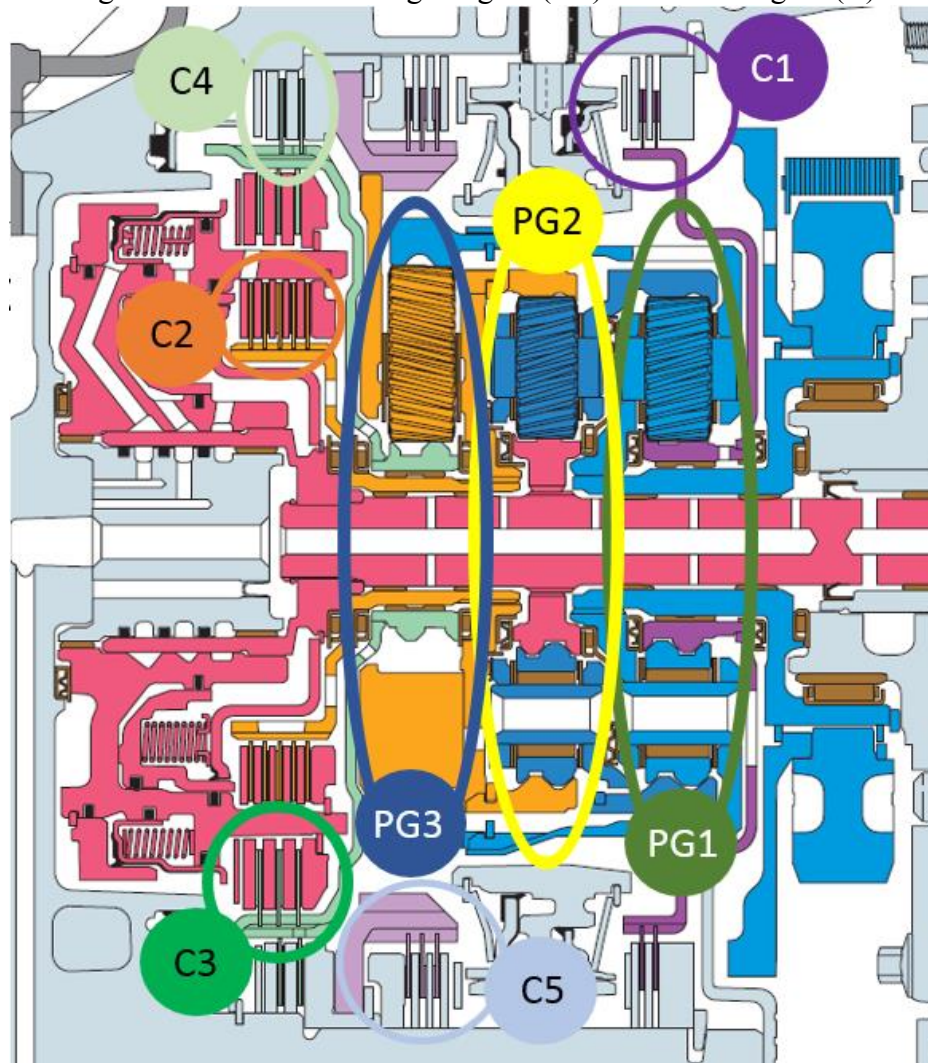
A Figura 11 e a Figura 12 deixam mais visíveis como os tópicos se interligam. Primeiramente, a Figura 11 é a visão geral em corte de uma GF6 6T30 e, depois (Figura 12), um *zoom* das engrenagens e embreagens.

Figura 11 – Desenho em corte da transmissão automática GF6 6T30



Fonte: Editada pelo autor a partir de GM (2012)

Figura 12 – Pacotes de Engrenagem (PG) e de Embreagem (C)



Fonte: Editada pelo autor a partir de GM (2012)

Antes de iniciar o próximo tópico, é importante saber como é o funcionamento de um sistema epicicoidal. Há dois pré-requisitos para que o torque seja transferido: travar uma das engrenagens e induzir torque em outra. Se os pré-requisitos não forem cumpridos, as engrenagens girarão em falso sem transferência de torque. Por exemplo, se a engrenagem solar for travada e a anelar receber o torque de entrada, o carretel será responsável por transmitir o torque de saída do sistema.

### 2.3.1 Método da Alavanca

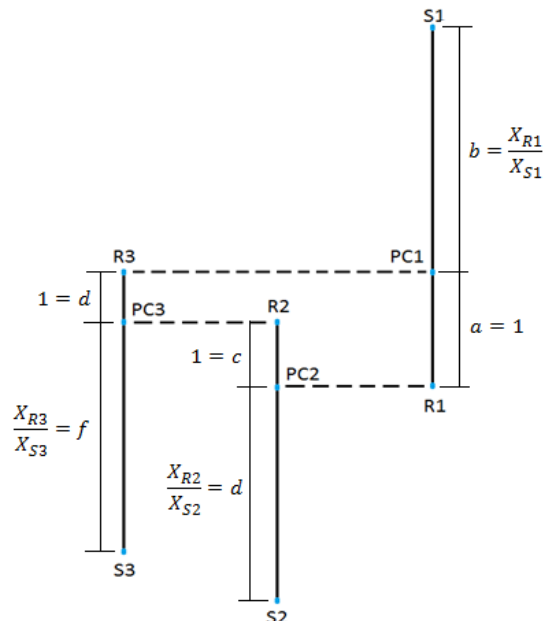
Para a visualização do fluxo de energia através dos sistemas epicicloidais, utilizar-se-á o método da alavanca. Para o cálculo das relações de marcha (*Gear Ratio* – GR) é necessário somente conhecer os números de dentes das solares ( $X_{SX}$ ) e das anelares ( $X_{RX}$ ), assim, o braço maior de alavanca está relacionado ao  $X_{RX}$  e o menor ao  $X_{SX}$ . As planetárias somente funcionarão como elementos de ligação no método. A Tabela 1 permite que se veja a nomenclatura utilizada.

	PG3	PG2	PG1
ANELAR ( <i>RING</i> )	$X_{R3}$	$X_{R2}$	$X_{R1}$
SOLAR ( <i>SUN</i> )	$X_{S3}$	$X_{S2}$	$X_{S1}$
RELAÇÃO ( <i>RATIO</i> )	$X_{R3}/X_{S3} = f$	$X_{R2}/X_{S2} = d$	$X_{R1}/X_{S1} = b$

Fonte: Elaborada pelo autor

O método funciona analisando o fluxo através de um diagrama que interliga os três sistemas epicicloidais. Na Figura 13 é ilustrado o diagrama genérico e, depois, o cálculo para cada uma das marchas com seus respectivos diagramas.

Figura 13 – Diagrama do Método da Alavanca



Fonte: Elaborada pelo autor

### 2.3.1.1 1ª Marcha

(C1 e C5 aplicados – S1, PC3, R2 acoplados à carcaça)

O início da transferência de torque é através da S2 que é solidária ao *Input Shaft* (ver engrenagem rosa do PG2 na Figura 12). Normalizando o valor de entrada de torque para 1, tem-se:

$$T_{S2} = T_{IN} = 1 \quad (1)$$

Analisando somente o PG2, pelo método da alavanca a fim de que não tenha movimento rotativo ( $\sum M = 0$ ):

$$T_{R2} \cdot c = T_{S2} \cdot d \quad (2)$$

$$T_{R2} = T_{S2} \cdot d \quad (3)$$

Para garantir que não haja movimento linear ( $\sum F = 0$ ), o torque da planetária PC2 deve equilibrar os da solar S2 e anelar R2:

$$T_{R2} + T_{S2} + T_{PC2} = 0 \quad (4)$$

$$T_{PC2} = -(T_{R2} + T_{S2}) \quad (5)$$

Substituindo a equação 3 na equação 4:

$$T_{PC2} = -(T_{S2} \cdot d + T_{S2}) \quad (6)$$

$$T_{PC2} = -T_{S2} \cdot (d + 1) \quad (7)$$

PC2 é fisicamente conectado por meio de um braço ao R1 (observar os elementos em roxo na Figura 12), então:

$$T_{R1} = -T_{PC2} \quad (8)$$

$$T_{R1} = T_{S2} \cdot (d + 1) \quad (9)$$

Para o pacote 1 (PG1), na 1ª marcha, a engrenagem motora é a R1 e a movida a S1:

$$T_{S1} = \frac{T_{R1}}{b} \quad (10)$$

$$T_{S1} = \frac{T_{S2} \cdot (d + 1)}{b} \quad (11)$$

Da mesma forma que foi feito, para PG2:

$$T_{R1} + T_{S1} + T_{PC1} = 0 \quad (12)$$

$$T_{PC1} = -(T_{R1} + T_{S1}) \quad (13)$$

Substituindo a equação 9 e a equação 11 na equação 13:

$$T_{PC1} = - \left[ T_{S2} \cdot (d + 1) + \frac{T_{S2} \cdot (d + 1)}{b} \right] \quad (14)$$

$$T_{PC1} = -T_{S2} \cdot (d + 1) \cdot \left( 1 + \frac{1}{b} \right) \quad (15)$$

O torque de saída sempre será a soma das planetárias PC1 com a anelar R3 (por estarem fisicamente unidas). Porém, no PG3, como não há entrada de torque nem engrenagens conectadas à carcaça, o fluxo não é encaminhado por esse pacote. Portanto:

$$T_{R3} = 0 \quad (16)$$

$$T_{OUT} = -(T_{R3} + T_{PC1}) \quad (17)$$

Rearranjando as variáveis da equação 15 na equação 17 obtém-se a equação 18.

$$T_{OUT} = T_{S2} \cdot \left[ \frac{(d + 1) \cdot (b + 1)}{b} \right] \quad (18)$$

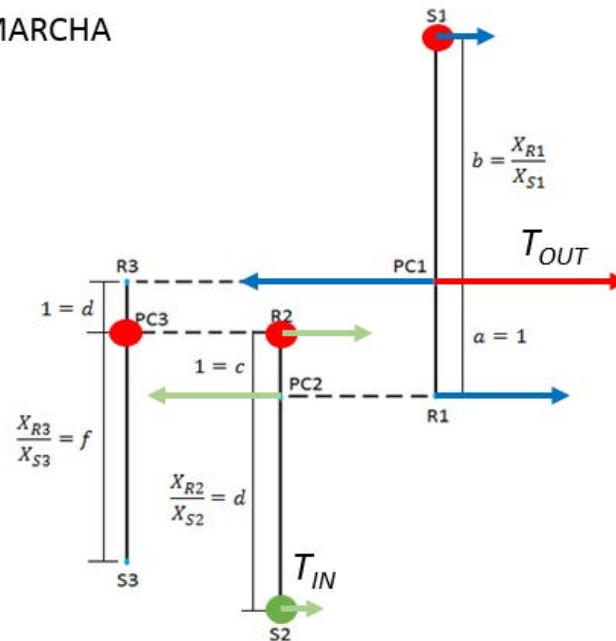
Portanto, a relação de primeira marcha ( $GR_{1^a}$ ) é dada pela equação 19.

$$GR_{1^a} = \left[ \frac{(d + 1) \cdot (b + 1)}{b} \right] \quad (19)$$

A Figura 14 permite a visualização do fluxo de torque para a 1ª marcha.

Figura 14 – Diagrama para relação de 1ª marcha

1ª MARCHA



Fonte: Elaborada pelo autor

## 2.3.1.2 2ª Marcha

(C1 e C4 aplicados – S1 e S3 acoplados à carcaça)

Novamente, a entrada de torque é realizada a partir de S2:

$$T_{S2} = T_{IN} = 1 \quad (20)$$

Assim como na 1ª marcha, analisando somente o PG2, para que  $\sum M = 0$ :

$$T_{R2} = T_{S2} \cdot d \quad (21)$$

Para que  $\sum F = 0$ , PC2 deve equilibrar a solar S2 e a anelar R2:

$$T_{PC2} = -(T_{R2} + T_{S2}) \quad (22)$$

Substituindo a equação 21 na equação 22 obtém-se a equação 23.

$$T_{PC2} = -T_{S2} \cdot (d + 1) \quad (23)$$

Como PC2 é fisicamente conectado por meio de um braço ao R1, então:

$$T_{R1} = -T_{PC2} \quad (24)$$

$$T_{R1} = T_{S2} \cdot (d + 1) \quad (25)$$

Para o pacote 1 (PG1), na 2ª marcha, a engrenagem motora é a R1 e a movida a S1:

$$T_{S1} = \frac{T_{R1}}{b} \quad (26)$$

$$T_{S1} = \frac{T_{S2} \cdot (d + 1)}{b} \quad (27)$$

Então:

$$T_{R1} + T_{S1} + T_{PC1} = 0 \quad (28)$$

$$T_{PC1} = -(T_{R1} + T_{S1}) \quad (29)$$

Substituindo a equação 25 e a equação 27 na equação 29:

$$T_{PC1} = - \left[ T_{S2} \cdot (d + 1) + \frac{T_{S2} \cdot (d + 1)}{b} \right] \quad (30)$$

$$T_{PC1} = -T_{S2} \cdot (d + 1) \cdot \left[ 1 + \frac{1}{b} \right] \quad (31)$$

Porém, a diferença entre a 1ª e a 2ª marcha é que no segundo caso, a solar S3 está acoplada à carcaça fazendo com que sua rotação caia para zero. Assim, PC3 que recebe todo o movimento de R2 será a engrenagem motora no PG3 e a R3 será a movida, portanto:

$$T_{PC3} = -T_{R2} \quad (32)$$

Substituindo a equação 21 na equação 32:

$$T_{PC3} = -T_{S2} \cdot d \quad (33)$$

Ainda:

$$T_{S3} = \frac{T_{R3}}{f} \quad (34)$$

E:

$$T_{PC3} = -(T_{R3} + T_{S3}) \quad (35)$$

$$T_{R3} = -(T_{PC3} + T_{S3}) \quad (36)$$

Substituindo (33) e (34) em (36):

$$T_{R3} = -\left(-T_{S2} \cdot d + \frac{T_{R3}}{f}\right) \quad (37)$$

Isolando  $T_{R3}$ :

$$T_{R3} = T_{S2} \cdot \left(\frac{d \cdot f}{1 + f}\right) \quad (38)$$

Finalmente, como dito anteriormente, o torque de saída é dependente tanto de  $T_{PC1}$  quanto de  $T_{R3}$ :

$$T_{OUT} = -(T_{R3} + T_{PC1}) \quad (39)$$

Rearranjando as variáveis da equação 31 e da equação 39 na equação 39:

$$T_{OUT} = -\left\{T_{S2} \cdot \left(\frac{d \cdot f}{1 + f}\right) - T_{S2} \cdot \left[\frac{(d + 1) \cdot (b + 1)}{b}\right]\right\} \quad (40)$$

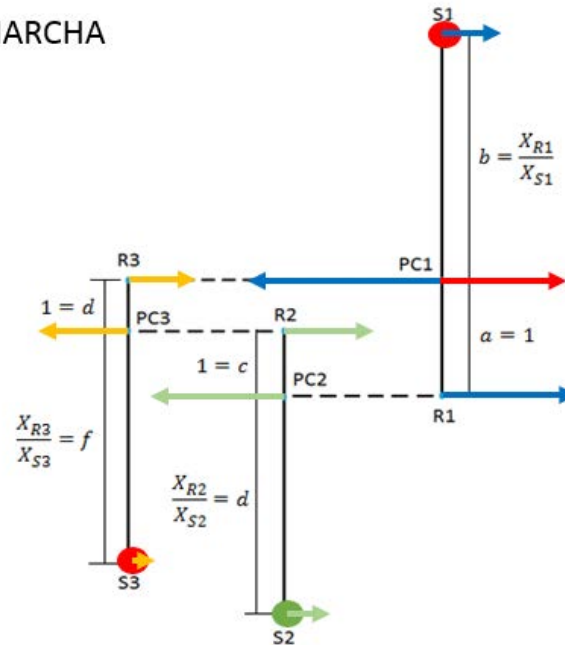
$$T_{OUT} = T_{S2} \cdot \left\{\left[\frac{(d + 1) \cdot (b + 1)}{b}\right] - \left(\frac{d \cdot f}{1 + f}\right)\right\} \quad (41)$$

Portanto, a relação de 2ª marcha ( $GR_{2^a}$ ) é:

$$GR_{2^a} = \left\{ \left[ \frac{(d+1) \cdot (b+1)}{b} \right] - \left( \frac{d \cdot f}{1+f} \right) \right\} \quad (42)$$

A Figura 15 é indicação do fluxo de torque na 2ª marcha.

Figura 15 – Diagrama para relação de 2ª marcha  
2ª MARCHA



Fonte: Elaborada pelo autor

### 2.3.1.3 3ª Marcha

(C1 e C3 aplicados – S1 acoplada à carcaça e S3 ao Input Shaft)

Para esse tipo de configuração, a entrada de torque se dá por S2 e S3, assim:

$$T_{IN} = T_{S2} + T_{S3} = 1 \quad (43)$$

Analisando PG2, porém sem muitos detalhes pois o mesmo procedimento já foi feito para 1ª e 2ª marchas:

$$T_{R2} = T_{S2} \cdot d \quad (44)$$

E:

$$T_{PC2} = -T_{S2} \cdot (d + 1) \quad (45)$$

Sabendo que:

$$T_{PC3} = -T_{R2} = -T_{S2} \cdot d \quad (46)$$

$$T_{PC3} = -(T_{R3} + T_{S3}) \quad (47)$$

$$T_{R3} = T_{S3} \cdot f \quad (48)$$

Então, substituindo a equação 46 e a equação 48 na equação 47:

$$-T_{S2} \cdot d = -(T_{S3} \cdot f + T_{S3}) \quad (49)$$

Com a equação 43 na equação 49:

$$-T_{S2} \cdot d = -[(1 - T_{S2}) \cdot f + (1 - T_{S2})] \quad (50)$$

$$T_{S2} = \frac{f + 1}{d + f + 1} \quad (51)$$

Sabendo o valor do torque em S2, é possível transferir para as demais engrenagens como foi feito anteriormente. Colocando a equação 51 na equação 44 e, novamente a equação 51 na equação 45:

$$T_{R2} = \frac{(f + 1) \cdot d}{d + f + 1} \quad (52)$$

$$T_{PC2} = - \left[ \frac{(d + 1) \cdot (f + 1) \cdot d}{d + f + 1} \right] \quad (53)$$

Assim sendo, para PG1:

$$T_{R1} = \frac{(d + 1) \cdot (f + 1) \cdot d}{d + f + 1} \quad (54)$$

$$T_{S1} = \frac{(d + 1) \cdot (f + 1) \cdot d}{(d + f + 1) \cdot b} \quad (55)$$

$$T_{PC1} = - \left[ \frac{(d + 1) \cdot (f + 1) \cdot d}{(d + f + 1) \cdot b} + \frac{(d + 1) \cdot (f + 1) \cdot d}{d + f + 1} \right] \quad (56)$$

$$T_{PC1} = - \left[ \frac{(b + 1) \cdot (d + 1) \cdot (f + 1) \cdot d}{(d + f + 1) \cdot b} \right] \quad (57)$$

Para o último pacote, PG3, substituindo a equação 51 na equação 58, obtém-se a equação 59:

$$T_{R3} = (1 - T_{S2}) \cdot f \quad (58)$$

$$T_{R3} = \left[ 1 - \left( \frac{f + 1}{d + f + 1} \right) \right] \cdot f \quad (59)$$

Por fim, para que seja descoberto o torque de saída, basta pegar os de R3 e PC1:

$$T_{OUT} = - \left\{ \left[ 1 - \left( \frac{f + 1}{d + f + 1} \right) \right] \cdot f - \left[ \frac{(b + 1) \cdot (d + 1) \cdot (f + 1) \cdot d}{(d + f + 1) \cdot b} \right] \right\} \quad (60)$$

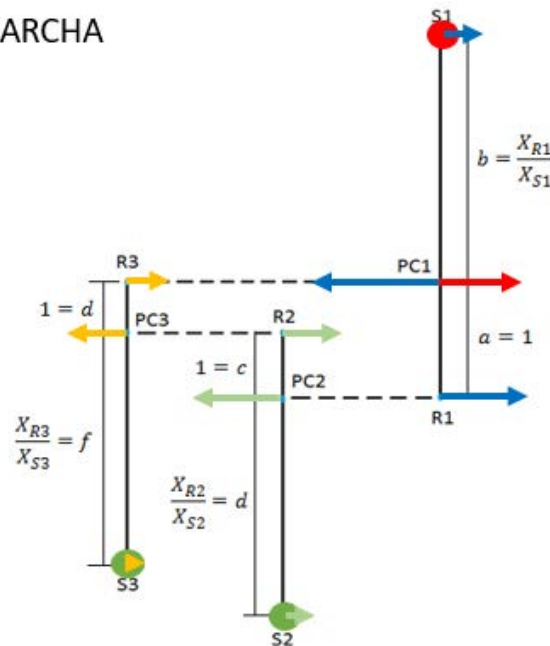
$$T_{OUT} = \frac{(1+f)}{(1+d+f)} \cdot \left[ \frac{(1+d) \cdot (1+b)}{b} + f \right] - f \quad (61)$$

Portanto, a relação de 3ª marcha ( $GR_{3^a}$ ) é:

$$GR_{3^a} = \frac{(1+f)}{(1+d+f)} \cdot \left[ \frac{(1+d) \cdot (1+b)}{b} + f \right] - f \quad (62)$$

A Figura 16 ilustra o fluxo de torque em 3ª marcha.

Figura 16 – Diagrama para relação de 3ª marcha  
3ª MARCHA



Fonte: Elaborada pelo autor

#### 2.3.1.4 4ª Marcha

(C1 e C2 aplicados – S1 acoplado à carcaça, PC3 e R2 ao Input Shaft):

Novamente há dois caminhos de entrada para o torque: S2 e R2. Portanto:

$$T_{IN} = T_{S2} + T_{R2} = 1 \quad (63)$$

Como a própria relação de entrada representa o torque (com sinal contrário) na engrenagem PC2:

$$T_{PC2} = -1 \quad (64)$$

No PC1:

$$T_{R1} = 1 \quad (65)$$

$$T_{S1} = \frac{T_{R1}}{b} = \frac{1}{b} \quad (66)$$

$$T_{PC1} = -(T_{R1} + T_{S1}) = -\left(1 + \frac{1}{b}\right) \quad (67)$$

Novamente, como no caso da 1ª marcha, PG3 não atua no sistema, então:

$$T_{OUT} = -(T_{R3} + T_{PC1}) = -T_{PC1} \quad (68)$$

$$T_{OUT} = \frac{b+1}{b} \quad (69)$$

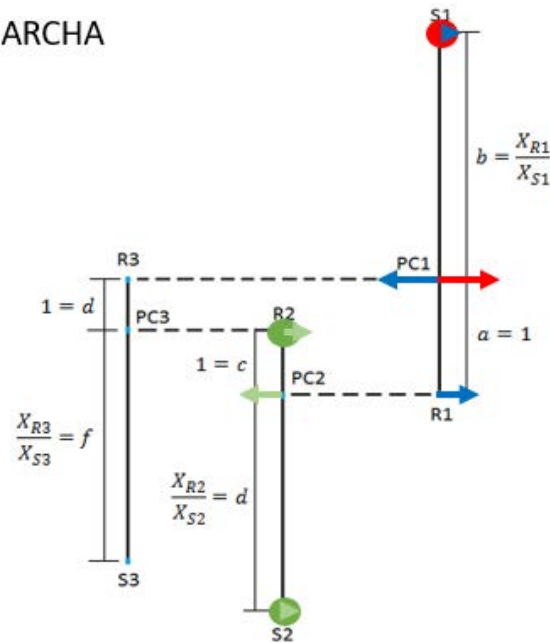
Assim sendo, a relação de 4ª marcha é:

$$GR_{4ª} = \frac{b+1}{b} \quad (70)$$

A Figura 17 representa a 4ª marcha.

