



FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS
E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

Optimização do consumo específico de combustível ao freio de um motor de combustão interna para participar nas edições 2013 da Shell Eco-marathon

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica na Especialidade de Energia e Ambiente

Autor

Henrique Gaspar Silva Marques

Orientador

Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira

Júri

Presidente Professor Doutor Ricardo António Lopes Mendes
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

Vogais Professor Doutor Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra
Professor Doutor José Manuel Baranda Moreira da Silva
Ribeiro
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

Coimbra, Julho, 2013

“In this age, which believes that there is a short cut to everything, the greatest lesson to be learned is that the most difficult way is, in the long run, the easiest.”

Henry Miller, 1952.

Aos meus pais.

Agradecimentos

Esta tese de mestrado que aqui se apresenta, o culminar de todo um percurso académico, só foi possível graças à colaboração e apoio de professores, família, amigos e colegas. A todos eles o mais sentido agradecimento.

Aos meus pais que sempre me apoiaram, acreditaram e encorajaram. Nada disto seria possível sem vocês.

Expresso um agradecimento em especial ao meu orientador, Professor Doutor Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira, por todos os ensinamentos, disponibilidade e paciência.

Resumo

O objectivo deste trabalho é minimizar o consumo específico de combustível ao freio do motor de combustão interna que propulsiona o Eco Veículo nas provas Shell Eco-marathon. Através de simulação numérica foi otimizado o consumo específico de combustível ao freio do motor e através de análise estrutural por elementos finitos foram projectados os novos componentes do motor.

Foram dimensionadas as árvores de cames e as molas de válvulas, deduzidas as expressões que permitem determinar a folga no conjunto cilindro-camisa, foi projectado o cilindro, a camisa e a cabeça do motor, foram utilizados *O-ring* em todas as vedações do motor incluindo a câmara de combustão, entre outros.

Palavras-chave: Motor de combustão interna, Shell Eco-marathon, Consumo específico de combustível ao freio, Dimensionamento, Análise estrutural por elementos finitos, Elevado rendimento energético.

Abstract

The main objective of the work presented is to reduce the brake specific fuel consumption of the engine that propels the Eco Veículo in Shell Eco-marathon competition. Through numerical simulation the brake specific fuel consumption of the engine was optimized and through finite element analysis the new engine components were designed.

Camshafts and valve springs were designed, the mathematical equations that allow to calculate the clearance between the engine cylinder and cylinder sleeve were deducted, the engine cylinder, the engine cylinder sleeve and the engine cylinder head were designed. O-rings were used in all engine sealings including the combustion chamber, among others.

Keywords Internal combustion engine, Shell Eco-marathon, Brake specific fuel consumption, Mechanical design, Structural finite element analysis, High energy efficiency.

Índice

Índice de Figuras	xi
Índice de Tabelas	xv
Simbologia e Siglas	xvii
Simbologia.....	xvii
Siglas	xix
1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. Estado da arte.....	2
2. Considerações iniciais	5
3. Optimização do diagrama de distribuição do motor.....	6
3.1. Perfis de aceleração de cames.....	7
3.2. Simulação do ciclo de funcionamento do motor.....	9
3.2.1. Resultados com perfil de Aceleração Constante $K = 2$	9
3.2.2. Resultados com perfil de Aceleração Harmónico Simples (Sinusoidal).....	14
3.3. Selecção de perfil, ângulos IVC e EVO e levantamentos LVI e LVE	17
4. Desenho da árvore de cames	17
4.1. Folga das válvulas.....	18
4.2. Parâmetros necessários para o desenho da came	19
4.3. Geração do perfil da came com o <i>Disk Cam Component Generator</i>	21
5. Molas das válvulas	26
5.1. Características geométricas das molas.....	26
5.2. Critério de dimensionamento da mola	28
5.3. Condições de projecto recomendadas.....	29
5.4. Dimensionamento das molas de válvulas do motor.....	31
6. Desenho do conjunto cilindro / camisa	32
6.1. Dimensionamento da folga entre o cilindro e a camisa	35
6.2. Análise por elementos finitos da camisa do motor	37
6.3. Análise por elementos finitos do cilindro do motor.....	38
7. Desenho da cabeça do motor	39
7.1. Fluido refrigerante	40
7.2. Análise por elementos finitos da cabeça do motor	41
8. Vedação da câmara de combustão e sistema de refrigeração do motor	43
8.1. Vedante da câmara de combustão.....	44
8.2. Vedante da aba inferior da camisa do motor	45
8.3. Vedante do cilindro do motor	47
8.4. Vedante da tampa da cabeça do motor	47
9. Outros componentes	48
10. Ensaio do motor.....	49

11. Conclusões.....	51
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	55
ANEXO A	57
ANEXO B	66
ANEXO C	75
ANEXO D	76
ANEXO E.....	78
ANEXO F.....	80

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 – Perfil de aceleração constante $K = 1$	7
Figura 2 – Perfil de aceleração constante $K = 2$	7
Figura 3 – Perfil de aceleração harmónico simples (sinusoidal)	8
Figura 4 – Evolução do consumo específico de combustível ao freio com o ângulo de avanço da ignição para as 1000 rpm	9
Figura 5 – Evolução do consumo específico de combustível ao freio com a riqueza da mistura ar-combustível para as 1000 rpm	10
Figura 6 – Evolução do consumo específico de combustível ao freio com o ângulo de abertura da válvula de escape para as 1000 rpm	10
Figura 7 – Evolução do consumo específico de combustível ao freio com o ângulo de fecho da válvula de admissão para as 1000 rpm	10
Figura 8 – Evolução da potência, binário e consumo específico de combustível ao freio com a velocidade de rotação do motor para cames de perfil de aceleração constante $K = 2$	12
Figura 9 – Evolução dos ângulos IVC e EVO com a velocidade de rotação do motor para cames de perfil de aceleração constante $K = 2$	12
Figura 10 – Evolução do consumo específico de combustível ao freio e do binário ao freio com o levantamento máximo da válvula de admissão para cames de perfil de aceleração constante $K = 2$	13
Figura 11 – Evolução do consumo específico de combustível ao freio e do binário ao freio com o levantamento máximo da válvula de escape para cames de perfil de aceleração constante $K = 2$	13
Figura 12 – Evolução da potência, binário e consumo específico de combustível ao freio com a velocidade de rotação do motor para cames de perfil de aceleração harmónico simples (sinusoidal)	15
Figura 13 – Evolução dos ângulos IVC e EVO com a velocidade de rotação do motor para cames de perfil de aceleração harmónico simples (sinusoidal)	15
Figura 14 – Evolução do consumo específico de combustível ao freio e do binário ao freio com o levantamento máximo da válvula de admissão para cames de perfil de aceleração harmónico simples (sinusoidal)	16
Figura 15 – Evolução do consumo específico de combustível ao freio e do binário ao freio com o levantamento máximo da válvula de escape para cames de perfil de aceleração harmónico simples (sinusoidal)	16
Figura 16 – Configuração considerada pelo <i>Disk Cam Component Generator</i> do Autodesk Inventor 2013	17

Figura 17 – Configuração do trem de válvulas utilizada no motor M3165 com recurso a balanceiro	17
Figura 18 – Referências geométricas do balanceiro	19
Figura 19 – 4 segmentos que definem o perfil da came de admissão	22
Figura 20 – Parâmetros geométricos e perfis (de levantamento, velocidade, aceleração, etc...) gerados pela came de admissão	22
Figura 21 – Velocidade de rotação, massa equivalente, características da mola, materiais e cálculos de verificação para a came de admissão	23
Figura 22 – Velocidade de rotação, massa equivalente, características da mola, materiais e cálculos de verificação para a came de escape	24
Figura 23 – Foto das árvores de cames concluídas	25
Figura 24 – Tipos de extremidade possíveis numa mola de compressão, retirado de Budynas-Nisbett (2006)	27
Figura 25 – Dimensões das molas de válvula do motor	31
Figura 26 – Exemplo de um conjunto cilindro / camisa	32
Figura 27 – Forças criadas no cilindro e na camisa do motor quando assemblada a cabeça	33
Figura 28 – Evolução do coeficiente de segurança global com a folga (s)	36
Figura 29 – Camisa do motor	37
Figura 30 – Tensões na camisa do motor	38
Figura 31 – Ampliação da zona de tensão máxima da camisa	38
Figura 32 – Tensão máxima no interior do cilindro do motor	39
Figura 33 – Zona de tensão mais elevada no exterior do cilindro do motor	39
Figura 34 – <i>Swirl</i> na câmara de combustão	40
Figura 35 – Cabeça do motor	41
Figura 36 – Tensão máxima na cabeça do motor	42
Figura 37 – Vedação de superfície, Parker (2007)	44
Figura 38 – Ranhura triangular, Parker (2007)	45
Figura 39 – Relação entre <i>stretch</i> e redução de diâmetro de secção, Parker (2007)	46
Figura 40 – Vedação estática de cilindro-pistão, Parker (2007)	47
Figura 41 – Evolução do consumo específico de combustível ao freio experimental com a velocidade rotação do motor	50
Figura 42 – Deslocamentos da tampa da cabeça obtidos através de análise por elementos finitos	80
Figura 43 – Deslocamentos na chumaceira da árvore de cames de admissão obtidos através de análise por elementos finitos	81

Figura 44 – Montagem da cabeça, cilindro e camisa do motor incluindo chumaceiras das cames	81
Figura 45 – Ranhura e localização do <i>O-ring</i> da câmara de combustão	82
Figura 46 – Ranhura triangular e localização do <i>O-ring</i> da aba inferior da camisa do motor	82
Figura 47 – Vista em corte da cabeça, cilindro e camisa do motor	83
Figura 48 – Montagem do motor com os novos componentes no chassis do Eco Veículo.	83

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 – Resultados otimizados para cames de perfil de aceleração constante $K = 2$...	11
Tabela 2 – Resultados otimizados para cames de perfil de aceleração harmónico simples (sinusoidal)	14
Tabela 3 – Referências geométricas do balanceteiro	19
Tabela 4 – Cálculo da inércia equivalente na came	19
Tabela 5 – Características reais da mola	20
Tabela 6 – Equivalente da mola no lóbulo da came	20
Tabela 7 – Dimensionamento das molas de válvulas do motor	31
Tabela 8 – Dimensionamento da folga entre o cilindro e a camisa do motor	35
Tabela 9 – Difusividade térmica dos fluidos e materiais usados no motor	41
Tabela 10 – Pressão máxima suportada para uma temperatura de $71\text{ }^{\circ}\text{C}$	44

SIMBOLOGIA E SIGLAS

Simbologia

A – Área de secção [m²]

$bsfc$ – Consumo específico de combustível ao freio [g/kW·h]

cp – Calor específico [J/kg·K]

D – Diâmetro médio [m]

d_a – Diâmetro do arame [m]

D_{ext} – Diâmetro externo [m]

d_{int} – Diâmetro interno [m]

$D_{R,ext}$ – Diâmetro exterior da ranhura do *O-ring* [mm]

E – Módulo de Young [Pa]

F – Força [N]

F_a – Força alternada [N]

F_m – Força média [N]

G – Largura da ranhura do *O-ring* [mm]

G - Módulo de elasticidade transversal [Pa]

ICG – Momento de inércia relativo ao centro de gravidade [kg·m²]

I_{xx} – Momento de inércia equivalente relativo ao eixo xx [kg·m²]

k – Constante de rigidez linear [N/m]

K_B – Factor de *Bergsträsser*, adimensional

L_0 – Comprimento livre da mola [m]

L – Profundidade da ranhura do *O-ring* [mm]

L_{max} – Comprimento instalado da mola onde a mola exerce a força mínima [m]

L_{min} – Comprimento da mola quando esta está sujeita ao levantamento máximo [m]

$L_{v,came}$ – Levantamento no lóbulo da came [m]

$L_{V \max}$ – Levantamento máximo da válvula [m]

L_s – *Solid length* que corresponde ao comprimento da mola totalmente comprimida [m]

m – Massa [kg]

n – Velocidade de rotação do motor [rpm]; coeficiente de segurança, adimensional

N_a – Número de espiras activas, adimensional

N_t – Numero total de espiras, adimensional

p – Passo da mola [m]

P – Pressão [Pa]

P_b – Potência ao freio [W]

P_{\max} – Pressão máxima na câmara de combustão [Pa]

R – Distância ao centro de gravidade [m]

s – Folga [m]

$S_{sy,adm}$ – Tensão de cedência ao corte admissível [Pa]

S_{ut} – Tensão de ruptura [Pa]

t – Tempo [s]

T – Temperatura [K]; período [s]

T_b – Binário ao freio [N·m]

T_i – Avanço da ignição [graus]

α – Difusividade térmica [m²/s]

α_v – Ângulo entre o eixo da válvula e a vertical [graus]

β – Ângulo entre o escatel e o meio do lóbulo (ponto de levantamento máximo) [graus]

Δl – Variação de comprimento [m], alongamento [m]

ε – Deformação, adimensional

$\theta_{válvula}$ – Ângulo de abertura da válvula [graus]

ξ – Fração do comprimento ainda disponível para comprimir a mola, adimensional

ρ – Massa volúmica [kg/m³]

σ – Tensão [Pa]
 τ – Tensão de corte [Pa]
 τ_a – Tensão de corte alternada [Pa]
 τ_m – Tensão de corte média [Pa]
 Φ – Riqueza da mistura ar-combustível, adimensional
 ω – Velocidade angular [rad/s]

Siglas

ABDC – Depois do ponto morto inferior (*After bottom dead center*)
ATDC – Depois do ponto morto superior (*After top dead center*)
BBDC – Antes do ponto morto inferior (*Before bottom dead center*)
BTDC – Antes do ponto morto superior (*Before top dead center*)
EVC – Ângulo de fecho da válvula de escape (*Exhaust valve closes*) [graus]
EVO – Ângulo de abertura da válvula de escape (*Exhaust valve opens*) [graus]
FVE_{frio} – Folga da válvula de escape a frio [m]
FVE_{quente} – Folga da válvula de escape a quente [m]
FVE_{teórico} – Folga da válvula de escape calculado tendo em conta a expansão dos componentes [m]
FVI_{frio} – Folga da válvula de admissão a frio [m]
FVI_{quente} – Folga da válvula de admissão a quente [m]
FVI_{teórico} – Folga da válvula de admissão calculado tendo em conta a expansão dos componentes [m]
IVC – Ângulo de fecho da válvula de admissão (*Intake valve closes*) [graus]
IVO – Ângulo de abertura da válvula de admissão (*Intake valve opens*) [graus]
LVE – Levantamento da válvula de escape [m]
LVE_{max} – Levantamento máximo da válvula de escape [m]
LVI – Levantamento da válvula de admissão [m]
LVI_{max} – Levantamento máximo da válvula de admissão [m]
rpm – Rotações por minuto

1. INTRODUÇÃO

O objectivo desta dissertação é minimizar o consumo específico de combustível ao freio do motor do Eco Veículo que participa na prova Shell Eco-marathon, uma prova onde participam veículos de alto desempenho energético.

Têm vindo a ser adquiridos ao longo do tempo novos conhecimentos e estudadas novas propostas para minimizar o consumo específico de combustível ao freio do motor do Eco Veículo. Estas têm vindo a ser documentadas faltando dar o passo seguinte de as por em prática. Esta dissertação pretende pôr em prática estas soluções evitando refazer completamente o motor do Eco Veículo. Reformulando as soluções já propostas e discutidas pretende-se a partir desses conceitos, tendo em atenção os possíveis custos e limitações de ordem técnica da sua implementação, realizar as soluções propostas.

Pretende-se alterar o actual motor de modo a minimizar o consumo específico de combustível ao freio mas deixando a possibilidade de o diagrama de distribuição ser facilmente modificado.

Para isso pretende-se ainda reduzir o peso dos componentes e implementar outras soluções que venham a ser propostas.

Inicialmente serão realizadas simulações para determinar qual o consumo específico de combustível ao freio do motor que é possível atingir e simulações de análise estrutural por elementos finitos para analisar o nível de tensões e deformações nos componentes projectados do motor com vista à selecção do material em que serão construídos e à optimização da sua configuração geométrica de forma a cumprirem a função para a qual foram projectados e terem o mínimo peso.

O projecto dos componentes é um processo iterativo pois uma alteração num componente que está interligado com outro leva a que as alterações se propaguem. Nesta dissertação não irão ser apresentadas essas iterações mas sim o componente final optimizado sendo apresentado como se chegou a essa solução.

**Por decisão pessoal, o autor da presente dissertação de mestrado não escreve segundo o novo Acordo Ortográfico.*

1.1. Estado da arte

O motor que propulsiona o Eco Veículo é o M3165, desenvolvido no DEM com o objectivo de obter o mínimo consumo específico de combustível ao freio. Este tem vindo a ser optimizado ao longo dos anos com recurso a ensaios experimentais e a um programa de simulação do ciclo de funcionamento de um motor de combustão interna a 4 tempos de ignição por faísca que por sua vez tem vindo a ser melhorado.

Características principais do motor M3165:

- Ciclo de funcionamento Miller-Atkinson;
- Duas velas de ignição NGK CR8HIX;
- Relação de compressão: 15,0:1;
- Dupla árvore de cames à cabeça (DOHC);
- Diâmetro: 33,0 mm;
- Curso: 37,0 mm;
- Relação curso/diâmetro: 1,12;
- 31,65 cm³ de cilindrada;
- Câmara de combustão hemisférica;
- Duas válvulas (uma de admissão e uma de escape);
- Injecção indirecta electrónica;
- Combustível: gasolina sem chumbo 95 I.O.R.M.
- Ângulo de abertura da válvula de admissão (IVO): 10° BTDC;
- Ângulo de fecho da válvula de admissão (IVC): 75° ABDC;
- Ângulo de abertura da válvula de escape (EVO): 44° BBDC;
- Ângulo de fecho da válvula de escape (EVC): 0° ATDC;
- Levantamento máximo da válvula de admissão: 3,35 mm;
- Levantamento máximo da válvula de escape: 2,95 mm;
- Potência ao freio máxima: 1105 W às 5000 rpm;
- Binário ao freio máximo: 2,15 N·m às 4700 rpm;
- Consumo específico de combustível ao freio mínimo: 272,62 g/kW·h

Com base em duas dissertações realizadas no DEM Rodrigues (2011) e Correia (2011) foram identificados possíveis melhoramentos a fazer neste motor. Em resumo os melhoramentos possíveis são os seguintes:

- Velas NGK ME8, mais pequenas, de forma a minimizar as perdas sob a forma de calor;
- Diâmetro: 33,0 mm;
- Curso: 26,25 mm;
- Cilindrada de 22,45 cm³;
- Relação curso/diâmetro de 0,80;
- Redução do peso do motor;
- Optimizar ângulo do IVC;
- Optimizar ângulo do EVO;
- Adoptar uma configuração de motor que garanta uma temperatura de funcionamento mais próxima da óptima;

Estes melhoramentos podem alcançar um consumo específico de combustível ao freio de 248,40 g/kW·h segundo Rodrigues (2011), obtido por simulação.

Relativamente às restantes equipas que participam no Shell Eco-marathon, os dados disponíveis quanto ao consumo específico de combustível ao freio de algumas equipas são os seguintes:

- La Joliverie: 227,0 g/kW·h;
- Fancy Carol: 258,4 g/kW·h;
- TIM: 254,3 g/kW·h.

Seguem-se os resultados obtidos na prova de 2013 realizada em Roterdão em circuito urbano, tendo em conta que estas performances não resultam apenas da performance do motor mas de um conjunto de factores (como a aerodinâmica, atrito de rolamento, peso do veículo, piloto, etc):

- La Joliverie: 2980,3 km/L
- GAMF: 2366,9 km/L
- Remmi-Team: 1504,9 km/L

- Proto INSA Club: 1465,2 km/L
- PV3e Levallois: 1406,8 km/L

Em 2012 o Eco Veículo na mesma pista obteve um resultado de 1845,0 km/L.

Neste momento estão ser realizados novos desenvolvimentos no projecto Eco Veículo onde esta dissertação de mestrado se insere. Está a ser desenvolvido uma nova carenagem com melhor performance aerodinâmica, está a ser projectado um sistema de roda livre para reduzir o atrito de rolamento, está também a ser projectado um chassis monocoque para reduzir peso, entre outros. O culminar será um novo veículo com o objectivo de alcançar os primeiros lugares cumprindo os novos regulamentos da prova.

2. CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Para melhorar o desempenho do motor, foi decidido em conjunto com o Professor Doutor Pedro Carvalheira, que se iria optar por implementar as melhorias (detectadas nas anteriores dissertações de mestrado) que mais ganhos trariam e ao mesmo tempo de menor custo. Com estas imposições duas escolhas foram tomadas: iriam ser utilizadas as velas NGK ME8, que têm uma área de transferência de calor cerca de 50% menor que as velas utilizadas actualmente, aumentando o trabalho produzido no ciclo $p-V$; e iria ser optimizado o diagrama de distribuição do motor, em que iriam ser determinados novos ângulos IVC e EVO, visto nas anteriores dissertações e ensaios experimentais os ângulos IVO e EVC terem sido determinados e confirmados.

Para implementar correctamente estas duas escolhas será necessário desenhar uma nova cabeça de motor onde irão ser utilizadas as velas NGK ME8 e desenhar novas árvores de came de escape e admissão. Como a cabeça do motor é uma peça crítica e vital vários melhoramentos irão ser realizados, alguns que não irão melhorar directamente o consumo específico de combustível ao freio mas que visam melhorar certos pontos detectados ao longo dos anos de uso do actual motor de forma que a sua utilização seja agilizada sem deixar de lado a versatilidade para futuras alterações. Também irá ser tido em conta o peso de todas as peças projectadas, não sendo este um factor crucial.

Com a necessidade de desenhar uma nova cabeça algumas soluções propostas na dissertação de Rodrigues (2011) irão ser aproveitadas e/ou reavaliadas podendo acelerar o projecto da mesma.

Uma das soluções é optimizar a temperatura de funcionamento do motor. Inicialmente o motor tinha um sistema de refrigeração líquido que foi descartado e substituído por isolamento térmico visto o motor trabalhar curtos períodos de tempo e o desafio ser mantê-lo a uma temperatura mais estável, próxima tanto quanto possível da temperatura óptima de funcionamento do motor que minimiza o consumo específico de combustível ao freio. Com este objectivo seria necessário desenhar um cilindro encamisado que por sua vez comunicasse com a cabeça onde seria colocado um fluido para aumentar a inércia térmica do motor, de forma que a variação de temperatura do motor seja menor entre os arranques. Visto já ser necessário desenhar a cabeça do motor esta teria

mais esta exigência de projecto e iria ser necessário desenhar um cilindro e camisa para implementar esta solução. O conjunto cilindro/camisa promove a correcta vedação da câmara de combustão estando a camisa sujeita a uma tensão de compressão axial uniforme. As deformações radiais causadas pelo aperto dos parafusos da cabeça não são transmitidas à camisa (os parafusos da cabeça apertam no cilindro) mantendo esta uma forma cilíndrica, desta forma reduz-se o atrito dos anéis e do pistão na camisa ao garantir que as deformações radiais desta são inferiores à espessura de película de óleo lubrificante.

3. OPTIMIZAÇÃO DO DIAGRAMA DE DISTRIBUIÇÃO DO MOTOR

Para otimizar o diagrama de distribuição do motor vai ser utilizado um programa de simulação do ciclo de funcionamento de um motor de combustão interna a 4 tempos de ignição por faísca desenvolvido no DEM pelo Professor Doutor Pedro Carvalheira. Este programa tem sofrido melhoramentos realizados tanto pelo autor como por alunos no âmbito da realização das suas dissertações, utilizando modelos que tentam aproximar os resultados obtidos por simulação à realidade. Estes resultados podem ser mais tarde comparados com ensaios experimentais realizados ao motor.

O objectivo da optimização do diagrama de distribuição é obter novas árvores de cames para o motor que optimizem o consumo específico de combustível ao freio. Para isso, ao utilizar o programa de simulação do ciclo de funcionamento do motor, tem que se estabelecer quais vão ser as variáveis a estudar e quais os parâmetros a introduzir que traduzem as alterações já escolhidas.

Com os dados já existentes de anteriores simulações e as dissertações de Rodrigues (2011) e Correia (2011) é evidente que não é necessário fazer o estudo do IVO e do EVC, isto vai reduzir o número de iterações a realizar. Fica estabelecido que se continuarão a utilizar os valores de IVO = 10° BTDC e de EVC = 0° ATDC. Irá ser estudada a influência no consumo específico de combustível ao freio dos ângulos IVC e EVO e do levantamento máximo das válvulas de admissão e de escape. Para se ter em conta a utilização das novas velas de ignição NGK ME8 teve de se entrar com a sua área de transferência de calor que é de 139,0 mm² em comparação com os actuais 268,2 mm² das velas NGK CR8HIX, uma redução de 48,2% em cada vela.

3.1. Perfis de aceleração de cames

Ao serem estudados os perfis de cames existentes em Rothbart (2008) surgiu a dúvida de que tipo de perfil de aceleração seria mais conveniente usar. As preocupações ao escolher o perfil são: minimizar o consumo específico de combustível ao fecho e a aceleração no momento do fecho da válvula, de forma que a válvula não bata violentamente nas sedes de válvula, danificando-as e deixando de garantir a correcta vedação da câmara de combustão. Foi considerado para estudo o perfil de aceleração constante em que a fase de aceleração da válvula é 2 vezes maior que a de desaceleração. Este perfil irá ser referido como “Perfil de aceleração constante $K = 2$ ” como se mostra, a título de exemplo, na Figura 2, onde K relaciona a aceleração com a desaceleração da válvula. Consequentemente o “Perfil de aceleração constante $K = 1$ ” é um perfil onde a aceleração e desaceleração da válvula são iguais como se mostra na Figura 1.

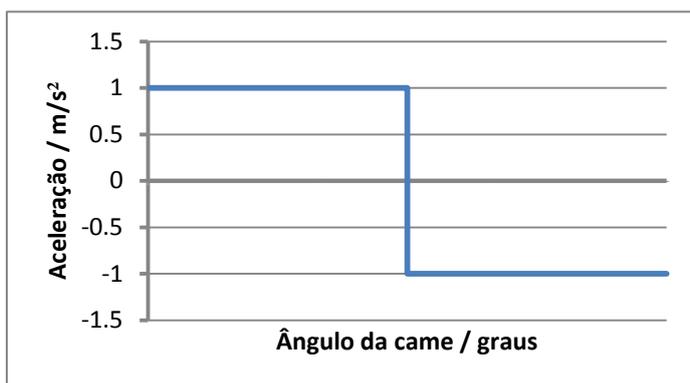


Figura 1 – Perfil de aceleração constante $K = 1$

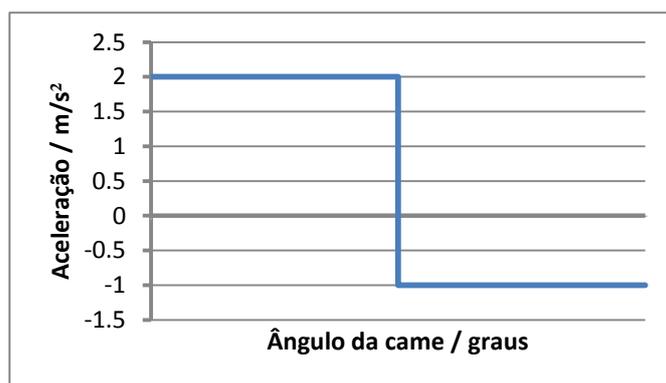


Figura 2 – Perfil de aceleração constante $K = 2$

Foi também considerado para estudo o perfil de Aceleração Harmónico Simples ou Sinusoidal que à partida não apresenta acelerações preocupantes no momento do fecho da válvula e poderia ter melhor desempenho a nível de consumo, mas só com recurso a simulação do ciclo do motor se poderá confirmar estas hipóteses.

Para se realizar o estudo deste perfil de aceleração é necessário incluir este tipo de perfil no programa de simulação do ciclo de funcionamento do motor actual. Este perfil de aceleração já é utilizado na construção das cames do motor no entanto as simulações foram realizadas considerando um perfil de aceleração constante $K = 2$. Para tal é necessário determinar as equações de movimento do perfil, que se expõem de seguida:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = K \times \omega^2 \times \cos(\omega t); \quad (1)$$

$$\frac{dx}{dt} = K \times \omega \times \sin(\omega t) + C_1; \quad (2)$$

$$x(t) = K \times -\cos(\omega t) + C_1 t + C_2; \quad (3)$$

Onde:

$$C_1 = 0; \quad (4)$$

$$C_2 = \frac{L_V \max}{2}; \quad (5)$$

$$K = \frac{L_V \max}{2}; \quad (6)$$

$$\omega = \frac{2\pi}{T}; \quad (7)$$

$$T [s] = \frac{\theta_{v\u00e1lvula} [graus]}{360^0} \times \frac{60 [s/min]}{N [rot/min]}. \quad (8)$$

Nestas equações $\theta_{v\u00e1lvula}$ refere-se à duração da abertura da válvula em graus de rotação da cambota que pode ser traduzido pelas equações:

Para a válvula de admissão:

$$\theta_{v\u00e1lvula} = IVO + 180 + IVC; \quad (9)$$

Para a válvula de escape:

$$\theta_{v\u00e1lvula} = EVO + 180 + EVC. \quad (10)$$

Em comparação com os anteriores perfis de aceleração de seguida expõem-se um perfil genérico de aceleração harmónico simples ou sinusoidal, utilizando as expressões anteriormente descritas:

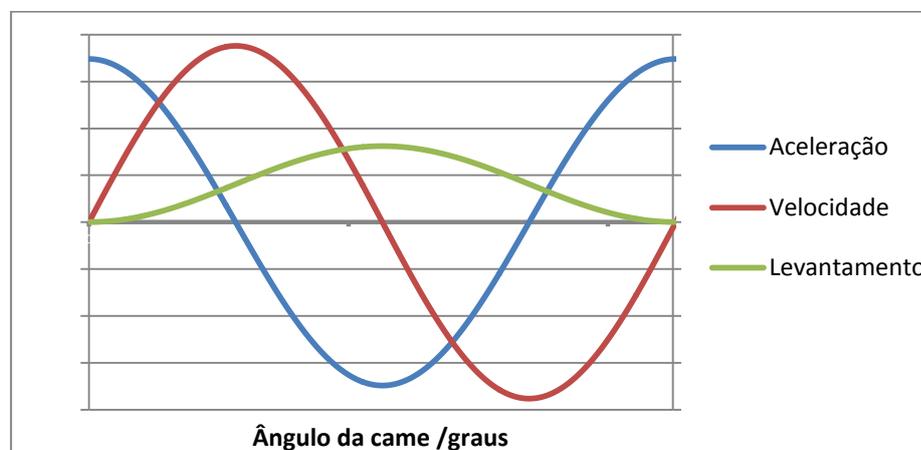


Figura 3 – Perfil de aceleração harmónico simples (sinusoidal)

No estudo da optimização do diagrama de distribuição irão ser tidos em conta os anteriores 2 perfis de aceleração de came (aceleração constante $K = 2$ e aceleração harmónica simples ou sinusoidal) a fim de se determinar qual o mais vantajoso.

3.2. Simulação do ciclo de funcionamento do motor

A estratégia para obter os parâmetros óptimos de funcionamento do motor é realizar simulações desde as 1000 rpm até às 5000 rpm com intervalos de 500 rpm. Para cada rotação irão ser dados valores iniciais para a riqueza de mistura ar-combustível (ϕ), ângulo de avanço da ignição (TI), IVC e EVO. A escolha destes valores iniciais é baseada nos resultados obtidos em anteriores simulações como na dissertação de Rodrigues (2011) e Correia (2011). As simulações terão de ser repetidas para cada um dos 2 tipos de perfil de aceleração de came.

3.2.1. Resultados com perfil de Aceleração Constante $K = 2$

Realizou-se em primeiro lugar a optimização utilizando o perfil de aceleração de came já presente no actual motor. Cada rotação apresenta 81 iterações das quais se procura obter o menor consumo específico de combustível ao freio (bsfc). Os resultados irão ser apresentados, para cada rotação, em forma de gráfico com os pontos mais próximos do bsfc mínimo.

- **1000 rpm**

O consumo específico de combustível ao freio mínimo obtido é de 277,26 g/kW·h.

