



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
“JULIO DE MESQUITA FILHO”
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

MATHEUS DE ANDRADE GAY

ESTUDO DA MODIFICAÇÃO DO ÂNGULO DO CONJUNTO
CILINDRO-PISTÃO EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Guaratinguetá
2011

MATHEUS DE ANDRADE GAY

ESTUDO DA MODIFICAÇÃO DO ÂNGULO DO CONJUNTO
CILINDRO-PISTÃO EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

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

Orientador: Prof. Dr. José Geraldo Trani Brandão

Guaratinguetá
2011

Gay, Matheus de Andrade
G285e Estudo da modificação do ângulo do conjunto cilindro-pistão em
 motores de combustão interna / Matheus de Andrade Gay– Guaratinguetá :
 [s.n], 2011.
 50 f : il.
 Bibliografia: f. 50

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade
Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2011.
Orientador: Prof. Dr. Jose Geraldo Trani Brandão

1. Motores de combustão interna 2. Combustão I. Título

CDU 621.43

ESTUDO DE MODIFICAÇÃO DO ÂNGULO DO CONJUNTO CILINDRO-PISTÃO
EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

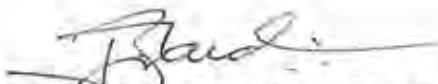
MATHEUS DE ANDRADE GAY

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

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

Prof. Dr. Mauro Hugo Mathias
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:




Prof. Dr. JOSÉ GERALDO TRANI BRANDÃO

Orientador/UNESP-FEG



Prof. Dr. JOSÉ ELIAS TOMAZINI

UNESP-FEG



Eng. ALESSANDRO DE CARVALHO LOMÔNACO

EMBRAER – ELEB

Dezembro de 2011

DADOS CURRICULARES

MATHEUS DE ANDRADE GAY

NASCIMENTO	25.12.1981 – BANANAL / SP
FILIAÇÃO	José Antonio Gay Sandra Alves de Andrade
1998/2000	Curso Técnico Colégio Técnico e Industrial de Guaratinguetá “Prof. Carlos Augusto Patrício Amorim”
2008/2011	Curso de Graduação Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá – Universidade Estadual Paulista “Julio Mesquita Filho”

à minha família, em especial aos meus pais José Antonio e Sandra, por todo apoio e incentivo ao longo de minha vida.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus por ter iluminado meu caminho e guiado meus passos, agradeço pela minha vida, pela minha saúde, pela minha capacidade, pela minha família e por meus amigos.

À minha família agradeço por todo apoio, compreensão e incentivo dados tanto para a realização desse trabalho, quanto durante a graduação e em outros momentos de minha vida.

Pela orientação, direcionamento e apoio para a realização desse trabalho, agradeço ao meu orientador, Professor Dr. José Geraldo Trani Brandão.

*“Pai Nosso que estais no Céu,
santificado seja o vosso Nome,
venha a nós o vosso Reino,
seja feita a vossa vontade
assim na terra como no Céu.
O pão nosso de cada dia nos dai hoje,
perdoai as nossas ofensas
assim como nós perdoamos
a quem nos tem ofendido,
e não nos deixeis cair em tentação,
mas livrai-nos do Mal.
Amém”.*
Jesus Cristo

*“As horas mais tristes da vida são aquelas em que
duvidamos de nós próprios”.*
Henry Ford

GAY, M. A. **Estudo da modificação do ângulo do conjunto cilindro-pistão em motores de combustão interna**. 2011. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

RESUMO

O objetivo deste trabalho é apresentar a aqueles que se interessam por engenharia mecânica, especificamente de automóveis, algumas idéias de melhorias para o conceito atual dos motores de combustão interna. Não se pretende alterar totalmente a concepção do motor conhecido atualmente, mas sim, analisar a viabilidade de reduzir um pequeno desperdício gerado com o atual posicionamento do conjunto cilindro-pistão. A proposta de modificação consiste em inclinar o conjunto cilindro-pistão no ângulo existente entre a biela e o eixo do cilindro. Esta inclinação faz com que toda a força gerada no processo de combustão no interior do cilindro seja entregue para a biela. A entrega da força será então feita no sentido longitudinal da biela e não mais no sentido do eixo do cilindro, evitando que ocorra uma decomposição da força gerada no processo de combustão. Após analisada a idéia de reposicionamento do conjunto cilindro-pistão, conclui-se que a alteração apresenta resultado positivo no processo de aproveitamento da força gerada na combustão, mas sua implementação é inviável devido ao baixo ganho apresentado neste estudo.

PALAVRAS-CHAVE: Motor de combustão interna. Combustão. Biela. Virabrequim. Conjunto cilindro-pistão.

GAY, M. A. Study of modifying the angle of the cylinder-piston assembly in internal combustion engines. 2011. Monograph (Undergraduate Work in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

ABSTRACT

The aim of this study is to present those who are interested in mechanical engineering, specifically automotive engineering, some ideas for improvements to the current concept of internal combustion engines. It is not intended to change totally the design of the engine known today, but to examine the feasibility of reducing a small waste generated with the current positioning of the cylinder-piston assembly. The proposal solution consists in modifying the tilt cylinder-piston assembly in the angle between the rod and the cylinder axis. This inclination causes all the force generated in the combustion process within the cylinder is delivered to the rod. Delivery force is then made in the rod longitudinal direction and not on the axis of the cylinder, preventing the occurrence of a breakdown of the force generated in the combustion process. After analyzing the idea of repositioning the piston-cylinder assemble, it is concluded that the change has a positive result in the process of harnessing the power generated in the combustion, but its implementation is not feasible due to low gain presented in this study.

KEYWORDS: Internal combustion engine. Combustion. Connection rod. Crankshaft. Piston-cylinder assemble.

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

APMS - Antes do Ponto Morto Superior
DPMS - Depois do Ponto Morto Superior
PMI - Ponto Morto Inferior
PMS - Ponto Morto Superior

LISTA DE SÍMBOLOS

r_v	- Razão de compressão
c	- Cilindrada
v	- Volume da câmara de combustão
R	- Raio da manivela do virabrequim
L	- Comprimento da biela
Φ	- Ângulo da biela
Θ	- Ângulo da manivela do virabrequim
H	- variável comum entre o virabrequim e a biela
F	- Força aplicada no pistão
F_b	- Força da Biela
F_r	- Força de reação na camisa do cilindro
CC	- Cilindrada
A_p	- Área da cabeça do pistão
S	- Curso percorrido pelo pistão dentro do cilindro
D	- Diâmetro do cilindro
S_i	- Posição instântanea do pistão
S_o	- Posição inicial do pistão
V	- Velocidade do pistão
A	- Aceleração do pistão
ω	- Velocidade angular da manivela
m	- Massa
a	- Aceleração
E	- Energia
E_f	- Energia inicial
E_i	- Energia final
P	- Potência

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	13
1.1	Motivação e Propositura	15
1.2	Objetivo.....	16
1.3	Estrutura Do Trabalho.....	16
2.	APRESENTAÇÃO DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA.	18
2.1	Detalhamento de motores de combustão interna	18
2.2	Processo de combustão	23
3.	DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO.....	25
3.1	Dimensões do motor	25
3.2	Análise da força de combustão	27
3.3	Análise gráfica da relação R/L.....	35
3.4	Proposta de modificação do projeto.....	44
4.	ANÁLISE DOS RESULTADOS	46
4.1	Considerações finais	47
5.	CONCLUSÃO	48
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	51

1. INTRODUÇÃO

O automóvel teve seu início na França, em 1769, com Nicolas-Joseph Cugnot, que usou um motor a vapor para movimentar um veículo com três rodas – Figura 1. Em 1859, Etienne Lenoir desenvolveu um motor a gás de carvão, com sistema de compressão separado da combustão; era um motor de dupla ação, isto é, as forças da combustão atuavam de um lado e do outro do pistão, alternadamente (NHAMBIU, 2011). Ele conseguiu montar um veículo sobre três rodas – Figura 2 com este motor em 1863 e circulou entre Paris e Joinville-le-Pont percorrendo aproximadamente 12Km (PORTAL SÃO FRANCISCO, 2011).



Figura 1 – Veículo projetado por Nicolas-Joseph Cugnot (CORTESIA: PORTAL SÃO FRANCISCO).

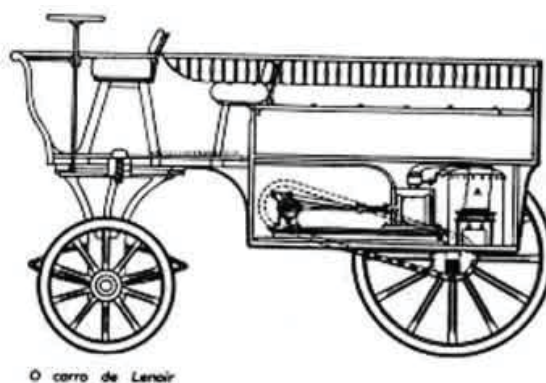


Figura 2 – Veículo projetado por Etienne Lenoir (CORTESIA: PORTAL SÃO FRANCISCO).

O motor a combustão como o atual tomou sua primeira forma com Alffonse Beau de Rochas que, em 1862, desenvolveu o método para se comprimir o combustível no mesmo cilindro onde ocorria a combustão (NHAMBIU, 2011). Esse ciclo de admissão, compressão,

combustão e descarga ficou conhecido como Ciclo Otto – Figura 3, por ter sido patenteado por Nikolaus Otto em 1876, uma vez que Beau de Rochas negligenciou fazê-lo (MUSEU DO MOTOR UFRGS). Na Figura 4, é mostrado um motor Otto restaurado pela Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (MUSEU DO MOTOR UFRGS).

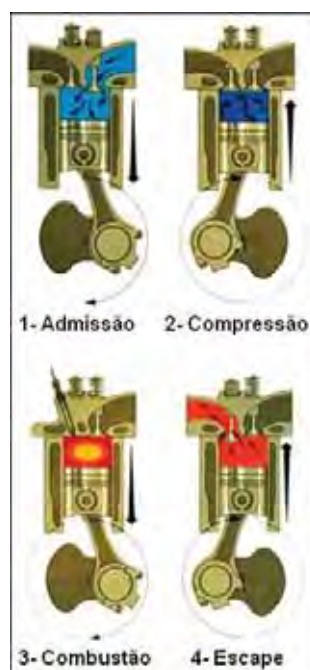


Figura 3 – Ciclo Otto (CORTESIA: MUSEU DO MOTOR UFRGS)

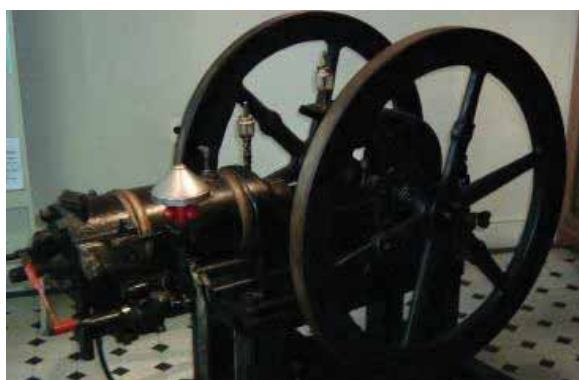


Figura 4 – Motor Otto restaurado pela UFRGS (CORTESIA: MUSEU DO MOTOR UFRGS)

Em 1885, Gottlieb Daimler inventou o que é reconhecido como o protótipo do motor a gasolina moderno. Com este motor a gasolina que em 1885 Gottlieb Daimler e Wilhelm Maybach projetaram e testaram a primeira motocicleta (NHAMBIU, 2011).

