



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR  
Engenharia

# **Dimensionamento e Modificação de Árvore de Cames**

**João Pedro Branco de Almeida**

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em  
**Engenharia Eletromecânica**  
(2º ciclo de estudos)

Orientador: Prof. Doutor Paulo Manuel Oliveira Fael

**Covilhã, outubro de 2018**



# Agradecimentos

Em primeiro lugar expresso o meu maior agradecimento ao meu orientador, Professor Doutor Paulo Manuel Fael, por toda a dedicação, compromisso, pela partilha de conhecimentos que me transmitiu ao longo deste trabalho.

A minha mãe por todo o apoio que me deu ao longo do meu percurso académico, assim como ao longo da minha vida. Também pela força e confiança que me transmitiu ao longo desta etapa.

A minha namorada, Mariana, por toda a paciência, compreensão, afeto e a coragem que me deu durante este período. Por tudo um enorme obrigado.

A Marta e ao Luís pelas chamadas à razão durante o meu percurso académico, que me permitiram crescer em quanto pessoa.

A Daniela por me aturar e por estar lá sempre para me dar um bom conselho quando eu mais preciso.

Aos amigos de sempre, Carolina, Costa, Diana, Diogo, Gonçalo e Sofia por toda amizade e companheirismo que demonstraram ao longo dos anos.

Aos meus colegas de curso que me acompanharam ao longo da minha vida académica, David, Carrilho, Miranda, Parente e Narciso um grande obrigado por tudo o que vocês me proporcionaram.

A Rita, Samuel e Diogo elementos que me acompanharam nesta etapa última etapa da vida académica, que aturam o meu mau humor um obrigado por estarem sempre presentes.

A todos os elementos da melícia *Terrorem Spargere* um obrigado por todo o apoio e os momentos únicos que me proporcionaram ao longo dos anos.

E finalmente agradeço a todos que de uma maneira ou de outra me ajudaram nesta longa caminhada.



# Resumo

Nos nossos dias, as alterações climáticas são uma das principais temáticas. Por esse motivo o mundo está a ser desafiado a mudar os seus comportamentos.

Os automóveis são um dos responsáveis para o aumento do efeito de estufa. Assim sendo, tem-se de desenvolver novos mecanismos mais eficientes. Nestes mecanismos encontra-se a árvore de cames.

A árvore de cames é um elemento que faz acionar as válvulas que permite a entrada de ar e saída de gases pelo escape. Ao se modificar a árvore de cames do motor Honda GX160 pretende-se seja mais eficiente, bem como consuma menos combustível. O objetivo da alteração é fechar a válvula de admissão mais cedo. Para isso teve-se de desenvolver as curvas que representam as o deslocamento, velocidade e aceleração.

Ao serem modificadas as curvas pretende-se que que ocorra uma transformação de um ciclo de Otto num ciclo de Miller.

A came de admissão foi submetida a simulações numéricas para se conhecer para conhecer as forças resultantes no mecanismo. Além das forças também se conseguiu saber a tensão que a came provocará no seguidor.

Finalmente realizou-se ensaios práticos. Estes ensaios tiveram por base verificar se a entrada de ar no motor seria reduzido.

Este projeto teve o intuito de ser utilizado na competição *Shell Eco Marathon*.

## Palavras-chave

Árvore de cames, Came de admissão, Válvula, Motores de combustão interna, Ubicar.



# Abstract

Nowadays, climate change is one of the main concerns worldwide. Therefore, the world is being challenged to alter its behaviours. Automobiles/cars are one of the main culprits regarding the increase of greenhouse effects. Hence, it is of the utmost importance to develop new and more effective mechanisms. Among these mechanisms, we single out the camshaft.

The camshaft is the component which triggers the valves, allowing the entry and exiting of gases through the exhaust valve. By altering the camshaft from the Honda GX160 motor, it is aimed to be more efficient, as well as, to consume less fuel.

The goal of this change is to close the admission valve earlier. Do to so, it was necessary the development of curves/graphs, which represent the displacement, velocity and acceleration. By changing the curves, it is intended to transform an Otto Cycle into a Miller Cycle. The admission cam was subjected to numerical simulations to get to know the resulting forces on the mechanism. Besides the forces, it was also possible to understand the tension the cam will produce in the follower.

Finally, trials were performed. These trials had as an objective to check whether the entry of air into the engine was reduced.

This project has the intent of being used in the Shell Eco Marathon competition.

## Keywords:

Camshaft, admission cam, valve, internal combustion engine, UBicar



# Índice

Agradecimentos .....	iii
Resumo .....	v
Abstract.....	vii
Índice .....	ix
Lista de figuras .....	xiii
Lista de acrónimos.....	xvii
Lista de Símbolos .....	xix
1. Introdução .....	1
1.1. Objetivos.....	2
2. Estado da arte .....	3
2.1. A prova <i>Shell Eco Marathon</i> .....	3
2.1.1. UBicar.....	4
2.2. Motores de Combustão Interna.....	5
2.2.1. Classificação dos motores de combustão interna .....	6
2.2.2. Motor a quatro tempos (Ciclo de Otto).....	7
2.2.2.1. Diagrama da distribuição.....	11
2.2.3. Ciclo de Miller .....	12
2.2.3.1. Ciclo de Miller com $\epsilon_{ret}$ fixa.....	14
2.2.3.2. Ciclo de Miller com $\epsilon_g$ fixa .....	15
2.3. Comparação entre o Ciclo de Otto e o Ciclo de Miller .....	16

2.4.	Componentes da Distribuição .....	16
2.4.1.	Válvulas .....	17
2.4.1.1.	Órgãos de comando das válvulas (válvulas à cabeça) .....	19
2.4.1.2.	Curvas de abertura das válvulas .....	20
2.4.1.3.	Folga das válvulas .....	20
2.4.1.4.	Afinação da folga das válvulas .....	21
2.4.2.	Árvore de cames .....	21
2.4.2.1.	Tipos de cames .....	23
2.4.2.2.	Parâmetros para dimensionamento da came .....	25
2.4.3.	Seguidor .....	26
2.4.4.	Molas das válvulas .....	27
2.4.5.	Balanceros .....	28
3.	Dimensionamento Cinemático .....	31
3.1.	Medição do deslocamento das árvores de came .....	31
3.2.	Árvore de cames do motor Honda GX160.....	33
3.3.	Modificação da árvore de cames.....	34
3.4.	Dimensionamento das curvas de deslocamento.....	34
3.4.1.	Curva Seno Modificado.....	35
3.4.2.	Curva Trapezoidal Modificada.....	36
3.4.3.	Curva Polinomial de 8ºGrau.....	38
3.4.4.	Curva de séries de Fourier .....	40
3.5.	Comparação entre as curvas teóricas e a curva medida.....	42

3.6.	Criação de curvas para a árvore de cames.....	43
3.6.1.	Primeira hipótese.....	44
3.6.2.	Outras hipóteses .....	47
3.6.3.	Nova abordagem .....	48
3.6.4.	Hipótese Final .....	52
3.7.	Desenvolvimento da nova árvore de cames.....	61
4.	Dinâmica da árvore de cames.....	65
4.1.	Came de admissão original.....	65
4.2.	Determinação da Força .....	67
4.3.	Determinação da Inércia do balanceiro e K da mola .....	69
4.4.	Tensão de contacto .....	71
4.5.	Resultados .....	73
5.	Resultados experimentais.....	78
6.	Conclusão .....	90
	Referências .....	91



# Lista de figuras

Figura 2.1 - Classificação dos veículos presentes na prova do <i>Shell Eco-marathon</i> .....	3
Figura 2.2 - Circuito de Londres.....	4
Figura 2.3 - Equipa Ubicar 2018.....	5
Figura 2.4 - Quatro tempos de funcionamento de um motor, retirado <a href="http://abekwar.wordpress.com/2013/04/09/motores-a-pistao/">abekwar.wordpress.com/2013/04/09/motores-a-pistao/</a> visto a 20/06/2018 .....	8
Figura 2.5 - Ciclo de Otto .....	9
Figura 2.6 - Rendimento teórico do ciclo de Otto .....	10
Figura 2.7 - Diagrama de distribuição de um motor de combustão interna a quatro tempos, adaptado [2] .....	12
Figura 2.8 - Ciclo teórico de Miller .....	13
Figura 2.9 - Rendimento do Ciclo de Miller com $\epsilon_{ret}$ constante, adaptado [5] .....	15
Figura 2.10 - Rendimento do Ciclo de Miller com $\epsilon_g$ constante, adaptado [5] .....	15
Figura 2.11 - Comparação entre rendimentos teóricos em função da carga, adaptado [5] ....	16
Figura 2.12 - Esquema de um motor de combustão interna, retirado <a href="http://motorizacao.blogspot.com/2012/08/principios-basicos-de-funcionamentos.html">motorizacao.blogspot.com/2012/08/principios-basicos-de-funcionamentos.html</a> visto a 5/07/2018.....	17
Figura 2.13 - Sistemas de distribuição com válvulas a cabeça à esquerda e laterais à direita, retirado <a href="http://autopecastunicar.blogspot.com/2011/04/camara-de-explosao-do-motor.html">autopecastunicar.blogspot.com/2011/04/camara-de-explosao-do-motor.html</a> visto a 9/07/2018.....	18
Figura 2.14 - Abertura da válvula feita por uma came.....	20
Figura 2.15 - Perfil lateral da came .....	21
Figura 2.16 - Árvore de came de um motor GX160 .....	22
Figura 2.17 - Acelerações dos vários tipos de equações [11] .....	24
Figura 2.18 - Parâmetros geométricos de um came .....	26

Figura 2.19 - Classificação dos seguidores relativamente à sua forma geométrica: (a) - Faca; (b) - Rolete; (c) - Prato; (d) - Esférico, adaptado [13] .....	27
Figura 2.20 - Mola helicoidal de válvula .....	28
Figura 2.21 - Balanceiros oscilantes com contato por prato .....	29
Figura 2.22 - Balanceiros oscilantes com contato por rolete .....	29
Figura 3.1 - Curvas obtidas experimentalmente do deslocamento das válvulas do motor [6 ..	32
Figura 3.2 -Diagramas de distribuição dos motores Honda - à esquerda GX120 e à direita GX160 [6] .....	33
Figura 3.3 - Deslocamento provocado pelas cames [6] .....	34
Figura 3.4 - Curvas do Seno Modificado.....	36
Figura 3.5 - Curvas Trapezoidal Modificado.....	38
Figura 3.6 - Polinomial de 8º grau .....	39
Figura 3.7 - Curvas de Gutman 1-3 Harmonic.....	40
Figura 3.8 -Curva de Freudenstein 1-3 Harmonic .....	41
Figura 3.9 - Curvas de Freudenstein 1-3-5 Harmonic.....	42
Figura 3.10 - Curvas teóricas e curva medida .....	43
Figura 3.11 - Divisão da curva do deslocamento .....	44
Figura 3.12 - Gráfico ilustrativo da medição da rampa inicial da curva .....	45
Figura 3.13 - Segunda hipótese.....	47
Figura 3.14 - Tentativas realizadas .....	48
Figura 3.15 - Proposta de curva de aceleração.....	49
Figura 3.16 - Sétima Hipótese .....	52
Figura 3.17 - Oitava Hipótese.....	55

Figura 3.18 - Proposta de curva de aceleração de descida.....	56
Figura 3.19 - Subida e descida da oitava hipótese .....	59
Figura 3.20 - Curva modificada e medida em termos de deslocamento .....	60
Figura 3.21 - Diagrama S-V-A-J.....	60
Figura 3.22 - Imagem que ilustra os raios, adaptado [17] .....	61
Figura 3.23 - Coordenadas geométricas da came de admissão .....	62
Figura 3.24 - Desenho CAD da came de admissão em perfil .....	63
Figura 3.25 - Desenho em CAD da came de admissão .....	63
Figura 3.26 - Árvore de cames original (esquerda) e árvore de cames modificada (direita) ...	64
Figura 4.1 - Comparação entre o gráfico medido e o calculado.....	66
Figura 4.2 - Sistema válvula came .....	67
Figura 4.3 - Balanceiro digitalizado .....	70
Figura 4.4 - Mola utilizada no sistema .....	71
Figura 4.5 - Imagem ilustrativa dos raios presentes da came, retirada do [17] .....	72
Figura 4.6 - Tensão máxima.....	73
Figura 4.7 - Força da came a 2000 rpm.....	74
Figura 4.8 - Força na came modificada a 3500 rpm .....	74
Figura 4.9 - Força na came modificada a 4000 rpm .....	75
Figura 4.10 - Força da came modificada para 3000 rpm com alteração do k da mola .....	76
Figura 4.11 - $\sigma$ máximo para 3000 rpm .....	76
Figura 5.1 - Motor Honda GX 160 .....	78
Figura 5.2 - Rotação a 1700 rpm da árvore de cames original.....	79

Figura 5.3 - Rotação a 2000 rpm da árvore de cames original.....	81
Figura 5.4 - Rotação a 2500 rpm da árvore de cames original.....	82
Figura 5.5 - Rotação a 3000 rpm da árvore de cames original.....	83
Figura 5.6 - Rotação a 1700 rpm da árvore de cames modificada .....	85
Figura 5.7 - Rotação a 2000 rpm da árvore de cames modificada .....	86
Figura 5.8 - Rotação a 2500 rpm da árvore de cames modificada .....	87
Figura 5.9 - Rotação a 3000 rpm da árvore de cames modificada .....	89

## Lista de acrónimos

UBI	Universidade da Beira Interior
UBIcar	Veículo da Universidade da Beira Interior utilizado na <i>Shell Eco-marathon</i>
PMS	Ponto médio superior
PMI	Ponto médio inferior
CNC	Comando numérico computadorizado
SOHC	Árvore de cames à cabeça
DOHC	Dupla árvore de cames à cabeça



# Lista de Símbolos

$\varepsilon$	Taxa de compressão
$E\varepsilon_{ret}$	Taxa de compressão retida
$\varepsilon_{geo}$	Taxa de compressão geométrica
$V$	Volume [m <sup>3</sup> ]
$T$	Temperatura [°C]
$\sigma$	Relação de expansão
$\eta$	Rendimento
$s(\theta)$	Deslocamento [m]
$v(\theta)$	Velocidade [m/s]
$a(\theta)$	Aceleração [m/s <sup>2</sup> ]
$j(\theta)$	Varição de aceleração [m/s <sup>3</sup> ]
$\theta$	Ângulo angular [rad]
$B$	Amplitude angular da função [rad]
$R^2$	R quadrado do gráfico
$L$	Altura [m]
$R_0$	Raio de base da came [m]
$\rho_{min}$	Raio curvatura mínima [m]
$y''$	Aceleração geométrica [m/rad <sup>2</sup> ]
$u$	Coordenadas cartesianas do perfil da came [m]
$v$	Coordenadas cartesianas do perfil da came [m]
$m_{seg}$	Massa do seguidor [kg]
$m_{val}$	Massa da válvula [kg]
$m_{var}$	Massa da vareta [kg]
$k$	Rigidez da mola [N/m]
$\omega$	Frequência angular [rad/s]
$N$	Rotação [rpm]
$I$	Inercia
$\rho$	Densidade [kg/dm <sup>3</sup> ], raio da curvatura [m]
$m$	Massa [kg]
$d$	Diâmetro do arame [m]
$D$	Diâmetro exterior da mola [m]
$N_a$	Número de espiras ativas
$G$	Modulo de cisalhamento [Pa]
$\sigma_{max}$	Tensão máxima [MPa]
$F$	Força [N]

$E$	Modulo de elasticidade [MPa]
$\rho$	Rigidez da mola
$\ddot{y}$	Aceleração em ordem ao tempo [m/s <sup>2</sup> ]

# 1. Introdução

O mundo, ao longo das últimas décadas, tem vindo a observar grandes alterações climáticas, sendo que o efeito mais visível destas se centra no aquecimento global. Um dos principais fatores para o aumento da temperatura no planeta Terra é, em grande parte, a queima dos combustíveis fósseis. Como é do senso comum, este processo emite para a atmosfera grandes quantidades de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), metano (CH<sub>4</sub>), entre outros gases que provocam um aumento das temperaturas.

Para que o ambiente não se deteriore mais, os governos de todo mundo estão apostados na elaboração de legislações cada mais rígidas no que se refere as emissões de gases poluentes que originam o efeito de estufa. Um dos principais implicados pelas novas regras que visam a proteção ambiental é o setor automóvel. Assim sendo, estas empresas são forçadas a criar mecanismos mais eficientes, não só pela legislação em vigor, mas também pelo consumidor.

Atualmente, a principal fonte de energia para a realização de trabalho no motor é o petróleo. Contudo, este é um produto finito e bastante poluente, tendo também como desvantagem o seu custo. Desta forma, os consumidores procuram cada vez mais encontrar soluções mais económicas.

Uma das principais estratégias adotadas pretende a redução do consumo dos motores automóveis, o que permite a diminuição, não só da despesa por parte do consumidor, mas também da quantidade de gases poluentes emitidos, minimizando assim o impacto ambiental destes.

Com vista à sensibilização para os problemas ambientais, a empresa *Royal Dutch Shell* organiza todos os anos a prova *Eco Shell Marathon*. Esta competição incentiva jovens de todo o mundo a desenvolver veículos de baixo consumo energético. Assim sendo, os concorrentes são estimulados a encontrar soluções para o desenvolvimento de novas tecnologias, com a finalidade de encontrar veículos cada vez mais eficientes.

Um dos mecanismos que permite aumentar a eficiência dos veículos e, por conseguinte, uma diminuição do consumo de combustíveis fósseis, é a árvore de cames. A árvore de cames é um dos elementos mais importantes de um motor, uma vez que faz o acionamento das válvulas, sendo estas são o elemento que permite a entrada do ar no motor e por conseguinte determina quando ocorre essa entrada. Por norma, a árvore de cames tem uma came de admissão e de escape, que controlam as respetivas válvulas.

Assim sendo, e por ser um dos elementos fundamentais no que diz respeito à eficiência energética do motor, a equipa UBICAR do Departamento de Engenharia Eletromecânica da Universidade da Beira Interior (UBI), que constrói e desenvolve um veículo da classe Urban Cocept, o Ubian 18, decidiu que este componente mecânico deveria ser modificado. A modificação da árvore de cames permitirá que o veículo seja mais eficiente na competição, isto é, que no total da prova o veículo consuma menos combustível.

## **1.1. Objetivos**

Com esta dissertação, pretende-se a modificação de uma árvore de cames de motor Honda GX160, com o objetivo de ser utilizada na competição *Shell Eco Marathon*.

Para tal, desenvolver-se-ão curvas que representam o deslocamento, a velocidade e a aceleração da árvore de came original recorrendo às informações obtidas através de uma medição experimental. Estas mesmas curvas serão modificadas para que ocorra uma redução do consumo global do motor, sendo que um dos objetivos é a transformação de um ciclo de Otto num ciclo de Miller.

Para além disso, ao longo desta dissertação ir-se-á discutir a influência das forças que estão aplicadas ao sistema came-válvula.

## 2. Estado da arte

### 2.1. A prova *Shell Eco Marathon*

A prova *Shell Eco Marathon* é das maiores competições automóveis em termos mundiais no que diz respeito a eficiência energética. Esta prova é destinada a estudantes universitários de todo mundo, onde podem aplicar os conhecimentos que lhes foram transmitidos pelos seus professores. O principal objetivo da competição é que os estudantes sejam capazes de conceber automóveis que consigam consumir menos combustível num determinado percurso.

A prova teve origem nos Estados Unidos da América, no ano de 1939. O surgimento desta competição ocorreu devido a uma aposta entre engenheiros da empresa *Shell Oil Company*, que se centrava em ver qual dos automóveis concebido por cada engenheiro da empresa gastava menos combustível numa determinada distância pré-estabelecida.

Durante bastante tempo, a competição realizou-se somente no continente americano, tendo apenas sido apresentada aos continentes Asiático e Europeu na década de oitenta do século passado, sendo que neste último a prova só começou a ser realizada no ano de 1985. Até ao ano de 2008 a prova realizou-se sempre em circuitos franceses. Só no ano de 2009, e até 2011, é que a prova saiu de França passando a ser realizada na Alemanha, e de 2012 até 2015 na Holanda.

De 2016, e até aos dias de hoje, o evento tem se vindo a realizar em território britânico. A prova apresenta nos dias de hoje várias categorias, como podemos observar na figura abaixo:

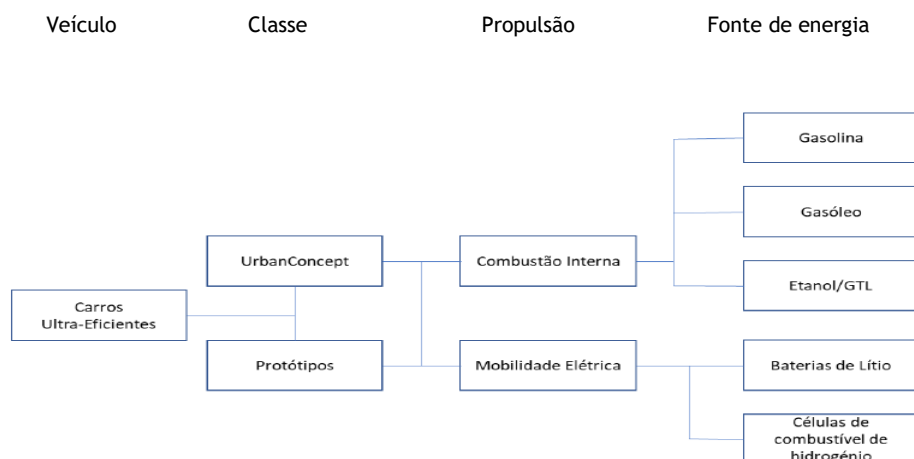


Figura 2.1 - Classificação dos veículos presentes na prova do *Shell Eco-marathon*

A principal divisão das provas foca-se na energia que os veículos utilizam para o seu funcionamento. Como o motor do veículo utilizado na prova pelos alunos da UBI é um motor de combustão interna e a classe onde o veículo se vai inserir é *UrbanConcept*. Apenas esta prova/classe será referida e descrita ao longo desta dissertação.

Para que o veículo seja classificado nesta categoria terá de percorrer 15 voltas ao circuito apresentado na figura a baixo.

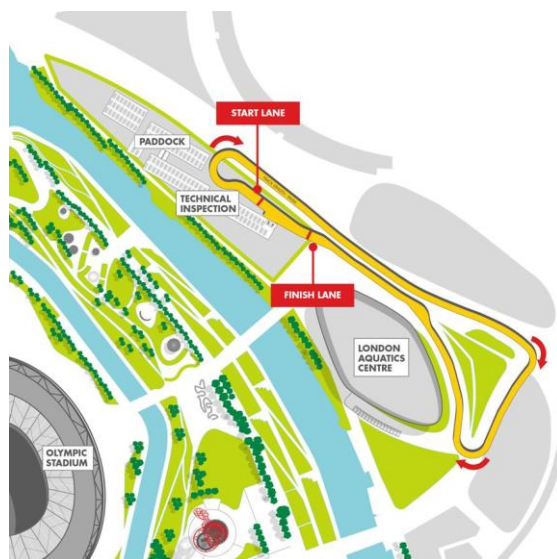


Figura 2.2 - Circuito de Londres

A prova tem uma quilometragem de 14.55 km e as equipas tem de o completar no tempo máximo de 35 minutos. A equipa vencedora é DTU Roadrunners, da Technical University Of Denmark, percorrendo 374.2 km/l. [1]

### 2.1.1. UBicar

A UBI participa nesta competição desde o ano de 1999, sendo que no seu início participou sempre na categoria de protótipo. A partir do ano de 2006, começou a participar na categoria UrbanConcept, ficando no ano de 2015 no 3º lugar em Roterdão e, no mesmo ano, ganhou uma prova semelhante, a Madrid Eco-City.



Figura 2.3 - Equipa Ubicar 2018

## 2.2. Motores de Combustão Interna

Nos dias de hoje, os motores de combustão interna, ou endotérmicos, são utilizados em vários veículos de locomoção, como é o caso de automóveis, aviões, comboios, navios entre muitos outros. A utilização deste tipo de motores não é exclusiva dos veículos de locomoção. Podem ser encontrados motores de combustão interna para produção de eletricidade e outras aplicações de pequena escala. Estes tipos de motores são classificados como máquinas térmicas, sendo que a sua principal função é a transformação energia térmica em energia mecânica.

Este processo de conversão de energia ocorre através de vários processos termodinâmicos que envolvem expansão, compressão, para além da mudança de temperatura dos gases.

A energia térmica que resulta da queima do combustível é transferida ao fluido motor. Esta energia vai evoluir ciclicamente e vai ser transmitida aos órgãos mecânicos do motor. A transmissão é resultado das variações de pressão e de volume criadas pelo fornecimento de calor. [2]

Quer-se com isto dizer que os gases que estão presentes na combustão realizam diversos processos de compressão, combustão, expansão e finalmente de escape.

Os motores de combustão interna, como são conhecidos nos dias de hoje, surgiram no século XIX, sendo que o primeiro motor fixo de explosão a gás surgiu no ano de 1860 e foi inventado por Jean Lenoir. Este motor era pouco eficiente, pois dentro deste não havia mistura do ar com o combustível, sendo portanto apenas alimentado pelo próprio combustível.

Em 1862, Beau de Rochas, concebeu e patenteou um novo motor. Este apresentava os princípios básicos do funcionamento de um motor de 4 tempos de combustão interna com êmbolos. Ao comparar com o motor de Jean Lenoir apresenta uma eficiência bastante elevada. No entanto, infelizmente, este engenheiro não conseguiu implementar o seu projeto.

O alemão, Nikolais A. Otto em 1876, com base no projeto de Beau de Rochas, conseguiu implementar e desenvolver, com auxílio de diversos cientistas, um motor com um ciclo a quatro tempos. O processo de funcionamento deste motor era simples:

1. O primeiro movimento era admissão da mistura ar/combustível, ocorrendo o recuo do pistão;
2. Compressão da mistura no segundo movimento;
3. De seguida ocorre a expansão dos gases, criando deste modo a força útil;
4. O último movimento é a libertação e expulsão dos resíduos da combustão, voltando o pistão ao ponto de origem.

Este processo foi denominado o Ciclo de Otto. Deste modo, o Engenheiro Otto, é considerado o pai dos motores de combustão interna a quatro tempos. [3]

### **2.2.1. Classificação dos motores de combustão interna**

Para a classificação de motores de combustão interna, na bibliografia existente, observa-se a existência de vários critérios. A classificação mais utilizada no nosso quotidiano é a classificação que se refere ao tipo de ignição. Deste modo pode-se dividir em dois grandes grupos:

- Motores com ignição por faísca (ou ignição comanda) (ex. gasolina ou GPL);
- Motores com ignição por compressão (ou ignição não comanda), mais conhecidos no dia a dia como motores a diesel.

No primeiro grupo, a combustão é iniciada através de uma descarga elétrica. Esta é originada pela vela de ignição que produz uma faísca que provoca a ignição da mistura.

No segundo grupo, a combustão é originada pela alta pressão e temperatura na câmara de combustão, quando da injeção do combustível dando-se a inflamação.

Existem outras formas de classificar os motores de combustão interna, mas estas são menos usuais, como:

- Colocação ou desenho das válvulas;
- Sobrealimentação;
- Tipo de injeção (Diesel);
- Preparação da mistura (Gasolina);
- Tipo de ignição;
- Arrefecimento;
- Quantidade e posição relativa de cilindros.

Outra classificação que é bastante utilizada, baseia-se no tipo de ciclos de operação. Nesta classificação os motores podem se dividir em dois grandes grupos: os motores a quatro tempos, que se pode subdividir em ciclos de Otto, de Diesel, de Atkinson, etc. e motores a dois tempos. [2]

Nesta dissertação só será focado motor Honda GX160, um motor de combustão interna com ignição de faísca de quatro tempos, dado ser este o motor utilizado no carro que participou na prova do Eco Shell Marathon.

### **2.2.2. Motor a quatro tempos (Ciclo de Otto)**

O princípio de funcionamento deste tipo de motor baseia-se no movimento alternativo de um êmbolo no interior do cilindro, que transmite um movimento circular à cambota. Este movimento ocorre através de um mecanismo biela-manivela. Este tipo de motor é utilizado massivamente nos automóveis.

Para a realização do movimento descrito anteriormente, existem 4 passos, que serão discriminados de seguida, sendo que é daí que advém o nome de motor de 4 tempos: [4]

#### **1. Admissão**

Quando começa o primeiro tempo a válvula de admissão encontra-se aberta e a válvula de escape fechada. O pistão encontra-se a efetuar o percurso descendente. Com este movimento descendente, o pistão vai provocar uma depressão no interior do cilindro, isto é, o pistão aspira o ar exterior, com ou sem combustível adicionado. Assim que se dá o enchimento do cilindro o pistão movimenta-se do ponto médio superior (PMS) ao ponto médio inferior (PMI).

#### **2. Compressão**

Ambas as válvulas se encontram fechadas, e o pistão sobe do PMI ao PMS, resultando deste modo a compressão dos gases que foram admitidos durante o primeiro tempo. A temperatura e a turbulência aumentam, levando a que gasolina seja vaporizada. Com isto, a combustão será mais completa, pois será libertado mais calor e uma menor quantidade de produtos não queimados.

### 3. Expansão

Neste terceiro tempo o pistão encontra-se no fim de curso da compressão, ocorrendo uma faísca elétrica que é lançada por elétrodos da vela que se encontram na câmara de combustão, originando uma explosão. Como a pressão neste passo é extremamente elevada, o pistão é empurrado violentamente até ao PMI. Esta é a única altura em que o motor fornece trabalho.

### 4. Escape

Como o nome indica, é aqui que os gases que foram queimados são expelidos a grande velocidade, e para isso a válvula de escape abre. Isto ocorre também devido ao movimento ascendente do pistão, limpando o interior do cilindro. A válvula fecha quando o pistão se encontra no PMS. [2]

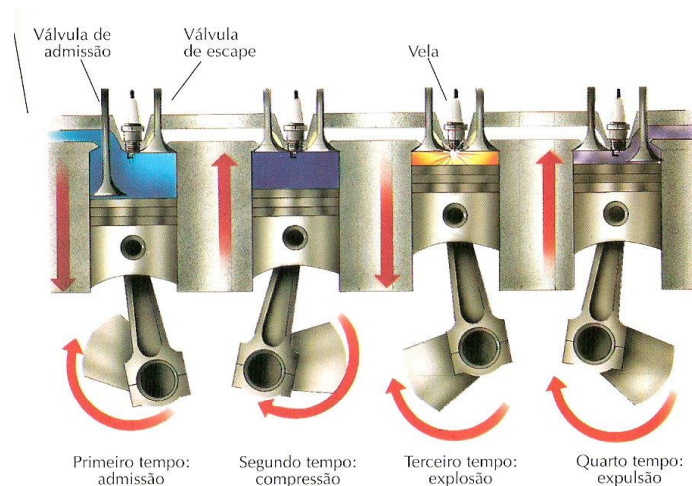


Figura 2.4 - Quatro tempos de funcionamento de um motor, retirado [abekwar.wordpress.com/2013/04/09/motores-a-pistao/](http://abekwar.wordpress.com/2013/04/09/motores-a-pistao/) visto a 20/06/2018

Este tipo de motor de combustão que foi descrito anteriormente, refere-se na sua essência ao Ciclo de Otto.