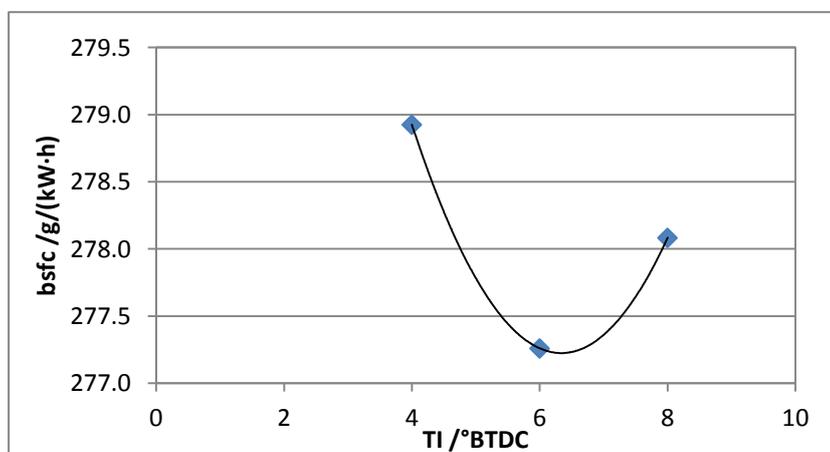


Figura 4 – Evolução do consumo específico de combustível ao freio com o ângulo de avanço da ignição para as 1000 rpm

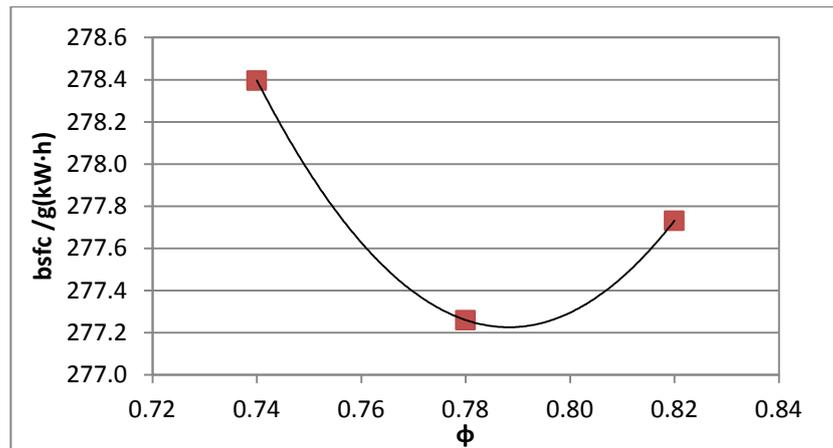


Figura 5 – Evolução do consumo específico de combustível ao freio com a riqueza da mistura ar-combustível para as 1000 rpm

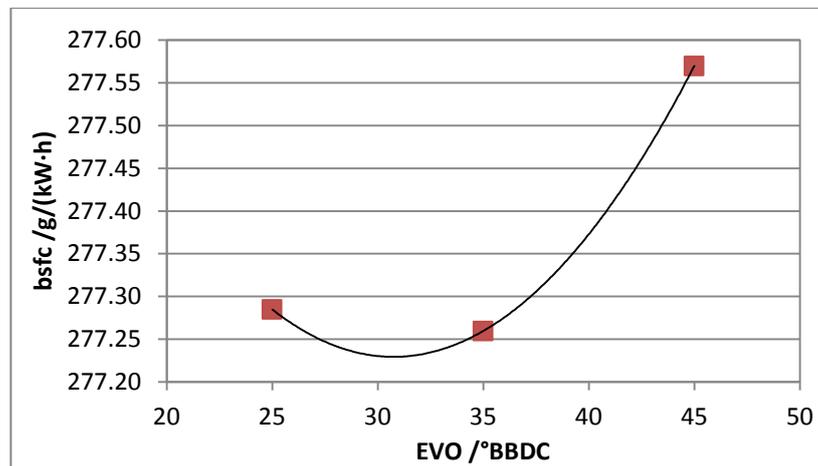


Figura 6 – Evolução do consumo específico de combustível ao freio com o ângulo de abertura da válvula de escape para as 1000 rpm

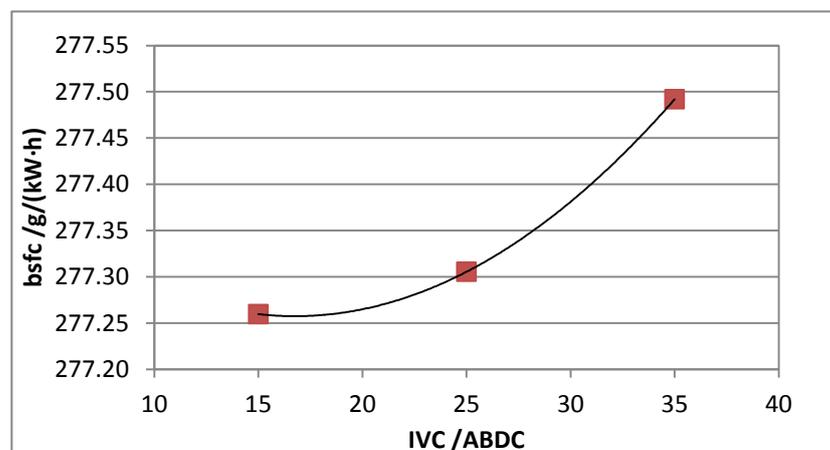


Figura 7 – Evolução do consumo específico de combustível ao freio com o ângulo de fecho da válvula de admissão para as 1000 rpm

Como se pode verificar na Figura 7 os valores iniciais de IVC não foram os melhores. É preferível que o ponto de bsfc mínimo esteja algures no centro gráfico do que perto das extremidades. Com o decorrer das simulações vai ser possível obter melhores valores ao ir ganhando alguma sensibilidade, conseguindo também reduzir o intervalo de IVC e EVO para o qual se obtêm os valores mínimos de consumo específico de combustível ao freio, para cada rotação.

É também observável que os pontos obtidos não passam exactamente no mínimo bsfc demonstrado pela linha de tendência. Isto mostra que é ainda possível otimizar ligeiramente o valor de bsfc obtido. Esta optimização irá ser realizada no final para todas as rotações e apresentada em forma de tabela, Tabela 1.

- **1500 rpm e restantes**

O processo a realizar é idêntico para os restantes regimes. Foram aqui expostos os resultados das 1000 rpm para se poder explicar como o processo decorre e quais os objectivos. Para esta exposição não se tornar demasiado extensa os restantes resultados para cada regime estão disponíveis para ser consultados no ANEXO A.

- **Resultados após optimização**

Os resultados apresentados de seguida são obtidos ao repetir o processo anteriormente demonstrado para cada um dos regimes. Posteriormente procede-se a uma optimização utilizando as linhas de tendência para determinar os valores de riqueza de mistura ar-combustível (ϕ), ângulo de avanço da ignição (TI), IVC e EVO que conduzem ao valor mínimo de bsfc para cada regime.

Tabela 1 – Resultados optimizados para cames de perfil de aceleração constante $K = 2$

n /rpm	Pb /kW	Tb /N·m	bsfc /g/(kW·h)	TI /°BTDC	IVC /°ABDC	EVO /°BBDC	LVImax /m	LVEmax /m	Pmáx /MPa	ϕ
1000	0,20	1,96	277,23	6	17	31	2,950E-03	2,950E-03	12,1602	0,790
1500	0,32	2,01	264,50	7	30	35	2,950E-03	2,950E-03	11,9059	0,780
2000	0,44	2,12	257,95	8	32	37	2,950E-03	2,950E-03	12,2648	0,800
2500	0,56	2,14	254,15	8	38	39	2,950E-03	2,950E-03	11,9583	0,800
3000	0,67	2,14	252,20	9	42	42	2,950E-03	2,950E-03	11,9069	0,800
3500	0,79	2,15	251,64	10	46	43	2,950E-03	2,950E-03	12,0548	0,810
4000	0,89	2,12	251,69	10	52	46	2,950E-03	2,950E-03	11,6227	0,810
4500	1,01	2,14	252,59	10	58	46	2,950E-03	2,950E-03	11,5323	0,830
5000	1,09	2,08	254,03	11	65	49	2,950E-03	2,950E-03	11,2589	0,830

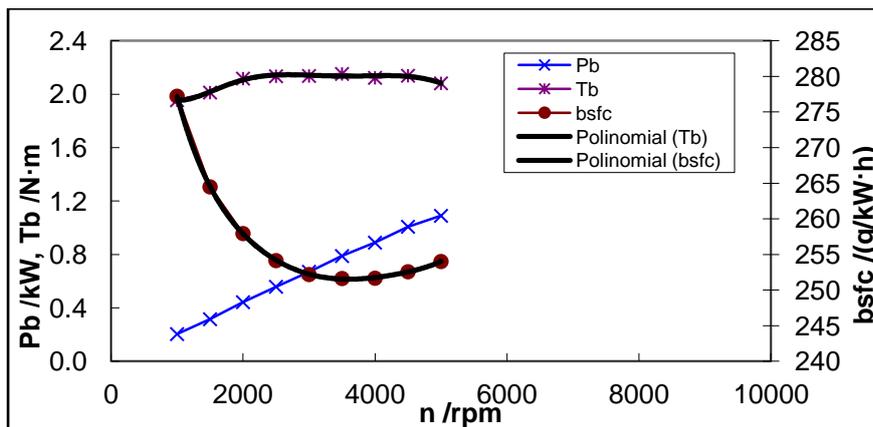


Figura 8 – Evolução da potência, binário e consumo específico de combustível ao freio com a velocidade de rotação do motor para cames de perfil de aceleração constante $K = 2$

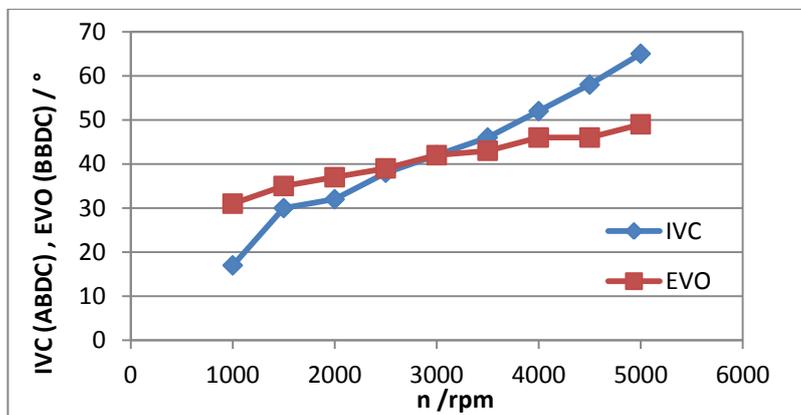


Figura 9 – Evolução dos ângulos IVC e EVO com a velocidade de rotação do motor para cames de perfil de aceleração constante $K = 2$

Pode-se verificar, na Tabela 1, que o $bsfc$ para as 1000 rpm após otimização baixa de 277,26 $g/kW \cdot h$ para 277,23 $g/kW \cdot h$. Neste caso é uma diferença bastante pequena mas os valores pré-otimizados são dependentes dos valores arbitrados inicialmente que caso não sejam os melhores irão levar a diferenças maiores após otimização.

O valor mínimo de $bsfc$ verificado na Tabela 1 é de 251,64 $g/kW \cdot h$ às 3500 rpm. Apesar de ser apresentada a variação dos ângulos IVC e EVO , Figura 9, isto não se irá verificar na aplicação prática do motor. Neste momento ainda não é utilizado um sistema de levantamento das válvulas de geometria variável no motor do Eco Veículo e portanto os valores de IVC e EVO são constantes. Neste caso os valores que iriam ser admitidos para a geometria fixa seriam: $IVC = 46^\circ ABDC$ e $EVO = 43^\circ BBDC$, que correspondem aos valores obtidos para o regime de 3500 rpm onde se verifica o menor consumo específico de combustível ao freio.

- **Optimização dos levantamentos das válvulas de escape e admissão**

Pode-se também verificar que foi considerado um levantamento máximo das válvulas de admissão e escape igual a 2,95 mm. O passo seguinte é otimizar, para o regime de 3500 rpm (onde se verifica o menor bsfc) e ângulos de IVC = 46° ABDC e EVO = 43° BBDC, o levantamento máximo das válvulas de admissão e escape.

Foram realizadas novas simulações com esses parâmetros variando os valores de levantamento máximo das válvulas de admissão (LVI) e da válvula de escape (LVE).

Os resultados são apresentados na Figura 10 e Figura 11:

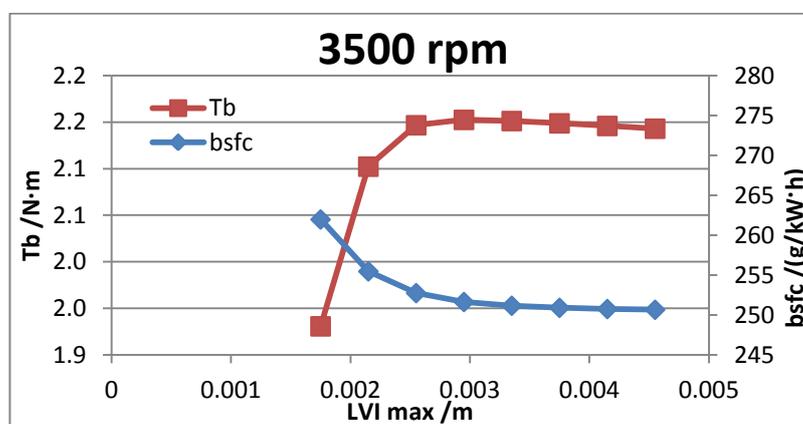


Figura 10 – Evolução do consumo específico de combustível ao freio e do binário ao freio com o levantamento máximo da válvula de admissão para cames de perfil de aceleração constante $K = 2$

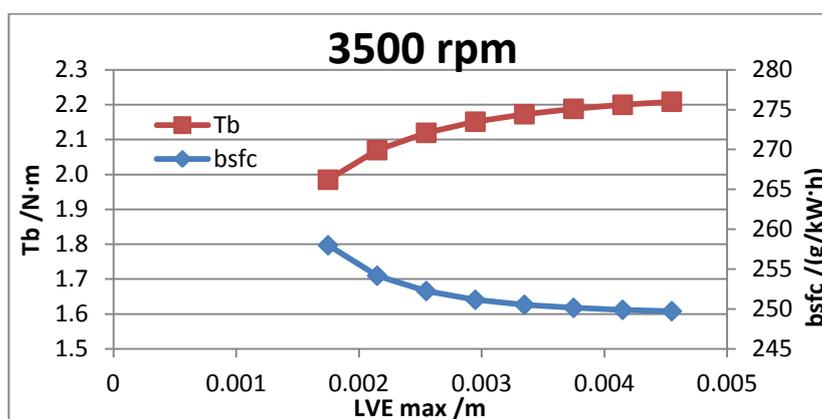


Figura 11 – Evolução do consumo específico de combustível ao freio e do binário ao freio com o levantamento máximo da válvula de escape para cames de perfil de aceleração constante $K = 2$

O critério de selecção do levantamento das válvulas, devido ao modelo do programa de simulação não ter em conta o aumento do atrito nos cames com o aumento do

levantamento, é seleccionar o levantamento para o qual a curva de binário se encontra na horizontal. É também tido em conta que levantamentos maiores conduzem a mais atrito nos cames e também que se aumenta a solitação das molas das válvulas, complicando o seu dimensionamento.

Assim os valores de levantamento máximo das válvulas ficam estabelecidos em: LVI = 3,35 mm e LVE = 4,15 mm.

3.2.2. Resultados com perfil de Aceleração Harmónico Simples (Sinusoidal)

Para este perfil de aceleração de came procede-se do mesmo modo que no anterior: determinam-se os parâmetros que minimizam o bsfc para cada regime e de seguida procede-se à sua optimização.

Os resultados para cada regime estão disponíveis no ANEXO B.

Procedendo-se assim a apresentar os resultados optimizados para cames com perfil de aceleração harmónico simples ou sinusoidal.

Tabela 2 – Resultados optimizados para cames de perfil de aceleração harmónico simples (sinusoidal)

n /rpm	Pb /kW	Tb /N·m	bsfc /g/(kW·h)	TI /°BTDC	IVC /°ABDC	EVO /°BBDC	LVI _{max} /m	LVE _{max} /m	P _{máx} /MPa	φ
1000	0,20	1,96	277,32	6	20	30	3,350E-03	4,150E-03	12,1469	0,790
1500	0,32	2,02	264,51	7	30	33	3,350E-03	4,150E-03	11,9603	0,780
2000	0,43	2,07	257,74	8	35	36	3,350E-03	4,150E-03	11,9521	0,780
2500	0,55	2,12	254,01	8	40	39	3,350E-03	4,150E-03	11,8040	0,790
3000	0,67	2,12	251,96	9	45	41	3,350E-03	4,150E-03	11,7770	0,790
3500	0,78	2,12	251,18	10	47	42	3,350E-03	4,150E-03	11,7774	0,790
4000	0,90	2,15	251,15	10	54	44	3,350E-03	4,150E-03	11,7389	0,810
4500	1,01	2,13	251,80	10	61	46	3,350E-03	4,150E-03	11,4596	0,820
5000	1,11	2,11	252,96	11	68	47	3,350E-03	4,150E-03	11,4191	0,830

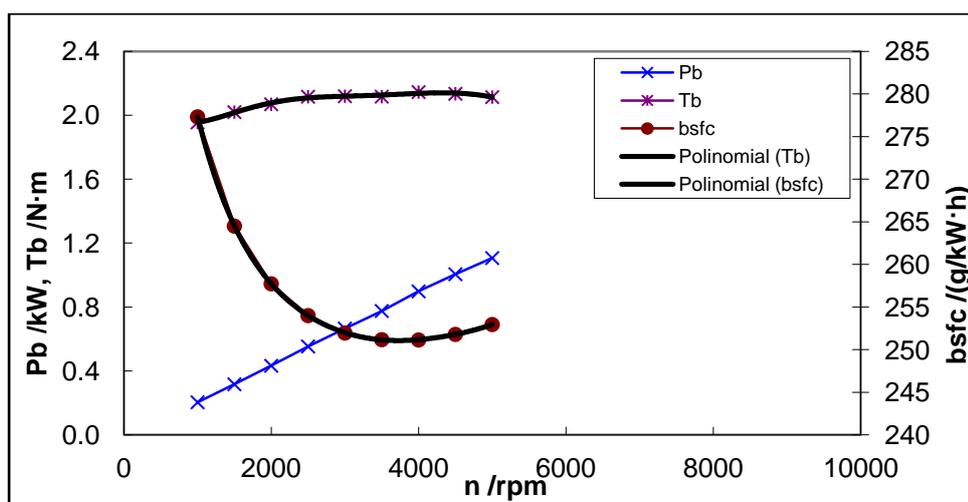


Figura 12 – Evolução da potência, binário e consumo específico de combustível ao freio com a velocidade de rotação do motor para cames de perfil de aceleração harmónico simples (sinusoidal)

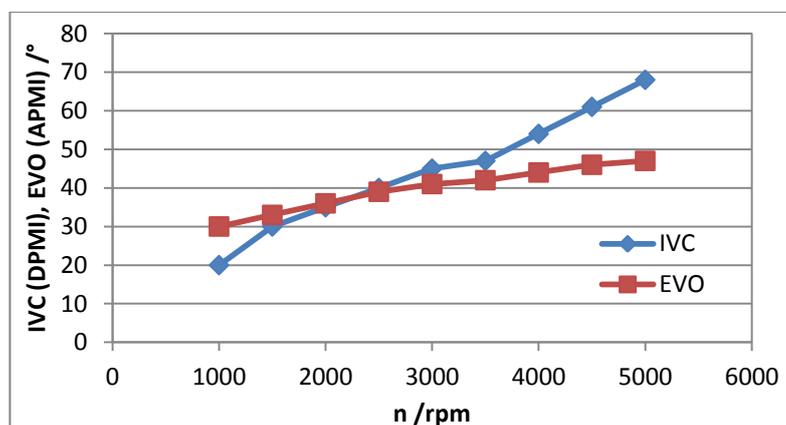


Figura 13 – Evolução dos ângulos IVC e EVO com a velocidade de rotação do motor para cames de perfil de aceleração harmónico simples (sinusoidal)

Como se pode constatar na Tabela 2, na simulação deste perfil, foram utilizados como valores iniciais o levantamento de válvulas determinados para o perfil anterior. Isto foi feito a título de comparação entre os dois perfis mas não dispensa que estes valores sejam otimizados posteriormente.

O valor mínimo de bsfc verificado na Tabela 2 é de 251,15 g/kW·h às 4000 rpm. Como o consumo específico para as 3500 rpm (251,18 g/kW·h) não difere substancialmente em relação ao valor mínimo e o regime de 3500 rpm é já considerado como o regime médio de funcionamento do motor vão ser seleccionados os valores de IVC e EVO correspondentes às 3500 rpm. Portanto os valores a considerar para este perfil de aceleração de came são: IVC = 47°ABDC e EVO = 42°BBDC.

- **Optimização dos levantamentos das válvulas de escape e admissão**

Com os parâmetros de IVC e EVO fixados procede-se assim à optimização dos levantamentos das válvulas realizando novas simulações variando os valores de levantamento da válvula de admissão (LVI) e da válvula de escape (LVE).

Os resultados são apresentados na Figura 14 e Figura 15:

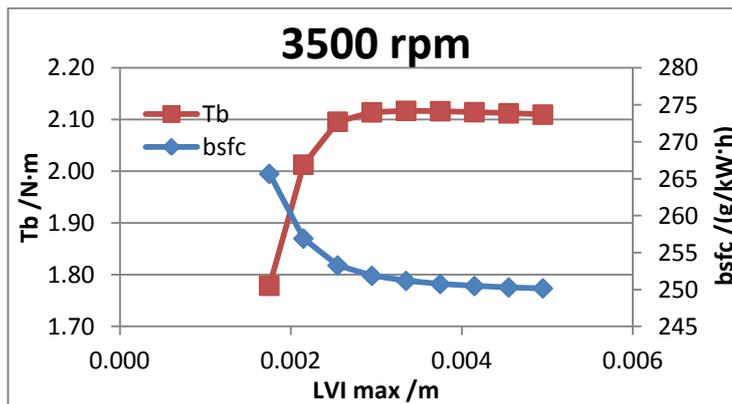


Figura 14 – Evolução do consumo específico de combustível ao freio e do binário ao freio com o levantamento máximo da válvula de admissão para cames de perfil de aceleração harmónico simples (sinusoidal)

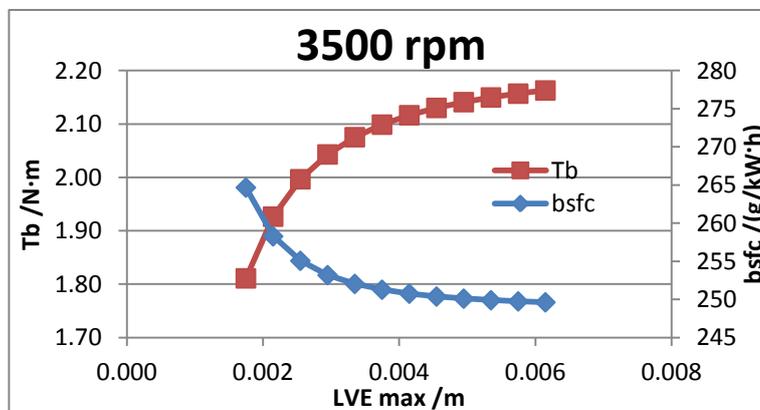


Figura 15 – Evolução do consumo específico de combustível ao freio e do binário ao freio com o levantamento máximo da válvula de escape para cames de perfil de aceleração harmónico simples (sinusoidal)

Utilizam-se os mesmos princípios de selecção dos levantamentos das válvulas utilizados no perfil anterior. Assim os valores de levantamento das válvulas ficam estabelecidos em: LVI = 3,75 mm e LVE = 4,20 mm.

3.3. Selecção de perfil, ângulos IVC e EVO e levantamentos LVI e LVE

Pelos resultados obtidos anteriormente é evidente que o perfil de aceleração harmónico simples ou sinusoidal apresenta um consumo específico de combustível ao freio menor. Para este perfil com $IVC = 47^\circ ABDC$, $EVO = 42^\circ BBDC$, $LVI = 3,75 \text{ mm}$ e $LVE = 4,20 \text{ mm}$ obtém-se um consumo específico de combustível ao freio de aproximadamente $251,80 \text{ g/kW}\cdot\text{h}$ às 3500 rpm.

4. DESENHO DA ÁRVORE DE CAMES

O desenho da árvore de cames será realizado com recurso ao *software* de desenho assistido por computador (CAD) *Autodesk Inventor 2013*, que possui a ferramenta *Disk Cam Component Generator* que ajudará no processo da concepção do perfil da came e na verificação de cálculos.

Apesar de ser de utilização bastante prática, por defeito, o *software* considera o caso em que a came actua directamente sobre a válvula, Figura 16, o que não é o caso do motor M3165 do Eco Veículo. Neste motor utiliza-se uma came que actua num balanceiro que por sua vez transmite o movimento à haste da válvula, Figura 17. Nesta figura é possível identificar a came a vermelho, o seguidor da came a verde mais claro, que transmite o movimento ao balanceiro a laranja, que por sua vez transmite o movimento à haste da válvula cujo eixo coincide com o eixo da mola da válvula.

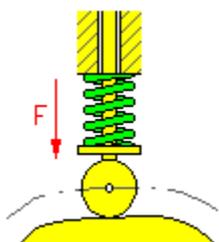


Figura 16 – Configuração considerada pelo *Disk Cam Component Generator* do *Autodesk Inventor 2013*

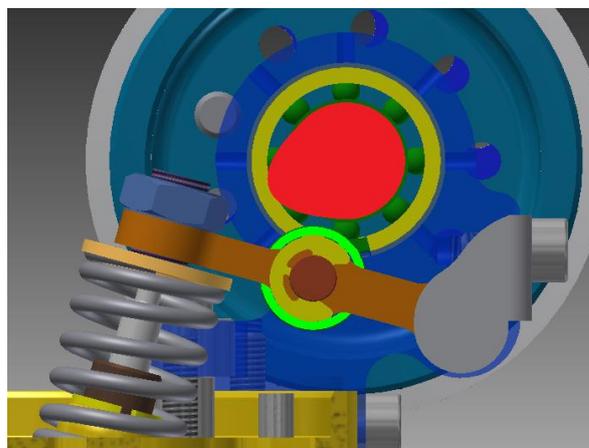


Figura 17 – Configuração do trem de válvulas utilizada no motor M3165 com recurso a balanceiro

A relação de comprimentos do balanceteiro é de 2:1 o que significa que se na válvula se irá verificar um levantamento de 3,75 mm na came esta só necessita de ter um lóbulo com altura de $3,75 \text{ mm} / 2 = 1,875 \text{ mm}$.

Para tal foi feita uma folha de cálculo em MS Excel que faz a equivalência da massa dos componentes, das forças aplicadas e da constante na mola para o caso da Figura 16. Foi também introduzida na folha o cálculo da folga necessária para acomodar a dilatação dos vários componentes quando estes estiverem em funcionamento.

4.1. Folga das válvulas

Para determinar as folgas das válvulas tem de se ter em conta que todos os componentes dilatam com o motor em funcionamento devido à diferença de temperatura dos vários componentes com a temperatura ambiente. Os componentes que têm de ser considerados são: a válvula do motor, a cabeça do motor, e a chumaceira da válvula do motor que posiciona a válvula em relação à cabeça do motor.

Com as equações seguintes calcula-se a folga das válvulas:

$$\Delta l = \alpha \times l_0 \times \Delta T; \quad (11)$$

$$\text{folga}_v = \Delta l_{\text{válvula}} - \Delta l_{\text{cabeça}} - \Delta l_{\text{chumaceira}}; \quad (12)$$

$$\text{FVI}_{\text{teórico}} = 9,88 \times 10^{-5} \text{ m} - 3,02 \times 10^{-5} \text{ m} - 1,93 \times 10^{-5} \text{ m} = 4,92 \times 10^{-5} \text{ m}$$

$$\text{FVE}_{\text{teórico}} = 1,53 \times 10^{-4} \text{ m} - 3,02 \times 10^{-5} \text{ m} - 1,93 \times 10^{-5} \text{ m} = 1,04 \times 10^{-4} \text{ m}$$

Por norma na válvula de admissão utiliza-se uma folga a frio (FVI frio) de 0,00012 m. Deste modo a folga da válvula de admissão a quente (FVI quente) é $\text{FVI}_{\text{quente}} = \text{FVI}_{\text{frio}} - \text{FVI}_{\text{teórico}} = 0,00007 \text{ m}$.

Do mesmo modo para a válvula de escape por norma utiliza-se uma folga a frio (FVE frio) de 0,00015 m. Deste modo a folga da válvula de escape a quente (FVE quente) é $\text{FVE}_{\text{quente}} = \text{FVE}_{\text{frio}} - \text{FVE}_{\text{teórico}} = 0,00005 \text{ m}$.

4.2. Parâmetros necessários para o desenho da came

Para introduzir os dados da came no *Autodesk Inventor 2013*, na ferramenta *Disk Cam Component Generator*, é necessário fazer a equivalência de massa e forças aplicadas na válvula como se estivessem alinhadas com a came, Figura 16.

Para se determinar a massa equivalente no lóbulo da came recorre-se ao teorema de Steiner, sabendo à partida as dimensões do balanceiro. De chamar a atenção que no cálculo da mola da válvula apenas se considera que metade da massa da mola é acelerada visto apenas uma das extremidades estar em movimento.

Tabela 3 – Referências geométricas do balanceiro

Braço da Válvula /m	0,026
Braço do Ressalto /m	0,013

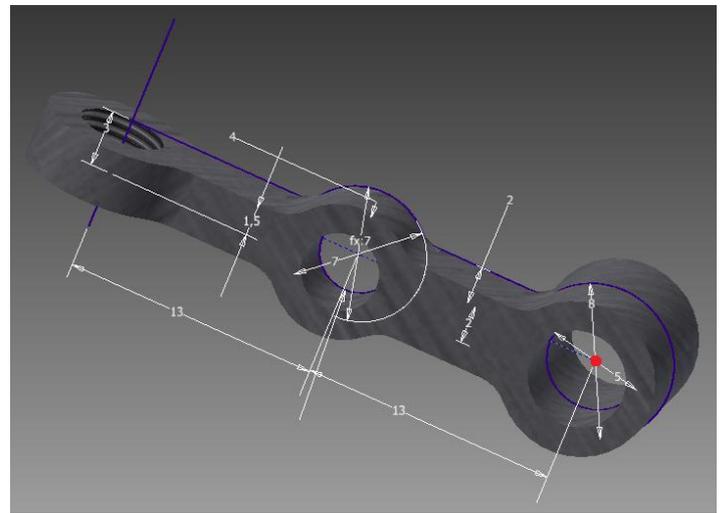


Figura 18 – Referências geométricas do balanceiro

Tabela 4 – Cálculo da inércia equivalente na came

Componente	ICG /kg·m ²	m /kg	R /m	I _{xx} /kg·m ²
Válvula	0	0,00452	0,026	3,05552E-06
Metade da mola da válvula	0	0,00153	0,026	1,03428E-06
Prato da válvula	0	1,55E-03	0,026	1,04983E-06
Parafuso de afinação da folga da válvula	8,00E-09	1,11E-03	0,026	7,59E-07
Porca de afinação da folga da válvula	6,00E-09	9,85E-04	0,026	6,71702E-07
Rolamento 618/4	8,00E-09	6,57E-04	0,013	1,19033E-07
Pino do rolamento	2,00E-09	9,93E-04	0,013	1,70E-07
Freio do eixo do rolamento	1,00E-09	9,72E-05	0,013	1,74189E-08
Balanceiro	5,39E-07	5,23E-03	0,00915	9,76751E-07
Total		0,016675		7,85352E-06

A massa equivalente na came é obtida a partir da equação:

$$m_{eq} = \frac{I_{xx,t}}{\text{braço do ressalto}^2} = 0,046471 \text{ kg} \quad (13)$$

Outro parâmetro necessário definir é o levantamento real no ressalto devido ao braço do balanceiro e à folga da válvula determinada. Deste modo o levantamento no ressalto é:

$$L_{v,came} = (LVI + FVI_{quente}) \times \left(\frac{\text{braço do ressalto}}{\text{braço da válvula}} \right) \quad (14)$$

$$\text{Levantamento do ressalto}_{adm} = 0,001910 \text{ m}$$

$$\text{Levantamento do ressalto}_{esc} = 0,002175 \text{ m}$$

É também necessário definir que força a mola da válvula produz e qual a sua constante, seguido dos seus equivalentes se tivessem alinhados directamente com o lóbulo da came. A obtenção destes valores vai ser alvo de mais detalhe posteriormente pelo que se vão considerar neste momento os seguintes valores e fórmulas:

$$F_{eq} = F_{mola} \times \left(\frac{\text{braço da válvula}}{\text{braço do ressalto}} \right) \quad (15)$$

$$K_{eq} = K_{mola} \times \left(\frac{\text{braço da válvula}}{\text{braço do ressalto}} \right)^2 \quad (16)$$

Tabela 5 – Características reais da mola

Força mínima na mola /N	29,8
Constante da mola da válvula /(N/m)	7471

Tabela 6 – Equivalente da mola no lóbulo da came

Força mínima na mola /N	59,6
Constante da mola da válvula /(N/m)	29884

É também necessário determinar, em graus de rotação da came, quando a válvula abre e quando fecha. Estes valores não vão ser observados na realidade devido a existir folga nas válvulas. O ressalto também é corrigido tendo em conta a folga e o ângulo de abertura e fecho da válvula terem de ser ajustados de forma que na presença da folga continuem a manter-se os ângulos de abertura e fecho da válvula que estavam previstos.

