



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR

Engenharia

Estimativa do Desempenho de um Motor Hipocicloide

Tobias Marques Abrantes

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em

Engenharia Eletromecânica

(2º ciclo de estudos)

Orientador: Prof. Doutor Francisco Miguel Ribeiro Proença Brójo

Covilhã, outubro de 2015

Dedicatória

Em especial gostava de deixar aqui presente o apreço que tenho pela minha Mãe a quem dedico este trabalho que sempre me prestou todo o apoio necessário e depositou em mim total confiança para poder tomar as decisões que eu achava melhor, a ela devo tudo o que sou hoje.

*“Persönlichkeiten werden nicht durch schöne Reden geformt,
sondern durch Arbeit und eigene Leistung.”*

Albert Einstein

Agradecimentos

Em primeiro lugar gostaria de agradecer aos meus pais, Vitor Abrantes e Eva Abrantes pela dedicação, apoio e educação, fundamentais para o meu crescimento e desenvolvimento em todas as etapas da minha vida.

Ao meu orientador, Professor Doutor Francisco Brójo gostaria de agradecer pela disponibilidade que sempre demonstrou no esclarecimento de dúvidas e por todos os conhecimentos que me transmitiu durante a realização desta dissertação.

À Lara Carvalho por todo amor, atenção e compreensão.

Relativamente aos meus amigos que conheci durante o percurso universitário agradeço pelo bom tempo que aqui passei com eles e em particular ao João Sena, Pedro Firme, Mauro Pereira e João Casegas com quem tive o prazer de partilhar casa, pela ajuda, companheirismo e paciência que demonstraram.

Agradeço também ao Diogo Melo pelo apoio e ajuda que me deu no programa de MATLAB, ao Carlos Proença pelos conhecimentos que transmitiu no programa SolidWorks e ao Miguel Vicente pelo apoio e auxílio neste trabalho.

Finalmente a todos aqueles que estiveram comigo ao longo destes anos e que contribuíram para a realização deste trabalho.

Resumo

O mecanismo mais popularmente aplicado em motores de combustão interna é o biela-manivela, utilizado para converter o movimento alternativo do pistão em movimento rotativo no veio de saída. O conceito hipocicloide adaptado a um motor de combustão interna, com engrenagens em vez do mecanismo biela-manivela, apresenta-se como uma alternativa viável ao motor tradicional. O mecanismo hipocicloide com engrenagens permite o movimento linear do conjunto biela-pistão e reduz as vibrações.

Do esforço da investigação neste campo, uma grande variedade de projetos de motores hipocicloides têm sido realizados e construídos protótipos com sucesso. Estes estudos mostraram que o mecanismo hipocicloide apresenta melhorias no rendimento, em relação ao convencional biela-manivela. Contudo, a configuração hipocicloide ainda não foi capaz de se impor no mercado, apesar das suas inúmeras vantagens, desde a redução de atrito, vibrações, massa e anulação das forças laterais.

Pretende-se com este trabalho avaliar e otimizar o protótipo de um motor com mecanismo hipocicloide, por forma a maximizar o seu desempenho. O protótipo desenvolvido com base em estudos anteriormente efetuados foi desenhado e testado em CAD. Simulações de modelos matemáticos para ambos os mecanismos de motores (hipocicloide e biela-manivela) foram usadas para quantificar as melhorias de desempenho. O desempenho deste motor foi calculado e comparado com os dados obtidos para um motor de combustão interna convencional da mesma dimensão - 25 cm³.

Este trabalho comprova as conclusões obtidas nos estudos anteriormente efetuados, presentes no estado da arte. Nos testes de simulação foi possível verificar uma resposta mais rápida do motor com sistema hipocicloide em relação ao motor tradicional, isso verifica-se no aumento de trabalho produzido de 0,73%.

Palavras-chave

Motor de combustão interna, Mecanismo hipocicloide, Rodas dentadas, Mecanismo biela-manivela.

Abstract

The most common mechanism applied for internal combustion engines is the slide-crank system and is used to convert the reciprocating motion of the piston into rotary motion of output shaft. The hypocycloid concept adapted to an internal combustion engine (with gears instead of the slide-crank mechanism) presents itself as a viable alternative to a traditional engine. This concept with gears allows the rod-piston unit to move linearly and reduces vibrations significantly.

A wide range of hypocycloid engine designs have been carried out and the research effort in this field as come to a series of successfully prototypes. These studies showed that the hypocycloid mechanism offers improvements in performance when compared to the conventional rod-crank mechanism. However, the hypocycloid configuration has not yet been able to prove itself on the market despite its numerous benefits - from reducing friction, vibration, mass and cancellation of laterals forces.

The aim of this work is to evaluate and optimize a prototype engine with hypocycloid mechanism in order to take full advantage of its performance. The developed prototype is based on previously conducted studies and it was designed and tested in CAD. Mathematical models simulations for both engines mechanisms (hypocycloid and slide-crank) were used to quantify performance improvements. The performance of this engine was calculated and compared with the data obtained for a conventional internal combustion engine of the same size - 25 cm³.

This work confirms the conclusions reached in previous studies made on the state of the art. On the simulation tests it was possible to notice a faster motor response with the hypocycloid system compared to the traditional engine - the work produced increased 0.73%.

Keywords

Internal combustion engines, Hypocycloid mechanism, Gears, Slide-crank mechanism.

Índice

Dedicatória.....	ii
Agradecimentos	iii
Resumo	iv
Abstract.....	v
Índice	vi
Lista de Figuras.....	viii
Lista de Símbolos	xi
Símbolos Gregos	xii
Lista de Acrónimos.....	xiii
1. Introdução	1
1.1. Motor de Combustão Interna	2
1.1.1. Desvantagens do MCI ou “biela-manivela”	3
1.2. Objetivos	4
2. Estado da arte	6
2.1. Conceito de hipocicloide e mecanismo hipocicloide	6
2.2. Implementação do mecanismo hipocicloide num MCI.....	8
2.3. Vantagens de mecanismo hipocicloide	11
2.4. História e desenvolvimento	13
3. Projeto mecânico dos componentes do motor	22
3.1. Projeto do conjunto biela-pistão	22
3.1.1. Material de construção	23
3.1.2. Esforços mecânicos e térmicos.....	23

3.1.3.	Método de análise e de otimização	26
3.2.	Projeto dos contrapesos da cambota	27
3.2.1.	Material de construção	28
3.2.2.	Esforços mecânicos.....	29
3.2.3.	Método de análise e de otimização	31
3.3.	Montagem do protótipo do MEH.....	34
4.	Cálculo do motor	38
4.1.	Posição do pistão em função do ângulo da cambota	38
4.2.	Deslocamento	39
4.3.	Volume	39
4.4.	Cálculo da temperatura inicial.....	40
4.5.	Temperaturas e pressões.....	41
4.6.	Força.....	43
4.7.	Potência	43
4.8.	Binário	43
4.9.	Trabalho.....	43
5.	Análise de resultados	45
6.	Conclusão	51
6.1.	Sugestão de trabalhos futuros.....	52
	Bibliografia.....	53
	ANEXOS	56
	Anexo A.....	57

Lista de Figuras

Figura 1. Movimento de um motor de combustão interna (Magnani , 2015).	1
Figura 2. Funcionamento de um motor a 4 tempos. (Da Silva, 2012)	3
Figura 3. Carga lateral do pitão (Ray, 2014).	4
Figura 4. Conceito hipocicloide (Ray & Redkar, 2014).	6
Figura 5. James White mecanismo hipocicloide, cerca de 1800 (White, 1822).....	7
Figura 6. Conceito das engrenagens hipocicloide com variação de ângulos de 45° (Conner, 2011).	8
Figura 7. Protótipo do motor modificado com sistema hipocicloide.	9
Figura 8. Esboço da Patente de Wiseman US # 6510831 (Wiseman, 2001).	10
Figura 9. Réplica do modelo de máquina a vapor com sistema hipocicloide de Matthew Murray (Davey, 2008).	14
Figura 10. Resultados teóricos das forças de inércias e momentos de Ishida e Matsuda (Ishida & Matsuda, 1975).	15
Figura 11. Resultados experimentais das forças de inércias e momentos de Ishida e Matsuda num motor a dois tempos (Ishida & Matsuda, 1975).....	16
Figura 12. Estudo da amplitude de vibração vs ângulo da cambota com uma velocidade de 1800 rpm (Ishida & Matsuda, 1975).	17
Figura 13. Princípio de um motor hipocicloide com dois contrapesos (Beachley & Lenz, 1988).	18
Figura 14. Motor hipocicloide base (esquerda) e motor hipocicloide modificado de David Ruch, Frank Fronczak e Norman Beachley (Ruch, et al., 1991).	19
Figura 15. Vista em corte do MEH 125 a dois tempos (Andriano, 1998).....	20
Figura 16. Patente do sistema hipocicloide de Christopher Cook e Scott Cook (Cook & Cook, 2013).	21

Figura 17. Protótipo do conjunto biela-pistão desenvolvido.	22
Figura 18. Distribuição da tensão equivalente de von Mises no conjunto biela-pistão.	24
Figura 19. Deformação no conjunto biela-pistão.	25
Figura 20. Distribuição de temperatura no conjunto biela-pistão.	26
Figura 21. Protótipo do conjunto biela-pistão otimizado.	27
Figura 22. Protótipo da cambota e contrapeso desenvolvido.	28
Figura 23. Distribuição da tensão equivalente de von Mises no conjunto cambota-contrapeso.	30
Figura 24. Deformação no conjunto cambota-contrapeso.	30
Figura 25. Representação do contrapeso e principais propriedades.	32
Figura 26. Evolução do somatório das forças de inércia com o parâmetro $Rb \times mcb$ para o cálculo dos contrapesos.	34
Figura 27. Vista explodida da montagem do protótipo do motor hipocicloide.	35
Figura 28. Vista em perfil da montagem do protótipo do motor hipocicloide.	36
Figura 29. Vista frontal da montagem do protótipo do motor hipocicloide.	37
Figura 30. Geometria do cilindro, pistão, biela e cambota (Heywood, 1988).	38
Figura 31. Diagrama de Pressão vs Volume para um ciclo de ignição por faísca (Hall, 2015). .	41
Figura 32. Diagrama p-V, azul - MCI e vermelho - MEH.	46
Figura 33. Pormenor do diagrama p-V presente na Figura 32 (sete aponta local da ampliação).	46
Figura 34. Diagrama T-V, azul - MCI e vermelho - MEH.	47
Figura 35. Pressão vs Ângulo da cambota, azul - MCI e vermelho - MEH.	47
Figura 36. Temperatura vs Ângulo da cambota, azul - MCI e vermelho - MEH.	48
Figura 37. Força vs Ângulo da cambota, azul - MCI e vermelho - MEH.	48

Figura 38. Potência vs Ângulo da cambota, azul - MCI e vermelho - MEH.	49
Figura 39. Binário vs Ângulo da cambota, azul - MCI e vermelho - MEH.	49
Figura 40. Trabalho vs Ângulo da cambota, azul - MCI e vermelho - MEH.	50

Lista de Símbolos

A	Área da coroa do pistão
a	Raio do movimento do centro do pino da biela
a_1	Raio do movimento do centro do pino da biela para o MCI
a_2	Raio do movimento do centro do pino da biela para o MEH
B	Diâmetro do cilindro do motor
b	Distância ao centro de gravidade da biela
c_v	Calor específico a volume constante
d	Deslocamento do motor
F	Força
F_t	Carga tangencial
F_g	Carga exercida no pistão
l	Comprimento da biela
l_1	Comprimento da biela para MCI
l_2	Comprimento da biela para MEH
m	Relação de ar/fuel
m_c	Massa da biela
m_{c1}	Massa de translação atribuído ao pistão
m_{c2}	Massa em rotação atribuída à biela
m_{ca}	Massa da cambota
m_{cb}	Massa dos contrapesos
m_e	Massa equivalente
m_p	Massa do pistão
N	Velocidade do motor
n_R	Número de rotações da biela para cada curso de potência por cilindro
P	Potência
p	Pressão
p_1	Pressão no estado 1
p_2	Pressão no estado 2
p_3	Pressão no estado 3
p_4	Pressão no estado 4
p_e	Pressão no escape
p_i	Pressão de admissão
Q^*	Energia específica interna
Q_{thv}	Poder calorífico inferior
R	Raio da cambota

R_a	Raio do centro de gravidade da cambota
R_b	Raio do centro de gravidade dos contrapesos
Rbs	Relação entre o diâmetro do cilindro B e o curso L
r_a	Raio da circunferência pequena (circulo que roda)
r_b	Raio da circunferência grande (circulo fixo)
s	Distância entre o eixo da cambota e o eixo do pino do pistão
T	Temperatura
T_1	Temperatura no início da compressão ou temperatura no estado 1
T_2	Temperatura no estado 2
T_3	Temperatura no estado 3
T_4	Temperatura no estado 4
T_r	Temperatura dos gases residuais
V	Volume
V_c	Volume da câmara de combustão
V_d	Volume deslocado
W	Trabalho
W_t	Carga tangencial exercida sobre os dentes da engrenagem
x_r	Fração residual de massa de gás

Símbolos Gregos

θ	Ângulo da cambota
\emptyset	Ângulo a partir do centro da circunferência grande para a circunferência pequena
π	Pi
γ	Razão de calor específico
η_b	Rendimento da combustão do motor
τ	Binário
ω	Velocidade angular

Lista de Acrónimos

CAD	Computer Aided Design (desenho auxiliado por computador)
CNC	Computer Numeric Control (controlo numérico computadorizado)
MCI	Motor de combustão interna
MEH	Motor de engrenagens hipocicloidais
PMI	Ponto morto inferior
PMS	Ponto morto superior
UBI	Universidade da Beira Interior

1. Introdução

Desde dos primórdios que o Homem tentou melhorar a sua qualidade de vida. Um exemplo dessa busca foi a criação e desenvolvimento de motores a “explosão” para aplicação em máquinas industriais e meios de transporte. Um motor é uma máquina que utiliza energia numa determinada forma e a converte em outra adequada à aplicação em vista. Como é óbvio existe a necessidade persistente de melhorar as capacidades destes motores em termos de conversão de energia, aumentando a eficiência e rendimento (Mathur & Sharma , 1981).

Um dos tipos de motores mais usados pela humanidade é o motor térmico, que converte energia química armazenada em combustível em energia térmica, utilizando essa para realizar trabalho por parte dos componentes do motor. Existem dois tipos de motores térmicos, os de combustão interna e externa. Este estudo recai sobre os motores de combustão interna (MCI), ou endotérmicos. Ao longo do tempo foram várias as invenções de MCI sendo a sua aplicação nas mais variadas áreas (Arcoumanis, 2012).

O MCI é um dos principais responsáveis da industrialização moderna com uma produção anual superior a 100 milhões de unidades em todo mundo (Wiseman Technologies, Inc, 2001). A sua utilização principal é nos transportes desde automóveis, navios e aviões, bem como outras aplicações para a vida quotidiana e comerciais. O mecanismo “biela manivela” pelo qual também é conhecido o MCI é usado para converter o movimento alternativo do pistão em movimento rotativo do veio de saída visível na Figura 1.

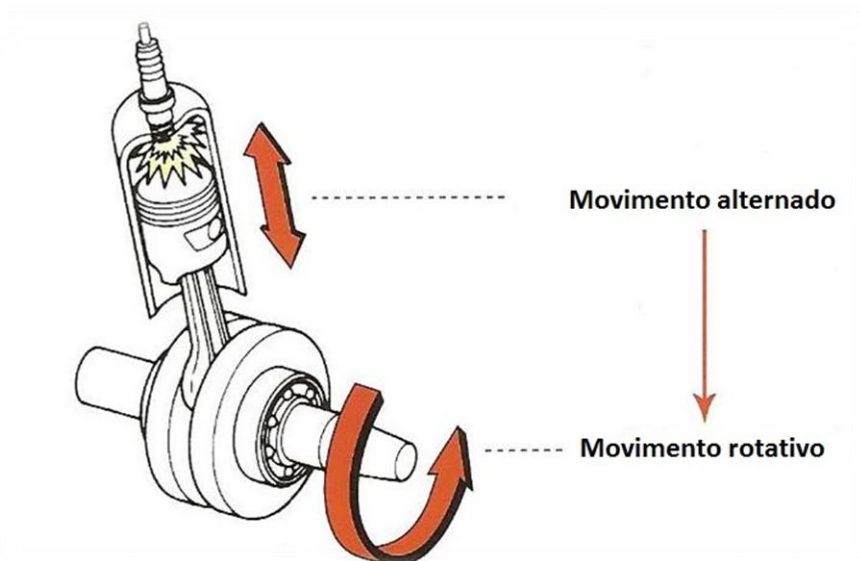


Figura 1. Movimento de um motor de combustão interna (Magnani , 2015).

1.1. Motor de Combustão Interna

Ao longo do tempo houve um tremendo avanço do MCI em termos técnicos, apesar do conceito fundamental “biela manivela” se ter mantido essencialmente inalterado. Este mecanismo é composto fundamentalmente por 3 partes principais que são a cambota, a biela e o pistão. O movimento destes componentes permite a conversão da energia química do combustível em trabalho.

Existem motores a quatro tempos e a dois tempos. Neste estudo serão abordados apenas os motores de quatro tempos. No primeiro curso, chamado de admissão, a mistura de combustível e ar entram na câmara de combustão aspirados pela decida do pistão no cilindro. O pistão move-se por efeito da energia cinética conservada no volante do motor no curso motor do ciclo anterior. No segundo curso desloca-se a partir do ponto morto inferior (PMI), comprimindo a mistura de combustível e ar, reduzindo o volume da mistura ao volume da câmara de combustão. O terceiro curso é o da explosão ou expansão no qual antes de o pistão atingir o ponto morto superior (PMS) é libertada uma faísca da vela de ignição que inflama a mistura de combustível e ar, aumentando a temperatura e pressão na câmara de combustão, pressionando o pistão para o ponto morto inferior (PMI). Antes de o pistão atingir o PMI abre-se a válvula de escape, reduzindo a pressão dentro do cilindro fazendo com que os gases da combustão escapem (escape espontâneo). O pistão volta a subir completando o escape dos gases da combustão (escape forçado) e a partir desse instante todo o ciclo é repetido. Este último curso também é chamado escape ou descarga. Na gíria da mecânica, o movimento linear do pistão é convertido em movimento rotativo da cambota. No motor a quatro tempos há duas voltas da cambota (720°) para cumprir os quatro cursos (Lucchesi, 1986). O funcionamento de um motor a quatro tempos pode ser visto na Figura 2.

No motor a dois tempos será feita apenas uma volta de 360° para cumprir os dois cursos (descida e subida do pistão) ao contrário do motor a quatro tempos.

Um motor a diesel é diferente de um motor a gasolina, no sentido que, a inflamação do combustível é causada pelo aumento de pressão e temperatura provocado pela compressão e não por uma faísca. Por isso, o motor diesel tem que ter uma razão de compressão superior, que permitirá uma menor temperatura na câmara de combustão, e normalmente funcionará a uma menor rotação comparativamente com um motor a gasolina (Mathur & Sharma, 1981).

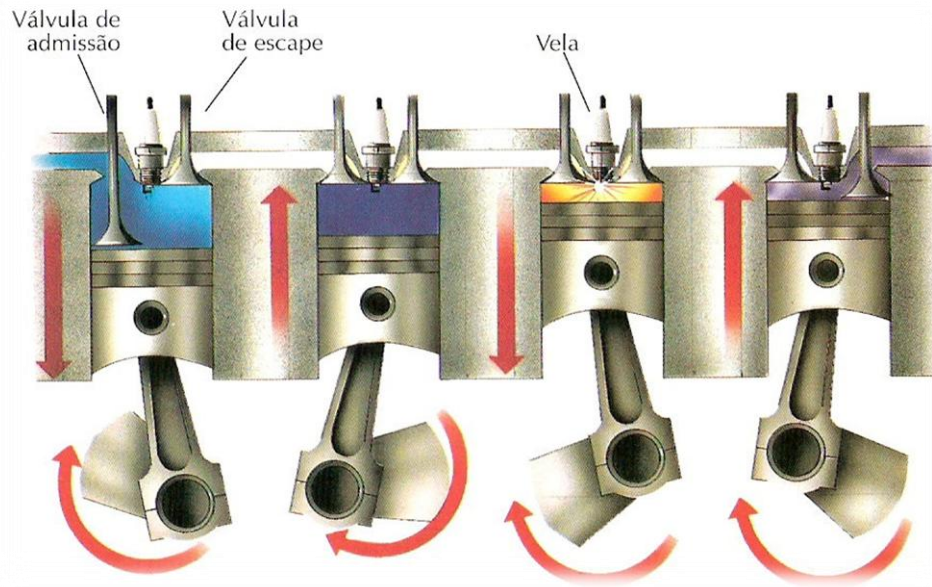


Figura 2. Funcionamento de um motor a 4 tempos. (Da Silva, 2012)

1.1.1. Desvantagens do MCI ou “biela-manivela”

Apesar do mecanismo “biela manivela” ser dos mais utilizados na indústria e transportes em todo mundo, ainda tem limitações de projeto. Uma das principais limitações são as perdas de energia por atrito, sendo a mais comum entre as paredes do cilindro e o pistão. A biela e pistão são unidos pelo cavilhão o que lhe permite liberdade para rodar com o movimento da cambota. A biela acompanha o movimento da cambota, que é convertido num movimento linear no pistão ao trabalhar no cilindro. A inclinação da biela produz uma força perpendicular ao eixo do cilindro como se pode ver na Figura 3. Essa força denominada carga lateral, que provoca atrito entre o pistão e as paredes do cilindro resulta numa redução da eficiência e num aumento da temperatura, que em parte é dissipada pelo sistema de arrefecimento.