De seguida apresenta-se o diagrama Temperatura-Entropia do ciclo de Otto:

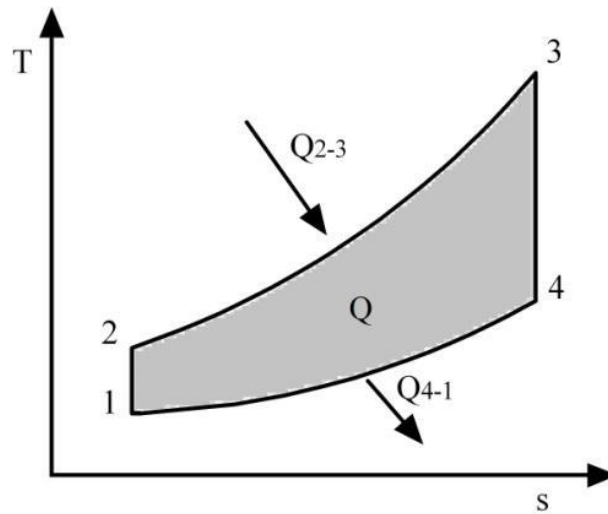


Figura 2.5 - Ciclo de Otto

Da figura 2.5 pode-se retirar as seguintes conclusões:

- 1 - 2 Do PMI ao PMS na fase de compressão, transformação Adiabática (isentrópica). Nesta fase do processo o fluido é comprimido pela realização de trabalho  $W_{1-2}$ ;

$$pV^\gamma = Cte \quad (2.1)$$

$$TV^{\gamma-1} = Cte \quad (2.2)$$

- 2 - 3 Transformação Isocórica, fase da explosão. Aqui ocorre uma explosão da mistura ar-combustível, quando se encontra na posição PMS, sendo definido o calor fornecido por:

$$Q_{2-3} = C_v(T_3 - T_2) \quad (2.3)$$

- 3 - 4 Transformação Adiabática (isentrópica), fase da expansão. O fluido é expandido devido aos gases queimados, realizando o trabalho  $W_{3-4}$ ;
- 4 - 1 Do PMS ao PMI na fase de escape, transformação Isocórica. É a perda de calor que se encontra no diagrama T-S. sendo o calor perdido dado pela expressão:

$$Q_{4-1} = C_v(T_4 - T_1) \quad (2.4)$$

A partir da explicação anterior pode-se obter a fórmula para o rendimento do Ciclo de Otto:

$$\eta_{teórico} = \frac{W}{Q_Q} = 1 - \frac{|Q_{(4-1)}|}{Q_{(2-3)}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 \frac{T_4}{T_1} - 1}{T_2 \frac{T_3}{T_1} - 1} \quad (2.5)$$

Define-se a taxa de compressão ( $\epsilon$ ) como:

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} \quad (2.6)$$

E,

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (2.7)$$

Tem-se que:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\gamma-1} = \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} \quad (2.8)$$

E como:

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\gamma-1} = \frac{T_1}{T_2} \quad (2.9)$$

Da expressão anterior o rendimento teórico do ciclo é dependente da taxa de compressão ficando deste modo a fórmula:

$$\eta_{teórico} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} \quad (2.10)$$

Regra geral, os motores de ciclo de Otto estão sujeitos a uma anomalia de combustão que faz com que o valor da taxa de compressão seja no máximo de 12:1. Se a taxa for superior a este valor ocorre auto-detonação da mistura provocando danos no motor. Isto deve-se à irregularidade das explosões na câmara. [2]

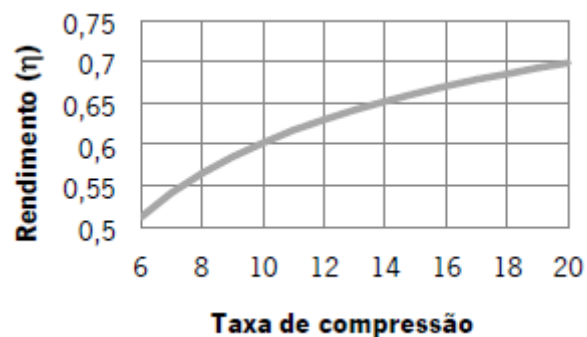


Figura 2.6 - Rendimento teórico do ciclo de Otto

Em termos reais os fatores mais importantes para se conseguir obter um maior rendimento prendem-se com o dimensionamento da câmara de combustão e o atrito.

### **2.2.2.1. Diagrama da distribuição**

Num motor a quatro tempos a abertura e fecho de válvulas coincide sempre com o PMI e PMS, isto para o caso de se estar a falar de um ciclo teórico de Otto, mas na realidade tal não se verifica. Esta premissa poderia ocorrer em motores lentos, mas para que estes consigam trabalhar a velocidades desejadas necessitam de aproveitar a ressonância dos gases que saem e entram no cilindro (efeitos dinâmicos), bem como a inércia por si gerada. [5]

Para a construção do diagrama de distribuição tem-se de definir os seguintes componentes:

- **Válvula de admissão**

A válvula de admissão abre antes do PMS, (avanço da abertura da válvula de admissão) para que se consiga aproveitar a inércia dos gases de escape, que serão expelidos do cilindro a grande velocidade, de modo a conseguir aspirar o novo ar vindo da admissão. Também ocorre um atraso no fecho da mesma. A explicação para que tal aconteça prende-se com o aproveitamento da inércia dos gases admitidos, depois do PMI.

- **Ignição**

As válvulas estão fechadas quando ocorre a compressão do gás. No fim da compressão a faísca de ignição é gerada pela vela antes do pistão chegar ao PMS, começando o tempo da explosão-expansão.

- **Válvula de escape**

Como acontece na válvula de admissão, a válvula de escape também apresenta um avanço na abertura no PMI para que seja mais rápido escoar os gases, fazendo com que a pressão do cilindro seja menor e por consequência que a subida seja realizada com maior facilidade. Também o fecho da válvula será atrasado, fechará mais tarde que o PMS, para facilitar a máxima expulsão dos gases queimados.

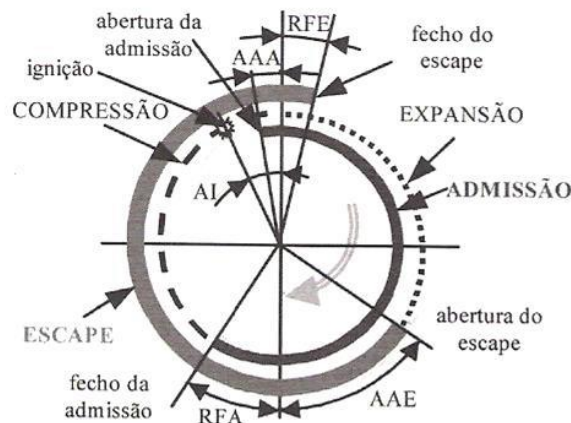


Figura 2.7 - Diagrama de distribuição de um motor de combustão interna a quatro tempos, adaptado [2]

Como é possível observar na figura 2.7, existe um tempo em que as duas válvulas se encontram abertas, tendo um papel fundamental no motor, principalmente quando este roda a altas rotações.

Este cruzamento de válvulas faz com que os novos gases provenientes da admissão empurrem os gases queimados para fora do cilindro, permitindo uma renovação mais eficiente e que a eficiência volumétrica aumente.

### 2.2.3. Ciclo de Miller

Nesta dissertação, como já foi referido no subcapítulo 1.1, um dos objetivos que é pretendido é a conversão de um Ciclo de Otto para um Ciclo de Miller, de um motor Honda GX160. [6]

O Ciclo de Miller foi desenvolvido nos anos quarenta do século passado, pelo engenheiro americano Ralph Miller.

Este ciclo tem como base o Ciclo de Otto, apresentando, quando comparado com o este, um ciclo de expansão mais longo que o ciclo de compressão. Isto vai levar a que ocorra um maior aproveitamento da entalpia (pressão e temperatura) dos gases de escape, conseguindo deste modo que ocorra um aumento do rendimento térmico do motor. [7]

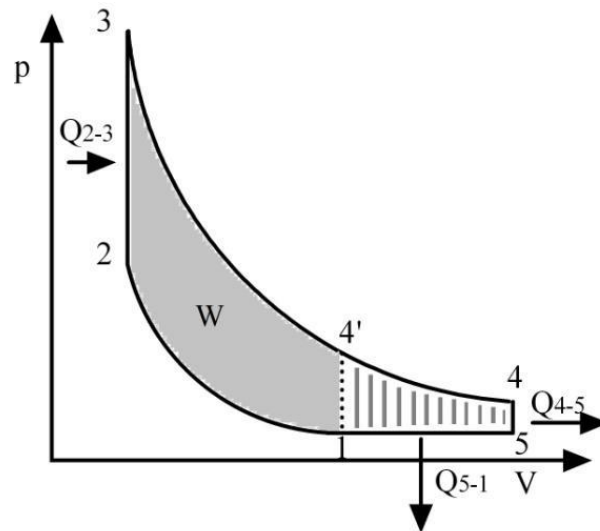


Figura 2.8 - Ciclo teórico de Miller

Na figura 2.8 pode-se observar o funcionamento do ciclo de Miller, estando dividido em duas partes:

- A cinzento está representado o Ciclo de Otto;
- O tracejado representa o trabalho aproveitado com a sobreexpansão dos gases.

No ponto 1, da figura 2.8, a variação de carga é conseguida através do controlo do tempo do fecho das válvulas de admissão. Através de dois métodos, ou se adianta muito o fecho ou se atrasa muito o fecho da válvula para se conseguir uma diminuição da variação de carga. A carga diminui com o distanciamento ou adiantamento do fecho da válvula de admissão do PMS, isto é, o ponto 1 está deslocado para a esquerda.

O motor pode também variar a carga através do atraso do fecho da válvula de admissão, isto é, a válvula fica a funcionar em “*Black-flow*”. Este ocorre quando a válvula de admissão fica aberta depois do PMI empurrando o ar que foi admitido outra vez para admissão.

Quando a carga é variada pelo adiantamento do fecho da válvula de admissão, o motor funciona como uma bomba de vácuo, porque o fecho da válvula faz-se antes do PMI. Ao acontecer esta variação o cilindro sofre uma diminuição de pressão na subida do pistão, começando de seguida o tempo da compressão. [7]

Ao comparar a taxa de compressão deste ciclo com o Ciclo de Otto, verifica-se que são diferentes, pois no Ciclo de Miller a compressão não ocorre do PMI ao PMS. É a definida por “retida” ( $\epsilon_{ret}$ ), e sua fórmula é a seguinte:

$$\varepsilon_{ret} = \frac{V_1}{V_2} \quad (2.11)$$

Ao considerar a cilindrada como  $V_g = V_5 - V_2$ , define-se que a taxa de compressão como “geométrica” ( $\varepsilon_g$ ):

$$\varepsilon_g = \frac{V_5}{V_2} \quad (2.12)$$

A relação de expansão ( $\sigma$ ) é uma das características mais importantes do Ciclo de Miller. Este valor é obtido através da relação entre o PMI e o valor onde começa a compressão do ciclo:

$$\sigma = \frac{V_5}{V_1} \text{ e } \sigma = \frac{\varepsilon_g}{\varepsilon_{ret}} \Rightarrow \varepsilon_{ret} = \frac{\varepsilon_g}{\sigma} \quad (2.13)$$

Quanto maior for a relação de expansão maior será o aproveitamento da expansão.

### 2.2.3.1. Ciclo de Miller com $\varepsilon_{ret}$ fixa

Ao considerar uma cilindrada fixa e o volume da câmara variável consegue-se manter uma taxa de compressão retida perto do valor limite, com a diminuição da carga, e por consequência aumentando  $\sigma$ . O rendimento depende sempre da carga do motor. Com isto o rendimento do Ciclo de Miller é dado por:

$$\eta_{M,ret} = 1 - \frac{Q_{4-5} + Q_{5-1}}{Q_{2-3}} \quad (2.14)$$

$$\Leftrightarrow \eta_{M,ret} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_{ret}^{\gamma-1} \sigma^{\gamma-1}} + \frac{\gamma \sigma^{\gamma-1} - (\gamma - 1) \sigma^\gamma - 1}{B(\gamma - 1) \sigma^{\gamma-1}} \quad (2.15)$$

Onde B é uma constante que é originada a partir da seguinte expressão:

$$B = \frac{Q_{pi}}{R * T_1 (1 + A/F)} \quad (2.16)$$

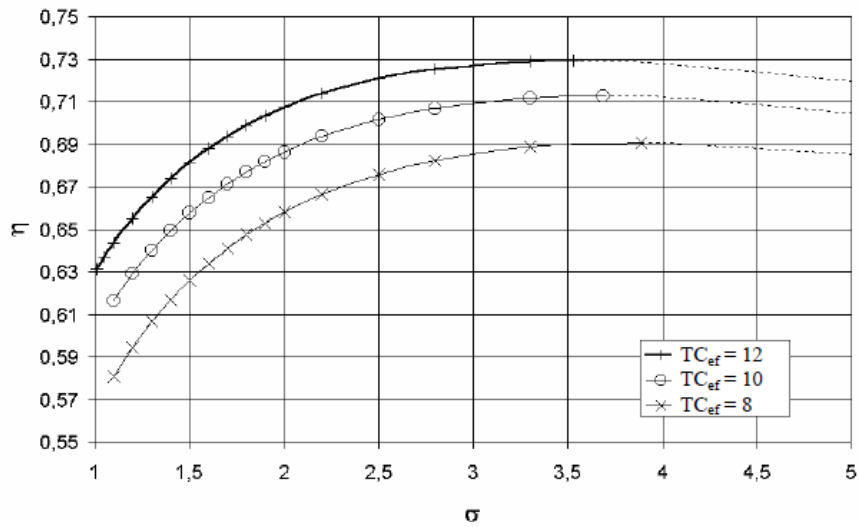


Figura 2.9 - Rendimento do Ciclo de Miller com  $\epsilon_{ret}$  constante, adaptado [5]

Nas linhas da figura 2.9, verifica-se que o rendimento aumenta até ao ponto em que a pressão no final da expansão corresponde à pressão atmosférica.

### 2.2.3.2. Ciclo de Miller com $\epsilon_g$ fixa

Ao considerar uma cilindrada fixa e volume da câmara de combustão também fixo, o Ciclo de Miller pode ser realizado alterando a abertura da válvula de admissão, mas mantendo a taxa de compressão geométrica fixa. O rendimento do Ciclo de Miller é obtido neste caso pela seguinte formula: [2]

$$\eta = 1 - \frac{1}{\epsilon_g^{\gamma-1}} - \frac{1 + \sigma^\gamma \cdot (\gamma - 1) - \gamma \cdot \sigma^{\gamma-1}}{(\gamma - 1) \cdot \sigma^{\gamma-1} \cdot B} \quad (2.17)$$

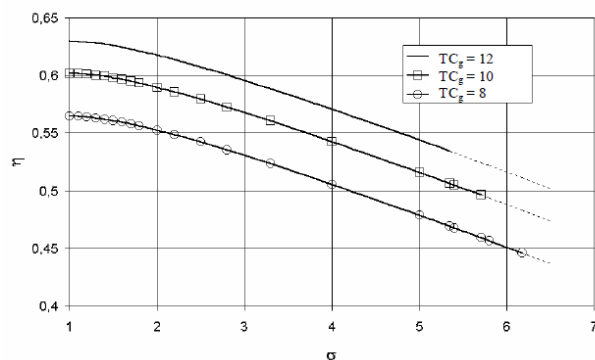


Figura 2.10 - Rendimento do Ciclo de Miller com  $\epsilon_g$  constante, adaptado [5]

Ao observar a figura 2.10 pode-se concluir que à medida que a relação de expansão ( $\sigma$ ) aumenta, o rendimento irá diminuir.

### 2.3. Comparação entre o Ciclo de Otto e o Ciclo de Miller

Um dos métodos de análise que se pode efetuar é através da variação do rendimento teórico em função da carga dos dois ciclos que foram referidos nos subcapítulos anteriores. Depois de uma análise cuidada pode-se concluir que, no Ciclo de Otto a variação da carga está associada a limitação do caudal de ar admitido, e no Ciclo de Miller é a função da relação de expansão.

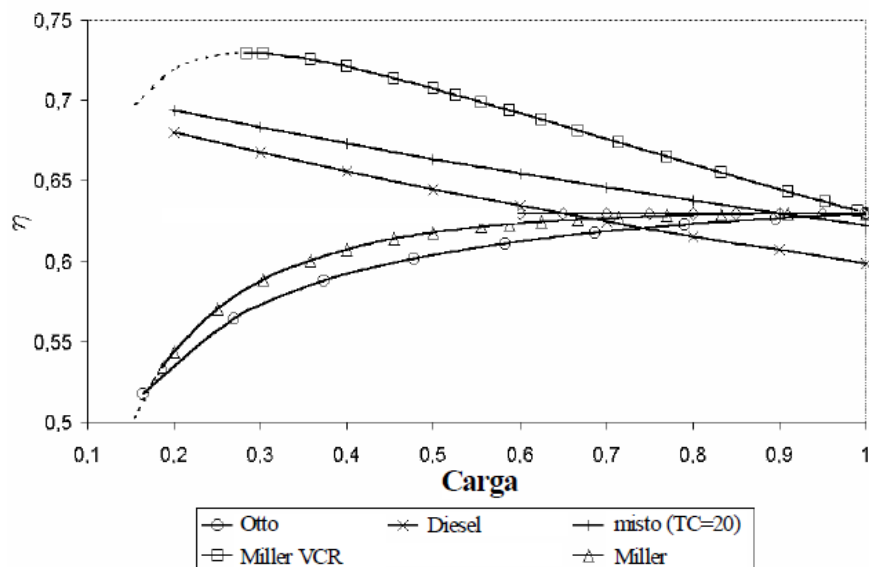


Figura 2.11 - Comparação entre rendimentos teóricos em função da carga, adaptado [5]

A partir do gráfico anterior pode observar-se que o Ciclo de Miller apresenta um maior rendimento do que o Ciclo de Otto.

### 2.4. Componentes da Distribuição

Num motor de combustão interna pode-se distinguir os componentes em dois tipos:

- Fixos;
- Móveis.

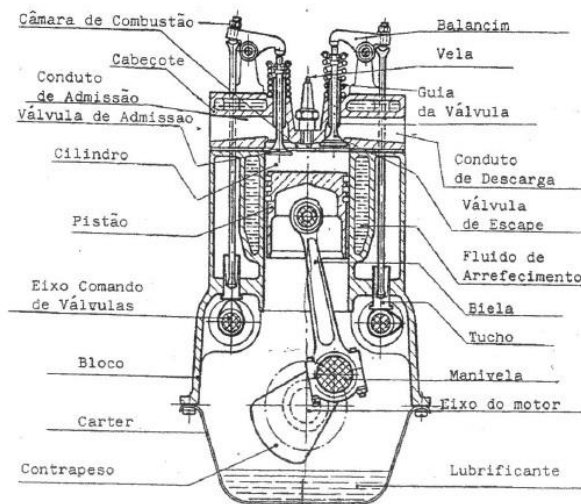


Fig. 1.1

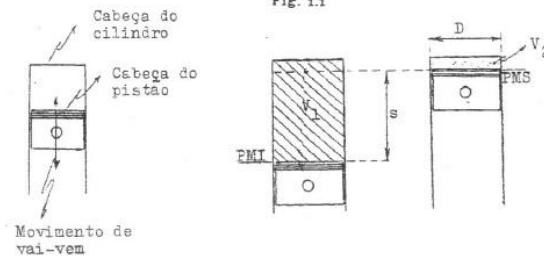


Figura 2.12 - Esquema de um motor de combustão interna, retirado [motorizacao.blogspot.com/2012/08/principios-basicos-de-funcionamentos.html](http://motorizacao.blogspot.com/2012/08/principios-basicos-de-funcionamentos.html) visto a 5/07/2018

Nesta dissertação, o foco está nos componentes que são moveis, como sendo o caso de:

- Válvulas;
- Árvore de cames;
- Seguidor;
- Mola das Válvulas;
- Balanceiro.

### 2.4.1. Válvulas

As válvulas são dos componentes mais importantes no sistema de distribuição de um motor de combustão interna.

A principal função das válvulas é permitir que os gases entrem e saiam do cilindro, fechando e abrindo. Estas fazem a comunicação entre o cilindro e os coletores de admissão ou escape.

[8]

Existem dois tipos de válvulas, que se distinguem pela sua posição no seguimento dos cilindros:

- Válvulas à cabeça: a abertura na entrada está localizada na câmara na combustão, utilizadas nos motores mais recentes;
- Válvulas laterais: localizadas como o próprio nome indica ao lado do seguimento dos cilindros, utilizados nos motores mais antigos.



Figura 2.13 - Sistemas de distribuição com válvulas a cabeça à esquerda e laterais à direita, retirado [autopecastunicar.blogspot.com/2011/04/camara-de-explorao-do-motor.html](http://autopecastunicar.blogspot.com/2011/04/camara-de-explorao-do-motor.html) visto a 9/07/2018

Cada válvula é dividida em duas partes:

- Cabeça: o desenho da mesma varia consoante a válvula for utilizada para admissão ou para o escape, tendo uma forma de tulipa, que facilita o escoamento dos gases que entram e saem do cilindro. Na periferia tem uma superfície tronco-cônica para permitir a vedação com a sede;
- Haste: função de guiamento, meio transmissor de calor e impulsor. [2]

Por norma, as válvulas de admissão estão sujeitas temperaturas inferiores às apresentadas na válvula de escape. Esta é um dos principais fatores para a escolha dos materiais de conceção, sendo que os mais utilizados são o aço ou o níquel no caso das válvulas de admissão, por outro lado as válvulas de escape os materiais mais utilizados são o aço ou tungsténio.

As válvulas de admissão são geralmente maiores que as de escape, pois o diferencial de pressões na admissão é bastante menor que no escape.

A cabeça da válvula apresenta um chanfro que quando se encontra na posição de fecho, isto é, assente na sede, permite que a estanquicidade seja absoluta. Caso o chanfro não esteja assente na sede verificar-se-á que a compressão no cilindro não será realizada da forma mais correta, provocando uma redução do rendimento do motor e em casos extremos a danificação da válvula e da sede.

No que diz respeito ao material da sede das válvulas, é feita com uma liga especial, pois é onde se apoia a cabeça das válvulas, e, por conseguinte, onde ocorre mais desgaste da peça devido às forças aí exercidas. A área da sede é relativamente pequena, quando comparada com a válvula em si, para que a pressão seja suficientemente elevada para conseguir esmagar os resíduos resultantes da compressão que aí se irão depositar.

#### ***2.4.1.1. Órgãos de comando das válvulas (válvulas à cabeça)***

Como o motor em estudo apresenta as válvulas à cabeça, nesta dissertação só nos iremos debruçar neste caso.

As válvulas à cabeça apresentam as seguintes vantagens:

- Maior taxa de compressão, fazendo com que a queima dos combustíveis seja mais rápida e mais eficiente;
- Ocorre um melhor enchimento no cilindro por existir maior espaço livre para válvulas, e pela entrada e saída direta dos gases na câmara de combustão;
- Rendimento termodinâmico maior. [2]

Neste tipo de válvulas a árvore de cames é o principal órgão presente. Aqui, a árvore de cames recebe por meio de engrenagens, correntes o movimento da cambota, atuando direta ou indiretamente nos balanceiros, podendo atuar diretamente nas válvulas. Estes últimos rodam em torno do eixo abrindo as válvulas.

Se atuarem indiretamente nos balanceiros a came irá empurrar o seguidor e este a vareta que pressiona uma das extremidades do balanceiro.

No caso em estudo, a árvore de came encontra-se acoplada a cambota transmitindo o movimento as válvulas através de varetas e balanceiros, tendo esta duas cames, uma para admissão e outra para o escape. [8]

### 2.4.1.2. Curvas de abertura das válvulas

Para que se consiga obter uma maior eficiência no enchimento do cilindro, os ângulos de abertura e de fecho das válvulas de admissão devem estar imediatamente após o PMI para o caso de abertura, e do PMS no caso do fecho.

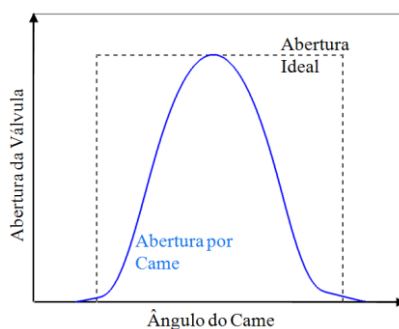


Figura 2.14 - Abertura da válvula feita por uma came

A abertura das válvulas na realidade não é como é descrito na bibliografia. Isto é, esta não é ideal por esse motivo as velocidades e acelerações tendem para infinito o que poderá provocar a destruição do mecanismo.

### 2.4.1.3. Folga das válvulas

Todas as válvulas apresentam folga para que esta consiga estar assente na sede. Caso a válvula não fique assente na sede, ficará sempre aberta, não conseguindo deste modo vedar os gases. As consequências mais visíveis deste problema são uma menor eficiência do motor e um aumento da poluição atmosférica.

No caso de ocorrer uma folga exagerada, as válvulas não vão abrir o necessário, e por esse motivo não irão entrar os gases necessários para que ocorra uma boa eficiência do sistema e, como no caso anterior, haverá um aumento da poluição produzida pelo motor para atmosfera.

As folgas existem a frio para que quando o motor se encontra em funcionamento as peças funcionam sem folga quando à temperatura de funcionamento.

Concluindo, o dimensionamento da folga das válvulas terá de ser feito com bastante rigor, isto é, tem-se de ajustar a folga das mesmas, para que o sistema mantenha uma boa eficiência e não polua em excesso o ambiente. O valor da folga depende muito da dilatação da haste da válvula.

#### 2.4.1.4. Afinação da folga das válvulas

Por norma, as folgas da válvula de escape são maiores do que as de admissão, pois a válvula de escape aquece mais. Assim sendo, são os construtores que especificam o tamanho da mesma.

Os valores destas são geralmente:

- Escape: 0.20 mm a 0.30 mm;
- Admissão: 0.10 mm a 0.20 mm.

#### 2.4.2. Árvore de cames

Como já foi referido anteriormente, um dos elementos mecânicos mais importantes presentes nos motores de combustão é a árvore de cames. Pode ser encontrada na maioria dos motores de combustão interna, excetuando nos motores a dois tempos.

A came é constituída por duas regiões, um círculo de base e uma região que sai desse círculo, que leva a que a peça tenha uma forma oval. O perfil que a came apresenta é responsável pela forma do movimento do seguidor.

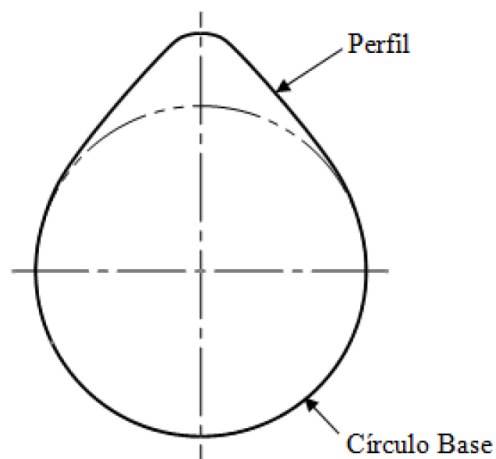


Figura 2.15 - Perfil lateral da came

As válvulas referidas no subcapítulo anterior são comandadas pela árvore de cames, sendo que esta roda a metade da velocidade da cambota. Isto acontece porque a cambota realiza duas rotações, enquanto que as válvulas de admissão e de escape só abrem uma vez. A árvore de cames possui cames para controlar as válvulas de admissão e escape.



Figura 2.16 - Árvore de came de um motor GX160

Nesta dissertação a árvore de cames (figura 2.16) tem duas cames, sendo que uma é utilizada para abertura e fecho da válvula de admissão e a outra para a válvula de escape. Como também se pode observar, as cames são ligadas por um veio.

Em geral, existem dois materiais para concepção das árvores de cames, que são apresentados de seguida, bem como as suas vantagens: [10]

- Ferro fundido:
  - Mais económico se forem feitas em grande escala de produção;
  - Grande resistência contra o desgaste.
- Aço:
  - Maior qualidade na produção das cames;
  - Produção em pequena escala, logo menos viável em termos económicos;
  - Facilidade de produção em máquina CNC.

Em motores de pequena cilindrada também as árvores de cames podem ser concebidas em plásticos técnicos, como é o caso do nylon.

As árvores de cames, como já foi referido anteriormente, podem estar localizadas lateralmente ou à cabeça. Nesta dissertação o foco estará na árvore de cames que se localiza

lateralmente, engrenada na cambota. As árvores de cames mais usuais hoje em dia são as seguintes, sendo descritas as suas características:

- Single Overhead Camshaft, Árvore de cames à cabeça (SOHC):
  - Utilizados por norma em motores de 4 cilindros;
  - As árvores de cames são acionadas pela cambota geralmente através de uma corrente ou correia síncrona de distribuição;
  - As correntes são ajustamento periódico e as correias requerem substituição. [10]
- Double Overhead Camshaft, Dupla Árvore de cames à cabeça (DOHC):
  - Apresenta duas árvores de cames à cabeça;
  - Usados em motores com quatro ou mais válvulas por cilindro;
  - Permite uma maior eficiência das válvulas de admissão e de escape;
  - Mais poluente;
  - O comando é feito por correntes ou correias. [10]

As cames apresentam perfis diferentes, dependendo do seguidor utilizando, podendo este ser de superfície plana, elíptica ou de rolete.

#### **2.4.2.1. Tipos de cames**

Existem vários tipos de cames que são escolhidos através de equações matemáticas. Deste modo, a análise do diagrama s-v-a-j torna-se fundamental para a escolha do tipo de came que vai ser utilizada para elaboração do projeto. Por norma, a escolha é feita a partir do deslocamento que do seguidor, ou seja, a parte que mais importante para o dimensionamento das cames que é definido na literatura por  $s(\theta)$ . A partir das equações de deslocamento, conseguimos encontrar as equações de velocidade,  $v(\theta)$ , de aceleração,  $a(\theta)$  e de variação da aceleração,  $j(\theta)$ . Os valores da velocidade, aceleração e variação da aceleração são obtidos a partir da derivação da equação do deslocamento. [11]

Estas equações devem seguir as seguintes condições, que são descritas com as leis fundamentais do projeto de cames: [11]

- A função que descreve o movimento da válvula tem de ser contínua na primeira e segunda derivada do deslocamento;
- A terceira derivada,  $j(\theta)$ , tem de ser finita ao longo de todo o intervalo.

No caso desta dissertação, como o motor em estudo se trata de um motor de combustão interna em que as árvores de cames operam a grandes velocidades, isto é, a milhares de rotações por minuto, dever-se-á procurar equações mais complexas para o dimensionamento das mesmas. Assim sendo, e segundo a literatura, os ciclos mais utilizados para o projeto de dimensionamento das curvas da árvore de cames são os seguintes:

- Cicloidal;
- Trapezoidal modificada;
- Seno modificado;
- Polinomial de 3-4-5;
- Polinomial 4-5-6-7.