A construção do primeiro automóvel é atribuída ao alemão Karl Benz. Em 1886, ele patenteou sua viatura de três rodas, que possuía um motor de quatro tempos refrigerado a água; o motor colocado sob a carroceria do veículo era ligado por uma correia à transmissão e ao diferencial – Figura 5. Foi a partir deste modesto veículo e a associação de Benz e Gottlieb Daimler que surgiu a poderosa marca Mercedes-Benz (NHAMBIU, 2011).



Figura 5 – Veículo de Karl Benz (NHAMBIU, 2011).

Devido ao processo artesanal de fabricação, os veículos demoravam muito para serem feitos e custavam caro. Tal situação mudou apenas a partir de 1913, quando Henry Ford introduziu o sistema de linha de montagem, que permitiu a produção em massa de automóveis, com custos reduzidos (CONHECER ATUAL, 1988).

1.1 Motivação e Propositura

A configuração dos motores de combustão interna por centelhamento mostra que estes possuem movimento vertical alternativo do componente chamado pistão e o mesmo desloca-se dentro do cilindro. O pistão é impulsionado verticalmente para baixo pela força gerada no processo de combustão da mistura ar-combustível. A combustão ocorre dentro da câmara de combustão que está localizada na parte superior do cilindro junto com ao cabeçote.

Ao ser empurrado para baixo, o cilindro repassa para a biela a força recebida no processo de combustão. A biela é o componente responsável por ligar o pistão ao eixo virabrequim, transformando movimento linear em movimento rotacional. A força entregue ao eixo virabrequim gera o chamado torque do motor.

Os motores de combustão interna por centelhamento produzidos atualmente geram uma quantidade de energia durante a combustão e devido ao posicionamento do conjunto cilindro-pistão esta energia é parcialmente aproveitada pela biela. O conjunto cilindro-pistão está posicionado de forma que a força da combustão é entregue perpendicular ao eixo virabrequim, sendo que esta força poderia ser entregue no sentido longitudinal da biela, evitando decomposições das forças geradas no processo de combustão.

1.2 Objetivo

O objetivo geral deste trabalho é estudar ganho de torque e potência em motores de combustão interna a partir da inclinação do conjunto cilindro-pistão e da câmara de combustão.

1.3 Estrutura Do Trabalho

São apresentadas a seguir breves descrições dos capítulos que compõem este trabalho.

No Capítulo 1 - INTRODUÇÃO, tem-se um breve histórico dos automóveis e dos motores de combustão interna. Neste capítulo são mostrados também os objetivos a serem atingidos além de suas justificativas.

No Capítulo 2 - APRESENTAÇÃO DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA, é explicado detalhadamente o funcionamento de um motor de combustão interna, com explicações de cada uma de seus principais componentes. É discutido também o processo de combustão da gasolina em um motor de combustão interna.

No Capítulo 3 - DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO, é mostrado o desenvolvimento do trabalho em si, com as discussões e resultados obtidos nos estudos

analíticos. Também neste capítulo é apresentada a proposta de modificação dos componentes estudados e sua comparação com o conceito atual de motores.

No Capítulo 4 - ANÁLISE DOS RESULTADOS, são feitas considerações deste trabalho, apresentando as conclusões mais importantes e a possibilidades de trabalhos futuros.

2. APRESENTAÇÃO DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

2.1 Detalhamento de motores de combustão interna

Um motor de combustão interna é uma máquina, capaz de transformar a energia química do combustível em calor, e esse calor em movimento.

O motor de combustão interna trabalha segundo o ciclo mecânico de quatro tempos, onde, cada tempo equivale à meia volta do virabrequim ou 180° de giro. O motor de combustão interna utiliza o princípio do êmbolo alternativo mostrado na Figura 6 em que o êmbolo é dotado de movimento vertical alternativo no interior de um cilindro, produzindo trabalho através de uma biela e de um eixo virabrequim.

Em todas as máquinas de movimento alternativo há duas posições do eixo de manivela para quais o êmbolo está em completo repouso. É nestas posições – denominadas, respectivamente, ponto morto superior (PMS) e ponto morto inferior (PMI) – que o êmbolo inverte o sentido de seu movimento. Uma vez que no motor de combustão por centelha a queima se inicia nas imediações do PMS, a combustão se processa praticamente a volume constante.

Em 1862 Beau de Rochas propôs uma sequência de operações que é, até hoje, típica para a maioria dos motores de ignição por centelha. A sequência é a seguinte:

- 1º Tempo – Admissão: Durante o qual a mistura ar-combustível é aspirada para o interior do cilindro do motor, com a válvula de admissão aberta, Figura 6-a, a aspiração da mistura ar-combustível ocorre devido à depressão formada na cabeça do pistão ao movimento de deslocamento do pistão do PMS para o PMI.
- 2º Tempo – Compressão: Durante o qual a temperatura da mistura ar-combustível é aumentada, estando as duas válvulas fechadas, Figura 6-b, o fechamento das válvulas e a subida do pistão comprime a mistura ar-combustível, que estará pronta para o próximo estágio.
- 3º Tempo – Ignição e Expansão: Ignição é a queima da mistura ar-combustível no fim do curso de compressão, aumentando consideravelmente a temperatura e a pressão dos gases; o êmbolo, então desce no curso de expansão que é

considerado o 3º tempo do motor, estando as duas válvulas fechadas, Figura 6-c e d.

- 4º Tempo – Descarga: Durante o qual o êmbolo expulsa de dentro do cilindro os gases resultantes da queima, estando aberta, apenas a válvula de descarga, Figura 6-e.

Em 1876 Otto, engenheiro alemão, utilizando as idéias de Beau de Rochas, construiu um motor de ignição por centelha de quatro tempos e suas experiências foram de completo êxito. Desde então, a seqüência de operações proposta por Beau de Rochas passou a ser conhecida como ciclo Otto (Obert, 1971).

Nos motores alternativos, as expressões cilindrada, volume da câmara de combustão e razão de compressão são utilizadas com frequência. Cilindrada (v) é o volume varrido pelo êmbolo durante um curso, sendo portanto numericamente igual ao produto do valor numérico da área da seção reta do cilindro multiplicado pelo curso. Volume da câmara de combustão (c) é o volume dos gases comprimidos no fim da compressão. A razão de compressão (r_v) é definida pela equação abaixo:

$$r_v = \frac{c + v}{c} \quad (1)$$

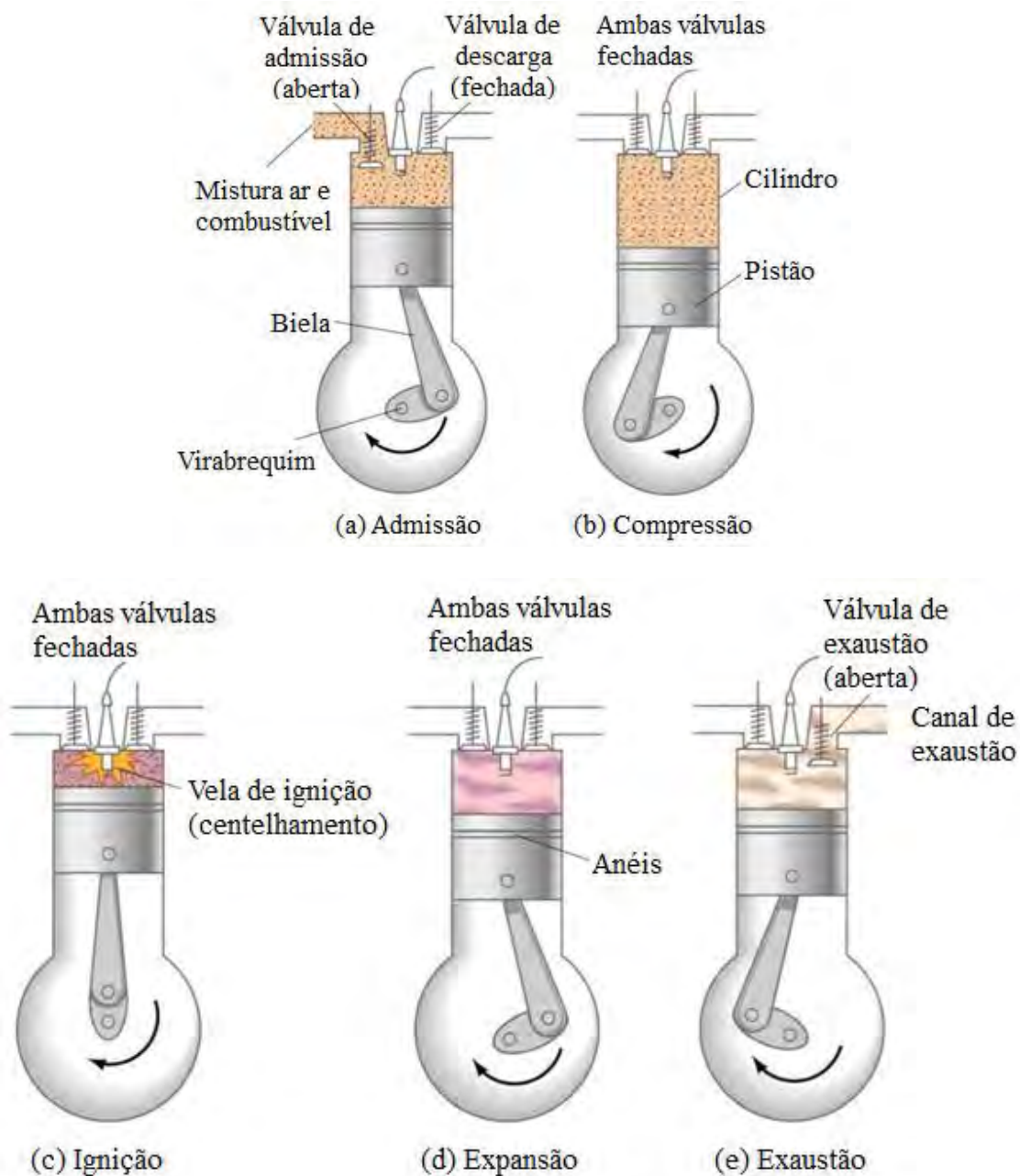


Figura 6 – Sequência de operações do motor de quatro tempos de ignição por centelha

2.1.1 Componentes dos motores alternativos

Os componentes, quanto a sua característica de funcionamento se dividem em três partes que são:

- Componentes fixos
- Componentes móveis
- Componentes auxiliares

Os principais componentes fixos são:

- Cilindro
- Bloco
- Carter
- Cabeçote
- Câmara de combustão
- Sede da válvula
- Guia da válvula

Os principais componentes móveis são:

- Pistão
- Anéis de segmento
- Biela
- Árvore de manivela – Virabrequim
- Volante
- Casquilho
- Válvula
- Mola da válvula
- Eixo comando de válvula

Componentes auxiliares são de menor importância e contribuem para o bom funcionamento do motor, os principais são: Sistema de injeção, velas de ignição, coletores de admissão e descarga, motor de arranque, alternador, filtro de ar, de óleo e de combustível, bomba d'água e de combustível, distribuidor, etc.