Para além das perdas de energia por atrito há também a questão da vibração que é causada pelo movimento irregular da biela.

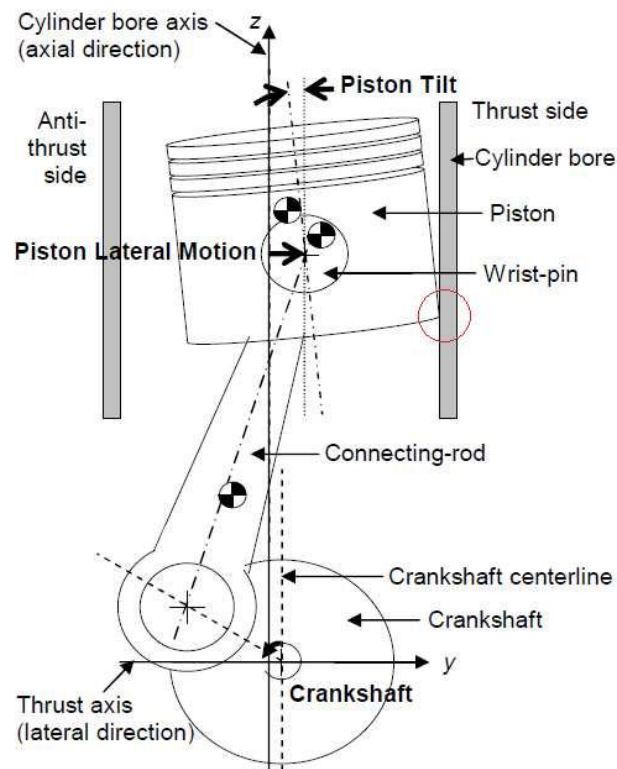


Figura 3. Carga lateral do pistão (Ray, 2014).

1.2. Objetivos

Ao longo dos anos houve uma grande quantidade de pesquisa e desenvolvimento a fim de corrigir as limitações e aumentar a eficiência do MCI. No entanto, as soluções apresentadas tendem a aumentar o custo e complexidade do motor, deste modo são principalmente as alterações eletrônicas que conseguem obter um melhoramento da eficiência, mas em termos mecânico o conceito de MCI mantém-se praticamente inalterado.

Alternativas ao mecanismo biela manivela são numerosas, apesar de poucas terem tido sucesso no mercado. O exemplo do motor Wankel é uma das poucas soluções que teve êxito, atingindo grande número de motores produzidos, principalmente pela Mazda e também em aplicações aeronáuticas. Uma outra alternativa com especial ênfase no que respeita à redução de atritos e vibrações é o Motor de Engrenagens Hipocicloides (hipocicloide) ou MEH. O objetivo num MEH é substituir a cambota usada num MCI por um sistema planetário com engrenagens, que oferece inúmeras vantagens comparado com o sistema “biela manivela” convencional. Uma grande variedade de protótipos recentes tem provado as enormes vantagens do conceito de hipocicloide. Posto isto são vários os nomes associados a esses estudos (Wiseman Technologies, Inc, 2001), (Andriano, 1998), (Beachley & Lenz, 1988) e (Ishida & Matsuda, 1975).

A fim de avaliar os benefícios deste motor os objetivos principais deste trabalho são descritos pelas seguintes tarefas:

1. Análise crítica de protótipos de MEH.
2. Criação de um protótipo em ambiente CAD a fim de verificar eventuais constrangimentos.
3. Avaliar níveis de desempenho através de construção de códigos de simulação.
4. Comparar resultados do motor alterado com o original.

2. Estado da arte

2.1. Conceito de hipocicloide e mecanismo hipocicloide

Para compreender melhor o conceito de hipocicloide aplicado no movimento mecânico num motor, é importante compreender o conceito matemático de uma curva hipocicloide. O hipocicloide é uma curva produzida por um ponto fixo "P" na circunferência de um círculo de raio pequeno r_a rodando em torno do interior de uma circunferência grande de raio $r_b > r_a$ (Wolfram Math World, 2015). O conceito hipocicloide pode verificar-se através da Figura 4.

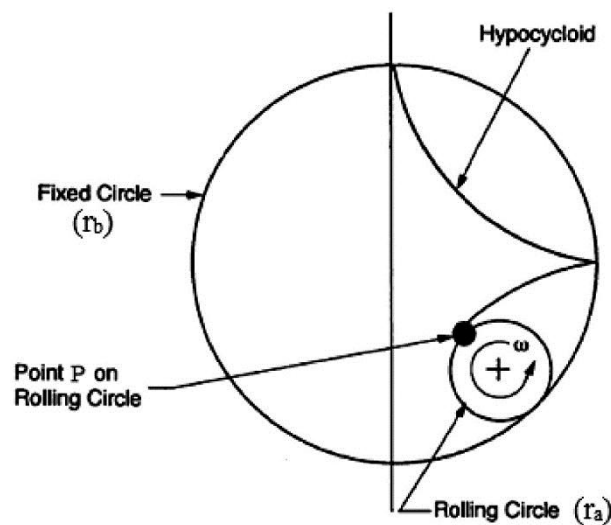


Figura 4. Conceito hipocicloide (Ray & Redkar, 2014).

Uma curva hipocicloide original pode ser gerada para uma dada relação de diâmetros de "a" e "b". As equações do movimento de um hipocicloide que definem o percurso do ponto P são obtidas a partir das equações (1) e (2) (Hsu, 2008):

$$x = (r_a - r_b)\cos\phi + r_b\cos\left(\frac{r_a - r_b}{r_b}\phi\right) \quad (1)$$

$$y = (r_a - r_b)\sin\phi + r_b\sin\left(\frac{r_a - r_b}{r_b}\phi\right) \quad (2)$$

Onde,

r_a é o raio da circunferência pequena (círculo que roda).

r_b é o raio da circunferência grande (círculo fixo).

θ é o ângulo a partir do eixo x para a linha que intersecta o centro da circunferência “a” e “b”.

Para de um MCI, pode aplicar-se o princípio da curva hipocicloide, utilizando um caso particular de proporções entre os raios de “a” e “b”. Neste caso a razão entre o diâmetro do círculo pequeno é exatamente metade da do círculo maior, isto é, a proporção dos raios é 2:1. Quando tal proporção de círculos é utilizada para traçar uma curva hipocicloide, acontece que o ponto “P” do círculo “a” que roda no interior da círculo maior “b” produz uma linha reta vertical, em qualquer ponto dado sobre o perímetro do círculo “b”. Assim, se substituir os círculos por engrenagens, o conjunto pode ser usado num mecanismo para produzir um movimento linear de um êmbolo num MCI. O dispositivo concebido por James White no início do século XIX também se baseou na proporção de 2:1 das engrenagens com princípio hipocicloide (White, 1822), como se pode ver na Figura 5.

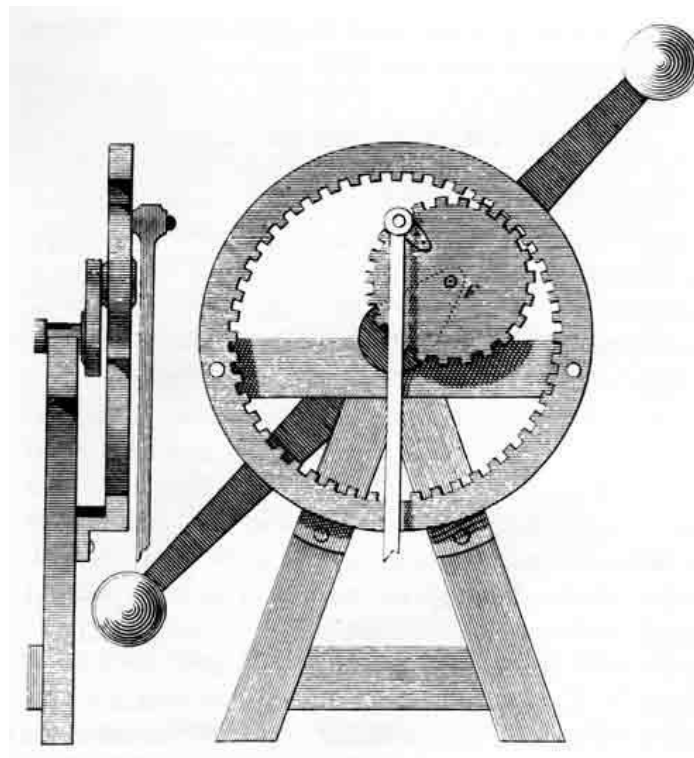


Figura 5. James White mecanismo hipocicloide, cerca de 1800 (White, 1822).

Na Figura 6 poderá visualizar-se o movimento linear produzido pelo conjunto de engrenagens hipocicloide com a relação de diâmetro de 2:1. A engrenagens menor a vermelho corresponde ao círculo pequeno “a” e a engrenagem maior dentada pelo interior, de cor azul poderá ser considerada o círculo maior “b”. Como se pode observar, o ponto específico localizado no diâmetro primitivo da engrenagem menor “a” mantém-se coincidente com a linha vertical, sendo este o movimento que permite o funcionamento num MCI.

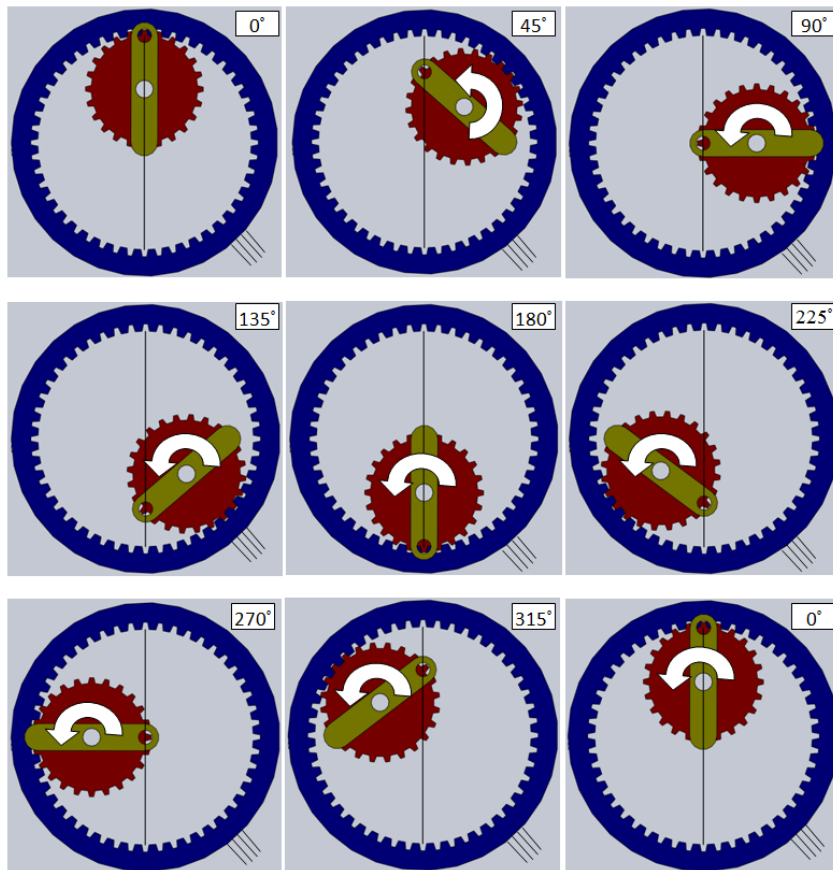


Figura 6. Conceito das engrenagens hipocicloide com variação de ângulos de 45° (Conner, 2011).

2.2. Implementação do mecanismo hipocicloide num MCI

Como se analisou anteriormente a proporção de 2:1 dos raios dos círculos é a ideal para a aplicação num MCI, permitindo assim que em qualquer ponto do círculo menor ao trabalhar no interior do círculo maior produza uma linha reta perfeita com o movimento sinusoidal. No entanto, o ângulo da linha reta produzida pelo ponto do círculo menor, depende do ponto inicial selecionado no círculo maior.

O protótipo do motor deste estudo, foi desenvolvido em CAD, e altera um motor comercial existente (Honda GX-25) como base e lateram-se os componentes originais para utilização do mecanismo hipocicloide. A alteração foi desenvolvida a partir da patente de Randal Wiseman de um motor que incorpora um mecanismo hipocicloide (Wiseman, 2001).

Tal como já referido, as alterações do sistema hipocicloide integrado seriam, aplicadas num motor Honda GX 25 e são apresentadas na sua forma integrada na Figura 7.

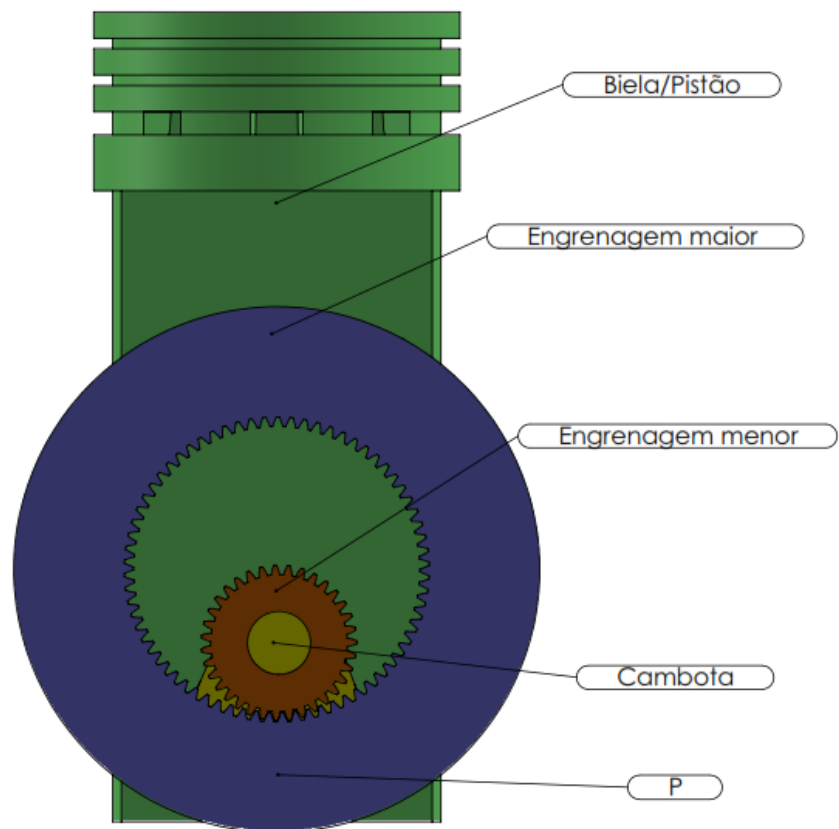


Figura 7. Protótipo do motor modificado com sistema hipocicloide.

O modelo de Wiseman proposto na patente está ilustrada na Figura 8, em que se vê a ligação do apoio a engrenagem (ponto 200), com o veio de suporte (ponto 100) (Wiseman, 2001).

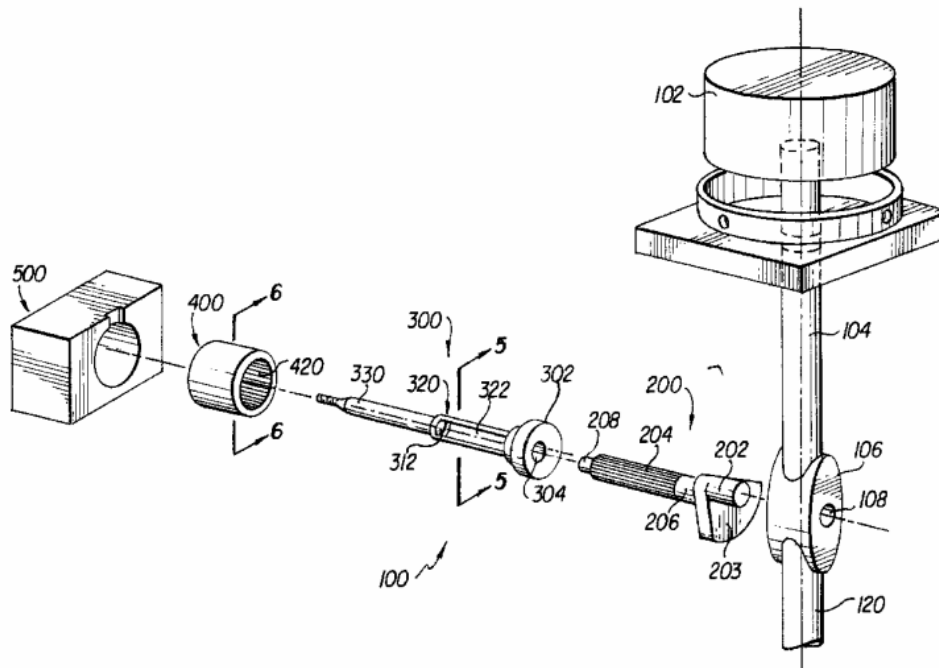


Figura 8. Esboço da Patente de Wiseman US # 6510831 (Wiseman, 2001).

Como já foi referido anteriormente, a proporção das engrenagens é extremamente importante para o correto funcionamento do MCI, pois qualquer ponto “P” localizado sobre o círculo ou neste caso engrenagem menor irá percorrer a engrenagem maior desenhado uma linha reta através do movimento sinusoidal. Esse movimento sinusoidal é igualmente importante e funcional quando falamos de um sistema equilibrado. Obviamente, a escolha do ponto “P” é essencial para a forma como é concebido o mecanismo hipocicloide para um MCI. Assim sendo, para que a linha reta seja perfeitamente vertical, de maneira que proporcione ao sistema biela-pistão um movimento apenas num eixo, será necessário que o ponto “P” se desloque conforme está indicado na Figura 6. Qualquer outro ponto escolhido na engrenagem menor também irá desenhar uma linha reta, mas o movimento não seria vertical, havendo uma infinidade de pontos para escolher. Há ainda um ponto da engrenagem que desenha uma linha perfeitamente horizontal. Todos estes pontos estão localizados sobre os diâmetros primitivos das engrenagens.

Para que um MCI com mecanismo hipocicloide possa tirar vantagem do presente mecanismo será necessário ter em conta os seguintes aspetos:

1. A ligação da biela com a cambota deve acontecer no ponto “P” para o movimento da biela seja perfeitamente vertical.
2. Para se conseguir o movimento rotativo no veio de saída será necessário conceber um mecanismo que transforme o movimento linear do conjunto biela-pistão em um movimento rotativo e seja capaz de suportar as engrenagens menores.

3. O movimento do mecanismo deve ser balanceado por um contrapeso que equilibre o sistema.

2.3. Vantagens de mecanismo hipocicloide

Teoricamente, o MEH garante vários benefícios, nomeadamente aumento de desempenho e rendimento, redução de atrito, calor e vibração do motor sendo estes os mais importantes. Apesar de alguns motores já terem passado a fase de prototipagem não têm sido popularmente aceites e não passaram ainda à fase de comercialização. É importante que estas previsões teóricas sejam ainda mais exploradas para ganhar conhecimento detalhado e credível do seu desempenho e poder-se esta forma fazer julgamentos mais corretos. O sistema hipocicloide com engrenagens é raramente utilizado em qualquer tipo de máquinas apesar de todos os benefícios que este tipo de sistema possui (Karhula, 2008).

Kenjiro Ishida e Takashi Matsuda estudaram os princípios básicos de um mecanismo com engrenagens hipocicloides. Na sua investigação, estudaram um motor de uma motosserra, comparado o motor original com um motor com sistema hipocicloide de dimensão equivalente. Com os seus testes observaram que o mecanismo de engrenagens era muito prático e tendia a produzir mais potência em rotações menores ou iguais comparativamente com o sistema original biela-manivela. Depois de vários testes, verificaram que o motor hipocicloide tendia a ter um maior consumo em comparação com o sistema base. Apesar disso tentaram reduzir o consumo, sabendo que para o mesmo motor teria uma potência superior ao de biela-manivela. Nada é referido no estudo, no que respeita ao consumo específico, pois tendo em atenção que a potência para o MEH é superior, poderá acontecer que para potências iguais, o consumo do MEH seja inferior ao consumo do MCI.

Compararam também diferentes MEH e verificaram que o design do conjunto de engrenagens internas deste tipo de motores se tornavam mais vantajosas em motores de tamanhos mais reduzidos. Apesar de tudo, torna-se muito fácil manipular as dimensões da engrenagens que acabam por ditar o tamanho do próprio motor, dando uma maior flexibilidade na fase de conceção, permitindo gerir o tamanho final do motor (Ishida & Matsuda, 1975).

David Ruch realizou um estudo para o seu doutoramento sobre MEH. Mencionou que uma das principais vantagens do MEH comparativamente a um sistema biela-manivela é a eliminação da flexão na biela. Isto significa que a força da explosão na câmara de combustão que é exercida sobre o pistão e se propaga pela biela é apenas num eixo, visto que a biela trabalha apenas na vertical (Ruch, 1992). Na teoria isto contribui para um melhor aproveitamento das forças aumentando a eficiência mecânica do motor, em comparação com motores

convencionais, onde as forças são repartidas em dois eixos, desperdiçando energia para o veio de saída devido a liberdade dada pelo pino de ligação entre a biela e o pistão.