A utilização destas equações depende das características que se pretende para o movimento da came. De seguida, é apresentado um exemplo teórico dos vários tipos de cames que foram referidos anteriormente:

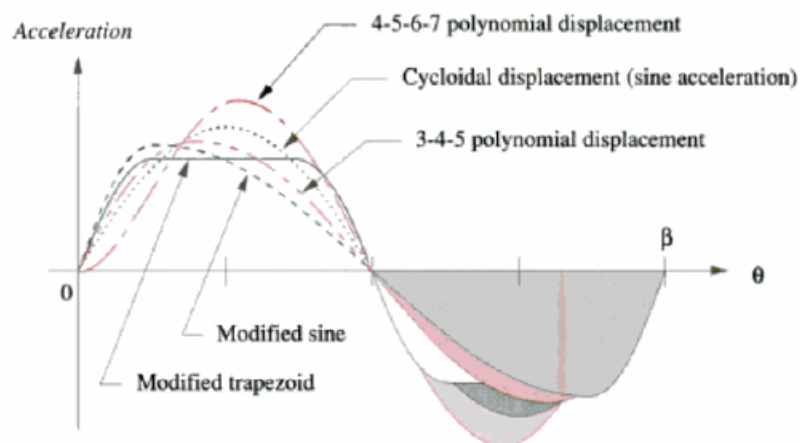


Figura 2.17 - Acelerações dos vários tipos de equações [11]

Existe outro tipo de curvas que são formadas a partir das equações de Fourier, sendo que as suas características são as seguintes: [12]

- Têm acelerações baixas, e, portanto, apresentam uma carga dinâmica baixa nos seguidores a alta velocidade;
- Baixa vibração no seguidor.

As equações que são utilizadas para a conceção das cames são as seguintes: [12]

- Gutman 1-3 harmonic;
- Freudenstein 1-3 harmonic curve;
- Freudenstein 1-3-5 harmonic curve.

Estas equações são muito mais complexas quando comparadas com as equações básicas, sendo por esse motivo utilizadas em motores de alta competição, como no caso da Fórmula 1 e Moto GP.

#### **2.4.2.2. Parâmetros para dimensionamento da came**

Para que se consiga dimensionar a came, existem parâmetros que são comuns a todas as curvas que foram referidas no subcapítulo anterior, e dos quais dependem para um correto desenvolvimento do diagrama s-v-a-j: [12]

- *Trace point*: ponto teórico correspondente ao ponto extremo do seguidor de faca, sendo com este possível definir a circunferência primitiva;
- *Pitch point*: posição onde o ângulo de pressão é máximo;
- *Pressure angle*: formado pela direção do movimento do seguido com a normal ao perfil primitivo;
- *Base circle*: circunferência de menor tamanho;
- *Prime circle*: onde passa o levantamento da came;
- *Pitch circle*: menor circunferência com o centro de rotação da came e tangente à curva primitiva;
- *Pitch curve*: curva correspondente ao seguidor se este se encontra em fase estacionária.

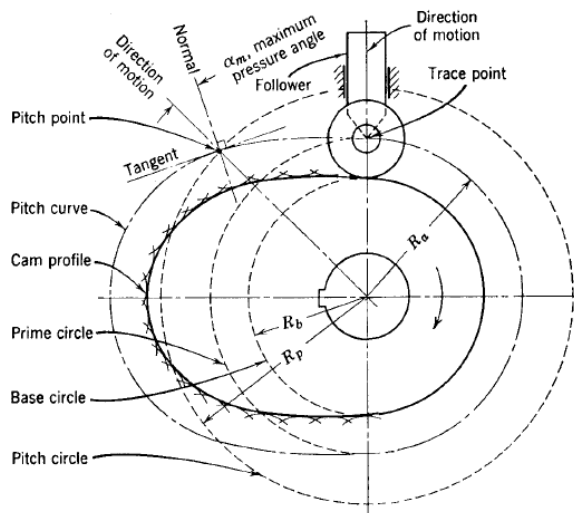


Figura 2.18 - Parâmetros geométricos de um came

Existem dois métodos para se conseguir obter o perfil da came. O primeiro é o método gráfico, que, embora seja mais simples de obter, tem a grande desvantagem de ser pouco preciso. O segundo é o método analítico, realizando através de um software específico os cálculos para o seu dimensionamento.

### 2.4.3. Seguidor

Existem diversos tipos de seguidores para o acionamento das válvulas. Para os diferenciarmos usam-se três critérios: [13]

- Movimento descrito;
- Forma geométrica;
- Posição que ocupa relativamente ao centro de rotação da came.

Relativamente ao seu movimento podem ser oscilantes ou translacionais, sendo que este último é o mais comum de ser utilizado.

Pela forma geométrica temos quatro tipos:

- Rolete;
- Faca;
- De prato;
- Esféricos.

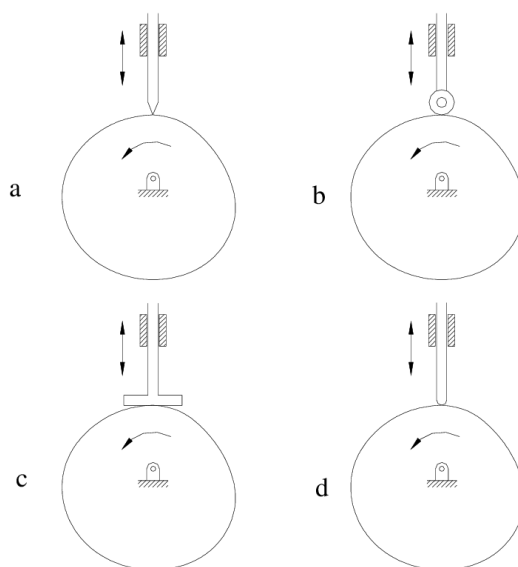


Figura 2-19 - Classificação dos seguidores relativamente à sua forma geométrica: (a) - Faca; (b) - Rolete; (c) - Prato; (d) - Esférico, adaptado [13]

Os seguidores mais utilizados são os de rolete, devido ao baixo nível de tensões de contacto a que estes estão sujeitos, estando ligados por um balanceiro. Neste tipo de seguidores, à medida que a came roda em torno do seu eixo de rotação, o rolete mantém-se sempre em contacto com a superfície da came, rodando sempre em torno do seu próprio eixo. [13]

Os seguidores de prato ou de pé plano, que são utilizados no caso em estudo, apresentam como principal característica o facto de terem uma grande superfície plana de contacto, o que permite que não ocorram problemas de encravamento, como ocorre nos seguidores de rolete. Deste modo, ocorre uma transmissão de movimentos mais rápidos ao seguidor. No entanto, tem a desvantagem de apresentar tensões de contacto elevadas, causadas pelas elevadas forças de atrito.

Quanto à sua forma relativamente ao centro de rotação, o seguidor pode ser alinhado ou desalinhado. Para que sejam seguidores alinhados, a linha de translação que define a direcção do movimento do seguidor deve estar alinhada com eixo de rotação da came, ocorrendo o inverso nos seguidores desalinhados.

#### 2.4.4. Molas das válvulas

A principal função das molas que se encontram nas válvulas é manter o contacto entre o seguidor e a came, durante o movimento, isto é, quando a válvula abre e fecha.

Estas molas suportam grandes forças, principalmente na válvula de escape, motivo pelo qual a sua rigidez é uma das características mais importantes no seu dimensionamento. Se a

rigidez for muito alta, provocará grandes pressões entre as faces da came e do seguidor, que estão em contato, o que poderá levar ao colapso da mesma devido a desgaste. Se a rigidez for demasiado baixa, poderá provocar dois problemas em alta velocidade: [14]

- Não ocorre contacto entre a came o seguidor, levando a que o nariz da came não consegue empurrar a válvula para baixo;
- Quando a válvula fecha, não ocorre um impacto na sede da válvula, fazendo com que a válvula salte duas vezes antes do fecho, levando à entrada de mais gases.

O tamanho das molas é também fundamental para o seu dimensionamento. Se a mola for de grandes dimensões, a haste da válvula terá necessariamente que ser maior, e consequentemente, a válvula também o será, reduzindo o espaço para outros componentes.

Assim sendo, deve-se adotar molas de pequenas dimensões, uma vez que apresentam menor massa, o que faz com que estas apresentem um melhor comportamento dinâmico. Também devido ao seu tamanho, as molas vão apresentar menor desgaste, e não atuam tantas forças laterais na mesma. [9]

Regra geral, as molas mais utilizadas nas válvulas são as do tipo helicoidais de compressão. O seu movimento é axial, e podem atingir os 150°C em alguns casos.



Figura 2.20 - Mola helicoidal de válvula

#### **2.4.5. Balanceiros**

Os balanceiros são um dos componentes fundamentais nos motores de combustão interna, pois são os principais responsáveis pela comunicação entre a árvore de cames e as válvulas quando não existe um contato direto entres estes.

Por norma, nos motores do tipo SOHC é frequente utilizar balanceiros, o contacto entre a válvula e a árvore de cames é inexistente.

Existem dois tipos de balanceiros, que diferem entre si pela forma com que se dá o contacto:  
[15]

- Balanceiros oscilantes com contacto por prato

São os mais comuns nos motores de combustão interna, e caracterizam-se pela existência de uma zona plana de contacto entre a came e o balanceiro.



Figura 2.21 - Balanceiros oscilantes com contacto por prato

- Balanceiros oscilantes com contacto por rolete:

São menos utilizados nos motores de combustão interna, apresentando como principal vantagem a minimização das forças de atrito entre o balanceiro e a árvore de cames, contudo, apresenta a desvantagem de a sua produção ser muito mais cara, o que obriga a um acréscimo significativo no preço final.



Figura 2.22 - Balanceiros oscilantes com contacto por rolete

Por norma, os balaceiros são concebidos em aço, de modo a conseguir suportar as forças a que estão sujeitos.

## 3. Dimensionamento Cinemático

### 3.1. Medição do deslocamento das árvores de came

Para se realizar um correto dimensionamento da árvore de cames, há que conhecer em profundidade o seu movimento, velocidade e aceleração da mesma. Assim sendo, para o dimensionamento desta, o ponto de partida foi conhecer a árvore de cames do motor Honda GX160.

A árvore de cames está engrenada na cambota e, em conjunto com os balanceiros, estabelecem o tempo de abertura de cada válvula e o deslocamento desta. O tempo de abertura é medido graus da cambota.

O principal objetivo desta dissertação é reduzir a duração de abertura das válvulas. Ao reduzir este tempo, permite-se que ocorra um melhor enchimento de ar no cilindro consegue-se uma aproximação ao ciclo de Miller, e por conseguinte, uma redução do consumo.

Para tal, no início foi efetuada a medição da árvore de cames, com o propósito de saber os valores de deslocamento que cada came provoca nas válvulas em cada instante. A partir desta medição ficou-se a conhecer quando as válvulas abrem e fecham, quando abrem, mas também o tempo que estas se mantêm abertas.

Estes valores foram obtidos a partir de uma outra dissertação [6]. Para medir os valores foi necessário utilizar um disco graduado de 0° a 360° a saída do motor pelo que virão em função do ângulo da cambota e não da árvore de cames.

Segundo a dissertação [6], a medição foi feita da seguinte maneira:

- A medição iniciou-se na válvula de escape, colocando esta no local onde a árvore de cames apresenta o menor deslocamento, isto é, no círculo de base da came, colocando um comparador a zero.
- Seguidamente rodou-se grau a grau o eixo do motor no sentido de funcionamento deste até a válvula começar a abrir, sendo que é neste ponto que se começa a medição. O autor fez a medição grau a grau anotando o deslocamento da came até o comparador voltar novamente a zero.
- Durante a medição teve-se em conta a posição do pistão, sendo anotado quando este atingiu o PMS. Este passo é de extrema importância, pois é um ponto de referência para a posterior elaboração dos gráficos.

Este processo foi replicado para a medição da válvula de admissão.

Desta forma, as medições resultaram no gráfico seguinte:

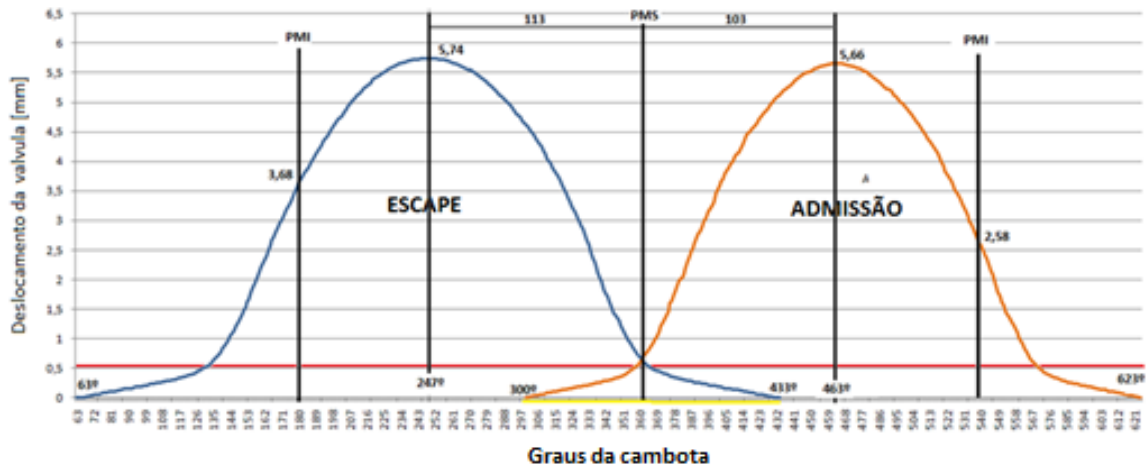


Figura 3.1 - Curvas obtidas experimentalmente do deslocamento das válvulas do motor [6]

Do gráfico foram retiradas as seguintes considerações sobre o funcionamento das válvulas:

- Válvula de escape:

Antes da abertura da válvula ocorre já deslocamento, dos 0° até aos 63°, local onde a válvula de escape inicia a sua abertura. Esta fecha completamente aos 433°, tendo por isso uma duração de 370°. O ponto máximo de deslocamento ocorre aos 247° atingindo a altura de 5.74 mm.

- Válvula de admissão:

Como ocorre na válvula de escape, esta também apresenta deslocamento antes da abertura da válvula, 300° até aos 360°, onde ocorre o PMS. A válvula permanece aberta até aos 623° e, por isso, tem um tempo de abertura de 323°, sendo que a duração desta é inferior a válvula de escape. A abertura máxima ocorre aos 463° e tem uma altura de 5.66 mm.

Outro dado de extrema importância que se retira do gráfico é o facto de o cruzamento das válvulas ser de 133°, isto é, o tempo em que estas se encontram abertas ao mesmo tempo. Para além disso, foram recolhidos os valores do deslocamento e a defasagem entre os topos da came, sendo que este valor é de 108°, pois, como foi anteriormente referido, a cambota roda duas vezes mais rápida que árvore de cames.

Segundo a Society of Automotive Engineers (SAE), as medições devem ser feitas acima dos 0.15 mm, no entanto, a maioria dos fabricantes automóveis apenas considera os valores

acima de 0.5 mm ou 1 mm, de forma a que haja uma normalização dos valores. Neste caso, o fabricante dos motores Honda utiliza o valor de 0.5 mm, pois o deslocamento das válvulas é relativamente pequeno.

Os dados recolhidos foram de um motor Honda GX120, contudo, como se observa nas figuras seguintes, o motor Honda GX160 apresenta o mesmo diagrama de distribuição, o que significa que as árvores de cames serão similares, levando a que o seu funcionamento seja idêntico.

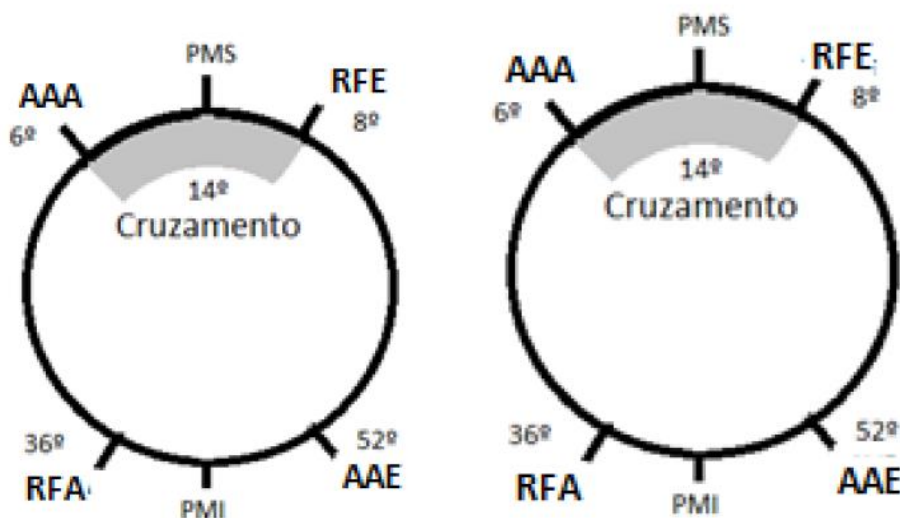


Figura 3.2 -Diagramas de distribuição dos motores Honda - à esquerda GX120 e à direita GX160 [6]

### 3.2. Árvore de cames do motor Honda GX160

A árvore de cames estudada, como já foi referido anteriormente, apresenta duas cames, sendo que uma delas aciona a válvula de admissão e a outra a válvula de escape.

Para se conhecer o seu perfil de deslocamento ter-se-á de conhecer o deslocamento provocado pelo seguidor. Este deslocamento é causado pela geometria da came, sendo este o “causador” do seu formato oval.

Como a razão do balanceiro é de 1:1, isto é, o deslocamento entre a came e o seguidor e balanceiro com válvula é igual, pode-se afirmar que as curvas de deslocamento das válvulas são iguais às do deslocamento dos seguidores das cames de admissão e de escape. [6]

Para tal, foram convertidos os ângulos de cambota em ângulos de came, sendo que o gráfico que se segue reflete isso:

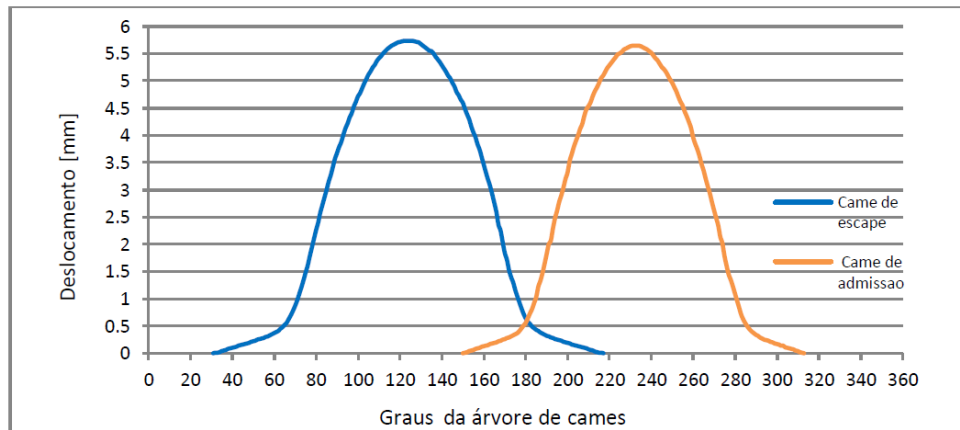


Figura 3.3 - Deslocamento provocado pelas cames [6]

### 3.3. Modificação da árvore de cames

O objetivo desta dissertação prende-se com a alteração da árvore de cames, de modo a que o tempo de fecho da válvula de admissão seja modificado, e com isto conseguir converter um ciclo de Otto num ciclo de Miller.

Para se realizar a conversão dos ciclos existem duas hipóteses:

- Atrasar o fecho da válvula de admissão, aumentando o período de tempo em que esta se encontra aberta, sendo este muito superior ao período que o pistão leva a passar pelo PMI.
- Antecipar o fecho da válvula de admissão de forma a que a admissão feche antes do pistão chegar ao PMI. [6]

A primeira opção não é viável, para o caso em estudo, pois irá implicar um acrescento de material à came original. Por esse motivo, optou-se pela segunda hipótese, uma vez que é substancialmente mais fácil retirar material do que acrescentar, tendo em conta não se encontrar disponível qualquer máquina que permita a realização desta operação.

Com este método o tempo de compressão será mais curto e a expansão maior logo o motor terá maior eficiência.

### 3.4. Dimensionamento das curvas de deslocamento

Para a realização da modificação da árvore de cames foi necessário realizar um estudo sobre o comportamento da came de admissão, tendo como objetivo conseguir antecipar o fecho desta válvula.

Para tal, em primeiro lugar, foram analisadas as curvas teóricas existentes na literatura, com o intuito de verificar qual a curva que mais se assemelha à que foi medida na dissertação [6]. Em seguida, e após a seleção, a curva foi modificada, de modo a obter uma curva que cumprisse as condições pretendidas.

### 3.4.1. Curva Seno Modificado

A curvas do seno modificado são uma combinação de várias ondas sinusoidais. Estas curvas apresentam uma grande potência, embora o binário seja baixo. A curva é baseada numa curva cicloidal básica.

A curva na sua subida está dividida em três partes, tendo para cada uma função específica. Assim sendo, demonstrar-se-ão as suas funções de deslocamento, velocidade, aceleração e a variação de aceleração: [11]

- $0 \leq \theta \leq \frac{\beta}{8}$

$$y = h \left( 0.43990 \frac{\theta}{\beta} - 0.35014 \sin 4\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \quad (3.1)$$

$$y' = 0.43990 \frac{h}{\beta} \left( 1 - \cos 4\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \quad (3.2)$$

$$y'' = 5.52796 \frac{h}{\beta^2} \sin 4\pi \frac{\theta}{\beta} \quad (3.3)$$

$$y''' = 69.4664 \frac{h}{\beta^3} \cos 4\pi \frac{\theta}{\beta} \quad (3.4)$$

- $\frac{\beta}{8} \leq \theta \leq \frac{7}{8}\beta$

$$y = h \left[ 0.28005 + 0.43990 \frac{\theta}{\beta} - 0.351506 \cos \left( \frac{4\pi}{3} \frac{\theta}{\beta} - \frac{\pi}{6} \right) \right] \quad (3.5)$$

$$y' = 0.43990 \frac{h}{\beta} \left[ 1 + 3 \sin \left( \frac{4\pi}{3} \frac{\theta}{\beta} - \frac{\pi}{6} \right) \right] \quad (3.6)$$

$$y'' = 5.52796 \frac{h}{\beta^2} \cos \left( \frac{4\pi}{3} \frac{\theta}{\beta} - \frac{\pi}{6} \right) \quad (3.7)$$

$$y''' = -23.15533 \frac{h}{\beta^3} \sin \left( \frac{4\pi}{3} \frac{\theta}{\beta} - \frac{\pi}{6} \right) \quad (3.8)$$

- $\frac{\beta}{8} \leq \theta \leq \beta$

$$y = h \left[ 0.56009 + 0.43990 \frac{\theta}{\beta} - 0.0350 \sin \left( 2\pi \left( 2 \frac{\theta}{\beta} - 1 \right) \right) \right] \quad (3.9)$$

$$y' = 0.43990 \frac{h}{\beta} \left\{ 1 - \cos \left[ 2\pi \left( 2 \frac{\theta}{\beta} - 1 \right) \right] \right\} \quad (3.10)$$

$$y'' = 5.52796 \frac{h}{\beta^2} \sin \left[ 2\pi \left( 2 \frac{\theta}{\beta} - 1 \right) \right] \quad (3.11)$$

$$y''' = 69.46636 \frac{h}{\beta^3} \sin \left[ 2\pi \left( 2 \frac{\theta}{\beta} - 1 \right) \right] \quad (3.12)$$

De seguida apresenta-se o gráfico representativo das curvas do seno-modificado:

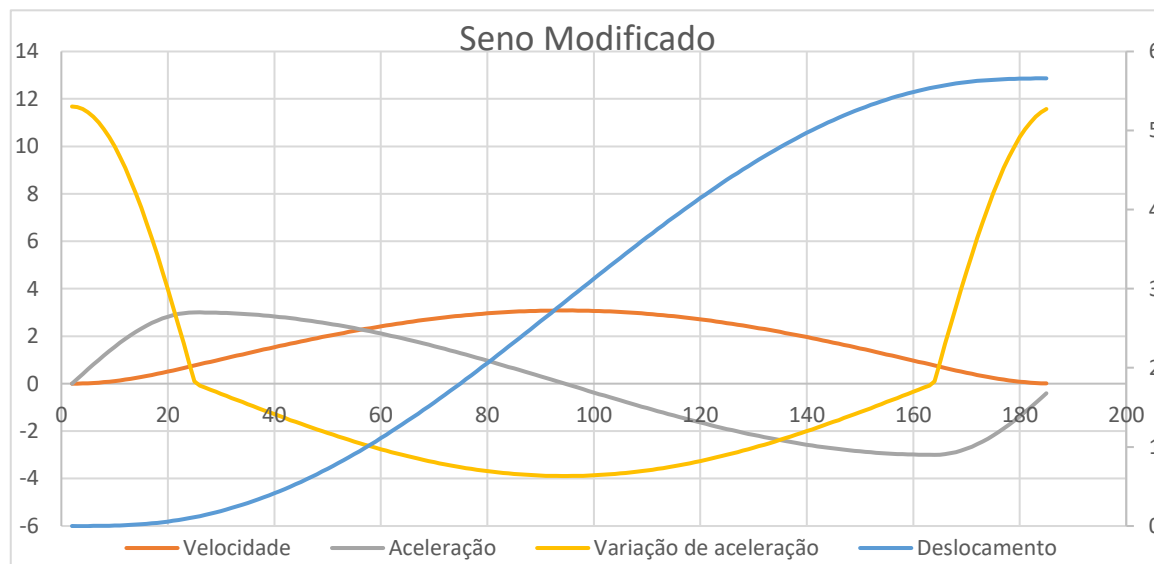


Figura 3.4 - Curvas do Seno Modificado

O eixo secundário é referente a curva do deslocamento.

### 3.4.2. Curva Trapezoidal Modificada

Esta curva é uma combinação entre os movimentos parabólicos e as curvas cicloidais, sendo que é esta combinação que permite que ocorra uma redução da aceleração. É das curvas mais utilizadas na conceção de cames na indústria.

A curva trapezoidal sobe muito rapidamente, originando um melhor binário quando comparado com as curvas do seno modificado.

Este tipo de curvas está dividido em 5 partes, tendo cada uma delas uma função específica, como no caso anterior, e demonstrar-se-ão as equações do deslocamento, velocidade, aceleração e variação da aceleração: [11]

- $0 \leq \theta \leq \frac{\beta}{8}$

$$y = h \left[ 0.38898 \frac{\theta}{\beta} - 0.030954 \sin \left( 4\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \right] \quad (3.13)$$

$$y' = 0.38898 \frac{h}{\beta} \left[ 1 - \cos \left( 4\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \right] \quad (3.14)$$

$$y' = 0.38898 \frac{h}{\beta} \left[ 1 - \cos \left( 4\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \right] \quad (3.15)$$

$$y''' = 61.42577 \frac{h}{\beta^3} \cos \left( 4\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \quad (3.16)$$

- $\frac{\beta}{8} \leq \theta \leq \frac{3}{8}\beta$

$$y = h \left[ 2.444406 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^2 - 0.22203 \left( \frac{\theta}{\beta} \right) + 0.007234 \right] \quad (3.17)$$

$$y' = \frac{h}{\beta} \left[ 4.888124 \left( \frac{\theta}{\beta} \right) - 0.22203 \right] \quad (3.18)$$

$$y'' = 4.888124 \frac{\theta}{\beta^2}$$

$$y'' = 4.888124 \frac{\theta}{\beta^2} \quad (3.19)$$

$$y''' = 0 \quad (3.20)$$

- $\frac{3}{8}\beta \leq \theta \leq \frac{5}{8}\beta$

$$y = h \left[ 1.61101 \frac{\theta}{\beta} - 0.03095 \sin \left( 4\pi \frac{\theta}{\beta} - \pi \right) - 0.30551 \right] \quad (3.21)$$

$$y' = \frac{h}{\beta} \left[ 1.61101 - 0.38898 \cos \left( 4\pi \frac{\theta}{\beta} - \pi \right) \right] \quad (3.22)$$

$$y'' = 4.888124 \frac{h}{\beta^2} \sin \left( 4\pi \frac{\theta}{\beta} - \pi \right) \quad (3.23)$$

$$y''' = 61.42577 \frac{h}{\beta^3} \cos \left( 4\pi \frac{\theta}{\beta} - \pi \right) \quad (3.24)$$

- $\frac{5}{8}\beta \leq \theta \leq \frac{7}{8}\beta$

$$y = h \left[ -2.4444062 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^2 + 4.66609 \left( \frac{\theta}{\beta} \right) - 1.22926 \right] \quad (3.25)$$

$$y' = \frac{h}{\beta} \left[ -4.888124 \left( \frac{\theta}{\beta} \right) + 4.66609 \right] \quad (3.26)$$

$$y'' = -4.888124 \frac{h}{\beta^2} \quad (3.27)$$

$$y''' = 0 \quad (3.28)$$

- $\frac{7}{8}\beta \leq \theta \leq \beta$

$$y = h \left[ 0.61101 + 0.3888984 \frac{\theta}{\beta} + 0.0309544 \sin \left( 4\pi \frac{\theta}{\beta} - 3\pi \right) \right] \quad (3.29)$$

$$y' = 0.38898448 \frac{h}{\beta} \left[ 1 + \cos \left( 4\pi \frac{\theta}{\beta} - 3\pi \right) \right] \quad (3.30)$$

$$y'' = -4.88124 \frac{h}{\beta^2} \sin \left( 4\pi \frac{\theta}{\beta} - 3\pi \right) \quad (3.31)$$

$$y''' = 61.42577 \frac{h}{\beta^3} \cos \left( 4\pi \frac{\theta}{\beta} - 3\pi \right)$$

$$y'''' = -61.42577 \frac{h}{\beta^3} \cos \left( 4\pi \frac{\theta}{\beta} - 3\pi \right) \quad (3.32)$$

Apresentam-se as curvas obtidas através do software Excel:

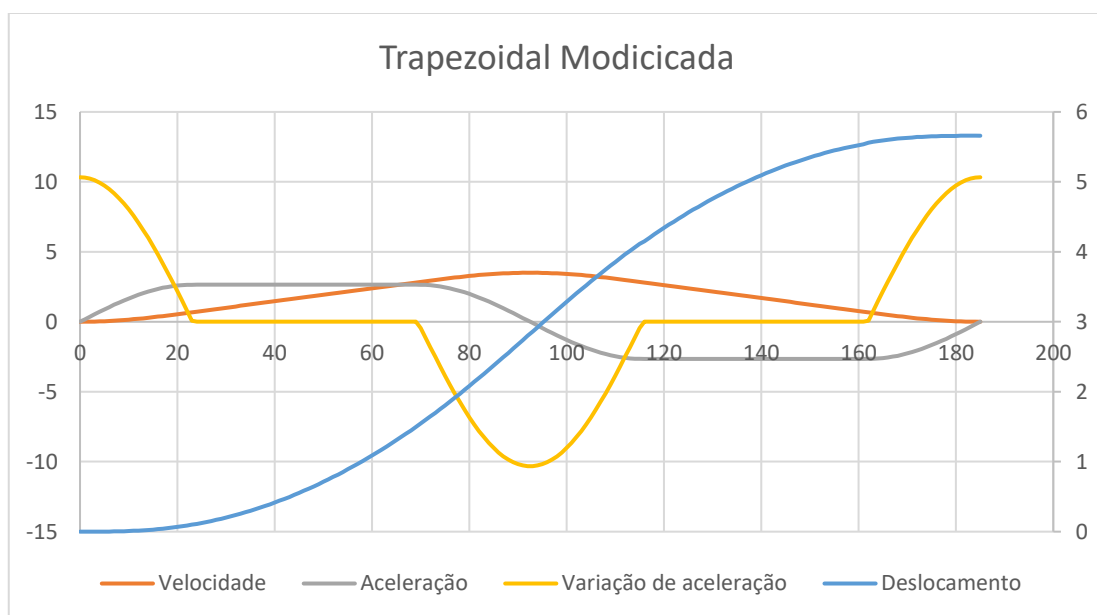


Figura 3.5 - Curvas Trapezoidal Modificado

O eixo secundário é referente a curva do deslocamento.