Figura 17 – Diagrama para relação de 4ª marcha

## 4ª MARCHA



Fonte: Elaborada pelo autor

## 2.3.1.5 5ª Marcha

(C2 e C3 aplicados – S3, PC3 e R2 acoplados ao Input Shaft)

A partir da 5ª marcha, PG1 não terá mais S1 travada à carcaça, conseqüentemente, nem PG1 nem PG2 participarão da transferência de torque. Para esse caso, em específico:

$$T_{IN} = T_{S3} + T_{PC3} = 1 \quad (71)$$

O objetivo, ao olhar para o PG3, é isolar o valor relacionado à engrenagem R3:

$$T_{PC3} = -(T_{R3} + T_{S3}) \quad (72)$$

Isolando o termo de S3 em função de R3 a partir da substituição da equação 71 na equação 72:

$$1 - T_{S3} = -(T_{R3} + T_{S3}) \quad (73)$$

Portanto:

$$T_{R3} = -1 \quad (74)$$

Assim sendo:

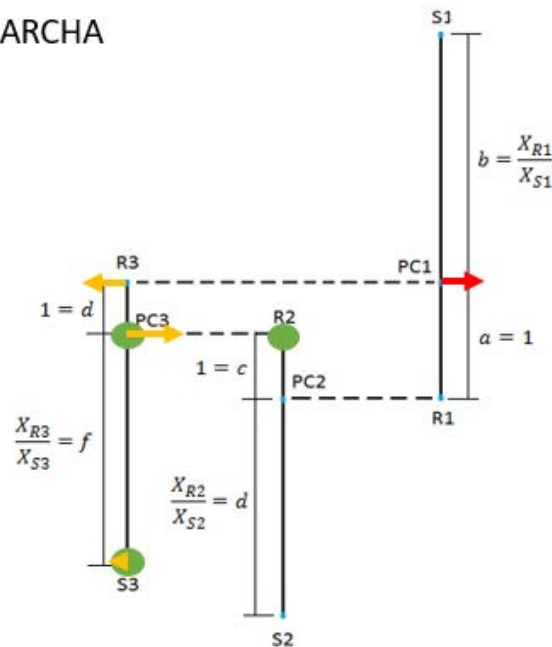
$$T_{OUT} = 1 \quad (75)$$

A relação para 5ª marcha é obtida pelo uso da equação 76.

$$GR_{5^a} = 1 \quad (76)$$

A Figura 18 é a representação da 5ª marcha.

Figura 18 – Diagrama para relação de 5ª marcha  
5ª MARCHA



Fonte: Elaborada pelo autor

## 2.3.1.6 6ª Marcha

(C2 e C4 aplicados – S3 acoplado à carcaça, PC3 e R2 ao Input Shaft)

$$T_{IN} = T_{PC3} = 1 \quad (77)$$

$$T_{PC3} = -(T_{R3} + T_{S3}) = 1 \quad (78)$$

$$T_{S3} = \frac{T_{R3}}{f} \quad (79)$$

Isolando o valor de R3 a partir da substituição da equação 79 na equação 78:

$$T_{R3} + \frac{T_{R3}}{f} = -1 \quad (80)$$

$$T_{R3} = -\left(\frac{f}{f+1}\right) \quad (81)$$

Como não há torque proveniente de PC1:

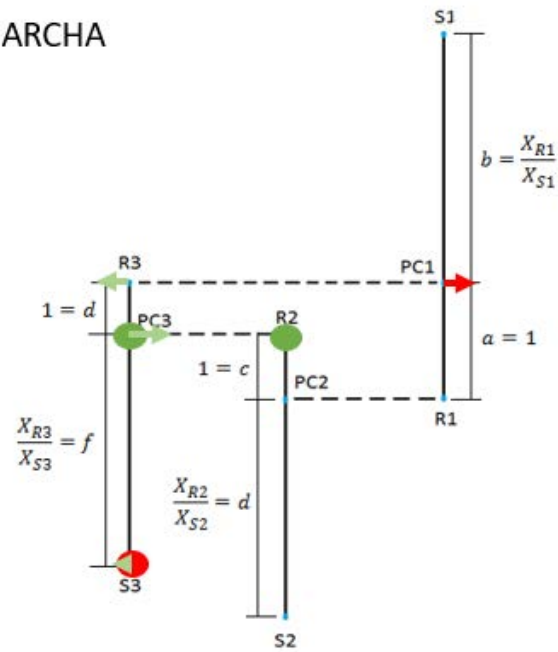
$$T_{OUT} = \frac{f}{f+1} \quad (82)$$

Por fim, a relação para a 6ª marcha é:

$$GR_{6^a} = \frac{f}{f+1} \quad (83)$$

A Figura 19 permite que se visualize o fluxo de energia em 6ª marcha.

Figura 19 – Diagrama para relação de 6ª marcha  
6ª MARCHA



Fonte: Elaborada pelo autor

### 2.3.1.7 Marcha à Ré

(C3 e C5 – PC3 e R2 acoplados à carcaça e S3 ao Input Shaft)

$$T_{IN} = T_{S3} = 1 \quad (84)$$

$$T_{R3} = T_{S3} \cdot f = f \quad (85)$$

Assim:

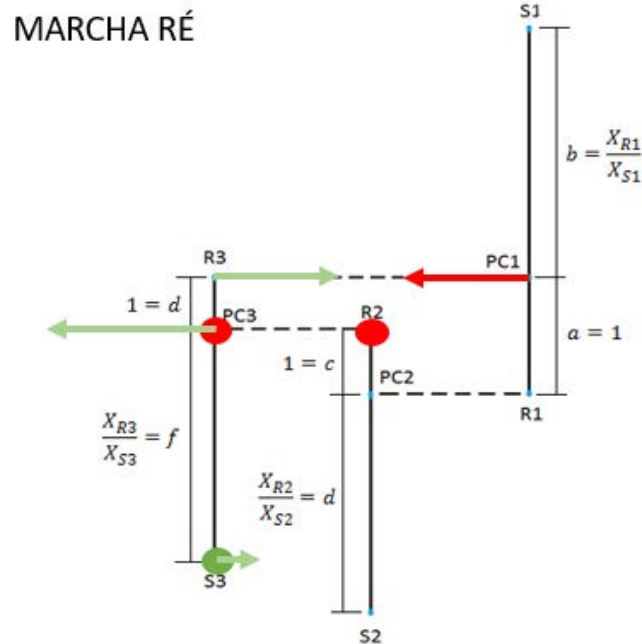
$$T_{OUT} = -f \quad (86)$$

Portanto, para relação de marcha à ré:

$$GR_{REV} = -f \quad (87)$$

A Figura 20 é o fluxo de torque na marcha à ré.

Figura 20 – Diagrama para relação de marcha à ré



Fonte: Elaborada pelo autor

### 2.3.1.8 Aplicação das Relações Reais

Com o objetivo de se obter uma visualização palpável (em termos de valores numéricos) das relações de marcha para o caso real da transmissão automática GF6 6T30, foi contado cada um dos dentes de todas as engrenagens solares e anelares. Abaixo estão colocados em uma tabela os números de dentes (Tabela 2 baseada na Tabela 1) e em outra os resultados obtidos (Tabela 3).

Tabela 2 – Número de dentes e relação de alavanca

	PG3	PG2	PG1
ANELAR (RING)	89	81	83
SOLAR (SUN)	31	39	37
RELAÇÃO (RATIO)	$f = 2.870968$	$d = 2.076923$	$b = 2.243243$

Fonte: Elaborada pelo autor

Tabela 3 – Relações de marcha

Relação de Marcha	Fórmula	Aplicação
GR <sub>1</sub> <sup>a</sup>	$\frac{(d + 1) \cdot (b + 1)}{b}$	4.448563
GR <sub>2</sub> <sup>a</sup>	$\left[ \frac{(d + 1) \cdot (b + 1)}{b} \right] - \left( \frac{d \cdot f}{1 + f} \right)$	2.908179
GR <sub>3</sub> <sup>a</sup>	$\frac{(1 + f)}{(1 + d + f)} \cdot \left[ \frac{(1 + d) \cdot (1 + b)}{b} + f \right] - f$	1.892682
GR <sub>4</sub> <sup>a</sup>	$\frac{b + 1}{b}$	1.445783
GR <sub>5</sub> <sup>a</sup>	$1$	1
GR <sub>6</sub> <sup>a</sup>	$\frac{f}{f + 1}$	0.741667
GR <sub>REV</sub>	$-f$	-2.87097

Fonte: Elaborada pelo autor

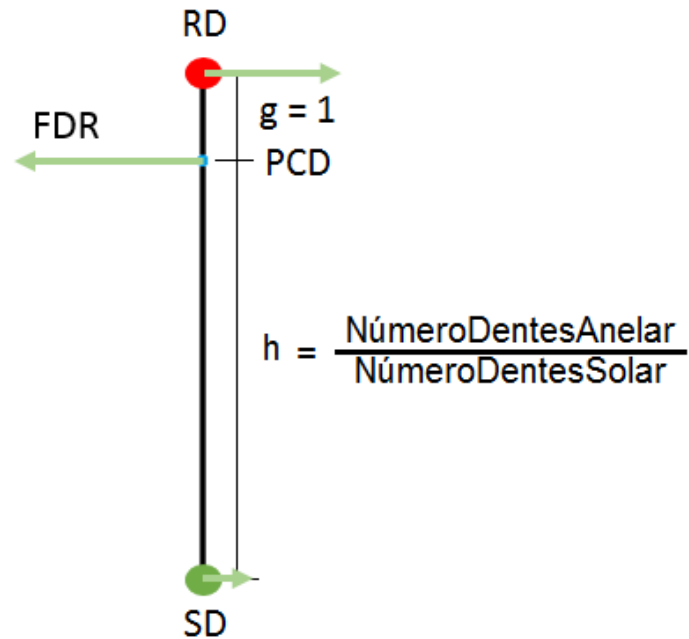
### 2.3.1.9 Relação de Corrente (*Chain Ratio*)

A saída do carretel do pacote PG1 aciona uma engrenagem ainda axial ao *Input Shaft*. O *Output Shaft* possui uma engrenagem e a conexão entre os eixos é realizada por meio de uma corrente. Por tanto, a divisão entre o número de dentes de cada engrenagem representará uma outra etapa de redução (ou aumento): Relação de Corrente ou, em inglês, *Chain Ratio* (CR). Para os carros da GM, é possível ter três tipos de CR: 0,904; 1; 1,105. Para o caso específico da GF6 6T30 do veículo estudado:

$$CR = 1 \quad (88)$$

### 2.3.1.10 Par Final (*Final Drive Ratio*)

Após alcançar o *Output Shaft*, porém antes de passar pelo diferencial, as propriedades ainda passam por um último tratamento dentro da transmissão. Chamado de Par Final ou, em inglês, *Final Drive Ratio* (FDR), o sistema é igual aos trens de engrenagens epicloidais vistos anteriormente. A Figura 21 ilustra melhor os elementos, sendo que a entrada de torque é feita pela engrenagem solar SD (que recebe torque da engrenagem da CR), a saída (FDR) pela planetária PCD e tendo ainda a anelar RD com rotação zero (pois ela é a própria carcaça).

Figura 21 – *Final Drive Ratio (FDR)*

Fonte: Elaborada pelo autor

Para a GF6 6T30, foi contado o número de dentes da anelar (79) e da engrenagem solar (29), portanto:

$$\frac{\text{NúmeroDentesAnelar}}{\text{NúmeroDentesSolar}} = h = \frac{79}{29} = 2,724 \quad (89)$$

Assim, a entrada é feita pela engrenagem solar:

$$T_{IN} = T_{SD} = 1 \quad (90)$$

Pelas relações de sistemas epicycloidais:

$$T_{RD} = T_{SD} \cdot h = 1 \quad (91)$$

$$T_{PCD} = -(T_{SD} + T_{RD}) \quad (92)$$

Então, substituindo a equação 91 na equação 92:

$$-T_{PCD} = FDR = T_{SD} \cdot (h + 1) \quad (93)$$

Logo, *Final Drive Ratio* é:

$$FDR = h + 1 \quad (94)$$

Para os valores da GF6 6T30:

$$FDR = 3,724 \quad (95)$$

#### 2.3.1.11 Composição das relações

Ao entrar pela transmissão automática, o torque do motor é tratado ao longo de várias etapas. Primeiramente pelo TC (fator de multiplicação de torque, *k-factor* ou  $k_{TCC}$ ), depois pelas relações de marcha (GR), relação de corrente (CR) e par final (FDR). Assim, os valores de motor ( $T_{MOTOR}$ ) chegam às rodas ( $T_{RODAS}$ ) com o seguinte tratamento:

$$T_{RODAS} = T_{MOTOR} \cdot GR \cdot CR \cdot FDR \cdot k_{TCC} \quad (96)$$

### 3 **HARDWARE HIDRÁULICO**

Fazendo uma comparação com o corpo humano, o *hardware* hidráulico é o sistema sanguíneo da transmissão automática. Aplicar e liberar as embreagens são as maneiras pelas quais a transmissão trabalha. Por combinação, é possível obter determinada condição de relação de marcha somente por pressurização comandada pelos componentes hidráulicos.

Continuando com a analogia, o coração do sistema hidráulico é a bomba. Esse elemento é do tipo de palhetas, ou seja, palhetas montadas em um rotor que gira descentralizado da carcaça, admitindo fluido em uma câmara grande e o exaustando com pressão alta a partir da diminuição do volume. A bomba de palhetas é ilustrada na Figura 22 em um esquema explicativo de seu funcionamento.

Figura 22 – Bomba de palhetas



Fonte: Editada pelo autor a partir de Fiorio, V. e Henrique, F. (2013)

Após o fluido entrar na bomba pela sucção e ter seu potencial energético incrementado, ele é distribuído ao restante da malha hidráulica a partir da Pressão de Linha, chamada também de *Line Pressure* (LP). O sistema hidráulico possui válvulas que direcionam a LP tanto para a pressurização dos pacotes de embreagem, quanto para a aplicação ou liberação da embreagem do

TC. Além disso, é responsável também por manter a circulação do fluido para a refrigeração dos componentes e, ainda, atuar na lubrificação das partes (o óleo é o mesmo para as quatro funções citadas acima).

O sistema hidráulico completo (bomba, válvulas, TC, pacotes de embreagem e as conexões entre os elementos) é apresentado no Anexo A<sup>3</sup>.

As válvulas podem ser divididas em categorias as quais estão relacionadas:

- À regulação da LP: *Line Pressure Regulator* (LPR).
- Ao TC:
  - Para definir as condições de TCC *Apply* ou TCC *Release*: *TCC Control Valve* (TCC-CV).
  - Para regular a pressão destinada ao TC: *TCC Regulated Apply* (TCC-RA).
- Ao direcionamento de fluido para os modos de condução (*Park, Drive, Neutral, etc*): *Manual Valve* (MV).
- À alimentação das válvulas solenoides: *Actuator Feed Limit* (AFL).
- Ao direcionamento de fluido para os pacotes de embreagem: *Clutch Regulator Valve* (CRV).
- À potencialização dos CRV's: *Clutch Boost* (CB).

Todas as válvulas do sistema hidráulico possuem a função de direcionar o fluido para diferentes trajetos, ou ainda, aprisionar o óleo e impedir a continuidade de seu trajeto. Tudo isso graças à movimentação de um êmbolo escalonado que abre ou bloqueia canais dentro da própria válvula.

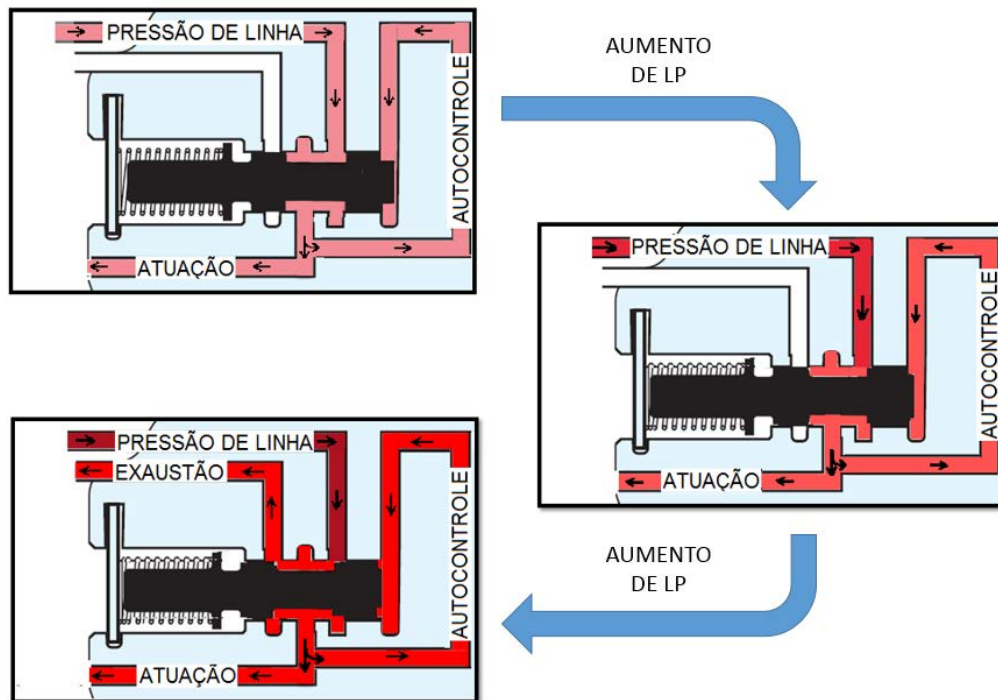
O controle primário das válvulas é realizado pelos solenoides (com exceção da AFL e MV). O refino é feito através do autocontrole que implica em ter o mesmo fluido que passa por dentro da válvula sendo aplicado em uma de suas extremidades. Com o aumento de pressão, o êmbolo será forçado para a direção oposta, restringindo a passagem do fluido e mantendo uma

---

<sup>3</sup> Note que a bomba em questão não é de palhetas e, sim, de engrenagem, pois a bibliografia disponível abrange somente até a geração 2 dos veículos (que possuía bomba de engrenagem). Porém a análise não será comprometida pois o objetivo é somente entender a parte física. Da geração 2 para a 3 somente a bomba foi alterada a fim de aumentar a eficiência volumétrica (de ~78% a ~98%).

pressão pré-calculada em projeto. O autocontrole está mostrado na Figura 23 para melhor compreensão.

Figura 23 – Autocontrole pela válvula

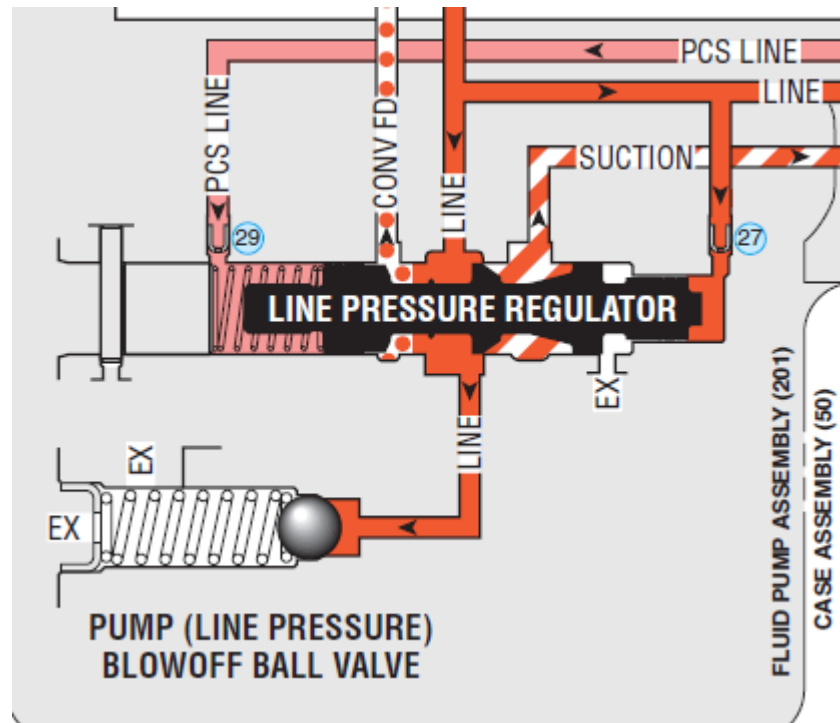


Fonte: Elaborada pelo autor a partir de GM (2012)

### 3.1 LINE PRESSURE REGULATOR (LPR)

LPR é a primeira válvula a receber o fluido após ser pressurizado pela bomba. Em sua extremidade esquerda, de acordo com a Figura 24, há uma mola que mantém a posição inicial do pistão. A medida que LP aumenta, o autocontrole da extremidade direita empurra o êmbolo para a esquerda fazendo com que surja uma abertura ao centro da válvula, com isso, a pressão do fluido é controlada a partir do escoamento direcionado para a sucção.

Quando se deseja aumentar a LP, o solenoide conhecido como *Pressure Control Solenoid* (PCS) permite o aumento de pressão da linha correspondente, ou *PCS Line*, fazendo com que haja um aumento aparente na constante elástica ( $k$ ) da mola. Para tanto, o autocontrole precisa vencer uma força oposta maior para ter o mesmo deslocamento anterior.

Figura 24 – *Line Pressure Regulator (LPR)*

Fonte: GM (2012)

A válvula “ligada” à LPR, *Blowoff Ball Valve*, previne que LP exceda limites que possam danificar os componentes da transmissão. A esfera é movida contra a força resistiva da mola permitindo a exaustão e, conseqüentemente, a queda de LP.

### 3.2 TCC CONTROL VALVE (TCC-CV)

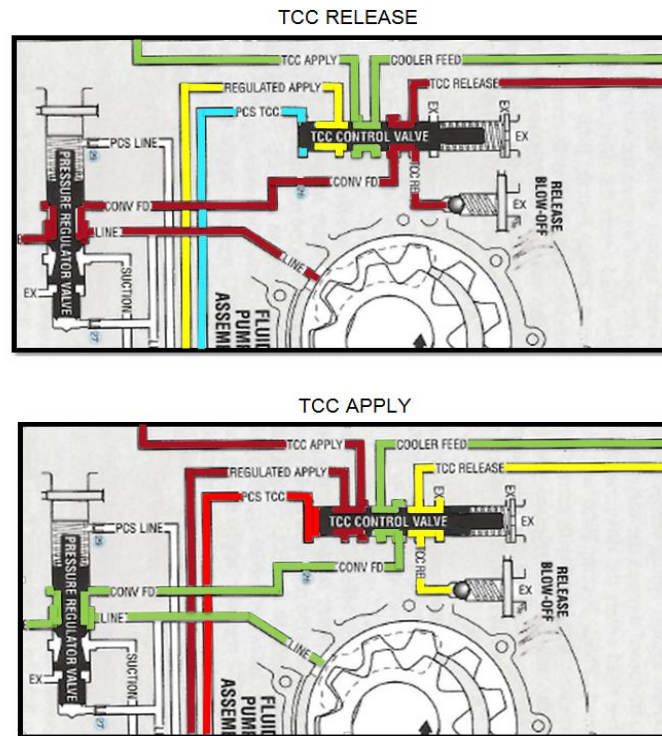
TCC-CV é acionada pelo solenoide do TC, conhecido como *TCC Pressure Control Solenoid* (TCCPCS). Essa primeira válvula, relacionada com o TC, é mostrada na Figura 25 em seus dois modos de funcionamento.