Outra vantagem do MEH é a redução das cargas sobre a cambota causadas pela força exercida sobre o conjunto pistão-biela devido à explosão na câmara de combustão. O binário transmitido é dividido pela cambota e a engrenagem reduzindo a fadiga. O binário total pode ser expresso pela seguinte forma:

$$\tau' = \tau_{cambota} + \tau_{engrenagem} \quad (3)$$

Onde,

τ' é o binário total exercida no MEH.

$\tau_{cambota}$ é o binário exercida sobre a cambota do MEH.

$\tau_{engrenagem}$ é binário exercido nas engrenagens do MEH.

Além disso, o binário na cambota pode ser expresso como:

$$\tau_{cambota} = F_t l/4 \quad (4)$$

Onde,

F_t é carga tangencial sobre a ligação entre o conjunto biela-pistão e a cambota.

l é o comprimento da biela.

Nos seus estudos, David Ruch mencionou que, embora nos MCI convencionais se tente reduzir grande parte dos atritos entre o pistão e o cilindro, tal não acontece no que respeita às chumaceiras, que provocam uma perda de energia de 17% devido ao atrito. Em alternativa, o MEH quase não tem perdas de energia por causa de atritos das chumaceiras, já que as forças exercidas nos rolamentos de um motor convencional são substituídas por cargas nas engrenagens num MEH (Ruch, 1992). Por outro lado, o atrito entre os dentes das engrenagens pode ser reduzido uma vez que o seu design e conceção pode, hoje em dia, ser cada vez mais otimizado. No entanto, o mecanismo de engrenagens tem cargas nos dentes das engrenagens causadas pela inércia das cargas resultantes da rotação da cambota (Menz, 1987). Considerando uma velocidade constante de rotação da engrenagem, W_t , que é a carga exercida nos dentes da engrenagem pode ser calculada pela seguinte equação:

$$W_t = F_g \sin(\theta) \quad (5)$$

Onde,

W_t é carga tangencial exercida sobre os dentes da engrenagem.

F_g é força exercida no pistão.

θ é ângulo da cambota.

A força exercida no pistão pode ser calculada através do produto entre a área da cabeça do pistão e a pressão exercida sobre ele. No caso específico do motor de Wiseman, a força exercida no pistão é conhecida. Contudo, sabe-se que a força exercida no pistão depende do ângulo da cambota, sendo por isso variável. Além do mais, o binário fornecido ao veio de saída está diretamente relacionado com a carga tangencial sobre a engrenagem. Esta relação pode ser descrita pela seguinte equação:

$$\tau = (W_t) l/2 \quad (6)$$

Onde,

l é o comprimento da biela.

τ é binário do eixo de saída.

Por fim, a eficiência mecânica encontrada nos testes do motor de Wiseman é cerca de 60%, muito superior a um motor convencional e deve-se a todos os fatores anteriormente referidos.

2.4. História e desenvolvimento

O desenvolvimento constante de soluções para melhorar o funcionamento e tornar os MEH mais apelativo ao mundo comercial, tem recebido uma especial atenção de grupos de investigação e universidades de forma a demonstrar o seu potencial. O grande número de patentes relativas a esse estudo não são só oriundas dos últimos anos, mas já remontam a 1802, quando Matthew Murray aplicou o conceito de engrenagens hipocicloide a uma máquina a vapor, como se pode ver na Figura 9., onde é apresentada uma réplica do seu modelo (Karhula, 2008).



Figura 9. Réplica do modelo de máquina a vapor com sistema hipocicloide de Matthew Murray (Davey, 2008).

Uma das patentes mais recentes e em grande foco pelo estudo em seu redor é a patente do mecanismo de Wiseman arquivada em 2001 pelo Sr. Randal Wiseman (Wiseman Technologies, Inc, 2001). Esta patente é utilizada como base para o protótipo desenvolvido neste estudo.

Outros estudos e investigações resultaram em patentes, protótipos e simulações matemáticas que indicam que o MEH é uma alternativa viável ao MCI convencional. Apesar de todos os resultados positivos apresentados nos últimos anos, não há ainda nenhum projeto de um MEH que tenha conseguido o salto do estudo e prototipagem para uma aplicação comercial, com grande volume de produção.

Uma pesquisa relevante para este estudo é o trabalho de Kenjiro Ishida e seus colegas que começou a meados de 1970. O artigo publicado por Ishida foca-se nas forças de inércia e nos momentos de um MEH em comparação com um MCI com sistema biela-manivela (Ishida & Matsuda, 1975). Usando equações cinemáticas vetoriais Ishida foi capaz de calcular as forças de inércia e os momentos de um motor monocilíndrico com 40 mm de curso e 40 mm de diâmetro. Em seguida, Ishida encontra as mesmas variáveis para um MEH com o mesmo curso e diâmetro. Os resultados apresentados mostram que o MEH é perfeitamente equilibrado e que as forças de inércia e os momentos são praticamente nulos. Na Figura 10 pode ver-se as curvas traçadas por Ishida e Matsuda no seu estudo teórico, comparando um MCI convencional com um MEH (Ishida & Matsuda, 1975).

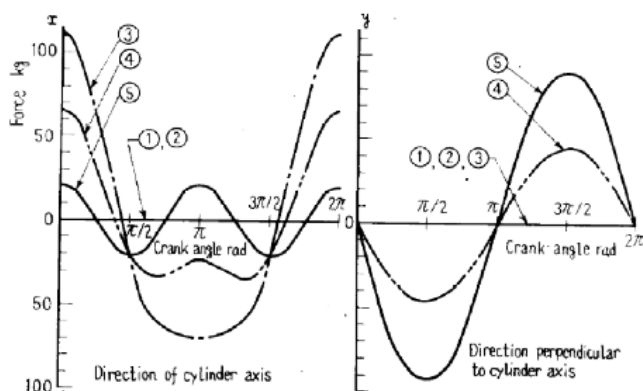


Fig.5 Unbalanced inertia force
(Rotational speed of crank 6000 rpm)

- | | |
|--------------------|------------------|
| 1 Perfect balance | 2 Static balance |
| 3 Rotation balance | 4 Half balance |
| 5 Over balance | |

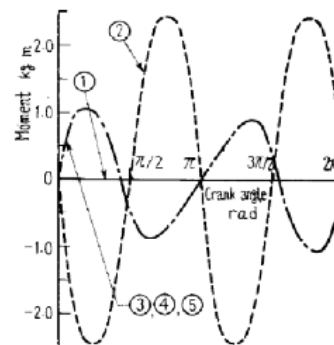


Fig.6 Unbalanced inertia moment
(Rotational speed of crank 6000 rpm)

- | |
|--------------------|
| 1 Perfect balance |
| 2 Static balance |
| 3 Rotation balance |
| 4 Half balance |
| 5 Over balance |

Figura 10. Resultados teóricos das forças de inércias e momentos de Ishida e Matsuda (Ishida & Matsuda, 1975).

Como mostra a Figura 10 as forças de inércia de um MCI convencional podem ser reduzidas no eixo da biela (Figura 10 gráfico da esquerda, linha 5), com o equilibrar da cambota, mas nesse caso é impossível alcançar o equilíbrio. O caso mais comum é o “Half balance” (Figura 10 gráfico da esquerda, linha 4), que mostra as forças de inércia num motor em funcionamento. Num motor de cilindro único convencional não há nenhuma maneira de eliminar completamente o desequilíbrio do sistema biela-manivela (Norton, 2005). Num MEH este problema é resolvido e as forças de inércia são nulas em teoria (Figura 10 gráfico da esquerda, linha 1). Como se pode verificar pelas conclusões de Ishida, um MEH monocilíndrico é em teoria perfeitamente equilibrado, tornando-se mais vantajoso relativamente a um MCI com o sistema biela-manivela convencional.

Ishida para poder comprovar os seus estudos matemáticos, prolongou o seu trabalho para aplicações reais e construiu protótipos, para validar as suas previsões teóricas. Para o teste em ambiente real, usou um motor a dois tempos, fazendo vários testes para verificar o equilíbrio do mesmo. O MEH beneficiou de um desempenho equilibrado muito bom em comparação com todas as variações possíveis de equilíbrio de um MCI Convencional (Ishida & Matsuda, 1975) (ver Figura 11).

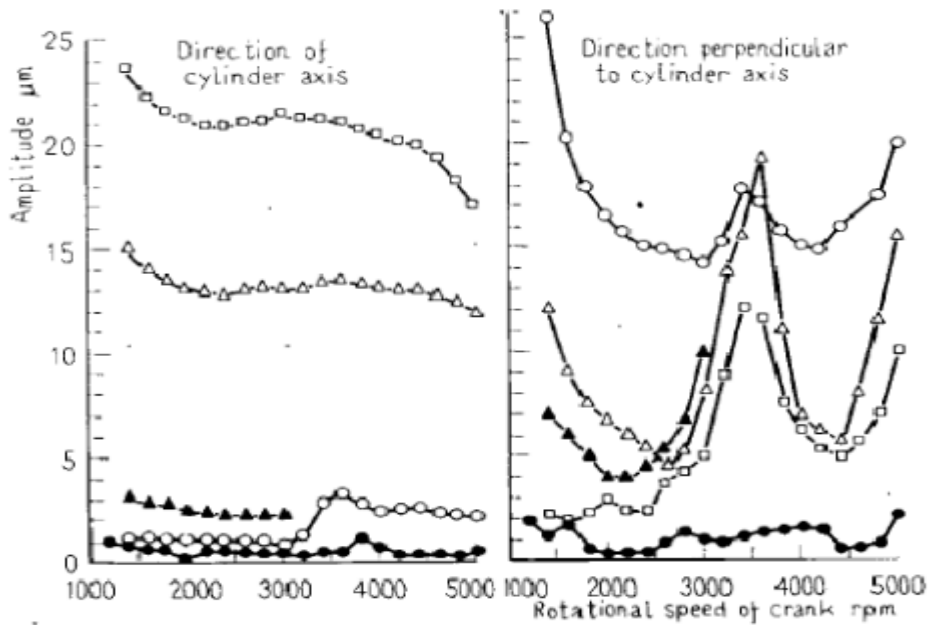


Fig.12 Amplitude of vibration (at no load)

● Perfect balance, ▲ Static balance
 △ Half balance, □ Rotation balance
 ○ over balance

Figura 11. Resultados experimentais das forças de inércias e momentos de Ishida e Matsuda num motor a dois tempos (Ishida & Matsuda, 1975).

Na Figura 11 a linha do “Perfect balance” ou equilíbrio perfeito demonstra o equilíbrio do protótipo do motor com sistema hipocicloide construído por Ishida e Matsuda. Conforme se pode verificar na figura, os níveis de vibração para esse motor são muito baixos, nomeadamente no gráfico da “Direction perpendicular to cilindre axis”. A linha do “over balance” aproxima-se bastante do MEH desenvolvido por Ishida e Matsuda no gráfico de “Direction to cilindre axis” o que não se verifica no gráfico de “Direction perpendicular to cilindre axis”. Verificou-se ainda um aumento da vibração no “Direction perpendicular to cilindre axis” quando se excede os 3000 rpm, exceto para a linha do protótipo com sistema hipocicloide. Com tudo a vibração para um MEH é muito menor comprado com um motor convencional com sistema biela-manivela, tornado se vantajoso em ferramentas portáteis, como por exemplo uma motosserra.

Ishida ainda estudou a amplitude de vibração em função do ângulo da cambota, com uma velocidade de 1800 rpm para os mesmos motores, como se pode ver na Figura 12.

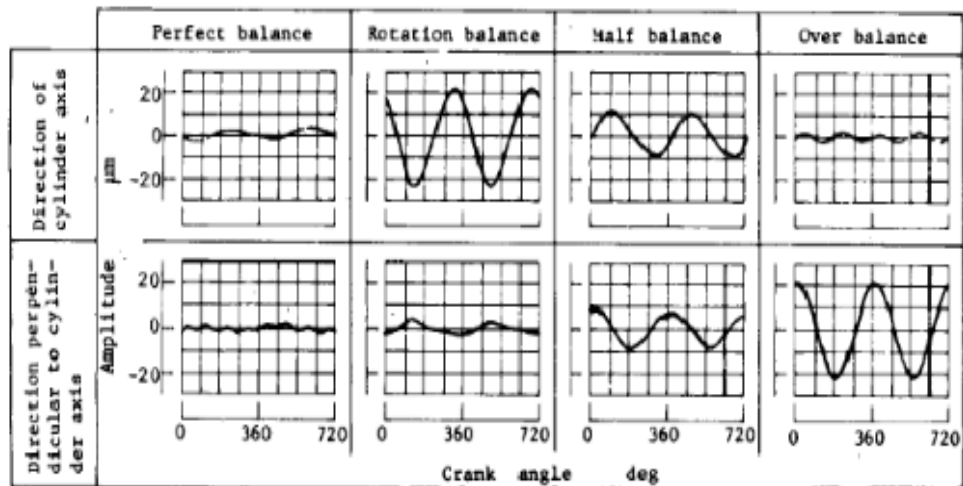


Fig.13. Wave form of vibration amplitude
(At no load, rotational speed of crank 1800 rpm)

Figura 12. Estudo da amplitude de vibração vs ângulo da cambota com uma velocidade de 1800 rpm
(Ishida & Matsuda, 1975).

A Figura 12 vem reforçar a ideia que o MEH tem um desempenho melhor em termos de vibrações. Nos restantes equilíbrios, existe sempre um compromisso entre a direção da vibração e a magnitude. O “Half balance” é indiscutivelmente a segunda melhor hipótese pois deve ter sido em conta que as vibrações acontecem em todas as direções e não apenas numa. Um aspeto para melhorar o equilíbrio do MEH é a massa do contrapeso que deve ser equivalente à massa do pistão e neste caso dos componentes do excêntrico. Tendo isso em conta, é muito difícil construir-se um motor com sistema hipocicloide perfeitamente equilibrado, sendo que teria de ter as mesmas dimensões e massa de um motor convencional. Apesar disso, o aspeto principal é baixar a vibração do motor para melhorar o seu desempenho e depois trabalhar a sua forma e massa, podendo-se criar algo fascinante.

Os estudos de Ishida ainda foram mais além, analisando a potência e eficiência de um motor de motosserra com 63 cm³ com sistema hipocicloide em comparação com um motor equivalente com sistema tradicional biela-manivela. Com testes em que utilizou o dinamómetro, obteve os seguintes resultados:

- No motor com sistema hipocicloide com uma potência de 2,0 KW a 6400 rpm obteve-se um consumo específico de 1021,76 g/KW h.
- No motor convencional com sistema biela-manivela com uma potência de 2,5 KW a 7000 rpm obteve-se um consumo específico de 401.09 g/KW h.

A conclusão a desse estudo reflete que o desempenho reduzido do motor com sistema hipocicloide deve-se ao maior volume do cárter, que provoca uma taxa de compressão mais baixa (Ishida & Yamada, 1986).

Norman H. Beachley e Martha A. Lenz com base no trabalho de Ishida, publicaram um artigo desenvolvendo o estudo anterior (Beachley & Lenz, 1988). Este artigo clarifica um método para se atingir o equilíbrio perfeito num MEH, utilizando um conjunto de dois contrapesos. Outros investigadores descobriam o método para equilibrar o motor, mas apenas Beachley e Lenz esclarecem a técnica para o equilíbrio do MEH. De forma diferente essa técnica de duplo contrapeso visível na Figura 13, que foi utilizado neste trabalho e já anteriormente noutro como o exemplo do protótipo de Wiseman.

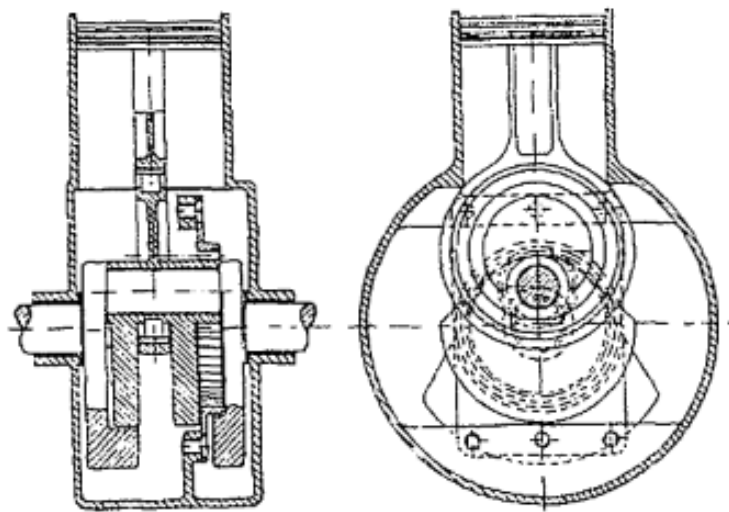


Fig. 4 Hypocycloid single-cylinder engine design.

Figura 13. Princípio de um motor hipocicloide com dois contrapesos (Beachley & Lenz, 1988).

David M. Ruch e Frank J. Fronczak ainda com o apoio de Norman H. Beachley deram um excelente contributo para o estudo do MEH (Ruch, et al., 1991). O seu trabalho sugere um grande número de benefícios com o uso deste motor. Desenvolveram equações de projeto e criaram outra versão de MEH ou como eles lhe chamam motor hipocicloide modificado, que se pode ver na Figura 14. Esse motor permite uma redução da carga nos dentes das engrenagens. Os autores focam ainda que o seu motor permite um equilíbrio praticamente perfeito.

Ruch e a sua equipa esclarecem que há ainda uma redução de atrito entre o pistão e cilindro, por não existirem forças perpendiculares ao movimento do pistão num MEH, não será necessário as saias do cilindro. Obviamente o auxílio das saias num motor convencional é imprescindível devido as forças laterais. As forças laterais são causadas pelo movimento

articulado da biela que através da força da explosão na câmara de combustão é obrigada a acompanhar o movimento da cambota, provocando essas forças. Ruch determinou que a perda de atrito é cerca de 1,97% nas perdas mecânica, eliminando as forças laterais e reduzindo a área da saia do cilindro. Essa redução permite uma melhoria significativa na eficiência mecânica do motor.

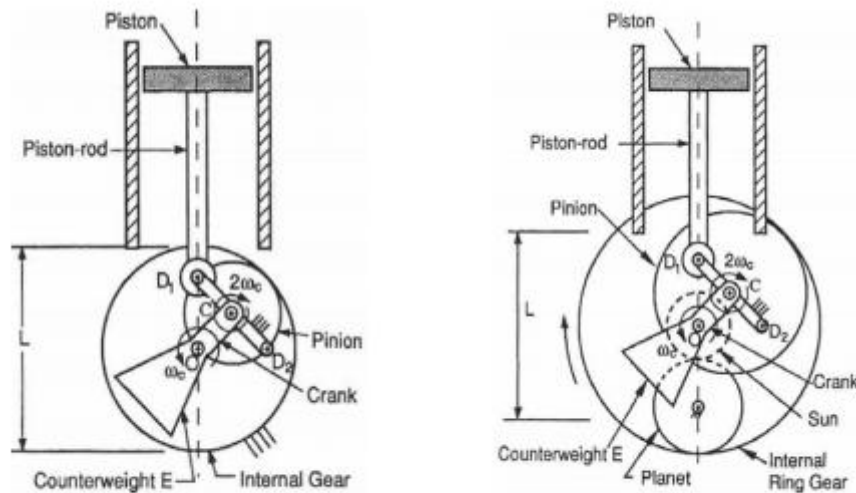


Figura 14. Motor hipocicloide base (esquerda) e motor hipocicloide modificado de David Ruch, Frank Fronczak e Norman Beachley (Ruch, et al., 1991).

Os investigadores M. Badami e M. Andriano, publicaram um trabalho em 1998 sobre a concepção e ensaio de um motor com sistema hipocicloide com 125 cm³ a dois tempos (Andriano, 1998). O seu protótipo tem vantagens em comparação com os anteriores, visto que a ligação da biela permite uma vedação superior que isola melhor o cárter da parte superior do motor. O motor funcionava bem a baixa e média carga no ensaio num freio, atingindo particamente 5 KW com 6000 rpm. Apesar disso, devido a problemas térmicos na zona do cárter, o motor tinha dificuldades em atingir velocidades mais. Devido a esses problemas não foi possível concluir os testes em pleno. Na Figura 15 é visível o trabalho realizado por M. Badami e M. Andriano.