### 3.4.3. Curva Polinomial de 8ºGrau

Estas curvas são as mais simples para a concepção de cames. A aceleração deste tipo de curvas é um misto das curvas harmónicas com as curvas cicloidais. Distingue-se das demais pela sua curva de aceleração, visto que esta não é simétrica. Tem uma curva para a descida e outra para subida. [12]

Subida:

$$y = h \left[ 6.09755 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^3 - 20.78040 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^5 + 26.73155 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^6 - 13.60965 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^7 + 2.56095 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^8 \right] \quad (3.33)$$

$$y' = \frac{h}{\beta} \left[ 18.29265 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^2 - 103.90200 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^4 + 160.38930 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^5 - 95.26755 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^6 + 20.48760 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^7 \right] \quad (3.34)$$

$$y'' = \frac{h}{\beta^2} \left[ 36.58530 \left( \frac{\theta}{\beta} \right) - 415.60800 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^3 + 801.94650 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^4 - 571.60530 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^5 + 143.41320 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^6 \right] \quad (3.35)$$

$$y''' = \frac{h}{\beta^3} \left[ 36.58530 - 1246.82400 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^2 + 3207.78600 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^3 - 2858.0265 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^4 + 860.47920 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^5 \right] \quad (3.36)$$

De seguida apresenta-se a equação das curvas referentes a equação Polinomial de 8º grau para a subida:

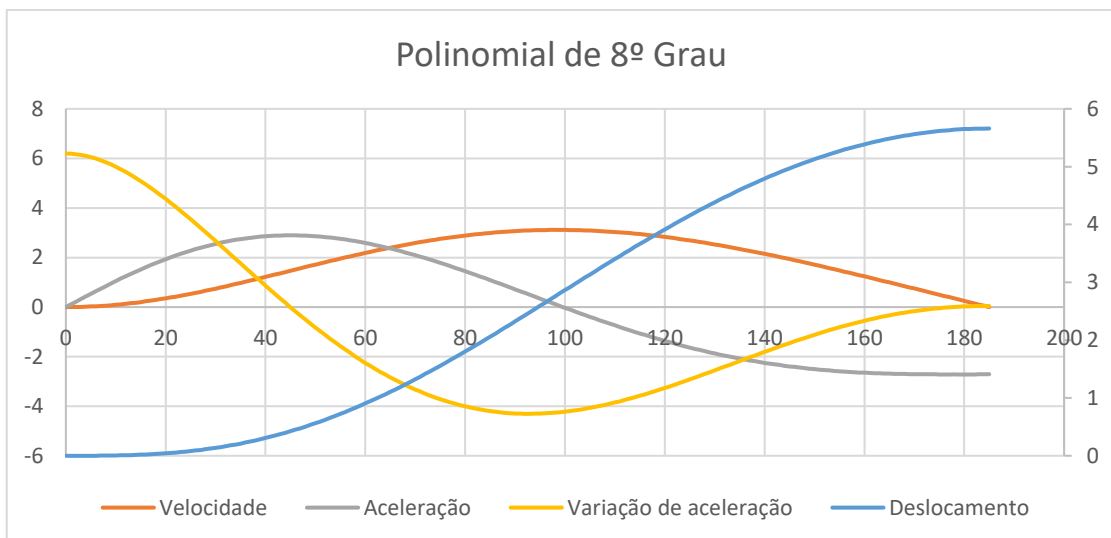


Figura 3.6 - Polinomial de 8º grau

O eixo secundário é referente a curva do deslocamento.

### 3.4.4. Curva de séries de Fourier

Estas curvas são uma combinação dos vários tipos de curvas existentes, sendo estas parabólica, sinusoidais e cicloidais. Para a elaboração desta dissertação foram utilizados três tipos destas curvas, sendo enunciadas de seguida as suas quatro equações: [12]

- Gutman 1-3 Harmonic: esta curva é obtida através das séries de Fourier do deslocamento da curva parabólica. Apresenta uma frequência maior quando comparada com a curva da harmónica simples. A curva apresenta uma aceleração bastante elevada.

$$y = h \left[ \frac{\theta}{\beta} - \frac{15}{32\pi} \sin \frac{2\pi\theta}{\beta} - \frac{1}{96\pi} \sin \frac{6\pi\theta}{\beta} \right] \quad (3.37)$$

$$y' = \frac{h}{\beta} \left[ 1 - \frac{15}{16} \cos \frac{2\pi\theta}{\beta} - \frac{1}{16} \cos \frac{6\pi\theta}{\beta} \right] \quad (3.38)$$

$$y'' = \frac{h\pi}{8\beta^2} \left[ 15 \sin \frac{2\pi\theta}{\beta} + 3 \sin \frac{6\pi\theta}{\beta} \right] \quad (3.39)$$

$$y''' = \frac{h\pi^2}{4\beta^3} \left[ 15 \cos \frac{2\pi\theta}{\beta} + 9 \cos \frac{6\pi\theta}{\beta} \right] \quad (3.40)$$

Com base nas equações anteriores obtém-se os seguintes gráficos:

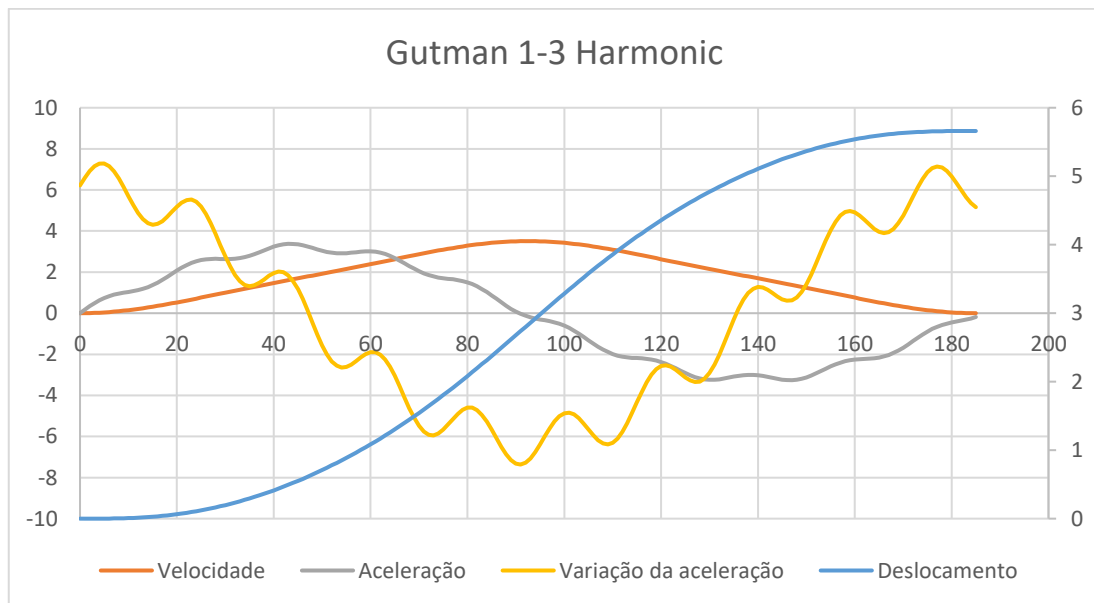


Figura 3.7 - Curvas de Gutman 1-3 Harmonic

O eixo secundário é referente a curva do deslocamento.

- Freudenstein 1-3 Harmonic: quando se compara todas as curvas que são realizadas a partir da série de Fourier, verifica-se que esta curva é a que apresenta maior aceleração.

$$y = \frac{h\theta}{\beta} - \frac{h}{2\pi} \left( \frac{27}{28} \sin \frac{2\pi\theta}{\beta} + \frac{1}{84} \sin \frac{6\pi\theta}{\beta} \right) \quad (3.41)$$

$$y' = \frac{h}{\beta} \left( 1 - \frac{27}{28} \cos \frac{2\pi\theta}{\beta} - \frac{1}{28} \cos \frac{6\pi\theta}{\beta} \right) \quad (3.42)$$

$$y'' = \frac{2\pi h}{\beta^2} \left( \frac{27}{28} \sin \frac{2\pi\theta}{\beta} + \frac{3}{28} \sin \frac{6\pi\theta}{\beta} \right) \quad (3.43)$$

$$y''' = \frac{4\pi^2 h}{\beta^3} \left( \frac{27}{28} \cos \frac{2\pi\theta}{\beta} + \frac{9}{28} \cos \frac{6\pi\theta}{\beta} \right) \quad (3.44)$$

Com as equações anteriores obtém-se que:

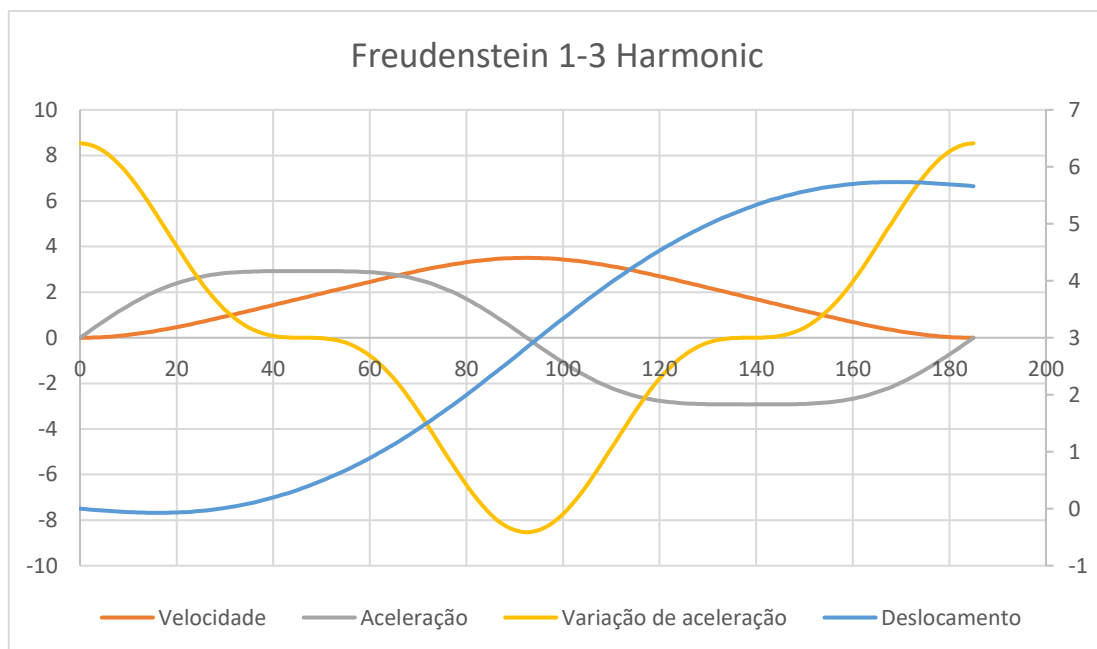


Figura 3.8 -Curva de Freudenstein 1-3 Harmonic

O eixo secundário é referente a curva do deslocamento.

- Freudenstein 1-3-5 Harmonic: se esta curva for comparada com as curvas que foram apresentadas nos subcapítulos 3.4.1., 3.4.2., 3.4.3. e 3.4.4., verifica-se que apresenta elevada aceleração, embora seja menor que as curvas anteriores concebidas através das séries de Fourier:

$$y = \frac{h\theta}{\beta} - \frac{hm}{2\pi} \left( \sin \frac{2\pi\theta}{\beta} + \frac{1}{54} \sin \frac{6\pi\theta}{\beta} + \frac{1}{1250} \sin \frac{10\pi\theta}{\beta} \right) \quad (3.45)$$

$$y' = \frac{h}{\beta} \left[ 1 - m \left( \cos \frac{2\pi\theta}{\beta} + \frac{1}{18} \cos \frac{6\pi\theta}{\beta} + \frac{1}{250} \cos \frac{10\pi\theta}{\beta} \right) \right] \quad (3.46)$$

$$y'' = \frac{2\pi h}{\beta^2} m \left( \sin \frac{2\pi\theta}{\beta} + \frac{1}{6} \sin \frac{6\pi\theta}{\beta} + \frac{1}{50} \sin \frac{10\pi\theta}{\beta} \right) \quad (3.47)$$

$$y''' = \frac{4\pi^2 h}{\beta^3} m \left( \cos \frac{2\pi\theta}{\beta} + \frac{1}{2} \cos \frac{6\pi\theta}{\beta} + \frac{1}{10} \cos \frac{10\pi\theta}{\beta} \right) \quad (3.48)$$

Onde:  $m = \frac{1125}{1192}$ ;

Deste modo, o gráfico seguinte representa as equações referidas anteriormente:

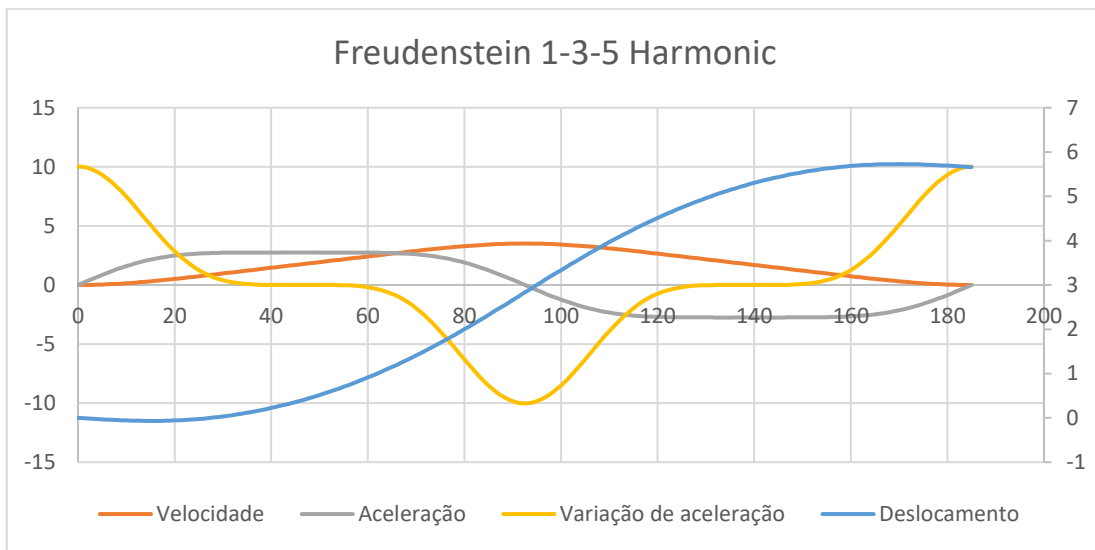


Figura 3.9 - Curvas de Freudenstein 1-3-5 Harmonic

O eixo secundário é referente a curva do deslocamento.

### 3.5. Comparação entre as curvas teóricas e a curva medida

Após a elaboração dos gráficos teóricos, que foram apresentados nos subcapítulos anteriores, passa-se à comparação destes com a medição que foi realizada, [6] como se observa no gráfico que se segue:

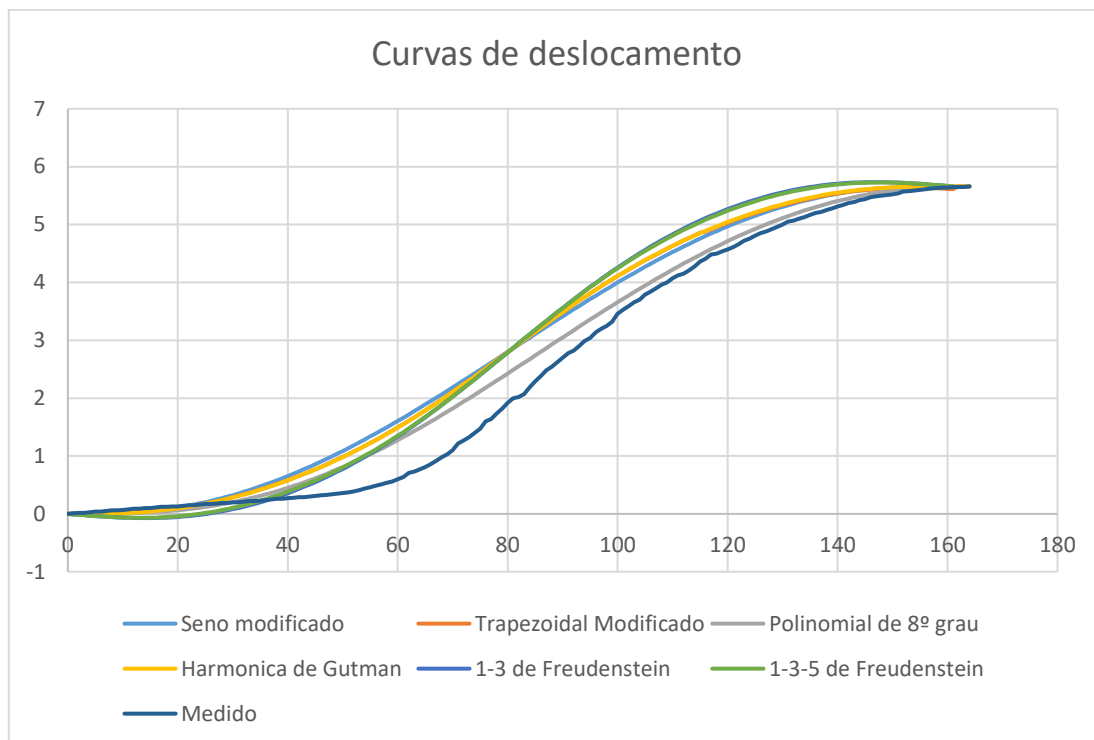


Figura 3.10 - Curvas teóricas e curva medida

Como se pode verificar, apenas foram utilizadas as curvas para o deslocamento da came de admissão, pois é a curva que se pretende alterar.

A partir das curvas apresentadas na figura 3.10, pode concluir-se que nenhuma se adequa à curva medida, uma vez que a parte inicial se trata de uma reta, denominada de rampa, que existe sempre nos casos práticos de cames. No entanto, tal não se verifica em qualquer das curvas teóricas estudadas anteriormente. [16]

Assim sendo, pelos motivos apresentados anteriormente, para a realização desta dissertação recorreu-se à criação das curvas de raiz, a partir de equações de 4º grau, que serão apresentadas nos subcapítulos seguintes.

### 3.6. Criação de curvas para a árvore de cames

Como já foi referido no subcapítulo anterior, as curvas teóricas retiradas da bibliografia não se adaptam às especificações da árvore de cames de um motor Honda GX160. Por esse motivo, foi necessário criar novas curvas, com o objetivo de serem o mais idênticas possível à curva medida.

### 3.6.1. Primeira hipótese

A primeira hipótese testada teve como base a divisão da curva em duas partes, com a primeira a ser uma reta, e a segunda um polinômio de quarto grau, como se pode observar no gráfico seguinte:

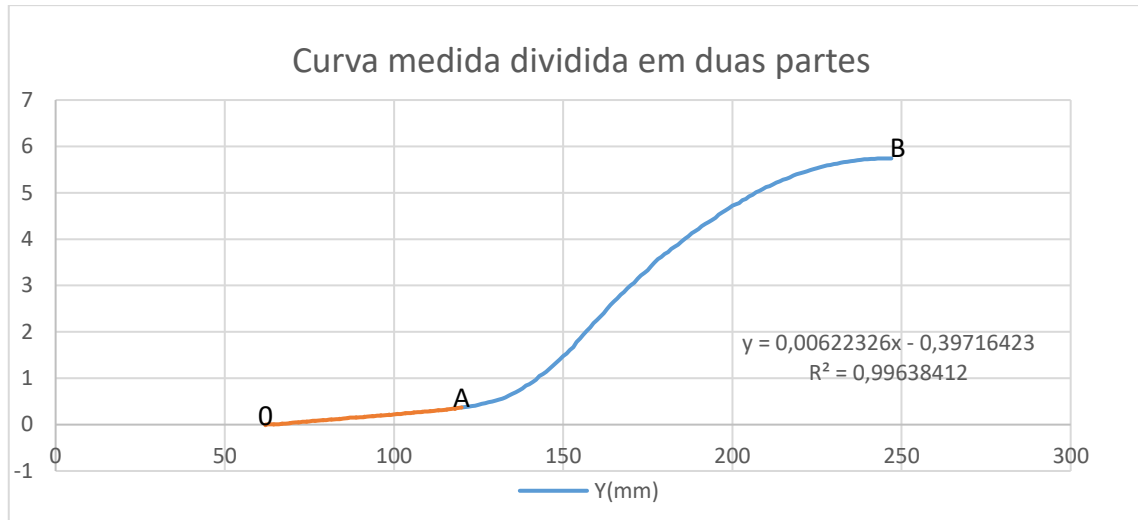


Figura 3.11 - Divisão da curva do deslocamento

Para a construção destas equações foi necessário estabelecer algumas condições iniciais. No caso da reta, representada a vermelho no gráfico, sabe-se, a partir da medição realizada, que se eleva 0.37 milímetros desde dos 62° até aos 120°, e partir destes dados consegue-se retirar a equação da reta que será necessária para realização da segunda equação. A equação que está presente na segunda parte é uma equação de 4º grau. Para a construção da curva, as condições que foram impostas são as seguintes:

A reta foi calculada através do software Excel, da mesma forma que foi calculada a primeira tentativa, isto é, recorrendo a opção de uma Linha de tendência, sendo utilizado o comando Linear da opção, pois é a forma que será mais fidedigna para ser utilizada para o dimensionamento da curva. Apresenta-se de seguida na figura 3.13 a reta inicial:

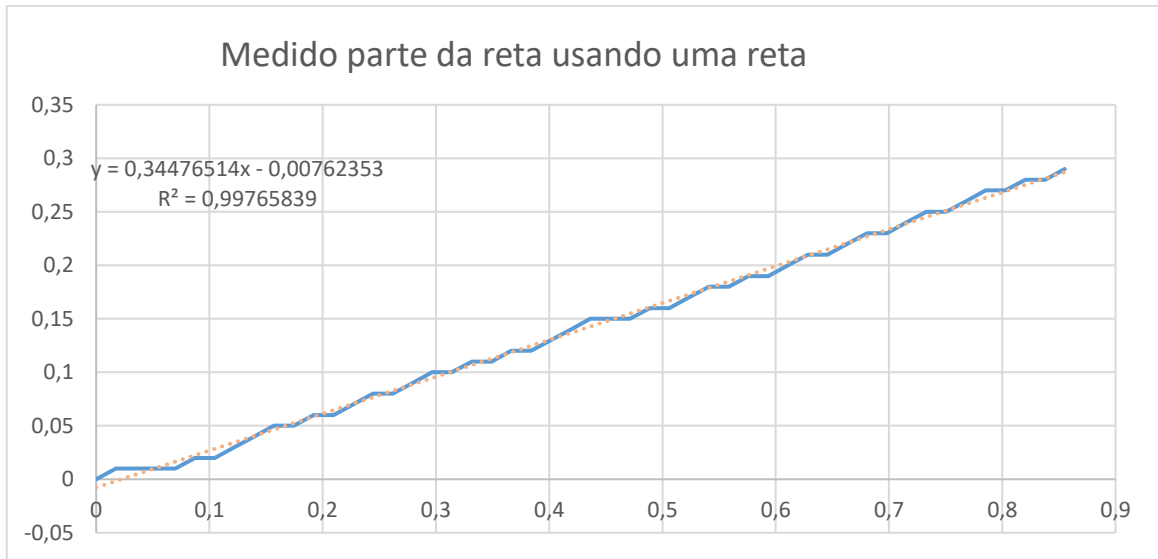


Figura 3.12 - Gráfico ilustrativo da medição da rampa inicial da curva

Depois de se conhecer a equação da reta, foi necessário estabelecer as condições iniciais da curva de quarto grau.

Para o ponto A as condições iniciais foram:

- $y = y_0 = 0.3/L$
- $y' = y'_0 = 0.34476514$
- $y'' = 0$

Para o ponto B tem-se que:

- $y = L$
- $y' = 0$

Após a definição das condições iniciais pode-se começar a resolver o sistema de modo a obter a nossa equação de quarto grau, sendo que a equação inicial é a seguinte:

$$y = A + Bx + Cx^2 + Dx^3 + Ex^2 \quad (3.49)$$

Para o ponto A:

- $A = 0.3/L$
- $B = 0.34476514$

$$y'' = 2C + 6Dx + 12Ex^2 \quad (3.50)$$

$$y'' = 0 \Rightarrow C = 0 \quad (3.51)$$

Para o ponto B:

- $y = L \Rightarrow y = 1$

$$1 = \frac{0.3}{5.66} + 0.34476514 \times 1 + 0 \times 1^2 + D \times 1^3 + E \times 1^4 \quad (3.52)$$

$$\Leftrightarrow D = 0.60223132643 - E \quad (3.53)$$

$$0 = 0.34476514 + 0 + 3 \times D \times 1^2 + 4 \times E \times 1^3 \quad (3.54)$$

$$E = \frac{-0.34476514 - 3 \times D}{4} \quad (3.55)$$

Substituindo o E da equação 3.62 na equação 3.64 obtém-se que:

- $D = 2.75369044524$

- $E = -2.151459119$ .

Deste modo a equação de quarto grau da segunda hipótese fica do seguinte modo:

$$y = \frac{0.3}{5.66} + 0.34476514 \frac{\theta}{\beta} + 2.75369044524 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^3 - 2.151459119 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^4 \quad (3.56)$$

O L utilizado foi de 5.66 mm.

A partir dos cálculos apresentados construiu-se o seguinte gráfico:

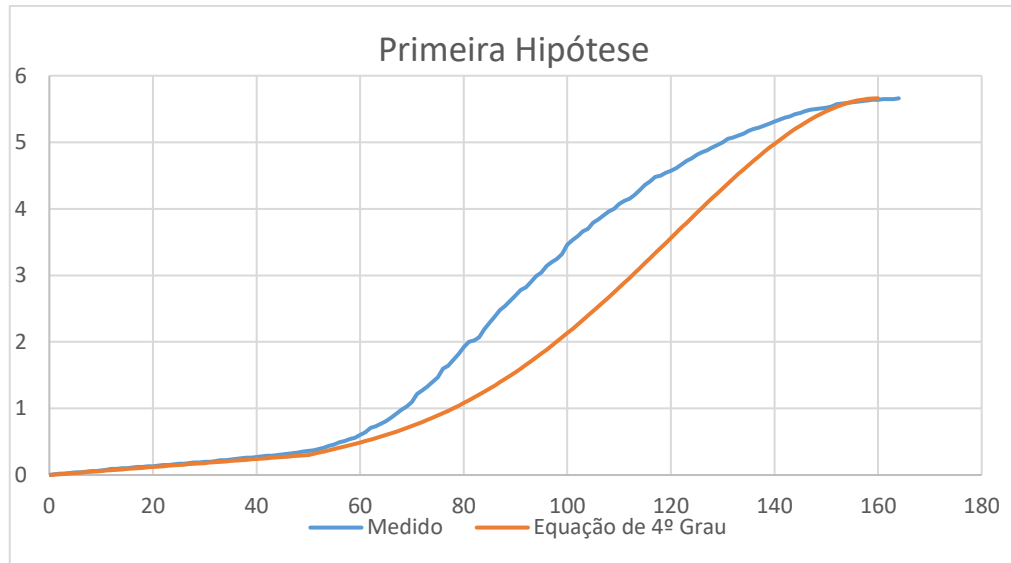


Figura 3.13 - Segunda hipótese

Como se pode verificar, esta curva não pode ser utilizada, uma vez que a curva se encontra muito abaixo da curva medida. Por esse motivo, procurou-se uma nova solução para que a curva que se adapte ao caso em estudo.

### 3.6.2. Outras hipóteses

Visto que a primeira hipótese não obteve o resultado expectável, decidiu-se realizar novas tentativas onde se alteram as condições iniciais. Ao serem alteradas as condições iniciais tentou-se aproximar à curva medida, sendo estas apresentadas de seguida:

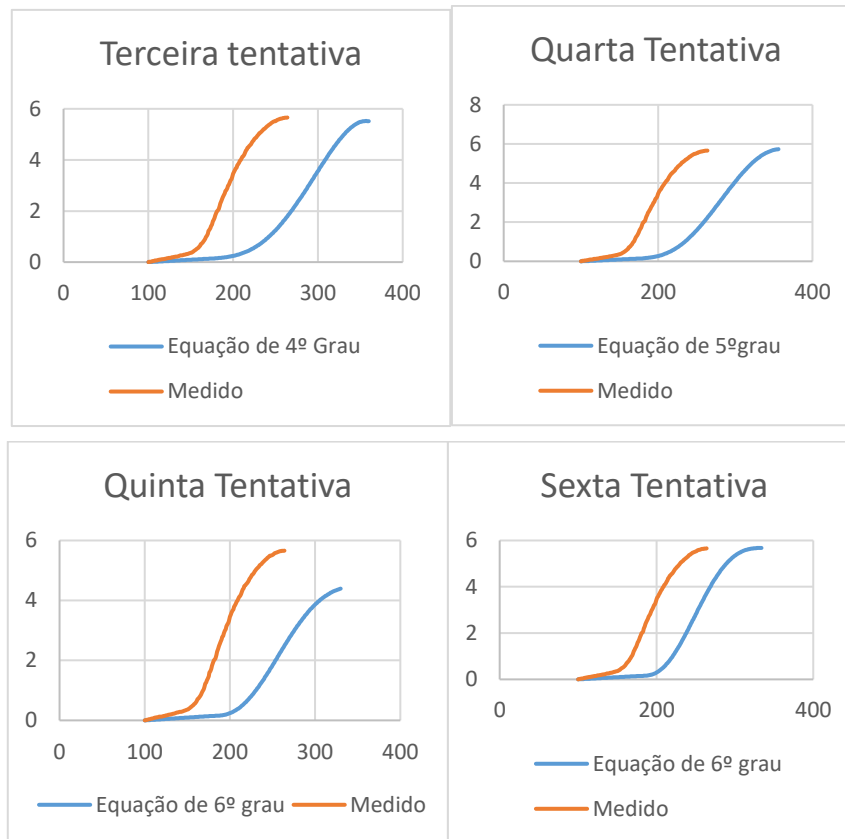


Figura 3.14 - Tentativas realizadas

Foram realizadas várias tentativas para chegar a um tipo de curva que se adaptasse ao requerido, não tendo sido possível consegui-lo com um só uma curva polinomial (além da reta inicial). Por esse motivo decidiu-se utilizar uma nova abordagem, que vai ser abordada no próximo subcapítulo.