Deste modo os valores de abertura e fecho teórico da came de admissão em graus de rotação da came são:

$$IVO_{\text{teórico}, \circ \text{came}} = 90 - \left(\frac{IVO + 180 + IVC}{4} \right) = 30,75^\circ \quad (17)$$

$$IVC_{\text{teórico}, \circ \text{came}} = 90 + \left(\frac{IVO + 180 + IVC}{4} \right) = 149,25^\circ \quad (18)$$

O que é necessário na realidade é que quando se atinja, por exemplo, um ângulo de $30,75^\circ$ a came tenha um levantamento igual ou ligeiramente superior à folga (quando teoricamente estaria a começar a abrir a válvula e portanto o levantamento tenderia para zero). Introduzindo os valores até agora determinados no *Disk Cam Component Generator* verifica-se que para um ângulo de rotação da came de $30,75^\circ$ se obtém um levantamento da came de $0,000031$ m para $IVO_{\circ \text{came}} = 25,5^\circ$, que é ligeiramente inferior ao valor correcto que é igual a $0,5 \times FVI_{\text{quente}} = 0,0000354$ m. Para um ângulo de rotação da came de $149,25^\circ$ obtém-se um levantamento de $0,000031$ m para $IVC_{\circ \text{came}} = 154,5^\circ$, que é ligeiramente inferior ao valor correcto que é igual a $0,5 \times FVI_{\text{quente}} = 0,0000354$ m.

Procedendo do mesmo modo para a came de escape considerando que para os valores teóricos de abertura e fecho se obtém um levantamento de $0,5 \times 0,000048$ m = $0,000024$ m, que é bastante próximo do correcto que é igual a $0,5 \times FVI_{\text{quente}} = 0,000023$ m, obtém-se $IVO_{\circ \text{came}} = 30^\circ$ e $IVC_{\circ \text{came}} = 150^\circ$.

4.3. Geração do perfil da came com o *Disk Cam Component Generator*

Com estes parâmetros determinados basta agora preencher os campos do *Disk Cam Component Generator* e fazer a verificação de cálculos. Um componente de grande importância aqui são as molas das válvulas, neste capítulo usamos valores que só irão ser apresentados posteriormente. Inicialmente iriam ser utilizadas umas molas de válvulas Honda que são as que se encontram actualmente no motor. Devido a vários factores é necessário dimensionar umas molas específicas para esta aplicação que será feito num capítulo dedicado.

Assim passa-se a apresentar o preenchimento do *Disk Cam Component Generator* para a came de admissão, o perfil da came pode ser dividido em 4 segmentos:

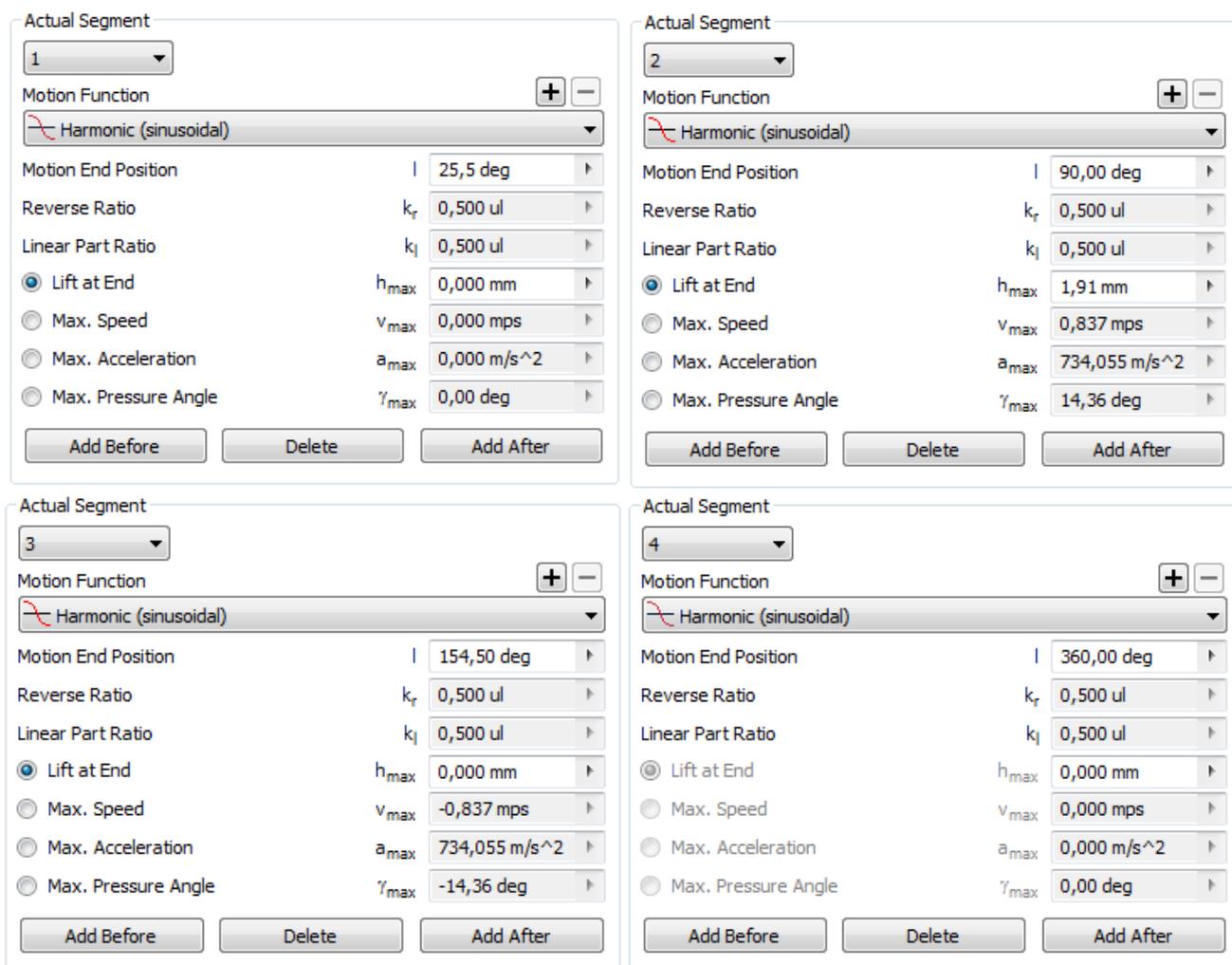


Figura 19 – 4 segmentos que definem o perfil da came de admissão

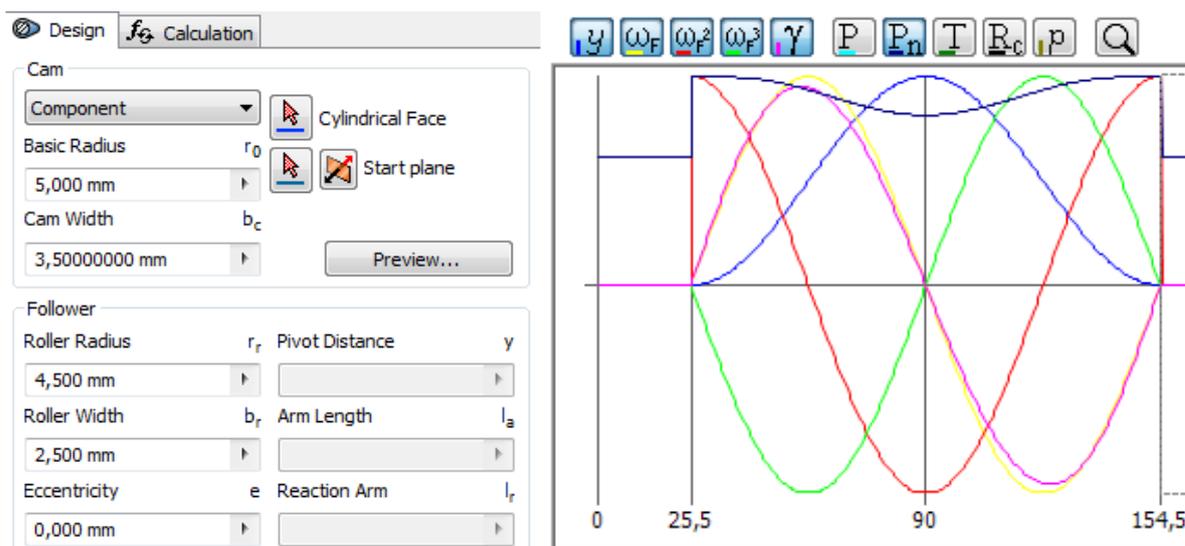


Figura 20 – Parâmetros geométricos e perfis (de levantamento, velocidade, aceleração, etc...) gerados pela came de admissão

Estando os 4 segmentos definidos é necessário preencher os restantes parâmetros para seja feito um cálculo de verificação se o perfil da came é compatível com as funções que desempenha.

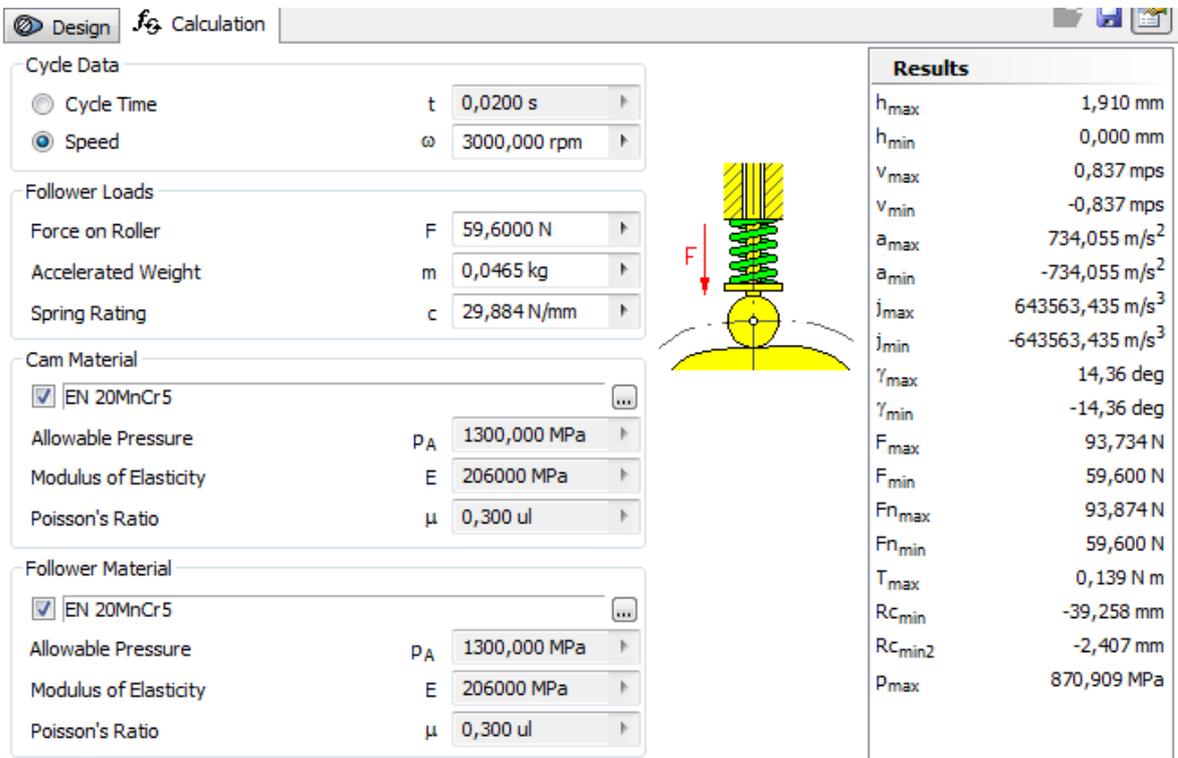


Figura 21 – Velocidade de rotação, massa equivalente, características da mola, materiais e cálculos de verificação para a came de admissão

Estes cálculos de verificação permitem concluir que este perfil estará apto para cumprir as solicitações que lhe são exigidas. De notar que a velocidade de rotação das came é metade da velocidade de rotação da cambota. O cálculo de verificação foi realizado às 3000 rpm da came que corresponde a 6000 rpm da cambota. No entanto é possível este conjunto atingir rotações da cambota de 10000 rpm. A partir das 11000 rpm da cambota a F_{min} nos cálculos de verificação é inferior a 0 que significa que a válvula descola do perfil da came e esta já não acompanha o movimento imposto pelo perfil da came no seu fecho.

Procede-se do mesmo modo com a came de escape. Definem-se os 4 segmentos, introduzem-se os parâmetros geométricos, de massa, os materiais e a velocidade de rotação e obtém-se os cálculos de verificação, Figura 22.

No caso da came de escape o conjunto apenas permite atingir rotações da cambota de 9000 rpm. A partir das 10000 rpm da cambota a F_{min} nos cálculos de verificação é inferior a 0. Como o came de escape verifica o caso mais desfavorável deve este ser considerado como a rotação limite que o motor pode atingir sem que haja flutuação das válvulas.

Results	
h_{max}	2,175 mm
h_{min}	0,000 mm
v_{max}	1,034 mps
v_{min}	-1,034 mps
a_{max}	982,291 m/s ²
a_{min}	-982,291 m/s ²
j_{max}	933567,022 m/s ³
j_{min}	-933567,022 m/s ³
γ_{max}	17,35 deg
γ_{min}	-17,35 deg
F_{max}	105,277 N
F_{min}	59,600 N
$F_{n_{max}}$	105,277 N
$F_{n_{min}}$	59,600 N
T_{max}	0,185 N m
RC_{min}	-5,000 mm
RC_{min2}	-1,802 mm
p_{max}	940,099 MPa

Figura 22 – Velocidade de rotação, massa equivalente, características da mola, materiais e cálculos de verificação para a came de escape

Com este processo o *Autodesk Inventor 2013* gera o perfil da came projectada, agora é necessário incorporá-la num veio onde será montada uma polia que lhe transmitirá movimento. Utilizou-se um desenho de veio idêntico ao das comes já existentes, deste modo será possível montar estas comes no motor actual.

Falta definir o ângulo entre o escatel e o meio do lóbulo (ponto de levantamento máximo) para cada uma das comes (β_{came}), de forma que quando estas são montadas no motor, pondo o pistão no Ponto Morto Superior (PMS), as árvores de came sejam montadas com o escatel para cima.

Ângulo entre o eixo da válvula e a vertical (α_v) = $15,5^\circ$

$$\beta_{\text{came}} = 180 - \alpha_v - \frac{\left(\frac{\text{IVO} + 180 + \text{IVC}}{2} - \text{IVO}\right)}{2} \quad (19)$$

$$\beta_{\text{came,adm}} = 110,25^\circ$$

$$\beta_{\text{came,esc}} = 109^\circ$$

Estão agora completamente definidas as árvores de cames.

As cames aqui projectadas foram encomendadas e fabricadas, para isso foi necessário ainda estabelecer tolerâncias dimensionais e geométricas e fazer os desenhos técnicos das mesmas. Os desenhos técnicos com estas informações estão disponíveis no ANEXO C.

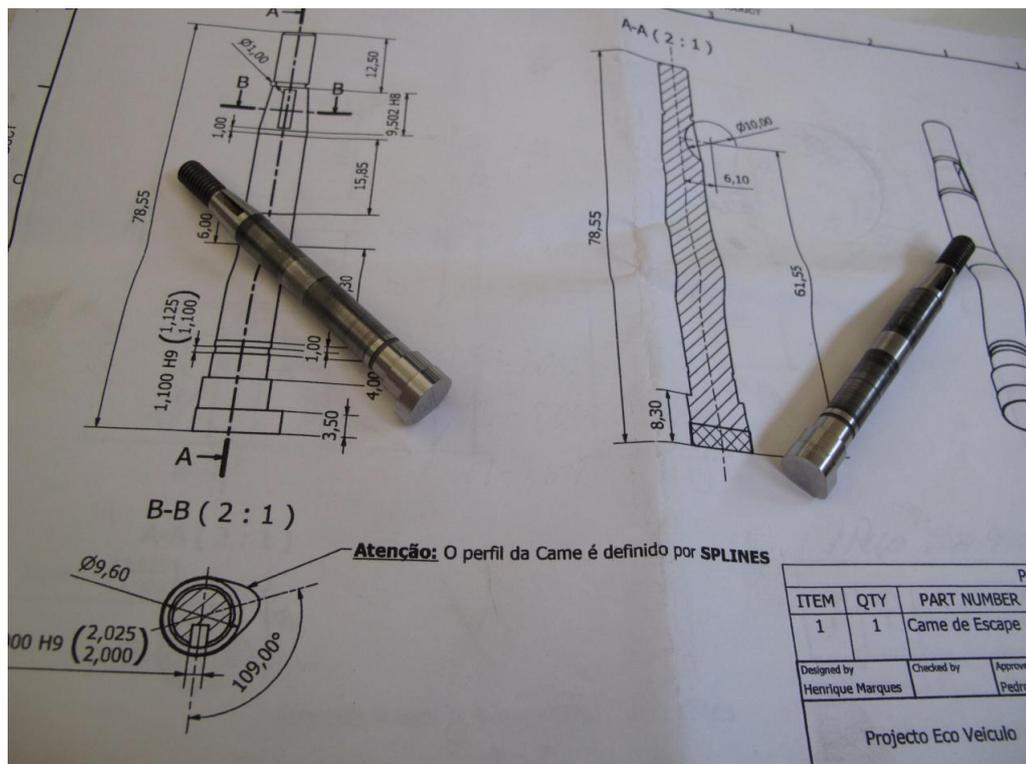


Figura 23 – Foto das árvores de cames concluídas

5. MOLAS DAS VÁLVULAS

As molas das válvulas são um componente essencial para garantir o correcto funcionamento do motor. São as molas das válvulas que garantem a força necessária para que as válvulas vedem a câmara de combustão. Estas são também responsáveis pelo fecho das válvulas, quando estas são abertas por acção da came, garantindo que a válvula acompanha o perfil de fecho da came.

A partir de esboços preliminares da cabeça do motor já realizados, foi possível verificar que existem problemas de espaço na cabeça e as molas de válvulas actualmente utilizadas não serão adequadas. Ainda se procurou molas candidatas existentes no mercado mas logo se constatou que, sendo os requisitos tão específicos, se teria de dimensionar umas molas de válvulas específicas.

As primeiras imposições de projecto encontradas são o diâmetro externo e interno da mola, estes teriam de ser: $D_{\text{ext}} = 12,5 \text{ mm}$ e $d_{\text{int}} = 9,3 \text{ mm}$. Estes valores excluíram imediatamente as molas utilizadas actualmente que apresentam um $D_{\text{ext}} = 14 \text{ mm}$. Como consequência desta imposição o diâmetro do arame da mola máximo será $d_a \leq 1,6 \text{ mm}$. As exigências das molas de válvula de admissão e de escape serão diferentes devido ao levantamento máximo e a duração de abertura não serem iguais em cada uma delas, no entanto será exigido que ambas as molas sejam idênticas devendo estas ser adequadas para funcionarem em ambas as válvulas.

5.1. Características geométricas das molas

Para se efectuar o dimensionamento das molas é primeiro necessário expor as características geométricas que definem o comportamento de uma mola e só depois prosseguir com os critérios de dimensionamento. Neste capítulo foi seguida a secção de molas de compressão em Budynas-Nisbett (2006).

As molas helicoidais de compressão utilizadas como molas de válvulas começam sendo arame de um certo material que após ser enrolado em torno de um eixo, formando espiras, fica com a forma que conhecemos. Dependendo do tipo de mola, não se

considera que todas as espiras contribuem para o trabalho da mola. Isto depende das extremidades das molas:

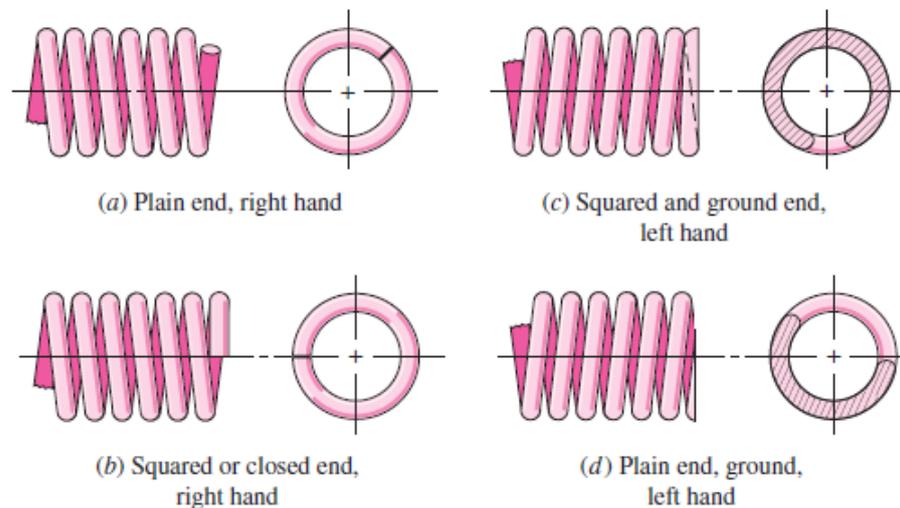


Figura 24 – Tipos de extremidade possíveis numa mola de compressão, retirado de Budynas-Nisbett (2006)

As molas de válvulas por norma são *Squared and Ground*, que corresponde à mola (c) da Figura 24. Nestas molas a espira da extremidade é perpendicular ao eixo da mola e é também rectificadas de modo a que a base de apoio seja maior, contribuindo para a estabilidade da mola.

Do número total de espiras (N_t), para molas deste tipo, são consideradas espiras activas (N_a):

$$N_a = N_t - 2. \quad (20)$$

Para este tipo de molas vem também:

$$L_s = d_a \times N_t; \quad (21)$$

$$p = (L_0 - 2 \times d_a) / N_a; \quad (22)$$

Em que L_s é o *Solid length* que corresponde ao comprimento da mola totalmente comprimido, L_0 é o comprimento livre da mola e p é o passo da mola.

É também necessário definir L_{\max} que é o comprimento instalado da mola onde a mola exerce a força mínima e L_{\min} que é o comprimento da mola quando esta está sujeita ao levantamento máximo da válvula e onde se verifica a força máxima exercida pela mola e L_v que é o levantamento da válvula:

$$L_{\min} = L_0 - L_v \quad (23)$$

5.2. Critério de dimensionamento da mola

Antes de definir o critério de dimensionamento da mola passa-se a descrever relações importantes que descrevem o comportamento e esforços a que a mola está sujeita:

$$C = \frac{D}{d_a} \quad (24)$$

Em que D é o diâmetro médio da mola,

$$\tau = K_B \times \frac{8 \times F \times D}{\pi \times d_a^3} \quad (25)$$

$$K_B = \frac{4C + 2}{4C - 3} \quad (26)$$

Onde K_B é o factor de *Bergsträsser*, que é um factor de correcção de tensão de corte que tem em conta o efeito da curvatura do arame que aumenta as tensões no interior da mola e diminui apenas ligeiramente as tensões no exterior,

$$k = \frac{d_a^4 \times G}{8 \times D^3 \times N_a} \quad (27)$$

Onde k é a contante da mola.

O critério de dimensionamento que vai ser considerado é o critério de Langer:

$$S_{sy,adm} = 0,75 \times 0,577 \times S_{ut} \quad (28)$$

$$S_{ut} = \frac{A}{d_a^m} \quad (29)$$

Onde A e m vêm tabelados para cada tipo de material. Neste caso vamos utilizar *Music wire* pelas suas excelentes propriedades mecânicas onde $A = 2211 \times 10^6 Pa$ e $m = 0,145$. O coeficiente de segurança é dado por:

$$n = \frac{S_{sy,adm}}{(\tau_a + \tau_m)} \quad (30)$$

Onde:

$$\tau_a = K_B \times \frac{8 \times F_a \times D}{\pi \times d_a^3} \quad (31)$$

$$\tau_m = K_B \times \frac{8 \times F_m \times D}{\pi \times d_a^3} \quad (32)$$

$$F_a = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} \quad (33)$$

$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} \quad (34)$$

$$F_{\min} = k \times (L_0 - L_{\max}) \quad (35)$$

$$F_{\max} = k \times (L_0 - L_{\min}) \quad (36)$$

5.3. Condições de projecto recomendadas

Além de garantir que a mola aguenta os esforços a que está sujeita é necessário garantir que na utilização da mola ela não irá estar sujeita a fenómenos indesejáveis não considerados no seu dimensionamento.

Um factor importante nas molas é a frequência crítica da mola. Uma mola se funcionar numa frequência perto da sua frequência natural, esta cria ondas que percorrem a mola de uma extremidade à outra repetidas vezes podendo levar à falha da mola. Para evitar que isto aconteça é necessário determinar a frequência natural:

$$\omega_n = m_i \times \pi \times \sqrt{\frac{k}{m}}; \quad m_i = [1; 2; 3; \dots] \quad (37)$$

Onde m_i corresponde aos harmónicos naturais da mola, em que $m_i = 1$ corresponde à frequência fundamental, $m_i = 2$ ao 2º harmónico, etc. O cálculo será efectuado para a frequência fundamental $m_i = 1$ e a recomendação é que:

$$15 \leq \frac{\omega_n}{\omega} \leq 20,$$

onde ω é a velocidade de rotação máxima da came.

Há também uma condição de estabilidade em que depende do tipo de fixação das extremidades das molas e do seu comprimento livre. A maneira mais simples de mostrar a que estabilidade esta condição se refere é imaginar uma mola de caneta: quando esta está inserida na carga da caneta ela trabalha sem problema pois tem apoios planos em cada extremidade e a própria carga no centro da mola contribui para a sua estabilidade; quando retiramos uma mola de caneta e a comprimimos com os dedos os mais provável é

ela saltar para qualquer lado. Isso acontece devido à fraca estabilidade da mola por não ter apoios planos, um guia central (a carga da caneta) e o seu comprimento ser bastante maior que o diâmetro da mola (corpo esbelto). Pode-se também fazer uma analogia à flambagem, sendo esse tipo de efeito que se deseja evitar.

A condição de estabilidade absoluta é dada por:

$$L_0 < \frac{\pi \times D}{\alpha} \left[\frac{2(E - G)}{2G + E} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (38)$$

Onde α depende do tipo de fixação nas extremidades das molas, no nosso caso a mola será apoiada por superfícies planas, paralelas e fixas a que corresponde $\alpha = 0,5$.

Tem também de se ter em conta a condição de linearidade da mola. A constante da mola apresenta uma relação linear entre a força e o seu deslocamento. Quando a mola é comprimida perto do seu *Solid length* (L_s) as espiras começam gradualmente a tocar umas nas outras e esta relação deixa de ser linear, isto acontece porque na realidade o passo da mola não é perfeito e apresenta ligeiras variações. Para evitar que isto aconteça é definida uma proporção do comprimento ainda disponível para comprimir a mola, ξ , que não se deve ultrapassar. Recomenda-se que $\xi \geq 0,15$. Por exemplo quando uma mola não está solicitada e o comprimento instalado é igual a L_0 esta apresenta um $\xi = 1$; já quando uma mola está totalmente comprimida e o seu comprimento instalado é igual a L_s esta apresenta um $\xi = 0$. A recomendação indica que do seu comprimento disponível para comprimir se deve deixar uma margem de 15%, evitando que as espiras entrem em contacto.

Determina-se ξ a partir das seguintes equações:

$$\xi = \left(\frac{F_S}{F_{\max}} \right) - 1 \quad (39)$$

$$F_S = k \times (L_0 - L_s) \quad (40)$$

Em que F_S é a força necessária para comprimir totalmente a mola.

De notar que ao utilizar estas equações para determinar o ξ das molas de válvulas de um motor de um veículo normal citadino que circula nas nossas estradas se obteve um $\xi = 0,08$. Expondo este valor apenas como referência a única conclusão que

retiro é que o valor de $\xi \geq 0,15$ deve ser um pouco conservador e garante uma linearidade robusta.

São também indicadas as seguintes condições como boa prática de projecto de molas:

$$4 \leq C \leq 12;$$

$$3 \leq N_a \leq 15;$$

$$n \geq 1,2.$$

5.4. Dimensionamento das molas de válvulas do motor

Tendo em conta todos os elementos atrás descritos foram dimensionadas umas molas de válvulas que servem tanto na válvula de admissão como na de escape:

Tabela 7 – Dimensionamento das molas de válvulas do motor

	Adm	Esc
Dext /m	1,250E-02	1,250E-02
d /m (Diâmetro do arame)	1,500E-03	1,500E-03
D /m (Diâmetro médio da mola)	1,100E-02	1,100E-02
dint /m	9,500E-03	9,500E-03
Nt	7,00	7,00
Na	5,00	5,00
k /(N/m)	7,471E+03	7,471E+03
Lv /m	3,82E-03	4,20E-03
Lmax /m (Fmin)	1,70E-02	1,70E-02
Lmin /m (Fmax)	1,32E-02	1,28E-02
Lo /m	2,10E-02	2,10E-02
Fmin /N	2,9884E+01	2,9884E+01
Fmax /N	5,8423E+01	6,1263E+01
n (Langer)	1,56	1,49

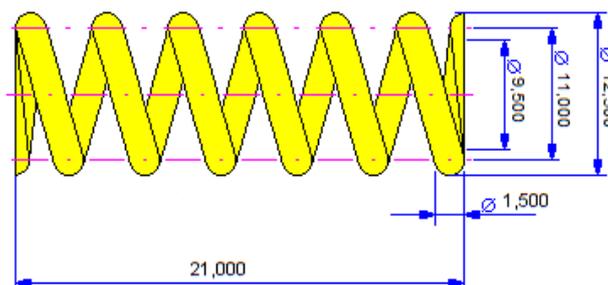


Figura 25 – Dimensões das molas de válvula do motor

Uma versão da Tabela 7 mais detalhada está disponível no ANEXO D. As molas de válvulas do motor terão as características geométricas apresentadas na Figura 25, sendo apenas necessário acrescentar que a mola tem no total 7 espiras e é feita de *Music wire*. Sendo a mola de escape mais solicitada, devido a esta válvula ter maior levantamento, o motor não poderá ultrapassar uma rotação da cambota de 9000 rpm. Como o motor na sua utilização normal não ultrapassa as 6000 rpm assegura-se que não existirão problemas de flutuação de válvulas no motor do Eco Veículo.

6. DESENHO DO CONJUNTO CILINDRO / CAMISA

Inicia-se agora uma fase em que é necessário projectar os componentes principais propostos nesta dissertação, não esquecendo a cabeça do motor num capítulo dedicado.

A camisa é o componente onde no seu interior se deslocará o êmbolo do motor e estará em contacto com lubrificante, combustíveis e gases de combustão. No exterior dele encontra-se o fluido refrigerante, fazendo portanto de interface entre os dois meios. Este necessita que tenha boas propriedades ao desgaste e que aguarde os esforços a que está sujeito.

O cilindro do motor é o componente onde a camisa assenta e onde, entre o cilindro e a camisa se encontra o fluido refrigerante. É também neste componente onde os parafusos da cabeça apertam, estando estes sujeitos a esforços consideráveis de forma que a câmara de combustão e zona de refrigeração estejam adequadamente vedados.

Na Figura 26 mostra-se um exemplo de um conjunto cilindro/camisa do motor LS2 da GM. Neste caso o cilindro é integrado no bloco; já no motor



Figura 26 – Exemplo de um conjunto cilindro / camisa

do Eco Veículo o cilindro é um componente separado. Como se pode ver também na figura é no cilindro que apertam os parafusos da cabeça do motor. A cabeça do motor é assemblada por cima deste conjunto e apertada de forma a garantir uma correcta vedação.