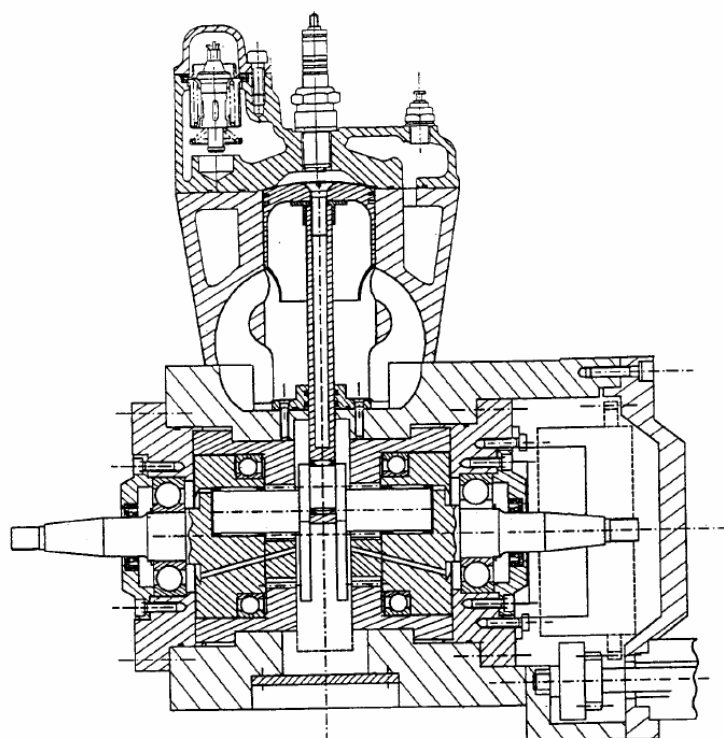


Figura 15. Vista em corte do MEH 125 a dois tempos (Andriano, 1998)

Um dos mais recentes estudos em MEH é de Jukka Karhula em 2008, em que realiza um comparação profunda de MEH e um motor convencional com sistema biela-manivela, com dimensões iguais (Karhula, 2008). Nos seus modelos matemáticos, Karhula conclui que em termos de velocidade, aceleração e binário, o motor hipocicloide é em muito superior ao sistema biela manivela tradicional, podendo ter melhorias a vários níveis na ordem de 5 a 30 % nas várias características mencionadas.

Recentemente, os inventores Christopher Cook e Scott Cook publicaram uma patente em 2013 na qual reforçam as qualidades do sistema hipocicloide em MCI, como se pode ver na Figura 16. Os Cook's desenvolveram componentes que também serviram de base para o desenvolvimento do presente protótipo em CAD, no caso do componente "biela/pistão" em que os inventores reforçam a biela para precaver a falta de alinhamento no sistema. Na parte da biela há uma redução de tamanho, devido às forças laterais praticamente inexistentes. Nesta patente também estão contidos outros princípios anteriormente referidos, como por exemplo os dois contrapesos para equilibrar os sistema e reduzir vibrações (Cook & Cook, 2013).

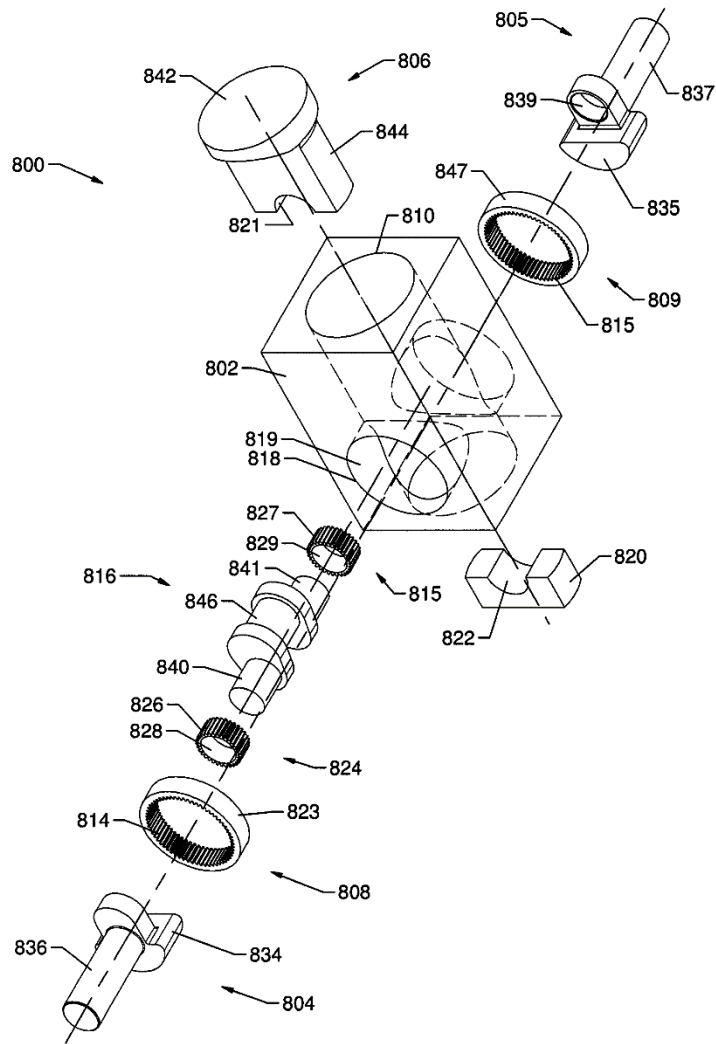


Figura 16. Patente do sistema hipocicloide de Christopher Cook e Scott Cook (Cook & Cook, 2013).

3. Projeto mecânico dos componentes do motor

Após as conclusões retiradas dos estudos já realizados para MEH, é necessário proceder ao projeto pormenorizado dos componentes do motor. Devido às limitações de extensão desta dissertação e ao grande número de componentes presentes no motor, vai ser apenas exposto o projeto de alguns dos componentes mais importantes e cruciais para o desenvolvimento de todo o conjunto. Vai ser explorado o projeto do conjunto biela-pistão, dos contrapesos da cambota para o equilíbrio do motor e a montagem do protótipo do MEH. Os desenhos técnicos dos componentes elaborados em CAD neste trabalho encontram-se no Anexo A.

3.1. Projeto do conjunto biela-pistão

O conjunto biela-pistão é um dos principais componentes de um motor de combustão interna e pode ser ponto de partida para o projeto de um motor de combustão interna. Este componente é que vai definir o diâmetro do cilindro assim como o curso do motor, como se pode ver na Figura 17.

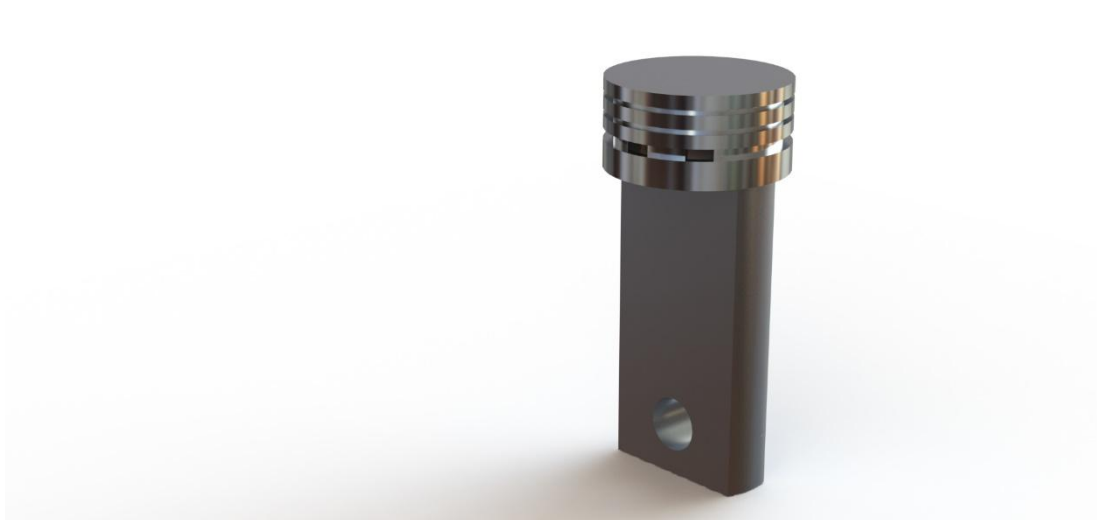


Figura 17. Protótipo do conjunto biela-pistão desenvolvido.

Para projetar o conjunto biela-pistão é necessário conhecer as forças que atuam no mesmo, assim como o fluxo de calor para o pistão proveniente do gás na câmara de combustão, sendo assim é necessário efetuar uma simulação multi-física do componente de modo a se

poder avaliar com precisão as tensões que surgem assim como a deformação nas várias direções principais em cada ponto do pistão.

3.1.1. Material de construção

O material de que é constituído o pistão e neste caso a biela, visto que é um conjunto único é bastante importante. Ao longo dos anos, o material do pistão tem vindo a sofrer muitas alterações, o que tem permitido o aumento do desempenho dos motores em geral, e em particular dos motores de combustão interna de ignição por compressão. O desenvolvimento nos materiais constituintes do pistão consistiu na utilização desde o ferro fundido até às ligas de alumínio utilizadas nos dias de hoje. As ligas de alumínio apresentam enormes vantagens tais como menor massa volúmica em comparação com as ligas ferrosas, diminuindo a massa do motor em geral, e maior coeficiente de transferência de calor por condução, o que permite uma grande capacidade de escoamento do calor proveniente da combustão, permitindo o aumento da potência específica do motor para a mesma temperatura do pistão. Constituintes tais como o silício e o magnésio inseridos nas ligas de alumínio permitem melhorar as características do pistão. Quanto às desvantagens, temos maior redução nas propriedades mecânicas com o aumento da temperatura e uma menor tensão limite de resistência à fadiga (Carvalheira & Gonçalves, 2006). Uma das ligas de alumínio mais utilizadas para a produção de pistões na indústria automóvel, é a AlSi12CuNiMg (Mollenhauer & Tschöke, 2010). A escolha de liga de alumínio a usar foi feita através da pesquisa dos materiais utilizados correntemente e em seguida, com recurso ao SolidWorks foram simulados os esforços mecânicos e térmicos. A liga de alumínio escolhida foi a 4032, já que pelas suas propriedades permitirá uma diminuição de massa e uma boa resistência a fadiga, sendo uma das ligas utilizadas para produção de pistões (Lucius, 2006).

No caso do Honda GX 25, o motor opera dependendo da sua aplicabilidade geralmente em regime transitório, tipicamente entre as 4000 rpm e as 8000 rpm, sendo por isso importante reduzir a massa dos componentes móveis do motor, para diminuir ao máximo a energia perdida a acelerá-los, de modo a melhorar o rendimento do motor.

3.1.2. Esforços mecânicos e térmicos

Com o programa SolidWorks é possível efetuar a simulação de esforços mecânicos e térmicos. No caso dos testes de esforços serão aplicadas as forças sobre o pistão no interior da câmara de combustão. A força máxima aplicada na parte superior do pistão é de 5000 N e ainda será aplicado uma força lateral de 100 N no caso de um possível desalinhamento da

biela na prática. A Figura 18 apresenta a distribuição da tensão equivalente de von Mises no conjunto biela-pistão.

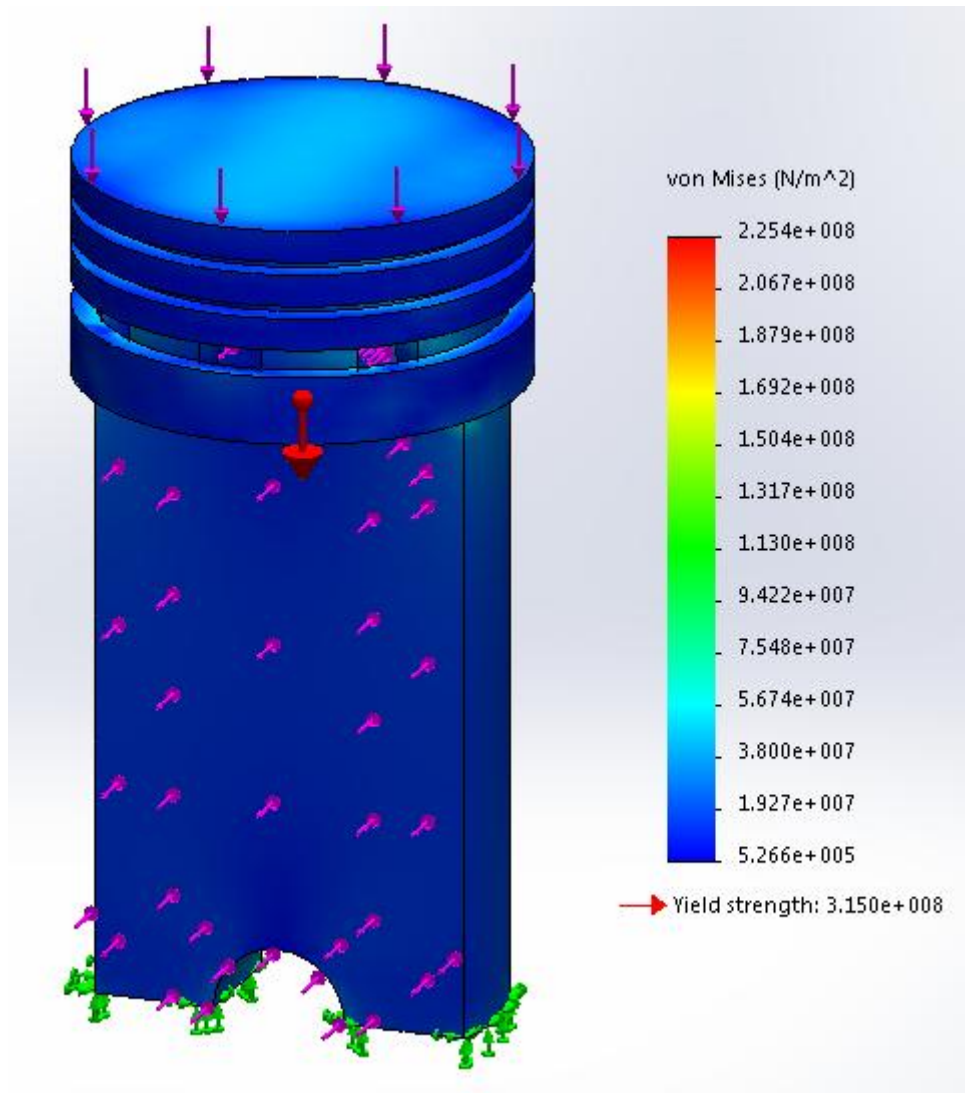


Figura 18. Distribuição da tensão equivalente de von Mises no conjunto biela-pistão.

Dada a distribuição da tensão equivalente de von Mises verificar-se que os pontos de maior tensão se encontram junto às ranhuras dos segmentos e na zona de contacto entre a biela e o pistão. Verifica-se ainda que a tensão máxima obtida, é inferior à tensão de rotura do material.

A Figura 19 apresenta a deformação no conjunto biela-pistão com as forças a que é exposto no interior do cilindro e na lateral.

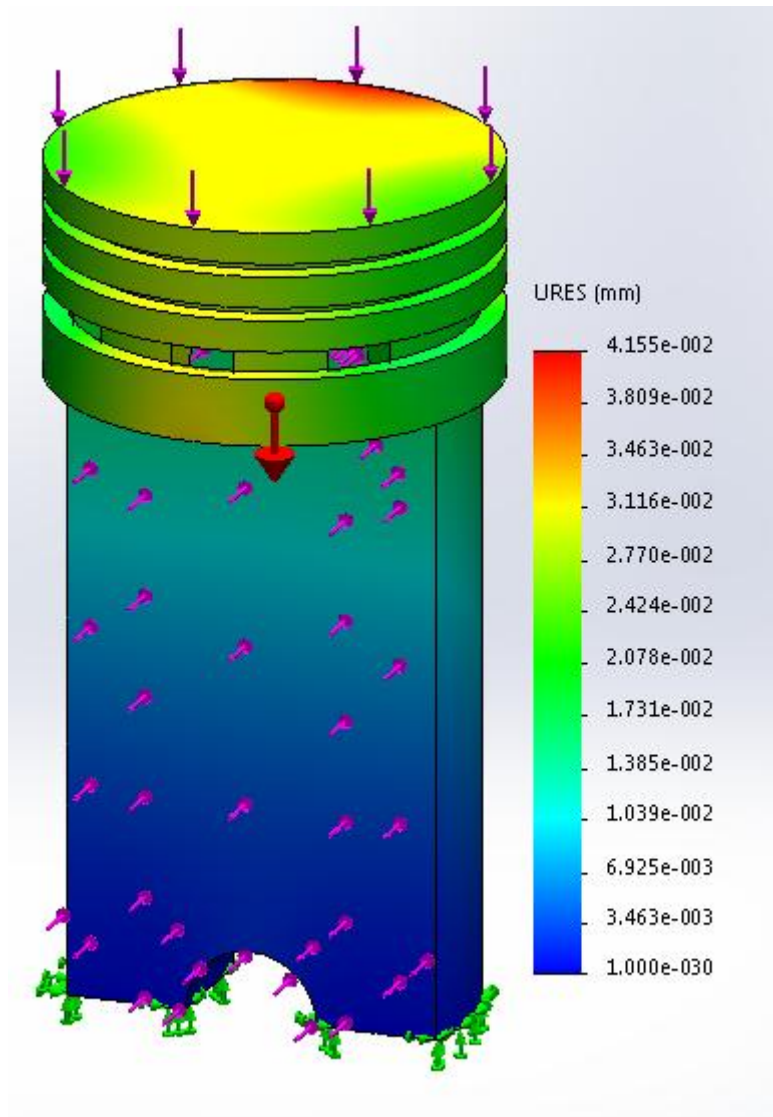


Figura 19. Deformação no conjunto biela-pistão.

Através desta simulação pode verificar-se que existe uma pequena zona do lado oposto à carga lateral, onde a deformação é mais acentuada, devido a um possível desalinhamento.

Os testes da distribuição de temperatura no conjunto biela-pistão, o qual está exposto durante os ciclos do motor, a uma temperatura imposta de 300 °C na parte superior do pistão é realizado recorrendo ao programa SolidWorks. É de referir que nas simulações do capítulo 5 o valor da temperatura máxima no caso ideal sem transferência de calor nem atrito, é aproximadamente de 3300 °C. No entanto, o calor transferido para os componentes é dissipado no sistema de arrefecimento. Para o presente caso, o motor é alhetado, e ainda há um arrefecimento devido ao cruzamento das válvulas, pelo que não se ultrapassa por norma o valor de 250°C. A utilização de 300°C permite assim a simulação de um caso mais desfavorável. A Figura 20 apresenta a distribuição de temperatura no conjunto biela-pistão.

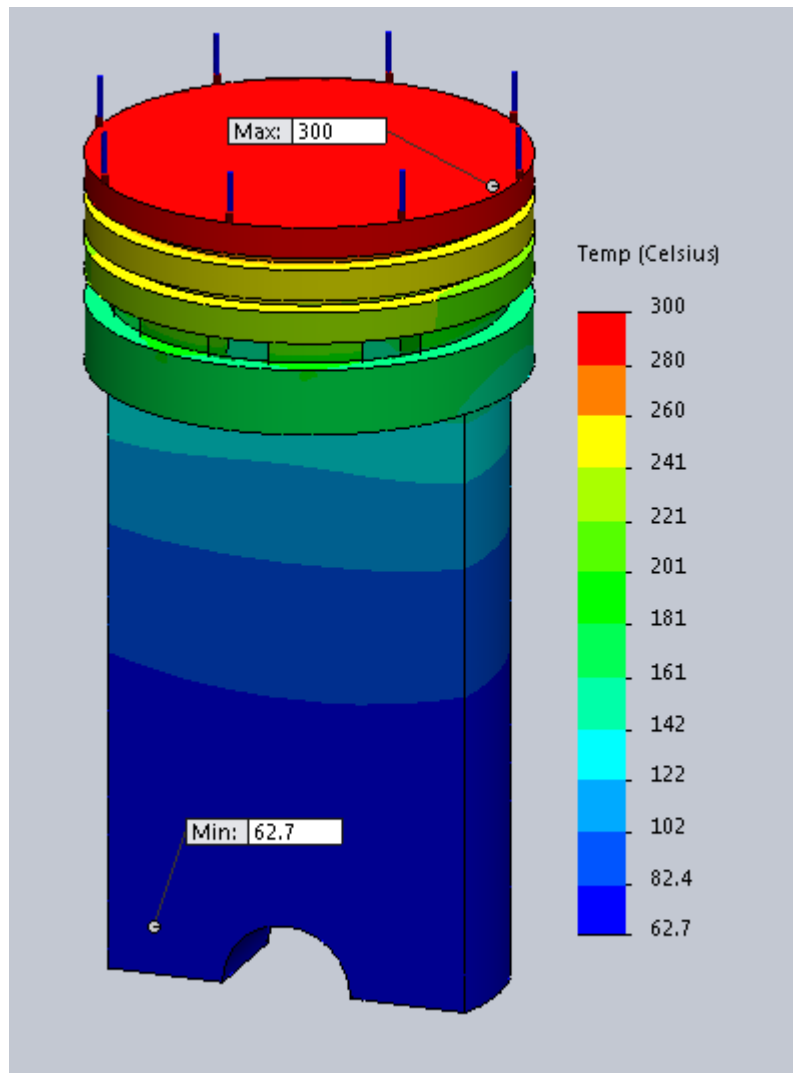


Figura 20. Distribuição de temperatura no conjunto biela-pistão.

3.1.3. Método de análise e de otimização

O objetivo deste trabalho passa pela melhoria do motor em geral, ou seja melhorar a eficiência do mesmo reduzindo atritos e vibrações. Isso torna-se possível otimizando o conjunto biela-pistão, como se pode ver na Figura 21. Neste caso de estudo, os componentes biela e pistão passam a ser uma peça única, reduzindo a massa e otimizando o conjunto para o MEH. A otimização dos componentes consegue-se pela redução do tamanho do pistão e a ausência de saias do mesmo, o que se torna possível devido à inexistência de forças laterais, o desaparecimento de cavilhões, pois o conjunto não necessita de vários graus de liberdade sendo que trabalha num só eixo e uma biela mais larga, sendo que o material é mais dúctil e tem de ser capaz de suportar as forças da explosão na câmara de combustão. Essas

melhorias proporcionam um menor binário de atrito do motor, melhorando assim o consumo específico de combustível.