Quando TCCPCS está com baixa pressão, o pistão se mantém na posição original por conta da mola. Neste caso de “*TCC Apply*”, LP é direcionada para o modo de *TCC Release* (em vermelho), a pressão *Regulated Apply* (que é uma derivação da LP como será visto no próximo tópico) é aprisionada na válvula (em amarelo), e o fluido que estava aplicando as embreagens do TC é direcionado para a refrigeração (*Cooler Feed*, em verde).

Quando TCCPCS está em alta pressão, o pistão é deslocado contra a mola fazendo com que os fluxos anteriores sejam redirecionados. Para “*TCC Release*”, LP é direcionada para a

refrigeração (em verde), *Regulated Apply* é direcionada para a aplicação do TCC (em vermelho), e a pressão residente até o momento em *TCC Release* é exaustada.

Figura 25 – *TCC Control Valve (TCC-CV)*



Fonte: Elaborada pelo autor a partir de GM (2012)

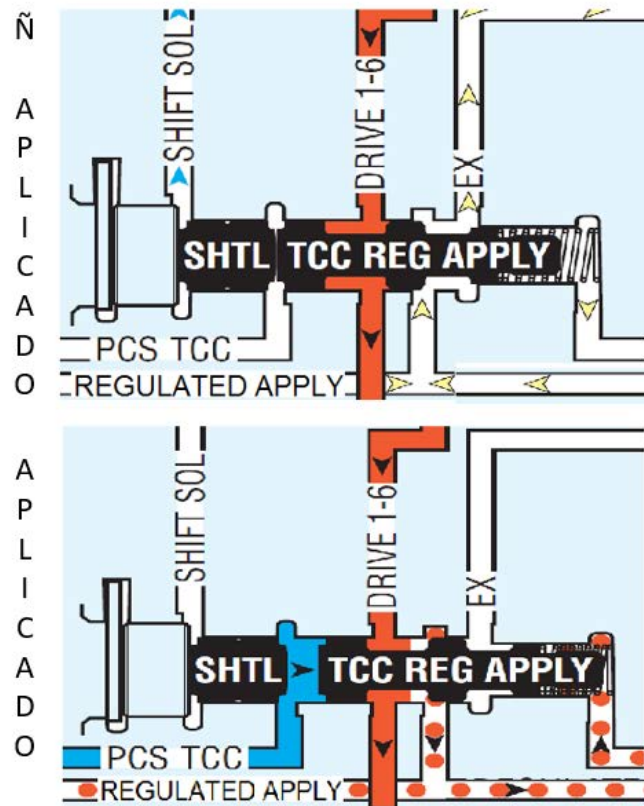
Novamente, observa-se uma *Blowoff Ball Valve* para manter a integridade dos componentes do TC.

### 3.3 *TCC REGULATED APPLY (TCC-RA)*

TCC-RA também é acionada pelo TCCPCS. Quando TCCPCS está despressurizado, o fluido *Drive 1-6* (que é uma extensão de *Drive* que, por sua vez é extensão da LP) é direcionado para as outras válvulas subsequentes, porém impedido de ir para *Regulated Apply*.

Quando TCCPCS está pressurizado, o êmbolo é deslocado para a direita e a linha *Drive 1-6* flui para *Regulated Apply*, podendo ser utilizado na válvula anterior para aplicação do TCC (na TCC-CV). Os dois casos acima são mostrados de modo comparativo na Figura 26.

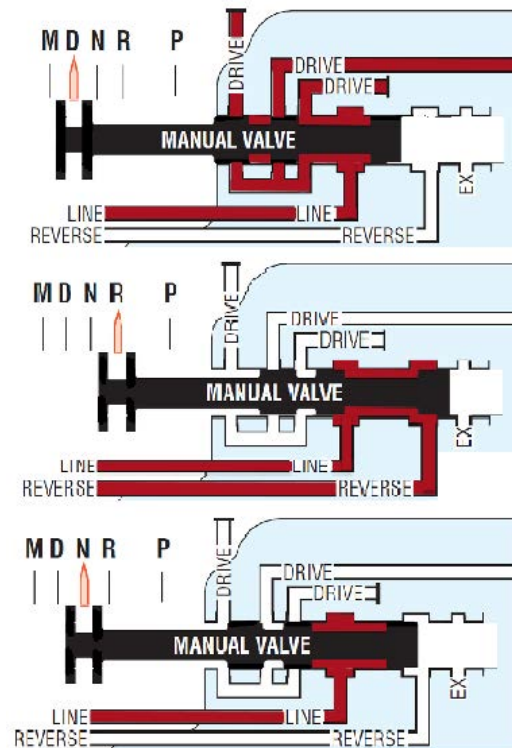
Figura 26 – *TCC Regulated Apply (TCC-RA) modo Apply e Release*



Fonte: GM (2012)

### 3.4 MANUAL VALVE (MV)

MV é a única que não é acionada hidráulicamente, ou seja, as posições do pistão são controladas pela alavanca de câmbio localizada ao lado do motorista. É a primeira forma seletiva de direcionamento da LP. Possui três básicas funções: encaminhar LP para movimentar o veículo para frente em caso de *Drive* (LP se transforma em *Drive*); encaminhar LP para movimentar o veículo para trás em caso de *Reverse* (LP se transforma em *Reverse*); ou aprisionar LP em caso de *Park* ou *Neutral*. As três formas são mostradas na Figura 27.

Figura 27 – *Manual Valve (MV)*

Fonte: Elaborada pelo autor a partir de GM (2012)

### 3.5 *ACTUATOR FEED LIMIT (AFL)*

Todos os solenoides recebem fluido da LP, porém, eles não podem suportar mais do que uma dada pressão calculada em projeto. Para isso, AFL trata LP (limita tal pressão) a fim de que os solenoides não recebam valores que ultrapassem seus máximos de operação. As válvulas da Figura 24 são exemplos de AFL em que “Atuação” é o fluido tratado que será direcionado para os solenoides.

### 3.6 *CLUTCH REGULATOR VALVE (CRV)*

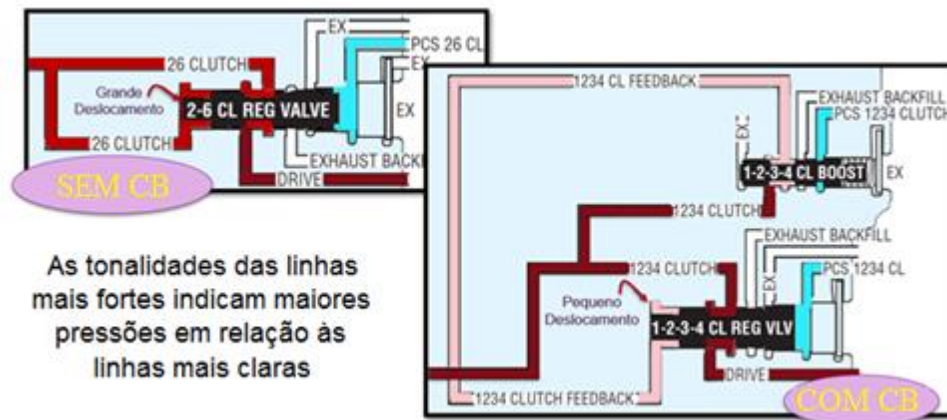
Há quatro CRV's: 1234; 26; 35REV; 1Rev/456. Cada uma delas é acionada por um solenoide diferente. Quando ativadas, tais válvulas direcionam *Drive* (em casos de 1ª, 2ª, 3ª, 4ª, 5ª e 6ª marchas) ou *Reverse* e LP (em caso de marcha à ré) para a pressurização dos respectivos

pacotes de embreagem. As CRV's estão espalhadas ao longo da malha hidráulica representada na Figura 23.

### 3.7 *CLUTCH BOOST (CB)*

As CB's são duas válvulas que auxiliam a 1234 CRV e a 1REV/456 CRV, separadamente. Restringindo a passagem do fluido que atuará diretamente no contrabalaceando os solenoides das CRV's citadas, ou seja, é possível diminuir a pressão de autocontrole a fim de que a mesma seja menos significativa e, assim, toda a pressão de LP pode ser encaminhada para a aplicação dos respectivos pacotes de embreagem. A comparação entre uma CRV ter ou não a CB é apresentada na Figura 28.

Figura 28 – Comparação entre utilizar ou não CB



Fonte: Elaborada pelo autor a partir de GM (2012)

## 4 *HARDWARE ELÉTRICO E ELETRÔNICO*

O sistema circulatório está para *hardware* hidráulico assim como o sistema nervoso para o *hardware* elétrico e eletrônico. O cérebro da GF6 6T30 é um módulo eletrônico de controle chamado *Transmission Control Module* (TCM). Todos os dados são utilizados pela TCM a fim de determinar os momentos precisos para incremento ou decremento de marcha, aplicação ou não da embreagem do TC, e o quanto de pressão de linha é necessária para aplicação das embreagens.

As informações são obtidas a partir de diversos sensores localizados, tanto na transmissão, como nas outras áreas do carro. Os diversos módulos do carro são interligados a partir de uma rede de fios chamada *CAN bus* pela qual as informações transitam, sendo algumas delas: velocidade do veículo, temperatura do motor, temperatura do fluido da transmissão, marcha em operação, velocidade do motor, velocidade da turbina etc. Ter o conhecimento em tempo real é fundamental para que a atuação seja feita da forma mais precisa possível, por exemplo, a temperatura do óleo da transmissão está relacionada a sua viscosidade, ou seja, a aplicação de pressão será diferente para as determinadas faixas de temperatura.

Após a tomada de dados e a determinação das condições em tempo real de todo o sistema, os atuadores entram em cena a fim de pressurizar as linhas da transmissão. Basicamente, a forma de atuação da TCM é através de solenoides (como vistos por cima no *hardware* hidráulico). Há três tipos de solenoides utilizados na GF6 6T30, são eles: *On/Off Solenoid (On/Off)*, *Normally Low Solenoid (N/L)*, *Normally High Solenoid (N/H)*.

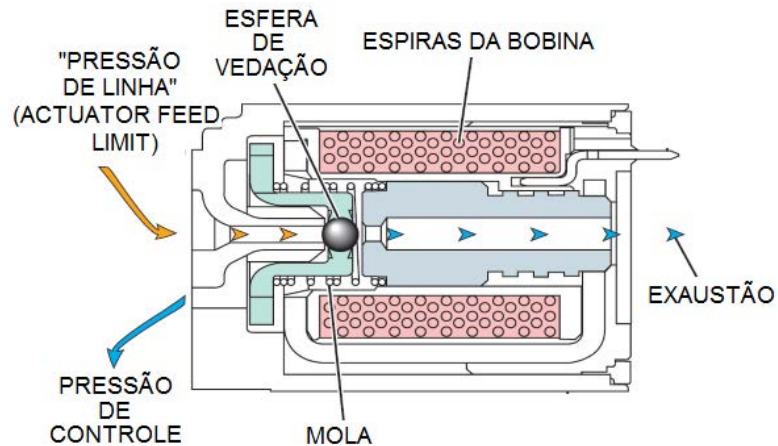
O princípio de funcionamento dos três solenoides é o mesmo: são mecanismos eletromagnéticos que permitem que a pressão de controle do fluido (oriunda da bomba de óleo) seja transmitida, em menor ou maior grau, para o acionamento das válvulas do sistema hidráulico.

### 4.1 *ON/OFF Solenoid*

*On/Off* é um solenoide com apenas dois estados: ou permitindo, ou impedindo a passagem do fluido para o acionamento de válvulas. A Figura 29 e a Figura 30 são demonstrativos visuais do que acontece no interior desse tipo de solenoide: quando a TCM energiza o solenoide, o encapsulamento que contém a esfera de vedação é deslocado contra a mola, permitindo que o

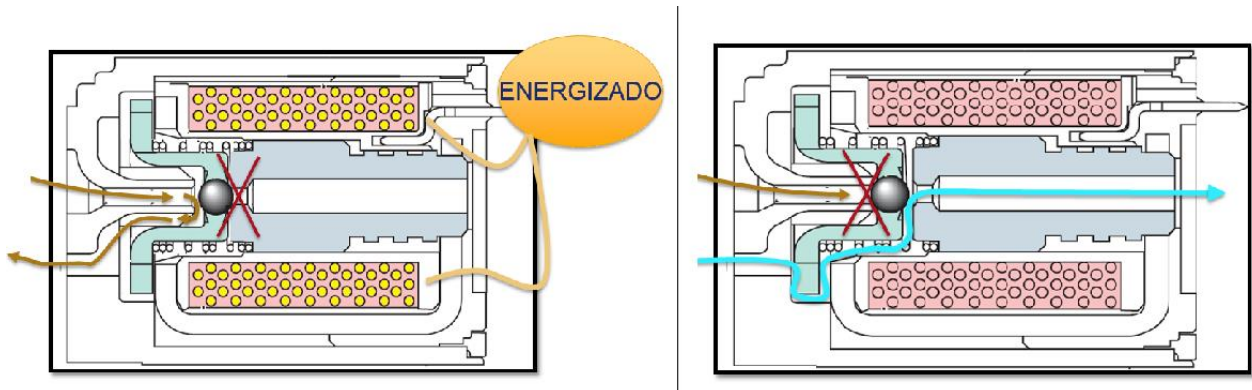
fluido seja encaminhado para o controle de alguma válvula e, ao mesmo tempo, impedindo a vazão para a exaustão; quando não há corrente passando pelas espiras do solenoide, a mola de retorno atua fazendo com que a esfera volte a sua posição original, impedindo a passagem de fluido pressurizado para o controle e despressurizando a linha por meio da exaustão.

Figura 29 – *On/Off Solenoid*



Fonte: Elaborada pelo autor a partir de GM (2012)

Figura 30 – Funcionamento do solenoide do tipo *On/Off*



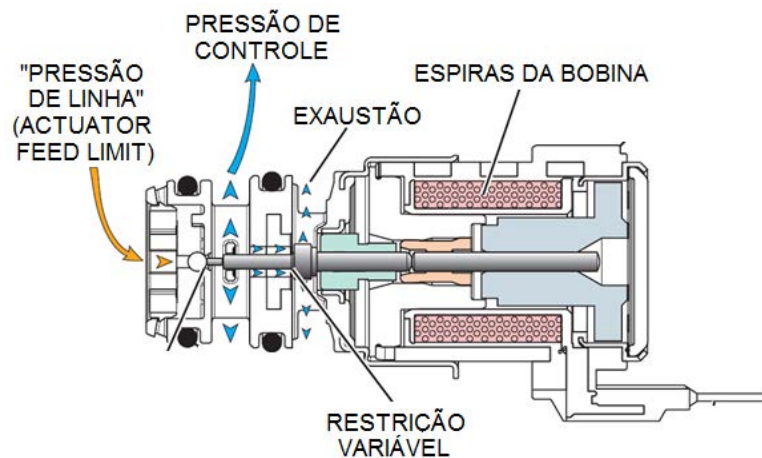
Fonte: Elaborada pelo autor a partir de GM (2012)

#### 4.2 *Normally Low Solenoid*

Diferentemente do *On/Off*, esse tipo de solenoide é constantemente monitorado e pode assumir variáveis valores. A TCM analisa o quanto de pressão é requerido para acionamento, provê uma corrente elétrica específica para mover o êmbolo e, conseqüentemente, permite que

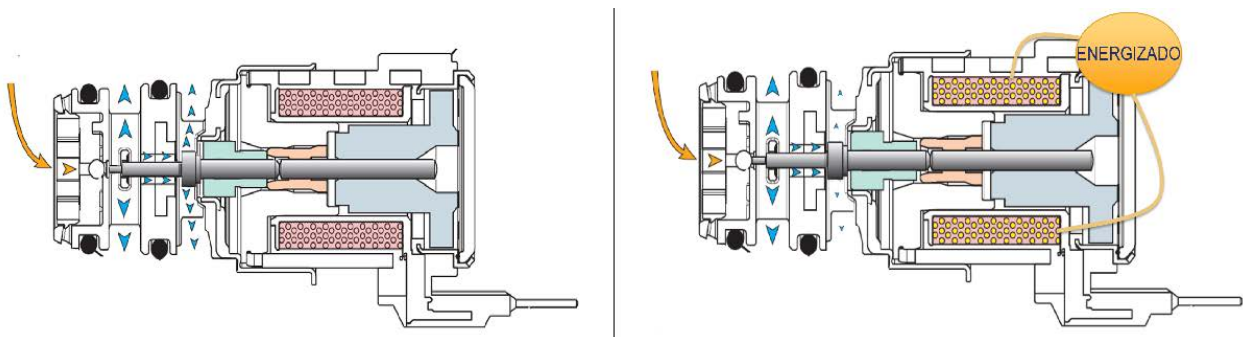
apenas certa quantidade de pressão seja transmitida para o controle. A indicação de “*Normally Low*” aparece devido à: baixa corrente elétrica provê baixas pressões de controle; alta corrente, altas pressões. A Figura 31 e a Figura 32 ilustram o funcionamento do solenoide do tipo *N/L*.

Figura 31 – *N/L Solenoid*



Fonte: Elaborada pelo autor a partir de GM (2012)

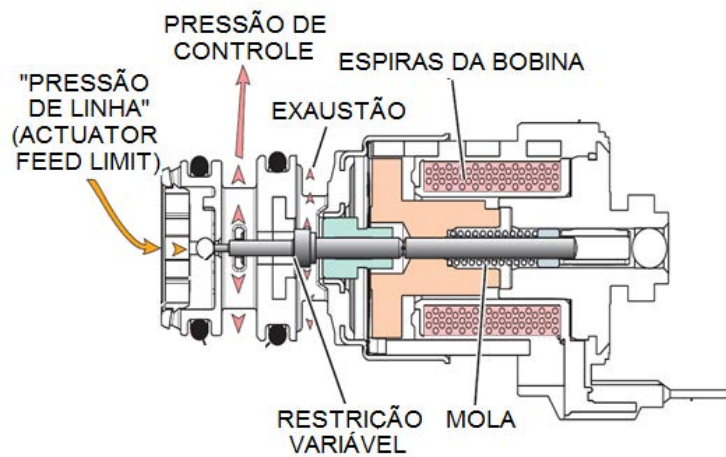
Figura 32 – Funcionamento do solenoide do tipo *N/L*



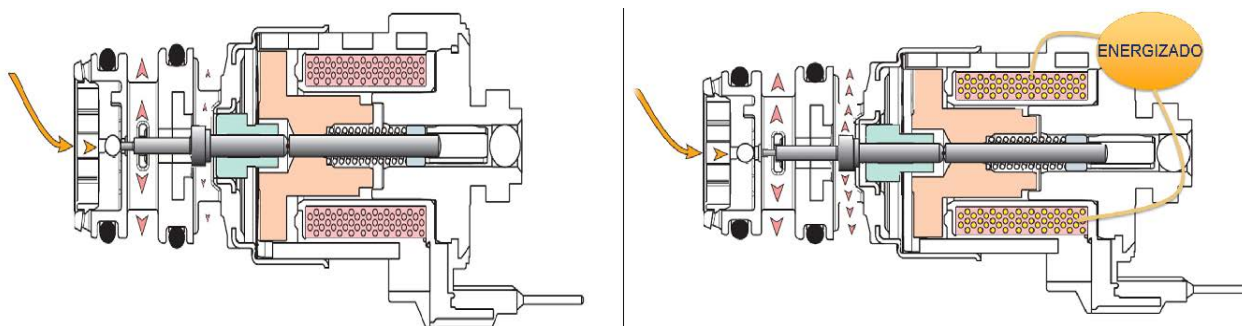
Fonte: Elaborada pelo autor a partir de GM (2012)

#### 4.3 *Normally High Solenoid*

Fisicamente se difere da *N/L* por conter uma mola de retorno para o pistão. Conceitualmente, é opostamente diferente pois, para esse caso, trabalhando-se com baixas correntes elétricas obtém-se altas pressões de controle e, para altas correntes, baixas pressões. A Figura 33 e a Figura 34 ilustram o funcionamento do solenoide do tipo *N/H*.

Figura 33 – *N/H Solenoid*

Fonte: Elaborada pelo autor a partir de GM (2012)

Figura 34 – Funcionamento do solenoide do tipo *N/H*

Fonte: Elaborada pelo autor a partir de GM (2012)

## 5 MAPAS DE TROCA DE MARCHA

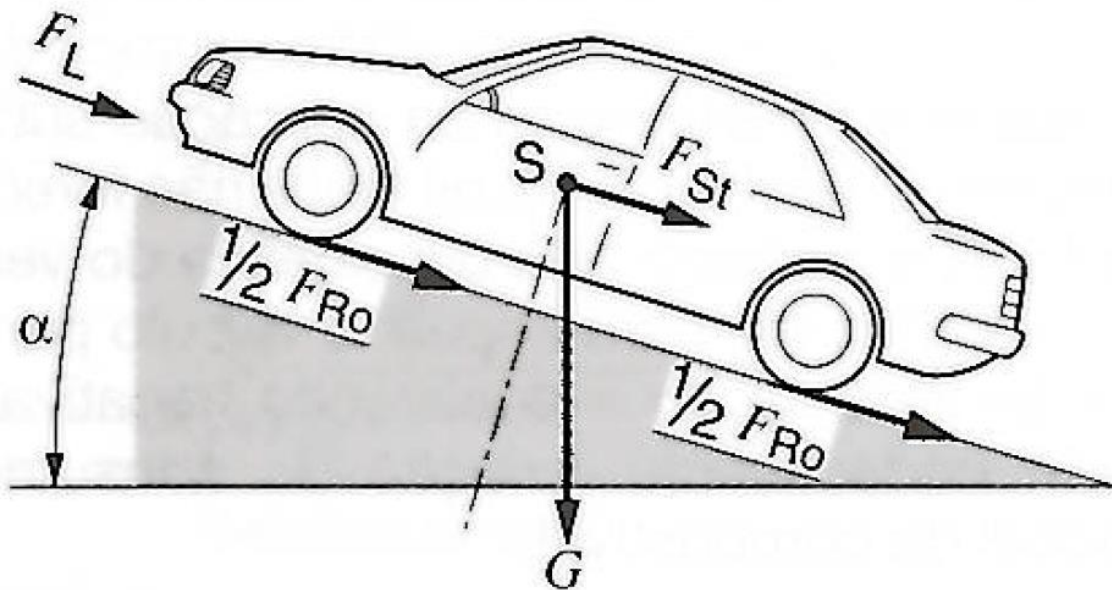
Para entender tudo o que os mapas de troca de marcha contêm, é necessário conhecer alguns conceitos pré-eliminatórios. Começando pela dinâmica do movimento linear do veículo, pode-se observar, intuitivamente, que o ganho de velocidade é limitado pela resistência ao movimento, caso contrário, o veículo ganharia velocidade infinitamente.