Antes de mais é necessário conhecer que interacções existem entre estes componentes e como actuam as forças. O cilindro e a camisa do motor são normalmente feitos em materiais diferentes. No caso do motor do Eco Veículo o cilindro irá ser feito em alumínio e a camisa em

ferro fundido. Esta configuração é utilizada em vários motores de produção e é sabido que a camisa sobressai, em relação ao cilindro, uma altura na ordem das dezenas a duas centenas de micrones. Isto acontece porque quando o motor está em funcionamento, devido aos materiais destes componentes possuírem coeficientes de expansão linear diferentes e estarem expostos a temperaturas diferentes, estes expandem de tal forma que deixariam de garantir uma correcta vedação caso esta medida não fosse tomada. Essa diferença de altura entre os componentes garante que seja possível que a vedação se garanta a frio e a quente. É aqui evidente a função da junta da cabeça do motor, que acomoda as deformações entre o cilindro (ou bloco) e a cabeça do motor. Dado isto é também perceptível que quando a cabeça do motor se aperta contra o conjunto cilindro/camisa, sendo a camisa saliente, a camisa estará sujeita a compressão e o cilindro à tracção, Figura 27.

Posto isto e assumindo que $F_1 = -F_2$ será feita a dedução das equações necessárias para determinar a diferença de altura entre o cilindro e a camisa que será chamada de folga (s). Será necessário considerar a situação do motor a frio e a quente e deduzir as equações de acordo:

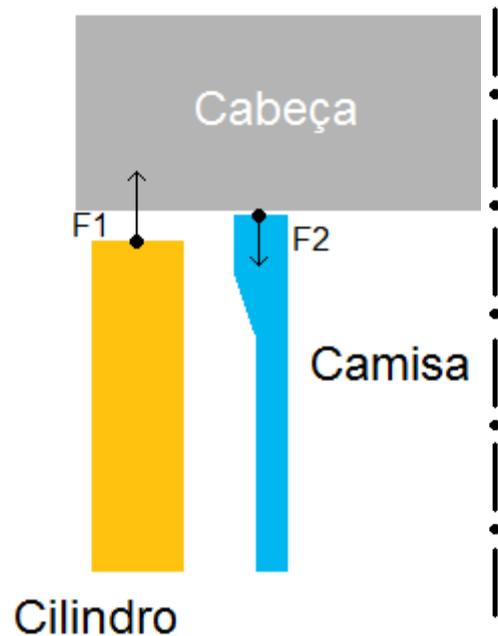


Figura 27 – Forças criadas no cilindro e na camisa do motor quando assemblada a cabeça

Frio:

$$F_1 = -F_2 \quad (41)$$

$$\sigma_1 \times A_1 = -\sigma_2 \times A_2 \quad (42)$$

$$\varepsilon_1 \times E_1 \times A_1 = -\varepsilon_2 \times E_2 \times A_2 \quad (43)$$

$$\frac{\Delta l_1}{L_{01}} \times E_1 \times A_1 = -\frac{\Delta l_2}{L_{02}} \times E_2 \times A_2 \quad (44)$$

$$(\Delta l_2 + s) \times \frac{E_1 \times A_1}{L_{01}} = -\Delta l_2 \times \frac{E_2 \times A_2}{L_{02}} \quad (45)$$

$$(\Delta l_2 + s) \times k_1 = -\Delta l_2 \times k_2 \quad (46)$$

$$\Delta l_2 \times (k_1 + k_2) = -s \times k_1 \quad (47)$$

$$\Delta l_2 = -\frac{s \times k_1}{(k_1 + k_2)} \quad (48)$$

Em que:

$$|\Delta l_1| + |\Delta l_2| = s \quad (49)$$

$$\Delta l_1 - \Delta l_2 = s \quad (50)$$

$$k_1 = \frac{E_1 \times A_1}{L_{01}} \quad (51)$$

$$k_2 = \frac{E_2 \times A_2}{L_{02}} \quad (52)$$

Na passagem da equa o (44) para a (45) utiliza-se a equa o (50).

Nestas equa es F   a for a aplicada, σ a tens o, A a  rea de sec o, ε a deforma o, E o m dulo de elasticidade do material, Δl o alongamento, L_0 o comprimento inicial (neste caso altura) e k a constante de rigidez linear do componente.

Quente:

$$\Delta l_2 = -\frac{(s + \alpha_2 \times L_{02} \times \Delta T_2 - \alpha_1 \times L_{01} \times \Delta T_1) \times k_1}{(k_1 + k_2)} \quad (53)$$

Em que:

$$|\Delta l_1| + |\Delta l_2| = s + \alpha_2 \times L_{02} \times \Delta T_2 - \alpha_1 \times L_{01} \times \Delta T_1 \quad (54)$$

Onde α   o coeficiente linear de expans o t rmica e ΔT a varia o de temperatura.

6.1. Dimensionamento da folga entre o cilindro e a camisa

A partir das equações deduzidas anteriormente é possível verificar que as forças dependem directamente do alongamento, equação (44), e que a soma dos módulos dos alongamentos de cada componente correspondem à folga inicial que se deverá estabelecer (somam-se os módulos porque uma peça tem alongamento positivo e outra negativo, e deseja-se que as peças estejam niveladas após as forças serem aplicadas), equação (49).

É necessário garantir que as tensões que surgem nos componentes não ultrapassam os limites de cedência. É também necessário que os parafusos utilizados (M5 Classe 12.9) aguentem os esforços. É também necessário garantir que a câmara de combustão estará sempre vedada devidamente, para isso a camisa necessita de ter uma força de compressão suficiente para que o vedante cumpra a sua função. Outro indicador é que a folga entre a quente nunca pode ser ≤ 0 . Neste caso em vez de se utilizar uma junta de cabeça do motor convencional irá usar-se um *O-ring* para vedar a câmara de combustão. A razão desta escolha e a selecção do *O-ring* irão ser discutidos num capítulo dedicado.

O cálculo foi feito de maneira em que se varia o valor de folga inicial imposta a frio (s) e os restantes cálculos são feitos a partir daí:

Tabela 8 – Dimensionamento da folga entre o cilindro e a camisa do motor

	n efectivo	0.92	1.60	2.17	1.54	1.20	1.14
FRIO							
Folga entre a camisa e o cilindro	s (mm)	0.030	0.031	0.052	0.074	0.095	0.100
Altura inicial do cilindro	L0 cilindro (mm)	37.000	37.000	37.000	37.000	37.000	37.000
Altura inicial da camisa	L0 camisa (mm)	37.030	37.031	37.052	37.074	37.095	37.100
Coefficiente de segurança a frio	n cilindro	6.76	6.54	3.88	2.75	2.14	2.03
Coefficiente de segurança a frio	n camisa	9.70	9.39	5.56	3.95	3.07	2.91
QUENTE							
Coef. de expansão térmica do cilindro	α cilindro (m/(m·K))	2.36E-05	2.36E-05	2.36E-05	2.36E-05	2.36E-05	2.36E-05
Coef. de expansão térmica da camisa	α camisa (m/(m·K))	1.06E-05	1.06E-05	1.06E-05	1.06E-05	1.06E-05	1.06E-05
Diferença de temperatura do cilindro	Δt cilindro (°C)	80	80	80	80	80	80
Diferença de temperatura da camisa	Δt camisa (°C)	105	105	105	105	105	105
Folga entre a camisa e o cilindro	s quente (mm)	0.001	0.002	0.024	0.045	0.066	0.071
Coefficiente de segurança a quente	n cilindro	149.28	85.94	8.55	4.50	3.05	2.84
Coefficiente de segurança a quente	n camisa	214.46	123.47	12.29	6.47	4.39	4.08
Oring							
Coefficiente de segurança do O-ring	n comp	0.92	1.60	16.09	30.58	45.06	48.45
Coef. de segurança dos parafusos	n parafusos	3.78	3.66	2.17	1.54	1.20	1.14

Na linha amarela da Tabela 8 vai-se variando a folga entre o cilindro e a camisa e a partir deste valor são calculados os restantes. Depois nas linhas a vermelho estão expostos os vários coeficientes de segurança. A primeira linha a verde mostra o coeficiente de segurança mínimo para cada coluna. Pode observar-se que neste caso os critérios que ditam o dimensionamento da folga são: garantir a força de compressão necessária para o *O-ring* vedar correctamente e a força de pré carga admitida nos parafusos.

De salientar que tanto a compressão do *O-ring* como a força a que os parafusos estão sujeitos foi sempre considerada a situação mais desfavorável (motor quente ou frio).

Uma versão da Tabela 8 mais detalhada está disponível no ANEXO E.

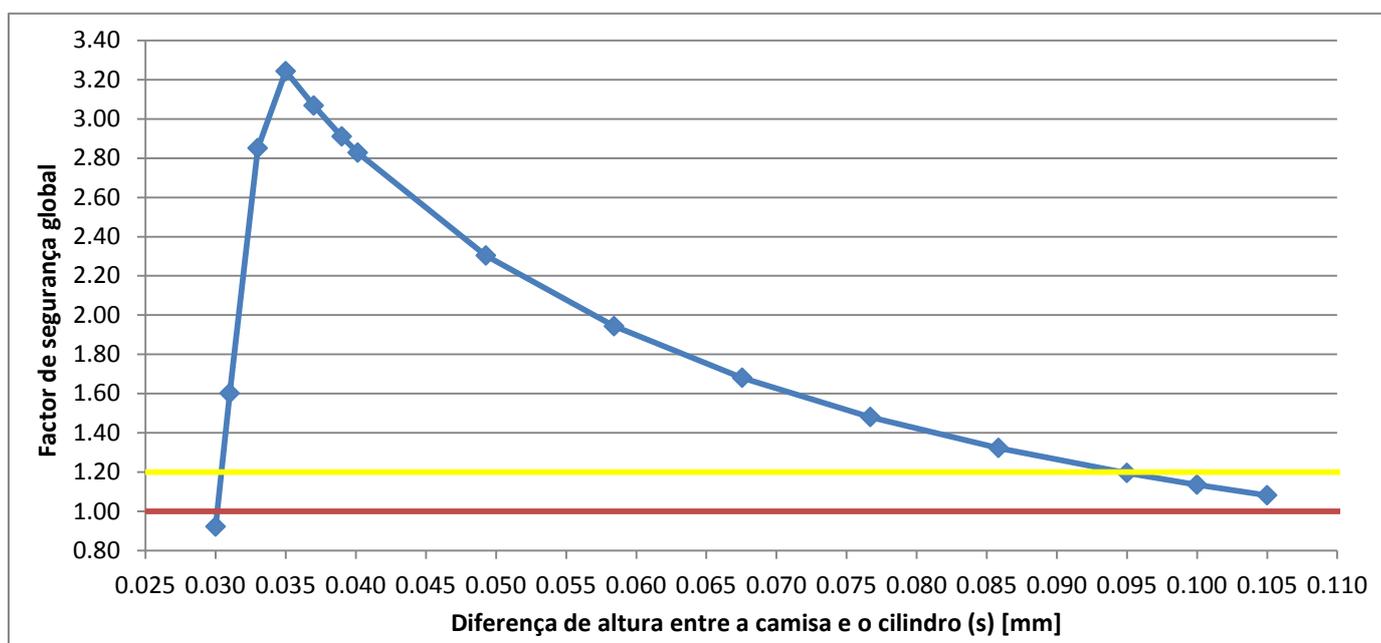


Figura 28 – Evolução do coeficiente de segurança global com a folga (s)

Para ter uma margem de segurança, tendo em conta a Figura 28, vamos considerar os valores da folga admissíveis para $n_{efectivo} \geq 1,2$. Em resumo e como existe uma gama de valores admissíveis para a folga esta será considerada como $s = 64 \pm 31 \mu\text{m}$.

A situação que gera as forças máximas é quando se considera o motor frio e $s = 95 \mu\text{m}$. Neste caso o cilindro é traccionado e a camisa é comprimida por uma força de cerca de 34600 N. É agora necessário desenhar o cilindro e a camisa e com recurso a análise por elementos finitos verificar se estas suportam a situação mais desfavorável.

6.2. Análise por elementos finitos da camisa do motor

A camisa do motor necessita de encaixar no cilindro, permitir que o êmbolo se desloque no seu interior, que aloje um *O-ring* no seu topo que quando comprimido contra a cabeça do motor para que este vede a câmara de combustão e que aloje um *O-ring* por baixo da aba inferior, contra o cilindro, de modo a vedar o cárter do sistema de refrigeração.

A aba inferior vai assentar no cilindro e na aba superior encontra-se a ranhura do *O-ring* ficando a zona da camisa entre as abas à compressão.

Para se efectuar a análise por elementos finitos é necessário que:

- As propriedades mecânicas do material estejam definidas correctamente;
- Os constrangimentos representem adequadamente a situação a que o componente vai estar sujeito;
- As forças estejam bem definidas e representem adequadamente a situação a que o componente vai estar sujeito;
- Uma malha bem definida de modo que os resultados dependam o mínimo possível desta, ou seja, o desejável é refinar apenas a malha nos pontos críticos e ao ir refinando a malha as tensões estabilizem (deixam de depender da malha).



Figura 29 – Camisa do motor

De salientar que quanto mais elementos a malha apresentar maior será o tempo de cálculo. No decorrer desta dissertação muitas das vezes o tempo de cálculo não foi o factor limitante mas sim o desempenho do *hardware* onde as simulações foram realizadas, limitando o número de elementos devido a memória insuficiente. As simulações foram realizadas no *Stress Analysis* incluído no *Autodesk Inventor 2013*.

Definindo a zona onde a camisa está apoiada (aba inferior e saia) com constrangimento do tipo *frictionless*, aplicando a força que a cabeça do motor vai exercer

na camisa (de 34600 N), sendo esta aplicada nas superfícies do topo da camisa. A malha utilizada na camisa do motor foi refinada na aba inferior (zona onde assenta no cilindro onde se verificam as tensões máximas), nesta zona os elementos tem um tamanho médio de 0,2 mm.

Na Figura 30 apresenta-se o resultado das tensões na camisa do motor após ter sido otimizada com recurso a análise de elementos finitos. Esta apresenta um pico de 588 MPa mas que não é distribuído uniformemente na zona do constrangimento, Figura 31. Seria desejável aumentar o número de elementos nesta zona mas, devido a limitações do *hardware* onde as simulações foram feitas, isso não foi possível. Optou-se então aferir os valores da zona do constrangimento onde ocorre a tensão máxima em todo o seu diâmetro e fazer a média. $Tensão_{média} = 377,45$ MPa. Sendo esta peça feita em Ferro Fundido terá um coeficiente de segurança $n_{camisa} = 1,28$.

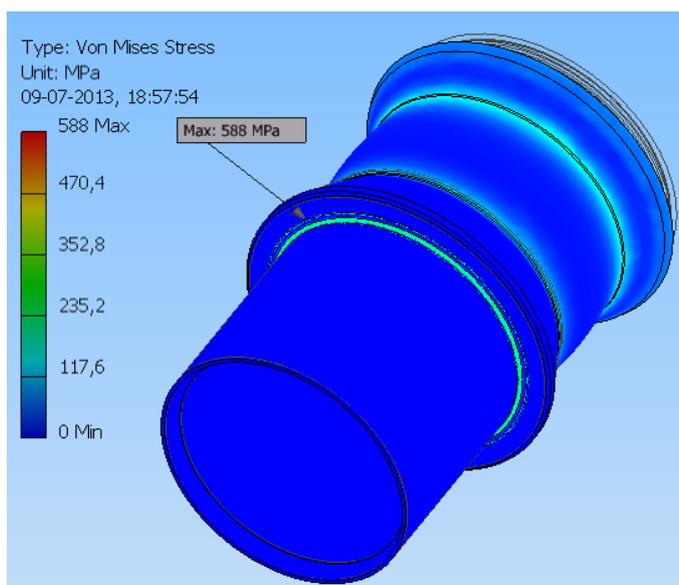


Figura 30 – Tensões na camisa do motor

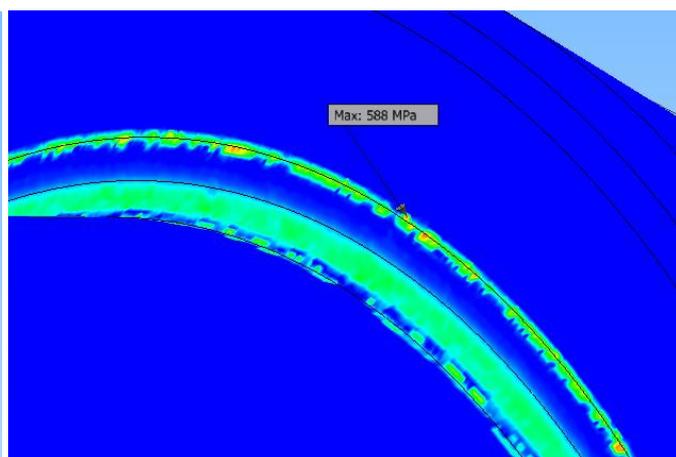


Figura 31 – Ampliação da zona de tensão máxima da camisa

6.3. Análise por elementos finitos do cilindro do motor

No cilindro do motor procedeu-se de modo semelhante ao da camisa com as seguintes exceções:

- De modo a representar o comportamento a que a peça vai estar sujeita são aplicadas forças na zona dos parafusos que os 4 somam 34600 N; e

na zona onde assenta a camisa foi aplicada uma força da mesma intensidade mas de sentido contrário.

- Apesar de a resultante das forças ser igual a 0 o *software* exige que se aplica um constrangimento tendo sido aplicada na base do cilindro um do tipo *fixed*.

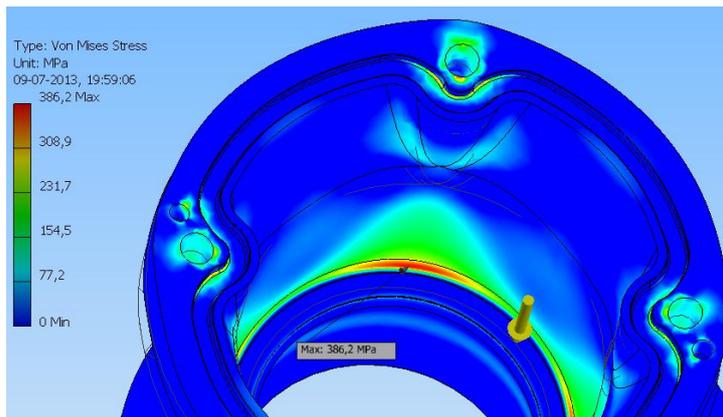


Figura 32 – Tensão máxima no interior do cilindro do motor

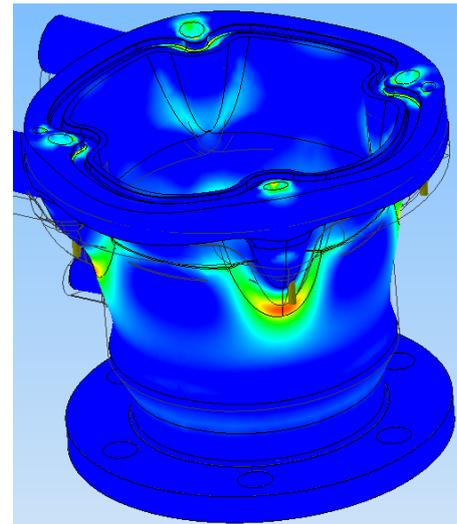


Figura 33 – Zona de tensão mais elevada no exterior do cilindro do motor

Depois de otimizado o cilindro do motor, a tensão máxima é de 385,2 MPa e verifica-se no interior do cilindro, Figura 32. Na Figura 33 é possível ver que existem tensões consideráveis abaixo da caixa dos parafusos, aí a tensão é de 360 MPa.

Sendo esta peça feita em liga de Alumínio 7075-T6 esta terá um coeficiente de segurança de $n = 1,3$.

7. DESENHO DA CABEÇA DO MOTOR

A cabeça do motor é um componente crítico de extrema importância. Nela é definida a câmara de combustão, a geometria das condutas de admissão e de escape, a posição e ângulo das válvulas, a posição e ângulo das velas, etc. Todos estes parâmetros (e outros) influenciam a eficiência do motor de combustão interna. Alguns dos requisitos que têm de ser incluídos na cabeça do motor do Evo Veiculo são: a utilização das velas NGK ME8 que possuem menos área de transferência de calor; garantir que quando a cabeça está apertada no cilindro esta apresenta uma deformação uniforme na zona de vedação da

camara de combustão assegurando uma correcta vedação; condutas de refrigeração para que esta comunique com o refrigerante no cilindro; posicionar a resistência de aquecimento num local optimizado.

De forma a garantir um correcta vedação da câmara de combustão, tendo a deformação nessa zona de ser uniforme, decidiu-se que a cabeça do motor teria de ter uma forma cilíndrica, simétrica e com os parafusos igualmente espaçados. O número de parafusos a utilizar também influencia a distribuição da deformação na zona de vedação, quanto mais parafusos mais esta será uniforme.

Foi dada especial atenção à conduta de admissão. Esta será colocada tangencialmente em relação à câmara de combustão de forma a promover *swirl*, Figura 34, que promove a homogeneização da mistura fresca que entra na câmara de combustão e a eficiência da queima do combustível.

Na geometria da câmara de combustão, a posição e ângulo das válvulas e a posição e ângulo das velas foram considerados os estudos da dissertação de Rodrigues (2011), utilizando esses parâmetros optimizados.

Para acomodar a resistência de aquecimento decidiu-se colocá-la numa posição central da cabeça e que tenha a maior área de transferência de calor possível de forma que esta aqueça a cabeça do motor mais eficientemente.

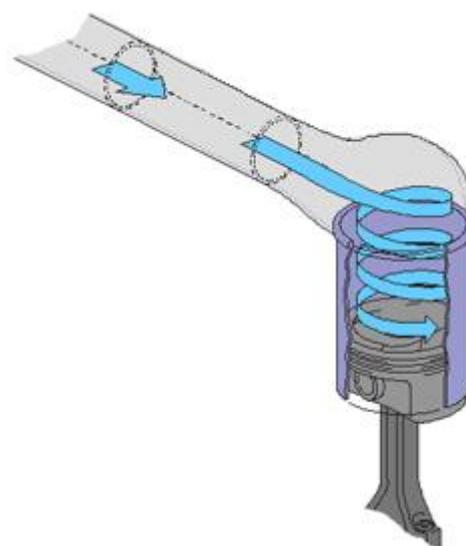


Figura 34 – *Swirl* na câmara de combustão

7.1. Fluido refrigerante

O fluido de refrigeração, que no caso específico deste motor tem a função de aumentar a inércia térmica, ainda não foi seleccionado. Os factores mais importantes a considerar são: a massa volúmica do fluido, a condutibilidade do fluido e o calor específico do fluido, de modo a determinar a difusividade térmica (α). Apresenta-se de seguida estas propriedades para os materiais utilizados no fabrico do motor e de fluidos candidatos procurando o fluido com a menor difusividade térmica:

Tabela 9 – Difusividade térmica dos fluidos e materiais usados no motor

	ρ /kg/m ³	k /W/m·K	c_p /J/kg·K	α /m ² /s
Liga de bronze-alumínio AMPCO M4	7450	42.00	450	1.25E-05
Alumínio 7075	2810	173.00	960	6.41E-05
Água	1000	0.58	4187	1.39E-07
Óleo mineral	870	0.15	1670	1.03E-07
Termofluido Duratherm 600	844	0.14	1967	8.43E-08

Comparando estes valores é evidente a vantagem destes fluidos em relação aos materiais de construção do motor. Pode observar-se que a água pesa quase 3 vezes menos e armazena 4 vezes mais energia que o alumínio. O termofluido apresenta uma difusividade térmica bastante baixa mas tem os inconvenientes de atingir temperaturas de 300 °C e ter um custo elevado. A água apresenta a vantagem de não ultrapassar os 100 °C devido à sua mudança de fase. O óleo mineral não apresenta uma melhoria notória em relação à água e atinge temperaturas mais elevadas. Ponderando estes factores seleccionou-se a água como fluido refrigerante do motor.

7.2. Análise por elementos finitos da cabeça do motor

Com os critérios definidos anteriormente desenhou-se a cabeça no *software Autodesk Inventor 2013* e procedeu-se à sua análise através elementos finitos.

O procedimento é semelhante ao já realizado nos componentes anteriores: definem-se os constrangimentos, neste caso os furos dos parafusos e a zona que apoia na camisa do motor; aplicam-se as forças dos 4 parafusos (no total de 34600 N) e a pressão máxima da câmara de combustão obtida na simulação do ciclo (12,15 MPa) e define-se a malha tendo em atenção os pontos críticos da peça.

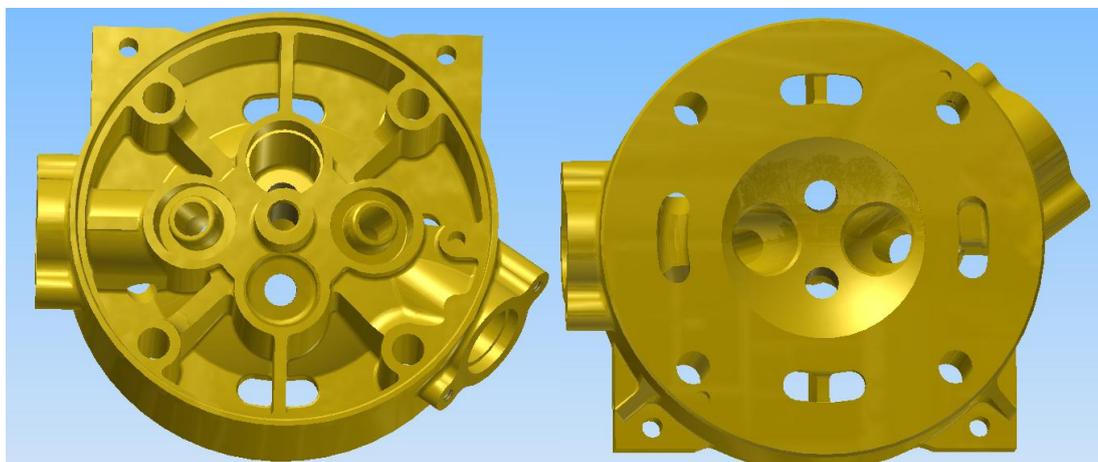


Figura 35 – Cabeça do motor

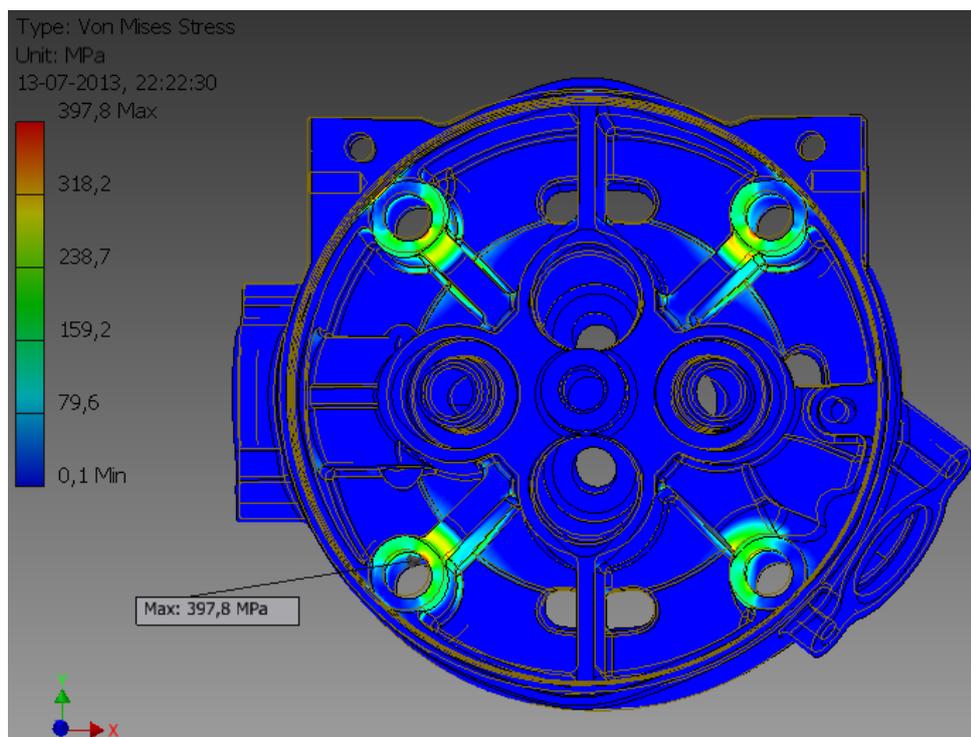


Figura 36 – Tensão máxima na cabeça do motor

Após optimização do desenho da cabeça do motor com recurso à análise por elementos finitos, a tensão máxima obtida é de 397,8 MPa. Como a cabeça do motor será feita de liga de bronze alumínio AMPCO M4 o seu coeficiente de segurança será de $n = 1,41$. A localização da tensão máxima obtida ocorre nas torres dos parafusos da cabeça e está directamente relacionada com a espessura das nervuras a elas ligadas. Devido à conduta de admissão ser tangencial à câmara de combustão não é possível que nesta zona exista uma nervura definida como nas outras torres de parafusos. Para se equilibrar as tensões na cabeça, e conseqüentemente baixando a tensão máxima, as nervuras foram dimensionadas com espessuras diferentes de modo a contrariar o efeito causado pelo bloco de material presente na zona da conduta de admissão. De salientar que na parte inferior da cabeça do motor também surgem tensões consideráveis (também na zona do furo do parafuso) que antes de esta ser optimizada se verificavam neste local as tensões máximas.

8. VEDAÇÃO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO E SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DO MOTOR

A vedação entre certos componentes num motor é essencial. No caso da câmara de combustão este é crítico pois caso não seja feita correctamente leva a perda de desempenho e em certos casos pode levar a que se danifique algum componente.

Como já referido anteriormente foram utilizados *O-rings* para vedar os vários componentes, incluindo a câmara de combustão. Era já conhecido que havia motores para aplicações específicas, como por exemplo na competição *Formula Student*, Attard, Watson e Konidaris (2006), que utilizavam esta solução mas faltava determinar quais as suas vantagens e desvantagens.

Para começar esta solução é possível devido a *O-rings* feitos em fluoro-elastómeros (FKM ou FPM) que resistem a temperaturas de 200 °C de funcionamento e picos de cerca de 300 °C. Este material apresenta excelentes propriedades de resistência a temperaturas elevadas, chama, óleo, etc, sendo que a sua resistência a ambientes com água líquida ou vapor é considerada como razoável. Será este o material utilizado em todos os *O-rings* do motor.

Para se utilizar *O-ring* como vedante temos de primeiro perceber o seu funcionamento e os seus modos de falha. O estudo de Parker (2007) foi essencial nesta etapa, e foram de lá retiradas as seguintes conclusões:

- Tanto em vedações estáticas como dinâmicas sujeitas a alta pressão, a principal causa de falha é a extrusão do vedante para a folga entre os componentes que este está a vedar, os principais factores a ter em conta para evitar este fenómeno são: a pressão do fluido, a dureza e força efectuada pelo *O-ring* e a folga;
- A exposição prolongada a alta temperatura endurece o *O-ring* permanentemente destruindo a sua utilidade;
- Um *O-ring* de maior secção por norma tem melhores propriedades de *compression set* (deformação que, com o tempo, o elastómero não volta a recuperar) e *volume swell* (os elastómeros em contacto com um fluido absorvem-no e incham, consequentemente reduzindo a sua rigidez);

- Um *O-ring* de menor secção por norma tem melhores propriedades de resistir a *explosive decompression* (pode ser comparada a embolia, quando o *O-ring* está sujeito a alta pressão durante um certo período de serviço e de seguida a pressão é reduzida subitamente, o gás contido na estrutura interna do *O-ring* expande rapidamente, causando rupturas na sua superfície) e melhor resistência à elongação;
- Outra causa bastante comum de falha nos *O-ring* é a danificação do mesmo na sua instalação, devendo por isso ser eliminadas arestas vivas nas zonas da sua instalação e locais por onde o *O-ring* passe até chegar à zona onde será instalado.

8.1. Vedante da câmara de combustão

Nesta aplicação a resistência à temperatura e à pressão são os factores mais importantes. A vedação neste caso é do tipo *Face Seal*, Figura 37. Para este tipo de vedação as dimensões da ranhura estão tabeladas de acordo com o diâmetro de secção do *O-ring*.

A pressão máxima suportada por um *O-ring* está directamente relacionada com a dureza do material do vedante e a folga entre as peças a vedar, Tabela 10.