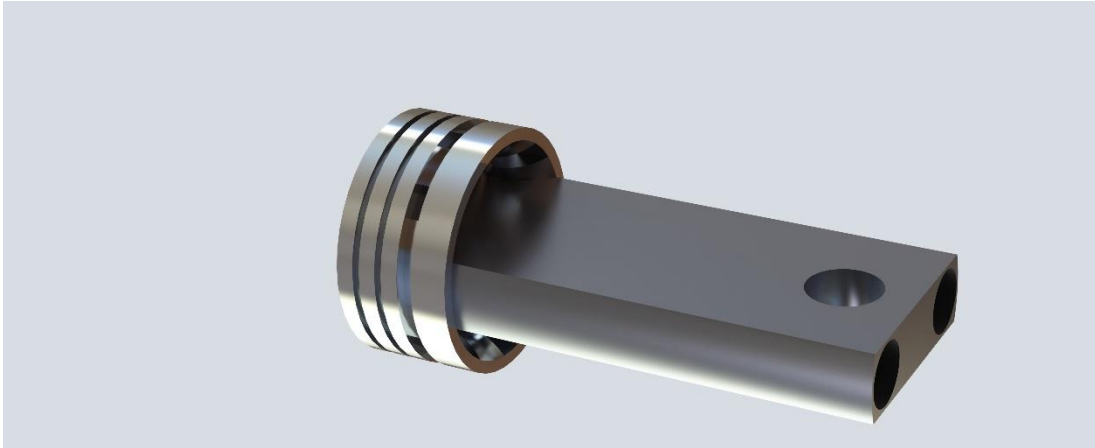


Figura 21. Protótipo do conjunto biela-pistão otimizado.

3.2. Projeto dos contrapesos da cambota

O equilíbrio do mecanismo biela-pistão-cambota é bastante importante para o bom funcionamento do motor. O seu equilíbrio permite diminuir a vibração do motor em geral e ainda diminuir os esforços presentes nos rolamentos de apoio da cambota. Devido a tolerâncias de fabricação, o balanceamento é relativamente rigoroso, mas não perfeito. A equilibragem do motor é para assegurar que todos os desequilíbrios em peso do motor são neutralizados, adicionando ou retirando a quantidade adequada de peso nos lugares apropriados. Isso significa que as montagens do pistão, biela e cambota são equilibrados de modo que suas forças praticamente se anulam. O conjunto dos componentes é dinâmico mas a sua análise é feita de forma estática, sendo realizada uma análise a velocidade de rotação da cambota constante.

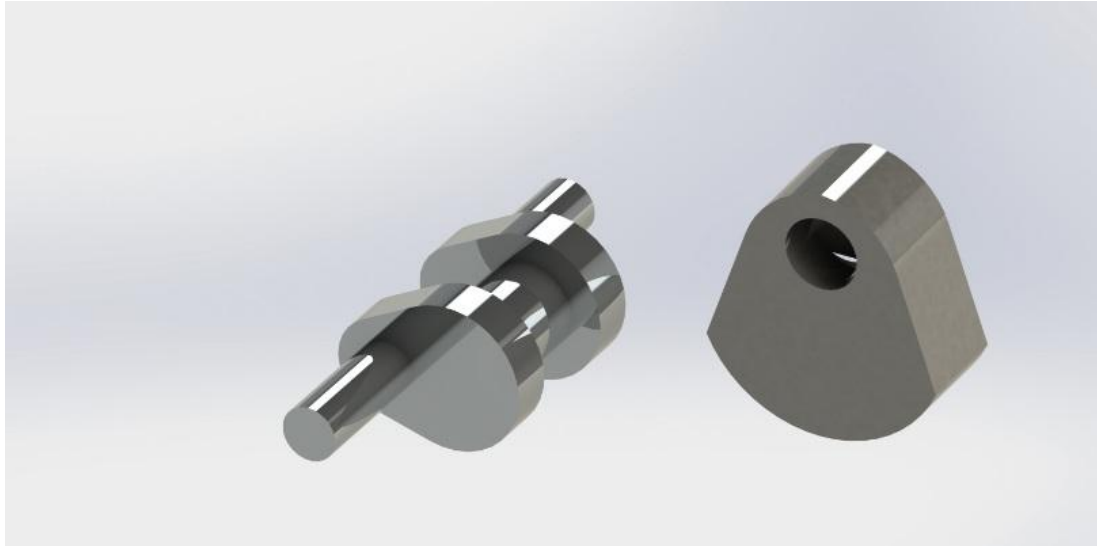


Figura 22. Protótipo da cambota e contrapeso desenvolvido.

A forma de equilibrar um motor monocilíndrico passa pela introdução de dois contrapesos na cambota de forma a poder minimizar as forças de inércia que surgem durante o ciclo com já referenciado (Beachley & Lenz, 1988).

3.2.1. Material de construção

Os materiais utilizados na produção de cambotas e contrapesos são geralmente aços em diversas ligas, consoante a aplicação, contendo carbono, níquel, cromo e molibdénio. O uso do aço traz imensas vantagens já que possui uma grande densidade, isso permite reduzir os contrapesos para equilibrar o peso dos restantes componentes e apresentam boa resistência à compressão. Os componentes não sofrem de grande desgaste nem são expostos a grandes temperaturas, o que não exige manutenção dos componentes.

Atualmente, os conjuntos cambota-contrapesos são fabricados por três processos de fabrico distintos: fundição, forjamento e maquinagem, dependendo a sua escolha da utilização a dar ao componente final (Kane, 2010) (Chiaverini, 1986).

O processo de fundição de cambotas e contrapesos consiste na vazagem de ferro fundido ou aço para um molde com geometria muito próxima da final do componente. Na fundição é utilizado geralmente o de molde de cera em areia. O modelo pretendido é introduzido numa caixa de moldação, sendo esta constituída por duas partes, ou seja, duas metades do componente desejado inferior e superior. Já com o molde, o metal é vazado para o interior do molde, obtendo-se um componente próximo das dimensões finais desejadas, faltando operações de retificação das zonas mais nobres, tratamento térmico de superfície e equilibragem.

No processo de forjamento para a produção de cambotas e contrapesos parte de um bloco ou varão de dimensões e material apropriado à geometria. A aplicação final é obtida pelo aquecimento do componente a uma temperatura apropriada ao processo e ao material em questão. A matéria-prima é subsequentemente deformada, com uma matriz de forma côncava em negativo da geometria final da cambota, até à forma desejada, entre pares de matrizes a elevada pressão. Este processo torna-se vantajoso quando as geometrias são simples, pois o aumento de complexidade do produto final iria aumentar também o custo, tornando-se mais caro em comparação com o processo de fundição.

O método de maquinagem é de todos o que tem um custo mais elevado, por isso destina-se essencialmente a produções de pequenas séries ou unitárias, maioritariamente para a competição automóvel onde o custo nem sempre tem grande importância. Estas cambotas e contrapesos são maquinadas a partir de um bloco do material escolhido em centros de maquinagem multi-eixos CNC, que permitem realizar componentes com elevada precisão e geometrias complexas, especialmente no caso dos contrapesos. Este processo permite uma grande liberdade geométrica, que através dos processos anteriormente referidos iria aumentar em muito a complexidade de moldes ou matrizes. Este processo, tem ainda como grande vantagem a precisão dimensional muito elevada, sendo utilizado no acabamento de componentes de outros processos.

3.2.2. Esforços mecânicos

Os testes de esforços mecânicos no conjunto cambota-contrapeso foi realizado no programa SolidWorks e servem para analisar o comportamento do conjunto e também para a escolha dos rolamentos de suporte do mesmo, sendo a força utilizada para a realização do teste de 5000 N. Na Figura 23 apresenta-se a distribuição da tensão equivalente de von Mises no conjunto cambota-contrapeso.

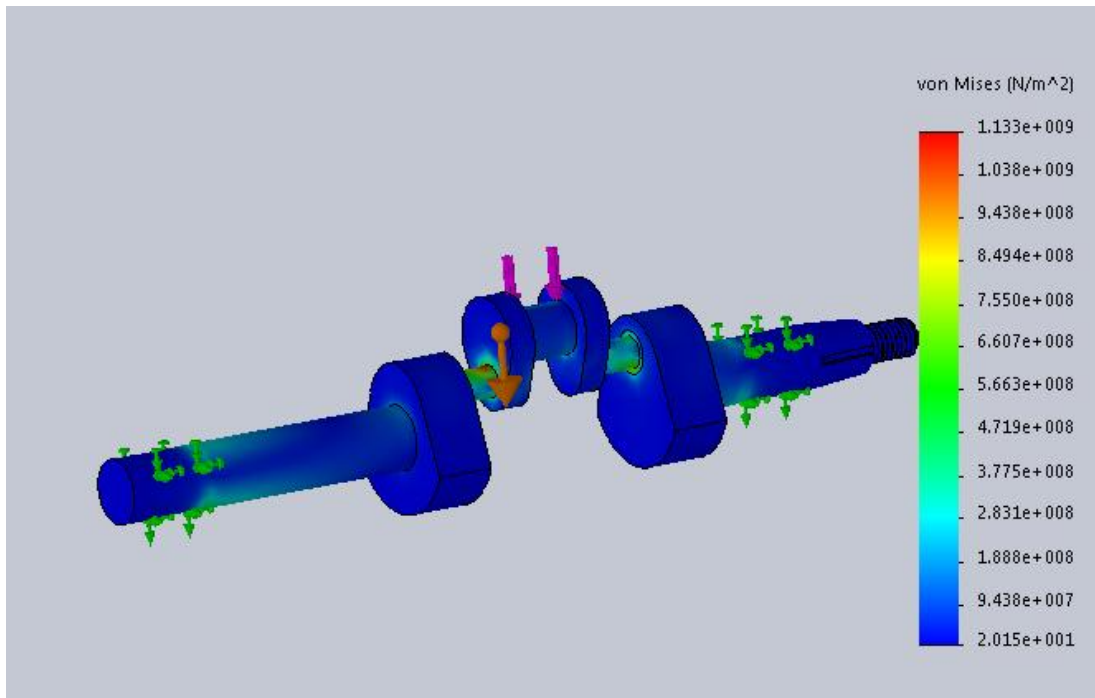


Figura 23. Distribuição da tensão equivalente de von Mises no conjunto cambota-contrapeso.

Como se pode ver na Figura 23 a tensão equivalente de von Mises é superior na zona de contacto entre a cambota e os contrapesos e nos veios juntos aos apoios, mas mesmo assim não se atinge a tensão de rotura do material.

A Figura 24 apresenta a deformação no conjunto cambota-contrapeso com a força a que é está sujeito pela biela sobre a cambota.

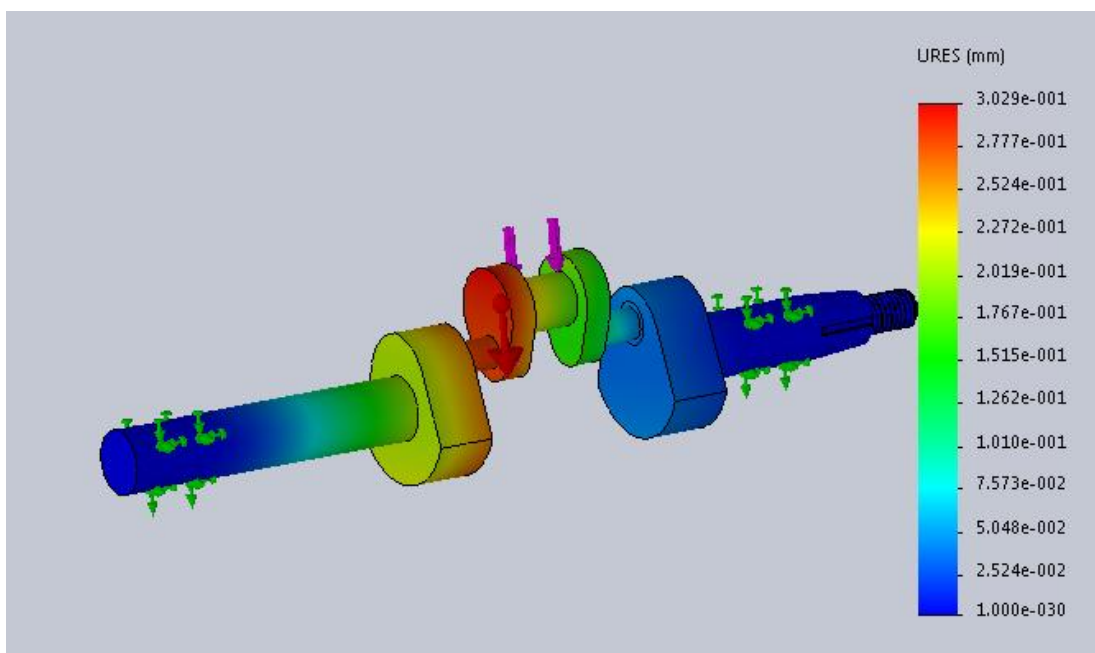


Figura 24. Deformação no conjunto cambota-contrapeso.

Através da Figura 24 verifica-se que existe uma zona mais propícia à deformação, uma vez que o apoio desse lado se encontra mais afastado.

3.2.3. Método de análise e de otimização

O equilíbrio do conjunto de componentes do motor é essencial e para que isso aconteça terá de se dimensionar os contrapesos. O primeiro passo passa por determinar as variáveis do raio de centro de gravidade, R_b e a massa, m_{cb} , que permitem através das equações abaixo realizar uma análise das forças de inércia que atuam na cambota durante o ciclo, para assim determinar o valor do parâmetro $R_b \times m_{cb}$, que melhor equilibra o motor.

A adição de contrapesos apenas equilibra as forças de inércia de primeira ordem, sendo que para o equilíbrio das forças de inércia de segunda ordem é necessário introduzir 2 veios de equilíbrio a rodar com a velocidade de rotação igual à da cambota e a girarem em sentido contrário um relativamente ao outro e é necessário introduzir mais 2 veios de equilíbrio a rodar com o dobro da velocidade de rotação da cambota a girarem em sentido contrário um ao outro. Neste estudo apenas será considerado o equilíbrio das forças de inércia de primeira ordem, já que para o caso de análise de segunda ordem iria adicionar complexidade ao motor, aumento da massa global e atritos, sendo que um dos objetivos deste trabalho reduzir ao máximo os atritos.

Com o desenho do contrapeso em CAD, há uma ferramenta no SolidWorks que permite determinar o valor de R_b e m_{cb} , como se pode ver na Figura 25. O passo seguinte será determinar o valor do parâmetro $R_b \times m_{cb}$ que minimiza o somatório das formas de inércia.

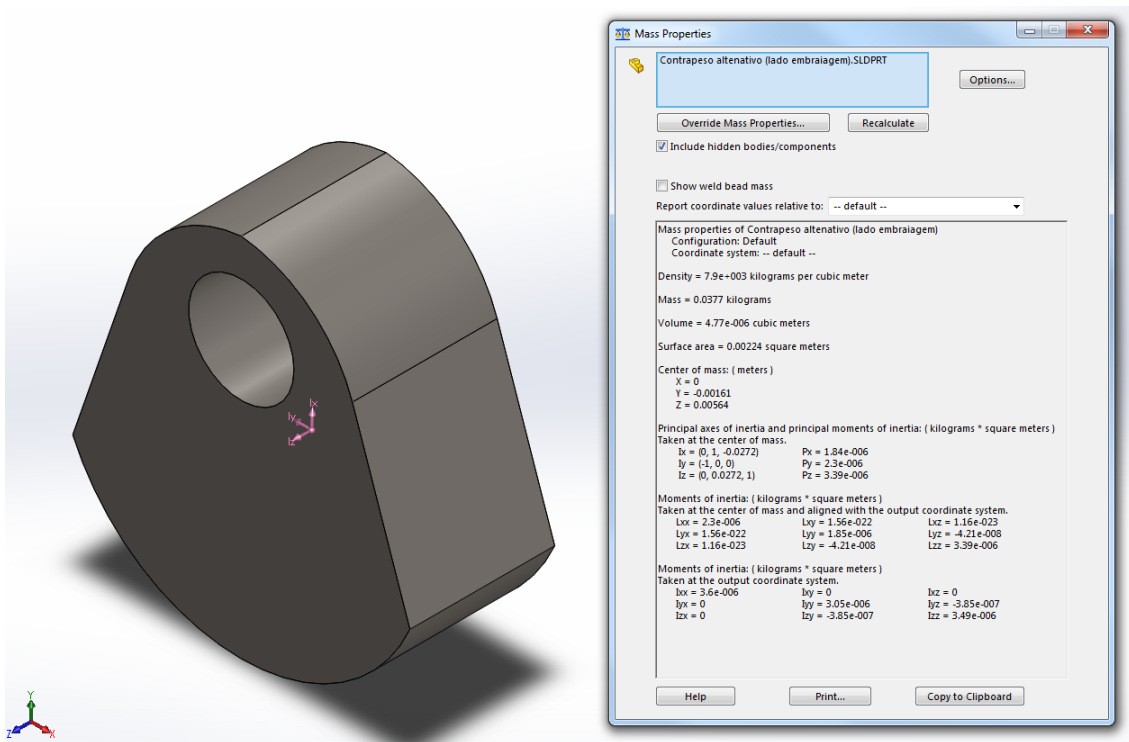


Figura 25. Representação do contrapeso e principais propriedades.

Para a obtenção das equações das forças de inércia será necessário calcular primeiro as massas. Nas equações seguintes, determinam-se as massas de translação e de rotação do pistão e da biela respectivamente:

$$m_{c1} = \frac{b}{l} m_c \quad (7)$$

$$m_{c2} = \frac{l-b}{l} m_c \quad (8)$$

Onde,

m_c é a massa da biela em Kg.

m_{c1} é a massa de translação atribuído ao pistão em Kg.

m_{c2} é a massa em rotação atribuída à biela em Kg.

l é o comprimento da biela e metros.

b é a distância ao centro de gravidade da biela em metros.

A massa equivalente aos componentes do eixo de rotação da cambota, como a própria cambota, contrapesos e incluindo os rolamentos pode ser descrita pela seguinte equação:

$$m_e = \frac{2m_{ca}R_a - 2m_{cb}R_b}{R} \quad (9)$$

Onde,

m_e é a massa equivalente.

m_{ca} é a massa da cambota.

m_{cb} é a massa dos contrapesos.

R é o raio da cambota em metros

R_a é o raio do centro de gravidade da cambota.

R_b é o raio do centro de gravidade dos contrapesos.

As componentes das forças de inércia segundo os eixos x e y são dadas pelas seguintes equações:

$$F_x = (m_p + m_{c1})R\omega^2 \left(\cos\theta + \frac{R}{l} \cos 2\theta \right) + (m_e + m_{c2})\omega^2 R \cos\theta \quad (10)$$

$$F_y = (m_e + m_{c2})\omega^2 R \sin\theta \quad (11)$$

Onde

ω é a velocidade angular.

m_p é a massa do pistão.

Com base nas equações é possível determinar a evolução do máximo do somatório das forças de inércia com o parâmetro $R_b \times m_{cb}$, como se pode ver na Figura 26.

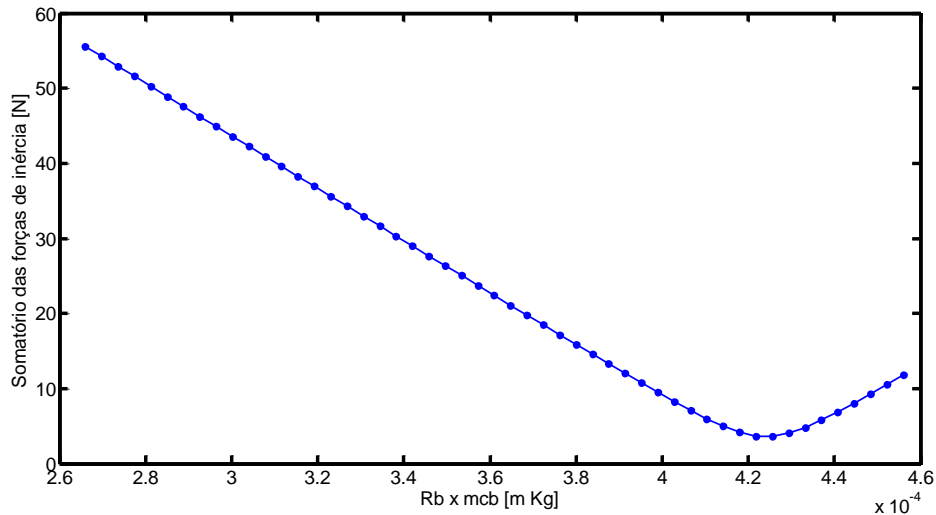


Figura 26. Evolução do somatório das forças de inércia com o parâmetro $R_b \times m_{cb}$ para o cálculo dos contrapesos.

Para otimizar os contrapesos do motor, variou-se o valor de R_b de forma a encontrar o ponto em que o valor do somatório das forças de inércia é mínimo. O valor ótimo para o parâmetro $R_b \times m_{cb}$ é 4.26×10^{-4} m Kg para o valor mínimo de 3.64 N para o máximo do somatório as forças de inércia. O objetivo principal é equilibrar o motor gastando a menor energia possível. Apesar do cálculo teórico, na prática há sempre um ajustamento dos contrapesos, por isso deve-se colocar material em excesso na construção para que depois na fase da equilibragem do motor se possa retirar material de forma a realizar ajustes.