### 3.6.3. Nova abordagem

Nesta hipótese a abordagem ao problema foi radicalmente diferente das restantes, uma vez que se parte inicialmente das curvas de aceleração, ao invés de se partir das curvas de deslocamento. Assim sendo, e ao contrário das restantes hipóteses, será necessário primitivar as equações.

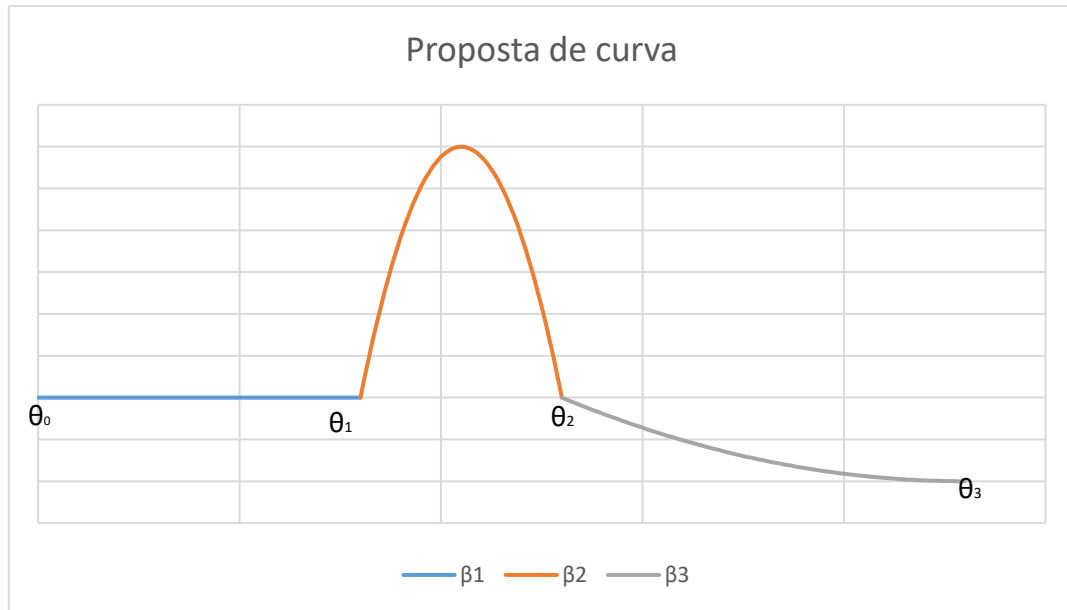


Figura 3.15 - Proposta de curva de aceleração

Como podemos observar pelo gráfico anterior, a curva de aceleração foi dividida em três partes. A primeira, representada a azul, representa a rampa que já observamos nas tentativas anteriores. De seguida temos um “topo” (vermelho) que representa a fase inicial da subida da curva de deslocamento. É nesta zona que ocorre o maior aceleração da curva e a máxima velocidade, e, de seguida, desce, sendo o valor final desta parte obrigatoriamente zero. Na parte a verde a elevação do deslocamento começa a estabilizar, sinal de que esta está a desacelerar e a velocidade aproxima-se do valor de zero, à medida que que o deslocamento atinge o seu máximo. [14]

Esta curva é semelhante a todas as curvas teóricas de aceleração das cames, sendo estas de terceiro grau, variando entre elas as condições iniciais.

As condições iniciais são as seguintes:

- Para  $\theta_0 < \theta \leq \theta_1$

$$y'' = 0 \Rightarrow y' = C_{11} = \frac{0.15}{\theta_1 - \theta_2} \quad (3.57)$$

$$y = C_{11}(\theta - \theta_0) \quad (3.58)$$

O valor da rampa mantém-se igual às hipóteses apresentadas anteriormente, isto é, o valor da subida para o deslocamento da primeira parte da curva é de 0.15 cm.

De seguida apresentamos as condições iniciais da segunda parte da curva de aceleração:

- Para  $\theta_1 < \theta \leq \theta_2$

$$y'' = A + Bx + Cx^2 \quad (3.59)$$

Onde o  $x = \theta - \theta_1$ .

$$\theta = \theta_1 \Rightarrow y'' = 0 \Rightarrow A = 0 \quad (3.60)$$

$$\theta = \theta_2 = y'' = 0 \Rightarrow B\beta_2 + C\beta_2^2 \Rightarrow B + C\beta_2 = 0 \quad (3.61)$$

$$\theta = \frac{\theta_1 + \theta_2}{2} \Rightarrow y'' = k_1 = \frac{B\beta_2}{2} + \frac{C\beta_2^2}{4} = k_1 \quad (3.62)$$

De onde se retira que:

- $B = \frac{4k_1}{\beta_2}$ ,
- $C = -\frac{4k_1}{\beta_2^2}$ .

Deste modo a expressão para a aceleração da segunda parte fica da seguinte forma:

$$y'' = \frac{4k_1}{\beta_2}x - \frac{4k_1}{\beta_2^2}x^2 \quad (3.63)$$

Onde:

$$x = \frac{\beta_2}{2}$$

De seguida retiraram-se as equações para a velocidade e deslocamento:

$$y' = \frac{Bx^2}{2} + \frac{Cx^3}{3} + C_{12} \quad (3.64)$$

$$x = 0 \Rightarrow y' = \frac{0.15}{\beta_1} \Rightarrow C_{12} = \frac{0.15}{\beta_1} \quad (3.65)$$

$$x = 0 \Rightarrow y = 0.15 \Rightarrow C_{22} = 0.15 \quad (3.66)$$

- Para  $\theta_2 < \theta \leq \theta_3$

$$y'' = D + Ex + Fx^2 \quad (3.67)$$

Como  $x = 0$ :

$$\Rightarrow y'' = 0 \Rightarrow D = 0 \quad (3.68)$$

Fica deste modo a seguinte expressão para a velocidade:

$$y' = \frac{Ex^2}{2} + \frac{Fx^3}{3} + C_{13} \quad (3.69)$$

Uma das condições que se definiu para a construção desta parte da curva é o facto de que a variação de aceleração teria de ser igual a zero no seu final, sendo que se pode assim retirar o valor de E:

$$y''' = E + 2Fx \quad (3.70)$$

$$x = \beta_3 \Rightarrow y''' = E + 2F\beta_3 = 0 \Rightarrow E = -2F\beta_3 \quad (3.71)$$

De seguida definiu-se que a equação teria de ser contínua, de maneira que a equação fica da seguinte forma:

$$\theta_2 = \beta_2 \bigwedge \theta_3 = 0$$

$$\Rightarrow y'_- = y'_+ \Rightarrow \frac{B\beta_2^2}{2} + \frac{C\beta_2^3}{3} + C_{12} = C_{13} \quad (3.72)$$

De seguida calcular-se-á a expressão do deslocamento:

$$y = \frac{Ex^3}{6} + \frac{Fx^4}{12} + \frac{C\beta_2^4}{12} + C_{12}\beta + C_{22} = C_{23} \quad (3.73)$$

Como  $x = \beta_3$ :

$$\Rightarrow y'' = -k_2 \Rightarrow E\beta_3 + F\beta_3^2 = -k_2 \quad (3.74)$$

$$-2F\beta_3^2 + F\beta_3^2 = -k_2 \Rightarrow -F\beta_3^2 = -k_2 \Rightarrow F = \frac{k_2}{\beta_3^2} \quad (3.75)$$

Após a definição das condições iniciais e de encontrar as expressões, apresenta-se o gráfico referente a esta hipótese:

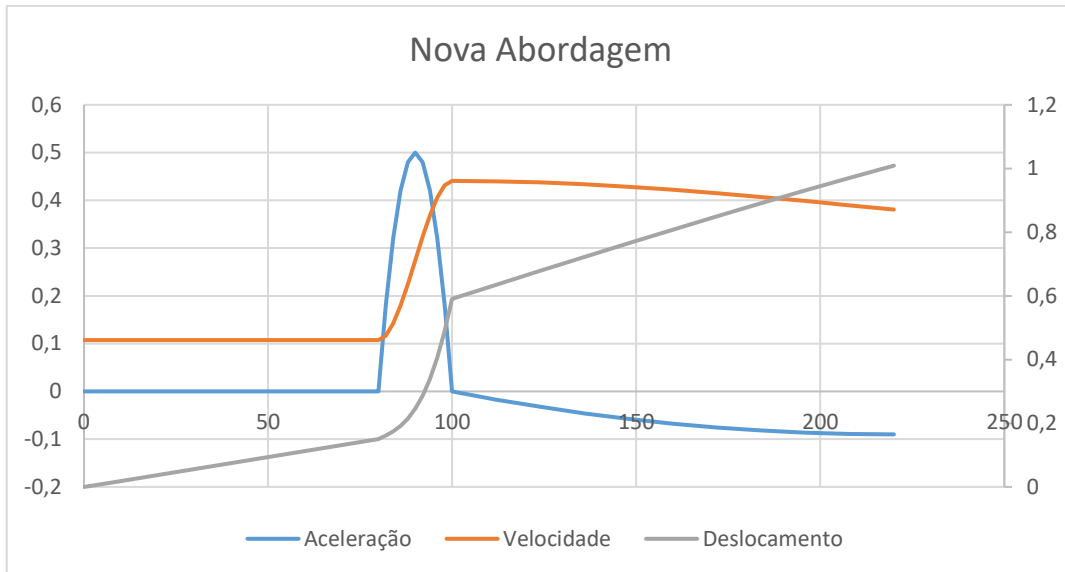


Figura 3.16 - Sétima Hipótese

O eixo secundário é referente a curva do deslocamento.

Embora a curva da aceleração seja praticamente igual ao que foi projetado, as restantes curvas, velocidade e deslocamento, não se apresentam da forma esperada. Por esse motivo foi necessário o desenvolvimento de uma nova hipótese impondo mais restrições.

### 3.6.4. Hipótese Final

Esta hipótese é muito semelhante à anterior. Foi decidido realizar-se uma nova equação de terceiro grau a partir das equações da aceleração. Estas estão divididas em três partes, como podemos observar na figura 43 da tentativa anterior.

Nesta tentativa decidiu-se que todas as expressões encontradas estariam em função dos  $B$ 's, deixando deste modo de ter valores exatos na obtenção das expressões. Outra modificação foi o cálculo dos  $k$ 's, que nas expressões ilustram os picos que a aceleração terá.

Desta forma, as equações foram divididas em duas partes, a subida e a descida, sendo elas simétricas. Por sua vez, cada uma das duas partes foi subdividida em três partes, como já foi referido anteriormente.

Assim as condições iniciais são as seguintes:

1. Para  $\theta_0 < \theta \leq \theta_1$ ;  $0 < x \leq \beta_1$

Esta primeira parte refere-se à rampa que existe no início da curva, sendo que as equações que a traduzem são as seguintes:

$$y'' = 0 \quad (3.76)$$

$$y' = L_1 = \frac{L_1}{\beta_1} \quad (3.77)$$

$$y = \frac{L_1}{\beta_1} x \quad (3.78)$$

2. Para  $\theta_1 < \theta \leq \theta_2$ ;  $0 < x \leq \beta_2$

Esta parte da curva é referente à parte central da curva de aceleração onde ocorre o “pico” desta. Para a realização da mesma foram utilizadas curvas polinomiais de terceiro grau para a aceleração como demonstraremos de seguida:

$$y'' = A + Bx + Cx^2 \quad (3.79)$$

$$y' = Ax + \frac{Bx^2}{2} + \frac{Cx^3}{3} + C_{12} \quad (3.80)$$

$$y = \frac{Ax^2}{2} + \frac{Bx^3}{6} + \frac{Cx^4}{12} + C_{12}x + C_{22} \quad (3.81)$$

Estabelecendo as equações pode-se retirar os valores das incógnitas:

$$x = 0 \Rightarrow y''(0) \Rightarrow A = 0 \quad (3.82)$$

$$x = \beta_2 \Rightarrow y' = 0 \Rightarrow C_{12} = \frac{L_1}{\beta_2} \quad (3.83)$$

$$x = 0 \Rightarrow y(0) = L_1 \Rightarrow C_{22} = L_1 \quad (3.84)$$

$$x = \beta_2 \Rightarrow y''(\beta_2) = 0 \Rightarrow B\beta_2 + C\beta_2^2 = 0 \Rightarrow B = -C\beta_2 \quad (3.85)$$

$$x = \frac{\beta_2}{2} \Rightarrow y''\left(\frac{\beta_2}{2}\right) = k_1 \Rightarrow -\frac{C\beta_2^2}{2} + \frac{C\beta_2^2}{4} = k_1 \quad (3.86)$$

A partir das expressões anteriores retirou-se que:

- $C = -\frac{4k_1}{\beta_2^2}$ ,

- $B = \frac{4k_1}{\beta_2}$ .

3. Para  $\theta_2 < \theta \leq \theta_3$ ;  $0 < x \leq \beta_3$

Esta parte da curva corresponde à parte negativa da curva, onde temos um “pico” negativo. Os cálculos foram realizados a partir de equações polinomiais de terceiro grau como na parte anterior. Sendo assim as equações que resultam são as seguintes:

$$y'' = D + Ex + Fx^2 \Rightarrow y''' = E + 2Fx \quad (3.87)$$

$$y' = Dx + \frac{Ex^2}{2} + \frac{Fx^3}{3} + C_{13} \quad (3.88)$$

$$y = \frac{Dx^2}{2} + \frac{Ex^3}{6} + \frac{Fx^4}{12} + C_{13}x + C_{23} \quad (3.89)$$

Após a definição das equações para variação de aceleração, aceleração, velocidade e deslocamento, pode-se retirar as incógnitas através de condições previamente estabelecidas:

$$x = \beta_3 \Rightarrow y''' = 0 \Rightarrow E + 2F\beta_3 = 0 \Rightarrow E = -2F\beta_3 \quad (3.90)$$

$$x = 0 \Rightarrow y'_2 = y'_3 = \frac{B\beta_2^2}{2} + \frac{C\beta_2^3}{3} + C_{12} = C_{13} \quad (3.91)$$

$$x = 0 \Rightarrow y_2 = y_3 \Rightarrow \frac{A\beta_2^2}{2} + \frac{B\beta_2^3}{6} + \frac{C\beta_2^4}{12} + C_{12}\beta_2 + C_{22} = C_{23} \quad (3.92)$$

$$x = \beta_3 \Rightarrow y''(\beta_3) = k_2 \Rightarrow E = \frac{k_2}{\beta_3} - F\beta_3 \quad (3.93)$$

$$\Rightarrow -2F\beta_3 = \frac{k_2}{\beta_3} - F\beta_3 \Rightarrow F = -\frac{k_2}{\beta_3^2} \quad (3.94)$$

Substituindo o valor do F dado na equação 3.132 na equação 3.128 obtém-se o valor de E:

- $E = \frac{2k_2}{\beta_3}$

Para concluir esta fase de subida, há que se elaborar os cálculos dos “picos” que as curvas de aceleração apresentam. Estes cálculos foram realizados da mesma forma que os anteriores, isto é, deixando os B's em evidência. Assim sendo, realizaram-se os cálculos para descobrir os k's:

$$x = \beta_3 \Rightarrow y = L \Rightarrow \frac{E\beta_3^3}{6} + \frac{F\beta_3^4}{12} + C_{13}\beta_3 + C_{23} = L \quad (3.95)$$

$$\Rightarrow \frac{2k_2}{\beta_3} \frac{\beta_3^3}{6} - \frac{k_2}{\beta_3} \frac{\beta_3^4}{12} + \beta_3 \left( \frac{4k_1}{\beta_2} \frac{\beta_2^2}{2} - \frac{4k_1}{\beta_2^2} \frac{\beta_2^3}{3} + \frac{L_1}{\beta_1} \right) + \frac{4k_1}{\beta_2} \frac{\beta_2^3}{6} - \frac{4k_1}{\beta_2^2} \frac{\beta_2^4}{12} + \frac{L_1}{\beta_1} \beta_2 + L_1 = L \quad (3.96)$$

$$\Leftrightarrow \frac{k_2\beta_3^2}{3} - \frac{k_2\beta_3^2}{12} + \beta_3 \left( 2k_1\beta_2 - \frac{4k_1\beta_2}{3} + \frac{L_1}{\beta_1} \right) + \frac{2k_1\beta_2^2}{3} - \frac{k_1\beta_2^2}{3} + L_1 \left( \frac{\beta_2}{\beta_1} + 1 \right) = L \quad (3.97)$$

$$\Leftrightarrow k_2 \left( \frac{\beta_3^2}{4} \right) + k_1 \left( 2\beta_2\beta_3 - \frac{4\beta_2\beta_3}{3} + \frac{2\beta_2^2}{3} - \frac{\beta_2^2}{3} \right) + L_1 \left( \frac{\beta_3}{\beta_1} \right) + L_1 \left( \frac{\beta_2}{\beta_1} + 1 \right) = L \quad (3.98)$$

$$\Leftrightarrow k_2 \frac{\beta_3^2}{4} + k_1 \left( \frac{2}{3}\beta_2\beta_3 + \frac{\beta_2^2}{3} \right) + L_1 \left( \frac{\beta_3}{\beta_1} + \frac{\beta_2}{\beta_1} + 1 \right) = L \quad (3.99)$$

$$x = \beta_3 \Rightarrow y' = 0 \Rightarrow \frac{2k_2 \beta_3^2}{\beta_3} \frac{1}{2} - \frac{k_2 \beta_3^3}{\beta_3^2} \frac{1}{3} + \frac{4k_1 \beta_2^2}{\beta_2} \frac{1}{2} - \frac{4k_1 \beta_2^3}{\beta_2^2} \frac{1}{3} + \frac{L_1}{\beta_1} = 0 \quad (3.100)$$

$$\Leftrightarrow \frac{2}{3}k_2\beta_3 + \frac{2}{3}k_1\beta_2 + \frac{L_1}{\beta_1} = 0 \quad (3.101)$$

$$\Leftrightarrow k_2 = -k_1 \frac{\beta_2}{\beta_3} - \frac{3}{2} \frac{L_1}{\beta_1 \beta_3} \quad (3.102)$$

Substituído o valor de  $k_2$ , obtido na equação 3.140 na equação 3.137 e com recurso à calculadora, obtém-se o seguinte resultado para o  $k_1$ :

$$k_1 = \frac{L - \frac{L_1}{\beta_1} \left( \frac{5}{8} \beta_3 + \beta_2 + \beta_1 \right)}{\frac{5}{12} \beta_2 \beta_3 + \frac{\beta_2^2}{3}} \quad (3.103)$$

Após serem conhecidos os valores de todas as incógnitas já se pode realizar o gráfico, apresentado de seguida:

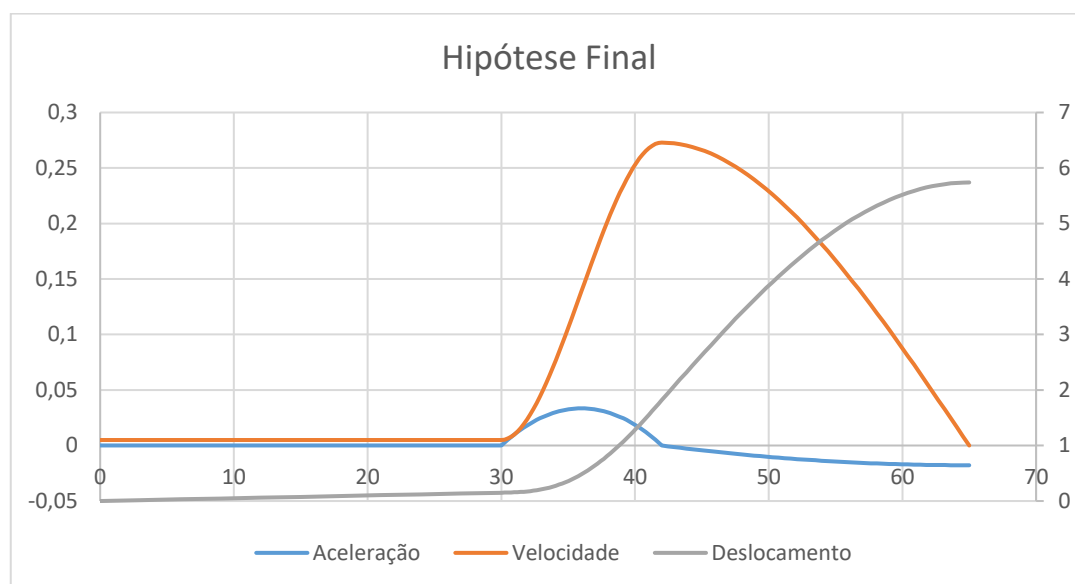


Figura 3.17 - Oitava Hipótese

O eixo secundário é referente a curva do deslocamento.

Como se verifica na análise do gráfico, a curva assemelha-se bastante ao medido e aos gráficos teóricos. Portanto, esta curva que foi encontrada pode ser utilizada para o nosso caso em estudo. Por esse motivo decidiu-se realizar os cálculos para a descida.

Foi decidido que a curva de descida seria simétrica à curva de subida, sendo, de seguida, apresentados os cálculos que permitiram a obtenção da mesma.

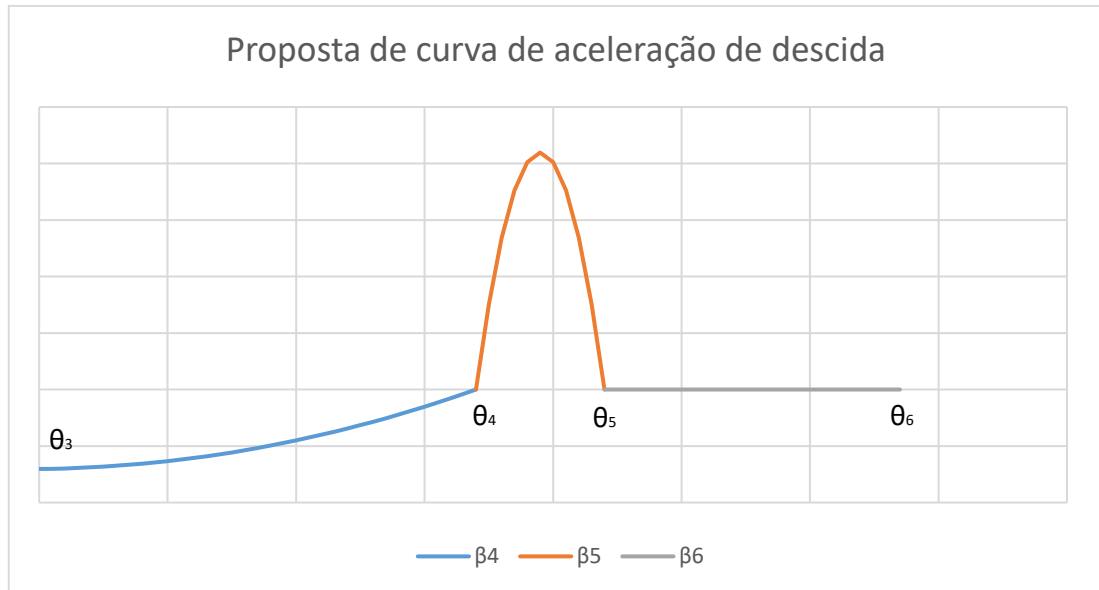


Figura 3.18 - Proposta de curva de aceleração de descida

Para a realização da curva de descida de aceleração utilizou-se o mesmo método da subida, isto é, dividiu-se a curva em três partes. Para isso foram descritas as condições iniciais para cada uma das partes da curva, sendo estas demonstradas de seguida:

4. Para  $\theta_3 < \theta < \theta_4$ ;  $0 < x < \beta_4$

Esta parte da curva representa a elevação da mesma até ao ponto zero. Para a realização da mesma foram utilizadas equações polinomiais de terceiro grau. A curva de partida continua a ser a curva de aceleração, sendo que as equações para a curva foram as seguintes:

$$y'' = G + Hx + Ix^2 \quad (3.104)$$

$$y'' = H + 2Ix \quad (3.105)$$

$$y' = Gx + \frac{Hx^2}{2} + \frac{Ix^3}{3} + C_{14} \quad (3.106)$$

$$y = \frac{Gx^2}{2} + \frac{Hx^3}{6} + \frac{Ix^4}{12} + C_{14}x + C_{24} \quad (3.107)$$

Depois de estabelecidas as equações iniciais pode-se retirar o valor das incógnitas através das seguintes condições iniciais. Todas as expressões irão ficar em função dos  $\beta$ 's.

$$x = 0 \Rightarrow y''_+ = y''_- \Rightarrow G = k_2 \quad (3.108)$$

$$x = 0 \Rightarrow y''' = 0 \Rightarrow H = 0 \quad (3.109)$$

$$x = 0 \Rightarrow y = L \Rightarrow C_{24} = L \quad (3.110)$$

$$x = 0 \Rightarrow y' = 0 \Rightarrow C_{14} = 0 \quad (3.111)$$

$$x = \beta_4 \Rightarrow y = \frac{k_2\beta_4^2}{2} + \frac{I\beta_4^4}{12} + L \quad (3.112)$$

$$y' = k_2\beta_4 + \frac{I\beta_4^3}{3} \quad (3.113)$$

5. Para  $\theta_4 < \theta < \theta_5$ ;  $0 < x < \beta_5$

Esta parte da curva corresponde a secção central da figura 3.18. Foi realizada com recurso a equações polinomiais de terceiro grau, sendo que se partiu das equações da aceleração para conceber as restantes curvas. Deste modo, as curvas que foram utilizadas para a aceleração, velocidade e deslocamento foram as seguintes:

$$y'' = J + Ux + Mx^2 \quad (3.114)$$

$$y' = Jx + \frac{Ux^2}{2} + \frac{Mx^3}{3} + C_{15} \quad (3.115)$$

$$y = \frac{Jx^2}{2} + \frac{Ux^3}{6} + \frac{Mx^4}{12} + C_{15}x + C_{25} \quad (3.116)$$

Depois de estabelecidas as equações iniciais, teve-se de estabelecer condições iniciais para retirar o valor das incógnitas, sendo demonstrado de seguida:

$$x = 0 \Rightarrow y'' = 0 \Rightarrow J = 0 \quad (3.117)$$

$$x = 0 \Rightarrow y_- = y_+ \Rightarrow \frac{k_2\beta_4^2}{2} + \frac{I\beta_4^4}{12} + L = C_{25} \quad (3.118)$$

$$x = 0 \Rightarrow y'_- = y'_+ \Rightarrow k_2\beta_4 + \frac{I\beta_4^3}{3} = C_{25} \quad (3.119)$$

$$x = \beta_5 \Rightarrow y'' = 0 \Rightarrow U\beta_5 + M\beta_5^2 = 0 \quad (3.120)$$

$$y = \frac{U\beta_5^2}{6} + \frac{M\beta_5^4}{15} + C_{15}\beta_5 + C_{25} \quad (3.121)$$

6. Para  $\theta_5 < \theta < \theta_6$ ;  $0 < x < \beta_6$

Para a última parte da curva ser simétrica com a curva de descida, foi utilizada uma equação simples de primeiro grau, apresentando de seguida as expressões:

$$y'' = 0 \quad (3.122)$$

$$y' = -\frac{L_2}{\beta_6} \quad (3.123)$$

$$y = L_2 - \frac{L_2}{\beta_6}x \quad (3.124)$$

Após a definição de todas as equações pode-se definir os valores para os  $\beta$ 's. Mostra-se de seguida os valores para cada um destes:

- $\beta_1 = 23^\circ$

- $\beta_2 = 10^\circ$
- $\beta_3 = 35^\circ$
- $\beta_4 = 35^\circ$
- $\beta_5 = 10^\circ$
- $\beta_6 = 23^\circ$

Como já foi referido anteriormente os valores dos betas são simétricos.

- $L_1 = 0.34 \text{ mm}$
- $L = 5.66 \text{ mm}$
- $L_2 = 0.34 \text{ mm}$

Como se observa pelos valores de  $L_1$  e  $L_2$ , estes são iguais, pois a rampa de início também terá de ser igual a rampa final.

Outro valor que foi utilizado foi o  $k_3$  sendo que este valor, devido à simetria da curva, é também necessariamente simétrico ao valor de  $k_1$ .

Deste modo, o gráfico demonstra tanto a subida como a descida da árvore de cames, estando demonstrado no gráfico as curvas de aceleração, velocidade e aceleração:

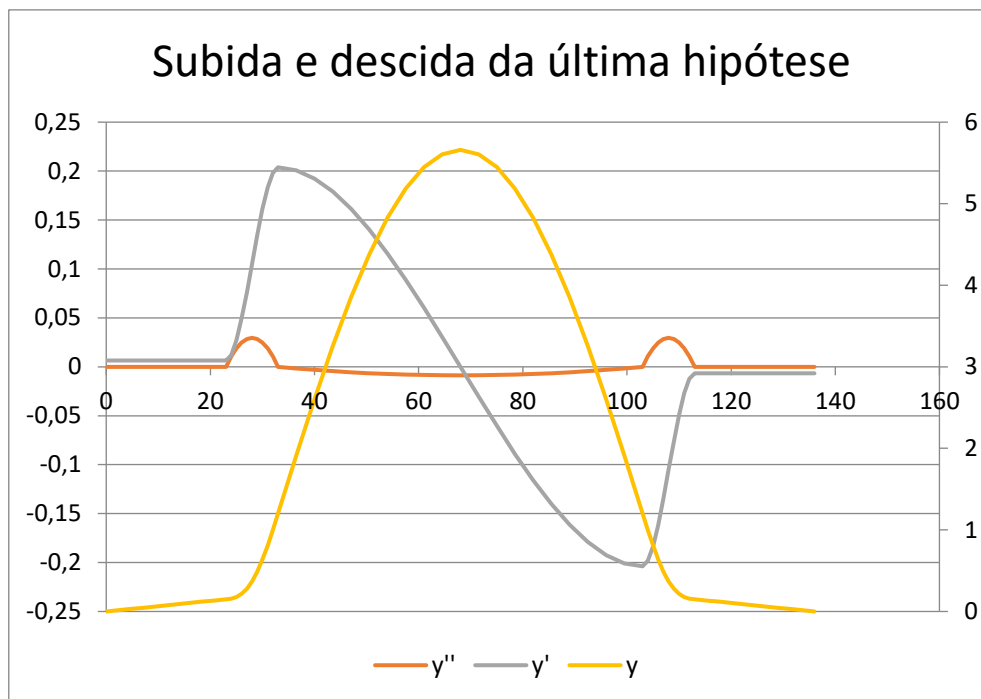


Figura 3.19 - Subida e descida da oitava hipótese

O eixo secundário é referente a curva do deslocamento.

Como se pode observar a partir da figura anterior, as curvas apresentam-se de acordo com o que era expectável em termos teóricos. Portanto, esta tentativa pode ser utilizada para a modificação da árvore de cames.

A principal modificação feita para esta árvore de cames é a redução da altura da mesma. A redução da altura permite que a válvula de admissão seja fechada bastante mais cedo do que era inicialmente, permitindo que o ar que aí entra seja bastante reduzido, melhorando em termos teóricos a eficiência do motor.