2.1.2 Pistão ou êmbolo

O pistão, fabricado em alumínio tem como principal função transmitir á biela a força criada pelo processo de combustão. Em virtude da inclinação adquirida pela biela em

movimento, a força sobre ela exercida pelo êmbolo decompõe-se produzindo uma componente horizontal de apreciável valor, a qual força o êmbolo de encontro às paredes do cilindro.



Figura 7 – Pistão ou êmbolo de um motor de combustão interna (CORTESIA: ROAD AND CUSTOM MAGAZINE)

2.1.3 Biela

É o componente em forma de haste, que transmite o movimento do pistão para o eixo manivela virabrequim. Sua principal função é transformar o movimento linear alternativo proveniente do deslocamento do pistão em movimento rotacional no virabrequim.



Figura 8 – Biela de um motor de combustão interna (CORTESIA: SPA TURBO)

2.1.4 Virabrequim ou árvore de manivela

A árvore de manivela também conhecida com o nome de eixo virabrequim, é o componente que transmite o movimento rotacional produzido pela biela para os demais componentes de transmissão de movimento de um automóvel.



Figura 9 – Virabrequim ou árvore de manivela de um motor de combustão interna (CORTESIA: COSWORTH USA)

2.2 Processo de combustão

O combustível gasoso formado da mistura entre a gasolina e o ar encontra-se com velocidade de reação muito baixa. Uma das teorias explicativas desta inércia considera as moléculas inaptas a formar novas moléculas por colisão, a menos que possua certo mínimo de energia, chamado de energia de ativação (OBERT, 1971)

Com o uso da energia de ativação a velocidade de reação é elevada pelo aumento da concentração de moléculas (aumentando a pressão), e assim aumentando a frequência das colisões moleculares; também aumenta a temperatura porque aumenta o número de moléculas com excesso de energia.

A combustão ocorre dentro da câmara de combustão, que deve ser considerada como adiabática. O processo de combustão ocorre liberando energia e aumentando a temperatura, quanto mais alta a temperatura, mais elevada é a liberação de energia, sendo assim, a velocidade de reação é continuamente acelerada pelo aumento da temperatura.

A energia de ativação nos motores de combustão interna é proveniente das velas de ignição, Figura 10. Nas velas é formado um arco elétrico, Figura 11, através de seus eletrôdos.



Figura 10 -- Velas de ignição de um motor de combustão interna (CORTESIA: DRIVE WIRE)



Figura 11 – Ignição em uma vela de ignição (CORTESIA: SCIENCE PHOTO)

Para evitar o acontecimento da detonação, a vela de ignição deve se colocada em um ponto central e o mais perto possível da zona mais quente de modo a facilitar a propagação da combustão em todas as direções. Geralmente o ponto mais quente se situa perto da válvula de descarga (PENIDO, 1983).

3. DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO

3.1 Dimensões do motor

As duas dimensões de peças que influenciam os cálculos deste estudo são comprimento da biela (L) e o raio da manivela do virabrequim (R), conforme Figura 12.

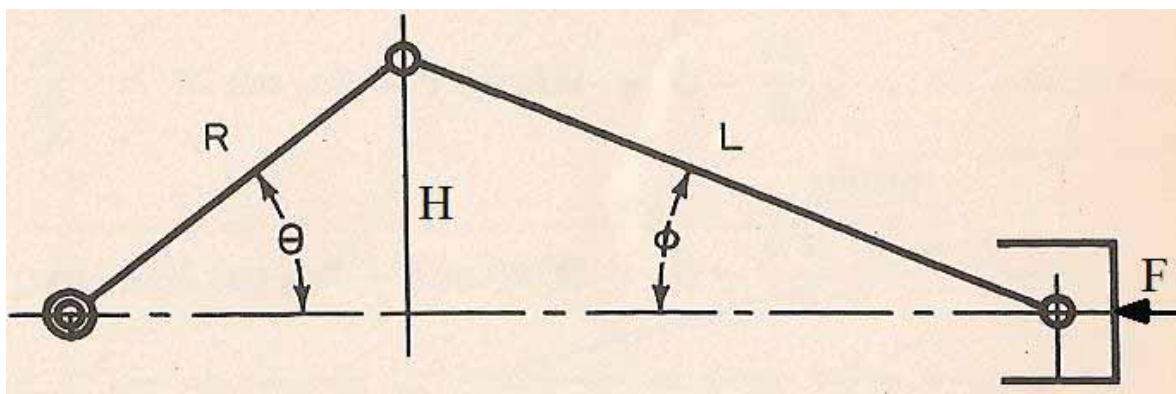


Figura 12 – Sistema manivela-biela (TAYLOR, 1976)

A obtenção do valor do raio da manivela do virabrequim (R) é feito com a análise do funcionamento do virabrequim. O eixo virabrequim trabalha com movimento rotacional, sendo assim, a dimensão do raio da manivela corresponde à metade do curso do pistão, S.

A equação (2) demonstra a obtenção do valor do comprimento da manivela, sendo que neste estudo R será uma dimensão constante:

$$R = \frac{S}{2} \quad (2)$$

O comprimento da biela é uma variável que não será fixada neste estudo, pois a variação deste comprimento quantifica a variação do ganho que está ocorrendo com a entrega da força normal a biela. A relação a ser trabalhada é dada por R/L.

Segundo Taylor (1976), ‘nos mecanismos manivela-biela usados na prática, R/L é sempre menor do que 0,33’.

Consultórios de preparação de motores para competição consultados pelo autor indicam que a razão R/L deve variar entre 0,2 e 0,4, mas nenhum menciona a origem e conseqüências do uso de relações fora desta faixa. As consultas feitas em fontes

bibliográficas também mencionam faixas próximas de 0,2 a 0,4, mas sem aprofundar-se neste assunto

A atenção dispensada neste estudo começou com a curiosidade da influência do ângulo da biela (Φ) no momento da entrega da força pelo pistão. Sendo assim, dois ângulos são responsáveis pelo desenvolvimento dos cálculos, θ e Φ , conforme demonstrados na Figura 12.

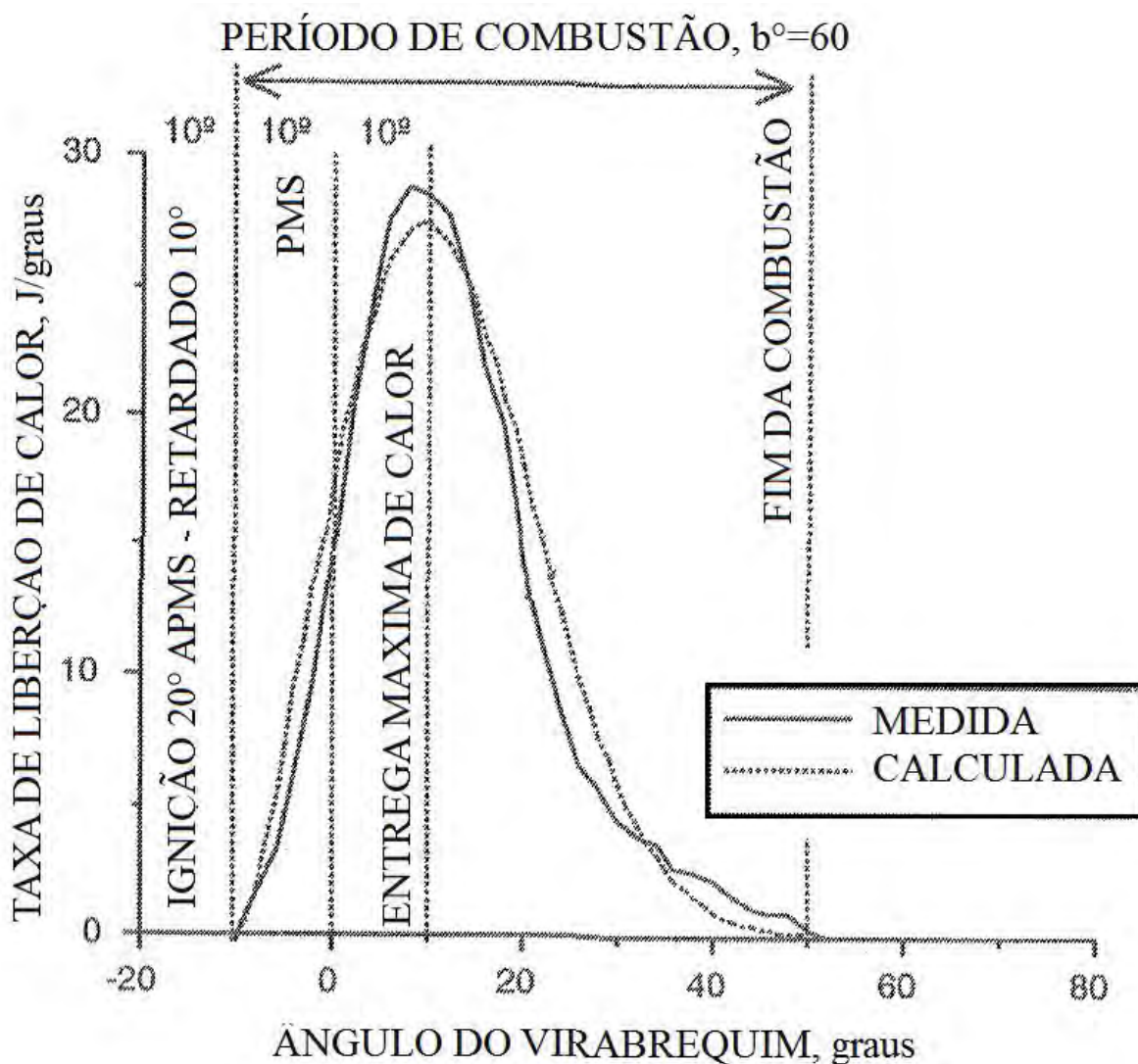


Figura 13 – Entrega de calor em um processo de combustão de motores (BLAIR, 1996).

A variável de entrada neste estudo é o ângulo θ . O ângulo θ será considerado o ângulo no momento de máxima entrega de força para a biela.

Segundo Blair (1996), a combustão é iniciada em 10° antes do PMS (APMS) com pico de entrega do calor em 10° depois do PMS (DPMS), sendo finalizada em 50° DPMS, ver Figura 13,. Considerando o processo de combustão explicado por Blair, define-se então que o processo de combustão ocorre durante um período de 60° .