A resistência ao movimento é um conjunto de componentes que somadas compõem a chamada *Road Load*. O somatório das resistências é calculado conforme a equação 97.

$$F_w = F_{Ro} + F_L + F_{St} \quad (97)$$

Sendo  $F_w$  a resistência ao movimento,  $F_{Ro}$  a resistência ao rolamento,  $F_L$  o arraste aerodinâmico,  $F_{St}$  a resistência à subida. A Figura 35 é a indicação de cada uma das forças representadas no veículo.

Figura 35 – Forças resistivas ao movimento progressivo do veículo



Fonte: BOSCH, R. (2004)

De acordo com o Bosch, R. (2004): A resistência ao rolamento é o produto de processos de deformação que ocorrem no contato entre o pneu e a superfície da estrada. A resistência ao rolamento é descrita através da equação 98.

$$F_{Ro} = f \cdot m \cdot g \cdot \cos(\alpha) \quad (98)$$

O coeficiente de resistência ao rolamento,  $f$ , é diretamente proporcional ao nível de deformação e inversamente proporcional ao raio do pneu. É dado um pequeno vislumbre de como é o comportamento para diferentes pneus e tipos de superfícies de contato na Tabela 4.

Tabela 4– Resistência ao rolamento de acordo com as diferenças entre pneus

Superfície da estrada	Coefficiente de resistência ao rolamento
Pneus pneumáticos de carro em Pavimentação com laje grande	0,013
Pavimentação com laje pequena	0,013
Concreto, asfalto	0,011
Cascalho	0,02
Macadame alcatroado	0,025
Rodovia não pavimentada	0,05
Terra	0,1...0,35
Pneus pneumáticos de caminhão em concreto, asfalto	0,006...0,01
Rodas com precinta na terra	0,14...0,24
Trator de trilhos na terra	0,07...0,12
Roda sobre trilho	0,001...0,002









Fonte: BOSCH, R. (2004)

O arrasto aerodinâmico  $F_L$  é calculado de acordo com a equação 99:

$$F_L = 0,05 \cdot q \cdot c \cdot A \cdot (v + v_0)^2 \quad (99)$$

Sendo que  $q$  é a densidade do ar em  $[\text{kg}/\text{m}^3]$ ,  $c$  o coeficiente de arrasto,  $A$  a seção transversal maior do veículo em  $[\text{m}^2]$ ,  $v_0$  a velocidade de proa em  $[\text{km}/\text{h}]$  e  $v$  a velocidade do veículo em  $[\text{km}/\text{h}]$ . O comportamento do coeficiente de arrasto é mostrado na Figura 36 para as diferentes configurações de veículo.

Figura 36 – Coeficientes de arrasto de acordo com a geometria do veículo

	Coeficiente de arrasto <sup>1)</sup>	Arrasto aerodinâmico em kW, valores médios para A = 2 m <sup>2</sup> em várias velocidades			
		c <sub>d</sub>	40 km/h	80 km/h	120 km/h
 Conversível aberto	0,33...0,50	0,70	5,3	18	42
 Veículo off-road	0,35...0,50	0,71	5,5	19	44
 Sedã com porta traseira (forma convencional)	0,26...0,35	0,50	3,8	13	31
 Camioneta	0,30...0,34	0,52	4,1	14	33
 Formato em V, faróis e pára-lamas integrados na carroceria, rodas cobertas, painéis subveiculares, fluxo otimizado de ar de arrefecimento	0,30...0,40	0,58	4,6	16	37
 Faróis e todas as rodas embutidas na carroceria, painéis subveiculares	0,20...0,25	0,37	3,0	10	24
 Formato de V invertido (seção transversal mínima na traseira)	0,23	0,38	3,0	10	24
 Carenagem ótima	0,15...0,20	0,29	2,3	7,8	18
Caminhões, combinações de caminhão-reboque	0,80...1,5	-	-	-	-
Motocicletas	0,60...0,70	-	-	-	-
Ônibus	0,60...0,70	-	-	-	-
Ônibus aerodinâmicos	0,30...0,40	-	-	-	-

<sup>1)</sup> No headwind ( $v_0 = 0$ )

Fonte: BOSCH, R. (2004)

A resistência à subida ( $F_{St}$  positiva) e a força de descida ( $F_{St}$  negativa) são dadas a partir da equação 100:

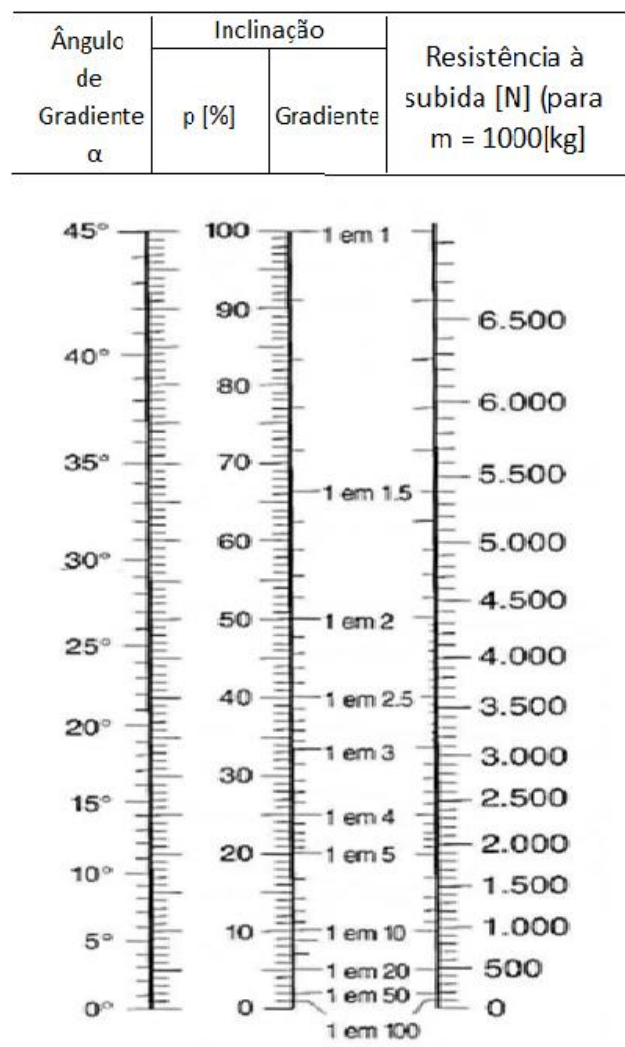
$$F_{St} = m \cdot g \cdot \text{sen}(\alpha) \quad (100)$$

Ou ainda, para gradientes (inclinação)  $p \leq 20\%$ , em que  $\text{sen}(\alpha)$  é aproximadamente igual a  $\text{tan}(\alpha)$ , a equação 100 pode ser simplificada e escrita conforme a equação 101:

$$F_{St} = 0,01 \cdot p \cdot m \cdot g \quad (101)^4$$

A dependência da resistência à subida em relação a inclinação é mostrada na Tabela 5.

Tabela 5 – Resistência à subida de acordo com o grau de inclinação da pista

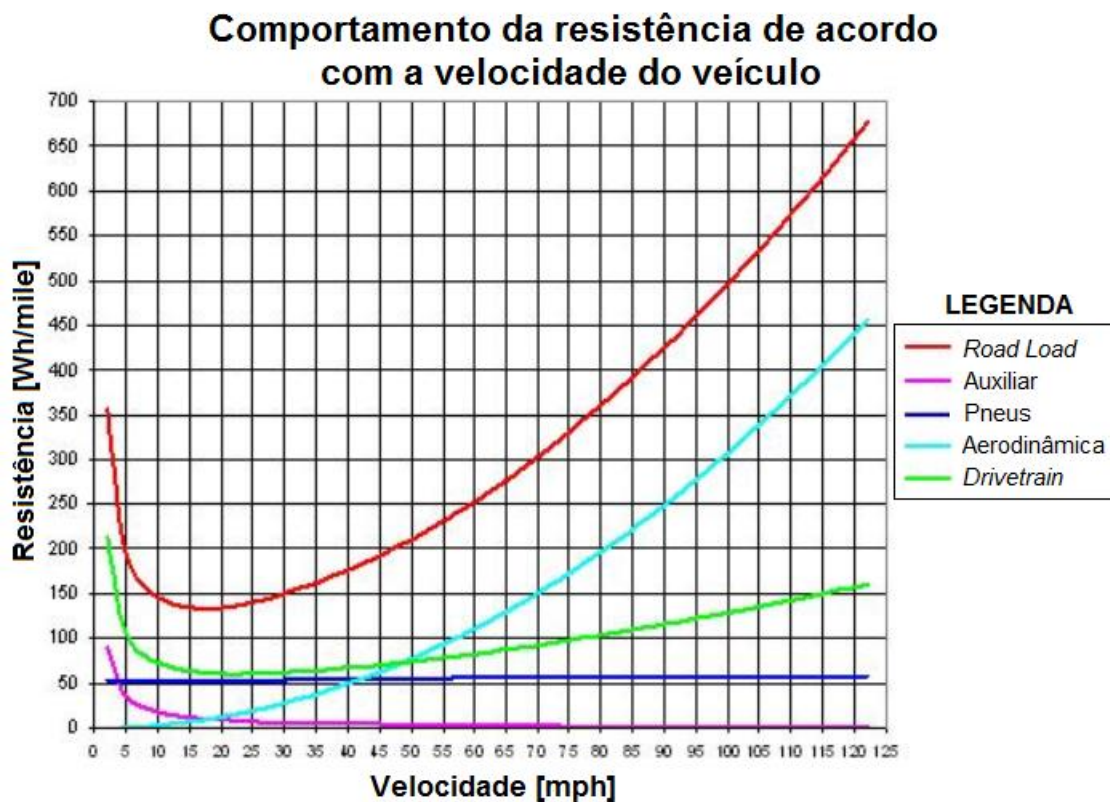


Fonte: Editada pelo autor a partir de BOSCH, R. (2004)

<sup>4</sup> O 0,01 está relacionado a %, para que “p” receba valores entre 0 e 100.

Após todas as componentes terem sido apresentadas, é possível enxergar em gráfico como a *Road Load* é desenhada: a resistência ao movimento em relação à velocidade do veículo. De acordo com a Figura 37 (apenas um exemplo), a *Road Load* é plotada a partir da soma de algumas componentes: “Auxiliar” indicando as perdas elétricas (por exemplo, oriundas do ar-condicionado, rádio, direção etc); “Pneus” como uma forma de somar as resistências ao rolamento e pressão de pneu; “Aerodinâmica” mostrando que o aumento das perdas se dá potencialmente em relação ao aumento de velocidade; e “*Drivetrain*” incluindo perdas do motor e da caixa de transmissão.

Figura 37 – Comportamento da *Road Load*



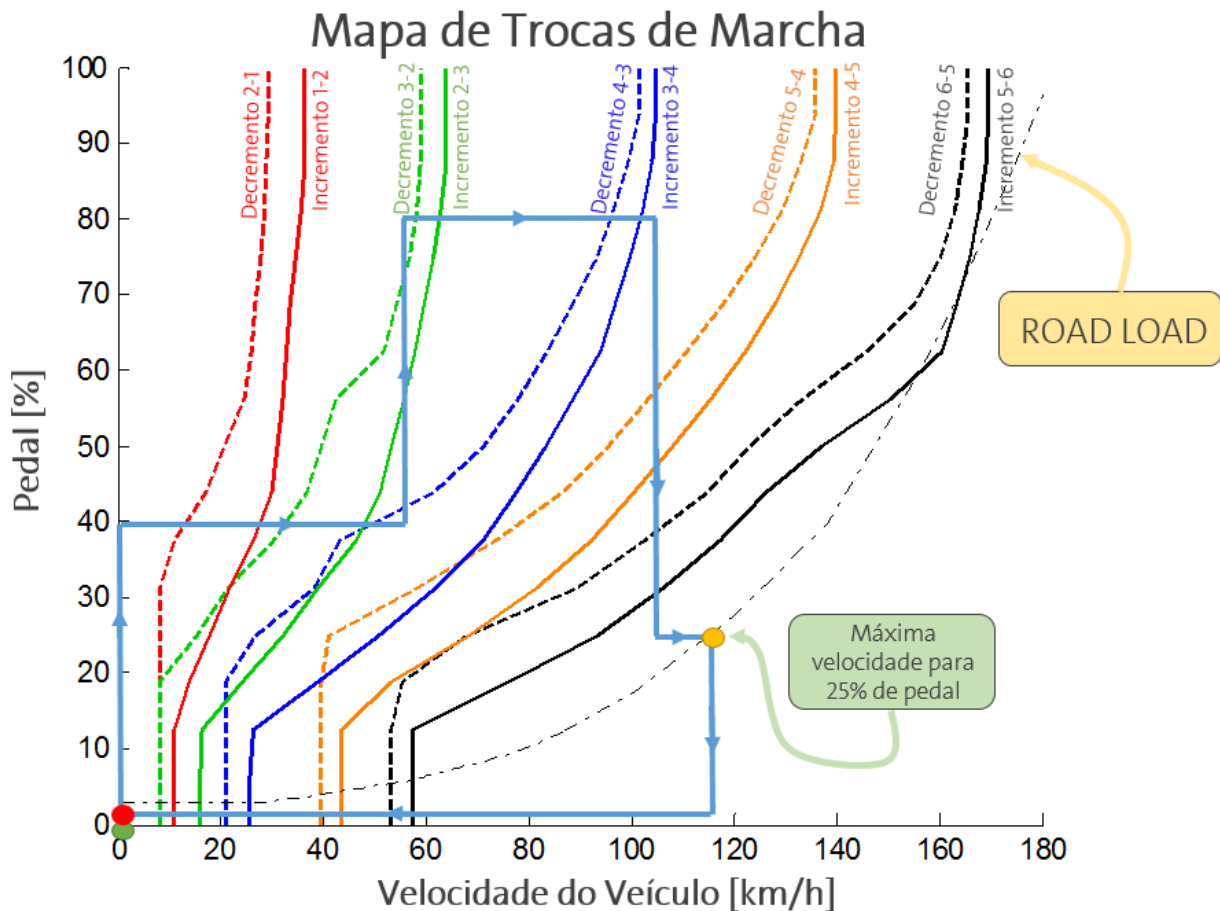
Fonte: Editada pelo autor a partir de Straubel, J. B. (2008)

O mapa de trocas de marcha é plotado em conjunto com a *Road Load* de tal forma que o movimento do veículo obedecerá ao que o mapa contiver e, sua velocidade será limitada pelas resistências. Nesse mapa, os incrementos de marcha, que serão chamados de *Upshifts*, são indicados através das linhas cheias; os decrementos de marcha, reduções de marcha ou, como

serão chamados, *Downshifts*, por meio de linhas tracejadas; e a *Road Load* é mostrada através da curva que intercala traços de tamanhos diferentes.

Uma rotina comum de dirigir um veículo até o local de trabalho, por exemplo, é indicada na Figura 38, ou seja, frequentemente, o motorista depara-se com situações similares ao que é mostrado.

Figura 38 – Mapa de trocas de marcha



Fonte: Elaborada pelo autor a partir de um gráfico genérico de um mapa de trocas de marcha.

Na Figura 38, o veículo inicia sua partida com velocidade de 0 [km/h] sendo que o motorista ainda não pressionou o pedal do acelerador. Ao pisar 40% de pedal, a partir de 0 [km/h], o veículo inicia o ganho de velocidade com pedal constante. Durante esse aumento de velocidade, percebe-se uma *Upshift* 1-2 quando é atingida a marca de 28 [km/h] e uma *Upshift* 2-3 quando em 49 [km/h], aproximadamente.

Ao atingir 55 [km/h], pisa-se no acelerador cerca de 80% e, nesse aumento de pedal, é realizada uma *Downshift* 3-2 por causa do requerimento de torque. Novamente, mantém-se o pedal constante em 80%, o veículo realiza *Upshift* 2-3 e 3-4 a 64 [km/h] e 99 [km/h] respectivamente.

Libera-se o pedal para cerca de 25%, fazendo com que o carro realize *Upshift* 4-5 e 5-6. Ao manter o pedal em 25%, a velocidade máxima atingida será de 115 [km/h] por causa da *Road Load*. Um conceito importante sobre a *Road Load* é que, se as coordenadas do mapa estiverem a sua esquerda, o veículo sempre ganhará velocidade e a curva caminhará para a direita (pois haverá aceleração). Caso as coordenadas estejam posicionadas no lado direito da linha *Road Load*, o carro sempre perderá velocidade, pois a energia fornecida não é suficiente para vencer as perdas por resistência ao movimento (desaceleração).

Após alcançar a velocidade máxima para 25% de pedal, tira-se o pé do acelerador para cerca de 2%. É possível visualizar a perda de velocidade pelo posicionamento na região de desaceleração e, assim, inicia-se a perda de energia até que se atinja 0 [km/h]. No percurso, ocorrem *Downshift* 6-5, 5-4, 4-3 e 3-1 a 54 [km/h], 40 [km/h], 21 [km/h] e 8 [km/h] respectivamente. É interessante notar que na região de baixo pedal, as linhas de *Downshift* 3-2 e 2-1 se sobrepõem, fazendo com que haja uma troca direta de 3ª para 1ª marcha.

## 6 METODOLOGIA

Para o estudo prático, a pista reta do CPCA, que possui cerca de 2,3 [km] de extensão em cada um de seus lados e uma nivelção de solo bem próxima a horizontalidade, foi utilizada no momento de tomar os dados. A pista, juntamente com o campo de provas, é mostrada na Figura 39.

Figura 39 – Vista aérea do Campo de Provas da Cruz Alta (foco na pista reta)



Fonte: GOOGLE (2017)

Os experimentos consistiram em dirigir o carro na pista e realizar uma série de tomadas de dados, levando em conta alguns parâmetros de controle (tanto do ambiente quanto do próprio veículo), algumas variáveis de referência que, a partir de suas combinações, varreu-se a maioria do mapa de trocas e, para completar, as variáveis de monitoramento que são lidas para determinar as condições as quais o veículo foi submetido.

### 6.1 PARÂMETROS DE CONTROLE

Os parâmetros de controle são importantes para que não se tenha variação dos resultados, por exemplo, realizar o experimento com os pneus calibrados com 30 [psi] em um dia e 35 [psi] em outro levará a dados enganosos pois, como visto na parte teórica, a resistência ao rolamento será diferente para os dois casos e, conseqüentemente, a energia para mover o veículo, também o será. Optou-se por realizar todas as tomadas de dados no mesmo dia, para que fatores como velocidade dos ventos, umidade e temperatura ambientes não pudessem ter a oportunidade de

variar muito (por exemplo, em um dia, poderia estar com sol e, no outro, com chuva). A malha de controle foi definida visando alguns parâmetros:

- Tipo de combustível: utilizou-se um oriundo da empresa que, portanto, possui um controle mais rigoroso em comparação com o vendido nos postos convencionais. O combustível utilizado foi o E0 (gasolina).

- Pressão dos pneus: calibrada antes de realizar os testes de acordo com o que é informado pelo manual do veículo. A pressão adotada foi de 35 [psi].

- Velocidade dos ventos: buscou-se a realização dos experimentos em um dia em que a velocidade dos ventos estivesse baixa, principalmente quando as velocidades do veículo eram elevadas, para que o fator resistivo aerodinâmico não mascarasse os resultados. A verificação foi feita a cada trinta minutos em uma cabine na pista de testes que monitorava diversas condições do ambiente. Os ventos estavam variaram entre 0 e 0,2 [m/s], de acordo com as medições.

- Pressão ambiente: assim como a velocidade dos ventos, a pressão ambiente foi monitorada a cada trinta minutos na cabine da pista. A pressão ambiente não variou, estando com o valor de 955,5 [hPa].

- Temperatura ambiente: assim como a velocidade dos ventos e a pressão ambiente, a temperatura ambiente foi monitorada a cada trinta minutos na cabine da pista. A temperatura manteve-se em 24 [°C].

- Massa do veículo: foi utilizada uma padronizada pela empresa para realização de testes e foi aferida através de uma balança com quatro pontos, em que cada roda foi apoiada. Massa do veículo: 1240 [kg].

- Temperatura do óleo da transmissão: foi monitorada através de uma variável dentro do *software* da empresa para que os testes não fossem realizados com temperaturas acima de 100 [°C], pois acima desta, a controladora da transmissão “mascara” os dados por conta de comportamentos diferentes do veículo a fim de abaixar a temperatura.

## 6.2 VARIÁVEIS DE REFERÊNCIA

As variáveis de referência foram aquelas que sofreram mudanças planejadas pelo calibrador de transmissão automática. Todas são controladas pelo *software* da transmissão e são elas:

- Porcentagem de pedal do acelerador: Pedal
- Marcha do veículo: Marcha
- Modo do conversor de torque: Modo\_TC

Inicialmente os planos eram de combinar todas as variáveis para a criação do mapa, ou seja, cada uma das três variáveis acima seria representada por pontos:

- Pedal: 6,25%; 12,50%; 18,75%; ...; 93,75% e 100,00%. Tais pontos já são usados, dentro da calibração de transmissão automática, como referência para a inserção de dados (*breaking points*).

- Marcha: 1<sup>a</sup>, 2<sup>a</sup>, 3<sup>a</sup>, 4<sup>a</sup>, 5<sup>a</sup> e 6<sup>a</sup> marchas.
- Modo\_TC: totalmente acoplado e desacoplado.

Com isso, o total de testes necessário para a análise segue a equação 102:

$$(16). (6). (2) = 192 \quad (102)$$

Para otimizar o tempo, optou-se por reduzir o número de *breaking points* da variável Pedal (pois já seria o suficiente para a análise) e utilizar o TC apenas totalmente acoplado (pois em um mapa de trocas de marcha, são poucos os pontos em que o TC é desacoplado para a multiplicação de torque, portanto, para fins de estudo, seria suficiente). Após as modificações, as variáveis tomaram as seguintes configurações:

- Pedal: 12,50%; 25,00%; ...; 87,50% e 100,00%.
- Marcha: 1<sup>a</sup>, 2<sup>a</sup>, 3<sup>a</sup>, 4<sup>a</sup>, 5<sup>a</sup> e 6<sup>a</sup> marchas.
- Modo\_TC: apenas totalmente acoplado.

O número de total de testes que foram realizados obedece a equação 103:

$$(8). (6). (1) = 48 \quad (103)$$

O procedimento seguiu os passos:

1. Garantiu-se o acoplamento total do TC ao maximizar a variável do *software* que controla a pressão no mesmo.
2. Travou-se em determinado Pedal e Marcha para caracterizar um teste.

3. Após o preparo dos passos 1 e 2, elevou-se a velocidade do veículo desde uma em que não houvesse o desligamento do motor, por conta da embreagem do TC aplicada, até a máxima para aquelas mesmas condições.
4. Repetiu-se os procedimentos 1, 2 e 3 com novas combinações de Pedal e Marcha.