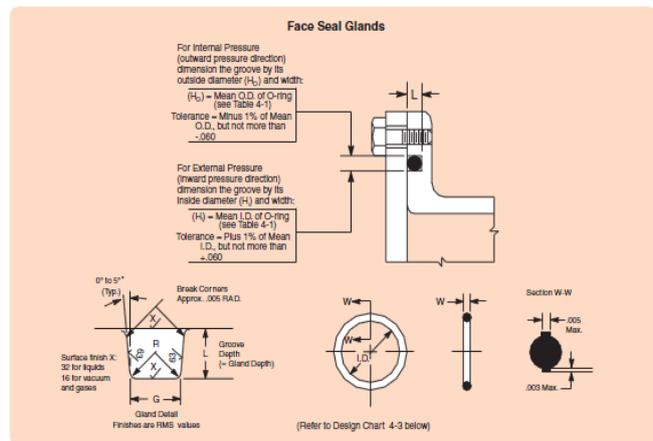


Figura 37 – Vedação de superfície, Parker (2007)

Tabela 10 – Pressão máxima suportada para uma temperatura de 71 °C

Folga /mm	0,0	0,1	0,2	0,3
Pressao máx. Shore A 70 /bar	207	156.4	105.8	55.2
Pressao máx. Shore A 75 /bar	310.5	230.7	150.9	71.1
Pressao máx. Shore A 80 /bar	414	305	196	87
Pressao máx. Shore A 90 /bar	690	506	322	138

Interpolado

É estimado que a temperatura máxima a que este *O-ring* irá estar sujeito é de 120 °C, superior aos 71 °C a que a Tabela 10 se refere. A pressão máxima a que o *O-ring* irá estar sujeito é de 12,15 MPa, aproximadamente 120 bar. Neste caso a folga presente é de praticamente 0 mm. Por uma questão de segurança admite-se que não se deverá usar uma dureza inferior a Shore A 75.

Com estes dados e o espaço disponível no topo da camisa do motor, das dimensões de ranhura tabeladas seleccionou-se o seguinte *O-ring*: 36 × 1,5 mm (diâmetro interno × diâmetro de secção).

As dimensões da ranhura serão: profundidade $L = 1,07$ mm, largura $G = 1,82$ mm. É também dito que se a pressão mais alta se encontra no interior do componentes a vedar a ranhura deve estar posicionada de modo a que quando se monte o *O-ring* este esteja apoiado pelo diâmetro exterior, sendo assim a ranhura deverá ter $D_{R,ext} = 39$ mm. De notar que a largura da ranhura é maior que o diâmetro de secção do *O-ring* de modo a se acomodar a deformação, é também por isso que se pode colocar o *O-ring* centrado na ranhura ou apoiado pelo diâmetro exterior ou interior. É também aconselhado que as arestas da ranhura tenham um boleado de 0,12 mm.

Está disponível no ANEXO F a Figura 45 com a configuração desta vedação.

8.2. Vedante da aba inferior da camisa do motor

Este vedante separa a zona de refrigeração do motor da zona do cárter onde se encontra óleo lubrificante. Aqui a vedação será do tipo de ranhura triangular, Figura 38.

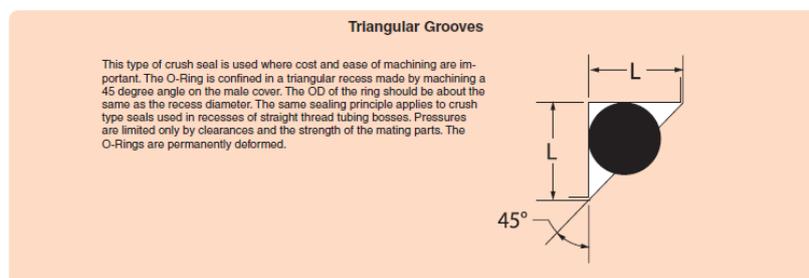


Figura 38 – Ranhura triangular, Parker (2007)

Este tipo de vedação é caracterizada por ser uma vedação de esmagamento, onde o *O-ring* não pode ser reutilizado. Utiliza-se este tipo ranhura quando é necessário garantir a facilidade de maquinagem, este é um factor importante devido à localização deste *O-ring*.

Por norma estes *O-rings* são montados esticados de forma a facilitar a sua montagem, pois assim não caem do seu posicionamento. A quantidade que se pode esticar um *O-ring* é denominado de *stretch* que é o aumento em percentagem do diâmetro interno. Considera-se que para *stretch* até 2% ou 3% não é necessário alterar as dimensões das ranhuras tabeladas, isto deve-se a que quando se estica o *O-ring* este diminui o seu diâmetro de secção. As relações entre o *stretch* e a redução de secção estão representadas na Figura 39.

Ao se reduzir o diâmetro de secção reduz-se a proporção de *O-ring* que é comprimido, denominado de *squeeze*. Para uma correcta vedação é necessário garantir um *squeeze* de 30% mas nunca maior. Quando se altera o diâmetro de secção de um *O-ring* é importante também verificar qual a área de secção que este ocupa em relação à área de secção disponível na ranhura a ser ocupada, esta relação deverá estar entre os valores de 90-95%.

Neste caso a ranhura não será perfeitamente triangular, no lugar do ângulo recto do triângulo encontra-se um boleado importante da camisa do motor. Devido a isto e aos outros factores já mencionados não se utilizará a ranhura tabelada. Com o espaço disponível nas peças e medindo no *Autodesk Inventor* a área de secção realmente disponível na ranhura chegou-se ao seguinte *O-ring*: 35 × 1 mm. Este *O-ring* quando montado na saia da camisa do motor que tem um diâmetro de 35,8 mm apresenta um *stretch* de 2,28%.

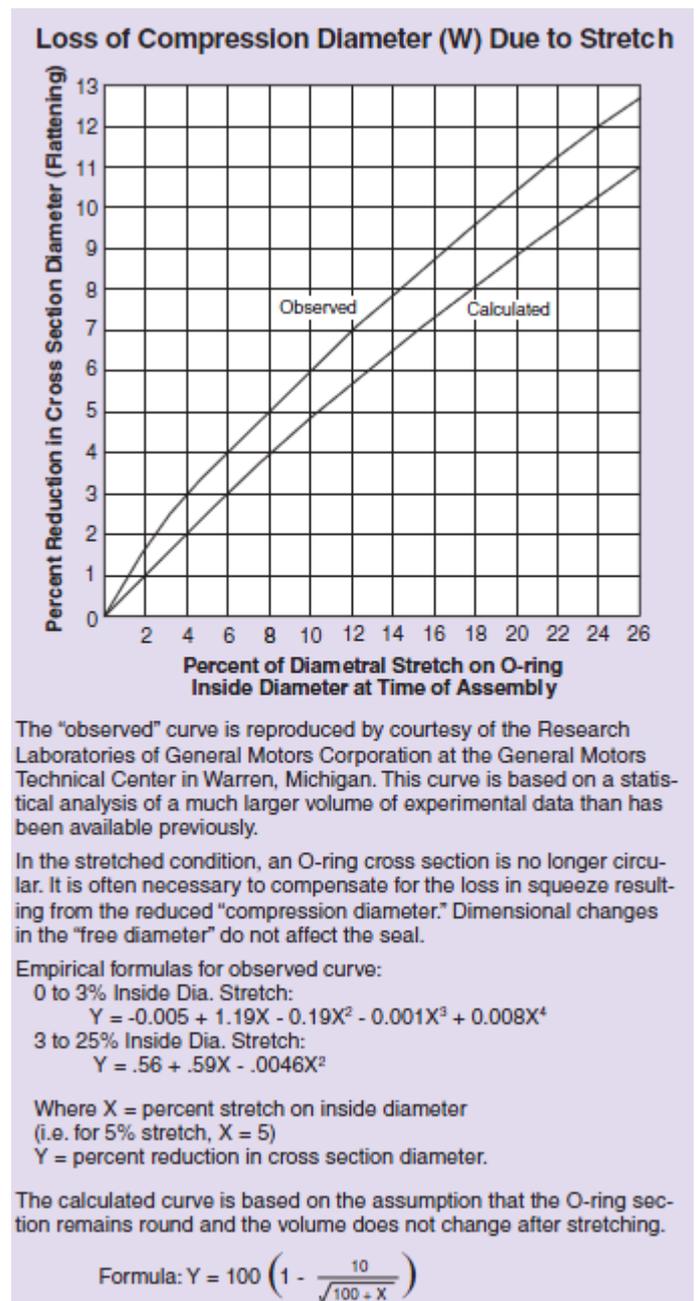


Figura 39 – Relação entre *stretch* e redução de diâmetro de secção, Parker (2007)

Considerando o lado da ranhura $L = 1,4$ mm e medindo a área de secção disponível obtém-se uma relação entre área de secção do *O-ring* e a área de secção disponível de 92%. Estão assim todos os requisitos cumpridos e o *O-ring* definido.

Está disponível no ANEXO F a Figura 46 com a configuração desta vedação.

8.3. Vedante do cilindro do motor

Este vedante evita que o refrigerante saia do motor e situa-se entre o cilindro e a parte mais exterior da cabeça do motor. Esta é também uma vedação do tipo *Face Seal* só que neste caso a folga será de 0,04 mm e o diâmetro do *O-ring* será determinado a partir do perímetro da ranhura devido a esta não ser circular, para que o refrigerante não entre em contacto com os parafusos como pode ser visto na Figura 32 e Figura 33. Neste caso a pressão mais alta também se encontra no interior pelo que o *O-ring* deve ser apoiado no diâmetro externo.

Assim sendo o *O-ring* para esta aplicação será um 63×2 mm. Medindo o perímetro exterior da ranhura esta equivaleria a um *O-ring* com diâmetro exterior de 67,18 mm. Não existe um *O-ring* com estas dimensões específicas mas o seleccionado apresentará uma folga com diâmetro exterior da ranhura de 0,09 mm que é bastante aceitável.

8.4. Vedante da tampa da cabeça do motor

A cabeça do motor necessitará duma tampa bem vedada de forma que o refrigerante não saia do motor. Nesta caso esta vedação será do tipo estática de cilindro-pistão, Figura 40. Neste tipo de vedação a compressão do *O-ring* é feita radialmente.

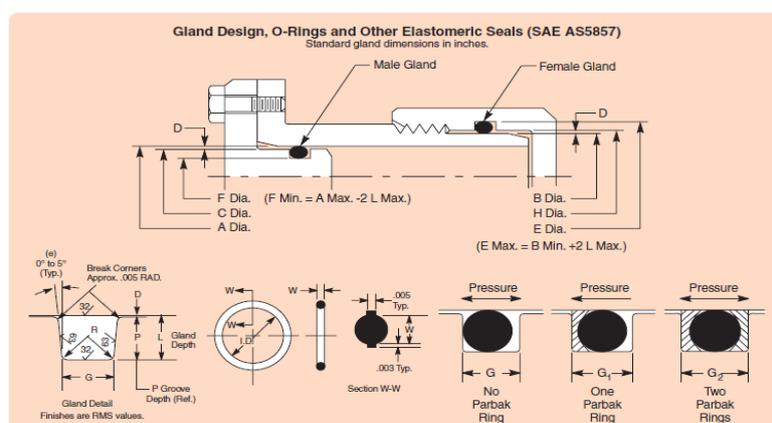


Figura 40 – Vedação estática de cilindro-pistão, Parker (2007)

Nesta aplicação é necessário ter em conta que a folga já não é zero, neste caso o pistão (aba interior da tampa) terá 69 mm de diâmetro e o cilindro (aba exterior da cabeça do motor) terá 69,13 mm de diâmetro.

O *O-ring* a ser aqui utilizado será de $66 \times 1,5$ mm que quando montado na ranhura que tem um diâmetro exterior de 66,98 mm apresentará um *stretch* de 1,49%. As dimensões da ranhura serão: profundidade $L = 1,01$ mm e largura $G = 1,96$ mm.

9. OUTROS COMPONENTES

Assim como a tampa da cabeça do motor, mencionada no capítulo anterior, foram desenhados outros componentes que embora não sendo principais são essenciais para o correcto funcionamento do motor.

- **Tampa da cabeça do motor**

A tampa da cabeça do motor além de vedar o refrigerante do motor também apresenta: um porta-sensor de temperatura da cabeça, dois pontos de fixação das chumaceiras das árvores de cames do motor e um canal por onde se pode acrescentar refrigerante ou se no futuro for necessário servirá como saída do circuito de refrigeração.

- **Chumaceiras das árvores de cames**

Estes componentes suportam as forças exercidas pelo funcionamento das cames e das válvulas, as forças produzidas pela correia de accionamento e definem o posicionamento das árvores de cames. Os esforços nos parafusos deste componente foram calculados e determinou-se que com parafusos M3 de classe 10.9 se obteria um coeficiente de segurança de $n = 15$. À excepção da tampa da cabeça do motor, que é apertada pelos parafusos da cabeça do motor, estes são os componentes deste capítulo que estão sujeitos a maiores esforços. Ao observar-se que neste caso os parafusos M3 são mais do que suficientes sempre que possível serão utilizados estes parafusos. A utilização de parafusos de pequenas dimensões faz com que se obtenham peças mais leves e compactas, não só pelo parafuso ser mais leve mas por ser necessário menos material em redor da rosca (ex: numa rosca M5 a peça terá em seu redor material num diâmetro de pelo menos 9 ou 10 mm).

- **Parafusos da cabeça do motor**

Estes foram inicialmente dimensionados supondo que a câmara de combustão seria vedada com uma junta de cobre onde seriam necessários parafusos M6 classe 12.9. Uma outra vantagem da utilização de *O-ring* na vedação da câmara de combustão é que se reduz os esforços nos parafusos podendo utilizar parafusos M5 classe 12.9. Esta solução permite que a cabeça do motor e consequentemente o cilindro do motor sejam mais compactos e leves.

- **Colector de admissão**

Foi necessário redesenhar o colector de admissão e deu-se máxima prioridade a que o *spray* do injector estivesse correctamente posicionado. É desejado que o *spray* não toque nas paredes da conduta de admissão e que este esteja apontado para a haste da válvula, o mais próximo possível da sua base. A válvula é um dos componentes mais quentes no funcionamento do motor, as gotas de combustível ao aproximarem-se da haste da válvula evaporam antes de lhe tocar promovendo a homogeneização da mistura fresca que entra na câmara de combustão.

10. ENSAIO DO MOTOR

No tempo útil disponível para realizar esta dissertação de mestrado não foi possível ter os componentes fabricados e assembled para se realizarem testes de ensaio. Todos os componentes necessários foram dimensionados e projectados tendo apenas faltado a sua fabricação. Os componentes não foram encomendados mais cedo no decorrer da dissertação devido à interdependência entre componentes. Só quando se chegou a uma configuração final e após todos os componentes serem revistos e terem “amadurecido” foi possível considerar encomendar todos os componentes que fazem parte do conjunto.

A única excepção à regra foram as árvores de cames. Estas não dependem do dimensionamento específico de outro componente e foram desenhadas de forma que também possam ser usadas no motor actual. A versatilidade e futuras alterações foram sempre tidas em conta no desenho das peças propostas nesta dissertação.

Decidiu-se então montar as novas árvores de cames no motor actual e fazer ensaios de modo a determinar o consumo específico de combustível ao freio atingido.

Durante a preparação da montagem das árvores de cames utilizaram-se os cálculos do dimensionamento das molas de forma a verificar se estas cames com as actuais molas de válvulas teriam algum problema. Devido ao grande aumento de levantamento na válvula de escape, em relação ao usado actualmente, leva a uma compressão exagerada da mola não respeitando os critérios de dimensionamento da mola. De forma a evitar-se danificar algum componente optou-se então por montar a nova came de admissão mantendo a came de escape utilizada anteriormente.

O procedimento dos ensaios é, resumidamente, a cada ensaio é lançado o motor até à rotação que a embraiagem centrífuga acopla (1350 rpm), com recurso a um berbequim, e são registadas as seguintes variáveis: rotação a que se liga o motor; rotação a que se desliga o motor; temperatura do ar registada com um aparelho independente da centralina; humidade relativa; volume de combustível consumido; temperatura do óleo; temperatura inicial e final da cabeça do motor; volume de óleo no cárter; pressão de injeção; tensão de alimentação da centralina; posição do acelerador; temperatura do ar lida pela centralina e tensão de alimentação da bateria de arranque.

Depois de realizados os ensaios e de tratados os dados foram obtidos os seguintes resultados:

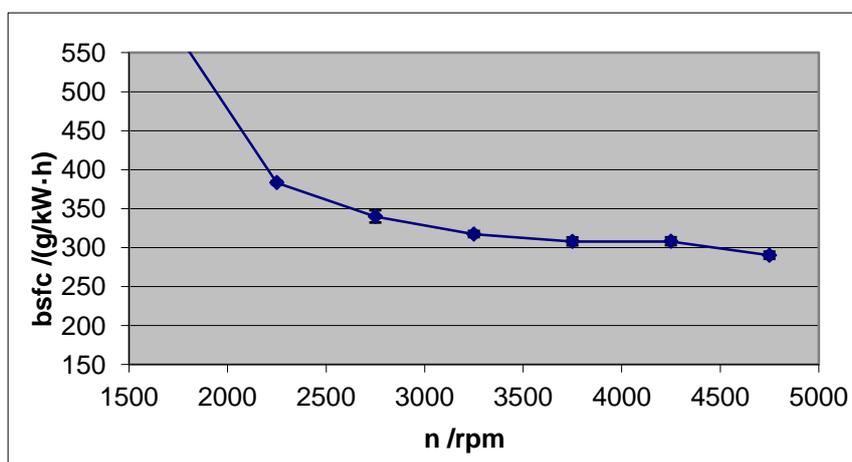


Figura 41 – Evolução do consumo específico de combustível ao freio experimental com a velocidade rotação do motor

Da Figura 41 pode-se verificar que apesar de às 4750 rpm se obter um $bsfc_{\min} = 276 \text{ g/kW} \cdot \text{h}$ o consumo específico de combustível ao freio médio obtido nos ensaios é de $291 \text{ g/kW} \cdot \text{h}$. Estes resultados em relação aos que são obtidos com a came de admissão antiga são ligeiramente piores.

11. CONCLUSÕES

Os objectivos propostos para esta dissertação foram alcançados à excepção da fabricação dos novos componentes e do ensaio experimental do novo conjunto. Os resultados obtidos por simulação do funcionamento do ciclo do motor indicam um valor de consumo específico de combustível ao freio de 250,80 g/kW·h às 3500 rpm. Para o motor actual o consumo específico de combustível ao freio mínimo obtido experimentalmente é 272,62 g/kW·h às 4750 rpm que difere 0,88% do valor 270,22 g/kW·h obtido por simulação nas mesmas condições. Comparando o consumo específico de combustível ao freio mínimo obtido por simulação do novo motor com o do motor actual verifica-se uma redução de 7,19%. Este resultado é conseguido sem necessitar de alterar o conjunto cambota-biela-pistão, diminuindo a cilindrada, sugerida na dissertação de Rodrigues (2011). Essa alteração poderá um dia ser implementada de forma a melhorar o desempenho do motor mas esta saía fora do contexto desta dissertação que se propunha a alcançar um melhor desempenho evitando as alterações mais dispendiosas, dando prioridade às que à partida teriam melhor relação benefício/custo. As alterações que sem dúvida trazem maior benefício a menor custo são: a utilização das novas velas com menos área de transferência de calor e a optimização do diagrama de distribuição do motor.

No decorrer desta dissertação foram determinadas as equações que governam o perfil de aceleração harmónico simples (sinusoidal) de árvores de cames e este foi introduzido no programa de simulação do ciclo de funcionamento do motor.

Foram deduzidas as equações e determinados os critérios que permitem o dimensionamento da folga entre a camisa e o cilindro do motor, sendo estes feitos de materiais diferentes. Ao utilizar-se esta solução evita-se que as tensões de aperto dos parafusos deformem a forma cilíndrica das paredes onde se desloca o pistão do motor. Estas causam irregularidades aumentando o atrito entre o pistão e as paredes. Ao se adoptar o conjunto cilindro-camisa as deformações causadas pelo aperto estão localizadas no cilindro. A camisa, onde se desloca o pistão, está comprimida uniformemente o que promove a redução de atrito entre o pistão e as paredes da camisa. É assim possível ter um sistema de refrigeração mais compacto e leve utilizando o conjunto cilindro-camisa. Neste caso específico o objectivo não será refrigerar o motor mas aumentar a sua inércia térmica de forma a estabilizar a temperatura de funcionamento do motor que influencia grandemente o consumo de combustível específico ao freio.

O dimensionamento das molas de válvulas levou a que se ficasse a conhecer melhor os seus critérios de projecto. Algumas das recomendações de projecto não estavam a ser tidas em conta, mas como no motor actual se utilizam molas já fabricadas (à partida bem dimensionadas) apenas era necessário fazer cálculos de verificação para a sua utilização.

No dimensionamento dos novos componentes do motor houve várias soluções de construção que se ficaram a conhecer, algumas surpreendentes, como por exemplo no caso do cilindro no motor era esperado que, para se diminuir as tensões na zona onde assenta a camisa, seria necessário aumentar o raio de concordância aumentando grandemente as dimensões do cilindro. Isto confirma-se mas foi encontrada uma solução que permitiu manter o cilindro do motor mais compacto aumentando um pouco o raio de concordância e aumentando também a área de contacto entre o cilindro e a camisa retirando espaço do *O-ring* aí localizado, tendo depois de se ter em conta este factor no dimensionamento do *O-ring*.

Várias peças foram desenhadas que não são descritas nesta dissertação devido à limitação de espaço. No entanto das principais peças desenhadas foi possível reduzir a sua massa. A nova cabeça do motor tem 396 g, uma melhoria de 21,5% face aos actuais 505 g. O conjunto cilindro-camisa pesa respectivamente 119 g + 111 g = 230 g mais 60 cm³ de água que equivale aproximadamente a 60 g num total de 290 g, uma melhoria de 7% face ao actual cilindro (sem camisa e sem refrigeração) com 313 g.

Ao se optar por utilizar *O-rings* para vedar todos os componentes necessários, incluindo a câmara de combustão, reuniram-se vários princípios importantes na sua utilização. Desde os modos de falha do *O-ring*, às dimensões tabeladas das ranhuras que podem sofrer alterações caso o *O-ring* não seja utilizado nas condições pressupostas pelo manual, sendo conhecidos os critérios a seguir para se obter uma vedação correcta nesses casos.

Os ensaios experimentais realizados no motor actual com a nova came de admissão não produziram os resultados desejados. A motivação de fazer estes ensaios foi em parte curiosidade, adquirir prática para quando se realizassem os ensaios do novo conjunto e confrontar os resultados de simulação com resultados experimentais. Os resultados que foram obtidos por simulação do ciclo de funcionamento do motor só serão possíveis de atingir com a utilização dos novos componentes num novo conjunto como

está projectado. De qualquer forma a realização destes ensaios experimentais foi enriquecedora e essencial, no âmbito desta dissertação de mestrado, tratar dados experimentais e retirar conclusões.

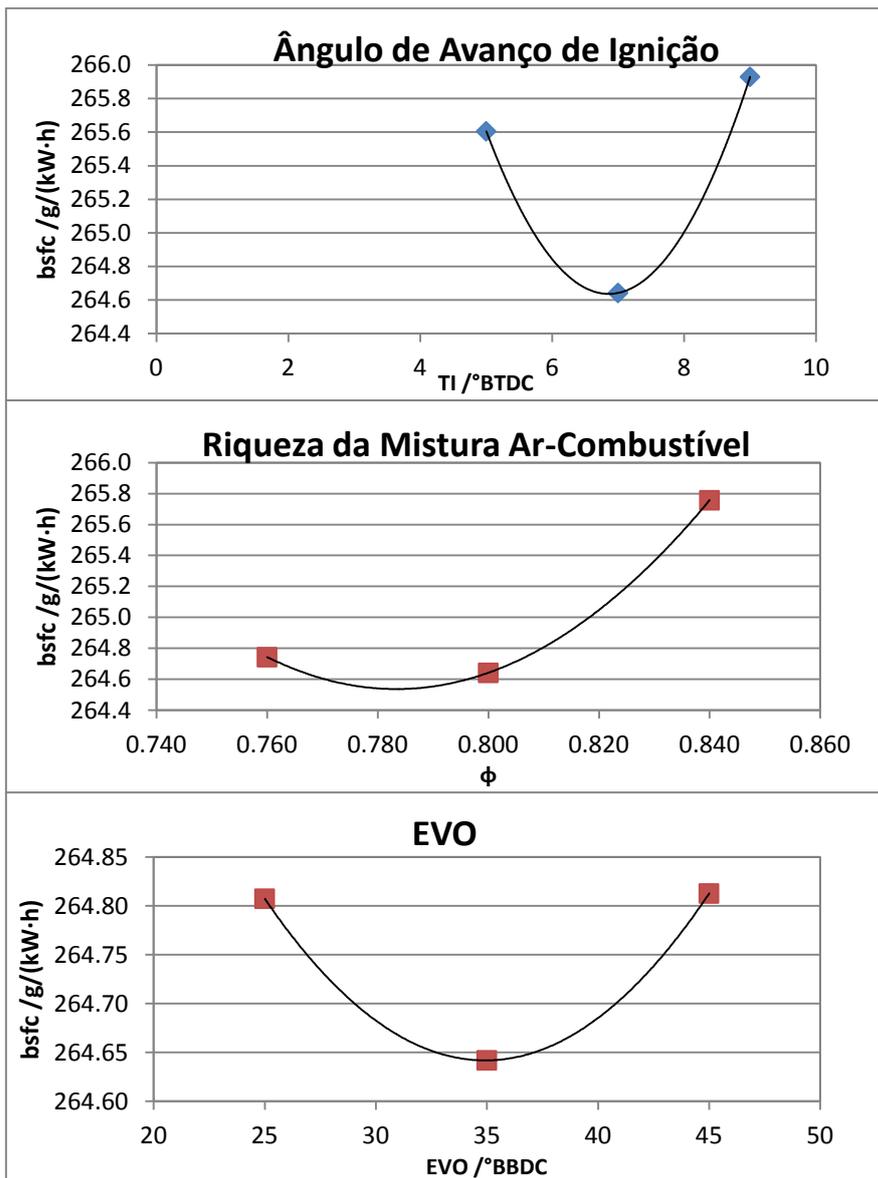
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

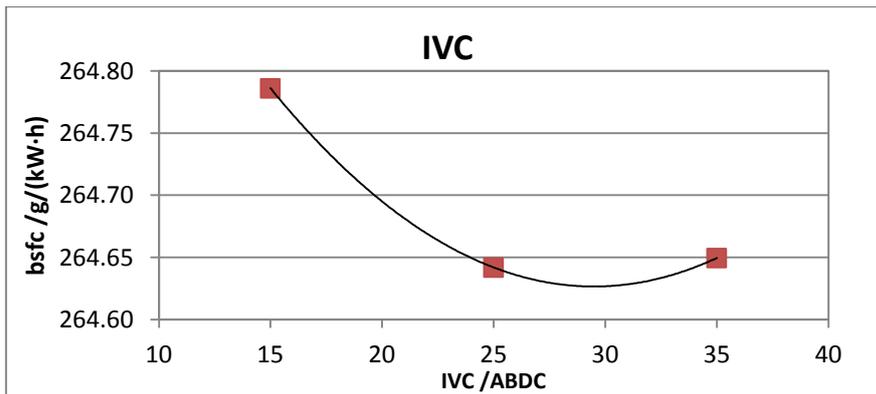
- Rodrigues, J. P. B. B. (2011), “Projecto de um Motor de Combustão Interna para um Veículo Automóvel de Extra-Baixo Consumo de Combustível”. Tese de Mestrado em Engenharia Mecânica na Especialidade de Energia e Ambiente, DEM, FCTUC, Coimbra.
- Correia, J. P. T. (2011), “Optimização do rendimento energético de um motor de combustão interna para participar nas edições 2011 da Shell Eco-marathon”. Tese de Mestrado em Engenharia Mecânica na Especialidade de Energia e Ambiente, DEM, FCTUC, Coimbra.
- Heywood, J. B. (1988), “Internal Combustion Engine Fundamentals”. McGraw-Hill.
- van Basshuysen R. e Schäfer F. (2004), “Internal Combustion Engine Handbook “. SAE International.
- Budynas-Nisbett, (2006), “Shigley's Mechanical Engineering Design”. 8ª Ed., McGraw-Hill.
- Harold A. Rothbart, (2008), “Cam Design Handbook”. McGraw-Hill.
- Lamons Gasket Company, (2012), “Lamons Gasket Handbook”. Acedido em 15 de Abril de 2013, em:
http://www.lamons.com/public/pdf/lit_reference/LamonsGasketHandbook2012.pdf
- William Attard, Harry C. Watson e Steven Konidaris, (2006), “Highly Turbocharging a Restricted, Odd Fire, Two Cylinder Small Engine – Design, Lubrication, Tuning and Control”. University of Melbourne. SAE paper 2006-01-3637.
- Parker (2007), “Parker O-ring Handbook”. Acedido em 15 de Abril de 2013, em:
http://www.parker.com/literature/ORD%205700%20Parker_O-Ring_Handbook.pdf
- Inovatools (2012), “Inovatools German Tools Group”. Acedido em 17 de Abril de 2013, em: <http://www.inovatools.eu/V2/ita/documents/Katalog2012.pdf>.
- SKF (2012) “SKF General Catalogue”.
- INA (2008) “INA Rolamentos Catálogo Geral”.
- Bosch Motorsport (2013) “Bosch Motorsport Equipment for High Performance Vehicles”. Acedido em 6 de Junho de 2013, em: http://www.bosch-motorsport.de/content/downloads/Documentation/Catalog_2013.pdf

ANEXO A

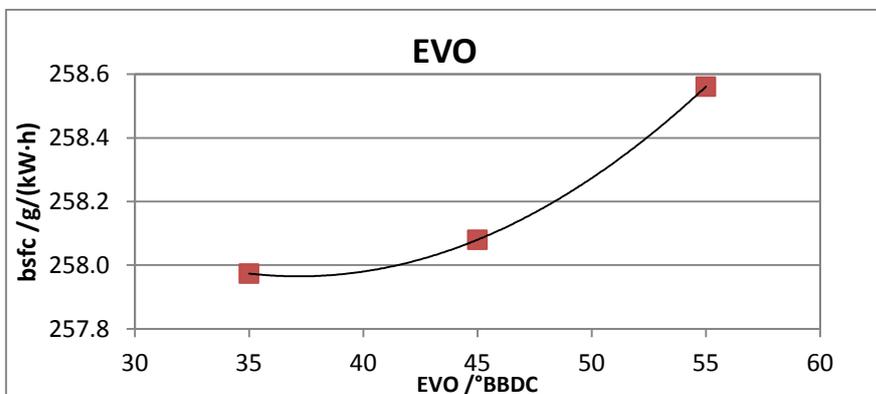
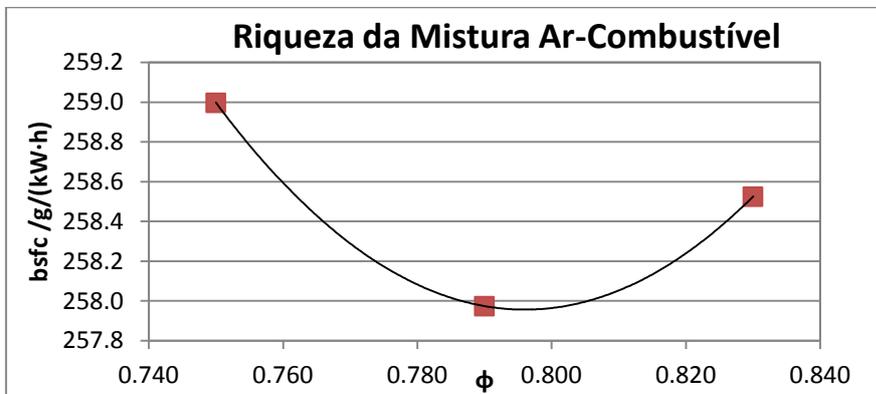
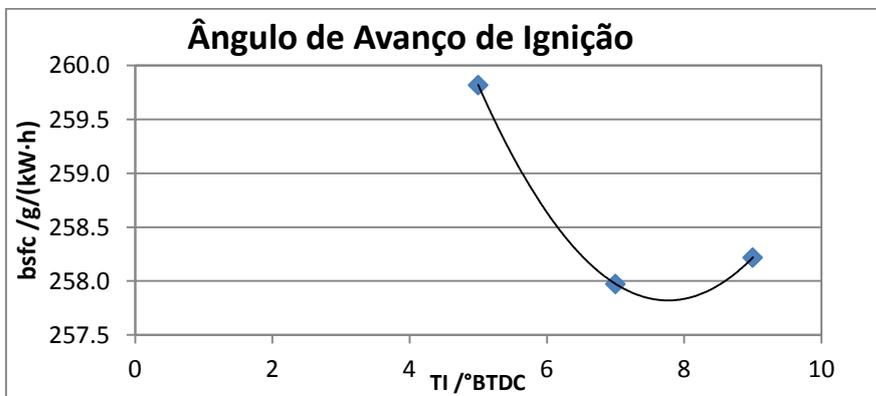
Resultados com perfil de aceleração $K = 2$