Como a variável de entrada neste estudo é o ângulo do virabrequim no momento de máxima de entrega energia, então o ângulo θ mais relevante neste estudo é igual a 10° DPMS.

A próxima variável a ser calculada é o ângulo Φ , que é o principal objeto deste estudo, pois define em quantos graus a biela tem que ser rotacionada.

Para obter-se o valor do ângulo Φ , usa-se uma variável comum entre o virabrequim e a biela, a dimensão H, sendo assim, seguem as deduções:

- Virabrequim:

$$H = R \text{sen} \theta \quad (3)$$

- Biela:

$$H = L \text{sen} \phi \quad (4)$$

Igualando-se as equações, define-se o ângulo da biela em relação ao cilindro (Φ):

$$\begin{aligned} R \text{sen} \theta &= L \text{sen} \phi \\ \text{sen} \phi &= \frac{R \text{sen} \theta}{L} \\ \phi &= \text{sen}^{-1} \left(\frac{R}{L} \right) \text{sen} \theta \end{aligned} \quad (5)$$

Os valores dos ângulos Φ encontrados neste estudo são mostrados na Tabela 1.

3.2 Análise da força de combustão

Com a premissa de que os componentes do motor são corpos rígidos, as forças devido à pressão de gás no cilindro podem ser consideradas como F sobre o pistão, ver

Figura 12. A força F empurra o pistão em movimento vertical para baixo no sentido do eixo de rotação do virabrequim.

Nas Figura 14 e Figura 15 é visto que a força F aplicada no ponto P gera a Força da Biela, F_b , definida na equação (6), sendo F_b maior que a força F aplicada no ponto P .

$$F_b = \frac{F}{\cos \phi} \quad (6)$$

F_r é a força de reação na camisa do cilindro, definida por:

$$F_r = F \tan \phi \quad (7)$$

A entrega de F deve ser igual a F_b e para isso é necessário um reposicionamento do cilindro e do cabeçote.

Será proposto neste trabalho uma forma de aumentar o aproveitamento da força F .

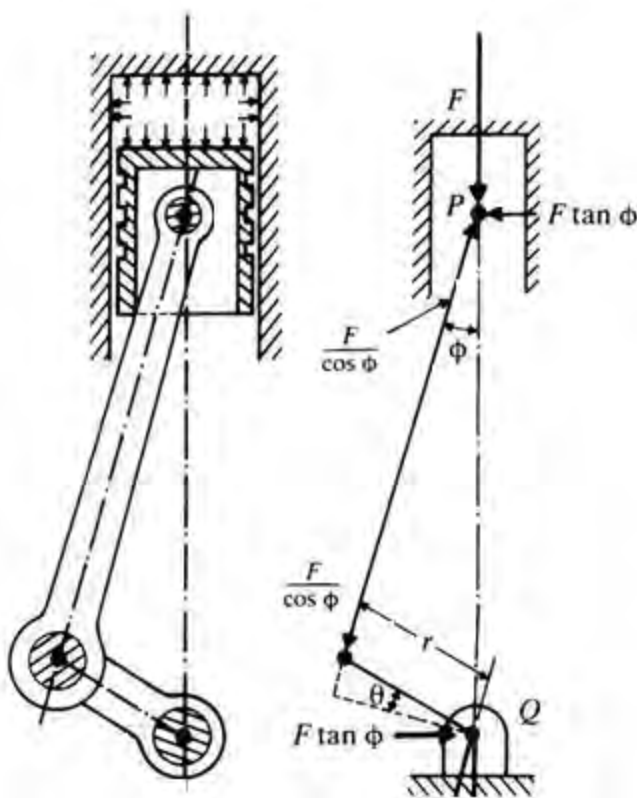


Figura 14 – Geração da Força F (RAO, 1995)

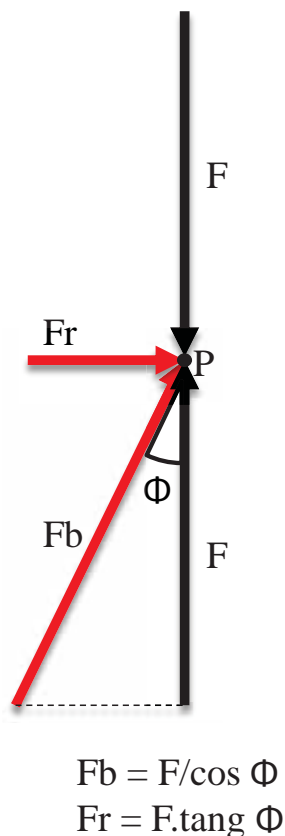


Figura 15 – Análise da Força F

Para analisar a variação do ganho com o reposicionamento de F, foi adotado um valor adimensional e igual a 100, $F=100$. Foi feita também uma análise da influência da relação R/L no valor deste ganho, que pode ser verificada na Tabela 2, onde a força é aproveitada à 0° e nos demais ângulos as forças são sempre maiores que 100, gerando margem para ganhos no aproveitamento da força.

Como o objetivo deste trabalho é analisar uma modificação no ponto de máxima entrega de energia, então são destacados os ângulos para a inclinação de 10° DPMS do eixo virabrequim.

Nesta condição foram calculados os ângulos Φ para diferentes relações de R/L, conforme destacado na Tabela 1.

Tabela 1 – Ângulo (Φ) da biela em relação ao eixo do cilindro.

	Φ (graus)					
	L	5R	4R	3,33R	2,86R	2,5R
	R/L	0,200	0,250	0,300	0,350	0,400
θ (graus)	-10	-1,99	-2,49	-2,99	-3,48	-3,98
	-5	-1,00	-1,25	-1,50	-1,75	-2,00
	0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	5	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00
	10	1,99	2,49	2,99	3,48	3,98
	15	2,97	3,71	4,45	5,20	5,94
	20	3,92	4,91	5,89	6,88	7,86
	25	4,85	6,06	7,28	8,51	9,73
	30	5,74	7,18	8,63	10,08	11,54
	35	6,59	8,24	9,91	11,58	13,26
	40	7,39	9,25	11,12	13,00	14,90
	45	8,13	10,18	12,25	14,33	16,43
50	8,81	11,04	13,29	15,55	17,84	

Em todas as tabelas deste estudo constam os valores das relações R/L, e logo acima de cada um destes valores são mostrados os valores dos comprimentos das bielas em relação à um virabrequim com comprimento da manivela de valor unitário e adimensional, R=1. Estes raios são expressos para lembrar qual é a configuração ideal da biela a ser considerada na maximização da força F.

Foram obtidos ângulos Φ que variam entre $-1,99^\circ$ e $17,84^\circ$.

Os valores negativos devem ser desprezados, pois são ângulos com disposição no início do processo de combustão, lembrando que o objetivo deste estudo é reposicionar a linha de ação do pistão para agir no momento de máxima entrega de energia da combustão, que conforme Figura 13 está em 10° DPMS. Como foi analisado o ângulo da biela no período de 60° de θ , então os valores de Φ próximos de 50° DPMS também devem ser desprezados por serem considerados os momentos do fim da combustão, onde se tem uma pequena entrega de energia de combustão para o pistão.

Na Figura 16 é feita uma análise de quanto a variação da relação R/L afeta o comprimento da biela. O aumento da relação R/L promove uma diminuição exponencial do comprimento da biela, sendo assim, há uma menor variação do comprimento à partir da relação mediana é igual a 0,300.

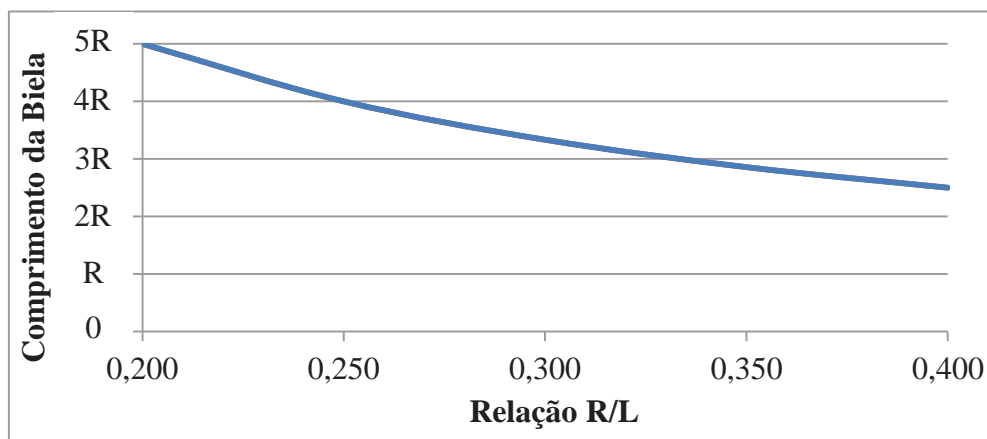


Figura 16 – Comprimento da biela versus Relação R/L

Nas próximas figuras serão feitas análises de ganho e aproveitamentos das configurações em estudo.

O ganho de força é dado pela diferença entre duas forças, a força aproveitada no modelo proposto, chamada força da biela (F_b) e a força aproveitada no conceito atual de motores (F). O ganho de força segue o equacionamento abaixo:

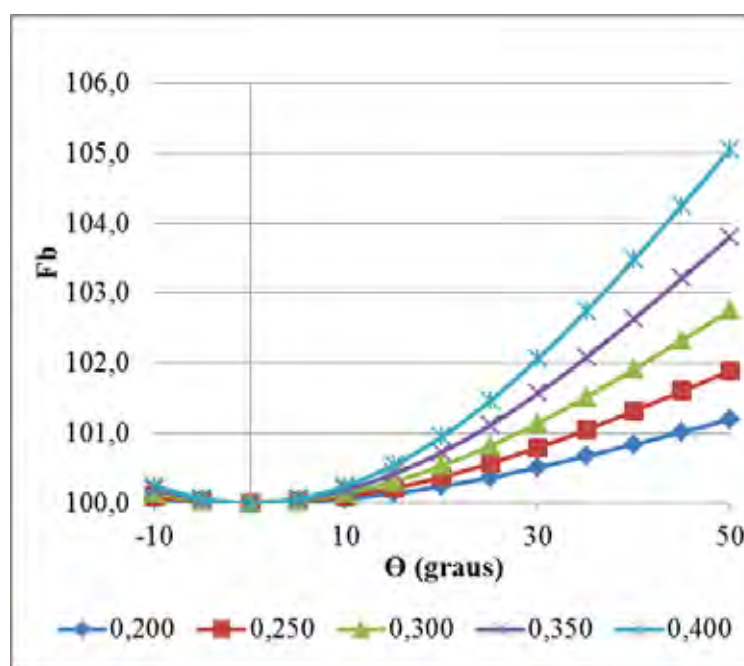
$$Ganho = F_b - F \quad (8)$$

A Tabela 2 e a Figura 17 expressam os aproveitamentos da energia gerada no processo de combustão dos motores de combustão interna, através da geração da força da biela, F_b .