3.3. Montagem do protótipo do MEH

O protótipo é constituído por vários componentes, sendo grande parte deles do motor Honda GX 25 que agiu como plataforma para construir o protótipo. Os restantes componentes teriam de ser fabricados, havendo algumas exceções de componentes standard que existem no mercado, como é o caso das rodas dentadas, rolamentos e vedantes. Na Figura 27 mostra-se uma vista explodida da montagem do protótipo do motor desenvolvido, no qual se pode visualizar os componentes constituintes do mesmo.

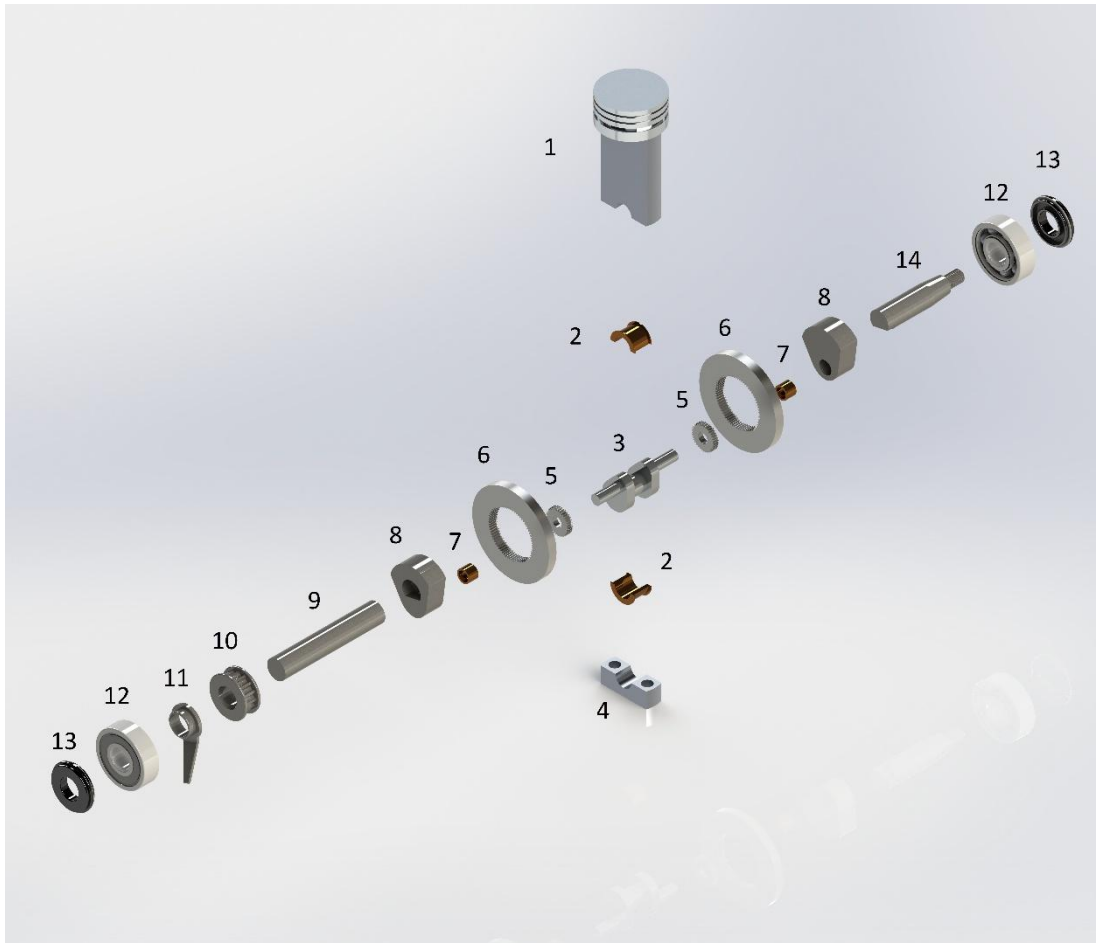


Figura 27. Vista explodida da montagem do protótipo do motor hipocicloide.

Legenda:

- | | |
|-------------------------------------|--------------------------------|
| 1. Conjunto biela-pistão | 8. Contrapeso |
| 2. Bronze | 9. Veio de acionamento da came |
| 3. Cambota | 10. Roda dentada |
| 4. Fixador do conjunto biela-pistão | 11. Chapisco |
| 5. Roda dentada menor | 12. Rolamento |
| 6. Roda dentada maior | 13. Vedante |
| 7. Sinterizado | 14. Veio de saída |

Note-se que os componentes do motor Honda GX 25 e o cárter não constam na Figura 27. O conjunto biela-pistão (item 1) será fixo ao fixador do conjunto biela-pistão (item 4) de forma a poder trabalhar na cambota (item 3) com o auxílio dos bronzes auto lubrificantes (item 2). O movimento linear transmitido do conjunto biela-pistão será transformado pela cambota em movimento rotativo fazendo trabalhar a roda dentada menor (item 5), fixa a cambota, no interior da roda dentada maior (item 6). Os contrapesos (item 1) para o equilíbrio do motor, contra balanço a massa dos componentes em movimentos como a

cambota e o conjunto biela-pistão, tendo como segunda função a transmissão do movimento rotativo para o veio de acionamento da came (item 9) e o veio de saída (item 14). A fim de permitir o movimento da cambota e do contrapeso existem ainda os sintetizados (item 7). A roda dentada (item 10) com o auxílio de uma correia dentada comanda a árvore de cames. Junto da roda dentada, encontra-se o chapisco (item 11) que ajuda na lubrificação do motor. Nas extremidades dos veios encontram-se os rolamentos (item 12) e vedantes (item 13) que permitem o movimento dos veios e sustentam as forças exercidas sobre o sistema e vedam respectivamente.

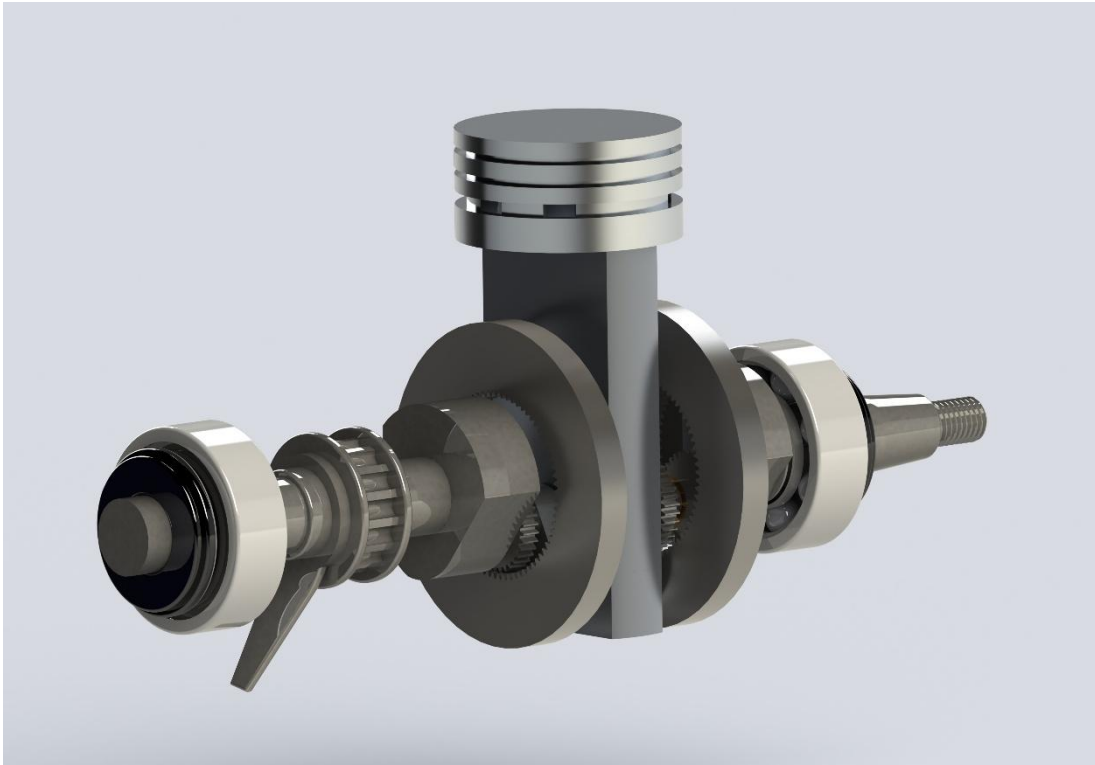


Figura 28. Vista em perfil da montagem do protótipo do motor hipocicloide.

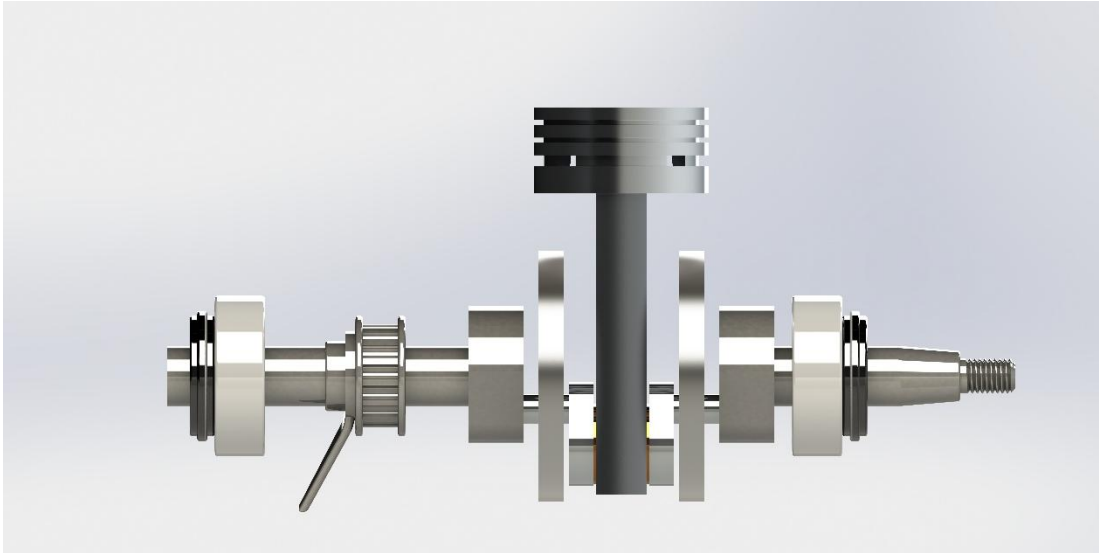


Figura 29. Vista frontal da montagem do protótipo do motor hipocicloide.

4. Cálculo do motor

Num MCI são muitas as variáveis que podem influenciar o seu desempenho e comportamento, nomeadamente a variação da distância s (ver Figura 30) e o deslocamento. Tem então que se definir um método de cálculo que permita determinar todas estas variáveis inerentes à previsão do desempenho de um motor, tais como a variação do volume, temperaturas, pressões, entre outras. Com a ajuda do programa MATLAB podem estudar-se as variáveis importantes para o cálculo do motor. Desta forma, depois de alguma consulta bibliográfica, foi possível realizar os cálculos para determinar as grandezas do motor (Heywood, 1988).

4.1. Posição do pistão em função do ângulo da cambota

O parâmetro s define a geometria básica do movimento de um MCI como se pode ver na Figura 30.

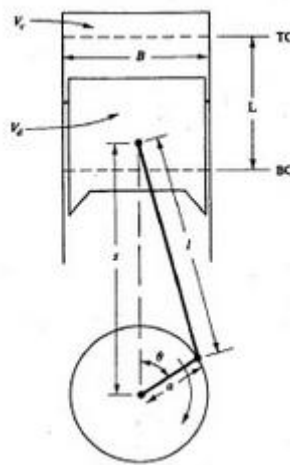


Figura 30. Geometria do cilindro, pistão, biela e cambota (Heywood, 1988).

A distância entre o eixo da cambota e o eixo do pino do pistão é dado por s . Para um motor convencional temos a seguinte equação:

$$s_1 = a_1 \times \cos(\theta) + ((l_1)^2 - (a_1)^2 \times \sin^2(\theta))^{1/2} \quad (12)$$

Onde,

a_1 é o raio do movimento do centro do pino da biela, em metros.

l_1 é o comprimento da biela, em metros.

θ é o ângulo de rotação da cambota, em radianos.

Enquanto no motor hipocicloide a equação do parâmetro s equivalente é dado da seguinte forma:

$$s_2 = a_2 \times \cos(\theta) + l_2 \quad (13)$$

Onde,

a_2 é o raio do movimento do centro do pino da biela, em metros.

l_2 é o comprimento da biela, em metros.

4.2. Deslocamento

O deslocamento d é determinado para ambos os tipos de motor através da seguinte equação:

$$d = (a + l) - s \quad (14)$$

4.3. Volume

O cálculo do volume V para ambos os motores, seja o convencional ou o alterado para um sistema hipocicloide, é determinado por:

$$V = V_c + \left(\pi \frac{B^2}{4}\right) \times d \quad (15)$$

Onde,

V_c é o volume da câmara de combustão, sendo o valor de $3.571 \times 10^6 \text{ m}^3$ para o motor em estudo.

B é o diâmetro do cilindro do motor, que é 0.035 m.

d é o deslocamento anteriormente calculado para cada um dos motores.

Para determinar a cilindrada, ou volume varrido pelo pistão, temos:

$$V_c = \frac{V_d}{r_c^{-1}} \quad (16)$$

Onde,

r_c é o razão de compressão que pode variar entre 8 a 12 para motores SI (motores por ignição de faísca), sendo o valor utilizado no motor em estudo 8.

V_d o volume deslocado pelo pistão, que é 25 cm³.

E por fim R_{bs} é a relação entre o diâmetro do cilindro B e o curso L que pode variar entre 0.8 e 1.2 para motores pequenos e é determinado da seguinte forma:

$$R_{bs} = \frac{B}{l} \quad (17)$$

Para o curso, o mesmo é determinado pela seguinte fórmula:

$$l = 2 \times a \quad (18)$$

4.4. Cálculo da temperatura inicial

Para realizar o cálculo da temperatura inicial será necessário realizar um processo iterativo que nos permita obter um valor muito próximo do valor real da temperatura no início do ciclo de um MCI. As três equações seguintes permitem determinar a temperatura inicial sendo elas o x_r que é a fração residual de massa de gás, T_r que é a temperatura dos gases residuais e por fim T_1 que é a temperatura no início da compressão. A fim de realizar o processo iterativo usou-se para temperatura ambiente T_i o valor de 300 K:

$$x_r = \frac{1}{r_c} \times \frac{(p_e/p_i)^{1/\gamma}}{\left(1 + \frac{Q^*}{c_v \times T_1 \times r_c^{\gamma-1}}\right)^{1/\gamma}} \quad (19)$$

$$T_r = T_1 \times \left(\frac{p_e}{p_i}\right)^{\gamma-1/\gamma} \times \left(1 + \frac{Q^*}{c_v \times T_1 \times r_c^{\gamma-1}}\right)^{1/\gamma} \quad (20)$$

$$T_1 = T_i \times \left(\frac{1-x_r}{1-1/(r_c) \times ((p_e/p_i)^{\gamma-1} + (\gamma-1))}\right) \quad (21)$$

Onde,

p_e é pressão no escape.

p_i é pressão de admissão.

Logo $(p_e/p_i) = 1$ (borboleta completamente aberta).

γ é a razão de calores específicos, o valor usado para este estudo é 1.3.

c_v é o calor específico a volume constante (neste caso de estudo o valor utilizado é 964 J/Kg K).

Q^* é a energia específica interna em J/Kg.

4.5. Temperaturas e pressões

Os ciclos do motor ditam a variação de temperatura e pressão nos vários estados, respetivamente, compressão, admissão, explosão e escape. No ponto anterior determinamos " T_1 " ou também denominada a temperatura inicial. Para realizar os cálculos das pressões e temperatura nos estados 2, 3 e 4, correspondendo aos ciclos do motor, ir-se-á definir p_1 como pressão ambiente que tem o valor de 101325 Pa, ao nível do mar (considera-se borboleta completamente aberta e sem perda de carga na admissão).

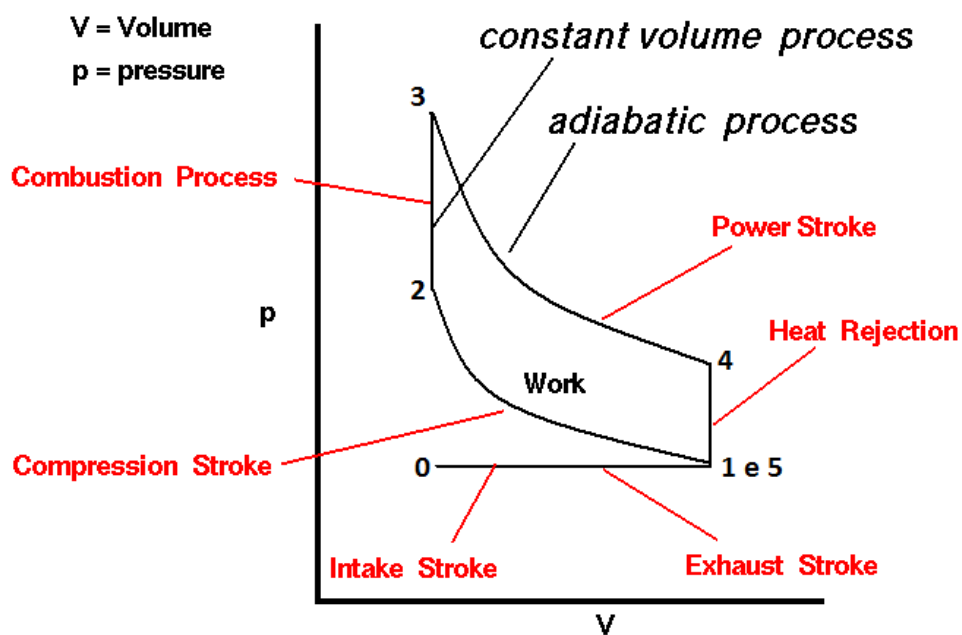


Figura 31. Diagrama de Pressão vs Volume para um ciclo de ignição por faísca (Hall, 2015).

Primeiramente deve-se calcular a energia específica interna, Q^* , durante a combustão isotérmica, por unidade de massa de fluido de trabalho, que será necessário para determinar a temperatura T_3 , para ambos os motores. A energia específica interna é expressa por:

$$Q^* = \frac{1}{m+1} \times Q_{lhv} \quad (22)$$

Onde,

m é a relação de ar/fuel, sendo o valor tabelado para gasolina 14.6.

Q_{lhv} é o poder calorífico inferior, neste caso o valor utilizado é o da gasolina 44.0×10^6 J/Kg.

Agora com a variável Q^* determinada já é possível efetuar o cálculo das temperaturas e pressões nos pontos 2, 3 e 4 para os motores. As temperaturas e pressões serão derivadas das equações de base para o cálculo dos estados do motor. Posto isto as equações que se seguem iram realizar o estudo das temperaturas e pressões em função do ângulo “ θ ” em que se encontra a cambota. No estado 2 a temperatura e pressão são calculadas da seguinte forma:

$$T_2(\theta) = T_2(\theta - 1) \times \left(\frac{V(\theta-1)}{V(\theta)}\right)^{\gamma-1} \quad (23)$$

$$p_2(\theta) = p_2(\theta - 1) \times \frac{V(\theta-1)^{\gamma/\gamma-1}}{V(\theta)} \quad (24)$$

O estado 3 determina-se como um ponto isolado pelas expressões seguintes:

$$T_3 = \frac{Q^* \times \eta_b}{c_v \times (1+m)} + T_2 \quad (25)$$

$$p_3 = p_2 \times \frac{T_3}{T_2} \quad (26)$$

Onde,

η_b é o rendimento da combustão do motor, que é considerado de 99%.

No estado 4 as equações são as mesmas que no estado 2, continuando o estudo das temperaturas e pressões em função do ângulo da cambota, que são obtidas por:

$$p_4(\theta) = p_4(\theta - 1) \times \frac{V(\theta-1)^{\gamma/\gamma-1}}{V(\theta)} \quad (27)$$

$$T_4(\theta) = T_4(\theta - 1) \times \left(\frac{V(\theta-1)}{V(\theta)}\right)^{\gamma-1} \quad (28)$$

4.6. Força

A força representa a pressão exercida sobre o pistão na câmara de combustão. Usando as equações seguintes pode calcular-se a força denominada pela sigla F :

$$F(\theta) = p(\theta) \times A \quad (29)$$

Seja,

A é a área da coroa do pistão em m^2 .

4.7. Potência

A potência P é dado pelo produto entre a força exercida no pistão e a velocidade do motor, em W . Neste caso do motor hipocicloide e o motor convencional são cálculos pela equação seguinte:

$$P(\theta) = F(\theta) \times N \quad (30)$$

Onde,

N é a velocidade do motor em rps, sendo o valor de 66,7 rps (4000 rpm) usado para este caso de estudo.

4.8. Binário

De acordo com a equação que se segue, o Binário τ , em Nm , é determinada da seguinte forma:

$$\tau(\theta) = \frac{P(\theta)}{2\pi \times N} \quad (31)$$

4.9. Trabalho

O trabalho designado pela letra W e vem em função do ângulo da cambota θ , em J , que é obtido pela seguinte equação:

$$W(\theta) = \frac{P(\theta) \times n_R}{N} \quad (32)$$

Onde,

n_R é o número de voltas da biela para cada curso de potência por cilindro, neste caso para um motor a quatro tempos, n_R é igual a 2.