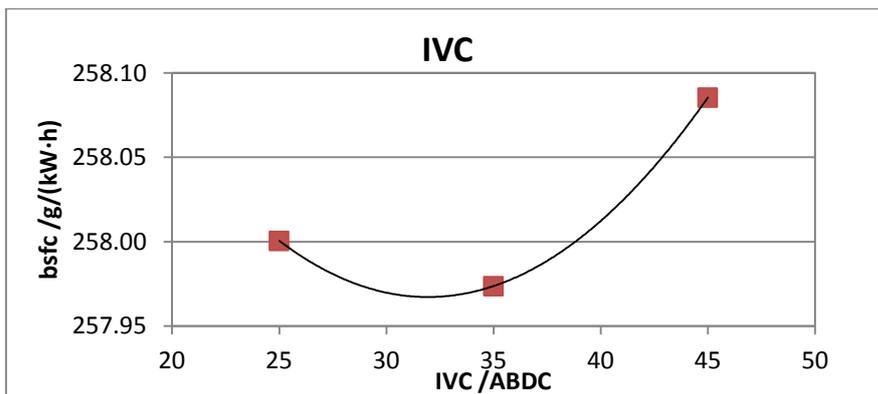
- 1500 rpm



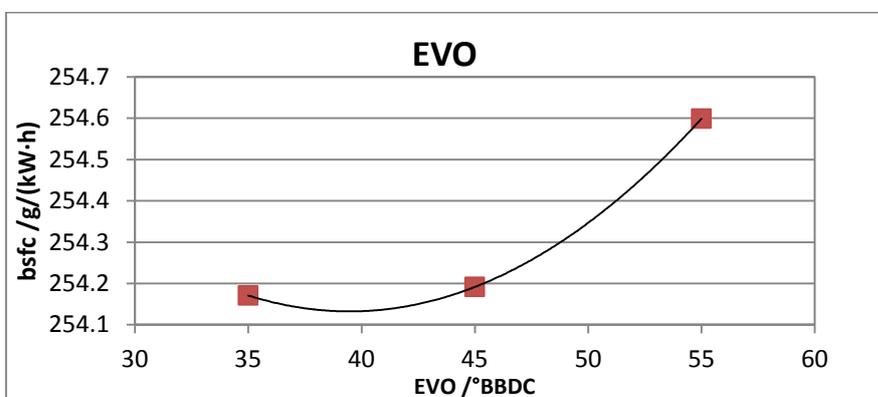
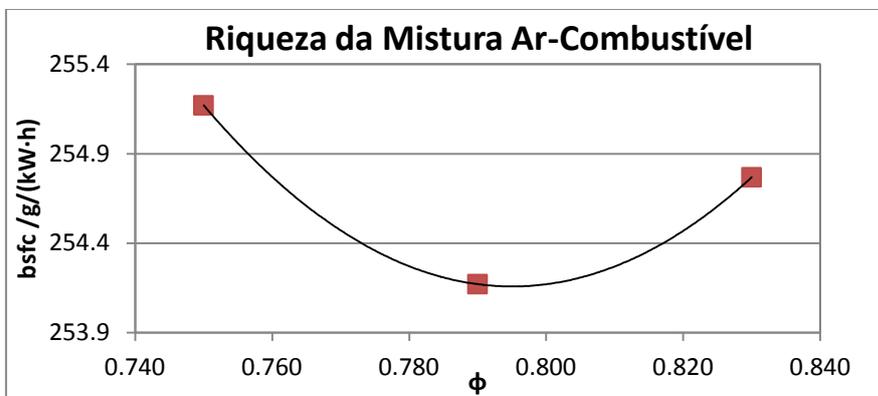
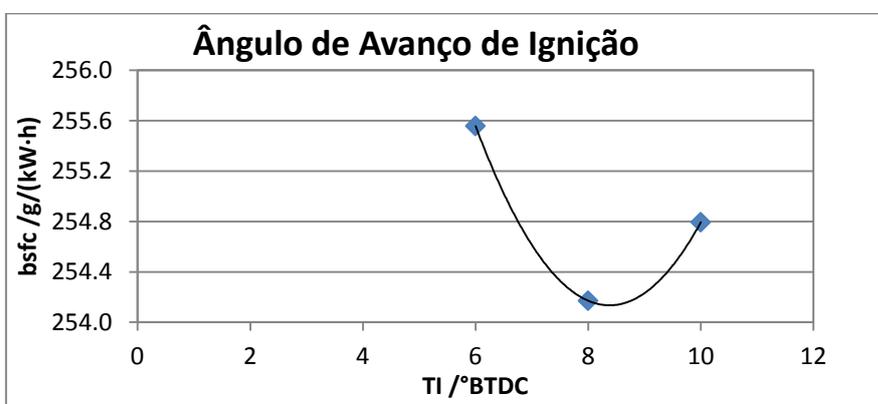


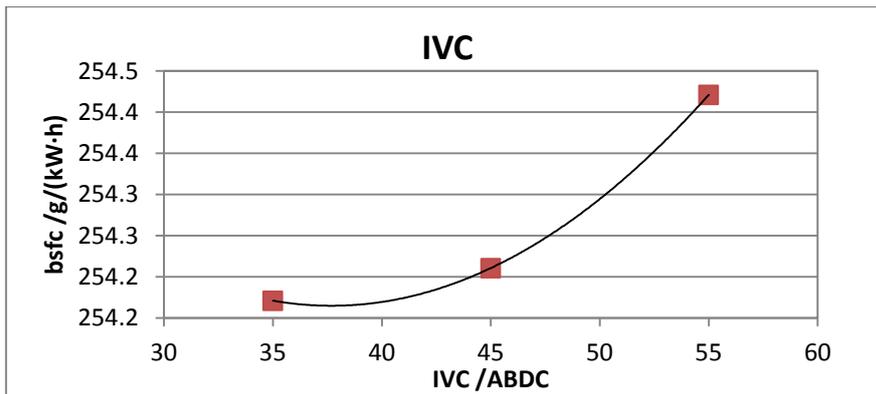
- 2000rpm



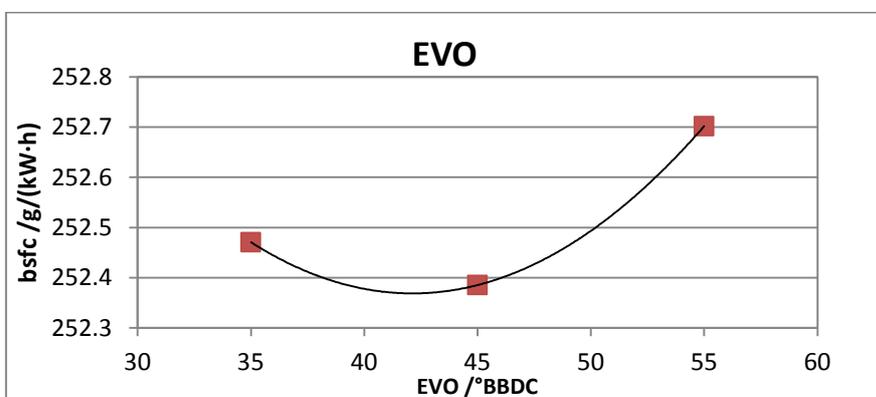
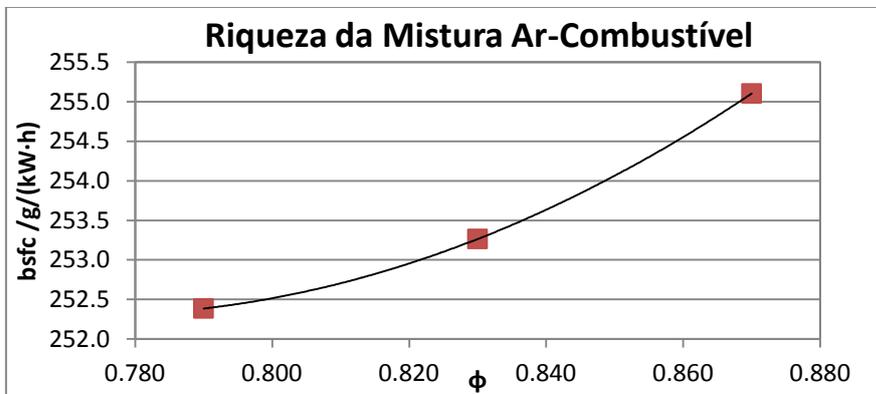
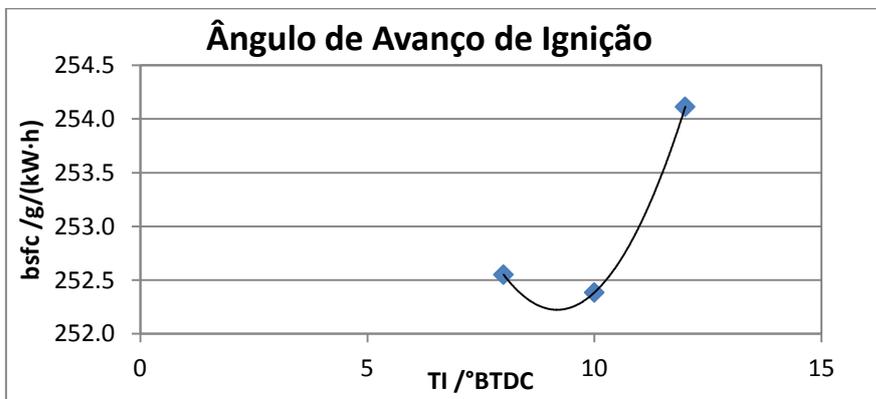


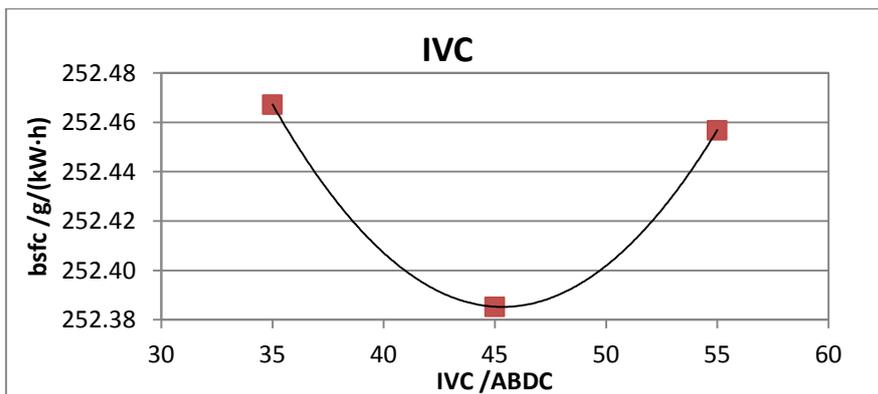
- 2500 rpm



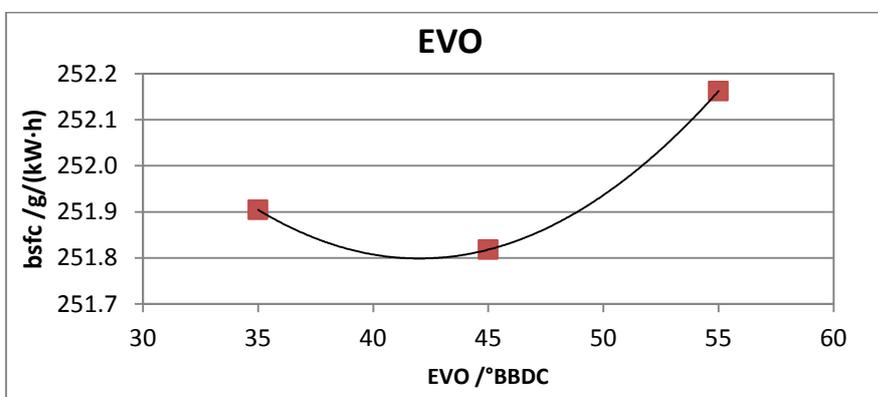
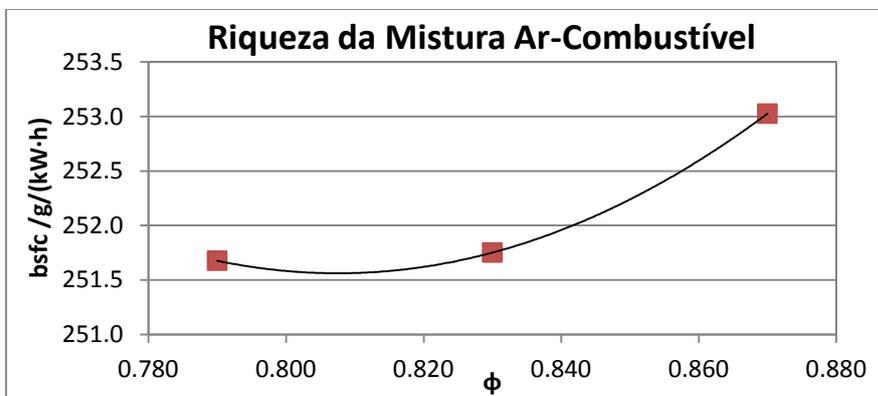
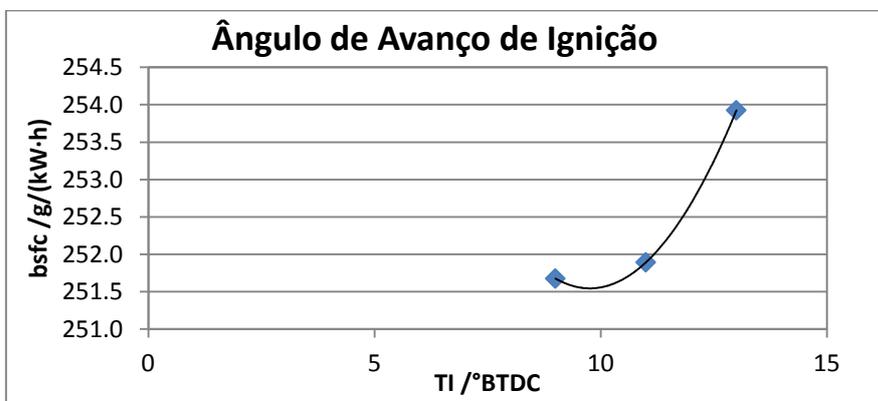


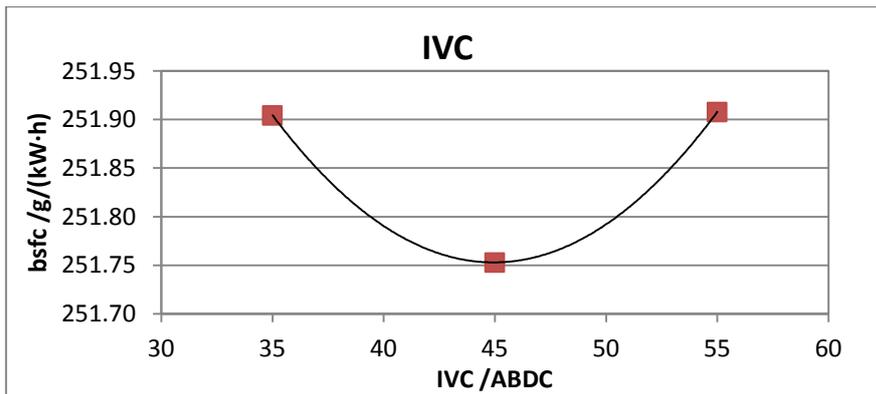
- 3000 rpm



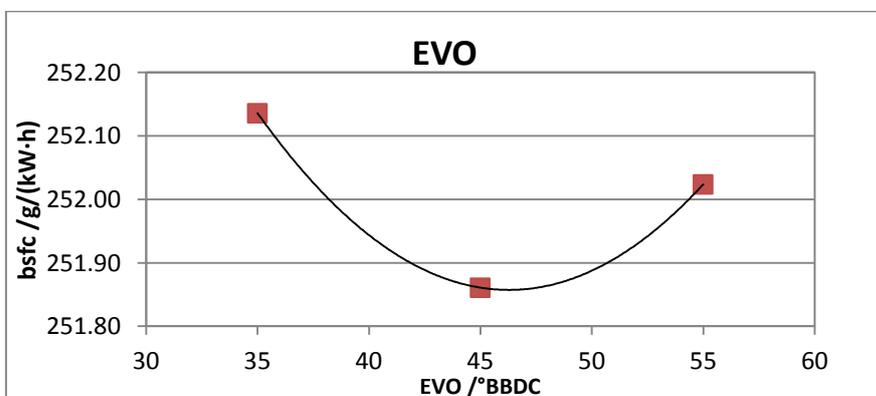
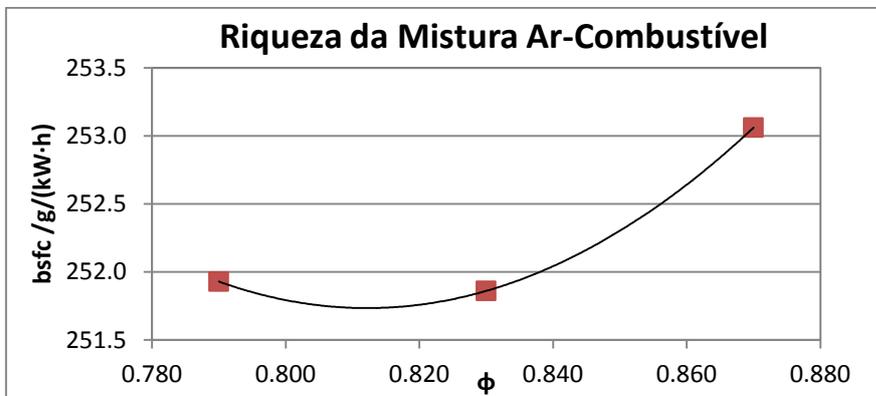
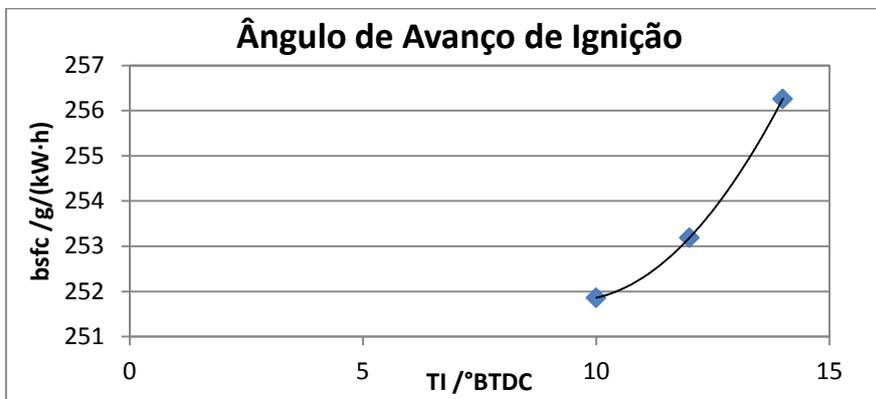


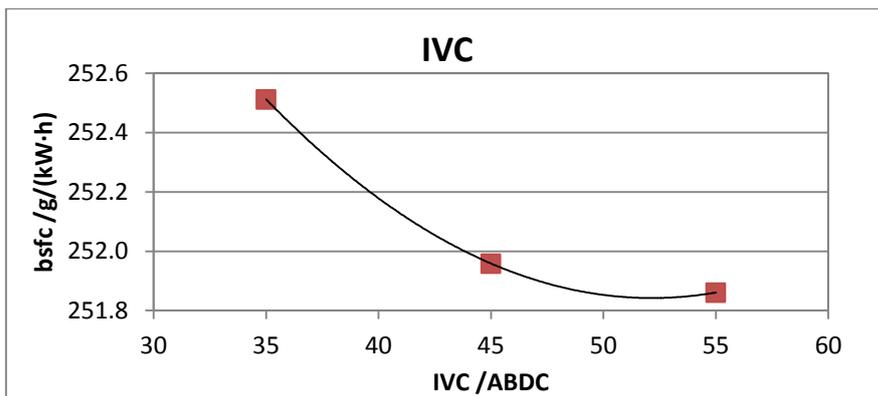
- 3500 rpm



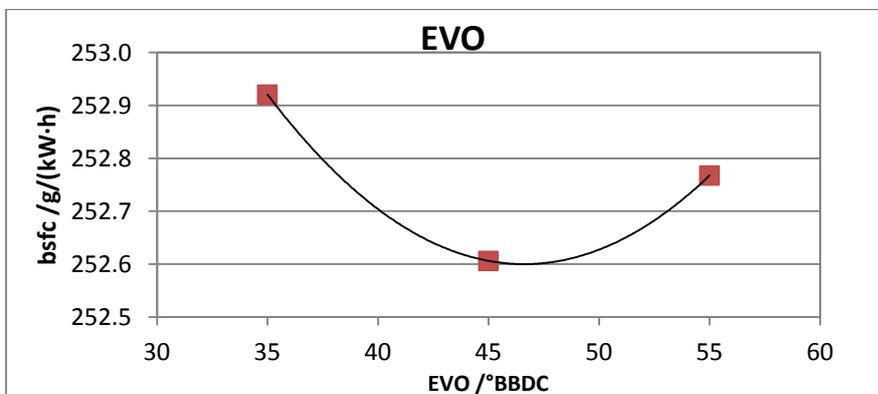
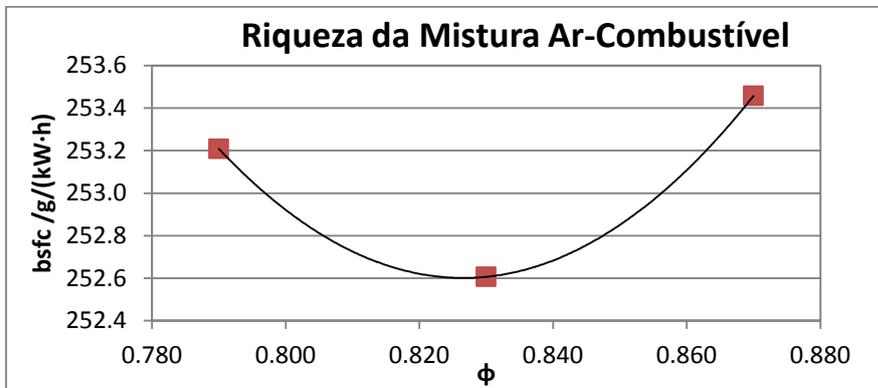
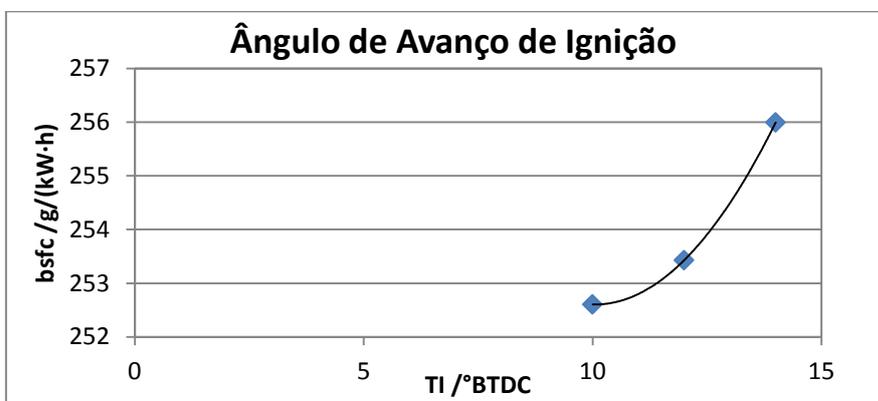


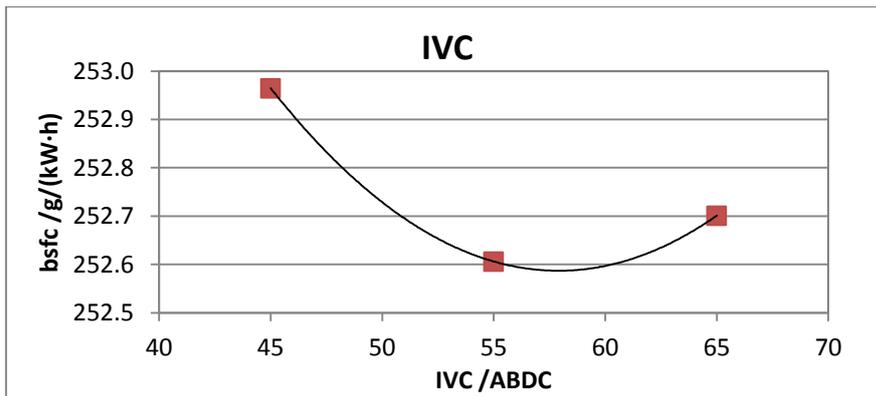
• 4000 rpm



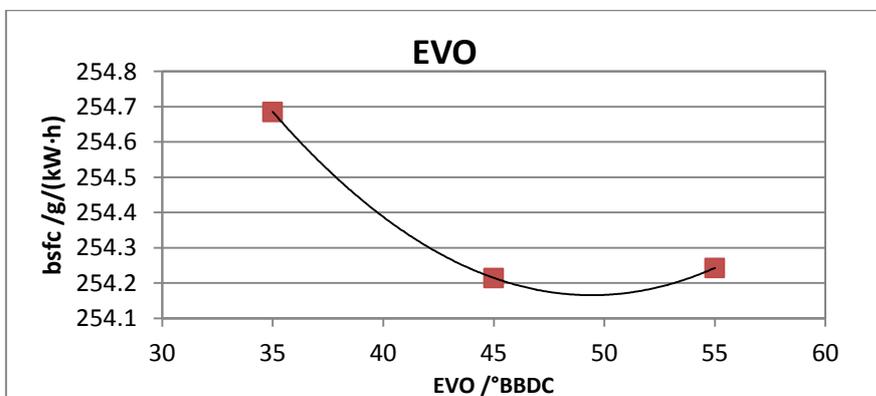
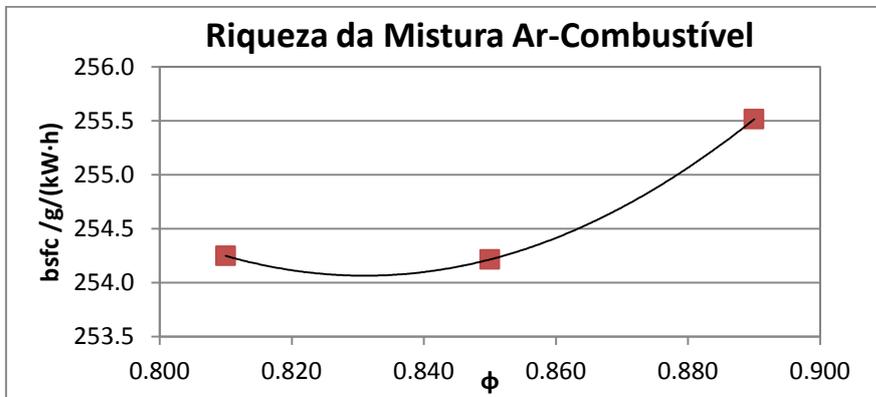
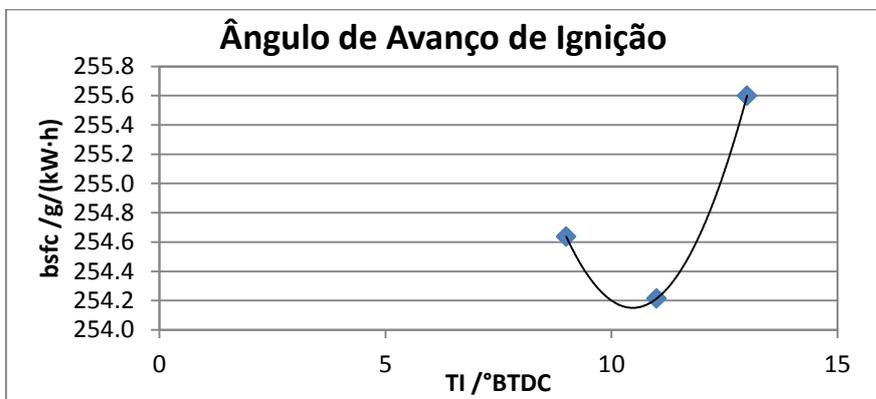


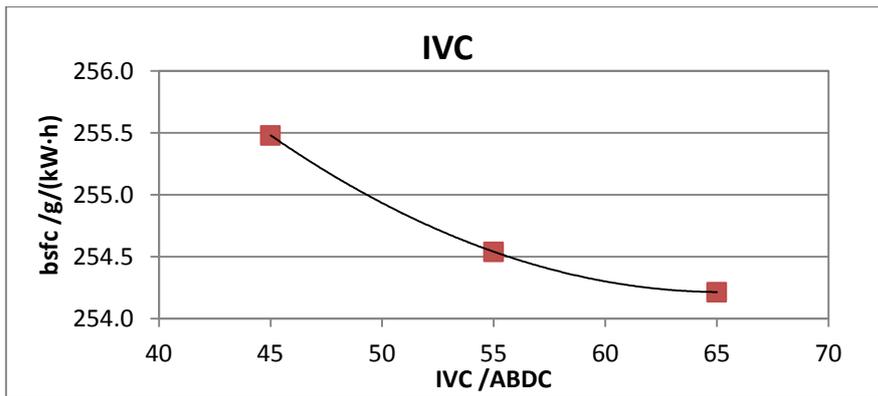
- 4500 rpm





- 5000 rpm

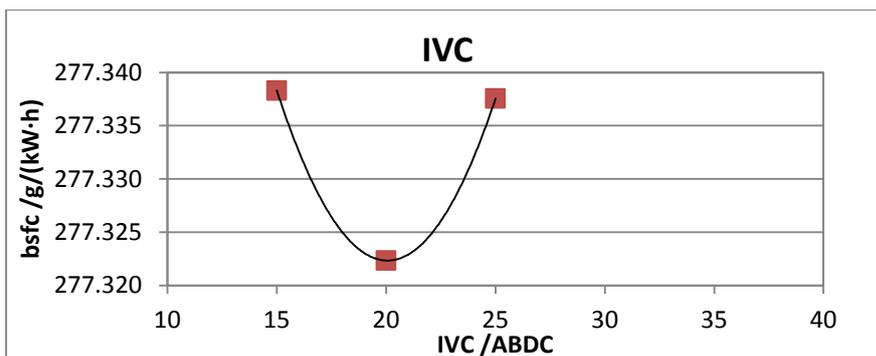
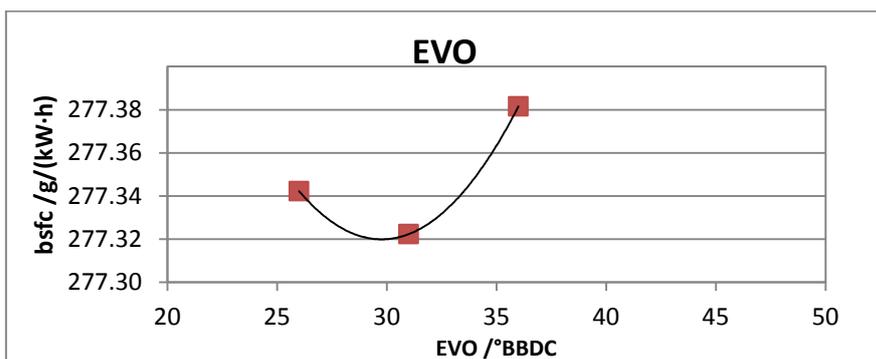
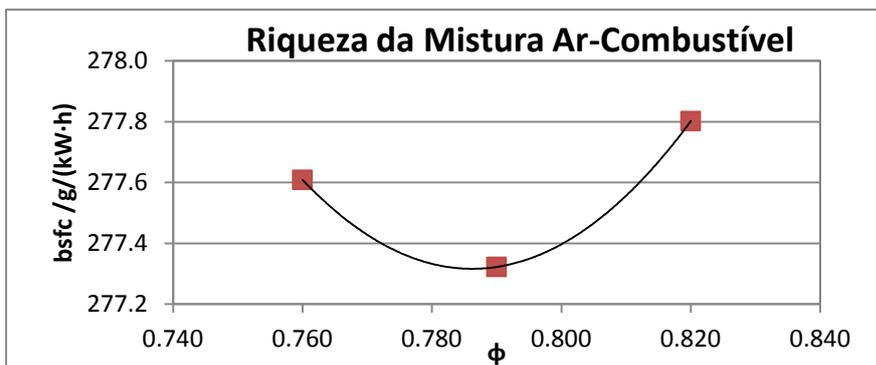
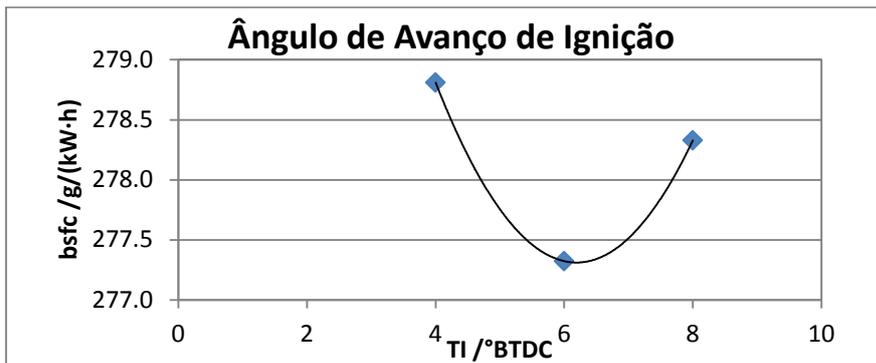