### 6.3 VARIÁVEIS DE MONITORAMENTO

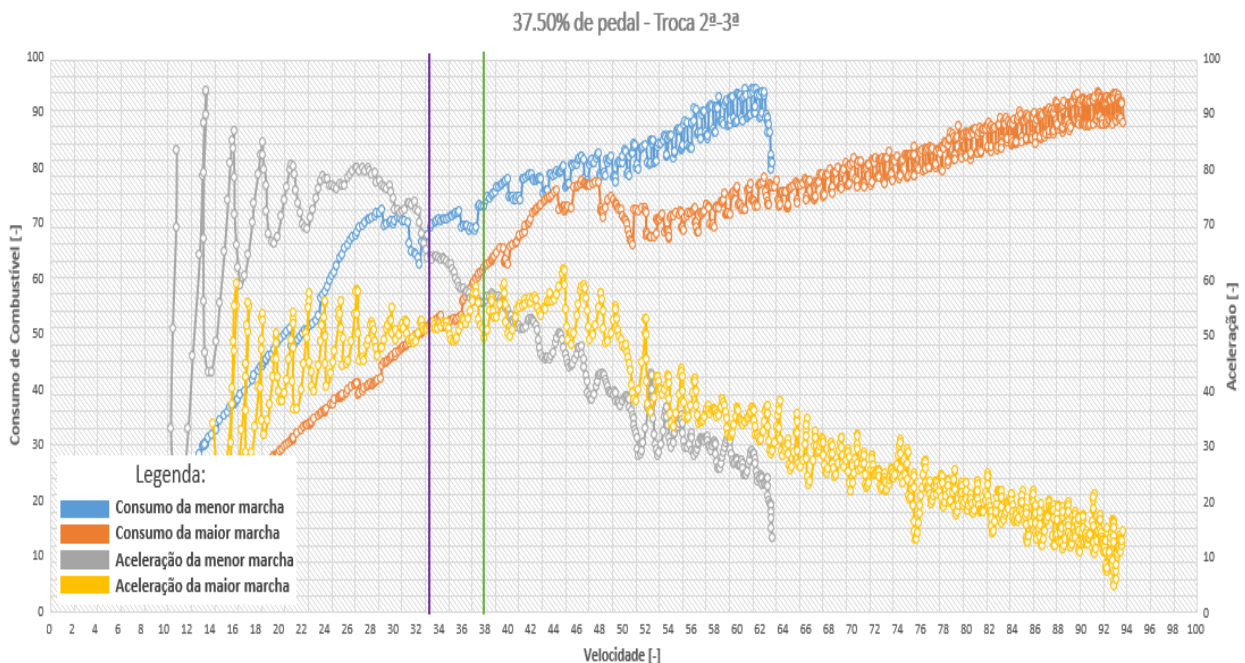
As variáveis de monitoramento, além de garantir que as condições planejadas foram respeitadas (como as de controle), foram os resultados alcançados com os testes. As encontradas no experimento são: torque do motor, rotação do motor, velocidade do veículo, porcentagem de pedal, aceleração do veículo, marcha, modo do conversor de torque, pulso de injeção de combustível. Dentre elas, construiu-se gráficos utilizando a velocidade do veículo, pulso de injeção de combustível e a aceleração do veículo para que pudesse ser visualmente observado o comportamento do carro ao longo dos experimentos.

## 7 RESULTADOS E DISCUSSÕES

A análise consistiu em ter a velocidade do veículo no eixo das abscissas e o pulso de combustível juntamente com a aceleração do veículo no eixo das ordenadas. Por serem muitos gráficos, foram criados apêndices para organizá-los melhor (cada um dos apêndices representa uma porcentagem de pedal).<sup>5</sup>

Para a discussão dos resultados, um gráfico foi tomado aleatoriamente, dentre os disponíveis nos apêndices. A Figura 40 em questão é o de 37,50% de pedal do acelerador e representa a troca de 2<sup>a</sup> para 3<sup>a</sup> marcha.

Figura 40 – 37,50% de pedal – Troca 2<sup>a</sup>-3<sup>a</sup>



Fonte: Elaborada pelo autor a partir dos dados dos testes

Ao observar a Figura 40, pode-se perceber que não há um único ponto provável para escolha da troca de marcha. Se a escolha for a 38 unidades de velocidade, como indicado pela linha em verde, a troca estará priorizando a dirigibilidade do veículo, uma vez que nesse ponto ocorre a inversão de acelerações e a 3<sup>a</sup> marcha assume melhores níveis de aceleração em relação

<sup>5</sup> Os gráficos foram normalizados para que os dados confidenciais da empresa não sejam divulgados.

aos níveis da 2ª marcha. Se, porém, for escolhido um ponto a 33 unidades de velocidade, a economia de combustível começa a ganhar forças, visto que o consumo da 2ª marcha é sempre maior ao da 3ª marcha para essa porcentagem de pedal e, portanto, ao realizar a troca momentos antes, prioriza-se a parte energética em relação ao desempenho do veículo.

A justificativa para que a troca de marcha acontecendo mais cedo favoreça a economia de combustível é devido ao fato de que o motor gira menos à medida em que se aumenta a marcha.

Ao estudar os gráficos que representam 12,50% de pedal, percebe-se que são os únicos que não seguem o padrão dos demais: menor marcha em análise inicia o gráfico com maiores acelerações e maior marcha assume os maiores níveis após ocorrer a inversão. Essa “anormalidade” ocorre por conta do *software* de motor que interfere nos níveis de torque disponíveis ao carro para determinadas faixas de pedal do acelerador. Para as demais porcentagens, essa ocorrência não existe.

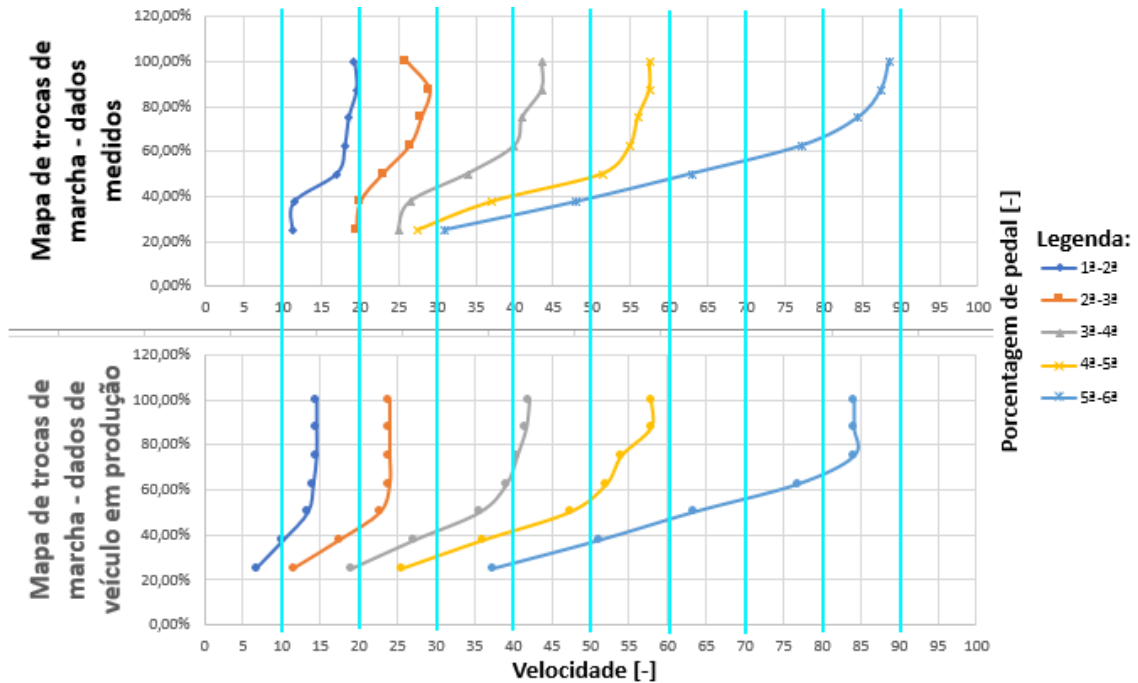
Para que o mapa de trocas de marcha pudesse ser construído, foram tomados os pontos em que as acelerações das marchas se igualavam (ponto esse representado pela linha verde na Figura 40), assim, houve uma padronização do modelo de estudo.<sup>6</sup> A Figura 41<sup>7</sup> une dois gráficos para comparação: o primeiro representa o mapa formado pelos pontos de incremento de marcha, ou *Upshifts*, dos dados obtidos nos testes e, o segundo, o mapa de *Upshifts* utilizado atualmente no veículo em produção (a base dos dados é obtida por meio de simulações).

---

<sup>6</sup> Para porcentagens a partir de 62,50% em 5ª e 6ª marchas, precisou-se extrapolar para que fosse encontrado um ponto possível de troca. Esse problema surgiu por que a pista reta do CPCA não é suficientemente grande para alcançar as velocidades máximas em 5ª e em 6ª marchas.

<sup>7</sup> Os dados relativos à 12,50% de pedal foram omitidos por conta do que já foi explicado.

Figura 41 – Comparação entre mapas de trocas de marcha



Fonte: Elaborada pelo autor

Em primeiro lugar, os dois gráficos apresentam comportamentos bem próximos um do outro em relação ao formato com que as curvas se desenvolvem. Ao analisar quantitativamente, é possível notar que as curvas do mapa do veículo em produção estão ligeiramente deslocadas para a esquerda, o que indica um apelo mais voltado à economia de combustível, ou então, olhando pelo ponto de vista do mapa dos dados medidos, percebe-se um ligeiro deslocamento para a direita, indicando uma calibração mais voltada ao desempenho e dirigibilidade do veículo, ou seja, ao deslocar o mapa, prioriza-se uma das variáveis e penaliza-se a outra.

## 8 CONCLUSÃO

Antes de qualquer trabalho na área de calibração é essencial o entendimento da física por trás do que é feito na prática. Ao estudar um mapa de trocas de marcha é muito importante compreender o que é uma transmissão automática, quais são seus componentes e como que interagem a fim de fornecer movimento ao veículo.

Quando se calibra um veículo, o engenheiro deve sempre colocar o peso que deseja para os fatores que interfere em sua calibração: ao melhorar determinado campo, deve-se ter em mente que poderá impactar negativamente em outro. No caso do exemplo prático do trabalho, ao melhorar a economia de combustível fazendo com que as trocas ocorram mais cedo, penaliza-se a dirigibilidade do veículo, vice-e-versa.

Dentro de um mapa de trocas de marcha, é possível enxergar a similaridade entre dados que são retirados em campo (ao dirigir o veículo em pista) e os que são obtidos através de calibração. Após estar em mãos com os dados, o engenheiro é capaz de os modificar ligeiramente para criar a identidade do veículo, seja um que consuma mais e tenha melhor dirigibilidade, seja um mais econômico, porém com desempenho inferior.

## REFERÊNCIAS

BENFORD, H. L.; LEISING, M. B.; **The lever analogy: A new tool in transmission analysis.** SAE International, 1981. Disponível em: <<http://papers.sae.org/810102/>>. Acesso em: 15 jun 2017.

BOSCH, R. Transmissão. In:\_\_\_\_. **Manual de Tecnologia Informativa.** São Paulo: Edgard Blucher LTDA, 2004. p. 736-753.

CHINNNUSAMY, N. K. **Why gears fail and a few ideas for building better replacements.** 2012. Disponível em: <<http://www.windpowerengineering.com/gearboxes/why-gears-fail-and-a-few-ideas-for-building-better-replacements/>>. Acesso em: 31 maio 2017.

CONSIGLIO, T. **Carros com câmbio automático já representam mais de 40% das vendas de 0km.** Editora Globo, 2017. Disponível em: <<http://revistaautoesporte.globo.com/Noticias/noticia/2017/08/carros-com-cambio-automatico-ja-representam-mais-de-40-das-vendas-de-0km.html>>. Acesso em: 04 dez. 2017.

FIORIO, V.; HENRIQUE, F. **O que é e como funciona uma bomba hidráulica?** Redação Indústria Hoje, 2013. Disponível em: <<https://www.industriahoje.com.br/o-que-e-e-como-funciona-uma-bomba-hidraulica>>. Acesso em: 07 jun 2017.

FLEMING, C. **The disappearing stick shift: Less than 3% of cars sold in the U.S. have manual transmissions.** Chicago: Tribune Media, 2016. Disponível em: <<http://beta.latimes.com/business/autos/laautoshow/la-fi-hy-disappearing-stick-shift-20161115-story.html>>. Acesso em: 04 dez. 2017.

GENERAL MOTORS. **Hydra-matic 6T30/40/45/50 – GEN 2:** Technician’s Guide. Estados Unidos da América: 2012. 160 p.

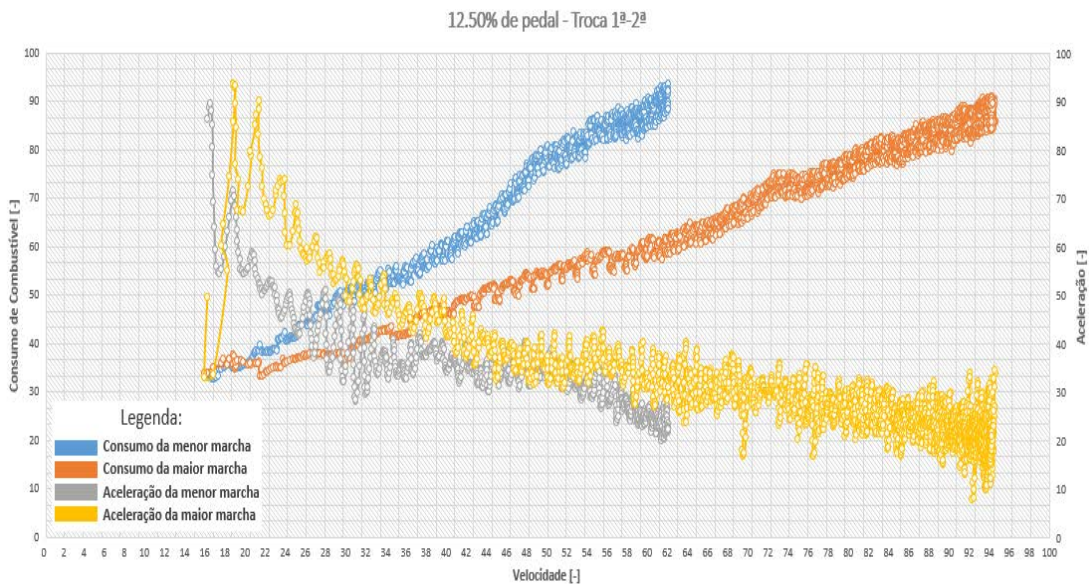
SANTOS, M. **Caixa de dupla embreagem saem de cena: por quê?** São Paulo: 2017. Disponível em: <[http://www.assobrav.com.br/ler\\_noticias.asp?id=38629](http://www.assobrav.com.br/ler_noticias.asp?id=38629)>. Acesso em: 30 maio 2017.

STRAUBEL, J. B. **Roadster efficiency and range.** Estados Unidos da América: Tesla, 2008. Disponível em: <<https://www.tesla.com/blog/roadster-efficiency-and-range>>. Acesso em: 21 nov. 2017.



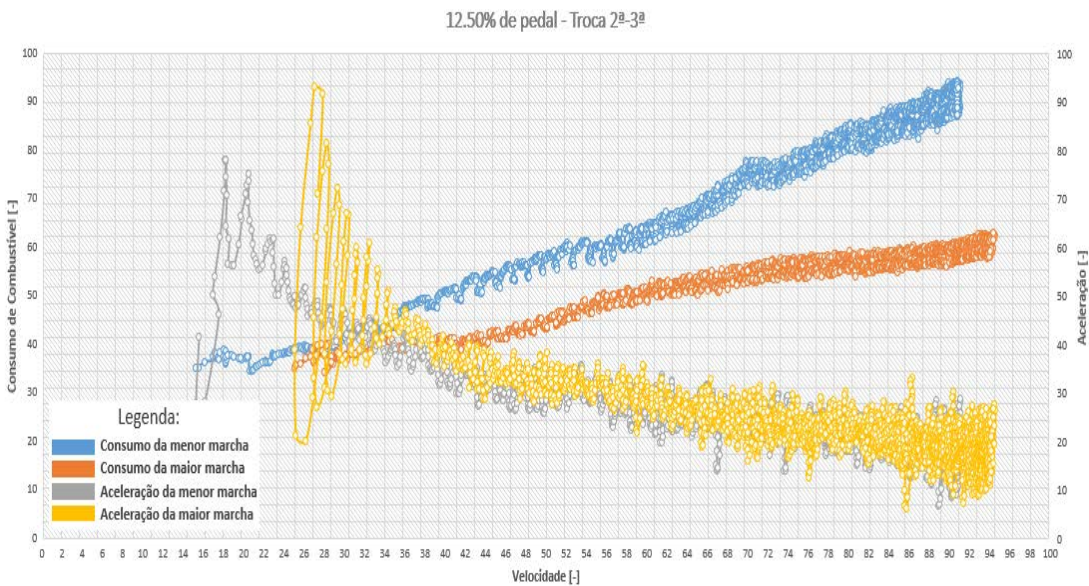
## APÊNDICE A – 12,50% de Pedal

### Figura 43 – 12,50% - 1-2



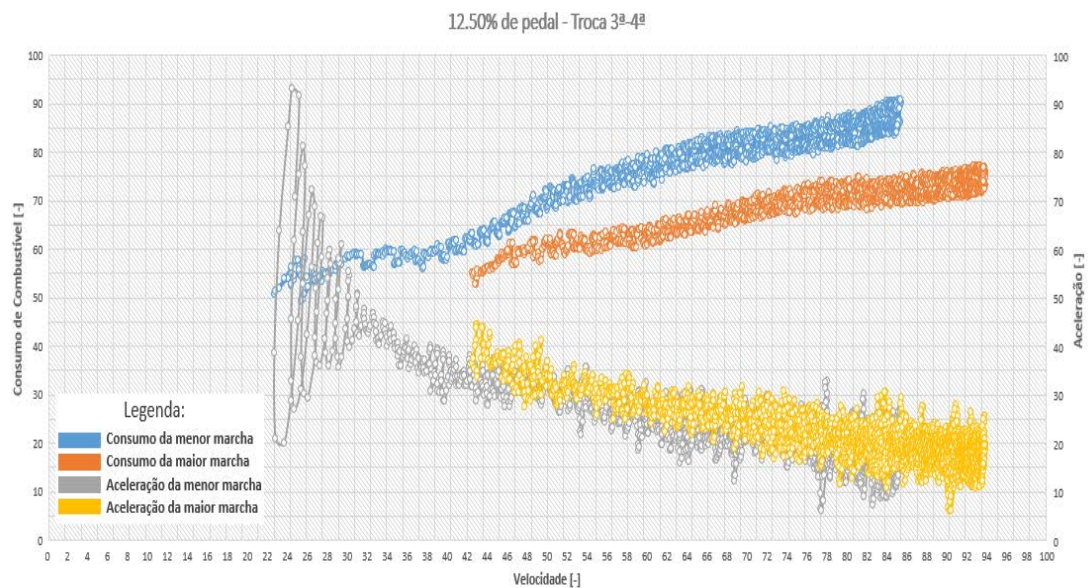
Fonte: Elaborada pelo autor

### Figura 44 – 12,50% - 2-3



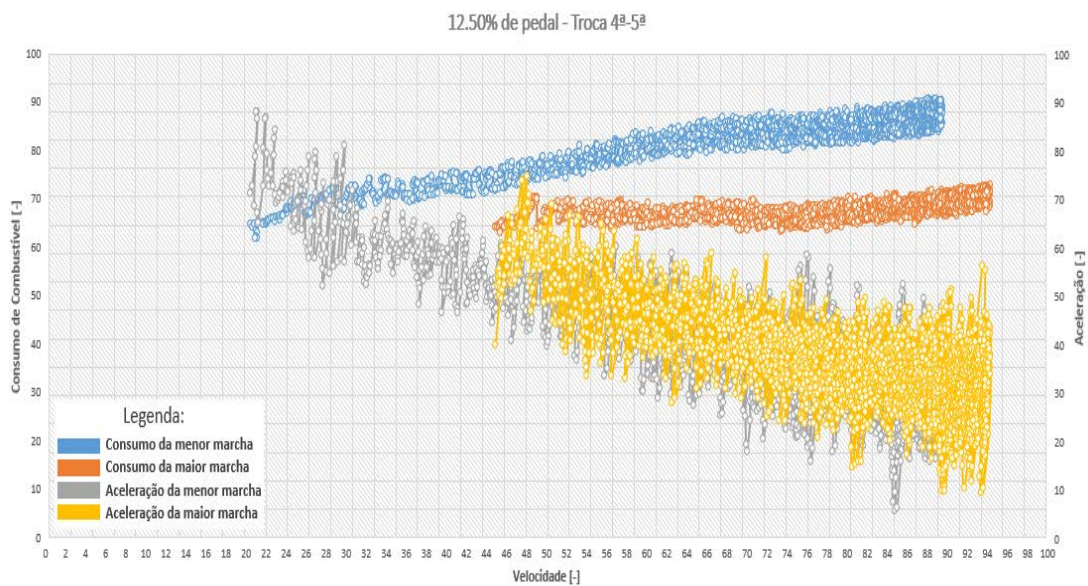
Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 45 – 12,50% - 3-4



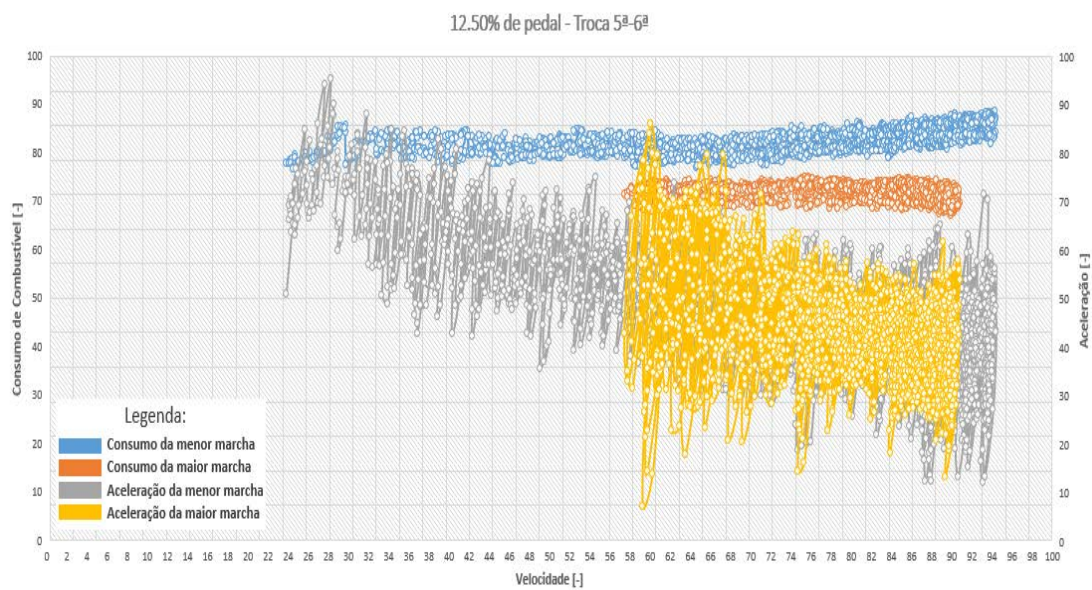
Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 46 – 12,50% - 4-5