Tabela 2 – Força na biela (Fb)

		Fb					
		L	5R	4R	3,33R	2,86R	2,5R
		R/L	0,200	0,250	0,300	0,350	0,400
θ (graus)	-10		100,06	100,09	100,14	100,19	100,24
	-5		100,02	100,02	100,03	100,05	100,06
	0		100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
	5		100,02	100,02	100,03	100,05	100,06
	10		100,06	100,09	100,14	100,19	100,24
	15		100,13	100,21	100,30	100,41	100,54
	20		100,23	100,37	100,53	100,72	100,95
	25		100,36	100,56	100,81	101,11	101,46
	30		100,50	100,79	101,14	101,57	102,06
	35		100,66	101,04	101,51	102,08	102,74
	40		100,84	101,32	101,91	102,63	103,48
	45		101,02	101,60	102,33	103,21	104,26
	50		101,19	101,89	102,75	103,80	105,05

As curvas de entrega de força expressas na Figura 17 mostram que o grande ganho de força começa a ocorrer depois da relação R/L igual a 0,300 e á partir do ângulo virabrequim (θ) igual a 30°, sendo assim, a tendência é adotar uma biela mais curta.

Figura 17 – Força na biela (Fb) versus Ângulo do Virabrequim (θ)

Na Figura 18 é feito um comparativo direto de quanto o aumento da relação R/L influencia no ganho da força entregue à biela, tendo sido fixado o ângulo θ do virabrequim igual a 10° DPMS.

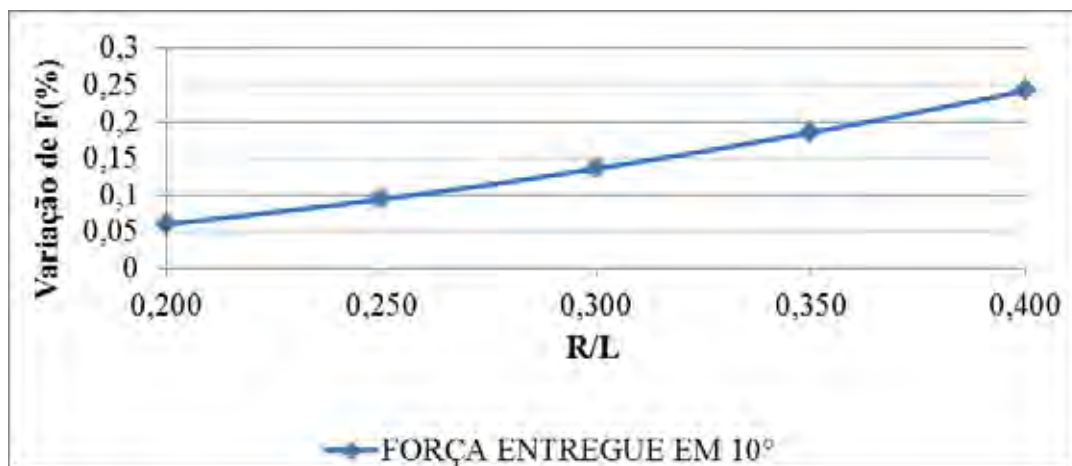


Figura 18 – Ganho de força com θ igual a 10° versus Relação R/L

Quanto maior a relação R/L, maior será o ganho de força entregue pelo pistão à biela; vale lembrar que o aumento da relação R/L significa um encurtamento do comprimento da biela, sendo assim, quanto menor for o comprimento da biela, maior será a entrega da força.

Comparando os resultados obtidos na Figura 16 com os resultados da Figura 18, conclui-se que a diminuição do comprimento da biela promoverá um aumento muito pequeno do ganho na entrega da força do pistão para a biela.

A análise da Figura 19 mostra que o ganho de força tem uma leve acentuação positiva com o crescimento da relação R/L, ou seja, quanto menor for o comprimento da biela, maior será a quantidade de força aproveitada por ela; mas sem muita relevância neste acréscimo, pois a variação do aproveitamento da força para o ângulo do virabrequim (θ) igual a 10° está entre 100,06 e 100,24%, ou seja, ocorre uma variação de somente 0,18% do aproveitamento.

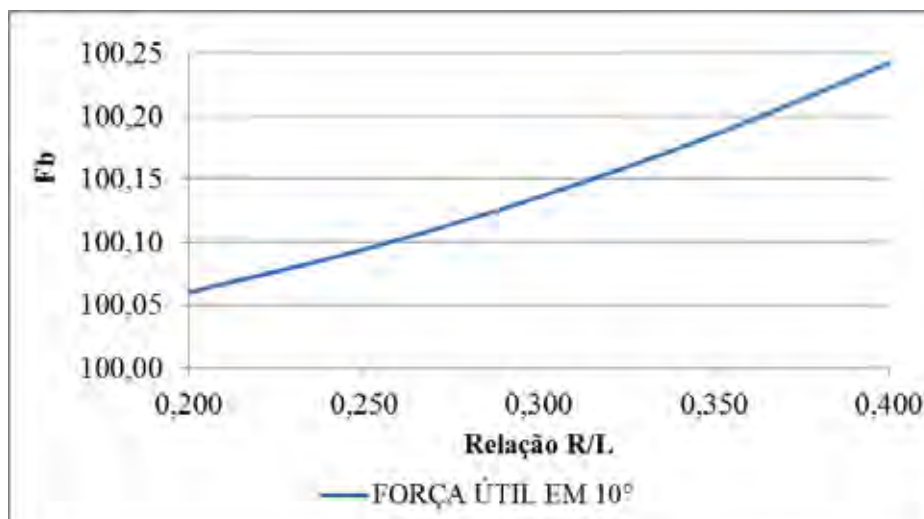


Figura 19 – Força na biela (Fb) versus Relação R/L à 10° DPMS

A Tabela 3 e a Figura 20, expressam os ganhos de força que podem ocorrer no processo de combustão dos motores de combustão interna com a modificação a ser proposta.

Tabela 3 – Porcentagem de ganho da força de combustão.

		GANHO (%)					
		L	5R	4R	3,33R	2,86R	2,5R
R/L		0,200	0,250	0,300	0,350	0,400	
θ (graus)	-10	0,060	0,094	0,136	0,185	0,242	
	-5	0,015	0,024	0,034	0,047	0,061	
	0	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	
	5	0,015	0,024	0,034	0,047	0,061	
	10	0,06	0,094	0,136	0,185	0,242	
	15	0,134	0,210	0,303	0,413	0,540	
	20	0,235	0,368	0,531	0,724	0,949	
	25	0,359	0,563	0,814	1,112	1,460	
	30	0,504	0,791	1,144	1,567	2,062	
	35	0,665	1,044	1,514	2,078	2,741	
	40	0,837	1,317	1,913	2,631	3,479	
45	1,015	1,600	2,329	3,211	4,257		
50	1,195	1,886	2,750	3,800	5,053		

As curvas de ganho de força expressas a seguir mostram que o grande ganho de força começa a ocorrer depois da relação R/L igual a 0,300 e a partir do ângulo do virabrequim (θ) igual a 30°, sendo assim, a tendência é voltada para a adoção de bielas mais curtas.

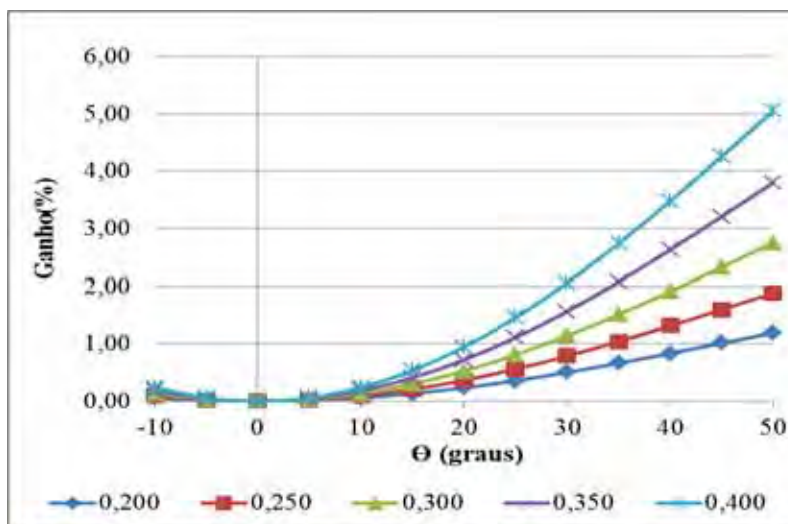


Figura 20 – Ganho de força (%) versus Ângulo do Virabrequim (θ)

3.3 Análise gráfica da relação R/L

Um complemento do estudo a ser realizado é a análise gráfica da influência do comprimento da biela no comportamento de motores.

Três variáveis influenciam a cilindrada de um motor, são eles: A área da cabeça do pistão (A_p), seu curso percorrido dentro do cilindro (S) e o comprimento do raio da manivela do virabrequim (R).

Segundo Penido (1983) a cilindrada (CC) é o volume do cilindro compreendido entre o PMS e PMI, representado pela equação (6):

$$CC = \frac{\pi \times D^2}{4} \times S \quad (9)$$

onde:

- D é o diâmetro do cilindro;
- S é o curso percorrido pelo pistão dentro do cilindro.

Apesar da biela não influenciar na cilindrada ela é importante, pois apesar de não determinar o começo e o fim do movimento do pistão, tem forte influência no movimento que ele faz entre estes dois extremos, comandando seu deslocamento, sua velocidade e sua aceleração.

O motor inicia o movimento do pistão no ponto morto superior e conforme o giro do virabrequim, ele movimenta a biela presa a ele para baixo, e esta por sua vez, movimenta o pistão, entretanto o movimento do pistão não é uma cópia do movimento da altura da manivela do virabrequim em relação ao cilindro. A biela está presa ao movimento circular da manivela de um lado e do outro ao movimento linear do pistão, sendo assim, a biela é obrigada a se inclinar. Ao fazer este tipo de movimento combinado de rotação com translação, ela movimenta o pistão de forma a satisfazer a geometria do mecanismo e isto leva o pistão a realizar um movimento inconstante.

A relação R/L informa o quão inconstante é o movimento do pistão, sendo que quando a relação R/L é muito grande, será proporcionada uma grande inconstância do movimento do pistão.

Quando a manivela do virabrequim está 90° do eixo do cilindro é onde ocorre a máxima inclinação da biela, conforme Figura 21. A relação R/L representa o seno do ângulo desta máxima inclinação.

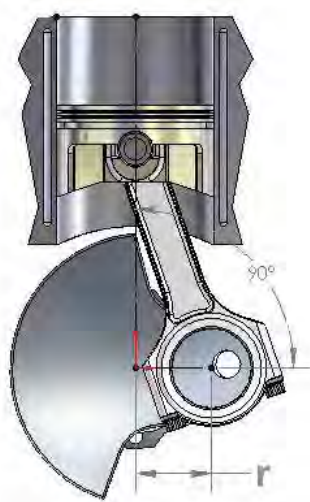


Figura 21 – Manivela do virabrequim à 90° do eixo do cilindro (BLAIR, 2011)

O deslocamento do pistão (S) pelo cilindro será mostrado na Figura 22, e conforme descrito no item 3.1 deste estudo, a relação R/L é considerada no intervalo de 0,2 a 0,4. Para melhor interpretação das análises, foi considerada também a relação R/L com comprimento da biela infinito, sendo que esta praticamente não se inclina, gerando movimento constante do pistão.