Assim sendo será apresentada de seguida a hipótese para alteração da curva:

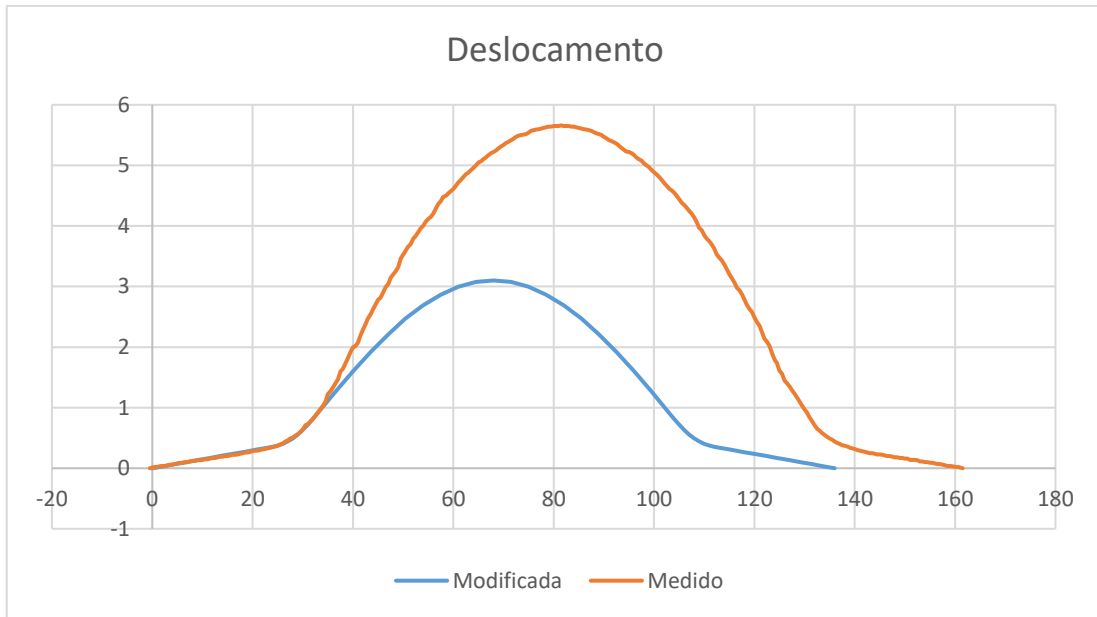


Figura 3.20 - Curva modificada e medida em termos de deslocamento

Como se pode observar na figura anterior, para o dimensionamento da curva foi necessário ter em conta a parte inicial onde se insere a primeira parte da curva. Até aos 33 graus a curva da hipótese é exatamente igual, sendo que só após este valor é que se encontra uma diferença substancial, permitindo a redução da came de admissão.

Na figura que se segue podem-se observar as curvas do deslocamento, velocidade e aceleração:

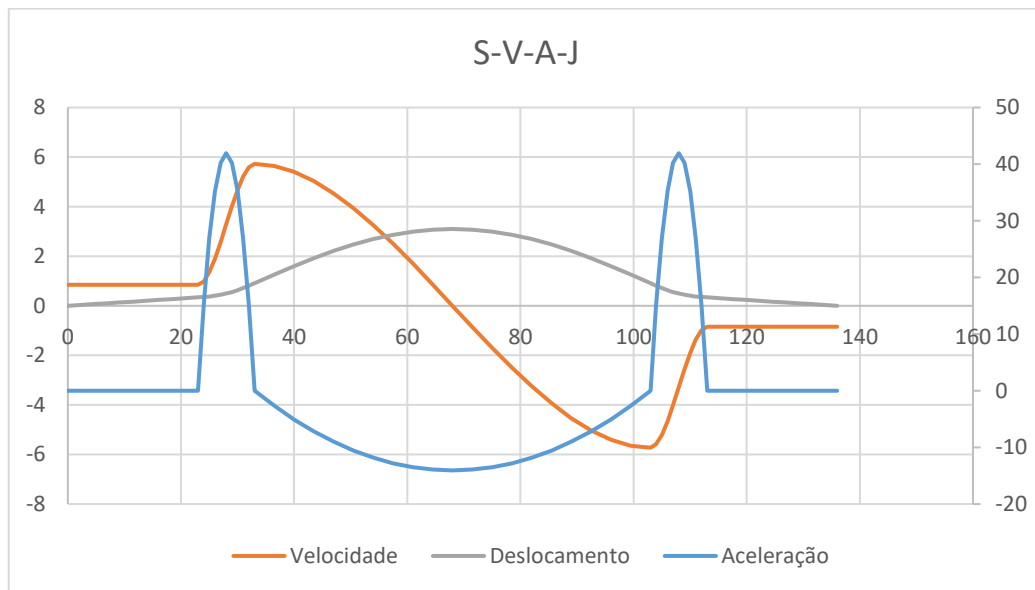


Figura 3.21 - Diagrama S-V-A-J

O eixo secundário é referente a curva do deslocamento.

Para a construção deste gráfico foram utilizados os seguintes valores para a realização das curvas anteriormente expostas neste caso de estudo:

- $\beta_1 = 23^\circ$
- $\beta_2 = 10^\circ$
- $\beta_3 = 35^\circ$
- $\beta_4 = 35^\circ$
- $\beta_5 = 10^\circ$
- $\beta_6 = 23^\circ$
- $L_1 = 0.34 \text{ mm}$
- $L = 3.1 \text{ mm}$
- $L_2 = 0.34 \text{ mm}$

### 3.7. Desenvolvimento da nova árvore de cames

Depois de serem dimensionadas das curvas de deslocamento, velocidade e aceleração pode-se desenvolver a nova árvore de cames. Para isso foi necessário recorrer a uma fórmula que irá permitir o desenho da came. Assim, recorreu-se as seguintes fórmulas: [11]

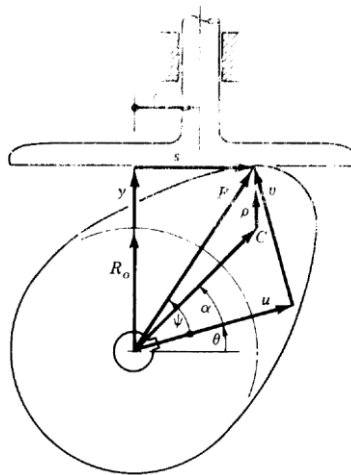


Figura 3.22 - Imagem que ilustra os raios, adaptado [17]

$$R_0 > \rho_{min} - y''_{min} - y \quad (3.125)$$

$$u = (R_0 + y) \sin \theta + y' \cos \theta \quad (3.126)$$

$$v = (R_0 + y) \cos \theta - y' \sin \theta \quad (3.127)$$

Para se realizar o desenho da came utilizaram-se as fórmulas anteriores com o seguinte valor de  $R_0$ :

- $R_0 = 11.00 \text{ mm}$

O valor de  $R_0$  foi obtido com recurso a um micrómetro, que nos permitiu chegar a este valor.

Utilizando as fórmulas para  $y$  e para  $y'$  do subcapítulo 3.6.4., e com recurso ao software Excel obtém-se o seguinte gráfico ilustrado na figura seguinte:

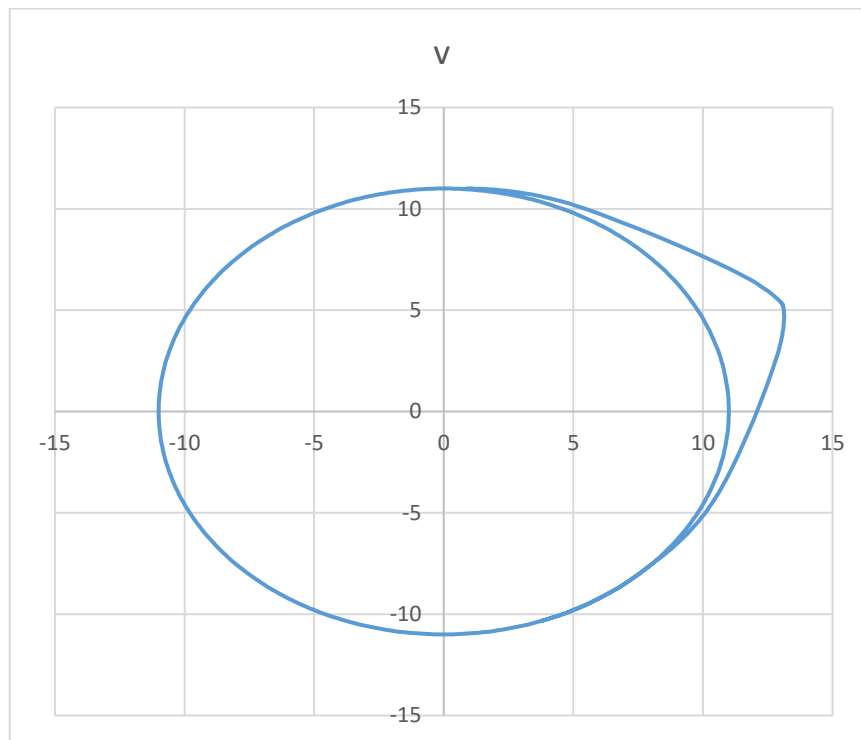


Figura 3.23 - Coordenadas geométricas da came de admissão

O objetivo da realização deste gráfico prende-se com saber como ficará a came de admissão depois de ser cortada.

Após da elaboração deste gráfico, foi necessário passar as coordenadas geométricas para o um programa de CAD. Para a realização deste processo utilizou-se o Excel para a conversão destas coordenadas em coordenadas cartesianas. Deste modo o desenho em CAD fica do seguinte modo:

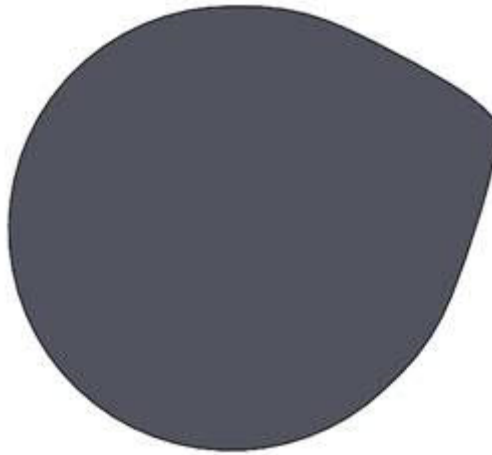


Figura 3.24 - Desenho CAD da came de admissão em perfil



Figura 3.25 - Desenho em CAD da came de admissão

Considerando que a came original foi cortada numa fresadora CNC, respeitando as coordenadas impostas pela figura 3.25, obtém-se a came na figura seguinte:



Figura 3.26 - Árvore de cames original (esquerda) e árvore de cames modificada (direita)

Como se pode verificar, as árvores de cames apresentam diferenças na came de admissão, isto é, a came que se encontra na parte superior da árvore de cames. Esta foi cortada permitindo que o fecho da válvula seja antecipado, o que implica que a quantidade de ar que entra seja menor.

## 4. Dinâmica da árvore de cames

Após a obtenção das curvas do deslocamento, da velocidade e da aceleração da nova árvore de cames há que fazer uma análise às forças presentes na mesma.

Como é sabido, os motores apresentam muitas forças de inércia que são geradas durante o seu funcionamento. As peças têm um limite máximo da força a que podem estar sujeitas sem se danificarem.

Por esse motivo, foi necessário realizar cálculos dinâmicos para comprovar que a nova árvore de cames não origine forças que excedam o valor das que estavam anteriormente presentes.

De modo geral, neste capítulo ir-se-á proceder a uma análise das forças provocadas pela nova came, sendo que para esse efeito teremos de comparar as forças geradas na came de admissão original e a came que foi construída.

### 4.1. Came de admissão original

A came de admissão, como já foi anteriormente referido, foi medida através de um disco graduado. Ao analisar com rigor os dados referentes à medição realizada pode-se afirmar que estes não são muito exatos, isto porque a curva que foi medida, a curva do deslocamento, não é regular ao longo da mesma.

A implicação óbvia é que quando se faz os cálculos para a determinação da aceleração da came original os valores não sejam os mais precisos, o que leva a que ocorram grandes erros no cálculo das forças presentes no sistema.

Por esse motivo não se pode utilizar a curva medida para os cálculos da dinâmica, sendo apenas utilizada, como no capítulo anterior, para determinar a curva calculada. De seguida, demonstra-se o gráfico que compara a curva medida com a curva que foi calculada.

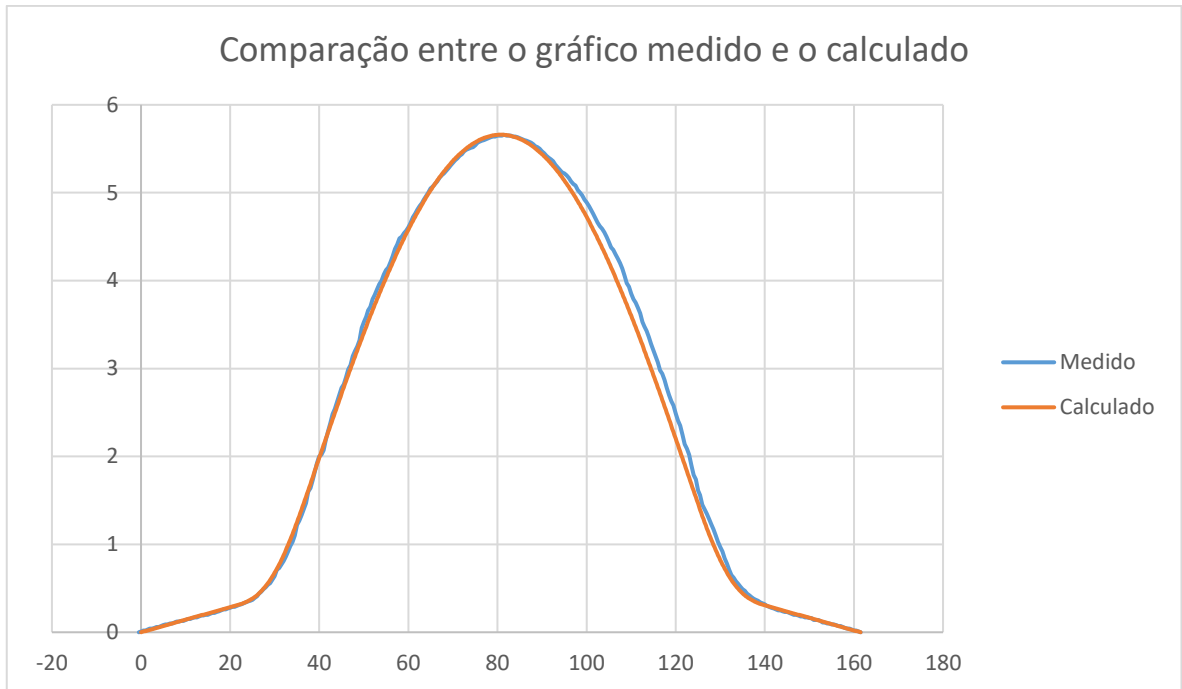


Figura 4.1 - Comparação entre o gráfico medido e o calculado

A curva que está representada a azul é a curva que foi medida, e pode-se verificar que a curva calculada é praticamente idêntica à que foi medida no que diz respeito à subida. A curva que foi calculada é simétrica, isto é a subida e a descida são exatamente iguais, por esse motivo observam-se algumas discrepâncias no caso da descida já que a medida não o é.

Embora as curvas não sejam exatamente iguais, isso não implica um problema para o cálculo das forças, pois as forças mais críticas na came encontraram-se na subida da mesma, sendo que, como foi anteriormente referido, a curva calculada está na sua totalidade sobreposta à que foi medida.

Sendo que os valores de  $\beta$  utilizados para elaboração deste gráfico foram os seguintes:

- $\beta_1 = 21$
- $\beta_2 = 17$
- $\beta_3 = 42.75$
- $\beta_4 = 42.75$
- $\beta_5 = 17$
- $\beta_6 = 21$

O somatório dos  $\beta$ 's perfaz o valor de 161.5 graus, o tamanho total da curva medida.

## 4.2. Determinação da Força

Após a determinação da curva inicial da came de admissão pode-se determinar a força que esta exerce sobre o sistema.

O sistema é composto pelos seguintes órgãos mecânicos:

- Válvula;
- Vareta;
- Seguidor;
- Balanceiro;
- Mola.

Na figura que se segue podemos observar o sistema:

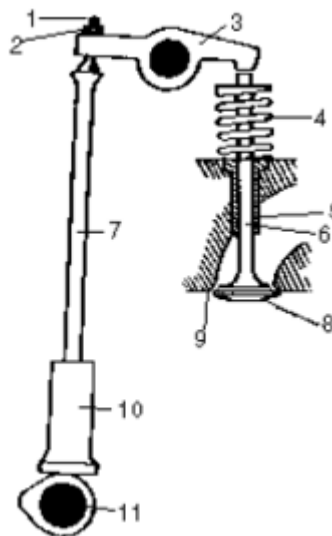


Figura 4.2 - Sistema válvula came

Legenda da figura:

- Parafuso de afinação da folga 2- Porca de fixação do parafuso de afinação 3- Balanceiro (martelo) 4- Mola da válvula 5- Guia da válvula 6- Válvula 7- Vareta 8- Cabeça da válvula 9- Sede da válvula 10- Seguidor/taco/*touche* 11- Came

Para a determinação das forças presentes no sistema recorreremos a equações de Lagrange, sendo que estas serão especificadas de seguida: [14]

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} - \frac{\partial T}{\partial x} = Q \quad (4.1)$$

Onde:

$$x_1 = \frac{a}{b} x$$

$$\theta = \frac{x}{b}$$

$$\dot{\theta} = \frac{\dot{x}}{b}$$

A partir destas condições iniciais pode-se retirar de seguida a energia cinética, pela seguinte fórmula:

$$T = \frac{1}{2} m_{val} \dot{x}^2 + \frac{1}{2} (m_{seg} + m_{var}) \dot{x}^2 + \frac{1}{2} I \omega^2 \quad (4.2)$$

$$\Leftrightarrow \frac{1}{2} \left( m_{val} \dot{x}^2 \left( \frac{a}{b} \right)^2 + (m_{seg} + m_{var}) \dot{x}^2 + \frac{I}{b^2} \dot{x}^2 \right) \quad (4.3)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = \frac{1}{2} \left( 2 \left( m_{val} \dot{x} \left( \frac{a}{b} \right)^2 + (m_{seg} + m_{var}) \dot{x} + \frac{I}{b^2} \dot{x} \right) \right) \quad (4.4)$$

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (4.5)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = \left( m_{val} \left( \frac{a}{b} \right)^2 + (m_{seg} + m_{var}) + \frac{I}{b^2} \right) \ddot{x} \quad (4.6)$$

Conforme se pode observar, na equação anterior existe  $\ddot{x}$ . Este valor terá de ser obtido pela seguinte expressão: [17]

$$\dot{y} = \frac{dy}{dt} = \frac{dy}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} \quad (4.7)$$

A equação anterior exprime a velocidade que vai ser necessária para que se consiga retirar aceleração da came:

$$\ddot{y} = \frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{d\dot{y}}{dt} = \frac{d}{dt} \left( \frac{dy}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} \right) = \frac{d}{d\theta} \left( \frac{dy}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} \right) \frac{d\theta}{dt} = \frac{d^2 y}{d\theta^2} \left( \frac{d\theta}{dt} \right)^2 \quad (4.8)$$

$$\ddot{y} = y''\omega^2 \quad (4.9)$$

Onde o  $\omega$  é dado pela seguinte expressão:

$$\omega = N * \frac{2\pi}{60} \quad (4.10)$$

Este cálculo é necessário para que os resultados se encontrem de acordo com o Sistema Internacional (SI).

Depois de se definir a energia cinética para as peças do sistema é necessário a definição de uma equação para a mola:

$$V = \frac{1}{2}kx_1^2 = \frac{1}{2}k\left(\frac{a}{b}\right)^2 x^2 \quad (4.11)$$

$$Q = -\frac{\partial V}{\partial x} = -kx\left(\frac{a}{b}\right)^2 \quad (4.12)$$

Igualando as equações 4.6 e a equação 4.8, e nesta última equação somando a força exercida pela came no seguidor, obtém-se a seguinte expressão:

$$\left(m_{val}\left(\frac{a}{b}\right)^2 + (m_{seg} + m_{var}) + \frac{I}{b^2}\right)\ddot{x} = -kx\left(\frac{a}{b}\right)^2 + F \quad (4.13)$$

$$\Leftrightarrow F = \left(m_{val}\left(\frac{a}{b}\right)^2 + (m_{seg} + m_{var}) + \frac{I}{b^2}\right)\ddot{x} + kx\left(\frac{a}{b}\right)^2 \quad (4.14)$$

### 4.3. Determinação da Inércia do balanceiro e K da mola

Para se conseguir determinar o valor da inércia do balanceiro recorreu-se às fórmulas que serão enunciadas seguidamente: [16]

$$I = \int r^2 dm \quad (4.15)$$

Onde:

$$dm = \rho dv \quad (4.16)$$

$$\Leftrightarrow I = \rho \int r^2 dv \quad (4.17)$$

Para se realizar o cálculo da inércia do balanceiro foi necessário recorrer-se à digitalização 3D da peça.

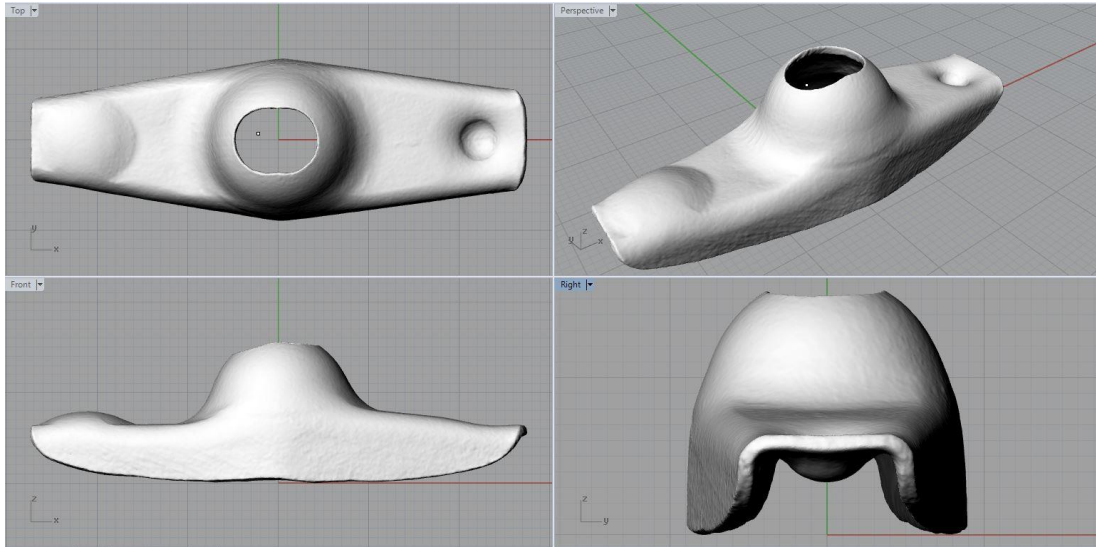


Figura 4.3 - Balaceiro digitalizado

Após a digitalização da peça recorreu-se ao software Rhinoceros 3D. Este software permitiu que se conhecesse o volume da peça e o momento de inércia na coordenada y. A partir dos resultados que foram obtidos pode-se utilizar a equação 4.17:

$$\frac{I_y}{\rho} = 335 \times 10^3 \quad (4.18)$$

$$I = 335 \times 10^{-12} \times 7.83 \times 10^3 = 2.63 \times 10^{-6} \text{ kg m}^2 \quad (4.19)$$

Também a partir do software utilizado anteriormente se pode retirar a massa do balaceiro pela expressão que se segue:

$$m = V * \rho \quad (4.20)$$

Do software retira-se o volume da peça, sendo que este é de  $1667 \text{ mm}^3$ . Depois de conhecer o valor do volume do balaceiro pode-se, a partir da equação 4.20, retirar a massa desta:

$$m = 1667 * 7.83 \times 10^{-3} = 13 \text{ g} \quad (4.21)$$

Para o dimensionamento da mola, sabe-se que é feita do material corda de piano, sendo as condições iniciais as seguintes:

- $d = 1.8 \text{ mm}$
- $D = 18.2 \text{ mm}$
- $N_a = 3$

Seguidamente apresenta-se a mola que foi utilizada para do dimensionamento:



Figura 4.4 - Mola utilizada no sistema

$$k = \frac{d^4 G}{8D^3 N_a} \quad (4.22)$$

Onde:

- $G = 81 \times 10^3 \text{ GPa}$  [18]

Sendo assim, o valor de K:

$$k = \frac{1.8^4 * 81 \times 10^3}{8 * 18.2^3 * 3} = 5.8766 \text{ N/mm} \quad (4.23)$$

#### 4.4. Tensão de contacto

Como se pode observar na figura 3.23, a came de admissão apresenta uma saliência na sua extremidade. Esta mesma saliência irá, na teoria, provocar grande tensões de contacto, devido às forças de contacto entre as mesmas. Por este motivo torna-se imperativo saber qual a força que se encontra presente neste conjunto. Para isso utilizamos as seguintes equações:

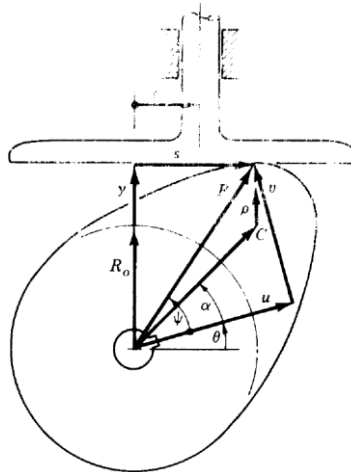


Figura 4.5 - Imagem ilustrativa dos raios presentes da cames, retirada do [17]

Sendo que se for para realizar os cálculos das tensões de contacto será necessário conhecer o raio de curvatura da cames:

$$\rho = R_0 + y + y'' \quad (4.18)$$

Ao se saber o raio de curvatura já se pode retirar a tensão de contacto, expressa na equação seguinte: [19]

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 0.59 \left( \frac{F * E}{L * \rho} \right)^{1/2} \quad (4.19)$$

Onde E é o modo elasticidade do aço e L a espessura da cames.

Depois de formular as equações ir-se-á, através do software Excel, calcular a tensão de contacto máxima para a cames original e para a que foi modificada, sendo que os resultados obtidos são apresentados no seguinte gráfico:

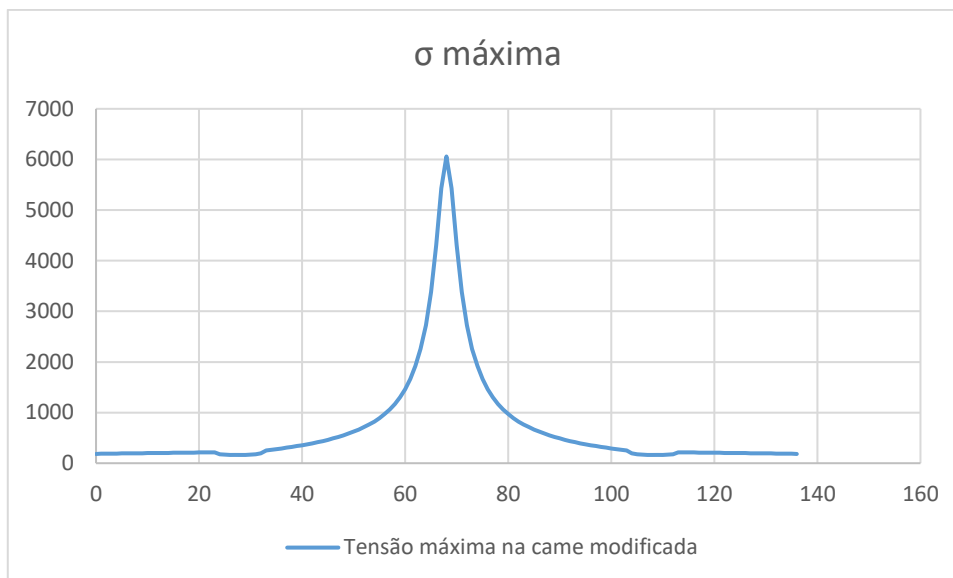


Figura 4.6 - Tensão máxima

Nota-se uma elevada tensão de contacto no ponto correspondente à máxima elevação da válvula devido ao baixo valor de  $\rho$  e à rigidez da mola. Isto quer dizer que numa futura came este valor de curvatura deverá ser corrigido.

## 4.5. Resultados

Depois da realização dos cálculos anteriormente referidos e da pesagem das peças referidas no subcapítulo 4.2, pode-se realizar os cálculos da equação 4.14, sendo que os seguintes gráficos são representativos da força aplicada à came de admissão inicial e à modificada.

Decidiu-se que no primeiro ensaio se deveriam colocar ambas as curvas a uma rotação de 2000 rotações por minuto, apresentando-se de seguida um gráfico comparativo das forças das comes em estudo:

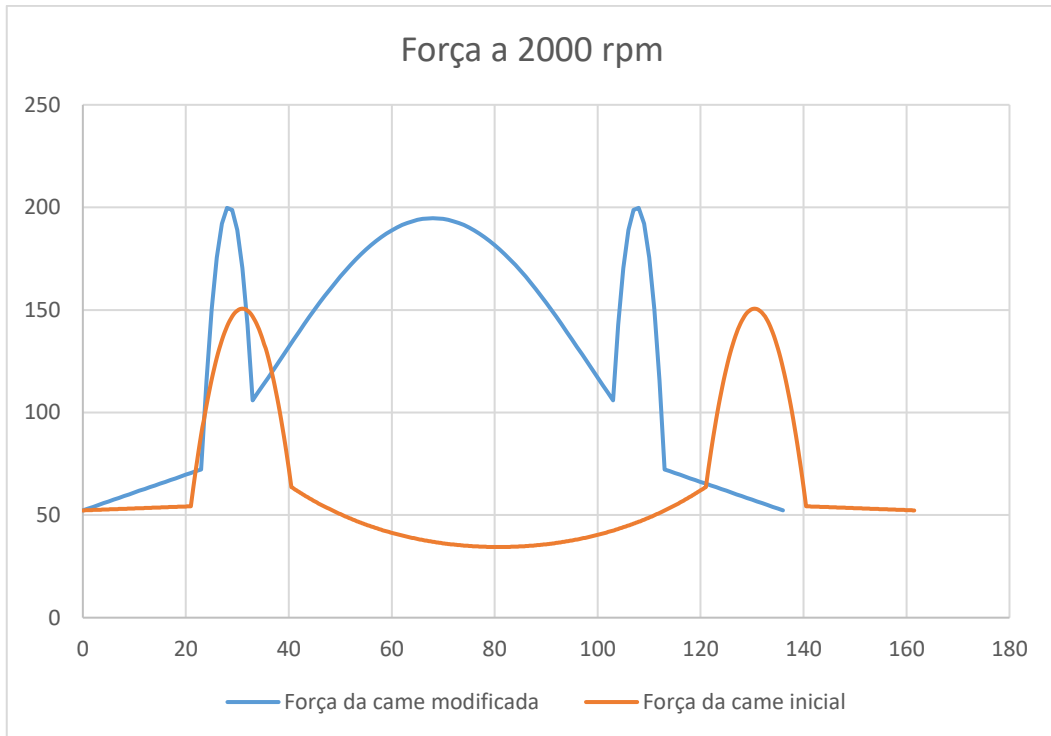


Figura 4.7 - Força da came a 2000 rpm

Como se verifica na figura anterior, as curvas são muito idênticas às curvas de aceleração de cada came. Isto acontece devido ao facto de a força estar interligada com a aceleração. As curvas não começam a zero pois está exercida uma pré-carga. Esta pré-carga pela mola está presente em todos os motores.