Fonte: Elaborada pelo autor

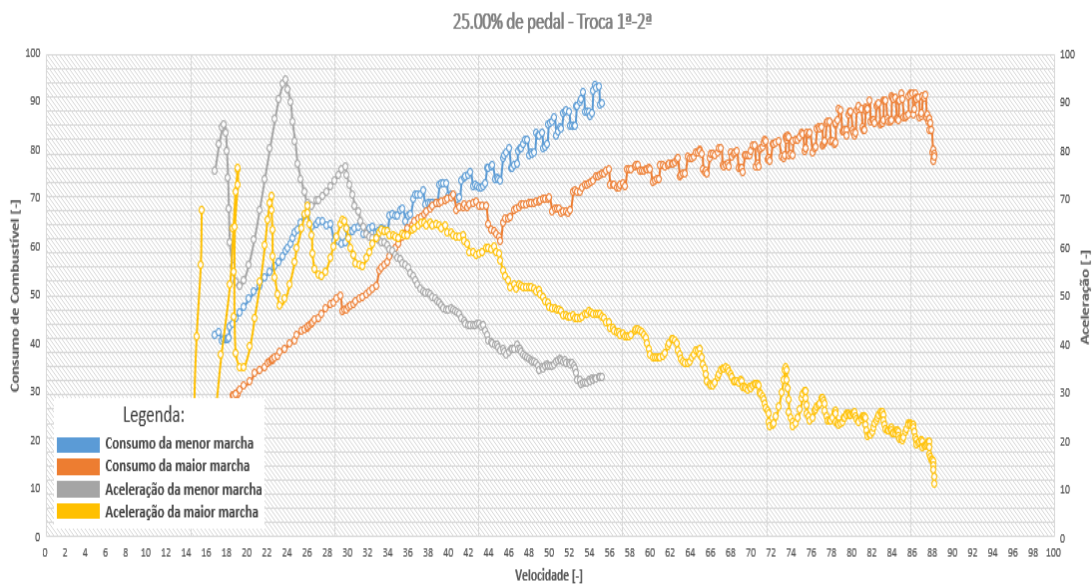
Figura 47 – 12,50% - 5-6



Fonte: Elaborada pelo autor

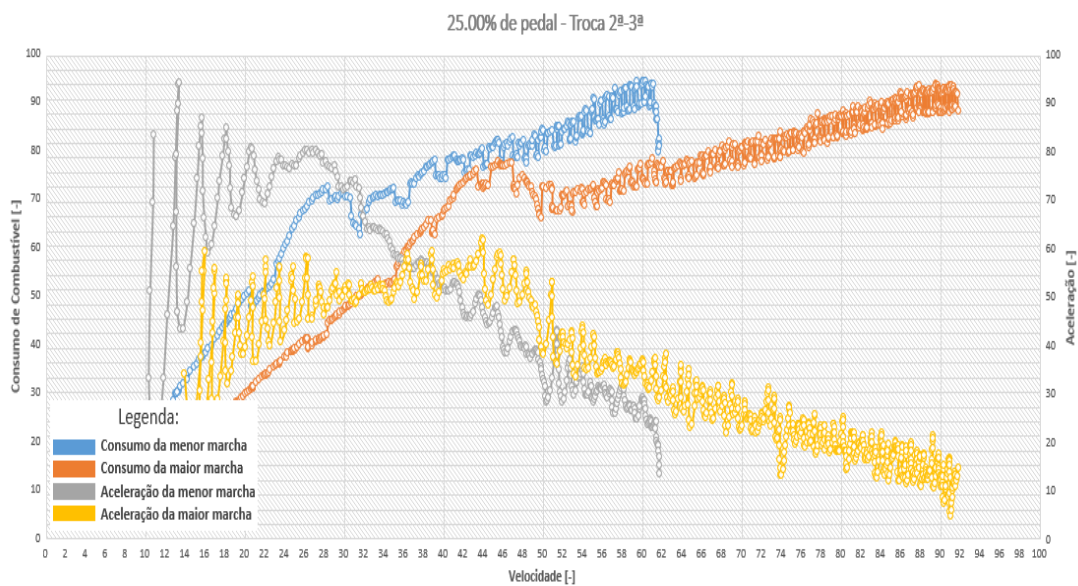
## APÊNDICE B – 25,00% de Pedal

### Figura 48 – 25,00% - 1-2



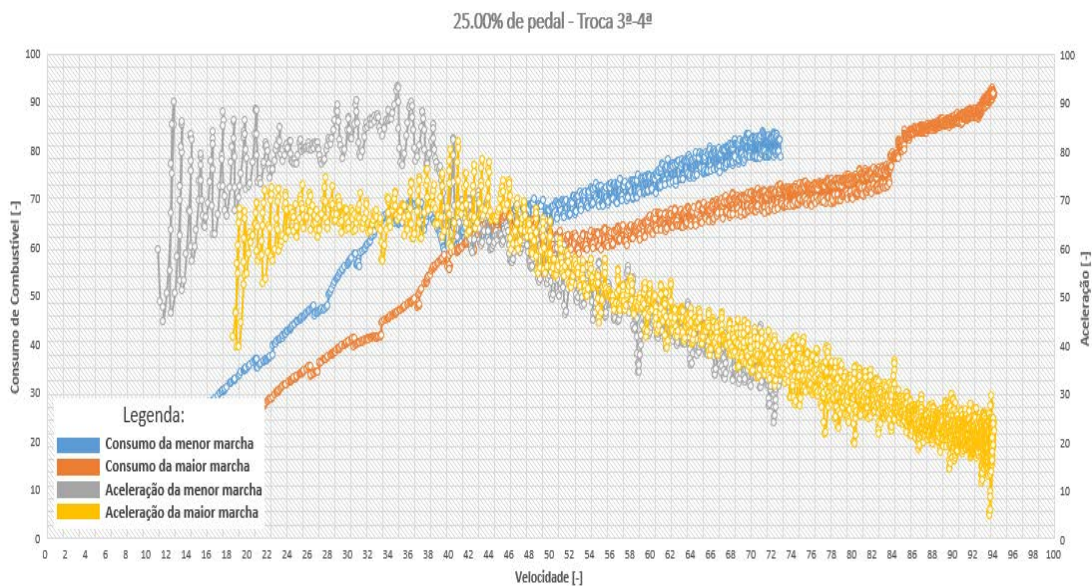
Fonte: Elaborada pelo autor

### Figura 49 – 25,00% - 2-3



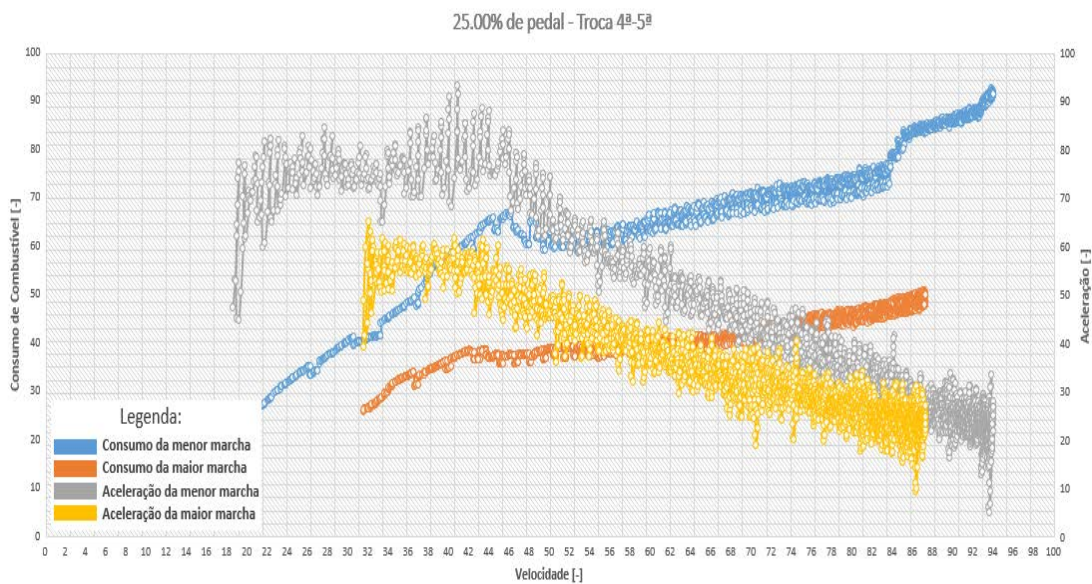
Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 50 – 25,00% - 3-4



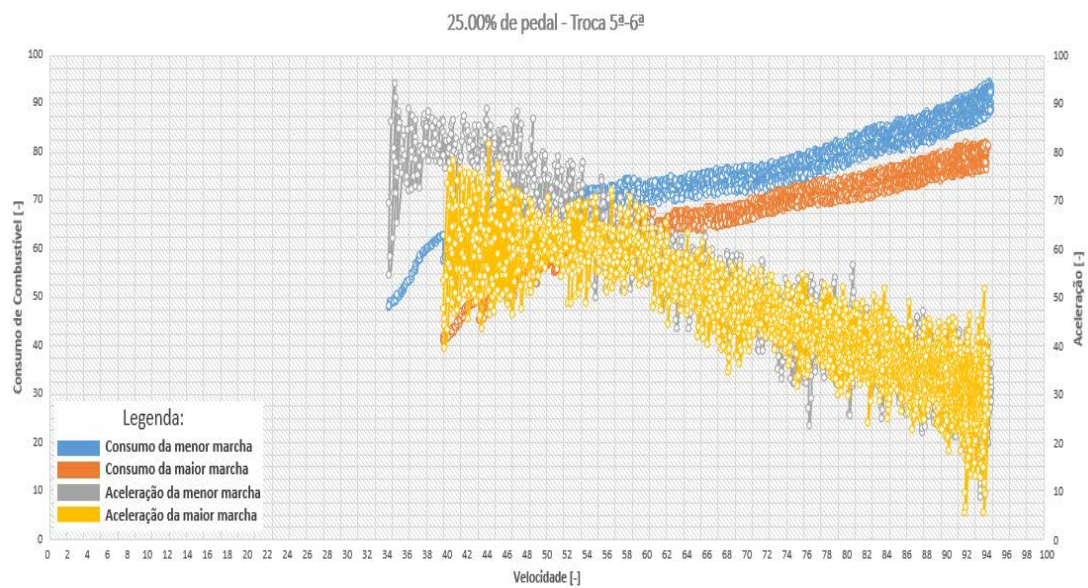
Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 51 – 25,00% - 4-5



Fonte: Elaborada pelo autor

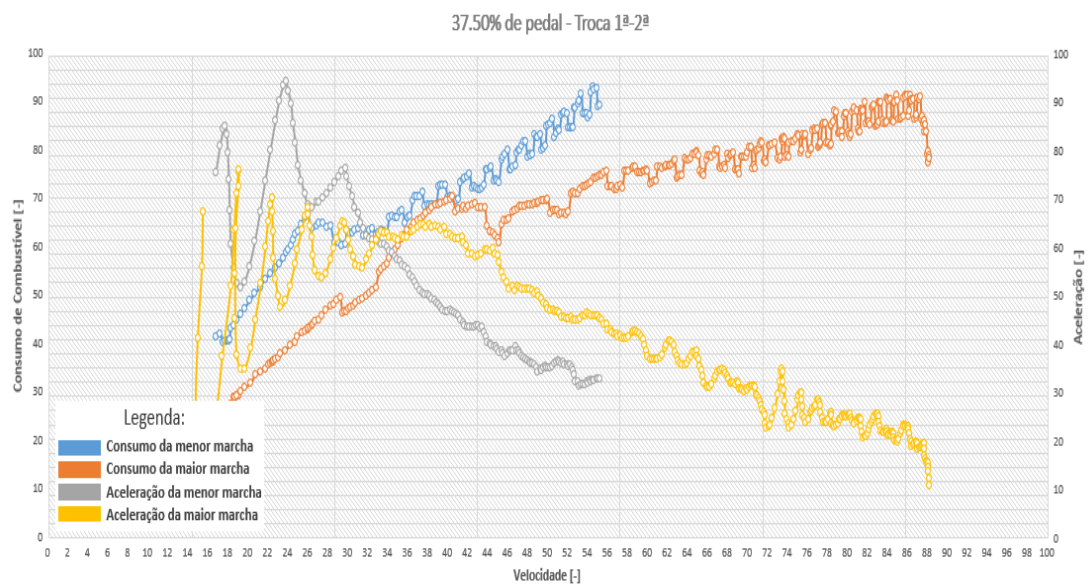
Figura 52 – 25,00% - 5-6



Fonte: Elaborada pelo autor

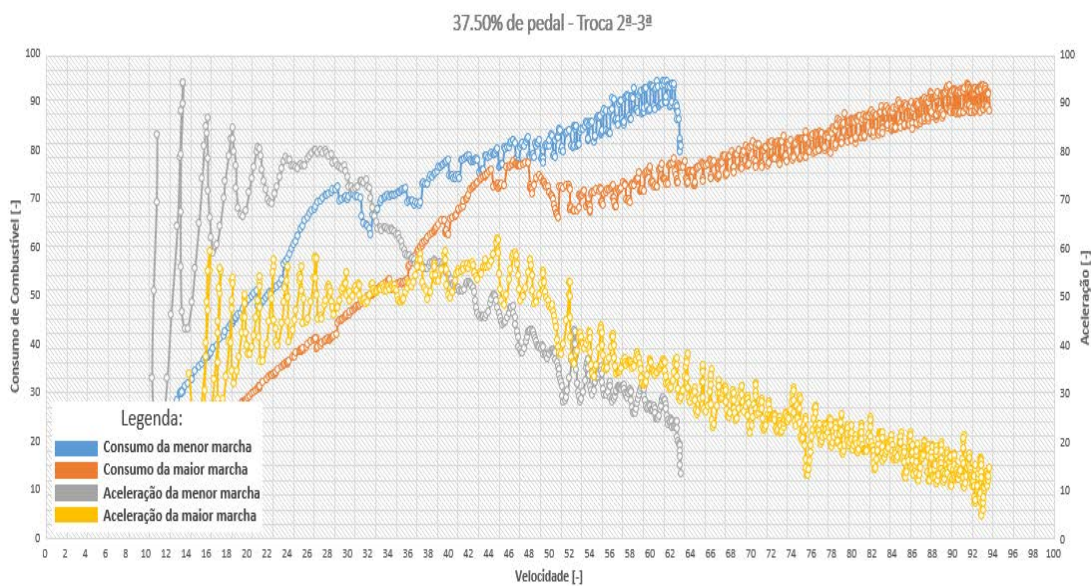
## APÊNDICE C – 37,50% de Pedal

### Figura 53 – 37,50% - 1-2



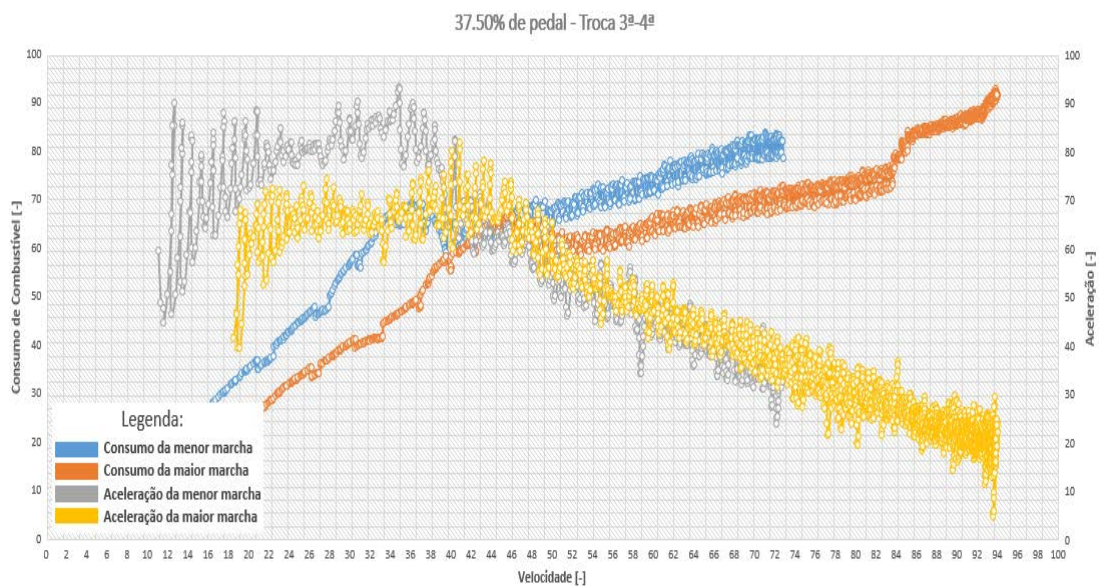
Fonte: Elaborada pelo autor

### Figura 54 – 37,50% - 2-3



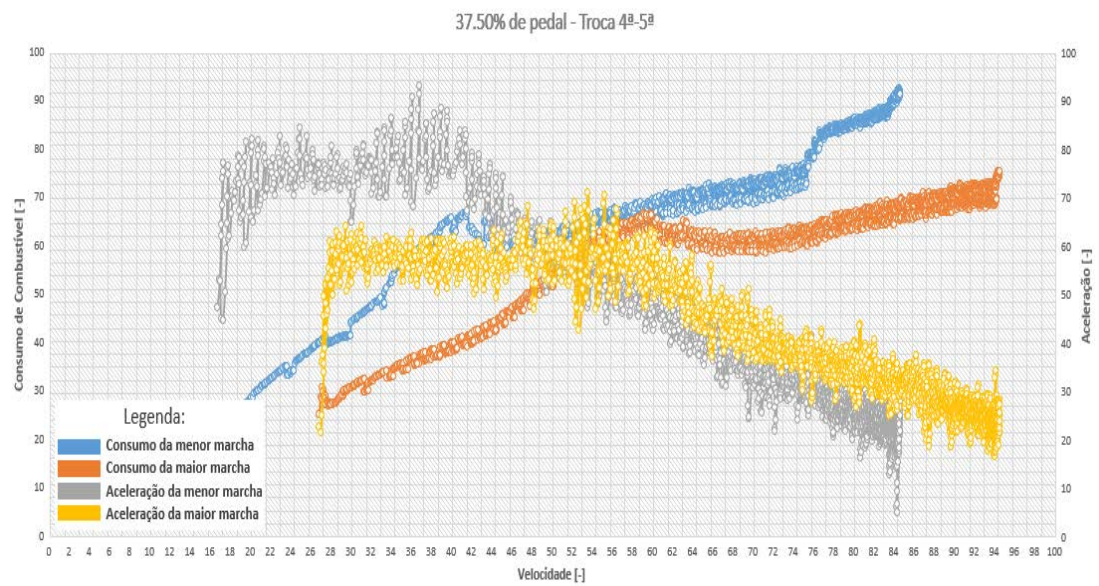
Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 55 – 37,50% - 3-4



Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 56 – 37,50% - 4-5



Fonte: Elaborada pelo autor

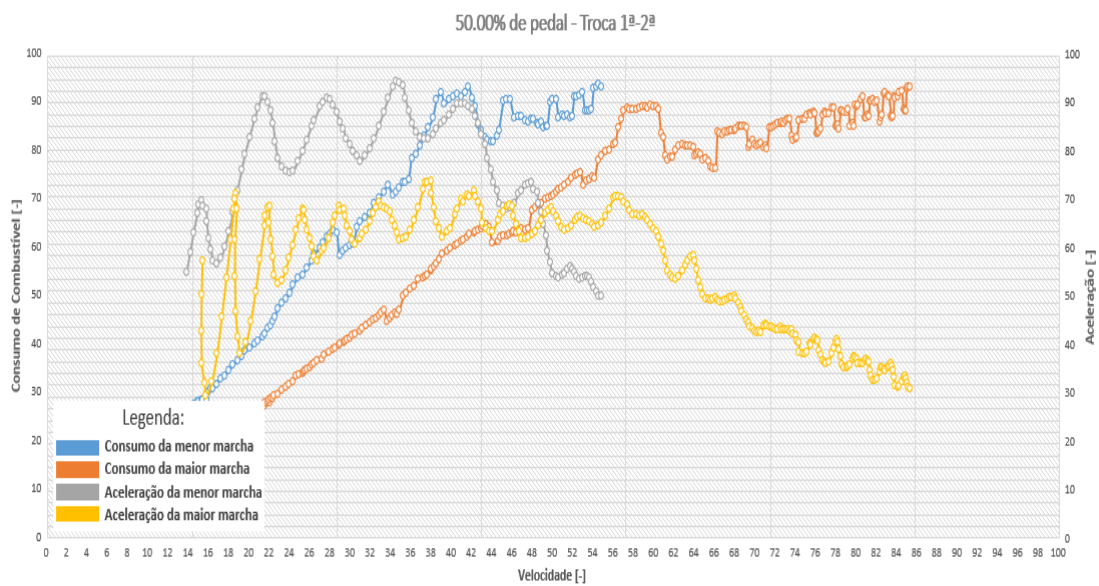
Figura 57 – 37,50% - 5-6



Fonte: Elaborada pelo autor

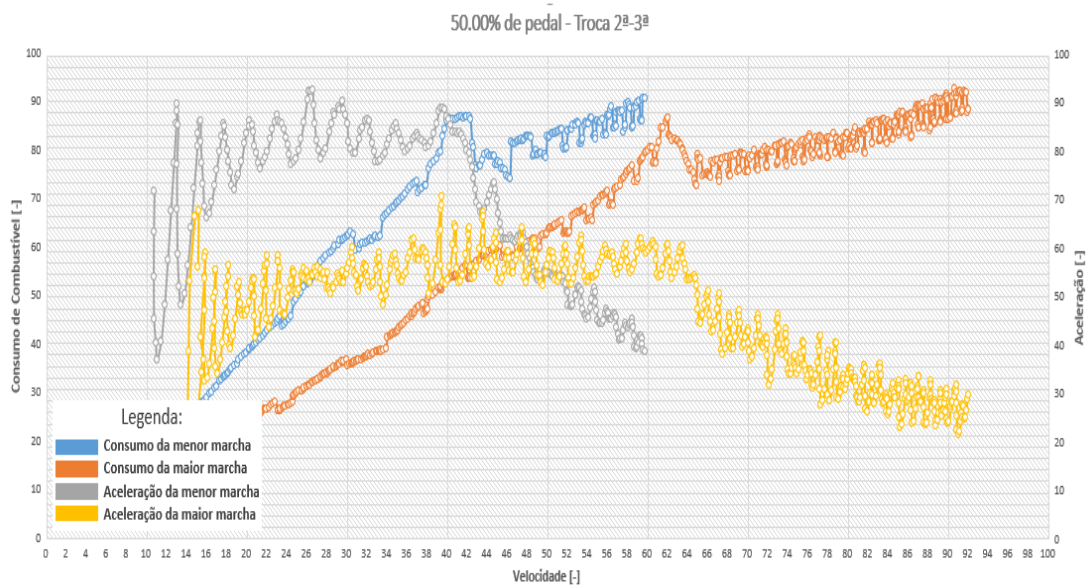
## APÊNDICE D – 50,00% de Pedal

Figura 58 – 50,00% - 1-2



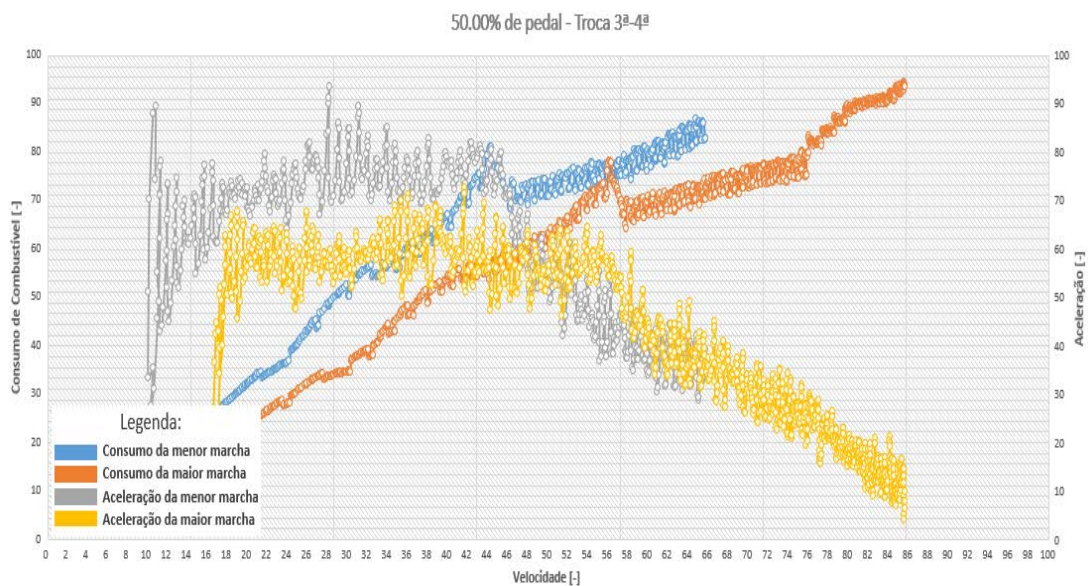
Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 59 – 50,00% - 2-3



Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 60 – 50,00% - 3-4



Fonte: Elaborada pelo autor

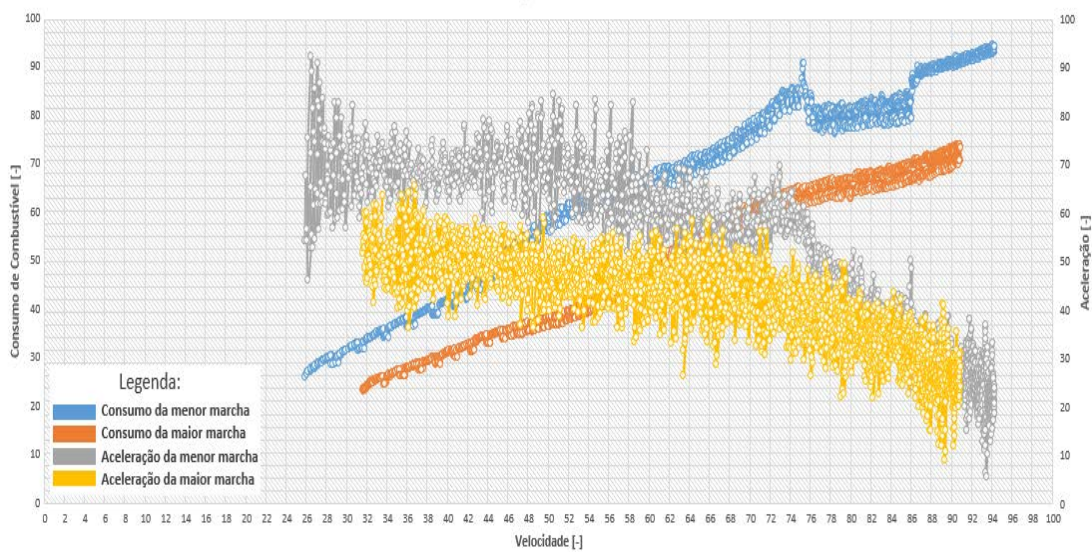
Figura 61 – 50,00% - 4-5



Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 62 – 50,00% - 5-6

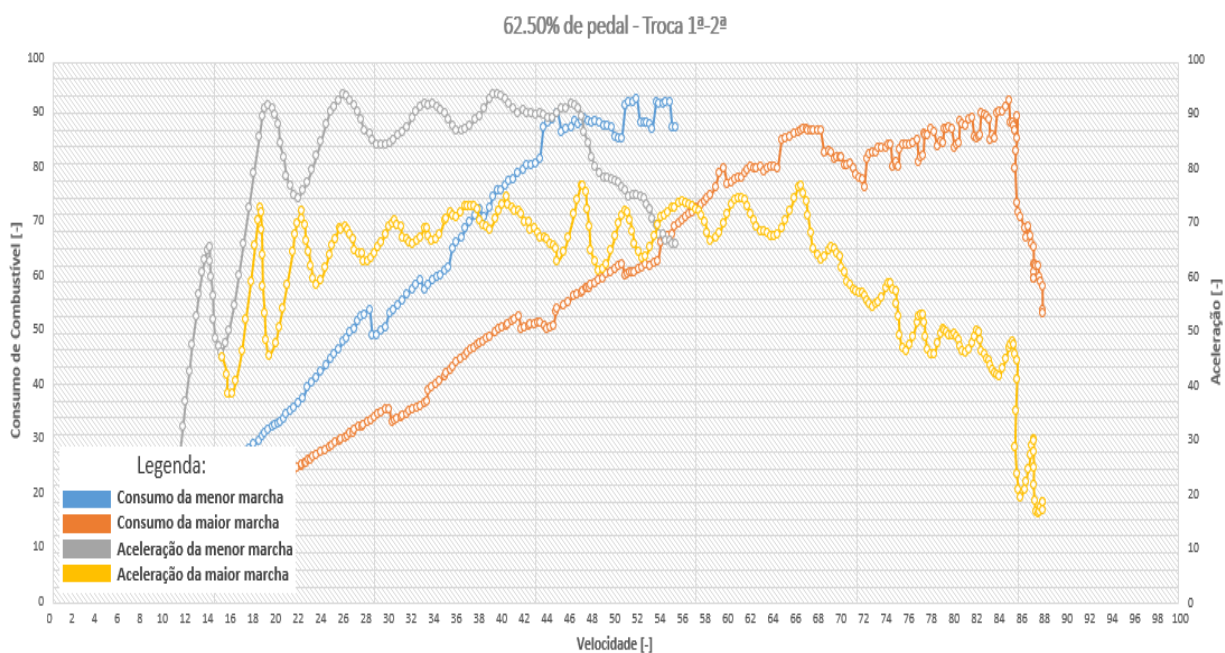
50.00% de pedal - Troca 5ª-6ª



Fonte: Elaborada pelo autor

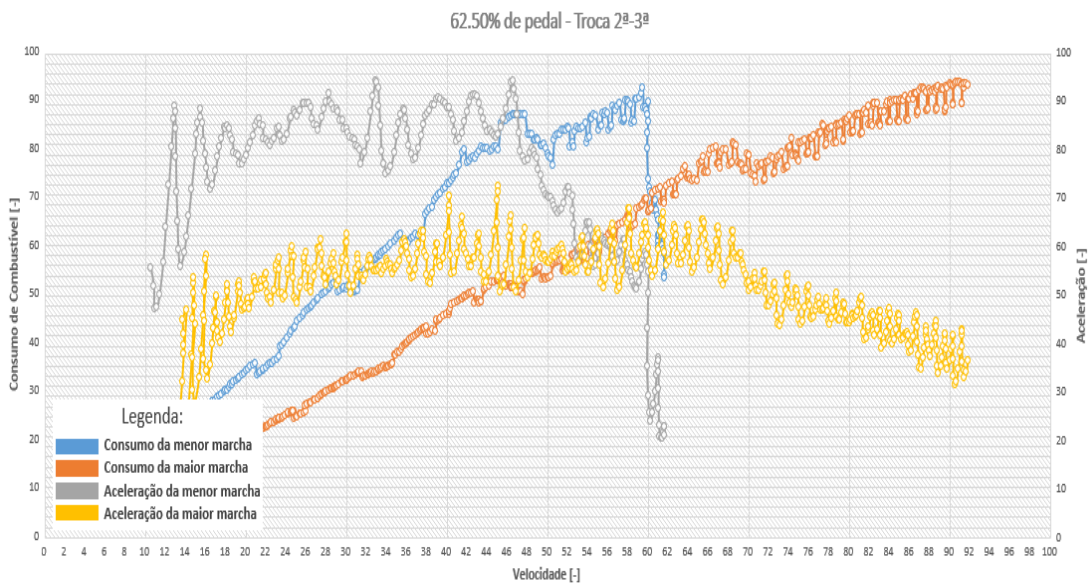
## APÊNDICE E – 62,50% de Pedal

Figura 63 – 62,50% - 1-2



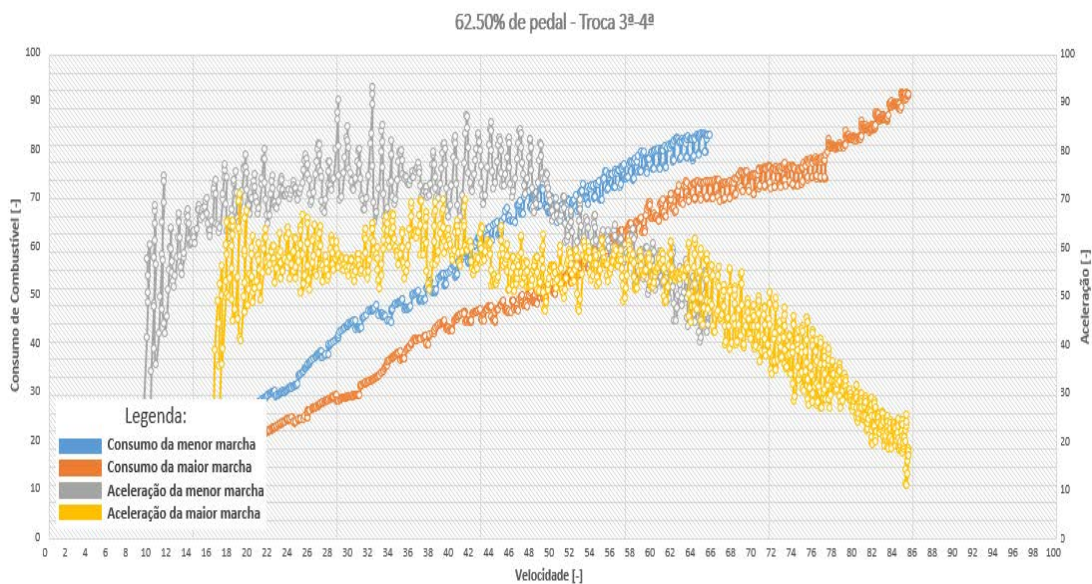
Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 64 – 62,50% - 2-3



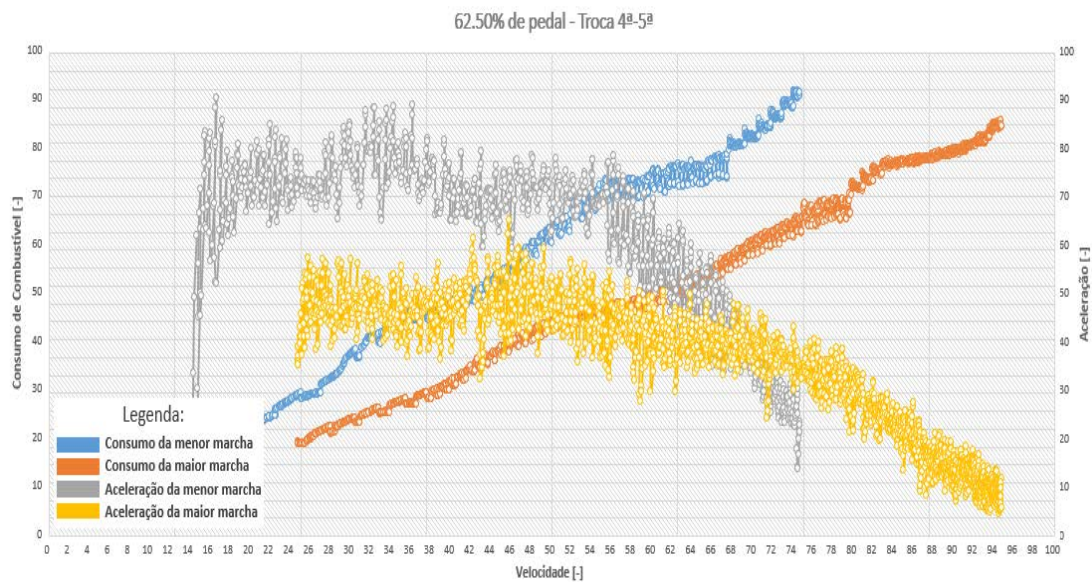
Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 65 – 62,50% - 3-4



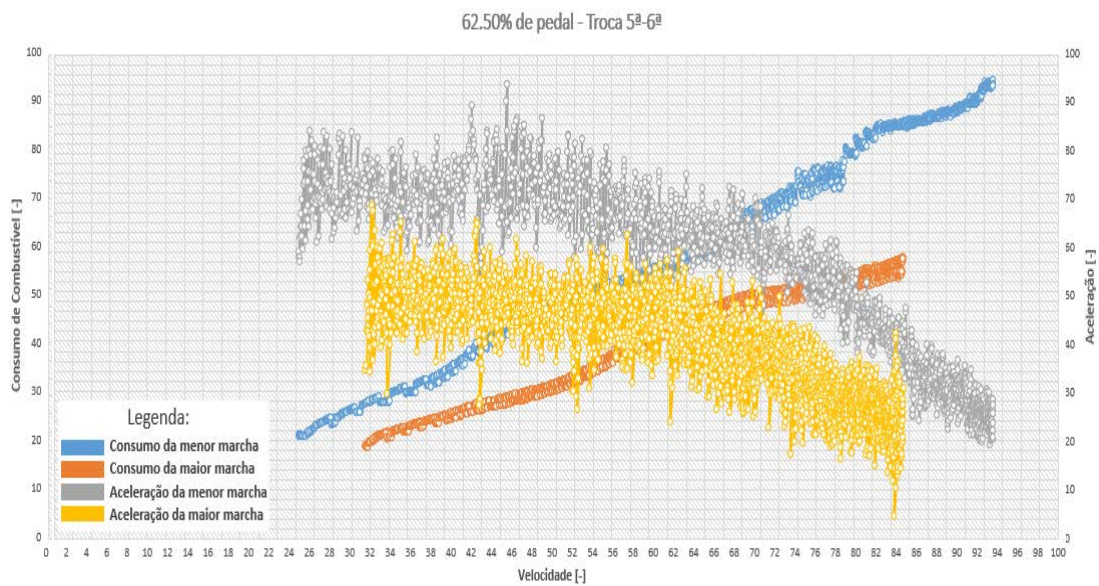
Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 66 – 62,50% - 4-5



Fonte: Elaborada pelo autor

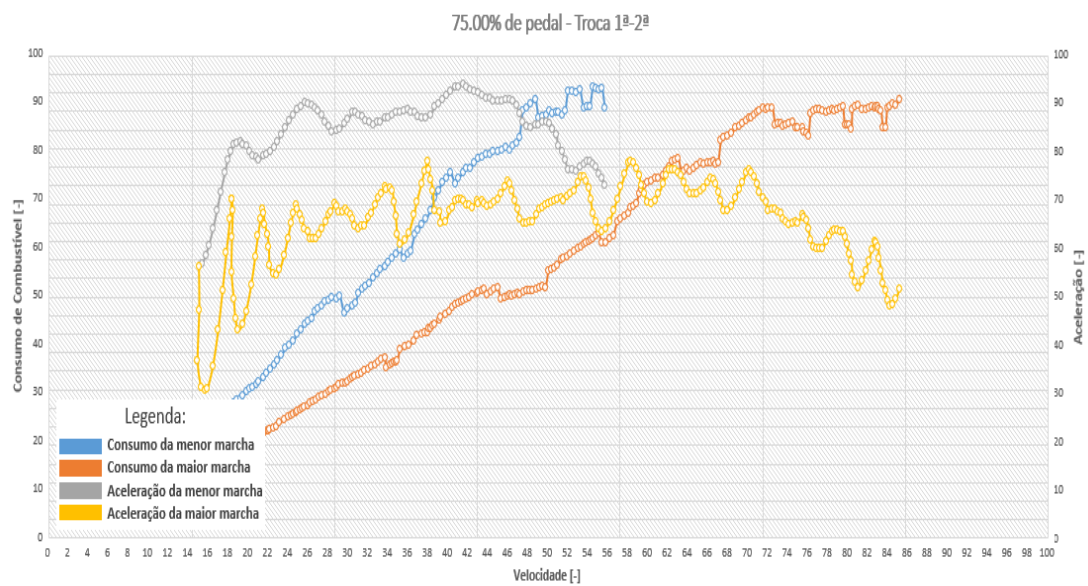
Figura 67 – 62,50% - 5-6



Fonte: Elaborada pelo autor

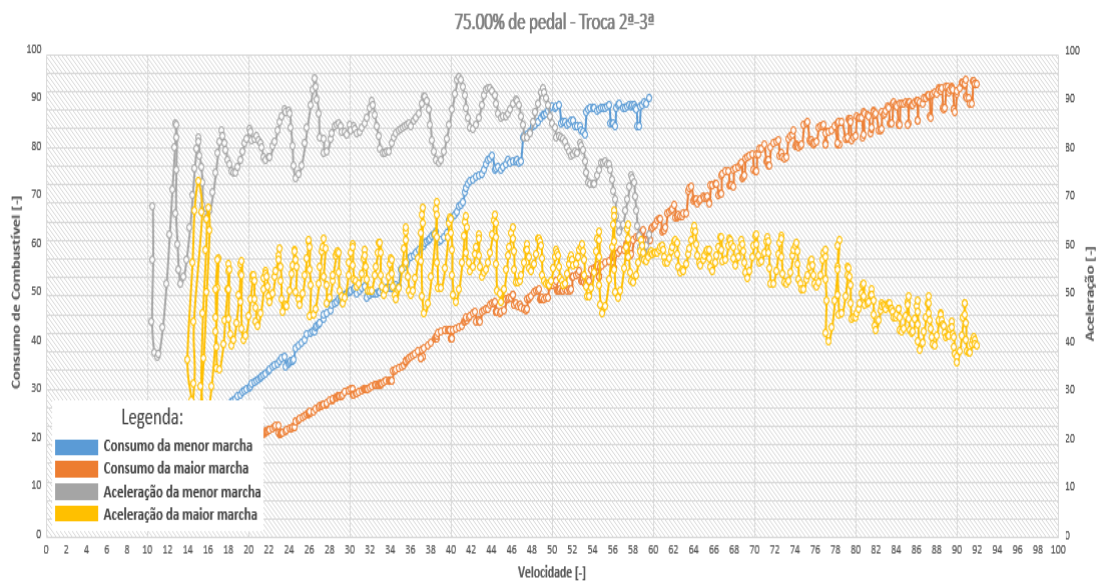
## APÊNDICE F – 75,00% de Pedal

### Figura 68 – 75,00% - 1-2



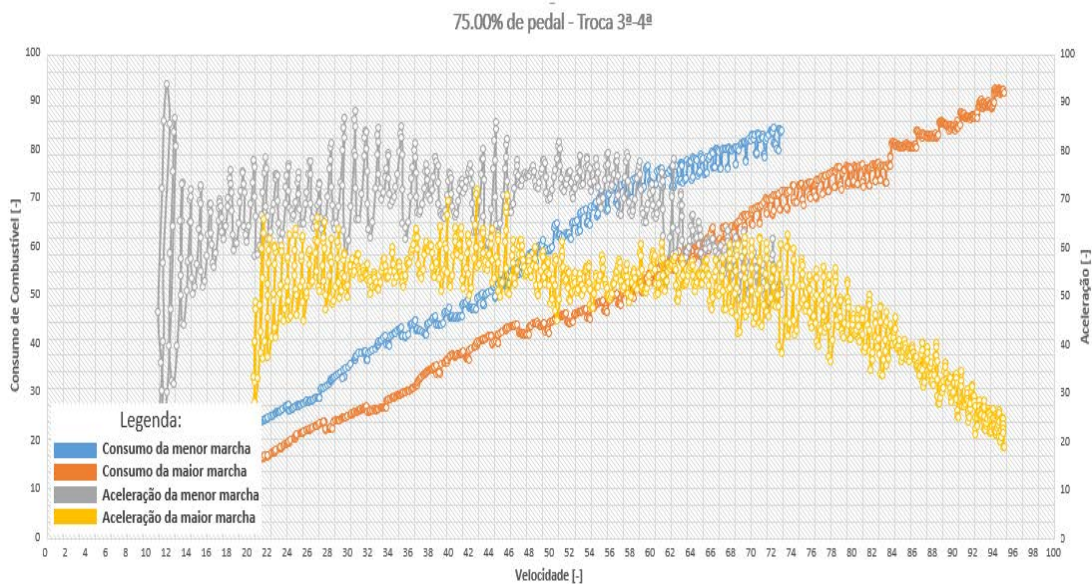
Fonte: Elaborada pelo autor

### Figura 69 – 75,00% - 2-3



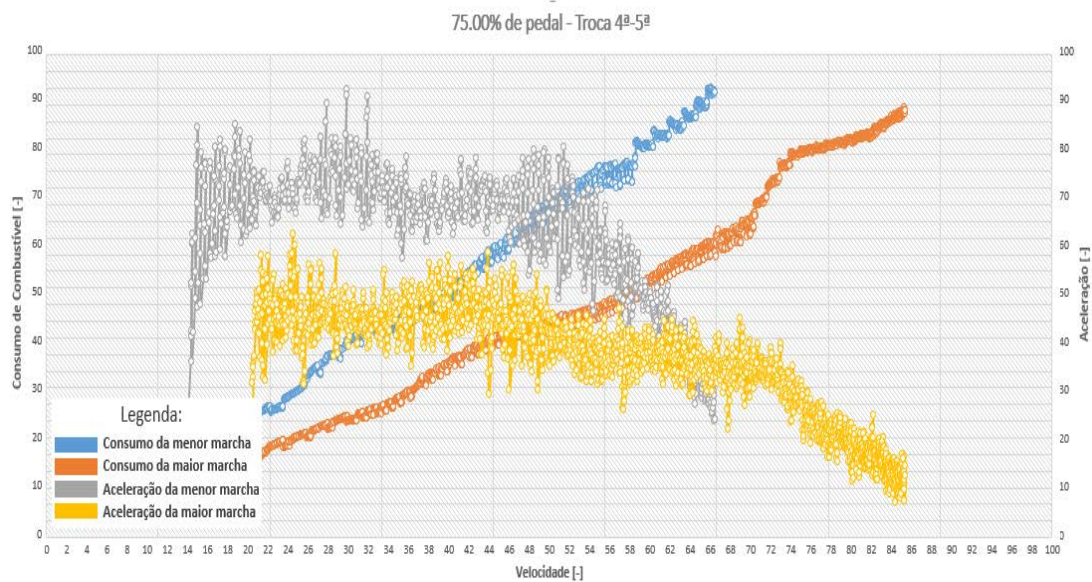
Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 70 – 75,00% - 3-4