Segundo Bacon (1942), a seguinte equação define o deslocamento (S) do pistão dentro do cilindro:

$$S_i = R \cos \phi + \sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \phi} \quad (10)$$

Considerando a origem na posição do pistão para $\theta=0^\circ$ (PMS), então:

$$S_0 = R + L \quad (11)$$

O deslocamento do pistão (S) é dada pela diferença entre a posição instântanea (S_i) e a posição inicial (S_0), sendo assim:

$$S = S_i - S_0 = (R \cos \phi + \sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \phi}) - (R + L) \quad (12)$$

Na Figura 22 é demonstrado como a relação R/L cada vez maior afeta o movimento do pistão, sendo que a curva superior representa a biela infinita e a curva inferior representa a maior relação R/L, 0,4.

O deslocamento do pistão (S) demonstrado na Figura 22 varia entre as posições 1 (PMS) e -1 (PMI), pois este é o deslocamento obtido para o pistão de uma biela infinita com a utilização da manivela de raio unitário, $R=1$.

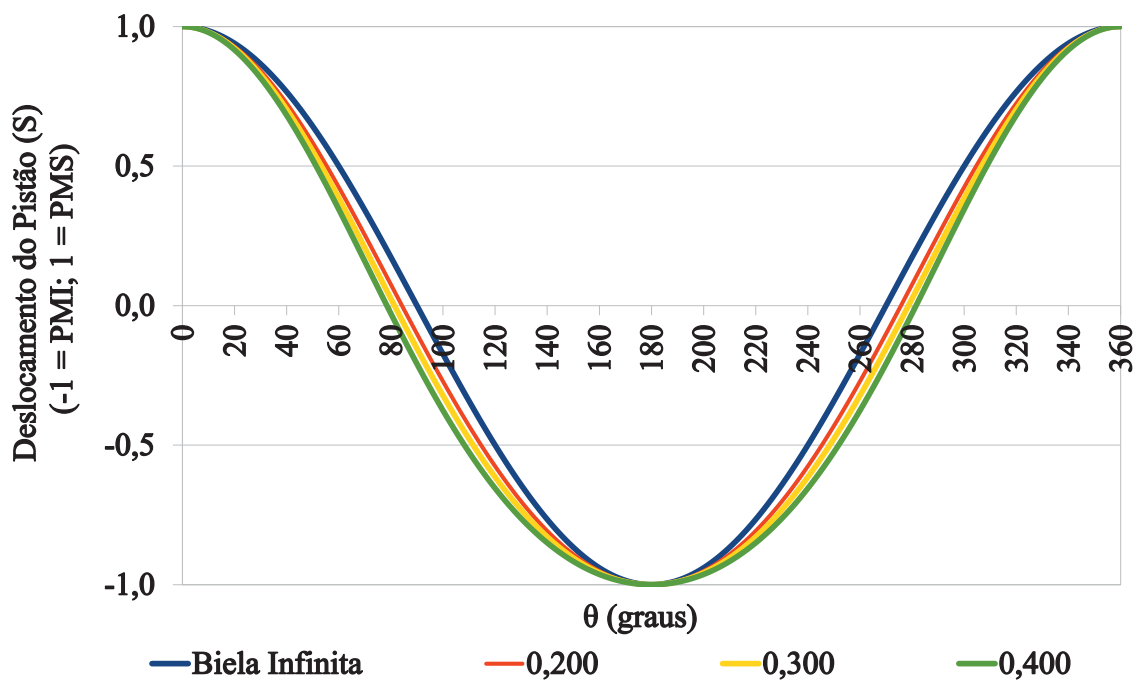


Figura 22 – Deslocamento do pistão

Ao ser aplicada uma relação R/L igual a 0,4, tem-se uma biela mais curta, sendo assim, quanto menor a biela mais irregular será o deslocamento do pistão.

Na Figura 23 identifica-se a diferença de movimento promovido pelas diferentes relações de biela contra a biela infinita. Nele vê-se que quanto maior a relação de biela, mais rápido o pistão consegue descer, mas torna-se mais lento ao se aproximar do PMI. A partir deste ponto, ele também parte mais lento no sentido contrário, compensando o atraso no final do curso para retornar ao PMS.

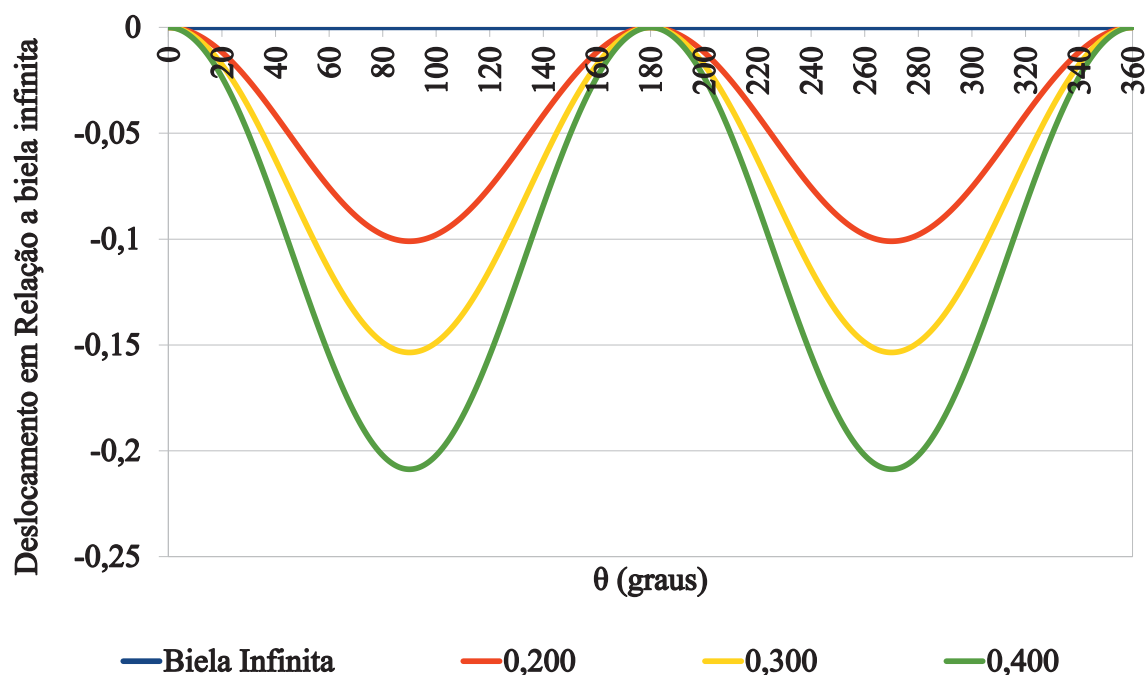


Figura 23 – Deslocamento do pistão em relação ao deslocamento com uso da biela infinita

Em 0, 180° e 360° não existe diferença no deslocamento da biela infinita para as demais, pois não há influência do comprimento da biela nos deslocamentos nestes pontos.

Na Figura 24 será mostrado a variação da velocidade do pistão (V) ao longo do seu curso dentro do cilindro.

Como a manivela gira com velocidade angular constante ω

$$S = (R \cos \omega t + \sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \omega t}) - (R + L) \quad (13)$$

Derivando a posição S com relação ao tempo define-se a velocidade (V)

$$V = \frac{dS}{dt} = -R\omega \sin(\omega t) \left(1 + \frac{R \cos(\omega t)}{\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \phi}} \right) \quad (14)$$

A velocidade da biela infinita é

$$V = -R\omega \sin(\omega t) \quad (15)$$

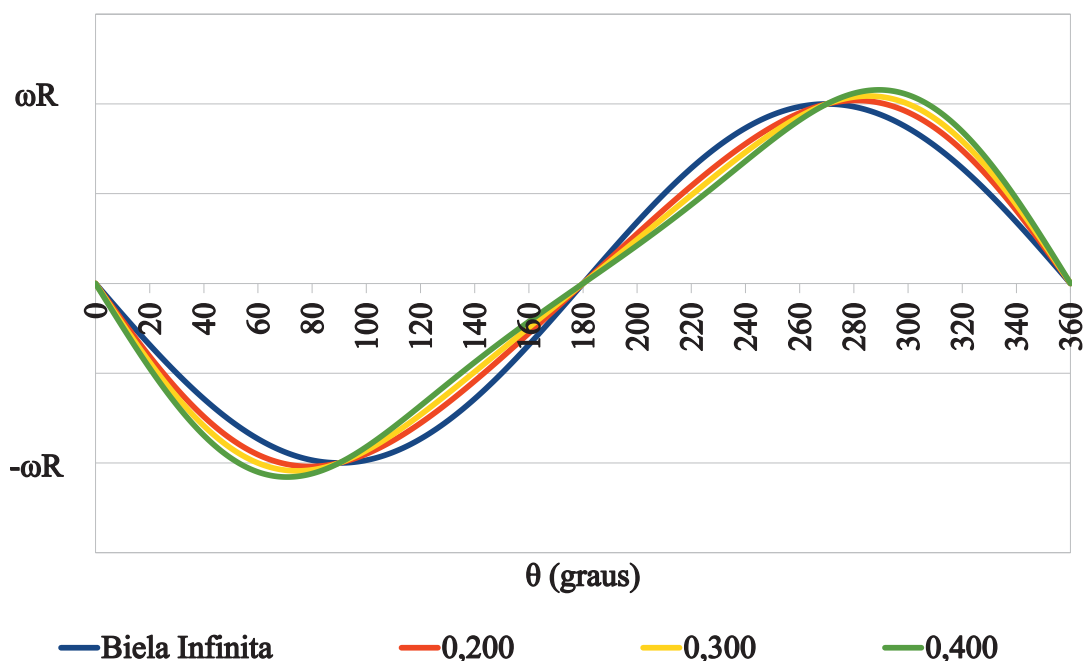


Figura 24 – Velocidade do pistão

É verificado que quanto maior a relação R/L, mais rápido é o movimento do pistão junto ao PMS e mais lento junto ao PMI.

Em um motor com alta relação R/L, o pistão aproxima-se mais rápido do PMS, impulsionando mais fortemente os gases queimados que em um motor de R/L baixa. Quando passa a descer novamente rumo ao PMI, uma alta relação R/L impulsiona o pistão com maior velocidade inicial, e reduz sua velocidade ao se aproximar do extremo inferior, impulsionando com mais vigor a admissão de mistura.

Como inicia mais rapidamente seu movimento descendente, nos motores Otto o pistão mais rápido abre passagem mais rapidamente para a mistura que ainda queima, e não consegue aproveitar com a mesma eficiência toda energia de pressão liberada.

Na Figura 25 está a aceleração (A) do conjunto biela e pistão.