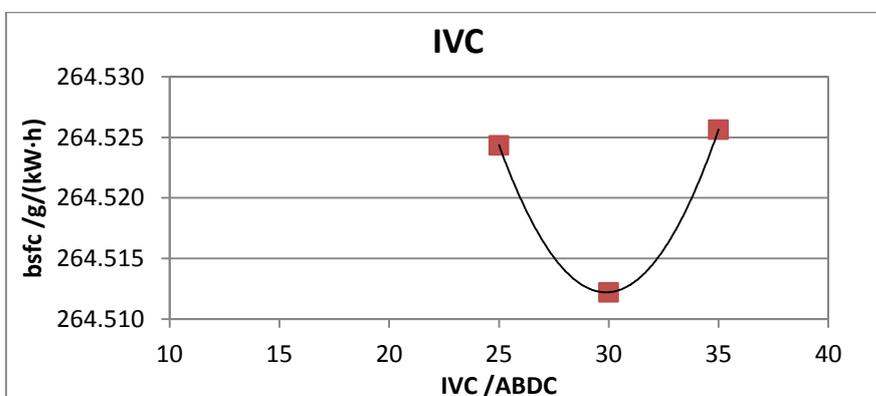
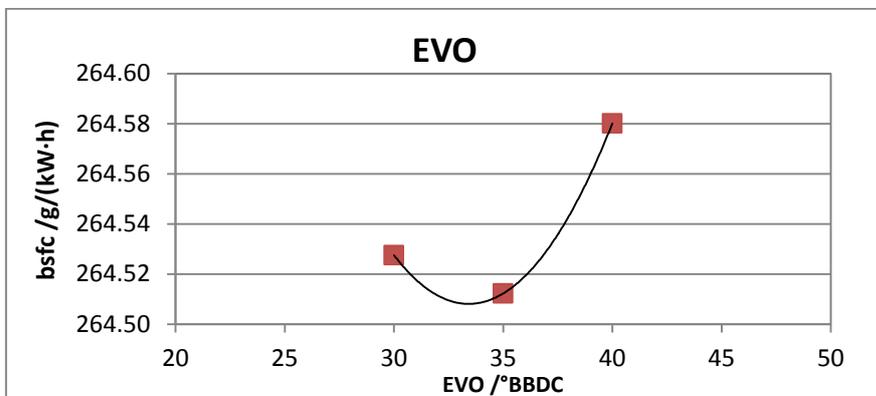
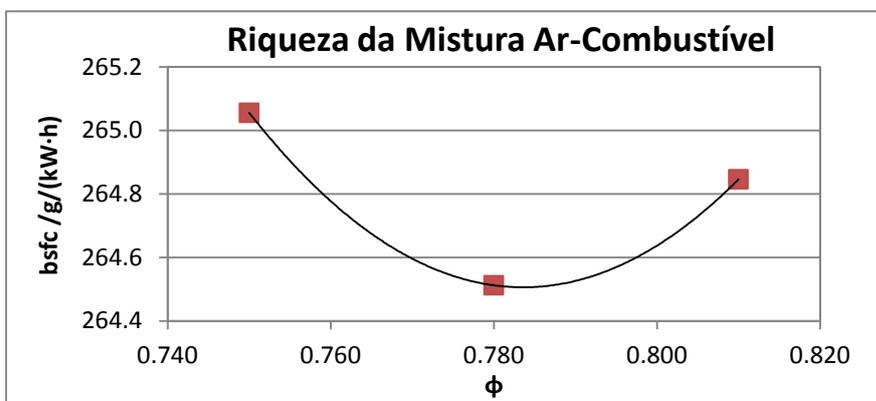
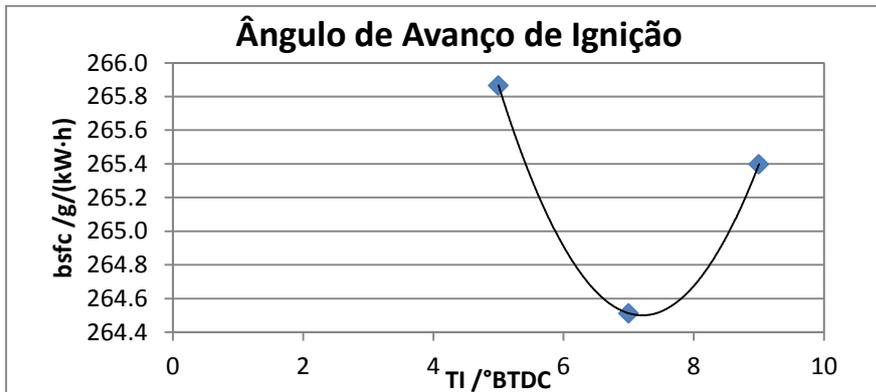
ANEXO B

Resultados com perfil de aceleração harmónico simples

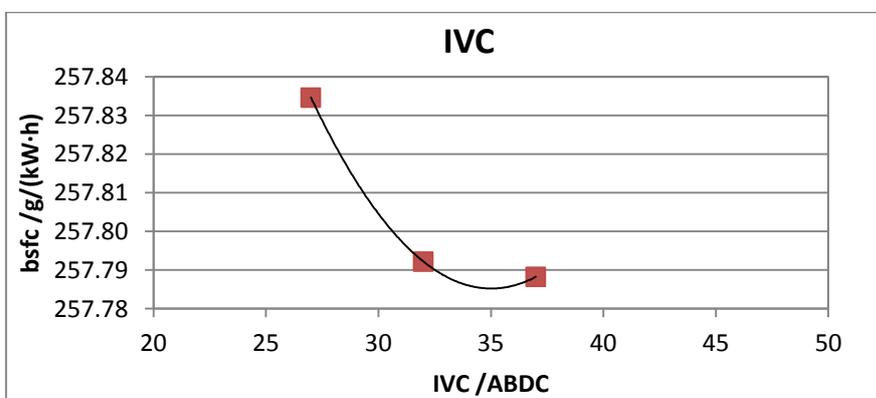
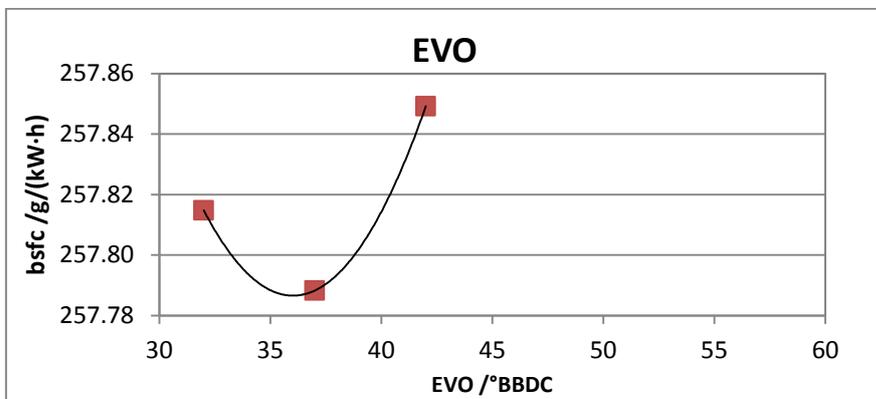
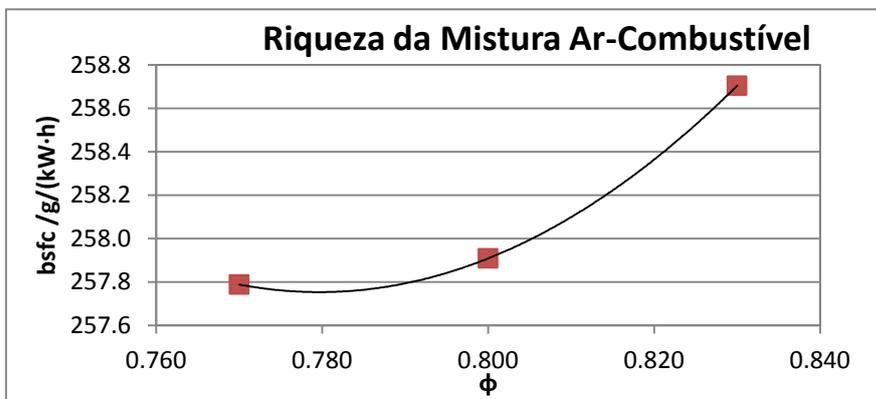
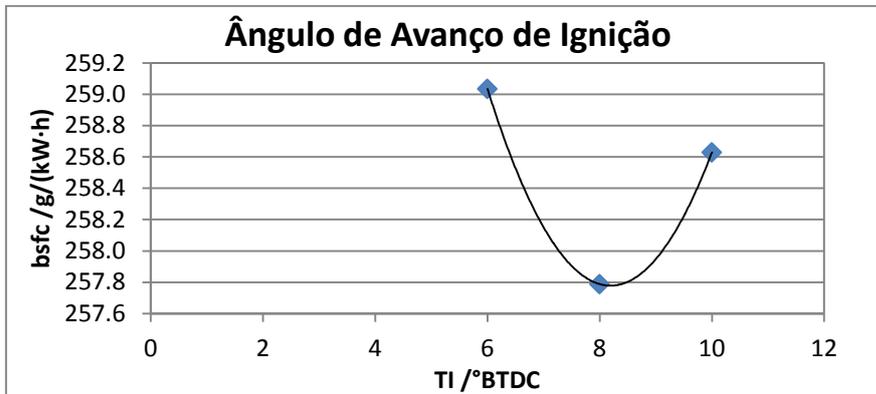
- 1000 rpm



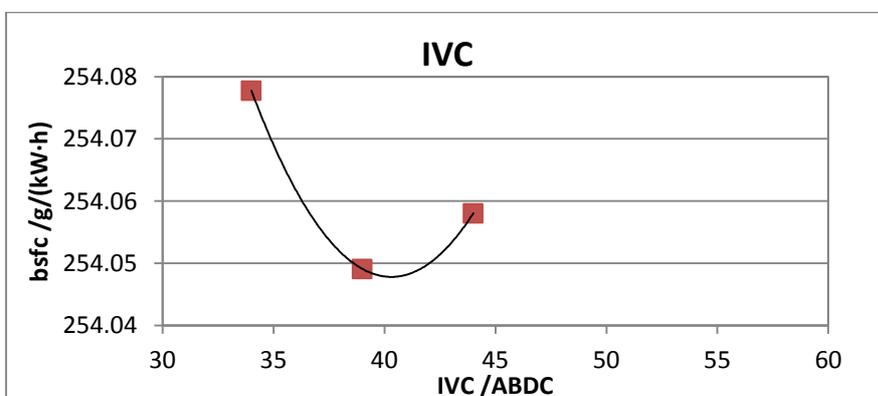
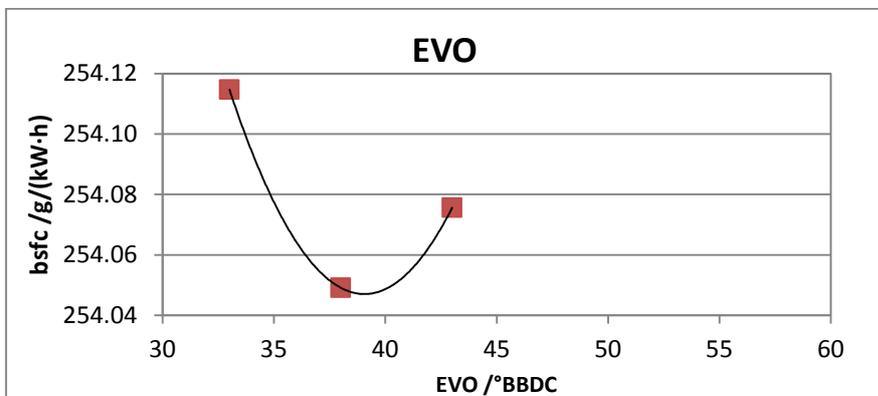
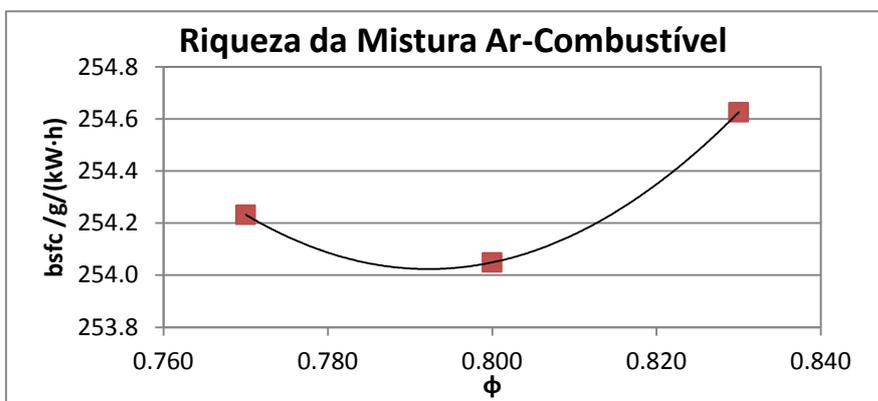
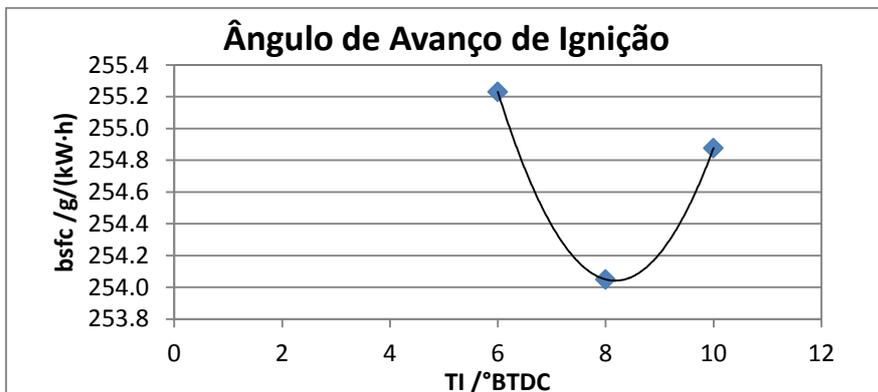
- 1500 rpm



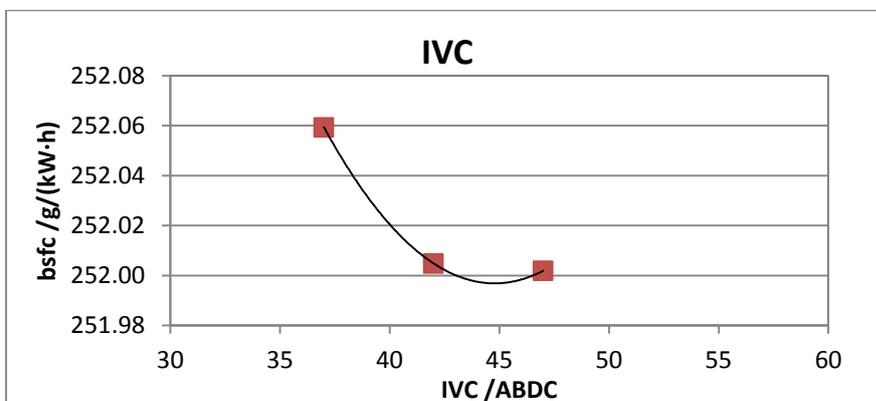
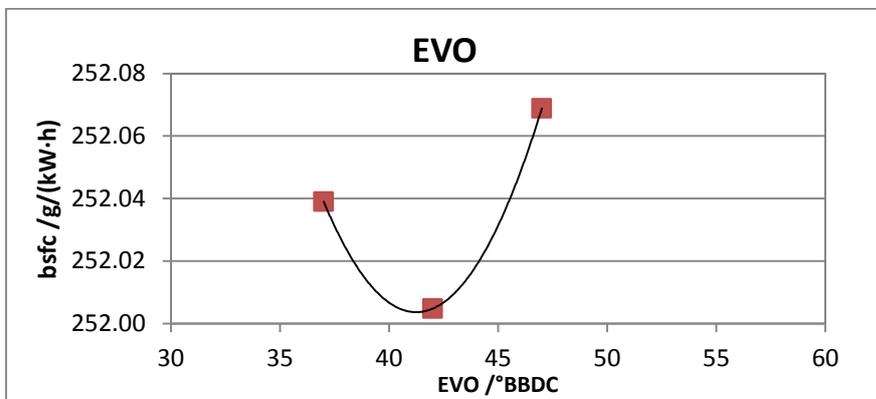
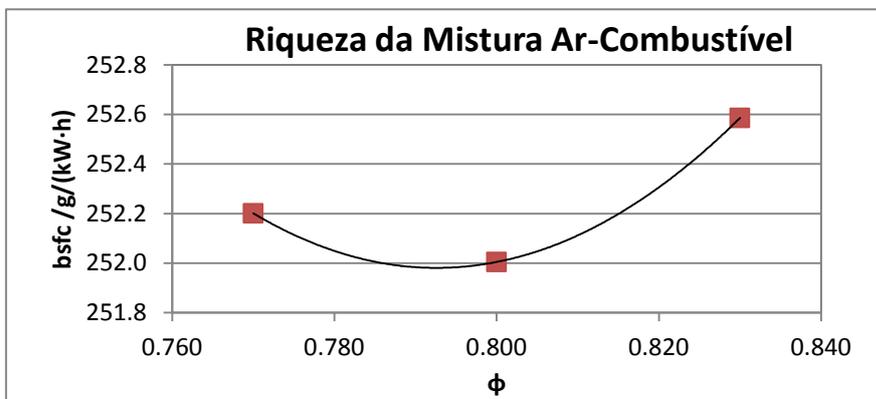
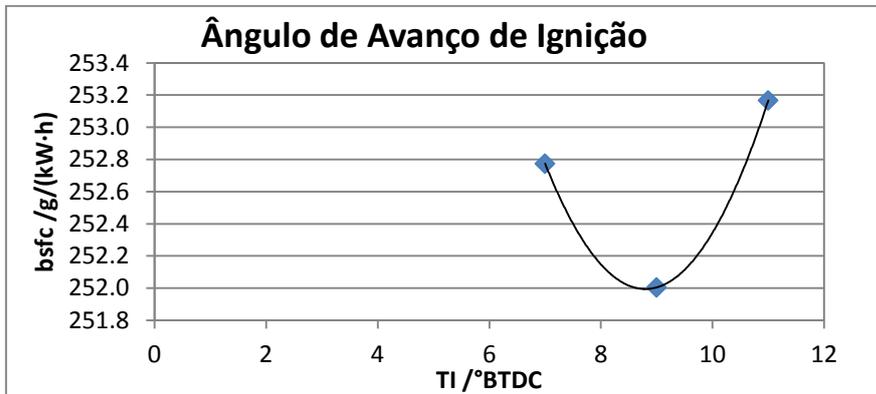
- 2000 rpm



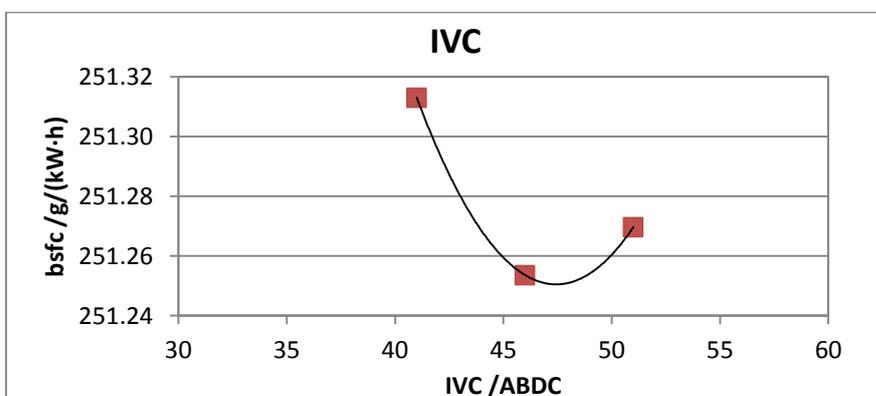
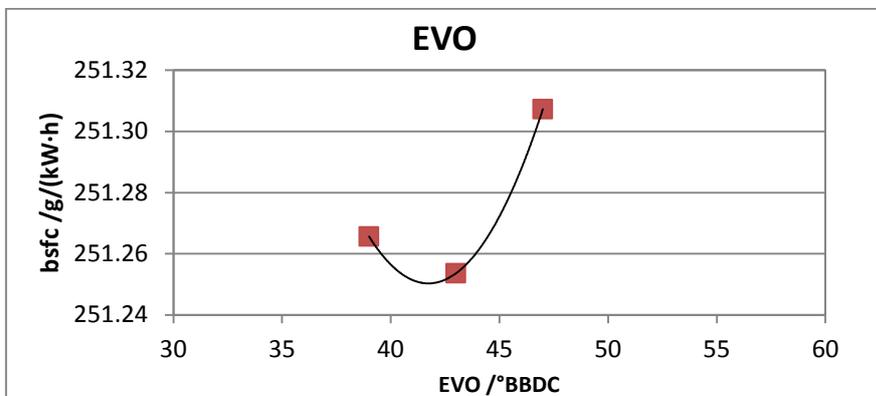
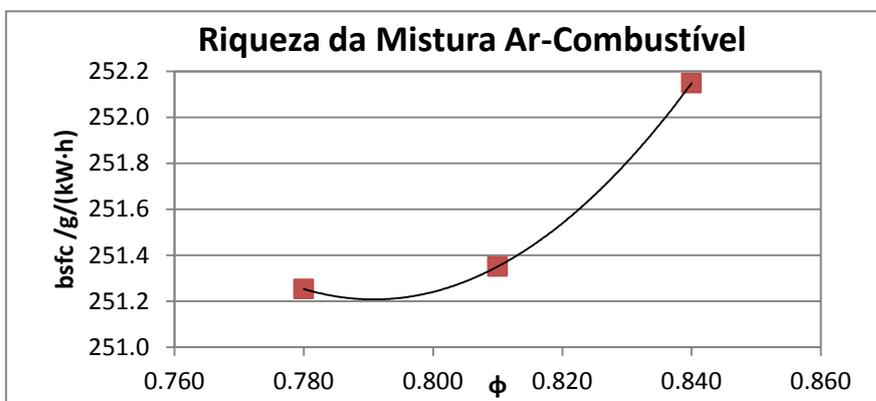
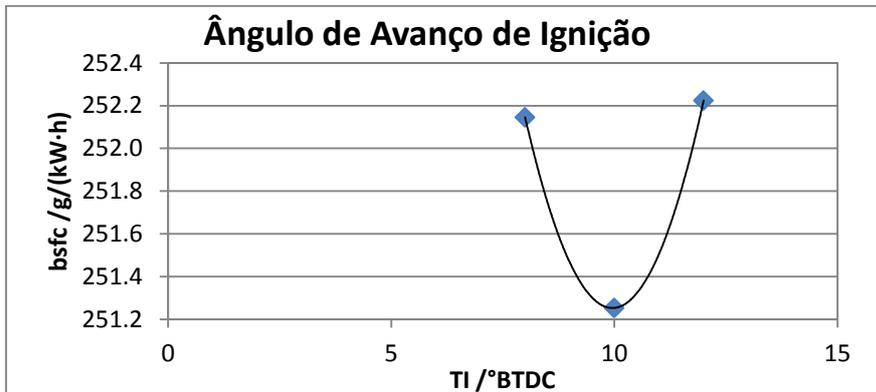
- 2500 rpm



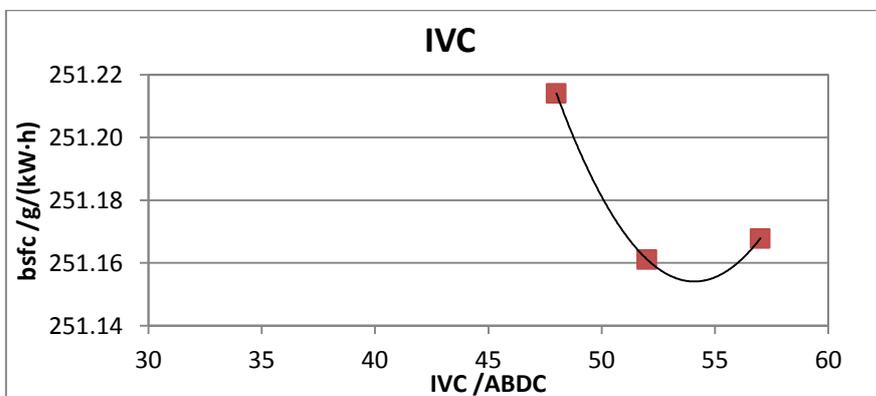
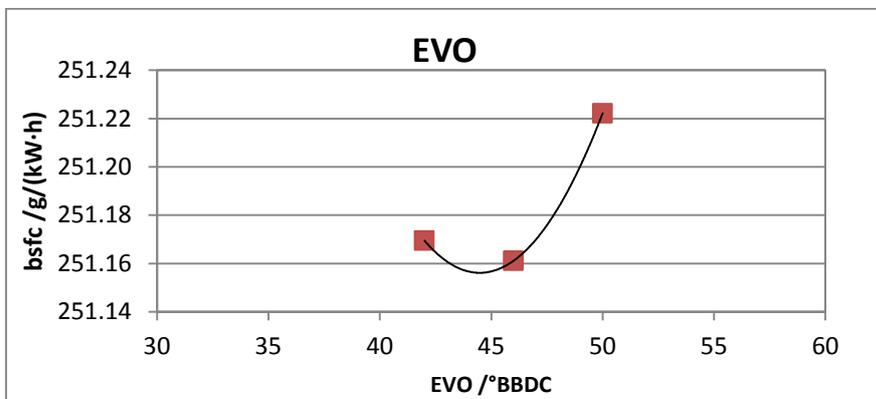
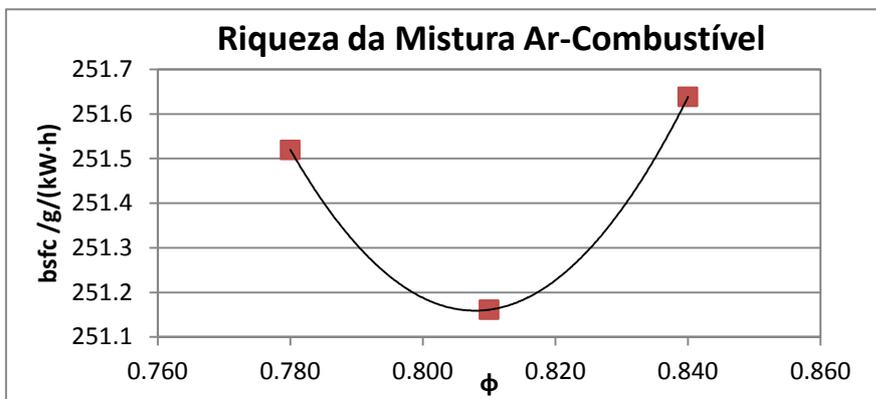
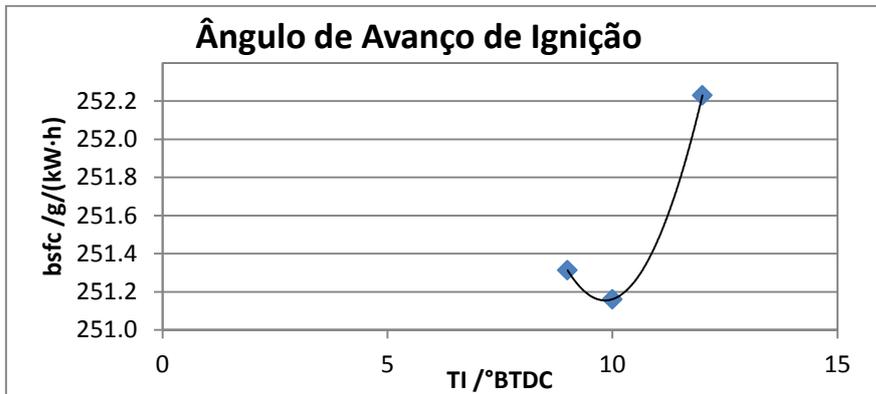
- 3000 rpm



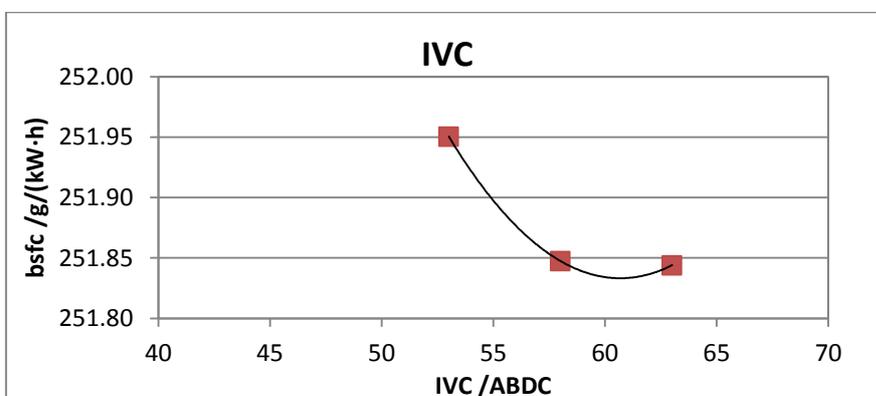
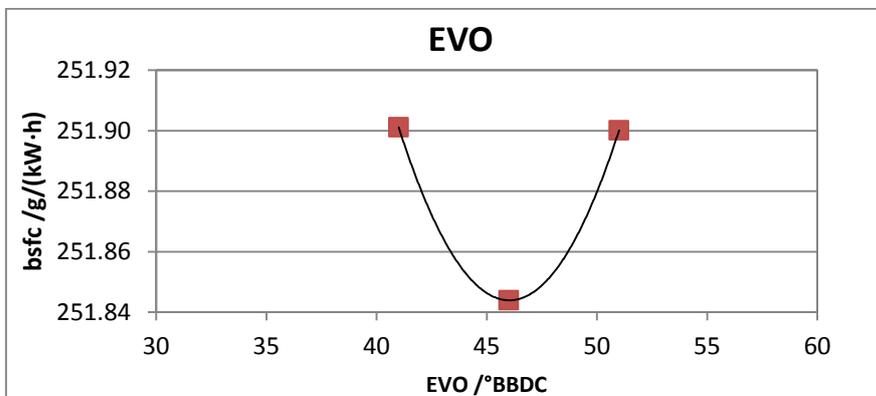
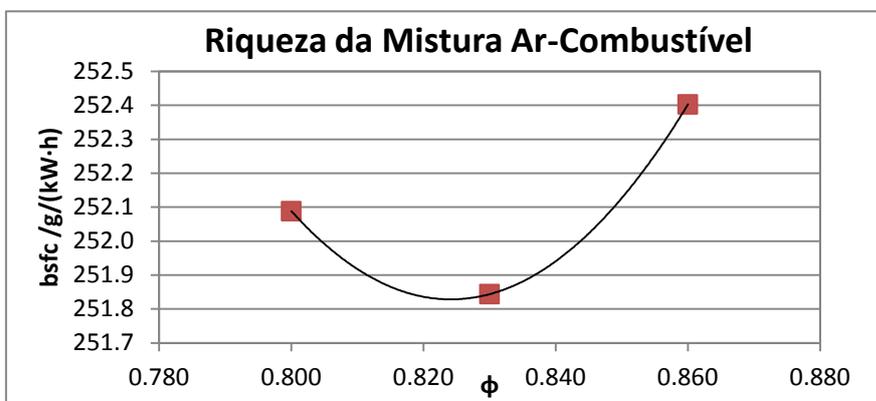
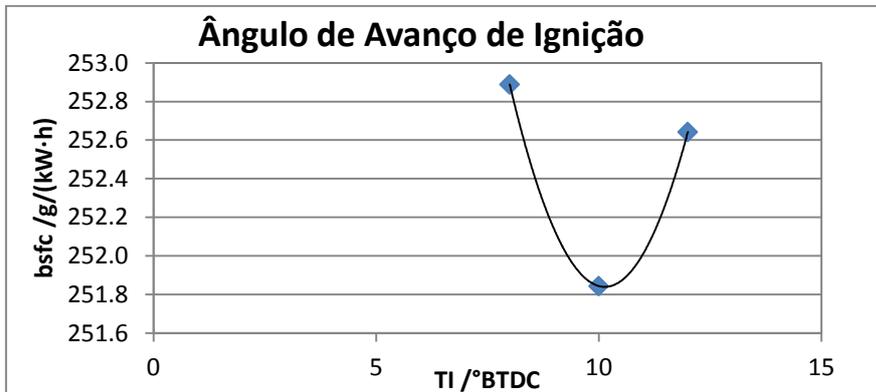
- 3500 rpm