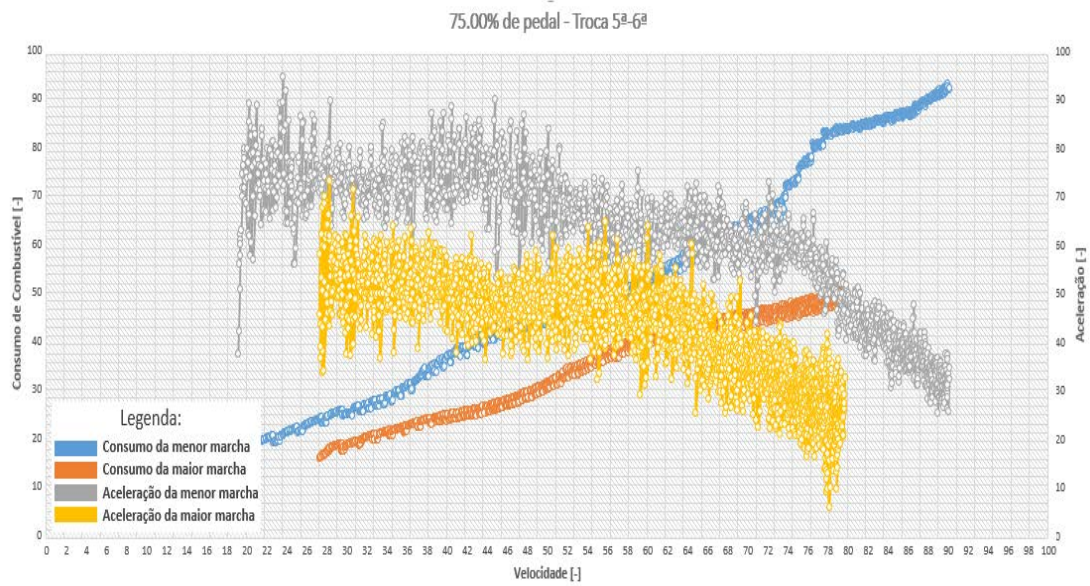
Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 71 – 75,00% - 4-5



Fonte: Elaborada pelo autor

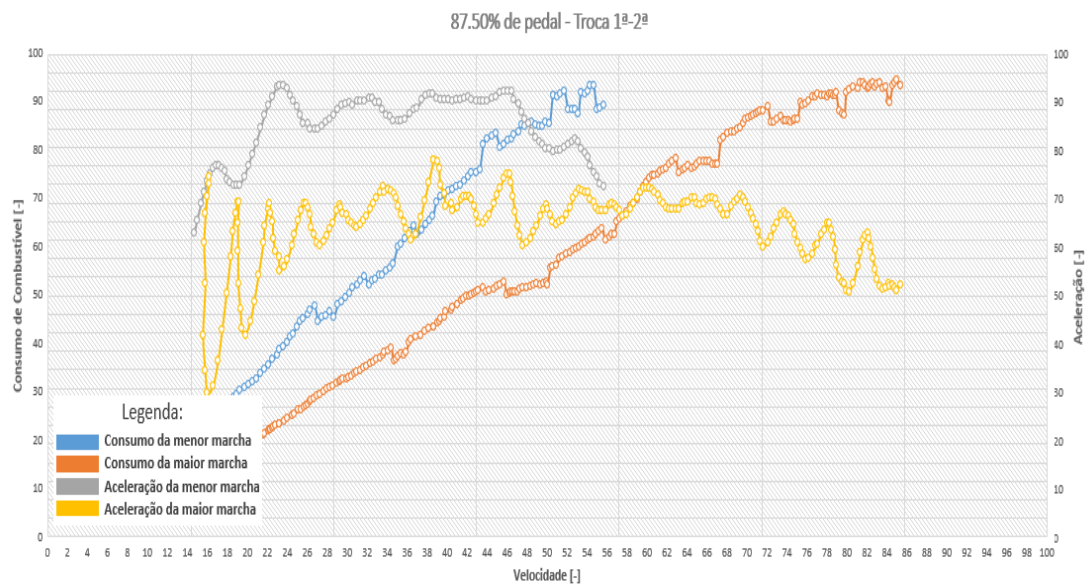
Figura 72 – 75,00% - 5-6



Fonte: Elaborada pelo autor

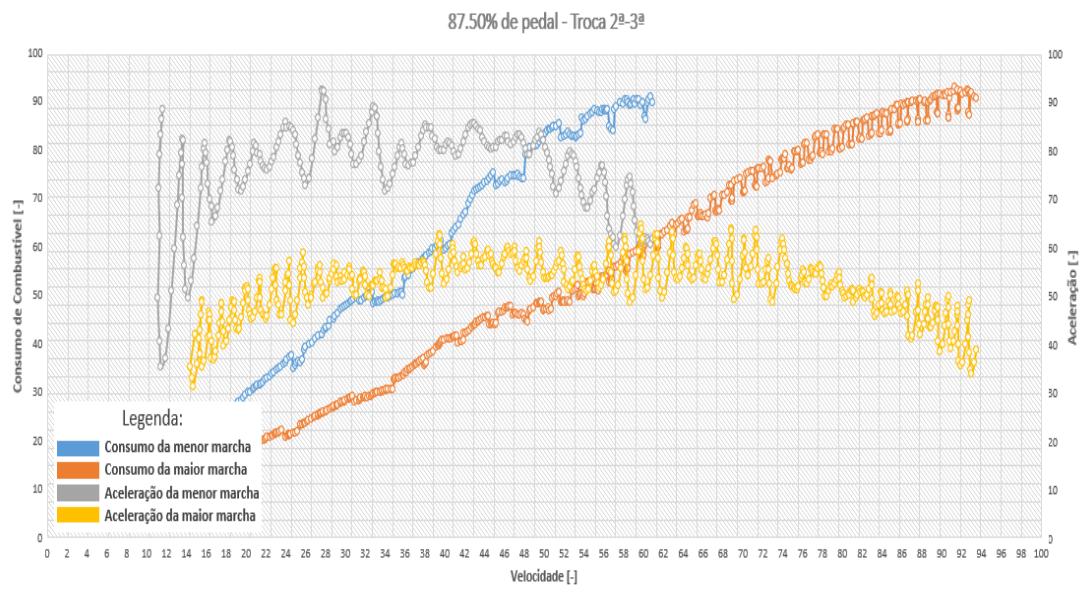
APÊNDICE G – 87,50% de Pedal

Figura 73 – 87,50% - 1-2



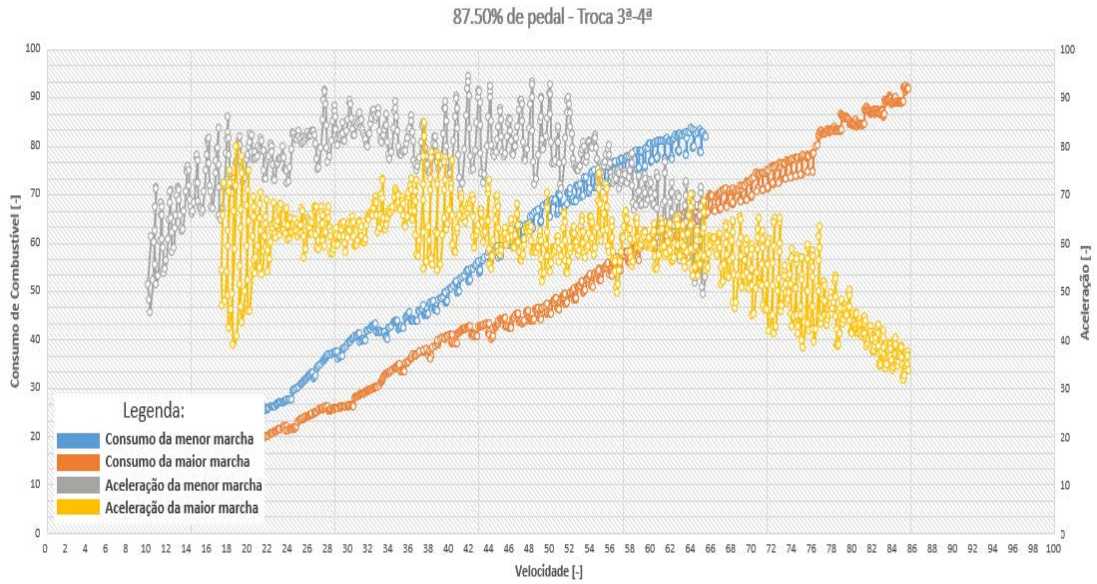
Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 74 – 87,50% - 2-3



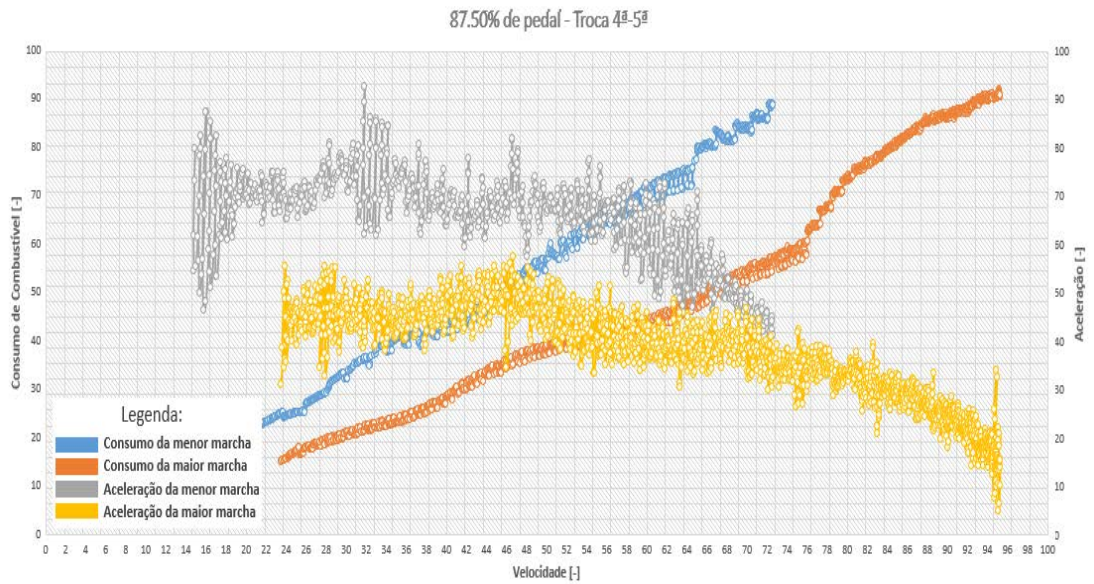
Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 75 – 87,50% - 3-4



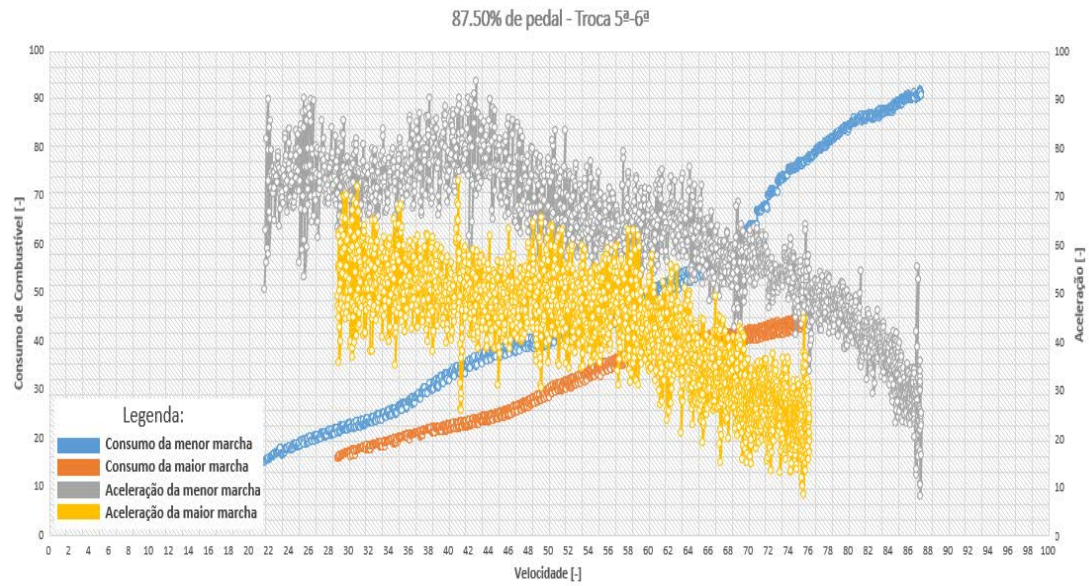
Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 76 – 87,50% - 4-5



Fonte: Elaborada pelo autor

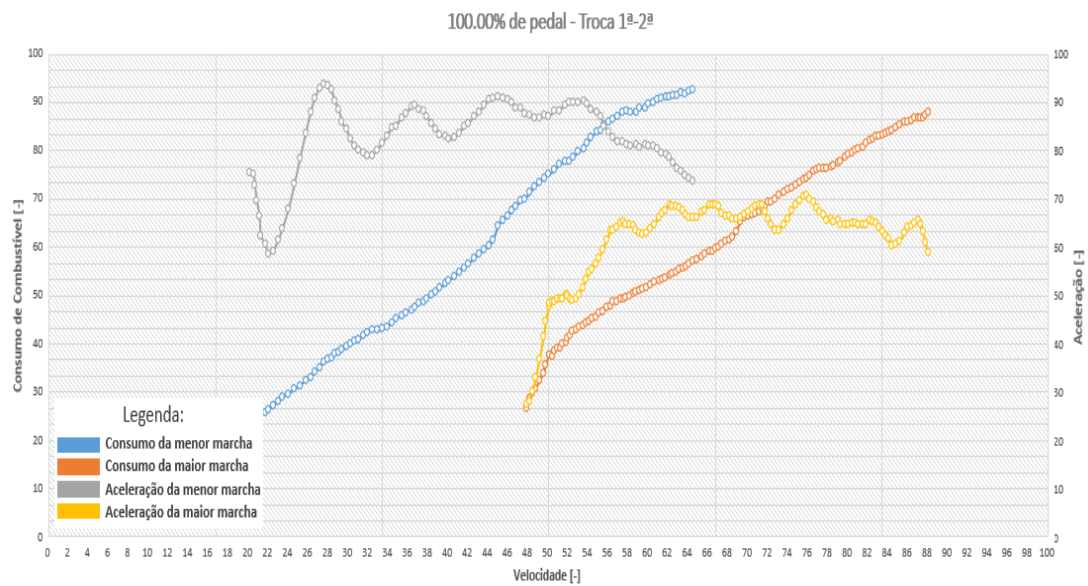
Figura 77 – 87,50% - 5-6



Fonte: Elaborada pelo autor

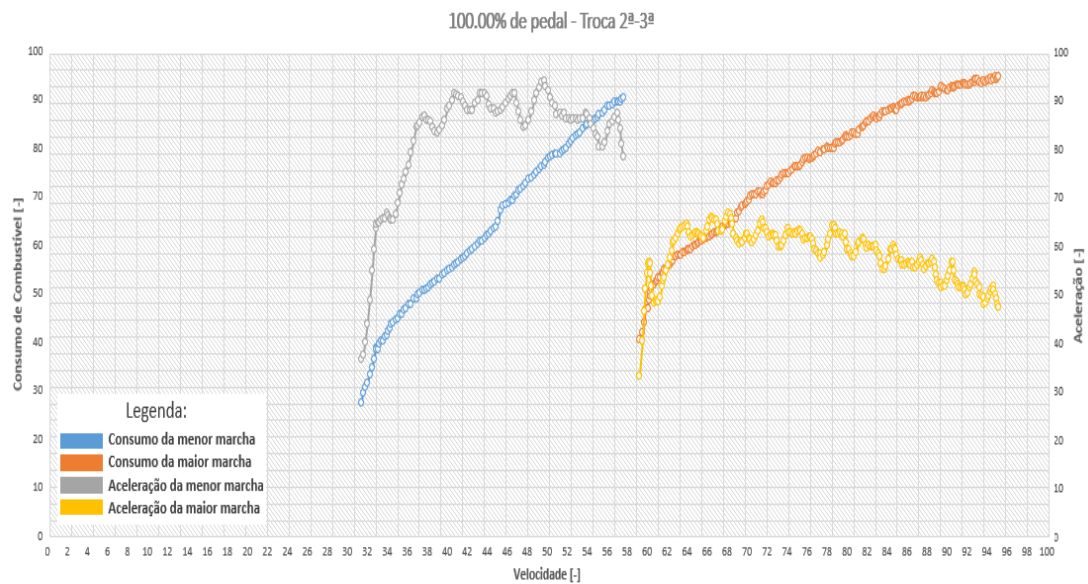
## APÊNDICE H – 100,00% de Pedal

Figura 78 – 100,00% - 1-2



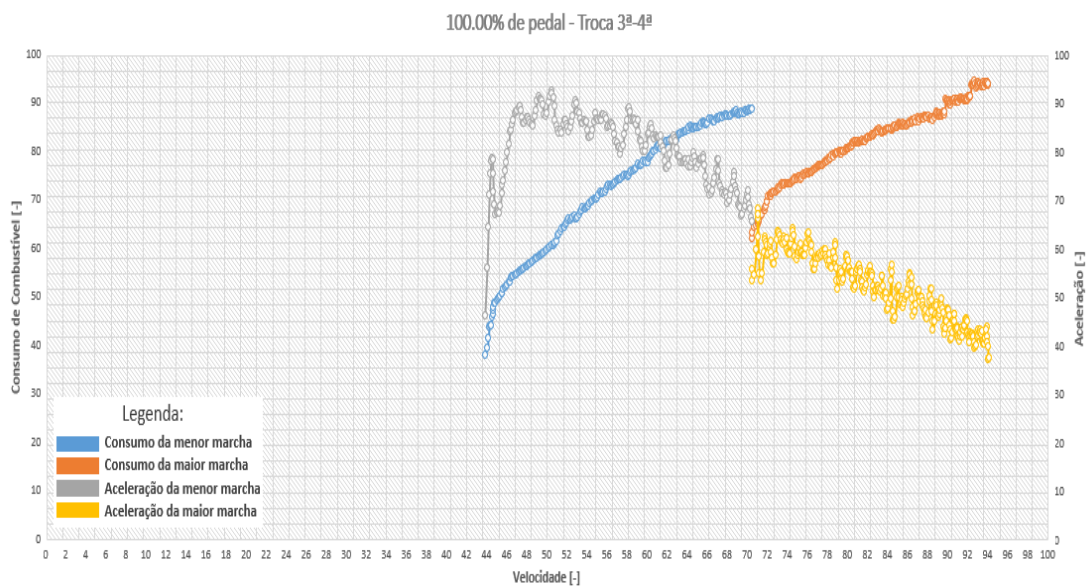
Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 79 – 100,00% - 2-3



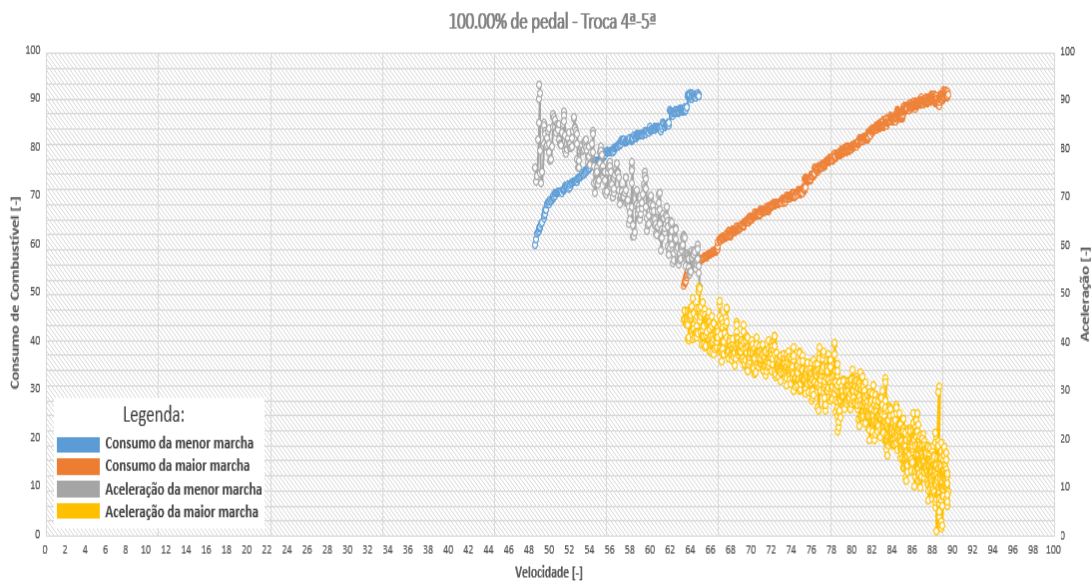
Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 80 – 100,00% - 3-4



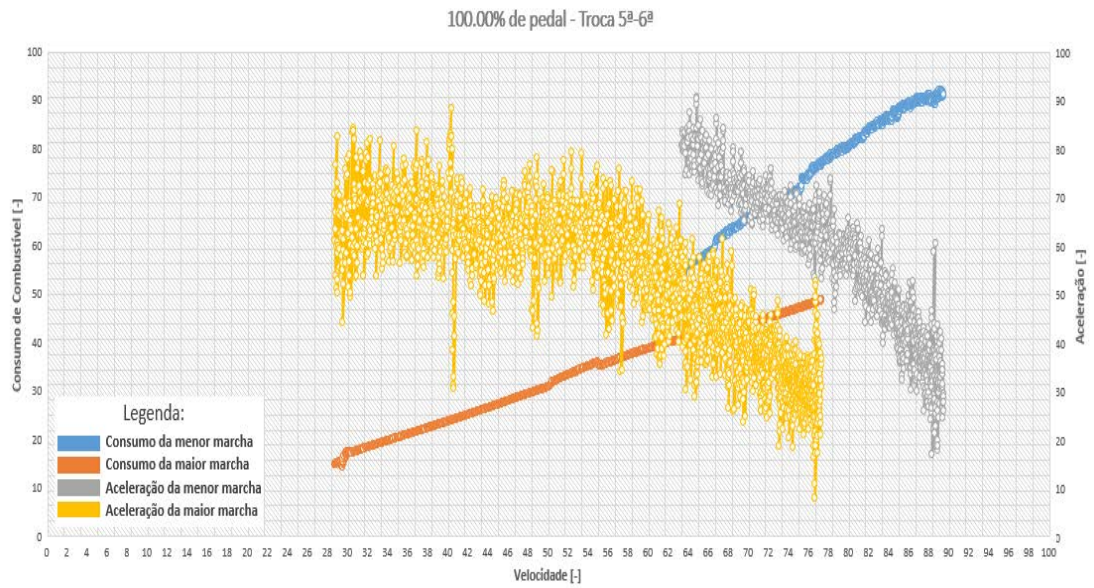
Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 81 – 100,00% - 4-5



Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 82 – 100,00% - 5-6



Fonte: Elaborada pelo autor