Derivando a velocidade V com relação ao tempo tem-se a aceleração

$$A = \frac{dV}{dt} = -R\omega^2 \left(\cos(\omega t) + \frac{R(L^2 \cos(2\omega t) + R^2 \text{sen}^4(\omega t))}{(L^2 - R^2 \text{sen}^2(\omega t))^{3/2}} \right) \quad (16)$$

A aceleração da biela infinita é

$$A = -R\omega^2 \cos(\omega t) \quad (17)$$

A Figura 25 expressa que, quanto maior a relação R/L, maior o pico de aceleração negativa perto do PMS, e menor o pico de aceleração junto ao PMI.

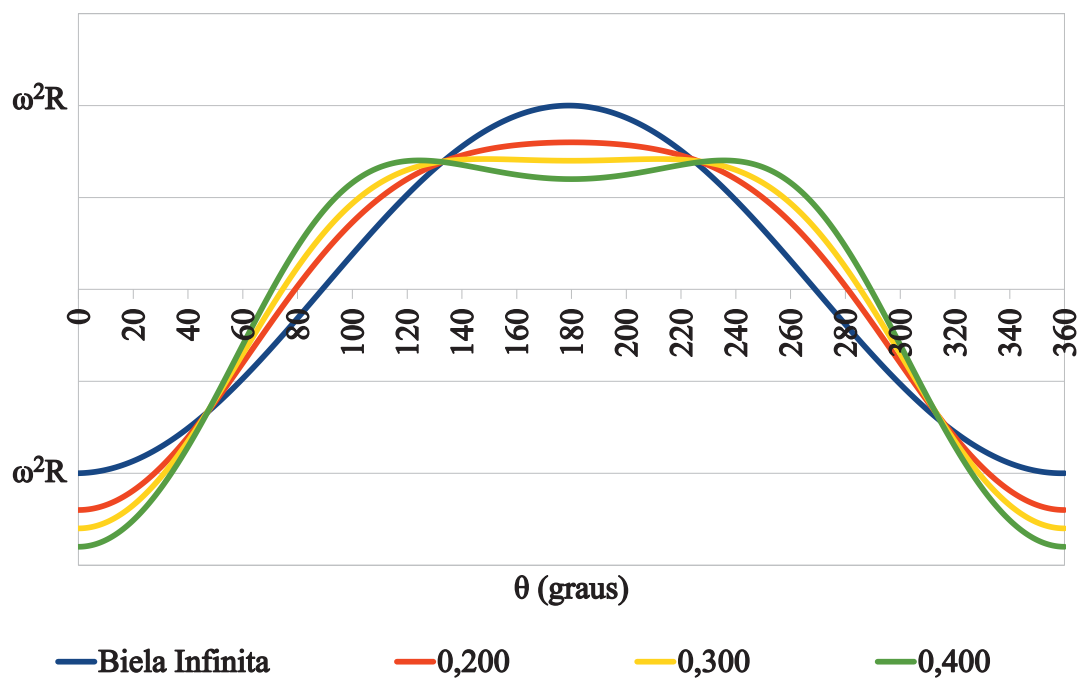


Figura 25 – Aceleração do conjunto biela e pistão

Considerando que as massas do pistão e da biela são constantes, e as leis de movimento de Newton, onde $F=m \cdot a$, então pode-se dizer que a aceleração do conjunto biela e pistão é proporcionalmente idêntico a força aplicada ao conjunto oscilante do motor para realizar seus movimentos. A força que é aplicada ao pistão e à biela é criada pelo movimento rotativo do virabrequim.

Ao ser comparada a curva de aceleração do motor de biela infinita, perfeitamente senoidal, e as curvas das relações práticas, tem-se que a inconstância de movimento da biela afeta progressivamente mais estas curvas, que oscila ao redor da senóide do motor de biela infinita.

As análises dinâmicas do conjunto móvel do motor, virabrequim, biela e pistão, demonstram que a variação do comprimento da biela promove poucas alterações nos aspectos dinâmicos do pistão.

Ao se falar em massa, força e velocidade juntas, fala-se também em energia e potência, que serão representadas nas próximas análises de forma adimensional, onde segundo HALLIDAY (1996), energia (E) pode ser representada pela seguinte equação:

$$E = \frac{mV^2}{2} \quad (18)$$

Considerando a massa unitária e adimensional, ou seja, $m=1$, tem-se:

$$E = \frac{V^2}{2} \quad (19)$$

Também segundo HALLIDAY (1996), a potência (P) é igual à variação da energia cinética do corpo, dada pela equação adimensional:

$$P = E_f - E_i \quad (20)$$

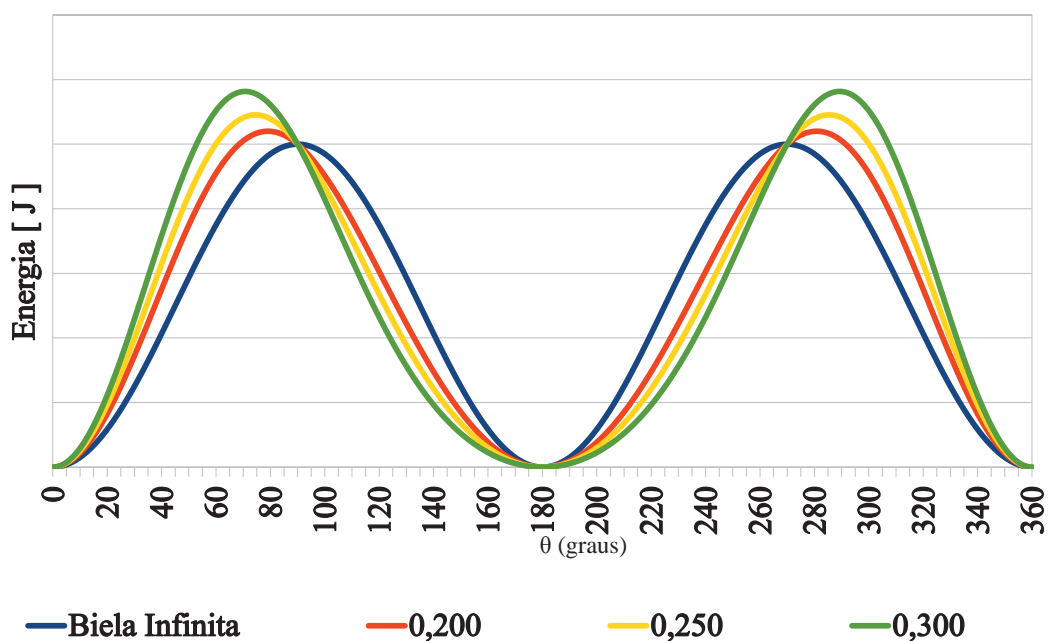


Figura 26 – Energia do conjunto biela e pistão

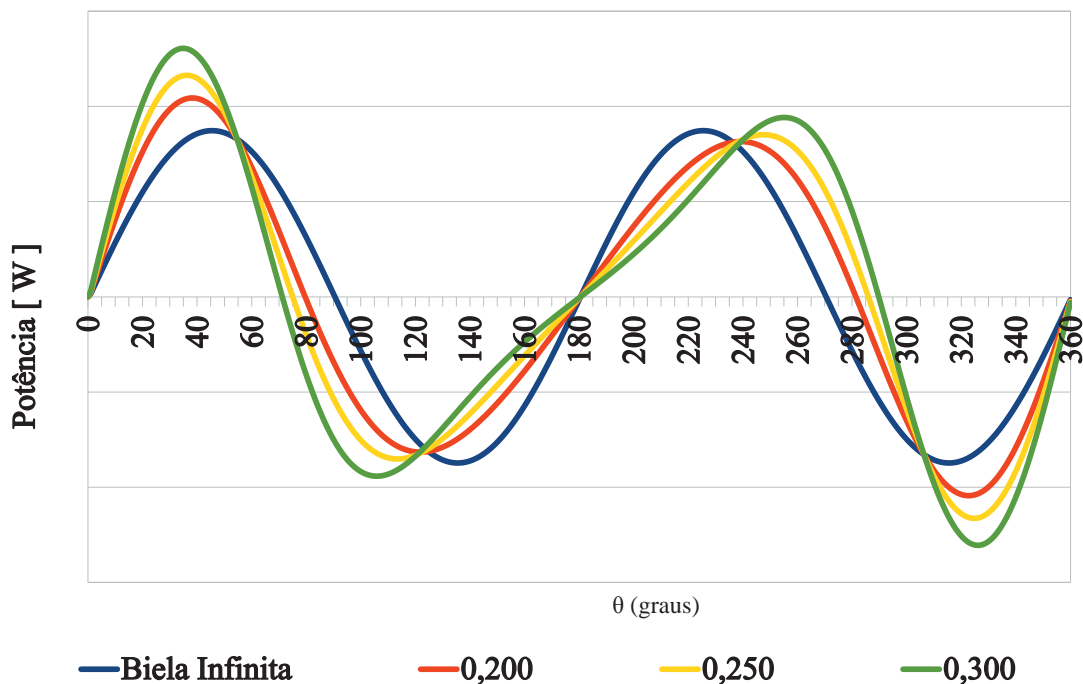


Figura 27 – Potência do conjunto biela e pistão

Ao impulsionar o conjunto pistão e biela a partir do PMS, o virabrequim acelera o conjunto, transferindo para ele certa parcela de energia. Quando o pistão se aproxima do PMS, o virabrequim desacelera o conjunto, captando de volta a energia anteriormente transferida.

Como mostrado nas análises de energia e de potência, a inconstância de movimento causada pela inclinação da biela afeta a forma como essa energia é transferida para um lado e para o outro.

Nas análises da potência, uma peculiaridade pode ser observada neste mecanismo: quanto maior a relação R/L , maior o pico de potência sobre o conjunto biela e pistão.

Os picos de potência causam nos motores a vibração e que tem frequência não diretamente relacionada à de giro do motor.

3.4 Proposta de modificação do projeto

A proposta de modificação do projeto consiste em inclinar o conjunto cilindro-pistão no ângulo Φ , sendo Φ o ângulo existente entre a biela e o eixo do cilindro. Esta inclinação faz com que toda a força gerada no processo de combustão no interior do cilindro seja entregue para a biela. A entrega da força será então feita no sentido longitudinal da biela e não mais no sentido do eixo do cilindro, evitando que ocorra uma decomposição da força gerada no processo de combustão.

Cada tipo de motor de combustão interna tem sua própria relação R/L, sendo assim, é necessário inclinar o conjunto cilindro-pistão conforme as dimensões de cada motor.

A Figura 28 mostra a configuração desejada, onde o pistão está disposto inclinado, respeitando o ângulo Φ do sistema demonstrado. É observado também o sentido da força F, que está no sentido longitudinal da biela, fazendo com que a força seja entregue toda para a biela.