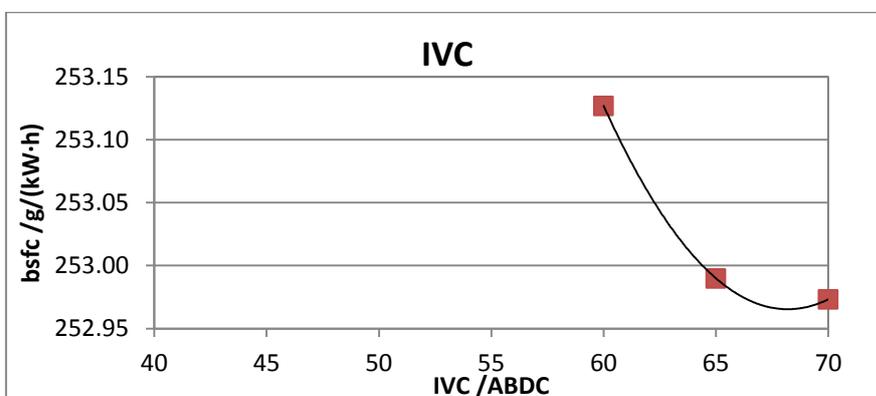
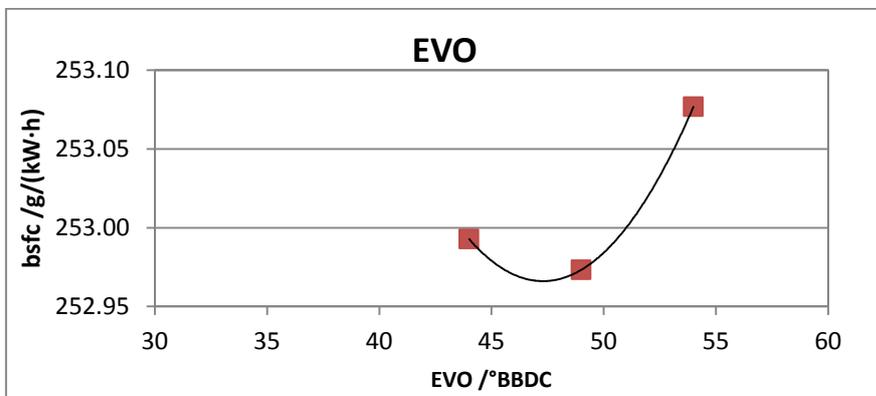
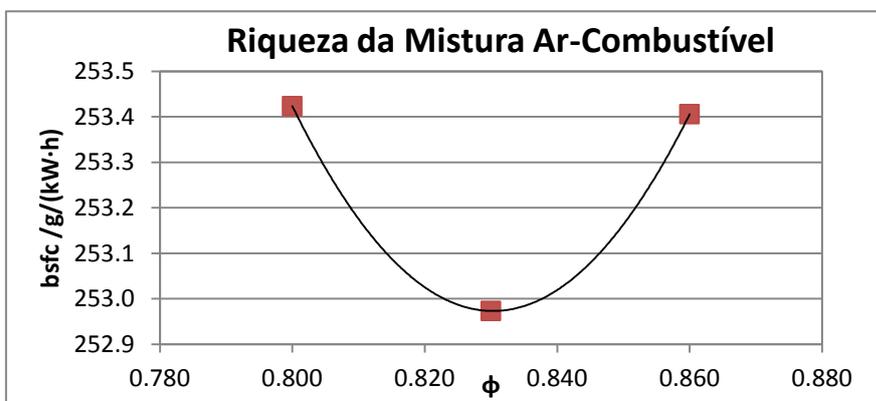
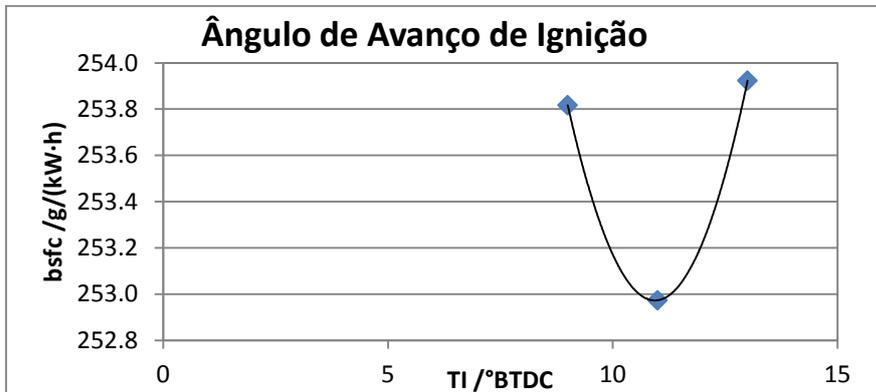
- 4000 rpm



- 4500 rpm



- 5000 rpm



ANEXO D

Dimensionamento das molas das válvulas

		Adm	Esc
ρ / (kg/m ³)		7850	7850
E / Pa		2.07E+11	2.07E+11
G / Pa		7.93E+10	7.93E+10
D_{ext} / m	Diâmetro exterior da mola	1.250E-02	1.250E-02
d / m	Diâmetro do arame	1.500E-03	1.500E-03
D / m	Diâmetro médio da mola	1.100E-02	1.100E-02
d_{int} / m		9.500E-03	9.500E-03
$C = D/d$		7.33E+00	7.33E+00
N_t	Número de espiras	7.00	7.00
N_e	Número de espiras dos topos (squared and ground)	2.00	2.00
N_a	Número de espiras activas da mola	5.00	5.00
k / (N/m)		7.471E+03	7.471E+03
m / kg		2.40E-03	2.40E-03
ω_n / (rad/s)		5.55E+03	5.55E+03
ω_n / (rot/s)		8.83E+02	8.83E+02
ω_n / (rot/min)		52964.4456	52964.4456
ω / (rot/min)		3050	3050
ω_n/ω		17.37	17.37
Ângulo de abertura da válvula / graus		224	237
Corr. Freq.		1.607142857	1.518987342
ω_n Motor / (rot/min)		85121.43042	80452.32242
L_v / m		3.82E-03	4.20E-03
L_{max} / m (Fmin)		1.70E-02	1.70E-02
L_{min} / m (Fmax)		1.32E-02	1.28E-02
L_o / m		2.10E-02	2.10E-02
F_{min} / N		2.98842E+01	2.9884E+01
F_{max} / N		5.84235E+01	6.1263E+01
F_m / N		4.42E+01	4.56E+01
F_a / N		1.43E+01	1.57E+01
K_b (Bergsträsser)		1.19E+00	1.19E+00
τ_m / Pa		4.36E+08	4.50E+08
τ_a / Pa		1.41E+08	1.55E+08
$\tau_a + \tau_m$ / Pa		5.77E+08	6.05E+08
A / Pa		2.211E+09	2.211E+09
M		0.145	0.145

S_{ut} /Pa		2.085E+09	2.085E+09
k_a	Factor de acabamento superficial	1.000	1.000
k_b	Factor de tamanho	1.000	1.000
k_c	Factor de carga	1.000	1.000
k_d	Factor de temperatura	1.000	1.000
k_e	Factor de fiabilidade	1.000	1.000
k_f	Factor de efeitos diversos	1.000	1.000
S_{se}' /Pa		6.01E+08	6.01E+08
$S_{se, adm}$ /Pa		6.01E+08	6.01E+08
$S_{sy, adm}$ /Pa		9.02E+08	9.02E+08
$S_{sut, adm}$ /Pa		1.20E+09	1.20E+09
n (σ máx)		4.27	3.88
n_{max} (Langer)		1.56	1.49
n (Modified Goodman)		1.68	1.58
n (ASME Elliptic)		1.86	1.78
n (Modified Goodman e Langer)		1.56	1.49
n (ASME Elliptic e Langer)		1.56	1.49
n (τ máx e Langer)	O critério considerado mais correcto	1.56	1.49
L_s /m	Comprimento sólido	1.050E-02	1.050E-02
F_s /N	Força para comprimir totalmente a mola	7.845E+01	7.845E+01
F_{max} /N	(repetido)	5.84E+01	6.13E+01
ξ	Fracção do comprimento da mola disponível para comprimir	0.34	0.28
F_{csi} /N	Força máxima a ser aplicada para $\xi=0,15$	6.821E+01	6.821E+01
L_{minF} /m	Comprimento mínimo limite da mola	1.187E-02	1.187E-02
$L_0 cr$ /m	Comprimento livre crítico para garantir estabilidade da mola	5.78E-02	5.78E-02
	CONDIÇÕES DE PROJECTO RECOMENDADAS		
C	$4 \leq C \leq 12$	1	1
Na	$3 \leq Na \leq 15$	1	1
ξ	$\xi \geq 0,15$	1	1
ns	$ns \geq 1,2$	1	1
L_0	$L_0 \leq L_0 cr$	1	1

ANEXO E

Dimensionamento da diferença de altura entre o cilindro e a camisa

	n efectivo	0.92	1.60	2.83	2.30	1.94	1.68	1.48	1.32	1.20	1.14
FRIO											
Diferença de altura entre a camisa e o cilindro	s (mm)	0.030	0.031	0.040	0.049	0.058	0.068	0.077	0.086	0.095	0.100
Altura inicial do cilindro	L_0 cilindro (mm)	37.000	37.000	37.000	37.000	37.000	37.000	37.000	37.000	37.000	37.000
Altura inicial da camisa	L_0 camisa (mm)	37.030	37.031	37.040	37.049	37.058	37.068	37.077	37.086	37.095	37.100
Diâmetro interno do cilindro	d_{int} cilindro (mm)	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00
Diâmetro externo do cilindro	D_{ext} cilindro (mm)	49.00	49.00	49.00	49.00	49.00	49.00	49.00	49.00	49.00	49.00
Diâmetro interno da camisa	d_{int} camisa (mm)	33.00	33.00	33.00	33.00	33.00	33.00	33.00	33.00	33.00	33.00
Diâmetro externo da camisa	D_{ext} camisa (mm)	37.00	37.00	37.00	37.00	37.00	37.00	37.00	37.00	37.00	37.00
Área de secção do cilindro	A_s cilindro (mm ²)	295.31	295.31	295.31	295.31	295.31	295.31	295.31	295.31	295.31	295.31
Área de secção da camisa	A_s camisa (mm ²)	219.91	219.91	219.91	219.91	219.91	219.91	219.91	219.91	219.91	219.91
Módulo de elasticidade do cilindro	E cilindro (GPa)	70	70	70	70	70	70	70	70	70	70
Módulo de elasticidade da camisa	E camisa (GPa)	176	176	176	176	176	176	176	176	176	176
(E1*A1)/L01	k cilindro (N/m)	55869	55869	55869	55869	55869	55869	55869	55869	55869	55869
(E2*A2)/L02	k camisa (N/m)	10452	10451	10449	10446	10444	10441	10439	10436	10433	10432
		17972	89746	31836	74053	16397	58868	01466	44191	86480	45862
Alongamento do cilindro	δ cilindro (mm)	0.0195	0.0202	0.0261	0.0321	0.0380	0.0440	0.0499	0.0559	0.0618	0.0651
Alongamento da camisa	δ camisa (mm)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Força no cilindro	F cilindro (N)	10922	11286	14612	17938	21264	24588	27912	31236	34566	36384
Força na camisa	F camisa (N)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		10922	11286	14612	17938	21264	24588	27912	31236	34566	36384

Tensão no cilindro	σ cilindro (Pa)	3.70E+07	3.82E+07	4.95E+07	6.07E+07	7.20E+07	8.33E+07	9.45E+07	1.06E+08	1.17E+08	1.23E+08
		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Tensão na camisa	σ camisa (Pa)	4.97E+07	5.13E+07	6.64E+07	8.16E+07	9.67E+07	1.12E+08	1.27E+08	1.42E+08	1.57E+08	1.65E+08
Tensão de limite elástico do cilindro	MPa	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250
Tensão de limite elástico da camisa	MPa	482	482	482	482	482	482	482	482	482	482
Coefficiente de segurança a frio	n cilindro	6.76	6.54	5.05	4.12	3.47	3.00	2.64	2.36	2.14	2.03
Coefficiente de segurança a frio	n camisa	9.70	9.39	7.25	5.91	4.98	4.31	3.80	3.39	3.07	2.91

QUENTE

Coefficiente de expansão térmica do cilindro	α cilindro (m/(m·K))	2.36E-05									
Coefficiente de expansão térmica da camisa	α camisa (m/(m·K))	1.06E-05									
Diferença de temperatura do cilindro	Δt cilindro (°C)	80	80	80	80	80	80	80	80	80	80
Diferença de temperatura da camisa	Δt camisa (°C)	105	105	105	105	105	105	105	105	105	105
Expansão do cilindro	Δl cilindro (mm)	0.0698	0.0698	0.0698	0.0698	0.0698	0.0698	0.0698	0.0698	0.0698	0.0698
Expansão da camisa	Δl camisa (mm)	0.0412	0.0412	0.0412	0.0412	0.0412	0.0412	0.0412	0.0412	0.0412	0.0412
Diferença de altura entre a camisa e o cilindro	s (mm)	0.001	0.002	0.012	0.021	0.030	0.039	0.048	0.057	0.066	0.071
		OK									
Alongamento do cilindro	δl cilindro (mm)	0.0008	0.0015	0.0075	0.0134	0.0194	0.0253	0.0313	0.0372	0.0432	0.0465
		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Alongamento da camisa	δl camisa (mm)	0.0004	0.0008	0.0040	0.0071	0.0103	0.0135	0.0167	0.0199	0.0231	0.0249
		73	22	10	99	89	80	72	65	66	14
Força no cilindro	F cilindro (N)	494.57	859.05	4190.0	7520.5	10850.	14179.	17508.	20836.	24171.	25991.
		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Força na camisa	F camisa (N)	494.57	859.05	4190.0	7520.5	10850.	14179.	17508.	20836.	24171.	25991.
		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Tensão no cilindro	σ cilindro (Pa)	1.67E+06	2.91E+06	1.42E+07	2.55E+07	3.67E+07	4.80E+07	5.93E+07	7.06E+07	8.19E+07	8.80E+07
		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Tensão na camisa	σ camisa (Pa)	2.25E+06	3.91E+06	1.91E+07	3.42E+07	4.93E+07	6.45E+07	7.96E+07	9.48E+07	1.10E+08	1.18E+08
Tensão de limite elástico do cilindro	MPa	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250
Tensão de limite elástico da camisa	MPa	482	482	482	482	482	482	482	482	482	482

Coefficiente de segurança a quente	n cilindro	149.28	85.94	17.62	9.82	6.80	5.21	4.22	3.54	3.05	2.84
Coefficiente de segurança a quente	n camisa	214.46	123.47	25.31	14.10	9.78	7.48	6.06	5.09	4.39	4.08
Força de compressão Parker Handbook pag.23	F_c (lbf/in)	26.00	26.00	26.00	26.00	26.00	26.00	26.00	26.00	26.00	26.00
Força de compressão	F_c (N/mm)	4.55	4.55	4.55	4.55	4.55	4.55	4.55	4.55	4.55	4.55
Espessura do O-ring	w (mm)	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50
Diâmetro interno do O-ring	D_i (mm)	36	36	36	36	36	36	36	36	36	36
Força necessária no O-ring	F_c' (N)	536.42	536.42	536.42	536.42	536.42	536.42	536.42	536.42	536.42	536.42
Força na camisa	F camisa (N)	494.57	859.05	4190.0	7520.5	10850.	14179.	17508.	20836.	24171.	25991.
Coefficiente de segurança de compressão do O-ring	n comp	0.92	1.60	7.81	14.02	20.23	26.43	32.64	38.84	45.06	48.45
Pré-carga máxima do parafuso	F_i (N)	10331	10331	10331	10331	10331	10331	10331	10331	10331	10331
Número de parafusos		4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
		41322	41322	41322	41322	41322	41322	41322	41322	41322	41322
	n	3.78	3.66	2.83	2.30	1.94	1.68	1.48	1.32	1.20	1.14

ANEXO F

Imagens do motor e componentes:

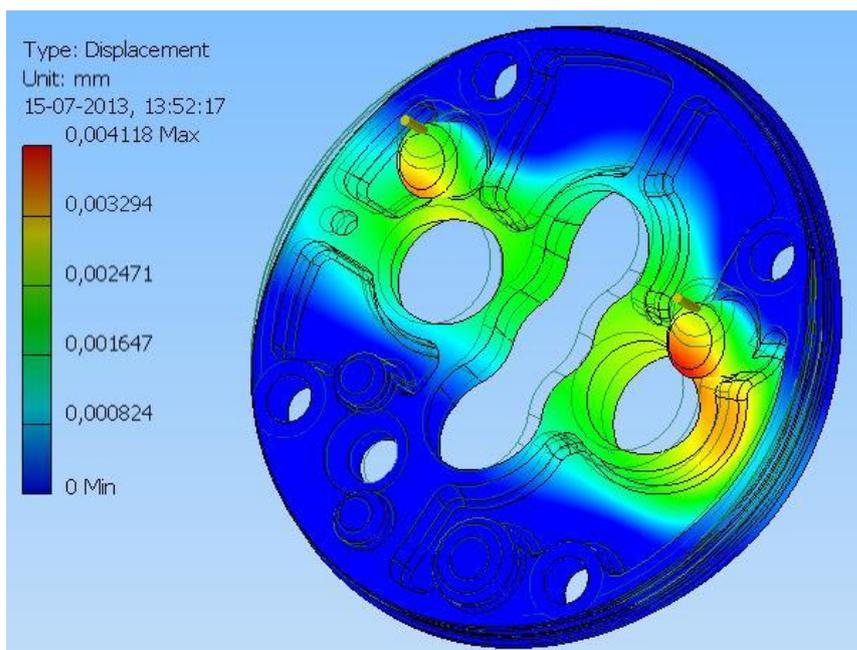


Figura 42 – Deslocamentos da tampa da cabeça obtidos através de análise por elementos finitos

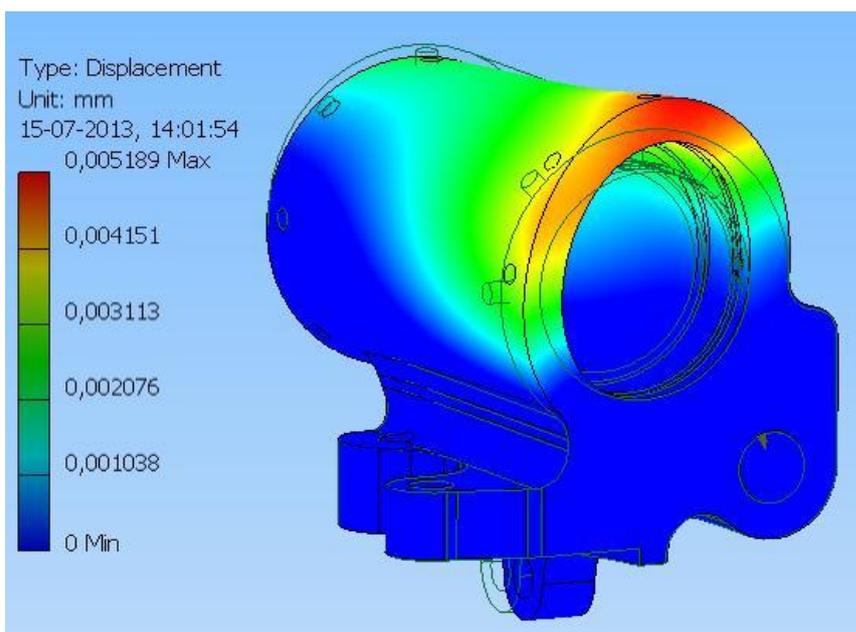


Figura 43 – Deslocamentos na chumaceira da árvore de cames de admissão obtidos através de análise por elementos finitos

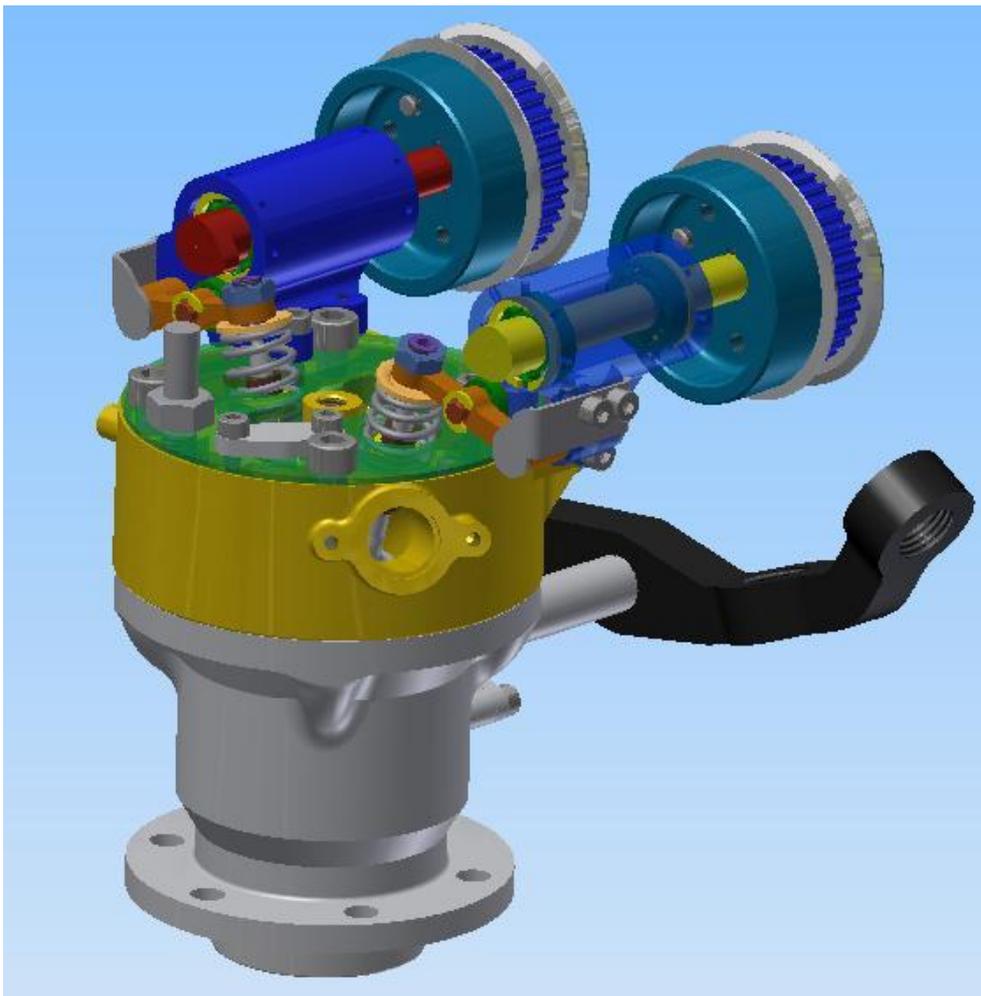


Figura 44 – Montagem da cabeça, cilindro e camisa do motor incluindo chumaceiras das cames

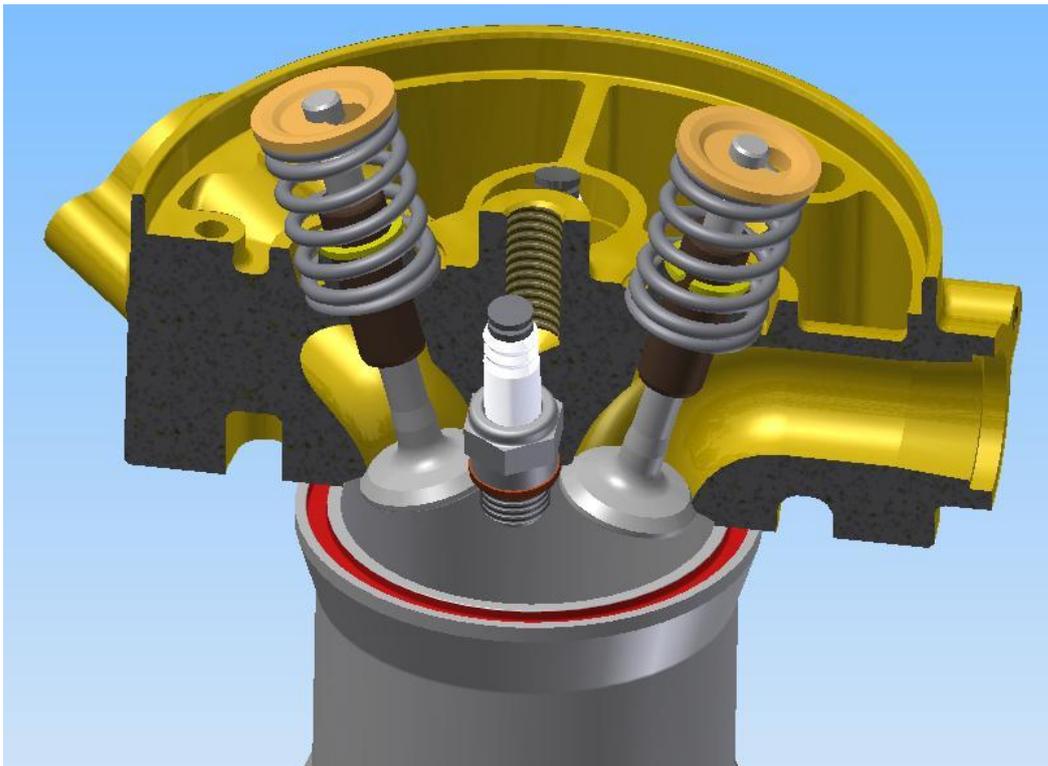


Figura 45 – Ranhura e localização do *O-ring* da câmara de combustão

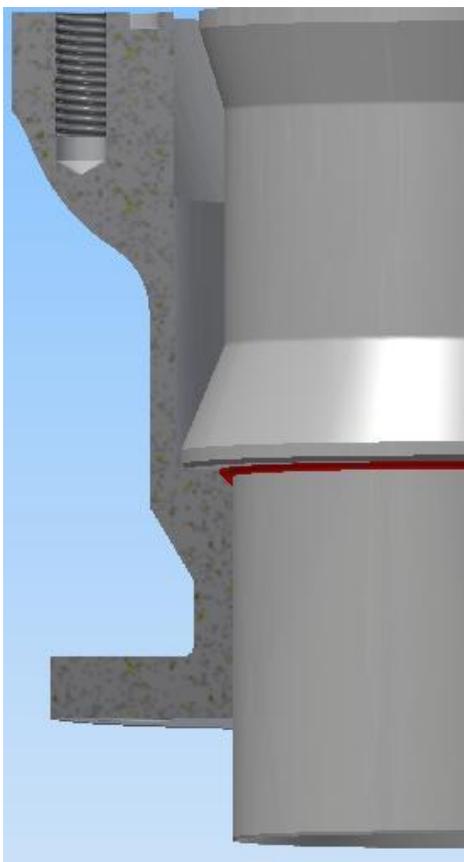


Figura 46 – Ranhura triangular e localização do *O-ring* da aba inferior da camisa do motor

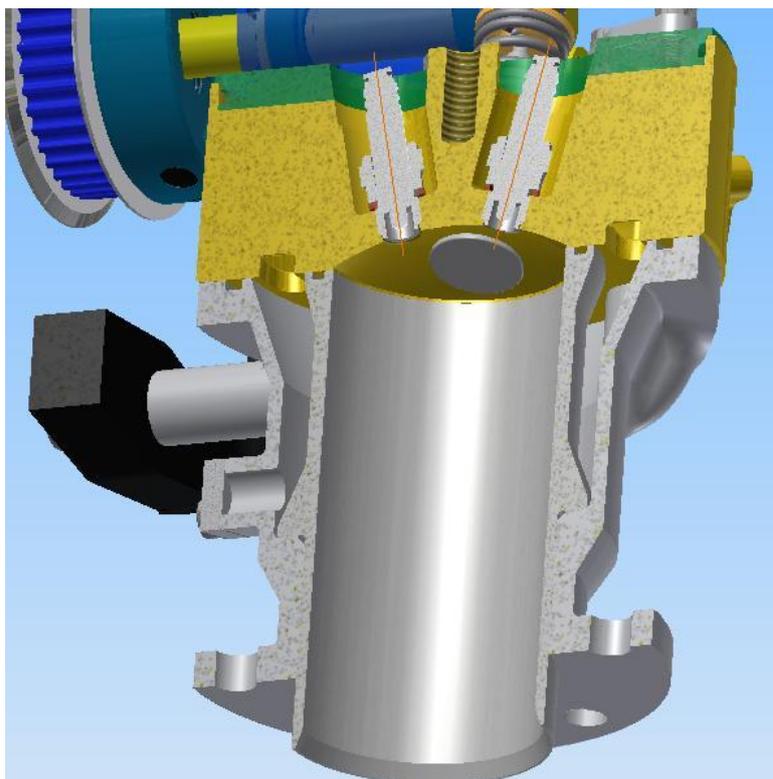


Figura 47 – Vista em corte da cabeça, cilindro e camisa do motor

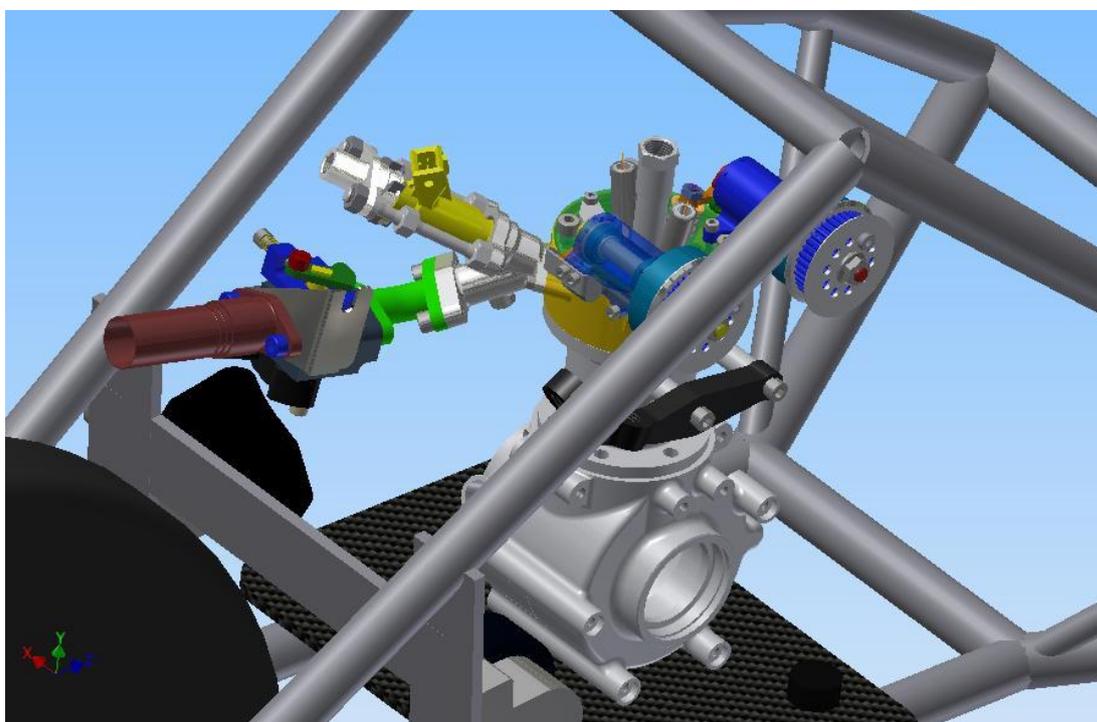


Figura 48 – Montagem do motor com os novos componentes no chassis do Eco Veículo