5. Análise de resultados

Neste capítulo são apresentados e discutidos os resultados obtidos através das simulações numéricas para o MCI convencional e um motor com sistema hipocicloide, utilizando a ferramenta computacional - MATLAB.

Todos os resultados obtidos para ambos os motores exprimem valores ideais, uma vez que não são contabilizadas as perdas por atrito e térmicas. É também de salientar que para o motor com sistema hipocicloide, tal como referido por vários autores existe uma redução significativa dos atritos face ao MCI convencional, pois como referido nos capítulos anteriores, a redução dos componentes e a anulação das forças laterais contribuem para a melhoria significativa do rendimento global do mesmo.

O rendimento global de um MCI é geralmente inferior a 25%, ou ainda mais baixo no caso de motores de pequena dimensão, em que a influência do atrito é mais elevada. Por sua vez, o rendimento global do motor com sistema hipocicloide pode ultrapassar esse valor, sendo que os valores obtidos neste estudo serão substancialmente superiores devido a não serem contempladas nos cálculos qualquer tipo de perda no sistema.

Neste estudo foi considerada para efeitos de simulação a velocidade de rotação de 4000 rpm para os motores, uma vez que é uma gama de utilização comum deste motor.

De seguida são apresentados os gráficos correspondentes às curvas características para ambas as configurações de motor estudadas e que permitem analisar e comparar os respetivos comportamentos. Nos resultados apresentados, verifica-se que as curvas características para ambas as configurações são bastante similares. Isto acontece, uma vez que os testes foram realizados para motores de 25 cm³. Isto significa que graficamente e sem ampliação destes torna-se difícil diferenciar as curvas características para ambas as configurações.

De seguida é também realizado o cálculo dos integrais da força, potência, binário e trabalho, com o intuito de determinar numericamente a diferença entre o MCI convencional e o motor com sistema hipocicloide.

Na Figura 32 e Figura 34 mostram a relação entre volume-pressão na câmara de combustão e temperatura-pressão, respetivamente.

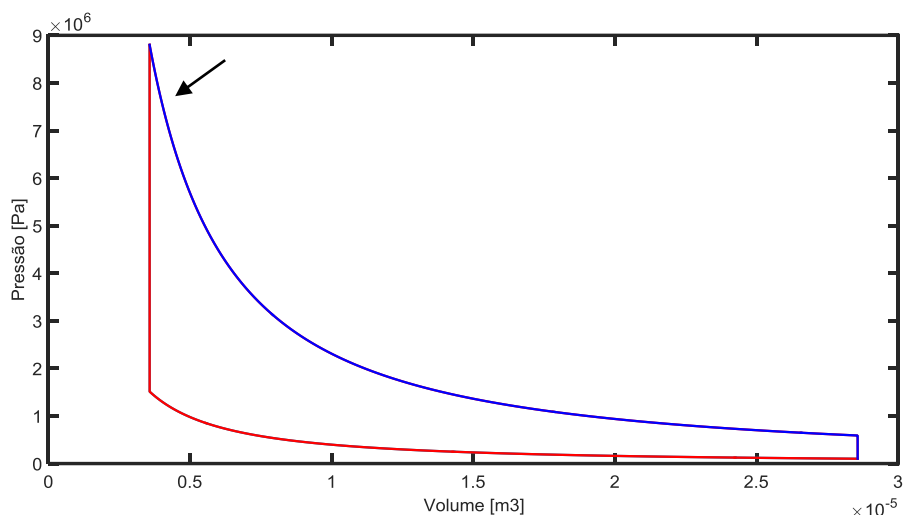


Figura 32. Diagrama p-V, azul - MCI e vermelho - MEH[TA1].

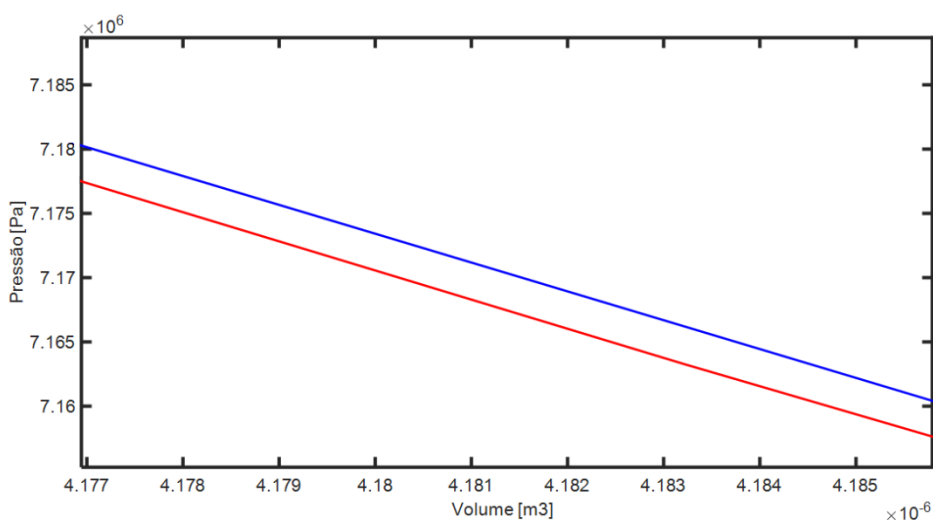


Figura 33. Pormenor do diagrama p-V presente na Figura 32 (sete aponta local da ampliação).

Na Figura 32 é apresentado o diagrama p-V. A partir deste é possível analisar a variação da pressão com respeito à variação do volume, por ciclo de trabalho dos motores em estudo. Este proporciona ainda uma análise mais detalhada dos vários estados dos motores, isto é, a admissão, a compressão, a explosão e o escape. Ainda na Figura 32 é também possível determinar a pressão máxima de $8,8 \times 10^6$ Pa e a pressão mínima de 101325 Pa (pressão atmosférica). A área apresentada pelo diagrama p-v pelo diagrama corresponde ao trabalho útil do ciclo.

Na Figura 33 pode observar-se o pormenor do diagrama p-V, criado com o objetivo de se perceber a ligeira diferença entre os diagramas para os dois motores. Como se pode ver no diagrama, o MEH apresenta uma resposta mais rápida em relação ao MCI convencional, uma vez que a pressão varia mais rapidamente com o volume.

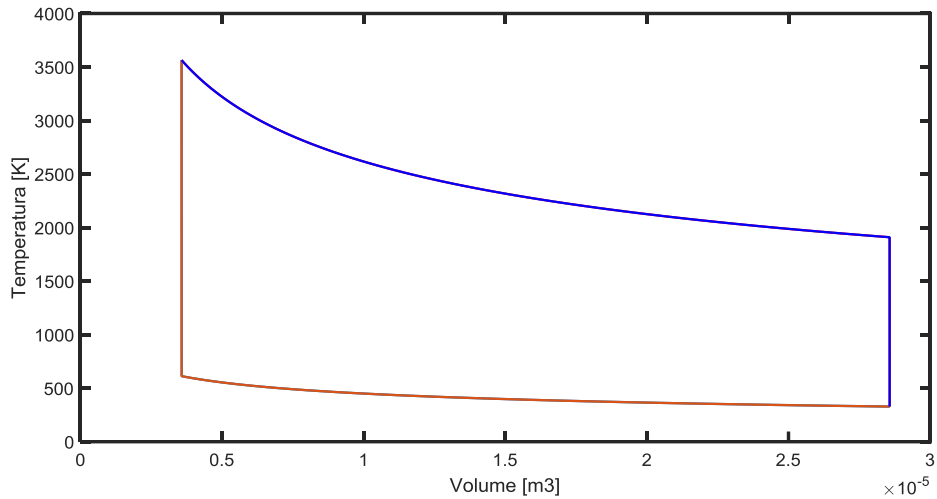


Figura 34. Diagrama T-V, azul - MCI e vermelho - MEH.

Na Figura 34 é apresentada a variação da temperatura com o volume. Como já mencionado na figura anterior, este diagrama permite uma análise detalhada dos vários estados dos motores e o comportamento das duas variáveis ao longo do ciclo. A temperatura máxima e mínima esperadas na câmara de combustão são 3570 K e 330 K, respetivamente.

As restantes figuras mostram a relação de diversos parâmetros em relação ao ângulo da cambota. Pretende-se com estes demonstrar o que acontece ao longo de um ciclo para cada motor em função da pressão, temperatura, força, potência, binário e trabalho.

A Figura 35 apresenta a pressão em função do ângulo, podendo-se observar os vários estados ao longo do ciclo do motor.

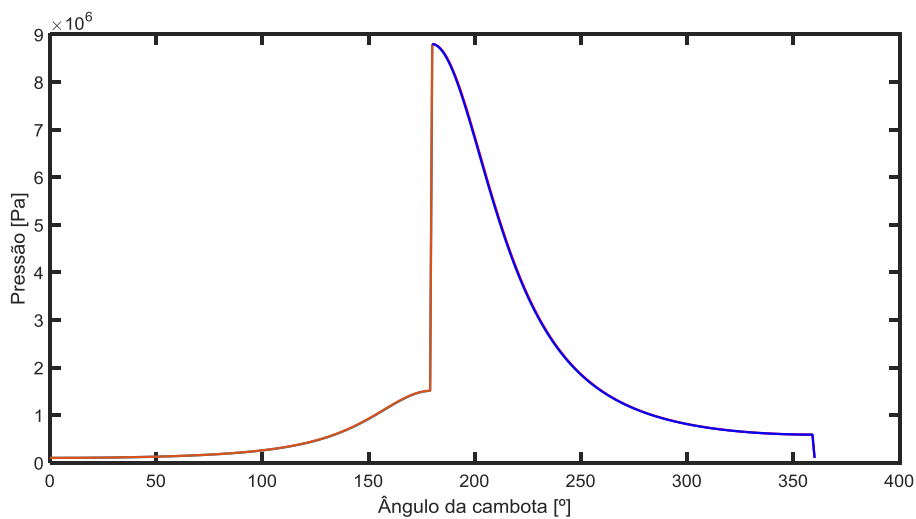


Figura 35. Pressão vs Ângulo da cambota, azul - MCI e vermelho - MEH.

A Figura 36 apresenta a temperatura em função do ângulo da cambota, sendo assim possível analisar os vários estados ao longo do ciclo do motor.

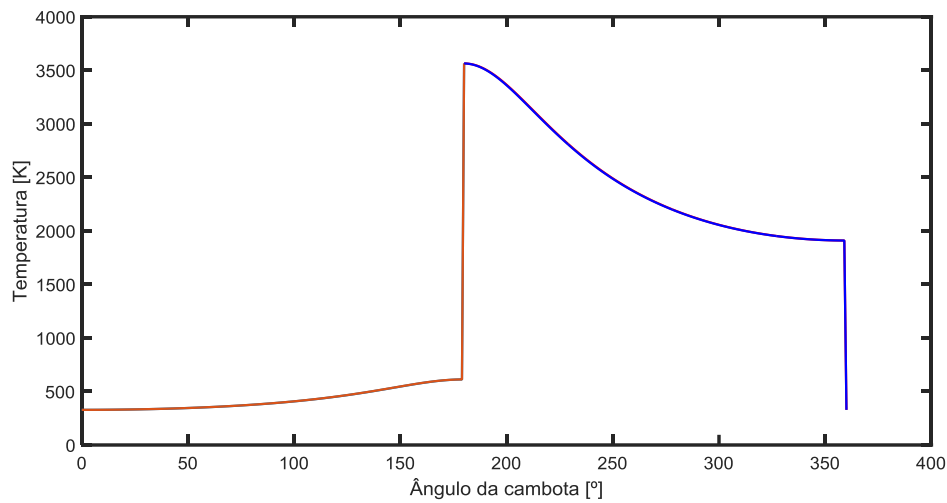


Figura 36. Temperatura vs Ângulo da cambota, azul - MCI e vermelho - MEH.

Na Erro! A origem da referência não foi encontrada. é apresentada a variação da força em função do ângulo da cambota, sendo assim possível analisar os vários estados ao longo do ciclo do motor.

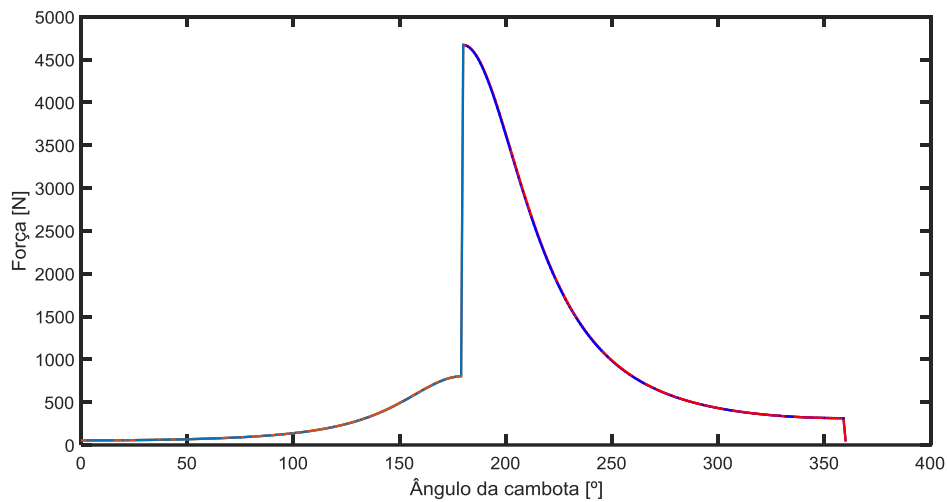


Figura 37. Força vs Ângulo da cambota, azul - MCI e vermelho - MEH.

Para um melhor entendimento do comportamento do motor hipocicloide em comparação com o MCI convencional foi determinado o integral da força, tendo o resultado deste sido $1.9681e+05$ N para o motor com sistema hipocicloide e $1.9539e+05$ N para o MCI convencional. A força máxima atingida no ciclo ronda os 4672 N e a mínima os 50 N.

Na Erro! A origem da referência não foi encontrada. é apresentada a variação da potência m função do ângulo da cambota, sendo assim possível analisar os vários estados ao longo do ciclo do motor.

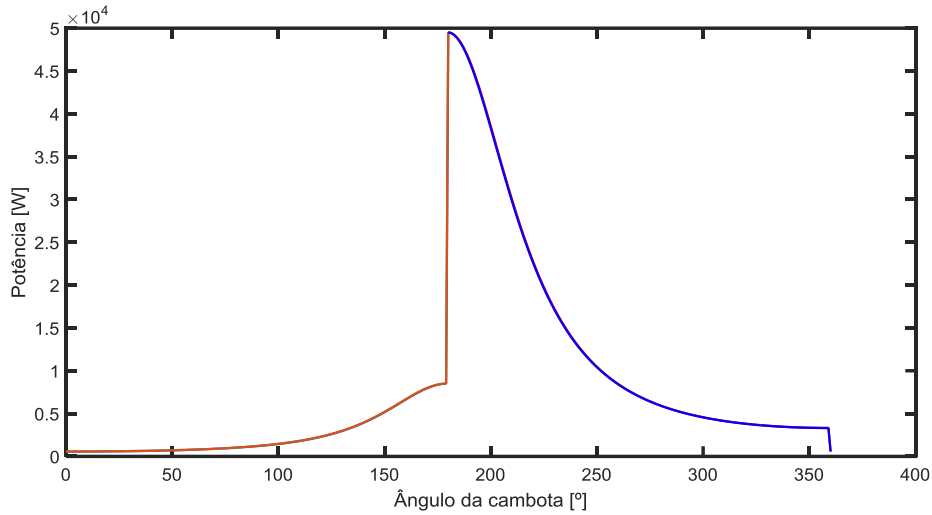


Figura 38. Potência vs Ângulo da cambota, azul - MCI e vermelho - MEH.

Desta feita foi determinado o integral da potência, tendo o resultado deste sido $2.0857e+06$ W para o motor com sistema hipocicloide e $2.0706e+06$ W para o MCI convencional. O valor máximo de potência atingida no ciclo ronda os 4952 W e o mínimo 500 W.

Na Erro! A origem da referência não foi encontrada. é apresentada a variação do binário m função do ângulo da cambota, sendo assim possível analisar os vários estados ao longo do ciclo do motor.

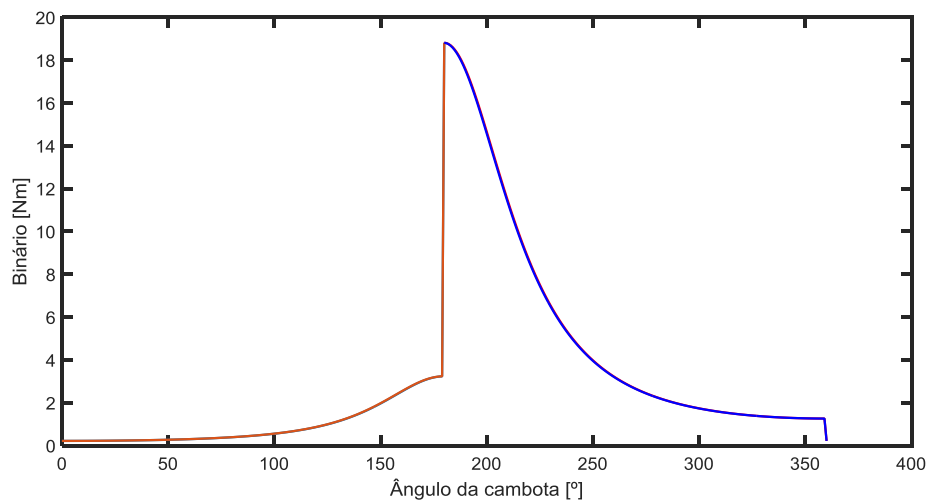


Figura 39. Binário vs Ângulo da cambota, azul - MCI e vermelho - MEH.

Procedeu-se à determinação do integral do binário, tendo o resultado deste sido 792.4603 Nm para motor com sistema hipocicloide e 786.7457 Nm para o MCI convencional. O valor máximo de binário atingido no ciclo ronda os 18,85 Nm e o mínimo 0,2 Nm.

Na Erro! A origem da referência não foi encontrada. é apresentada a variação do trabalho m função do ângulo da cambota, sendo assim possível analisar os vários estados ao longo do ciclo do motor.

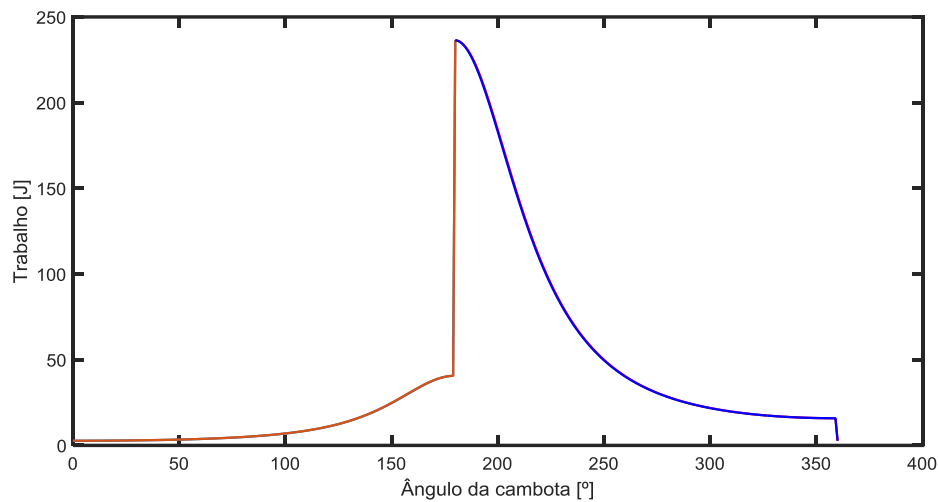


Figura 40. Trabalho vs Ângulo da cambota, azul - MCI e vermelho - MEH.

Quanto ao valor correspondente ao integral do trabalho, o resultado deste foi $9.9583e+03$ J para o motor com sistema hipocicloide e $9.8865e+03$ J para o MCI convencional. Através dos valores dos integrais pode verificar-se uma melhoria do trabalho útil do MEH em relação ao MCI convencional correspondente a 0,73%. Esta melhoria é reduzida porque o motor estudado é de pequenas dimensões e os cálculos efetuados foram para condições ideais onde não existe qualquer tipo de perda, no entanto é de considerar que o rendimento do MEH deve ser superior ao MCI que é inferior a 25%. O valor máximo de potência atingido no ciclo ronda os 236,5 J e o mínimo 3 J.

6. Conclusão

O mecanismo biela-manivela domina atualmente a indústria de MCI, uma vez que poucas alternativas tiveram sucesso comercial. Quando aplicado a um MCI, o conceito hipocicloide com engrenagens representa uma alternativa vantajosa em relação ao mecanismo tradicional para algumas aplicações, especialmente em motores monocilíndricos permitindo uma redução das vibrações produzidas. Estudos anteriores demonstram que motores aplicando o sistema hipocicloide são capazes de alcançar o equilíbrio perfeito teoricamente. Protótipos deste tipo de motores foram construídos e ensaiados, tendo esta configuração mostrado uma melhoria significativa do comportamento em relação à vibração, quando comparados com o mecanismo biela-manivela convencional.