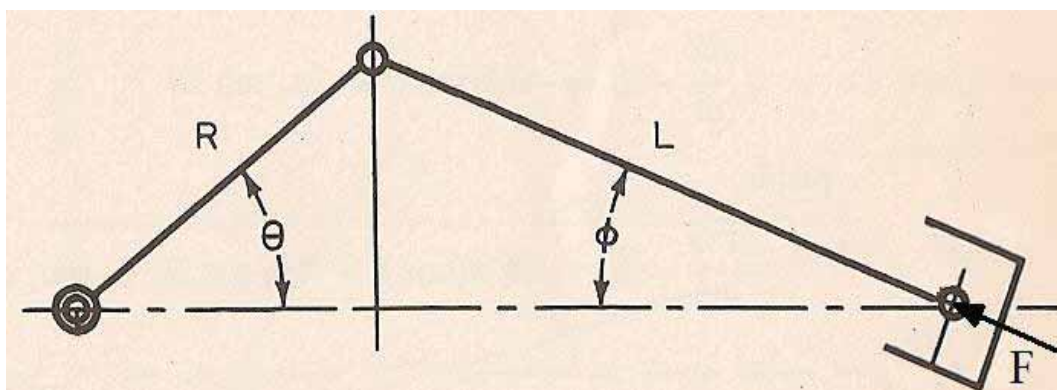


Figura 28 – Sistema manivela-biela

A alteração afeta vários componentes do motor, sendo eles: bloco do motor, cilindro, cabeçote, comprimento das válvulas ou reposicionamento do mancal do comando de válvulas e reposicionamento do sistema de balancim do comando de válvulas.

O bloco do motor tem que ser reprojetoado e com o cilindro inclinado, pois o retrabalho de um furo existente promoveria a ovalização do mesmo, não sendo possível preenchê-lo com nenhum cilindro pois estes são todos circulares.

O cilindro tem que ter sua face superior usinada de forma inclinada com o ângulo Φ , para que a face não exceda a face superior do bloco do motor, que tem assentamento plano do cabeçote. O assentamento plano tem que ser feito desta forma para que não ocorram vazamento de nenhum fluido do sistema de refrigeração, óleo e água, e também não haja fuga de pressão do processo de combustão.

O cabeçote deve ter também sua câmara de combustão usinada inclinada com o ângulo Φ , para que a cabeça do pistão não atinja o fundo da câmara e nem as válvulas, pois estas já trabalham muito próximas da cabeça do pistão durante o ciclo de combustão.

Com a inclinação da câmara de combustão do cabeçote, as duas válvulas, admissão ou descarga, teriam seu funcionamento afetado, pois esta tem que ter seu acionamento revisto devido ao deslocamento do assentamento da válvula presente na câmara de combustão do cabeçote.

Por último, o acionamento do conjunto de válvulas tem que ser alterado pois as válvulas tiveram seu comprimento alterando, gerando um desequilíbrio no sistema de acionamento.

Todas estas modificações do cilindro requerem peças novas.

4. ANÁLISE DOS RESULTADOS

A modificação proposta gera pouco ganho no aproveitamento da força aplicada na biela; conforme Tabela 3, o ganho máximo verificado foi igual a 0,242%, onde o pico de entrega de energia no processo de combustão é considerado igual à 10° DPMS ($\Theta=10^\circ$) e é considerando também a maior relação R/L ($R/L=0,4$).

A modificação proposta afeta os principais e mais caros componentes de um motor, bloco, cabeçote e comando de válvula, gerando grandes custos de investimentos nas novas configurações de usinagem destes componentes do motor. Estas mudanças promoveriam a perda de intercambiabilidade entre os componentes dos motores já existentes, podendo causar problemas de frota em curto prazo. Outro fato a ser considerado é a maturidade dos processos produtivos, que devido ao longo tempo de experiência, são considerados processos robustos e congelados, não sendo viável uma alteração tão impactante nos processos produtivos para inclinar o conjunto cilindro pistão e obter pouco ganho.

Foi analisada toda a faixa possível da relação R/L aplicável em motores de combustão interna, e mesmo assim não foi possível justificar a aplicação desta modificação.

Os estudos realizados sobre a relação R/L proporcionaram resultados expressivos que permitem considerar a relação R/L aproximadamente ideal para motores de combustão interna.

As relações R/L são inversamente proporcionais ao comprimento das bielas, ou seja, maiores relações R/L contemplam bielas mais curtas. A explicação anterior foi dada, pois a influência do comprimento da biela é bastante significativo tanto no processo de ganho de força, quanto no surgimento de vibrações nos motores.

As bielas curtas promovem um maior ganho da força gerada no processo de combustão, mas transmitem mais vibração para o motor, sendo assim, recomenda-se o uso de bielas intermediárias, relação R/L maior ou igual a 0,300.

O uso de bielas longas minimiza o aproveitamento de força produzida no processo de combustão e também diminui o nível de vibrações de um motor, além de requer que o bloco do motor seja mais longo, aumentando seu peso e custo. A biela mais longa também é afetada pela flambagem de seu corpo, pois aumentando a distância entre seus olhais esta se torna mais esbelta, ficando mais suscetível a flambagem e danos irreversíveis.

4.1 Considerações finais

O trabalho apresentado objetiva fornecer dados e informações para melhorar o desempenho de um motor de combustão interna. De acordo com os resultados obtidos neste trabalho, pode-se verificar que os objetivos propostos inicialmente foram atingidos, mesmo não sendo viável a aplicação desta modificação.

Os objetivos específicos para o desenvolvimento técnico foram cumpridos. Com a realização deste trabalho, foi possível conhecer diversos componentes de um motor de combustão interna de ignição por centelha de quatro tempos, de ignição por centelha dois tempos e motores de combustão interna por compressão.

Como oportunidade de continuidade da linha de estudo iniciada com este trabalho, pode-se realizar a análise de custos e a análises técnicas mais aprofundadas como a confecção de protótipos para quantificar e validar os cálculos teóricos aqui apresentados.

5. CONCLUSÃO

Os estudos foram satisfatórios, pois foi possível verificar que existe um ganho de força com a modificação do ângulo Φ , aumentando o aproveitamento de 0,060 a 0,242% da força gerada no processo de combustão. O ganho foi igual a 0,136% para $R/L=0,3$ e $\theta=10^\circ$ DPMS.

Verificou-se também que o uso de relações R/L próximas aos extremos, 0,2 e 0,4, causam risco de quebra ou vibrações no motor respectivamente.

A relação Biela-Manivela ideal é: $R/L=0,3$, pois apresenta ganho no aproveitamento da força aliado a pouco risco de quebra e a baixa vibração no motor.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALMEIDA, M.T.; **Vibrações Mecânicas**, 1. ed., Edgard Blücher Ltda, 1989.

BACON R. H., **The motion of a piston**, Am. J. Phys. (10) 1942, pp. 145-147

BLAIR, Gordon P. **Design and simulation of two-stroke engines** /Gordon P. Blair. - Warrendale : Society of Automotive Engineers, c1996 xxiii, 623p. : il

BEER, F. P.; JOHNSTON JÚNIOR, E. R. **Mecânica vetorial para engenheiros: estática**. 5. ed. Rio de Janeiro: Makron Books, 1990. v. 1, 793p.

BOULANGER, Pierre; ADAM, Bernard; Tradutores: BRAGANÇA SOARES, Joshua de. **Motores Diesel/organização**. 4 ed. Sao Paulo: Hemus, 600p.

CHEN, Y.; **Vibrations Theoretical Methods**, 1. ed. New York: McGraw-Hill. 1976.

CLOUGH, R.W.; PENZIEN, J. **Dynamics of Structures**, 3. ed. McGraw-Hill. 1989.

CONHECER ATUAL. São Paulo: Editora Nova Cultural, 1988.

DEN HARTOG, J.P.; **Vibrações nos Sistemas Mecânicos**, São Paulo: Edgard Blücher. 1972.

HALLIDAY, DAVID. **Fundamento da física: Mecânica**. 4ª ed. Rio de Janeiro: LTC Editora, 1996.

INMAN, D. J.; **Engineering Vibration**, Prentice-Hall, 1.ed., 1996.

MABIE & OCVIRK; **Dinâmica das Máquinas**; 2.ed., R. Janeiro: Livros Téc. e Científicos. 1980.

MABIE & OCVIRK; **Mecanismos**, 2.ed., R. Janeiro: Livros Técnicos e Científicos. 1980.

MABIE & REINHOLTZ, **Mechanisms and Dynamics of Machinery**, John Wiley, 1987.

MARTIN, G.H.; **Kinematics and Dynamics of Machines**, 2. ed. Tokyo: McGraw-Hill, 1982.

McCONNEL, K. G.; **Vibration Testing: Theory and Practice**, 1.ed. John Willey & Sons, 1995.

MEIROVITH, L.; **Analytical Methods in Vibrations**, 1.ed. McGraw-Hill, 1985.

MEIROVITH, L.; **Elements of Vibrations Analysis**, 2.ed. McGraw-Hill, 1985.

MUSEU do Motor. **Motor Otto: o Resgate de uma Era.** Porto Alegre, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2011. Disponível em: <<http://www.mecanica.ufrgs.br/mmotor/otto.htm>>. Acesso em: 14 dez. 2011.

NHAMBIU, J. O. P. **Introdução aos motores térmicos: História.** Maputo, Universidade Eduardo Mondlane, 2011. Disponível em: <http://nhambiu.uem.mz/wp-content/uploads/2011/07/MT_-Aula-01.pdf>. Acesso em: 14 dez. 2011.

OBERT, Edward F. (Frederic), 1910. **Motores de combustao interna** /Edward F. Obert ; traducao de Fernando Luiz Carraro. Porto Alegre : Globo, 1971.

PENIDO Filho, Paulo, 1949. **Os motores a combustão interna, para curso de maquinas termicas, engenheiros, tecnicos e mecanicos em geral que se interessam por motores** /Paulo Penido Filho. Belo Horizonte : Lemi, 1983.

PORTAL São Francisco. **Motor a Explosão.** Limeira, Colégio São Francisco, 2011. Disponível em: <<http://www.portalsãofrancisco.com.br/alfa/motor-a-explosão/motor-a-explosão-3.php>>. Acesso em: 14 dez. 2011.

RAO, S. S. - **Mechanical Vibrations**, 3rd edition, editora addison wesley, 1995.

SANTOS, I. F.; **Dinâmica de Sistemas Mecânicos**, 1ed. São Paulo, MAKRON Books, 2001

SCHIELEN & MÜLLER, **Akademische Verlagsgesellsechaft**, 1.ed. Wiesbaden, 1976.

SHABANA, A A; **Theory of Vibration**. 2nd ed.; Ed. F.F.Ling 1995; ISBN 0-387-94524-5.

SHIGLEY & UICKER; **Theory of Machines and Mechanisms**, McGraw-Hill, 1981.

STONE, Richard, 1955 - **Introduction to internal combustion engines** /Richard Stone. - Warrendale, PA. : SAE, 1999. 641 p. : il.

TAYLOR, Charles F.(Charles Fayette), 1894 - **Análise dos motores de combustão interna** /Charles F. Taylor ; trad. Mauro Ormeu Cardoso Amorelli. - São Paulo : EDUSP, Edgard Blucher, 1971-1976.

THOMSON, W.T. **Teoria da Vibração com Aplicação**, 2.ed. Rio de Janeiro, Interciência, 1978.