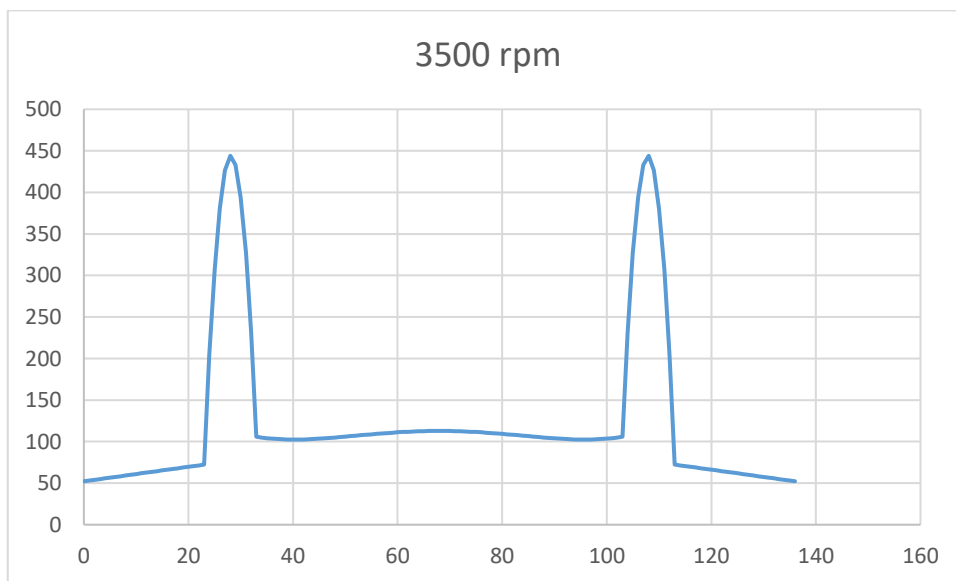


Figura 4.8 - Força na came modificada a 3500 rpm

Do gráfico apresentado anteriormente pode-se verificar que à medida que as rotações aumentam a força na sua parte inicial também irá aumentar. Para além disso, na parte onde a posição do deslocamento é máximo a curva vai ser mais pronunciada. Para confirmar o que foi afirmado anteriormente decidiu-se realizar um novo cálculo agora para as 4000 rpm.

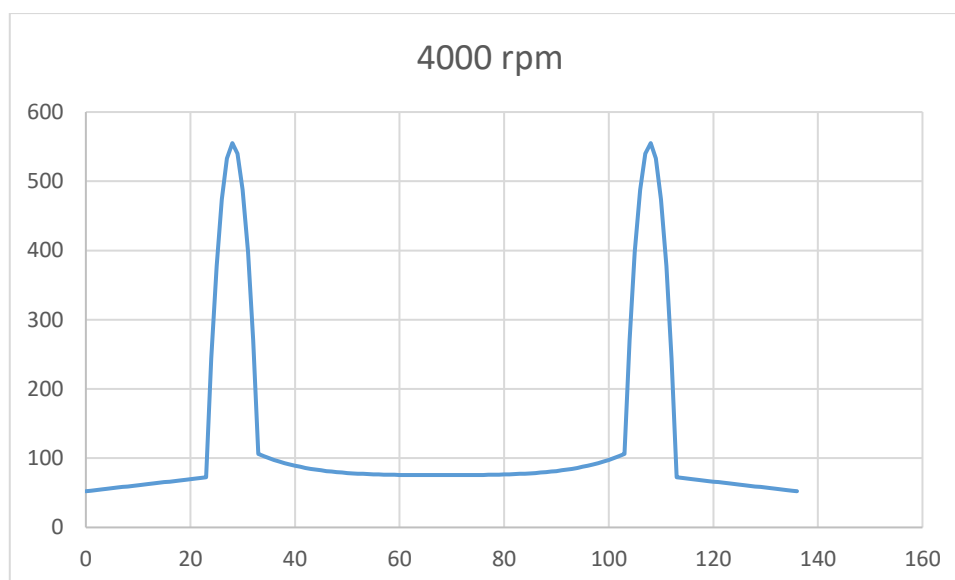


Figura 4.9 - Força na came modificada a 4000 rpm

Ao comparar o gráfico da figura 4.8 com o da figura 4.9 observa-se que a força máxima exercida é praticamente idêntica. A principal diferença ocorre entre 35° e 105° onde a curva é muito mais pronunciada que a anterior. Isto ocorre porque o motor não necessita de tanta força para chegar ao topo.

Também se pode concluir que as tensões que a medida que as rotações aumentam as tensões entre a came e o seguidor vão diminuindo. O principal responsável de ocorrerem grandes tensões na came é a mola. Por esse motivo teve-se de fazer um teste teórico para que a came ao rodar a 3000 rpm no seu ponto de deslocamento máximo a sua força esteja perto do zero.

Para isso decidiu-se reduzir a força elástica da mola, sendo que:

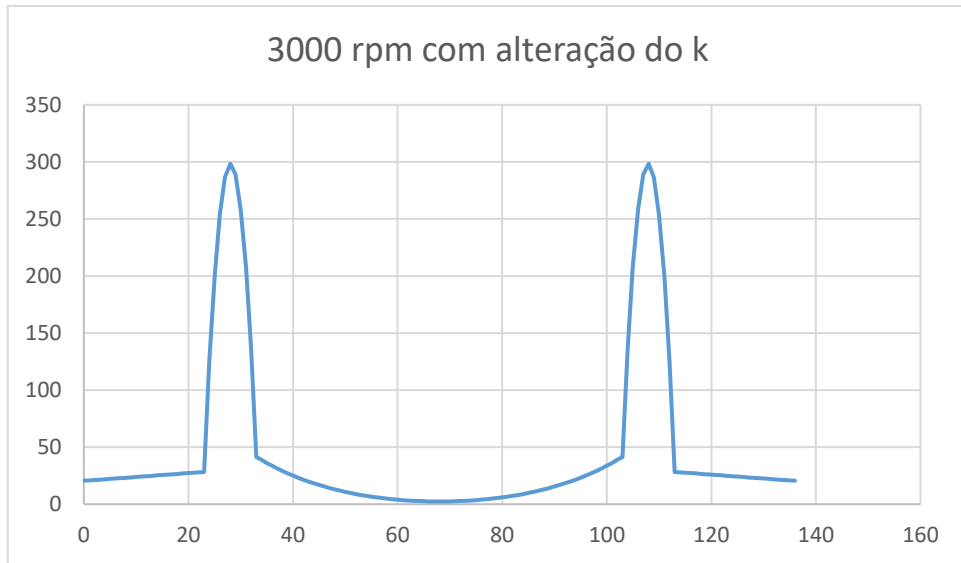


Figura 4.10 - Força da came modificada para 3000 rpm com alteração do k da mola

Como se observa pela figura 4.10, ao baixarmos a rigidez da mola para 3300 N/m e com uma pré-carga de 7 mm, a força da came também vai reduzir bastante se compararmos com a figura 60. Como a força provocada pela came no sistema é menor também a tensão máxima será menor como podemos observar na figura abaixo:

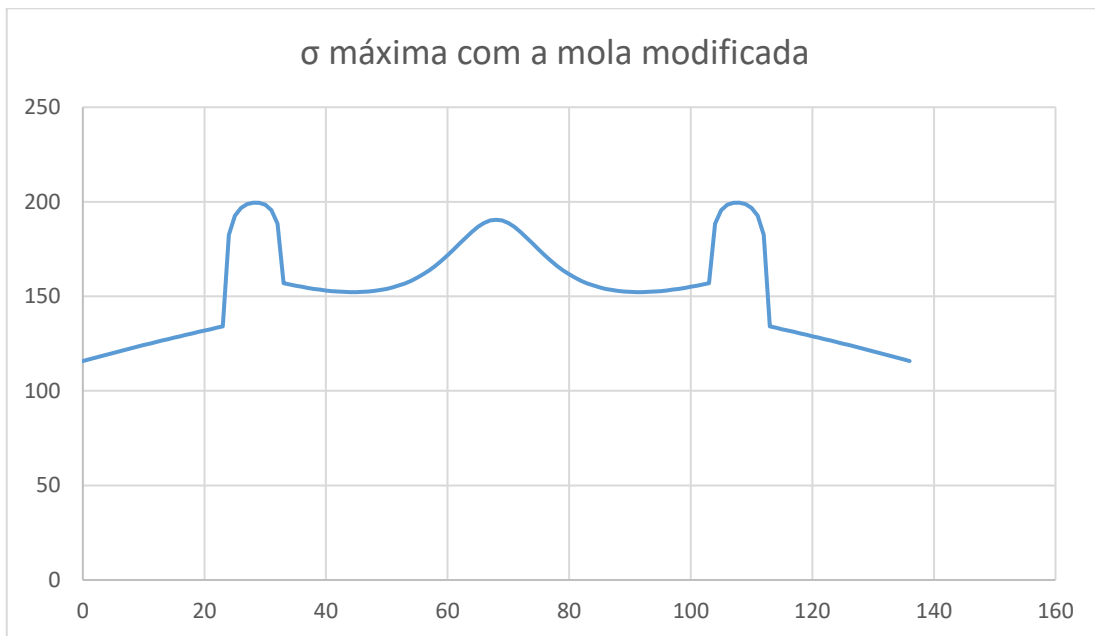


Figura 4.11 -  $\sigma$  máxima para 3000 rpm

Ao comparamos esta última figura com a figura 4.11, concluímos que a mola da came original não esta dimensionada para ser utilizada na came modificada, pois vai originar que ocorram tensões demasiado elevadas.

## 5. Resultados experimentais

Depois da realização dos cálculos teóricos que foram apresentados no capítulo anterior decidiu-se realizar testes que permitissem comparar a came original e a came modificada.

Para a realização deste teste utilizou-se o motor que se encontra na UBI. A figura que se segue mostra o motor aberto.



Figura 5.1 - Motor Honda GX 160

O principal objetivo na execução destes ensaios prende-se por verificar que, com a came modificada, a entrada de ar pelas válvulas será menor se compararmos com a came original.

Assim sendo, decidiu-se que se iriam realizar testes a diferentes tipos de rotação. Para cada rotação escolhida executaram-se três ensaio. Deste modo, ao executar esta bateria de ensaios para cada rotação conseguiu-se comparar os resultados de modo a despistar algum erro que pudesse ocorrer.

Os ensaios foram realizados às seguintes rotações: 1700 rpm, 2000 rpm, 2500 rpm e 3000 rpm. Para o caso da árvore de cames original obtiveram os seguintes resultados:

- Para 1700 rpm:

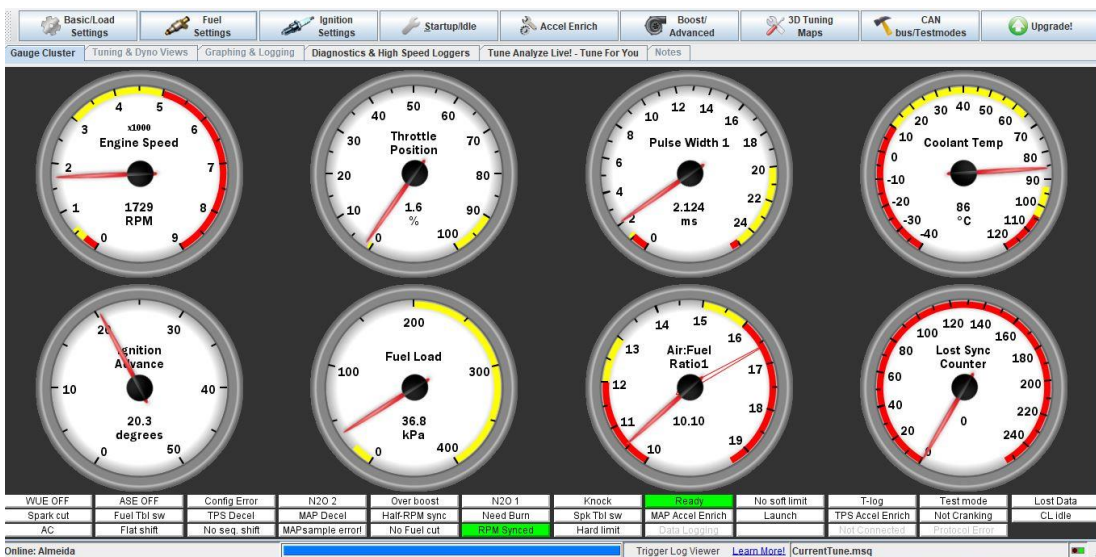
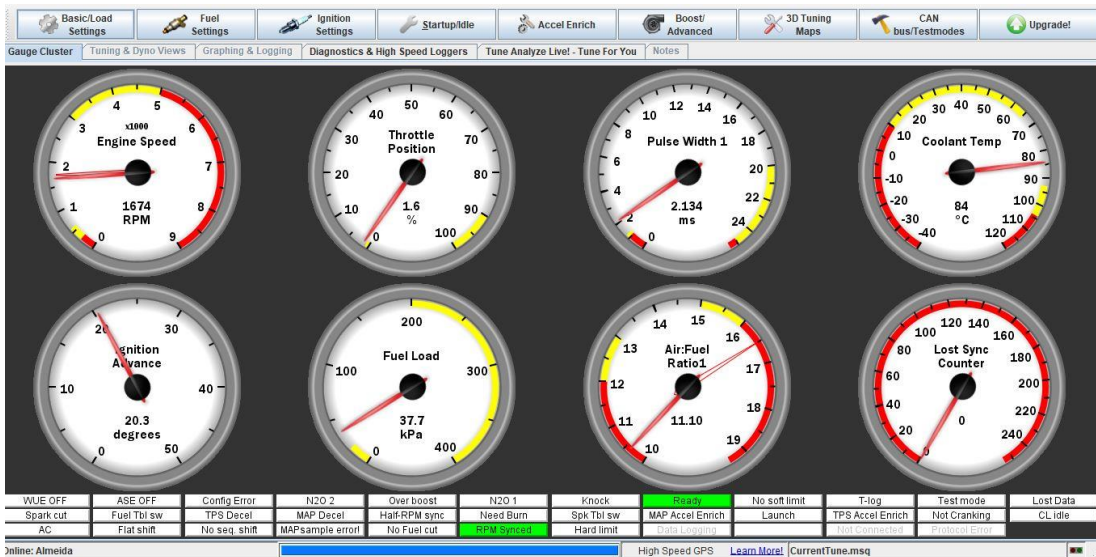
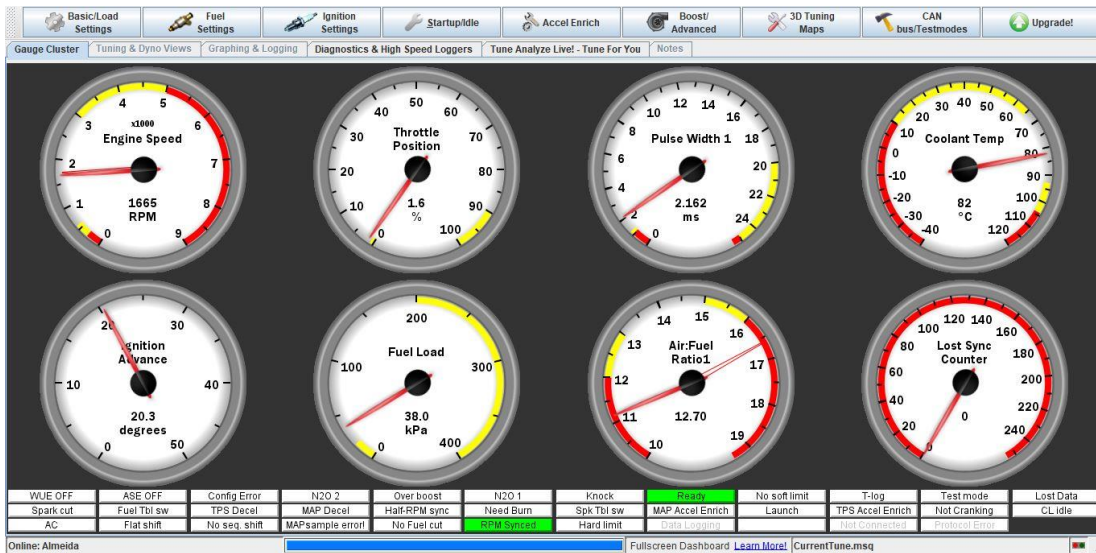
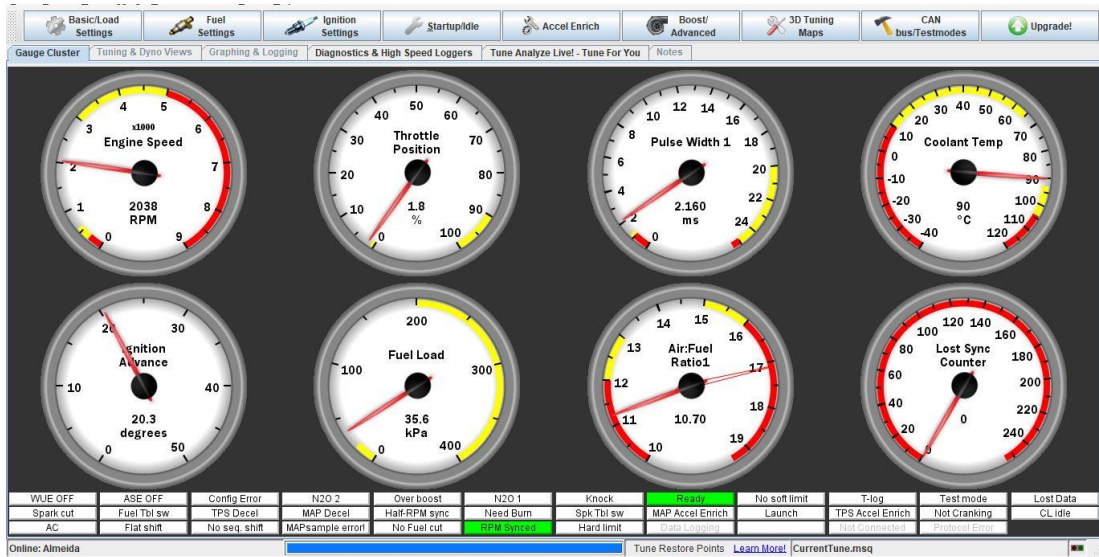
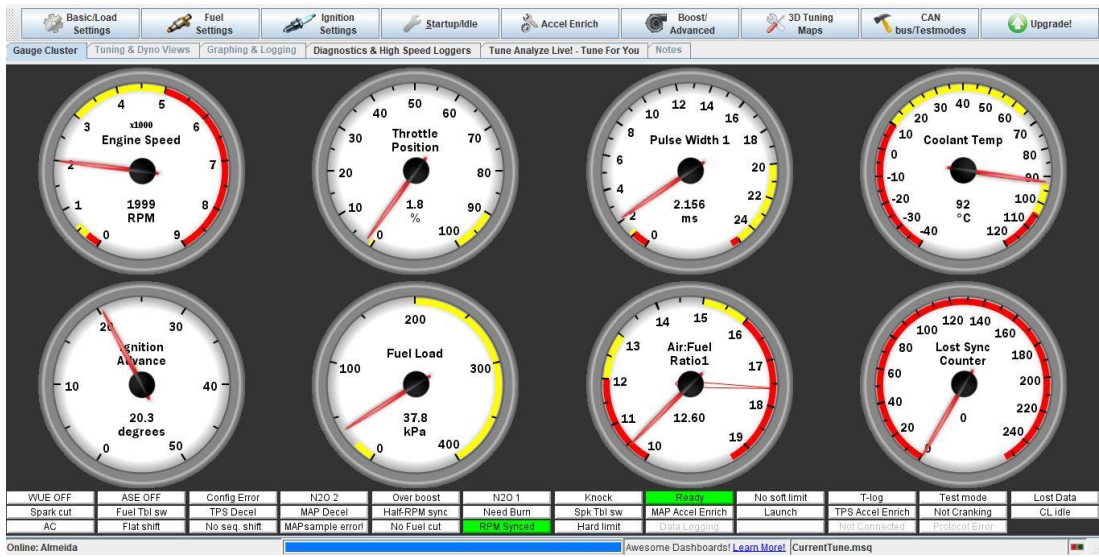


Figura 5.2 - Rotação a 1700 rpm da árvore de cames original

- Para 2000 rpm



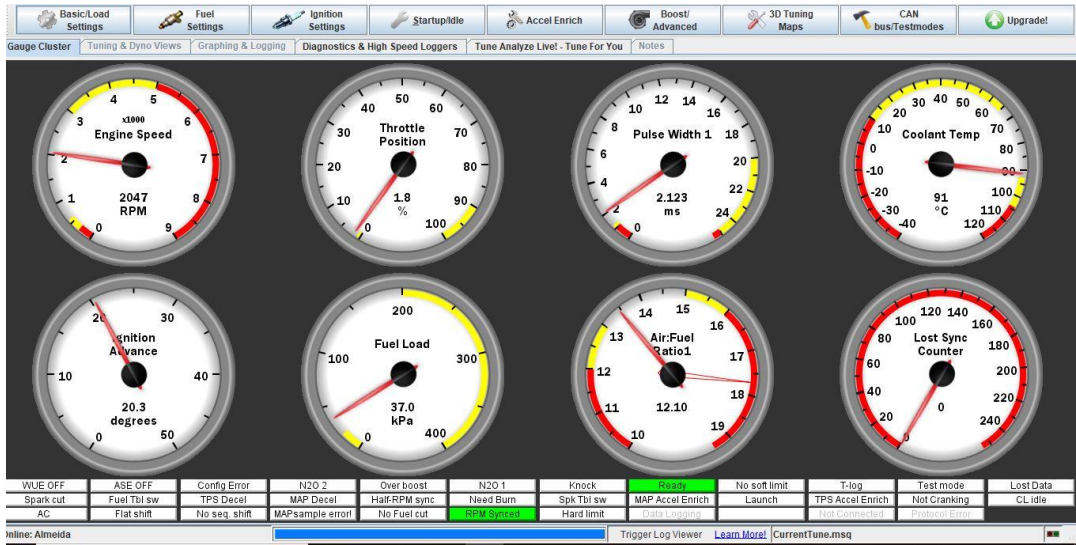
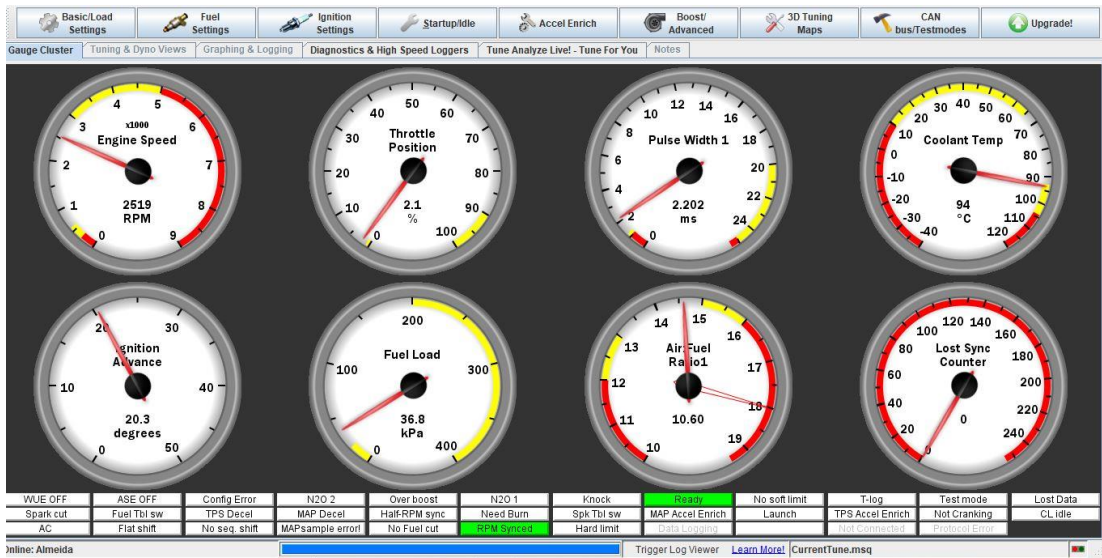


Figura 5.3 - Rotação a 2000 rpm da árvore de cames original

- Para 2500 rpm:



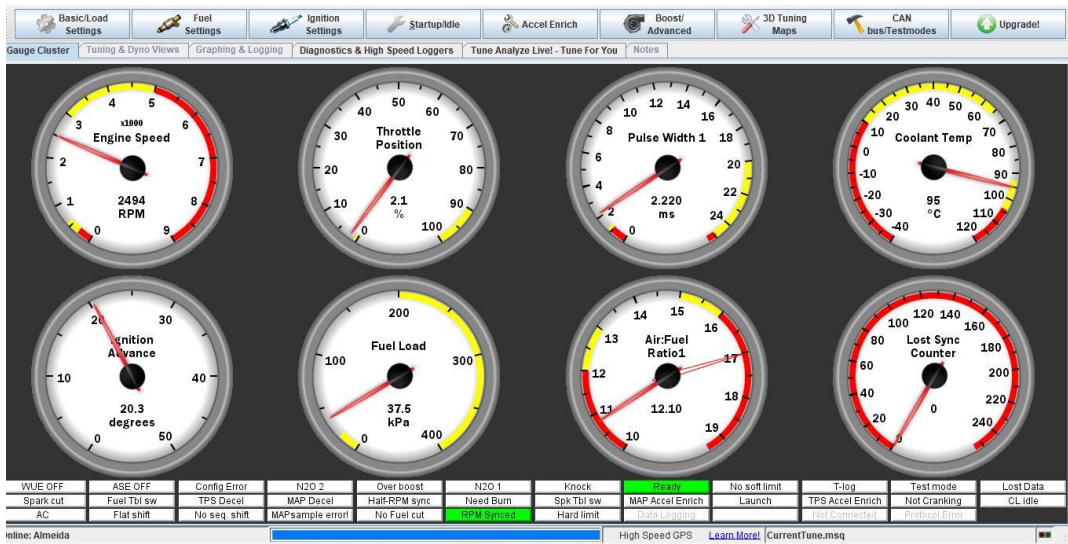
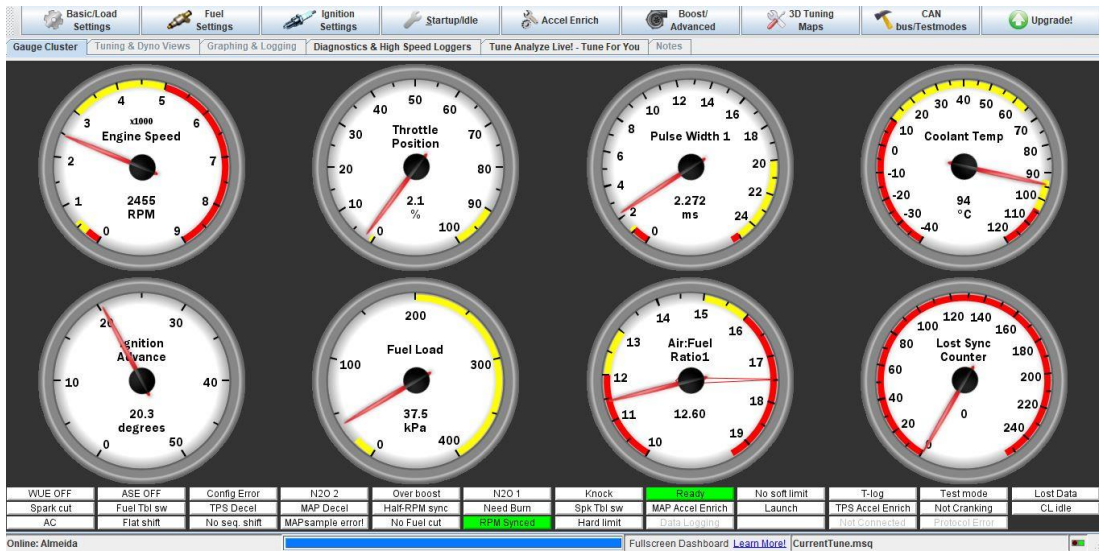


Figura 5.4 - Rotação a 2500 rpm da árvore de cames original

- Para 3000 rpm:

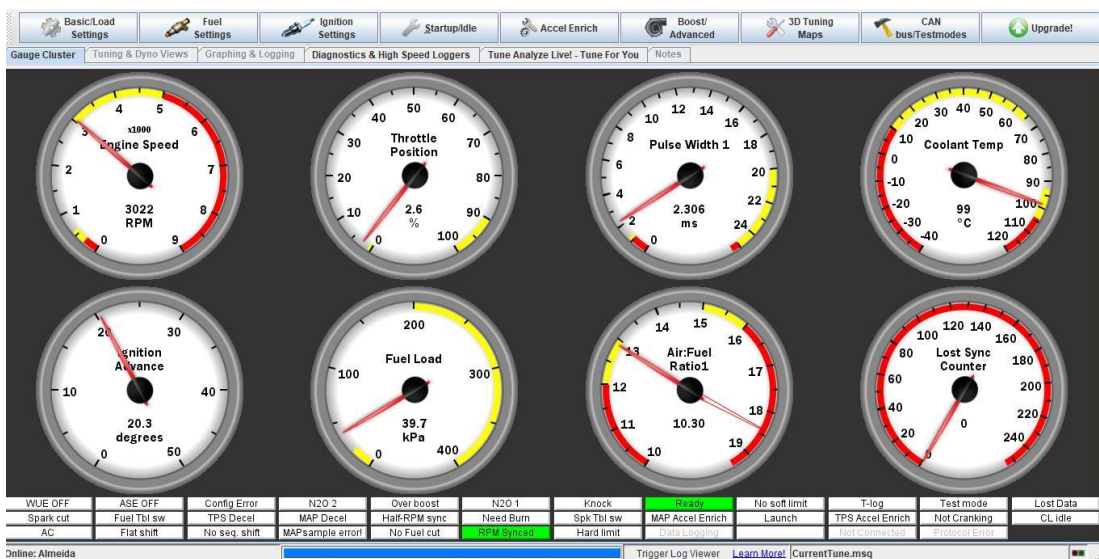
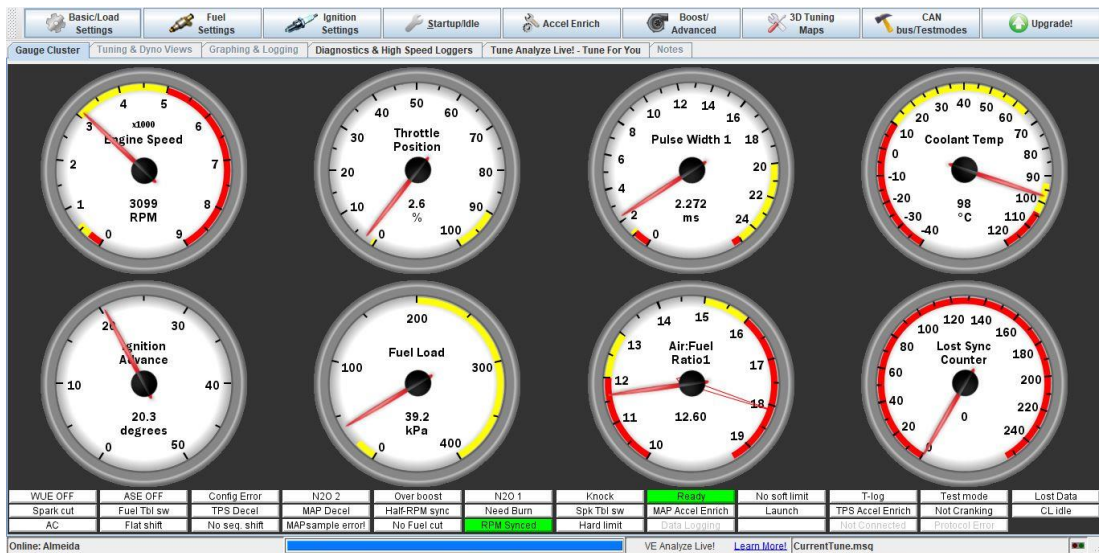
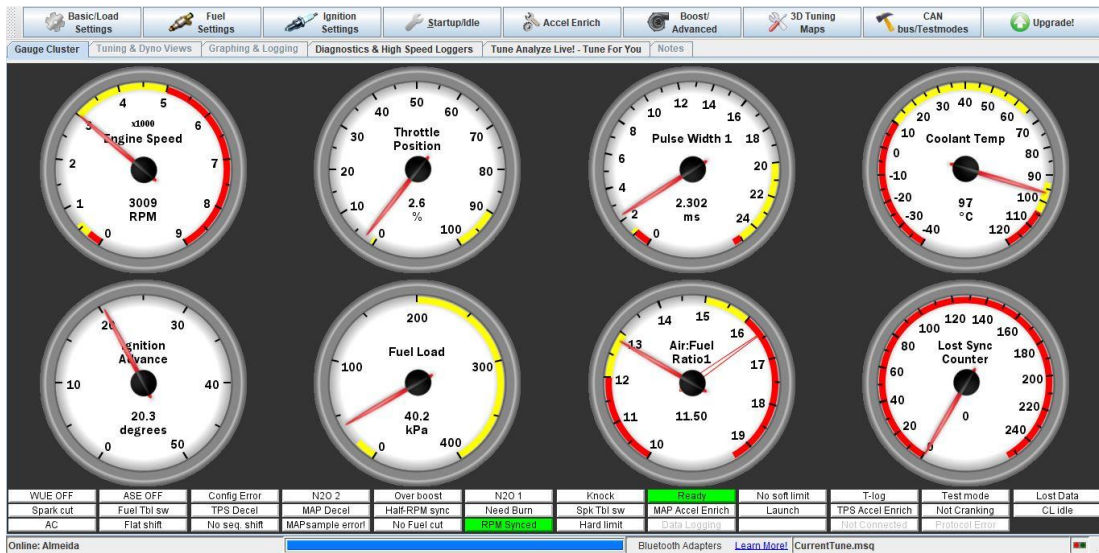
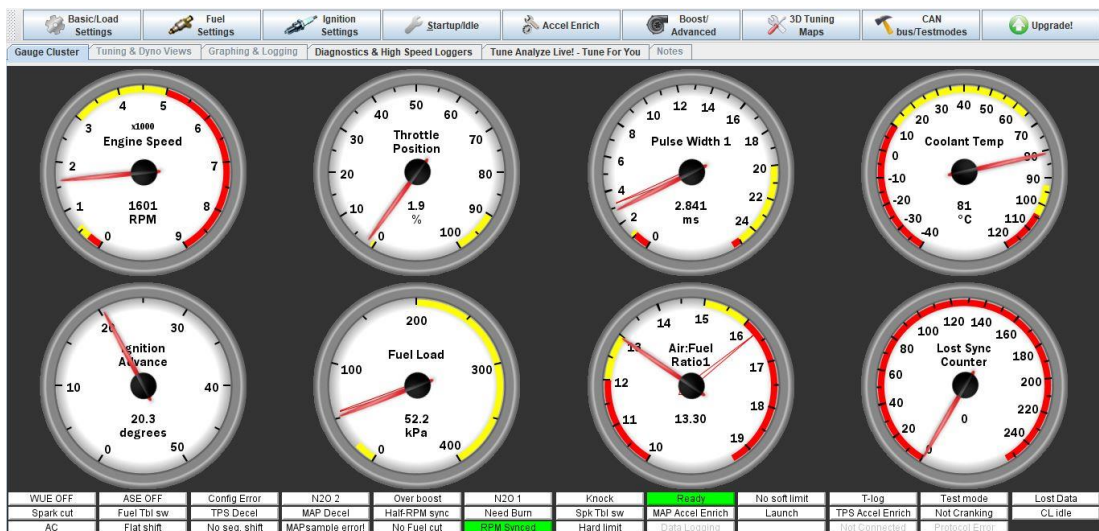
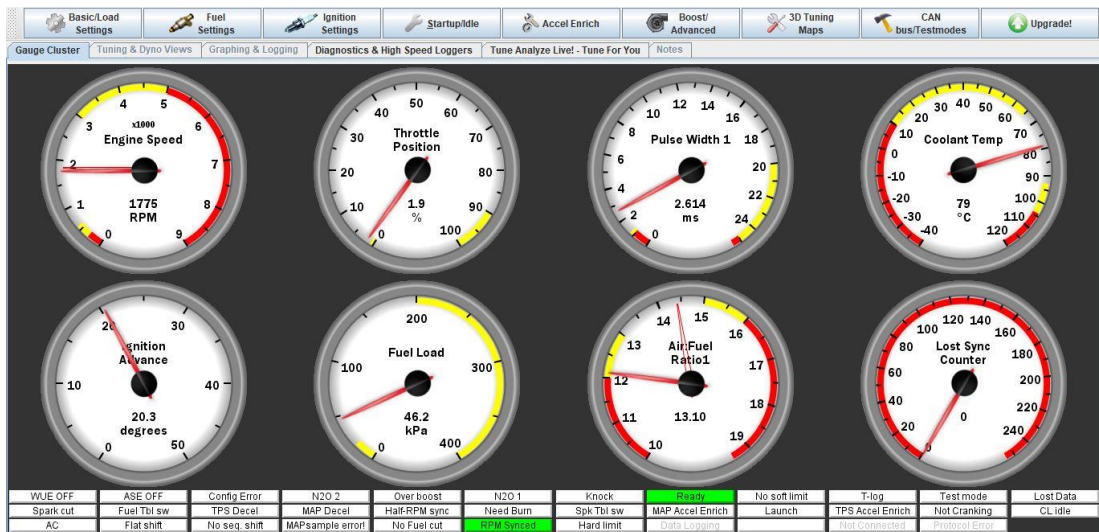


Figura 5.5 - Rotação a 3000 rpm da árvore de cames original

Para a árvore de cames modificada realizou-se o mesmo processo:

- Para 1700 rpm



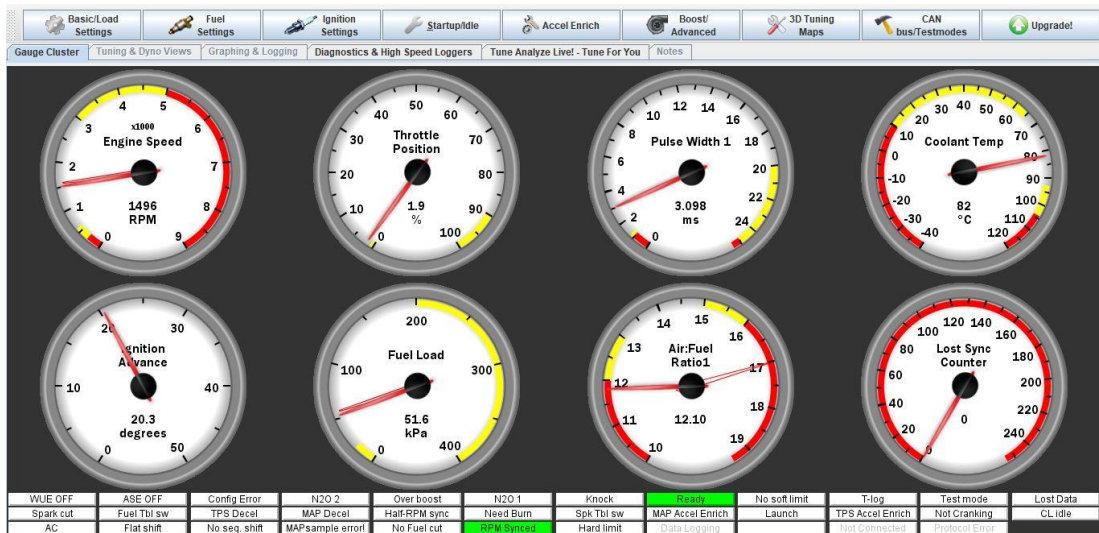
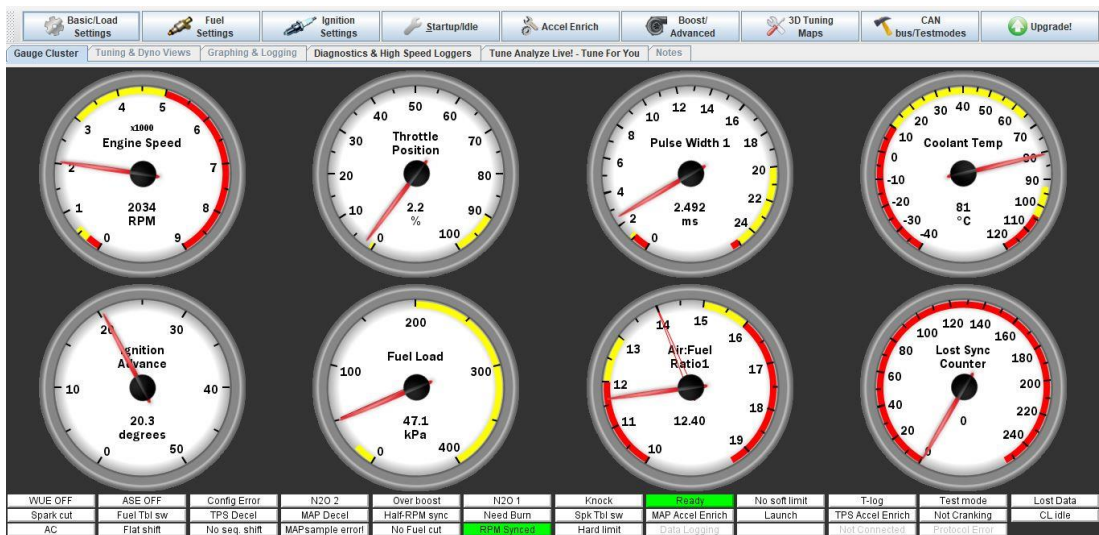


Figura 5.6 - Rotação a 1700 rpm da árvore de cames modificada

- Para 2000 rpm



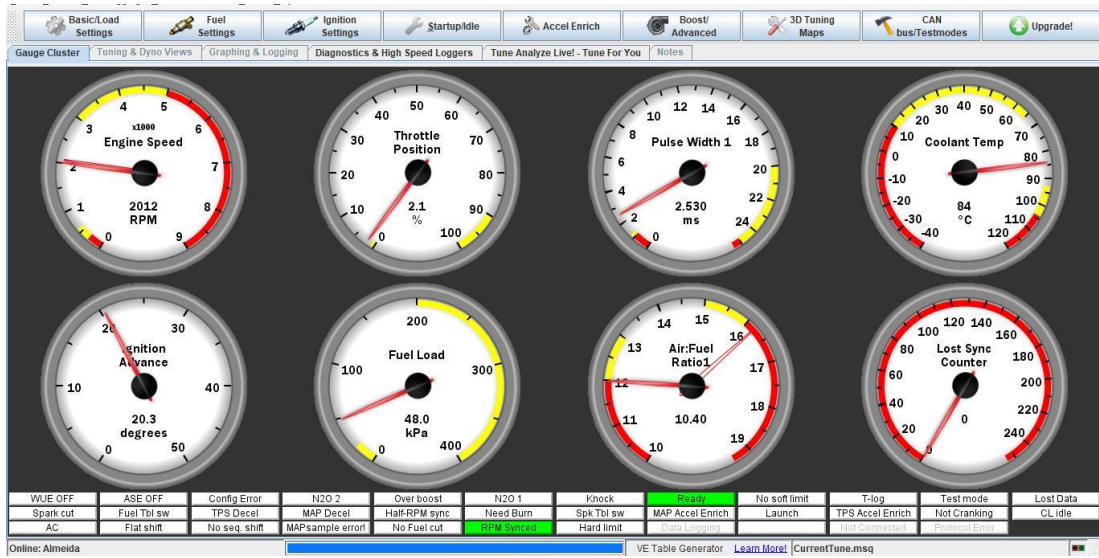
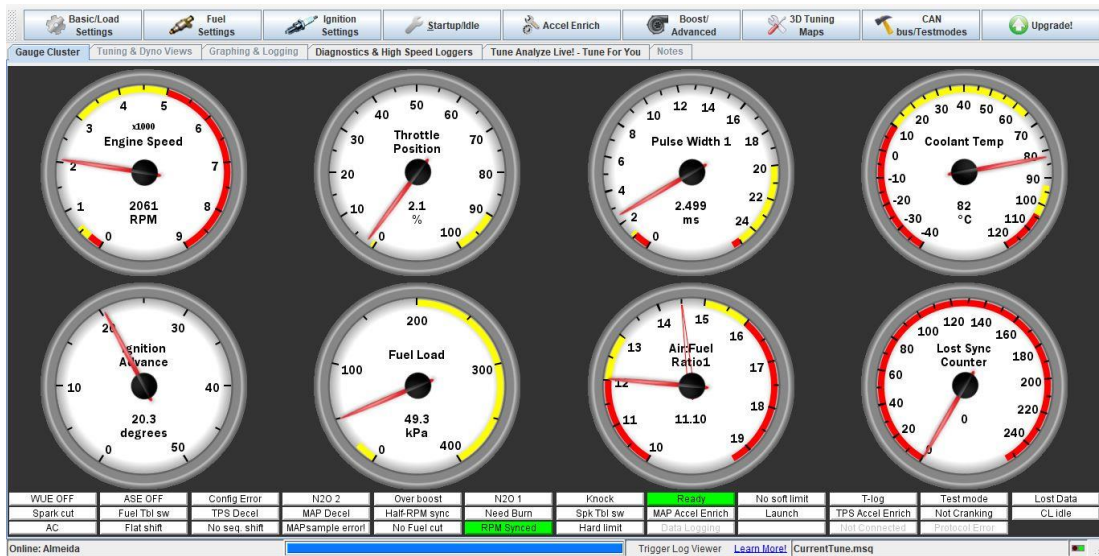


Figura 5.7 - Rotação a 2000 rpm da árvore de cames modificada

- Para 2500 rpm

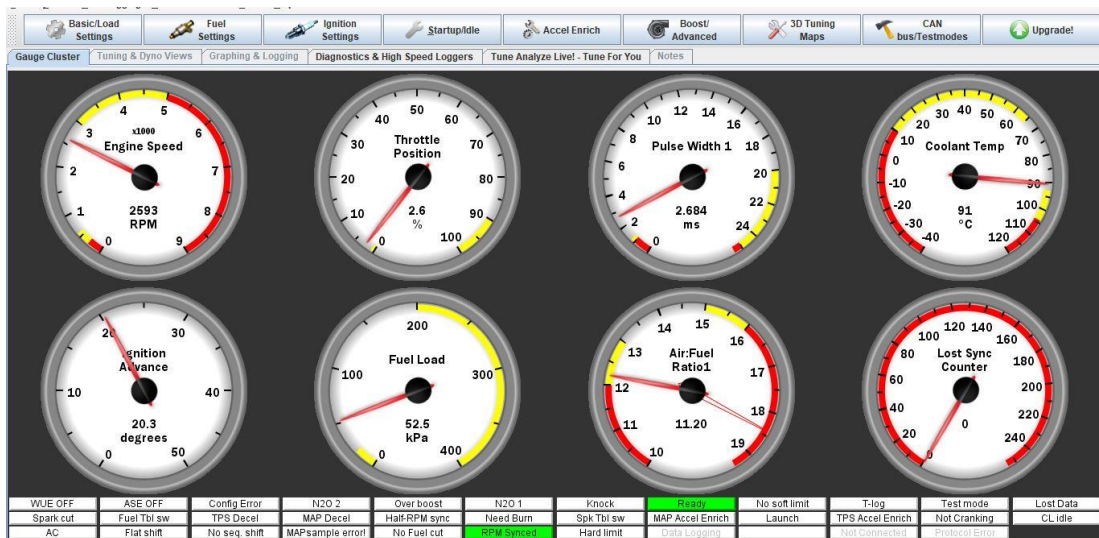
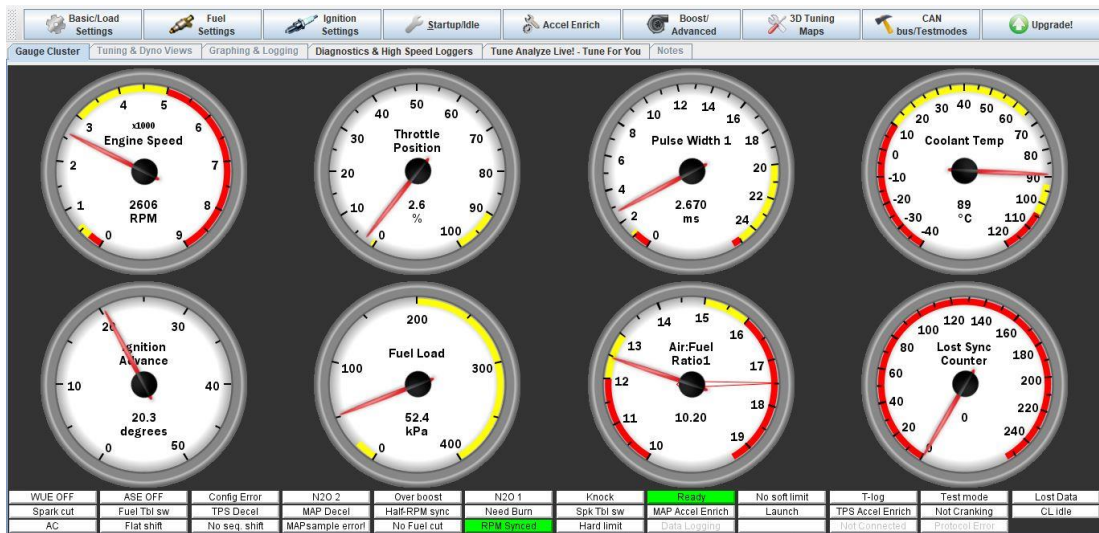
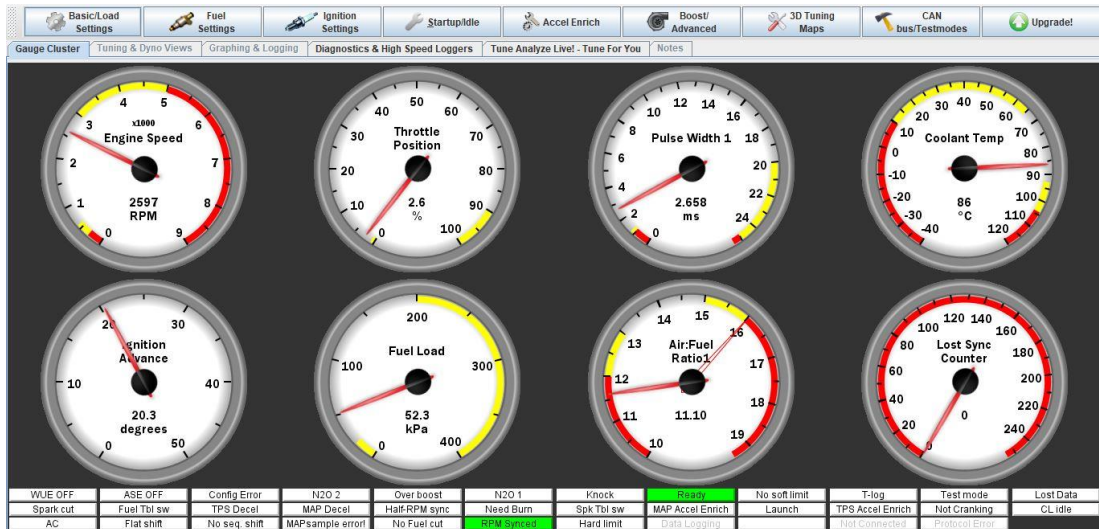
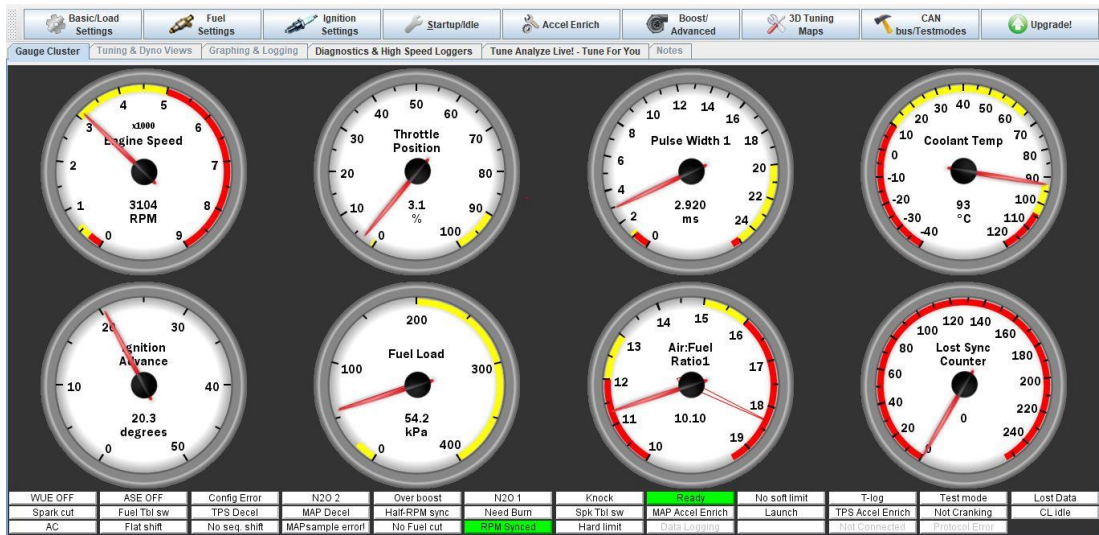
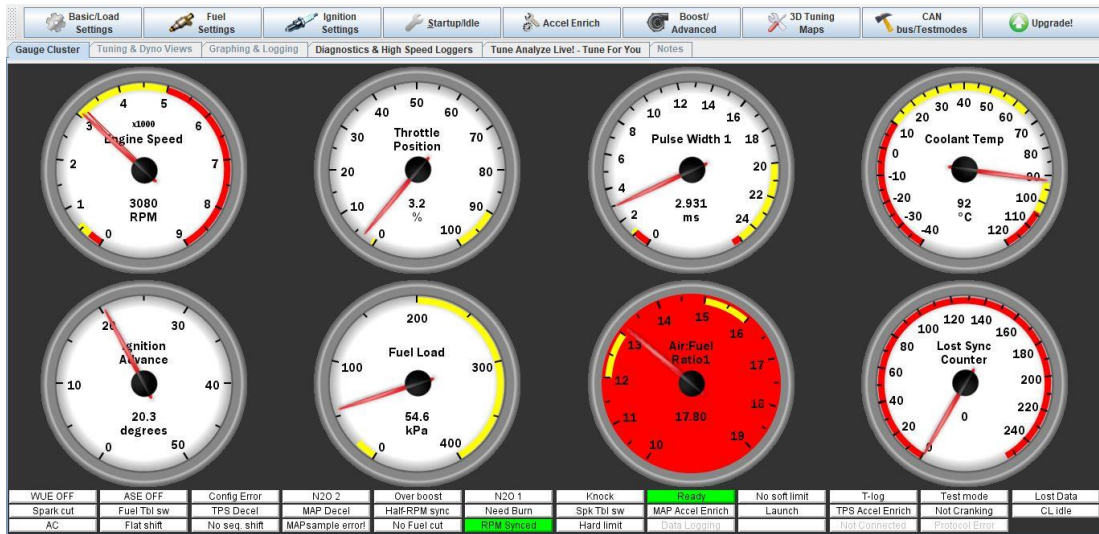


Figura 5.8 - Rotação a 2500 rpm da árvore de cames modificada

- Para 3000 rpm



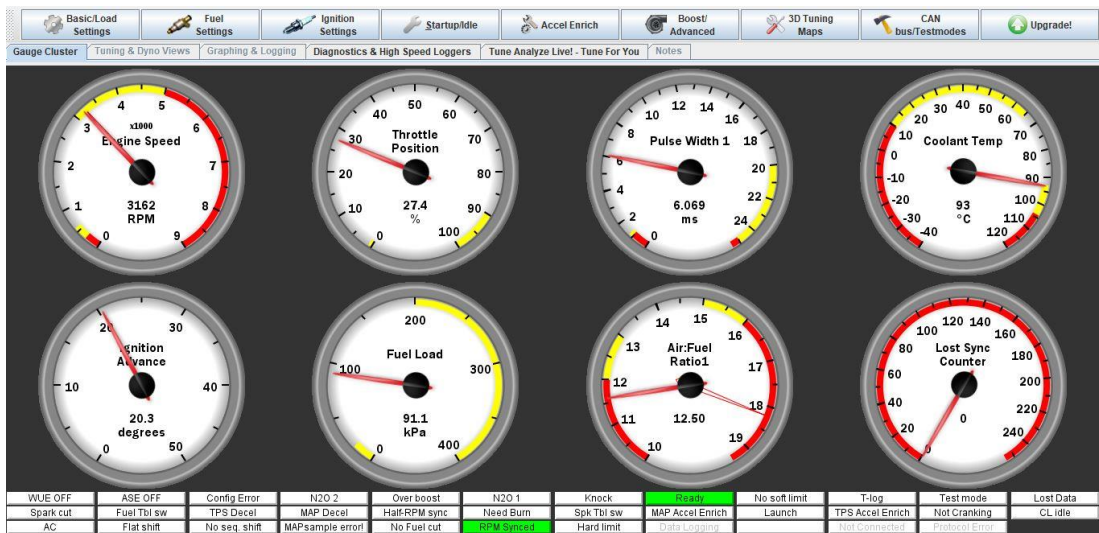


Figura 5.9 - Rotação a 3000 rpm da árvore de cames modificada

Ao analisar com rigor os dados referentes aos dois tipos de árvores de cames observa-se que com a came modificada ocorre uma depressão maior do que aquela que é verificada com a árvore de cames original, significando deste modo que vai entrar menos ar no motor e com isso o objetivo proposto para este trabalho verifica-se.

## 6. Conclusão

Nesta dissertação o principal objetivo centrava-se na modificação da árvore de cames para ser utilizada no motor do veículo que irá competir na prova *Eco Marathon Shell*. Esse objetivo foi conseguido com êxito.

Para execução da dissertação fez-se simulações numéricas para solucionar o problema apresentado. Foi feito um estudo intensivo recorrendo a literatura já existente para a determinação das curvas mais adequadas. Devido aos constrangimentos do problema nomeadamente o fato de não se poder construir um came de raiz, mas a transformação de uma já existente, foi necessário criar novas equações que se adaptassem ao problema.

As curvas que foram criadas nesta dissertação revelaram-se inovadoras, pois as a novas funções encontradas revelaram-se adequadas para a alteração de cames já existentes. Nomeadamente para o objetivo inicial da alteração do ciclo de Otto para o ciclo de Miller.

Também se decidiu realizar algumas simulações numéricas sobre o comportamento dinâmico da peça onde se observou que as forças que a came provoca no seguidor e a tensão máxima serão maiores que na came original. Concluiu-se neste ponto que as forças são demasiado elevadas requerendo uma alteração da rigidez da mola.

Durante este trabalho realizaram-se ensaios do motor com a nova came revelaram que o objetivo de reduzir a entrada de ar no motor verificou-se.

Recomenda-se que se faça o mesmo estudo para a came de escape, bem como estudar a influencia da mola da válvula na came. Outra recomendação prende-se por fazer teste em ambiente de competição.

## Referências

- [1] S. Eco-marathon, “Make the Future Live,” 2018.
- [2] J. Martins; Motores de combustão interna. Publindustria, 2005.
- [3] C. Varella, Histórico e desenvolvimento dos motores de combustão interna.
- [4] E. M. M. Silva, J. D. O. D. B. Barroso, M. S. C. Ribeiro and S. A. B. Santos, “Motores de combustão interna”, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2014.
- [5] C. E. R. Castro, “Desenvolvimento de um motor BMW para servir de Range Extender”, Universidade do Minho, 2016.
- [6] F. J. P. Navio, “Previsão do desempenho de motores alternativos com ignição por faísca”, Universidade da Beira Interior 2011.
- [7] P. J. P. Santos, “Desenvolvimento de um Range Extender baseado num motor BMW K75 - Transformação de ciclo Otto para ciclo Miller”, Universidade do Minho, 2013.
- [8] O sistema de distribuição dos motores a quatros tempos, 1993.
- [9] E. C. Andreatta, “Simulação do Mecanismo de Acionamento de Válvulas de um Motor Diesel”, Universidade Estadual de Campinas, 2010.
- [10] V. Mallikarjuna, N. Jashuva, G. Nagaraju and B. Rama Bhupal Reddy, “Design Manufacturing and Cost Estimation of Camshaft Used In Two Wheeler”, 2014.
- [11] R. L. Norton, “Cam Design and Manufacturing Handbook, Industrial Press New York”, 2002.
- [12] H. A. Rothbart, “Cam Design Handbook”, The McGraw-Hill Companies, Inc, 2004.
- [13] P. Flores, “Projecto de Mecanismos Came-Seguidor”, Publindústria, 2009.
- [14] A. A. Corrêa, “A Influência da Folga de Válvulas na Geração de Ruído e Vibração no Motor Fire 999cc 8v”, Universidade Federal de Santa Catarina, 2003.
- [15] C. E. R. Lourenço, “Contribuição para o fabrico de motor de ciclo sobre expandido”, Universidade do Minho, 2012.
- [16] A. Guerman, “Dinâmica dos Sistemas Mecânicos”, Universidade da Beira Interior, 2002

- [17] J. E. Shigley and J. J. Uicker, "Theory of Machines and Mechanisms", McGraw- Hill Book Company, 1988.
- [18] R. G. Budynas and J. K. Nisbett, "Mechanical Engineering Design", McGraw- Hill Book Company, 2008.
- [19] C. A. G. M. Branco, "Mecânica dos Materiais", Fundação Calouste de Gulbenkian, 1985.