O conjunto biela-pistão desempenham um papel importante na redução de atrito e equilíbrio num motor monocilíndrico de pequenas dimensões. O design apresentado para o conjunto biela-pistão permite uma redução do número de componentes de conexão, bem como, uma diminuição da área de contacto entre o pistão e o cilindro e redução da massa do conjunto. Através desta conceção torna-se também possível reduzir a massa dos contrapesos, o que permite uma redução significativa das vibrações produzidas. Uma vez que este conjunto trabalha teoricamente apenas num eixo, é possível reduzir o contacto com as paredes do cilindro pois não são produzidas forças laterais. Assim sendo, torna-se possível aproveitar de uma melhor forma a energia proveniente da combustão. Com a simulação da movimentação do conjunto em Solidworks é possível observar o movimento teórico perfeitamente equilibrado do motor.

Para comprovar a superioridade do sistema hipocicloide em relação ao convencional realizaram-se testes através dos quais foi possível calcular as curvas características para ambas as configurações. Estes testes foram realizados para motores com a mesma dimensão - 25 cm^3 , não tendo sido contabilizados quaisquer perdas ou atritos presentes nos motores. Assim sendo, todos os resultados devem ter em consideração um rendimento dos motores convencionais com um aproveitamento inferior a 25 %. Neste caso, e de acordo com o que foi dito anteriormente, o motor com sistema hipocicloide poderá apresentar um rendimento superior a este valor. Devido ao fato de o motor estudado ser de dimensões reduzidas torna-se difícil diferenciar os resultados obtidos para as diferentes configurações. Porém, para comprovar o melhoramento efetuou-se o cálculo dos integrais para a força, potência, binário e trabalho.

Com este trabalho foi possível comprovar estudos anteriormente efetuados, presentes no estado da arte. O sistema hipocicloide com rodas dentadas melhora o aproveitamento da força resultante da combustão, uma vez que existe a redução de zonas de atrito causadoras

de perdas no rendimento, bem como a anulação das forças laterais causadas pelo sistema biela-manivela. Também a redução da massa dos componentes do sistema causa a diminuição das vibrações introduzidas no sistema. Nos testes de simulação foi possível verificar um aumento de trabalho produzido de 0,73% do motor com sistema hipocicloide em relação ao motor tradicional.

6.1. Sugestão de trabalhos futuros

No presente trabalho não foi possível executar a construção e montagem do protótipo desenvolvido devido à falta de tempo e meios, não tendo assim sido possível realizar testes em ambiente laboratorial. Desta forma, como sugestões para trabalhos futuros é proposta a construção do protótipo do motor com sistema hipocicloide desenvolvido neste trabalho e realização de ensaios experimentais para validação dos resultados numéricos obtidos neste estudo.

Bibliografia

Adler, U., BAUER, H. & RÖDER, J., 1993. *Automotive Handbook*. Stuttgart: s.n.

Andriano, M. B., 1998. Design, Construction and Testing of Hypocycloid. *Detroit: SAE International*.

Arcoumanis, C., 2012. *Internal Combustion Engines*. s.l.:Elsevier.

Beachley, N. H. & Lenz, M. A., 1988. A Critical Evaluation of the Geared Hypocycloid Mechanism for Internal Combustion Engine Application. *Society of Automotive Engineers, Inc.*

Carvalho, P. & Gonçalves, P., 2006. *FEA OF TWO ENGINE PISTONS MADE OF ALUMINIUM CAST ALLOY A390 AND DUCTILE IRON 65-45-12 UNDER SERVICE CONDITIONS*. Porto, International Conference on Mechanics and Materials .

Chiaverini , V., 1986. *Tecnologia Mecânica - Materiais de Construção Mecânica Volume III*. 2º ed. São Paulo: McGraw-Hill.

Conner, T., 2011. *Critical Evaluation and Optimization of a Hypocycloid Wiseman Engine*. ARIZONA STATE UNIVERSITY: s.n.

Cook, C. & Cook, S., 2013. *Motion translation mechanism*. EUA, Patente Nº US 8375919 B2.

Da Silva, E., 2012. *mecânica e suas tecnologias*. [Online] Available at: <http://mecanicaesuastecnologias.blogspot.pt/2012/03/funcionamento-de-um-motor-4-tempo.html>
[Acedido em 2015].

Davey, B., 2008. *POLLY MODEL ENGINEERING LIMITED*. [Online] Available at: <http://www.pollymodelengineering.co.uk/sections/stationary-engines/anthony-mount-models/index.asp>
[Acedido em Novembro 2014].

Hall, N., 2015. *National Aeronautics and Space Administration*. [Online] Available at: <https://www.grc.nasa.gov/www/K-12/airplane/otto.html>
[Acedido em 2014].

Heywood, J., 1988. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. EUA: McGRAW-HILL INTERNATIONAL EDITIONS.

Hsu, M.-H., 2008. Planetary Hypocycloid (Epicycloid). *IAENG International Journal of Applied Mathematics*, Volume 38:4, pp. 197-204.

Ishida, K. & Matsuda, T., 1975. Fundamental Researches on a Perfectly Balance. *Bulletin of the JSME*, Volume 18.

Ishida, K. & Yamada, T., 1986. Research on a Two-Stroke Cycle Single Cylinder Vibrationless Reciprocating Engine Chain Saw Utilizing an Internal Gear. *Bulletin of JSME*, Volume 29, pp. 3816-3853.

Kane, J., 2010. Contemporary Crankshaft Design - Design, Materials, Manufacturing. *RACE ENGINE TECHNOLOGY MAGAZINE*.

Karhula, J., 2008. *Cardan Gear Mechanism versus Slider Crank Mechanism in Pumps*. Lappeenranta: Lappeenranta University of Technology.: s.n.

Lucchesi, D., 1986. *Corso di tecnica automobilistica. 1. Il motore*. 6° ed. s.l.:HOEPLI EDITORE.

Lucius, J., 2006. *STEALTH316*. [Online] Available at: <http://www.stealth316.com/2-pistonguide.htm> [Acedido em 2015].

Magnani, F., 2015. *Equilíbrio EM DUAS RODAS*. [Online] Available at: http://blog.fabiomagnani.com/?page_id=3149 [Acedido em 2015].

Mathur, M. L. & Sharma, R. P., 1981. *A Course in Internal Combustion Engines*. 4 ed. s.l.:Dhanpat Rai.

Menz, K., 1987. *Design and Experimentation of a 'Big Bearing' Internal Geared Hypocycloid Air Compressor*. University of Wisconsin-Madison: M.S. Thesis.

Mollenhauer, K. & Tschöke, H., 2010. *Handbook of Diesel Engines*. Berlin: Springer.

Norton, R. L., 2005. *Design of Machinery*. 3° ed. Delhi, India: McGraw Hill.

Ray, P., 2014. *Performance and Scaling Analysis of a Hypocycloid Wiseman Engine*. Arizona: Arizona State University.

Ray, P. & Redkar, S., 2014. Analysis and simulation of Wiseman hypocycloid. *Cogent Engineering* .

Ruch, D., 1992 . *An Experimental and Analytical Investigation of a Single-Cylinder*. University of Wisconsin at Madison: s.n.

Ruch, D. M., Fronczak, F. J. & Beachley, N. H., 1991. Design of a Modified Hypocycloid. *SAE International*, pp. 73-89.

White, J., 1822. *A New Century of Inventions*. Manchester: s.n.

Wiseman Technologies, Inc, 2001. *Wiseman engine*. [Online] Available at: <http://www.wisemanengine.com> [Acedido em 2014].

Wiseman, R., 2001. *Hypocycloid engine*. EUA, Patente N° EP 1255937 B1.

Wolfram Math World, 2015. *Wolfram Math World..* [Online] Available at: <http://mathworld.wolfram.com/Hypocycloid.html> [Acedido em 2015].

ANEXOS

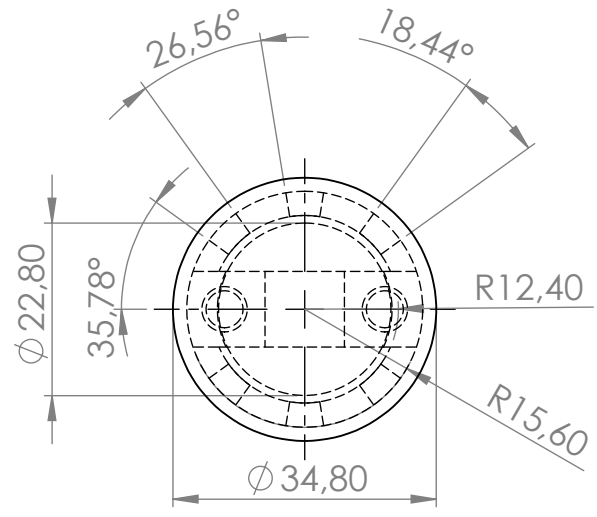
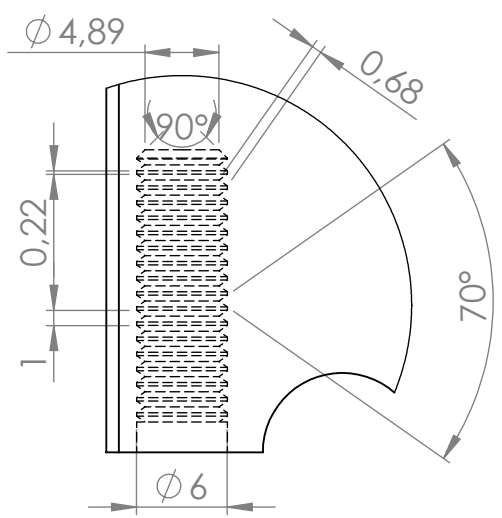
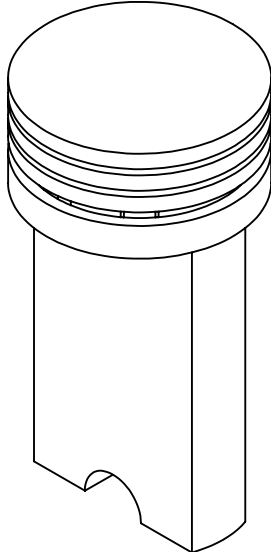
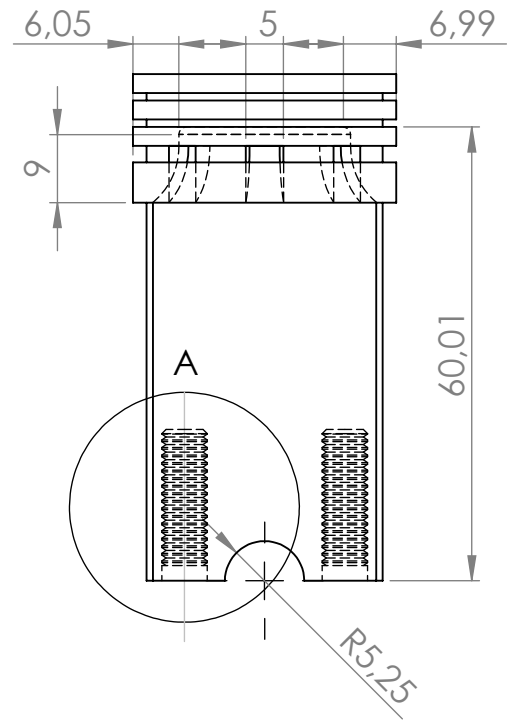
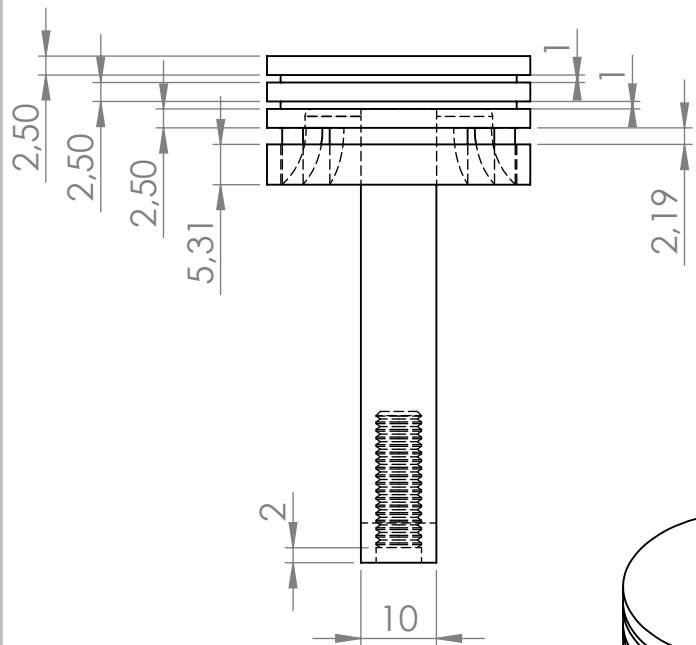
Anexo A

Desenhos Técnicos

Este anexo contém todos os desenhos técnicos relevantes para componentes projetados de forma relevante utilizados neste projeto. Todos os desenhos foram feitos de acordo com as normas ISO com todos os termos de desenho de engenharia relevantes incluídas.

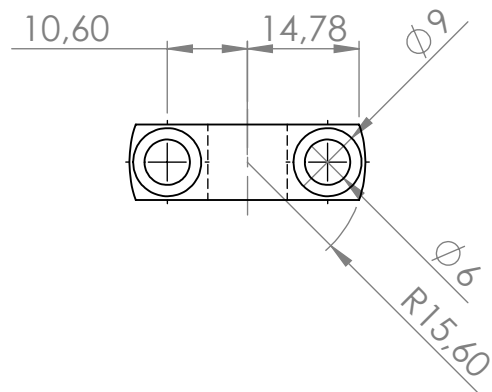
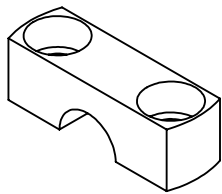
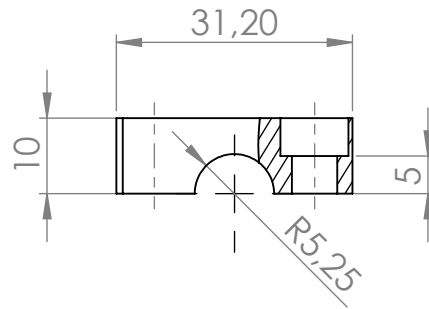
Este anexo contém:

- Biela-pistão
- Fixador Biela-pistão
- Cambota
- Contrapeso

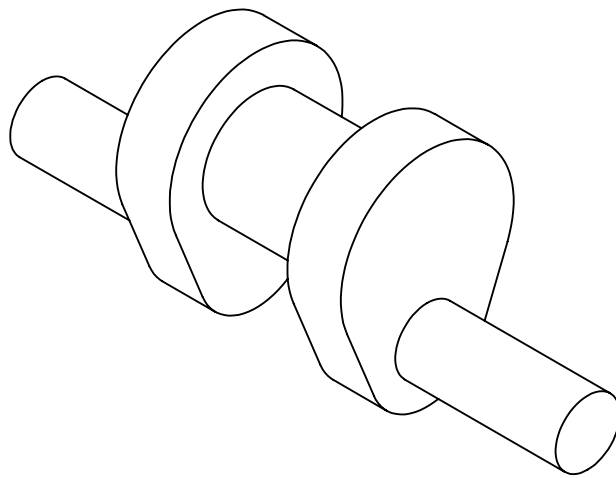
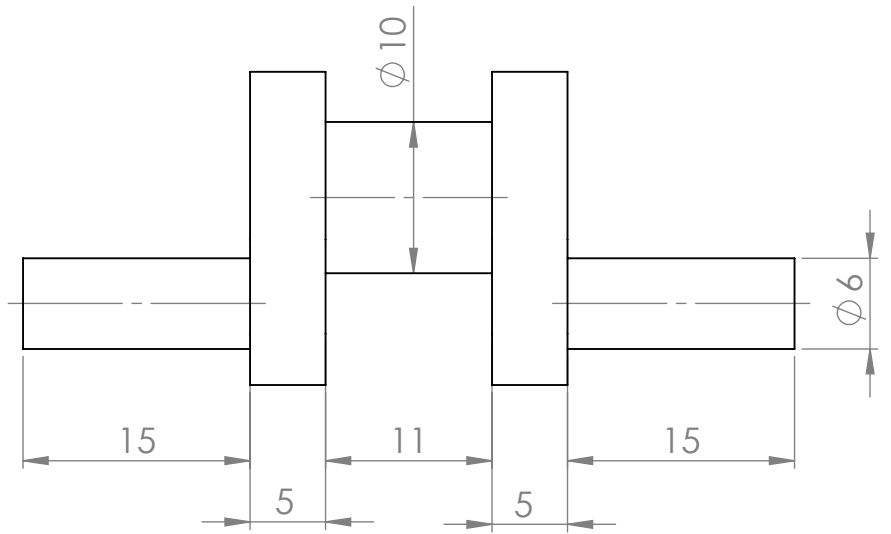
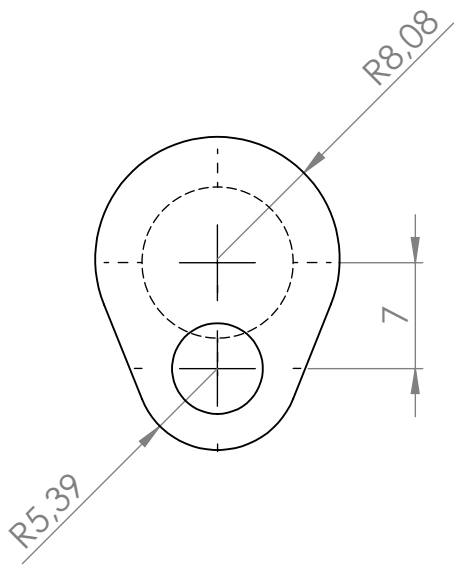


DETAIL A
SCALE 2 : 1

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN				SIGNATURE		DATE		TITLE:			
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A						MATERIAL:		DWG NO.		Biela-pistão	
								SCALE:1:1		SHEET 1 OF 1	
										A4	



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN				SIGNATURE		DATE		TITLE:			
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A						MATERIAL:		DWG NO.		Fixador Biela-pistão A4	
								SCALE:2:1		SHEET 1 OF 1	



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
 SURFACE FINISH:
 TOLERANCES:
 LINEAR:
 ANGULAR:

FINISH:

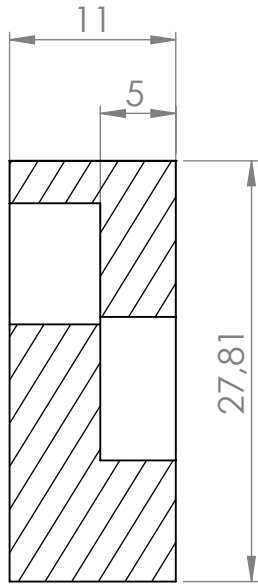
DEBUR AND
 BREAK SHARP
 EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

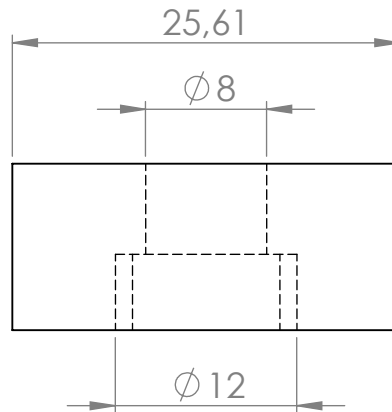
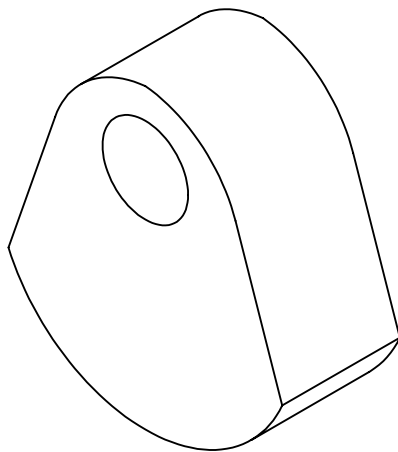
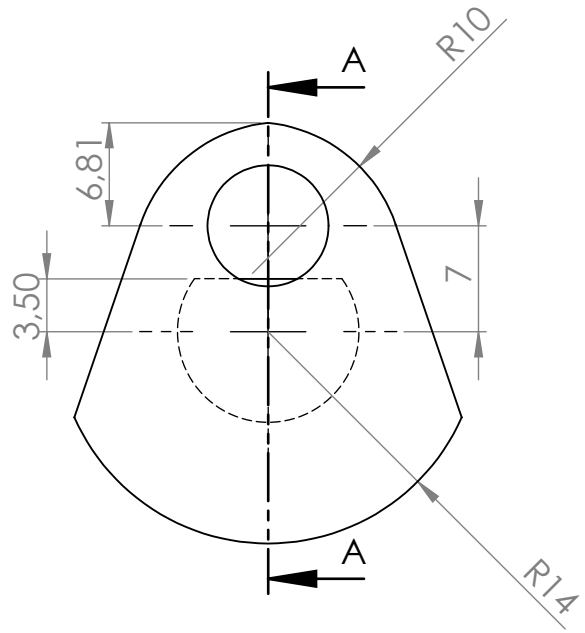
REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A				MATERIAL:	
				WEIGHT:	

TITLE:	
DWG NO.	Cambota
SCALE:2:1	A4
SHEET 1 OF 1	



SECTION A-A



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

NAME	SIGNATURE	DATE			
DRAWN					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					
			MATERIAL:		
			WEIGHT:		

TITLE:

DWG NO.

Contrapeso

A4

SCALE:2:1

SHEET 1 OF 1