

Centro Paula Souza
Faculdade de Tecnologia de Santo André

GUILHERME LIMA MIOTTO
HELIO RIBEIRO DA SILVA FILHO

**ESTUDO DE CASO REFERENTE AO GANHO DE
PERFORMANCE A PARTIR DO SISTEMA BIELA-MANIVELA**

Santo André – São Paulo
2018

Guilherme Lima Miotto
Helio Ribeiro da Silva Filho

**Estudo de caso referente ao ganho de
performance a partir do sistema biela-manivela**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado
à Fatec Santo André como exigência para a
obtenção do título de Tecnólogo em Mecânica
Automobilística.

Curso: Tecnologia em Mecânica
Automobilística

Orientador: Marco Aurélio Fróes

Alunos: Guilherme Lima Miotto e Helio Ribeiro
da Silva Filho

Santo André – São Paulo
2018

FICHA CATALOGRÁFICA

M669e

Miotto, Guilherme Lima

Estudo de casos referente ao ganho de performance a partir do sistema Biela-Manivela / Guilherme Lima Miotto, Helio Ribeiro da Silva Filho. - Santo André, 2018. – 67f: il.

Trabalho de Conclusão de Curso – FATEC Santo André.
Curso de Tecnologia em Mecânica Automobilística, 2018.

Orientador: Prof. Marco Aurélio Fróes

1. Mecânica. 2. Veículos. 3. Motores de combustão interna. 4. Sistema biela-manivela. 5. Estudo de caso. 6. Eficiência. I. Silva Filho, Helio Ribeiro da II. Estudo de casos referente ao ganho de performance a partir do sistema Biela-Manivela.

629.2

LISTA DE PRESENÇA

SANTO ANDRÉ, 07 DE JULHO DE 2018.

LISTA DE PRESENÇA REFERENTE À APRESENTAÇÃO DO
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO COM O TEMA “ESTUDO
DE CASO REFERENTE AO GANHO DE PERFORMANCE A
PARTIR DO SISTEMA BIELA-MANIVELA” DOS ALUNOS DO 6º
SEMESTRE DESTA U.E.

BANCA

PRESIDENTE:

PROF. MARCO AURÉLIO FRÓES _____

MEMBROS:

PROF. ORLANDO DE SALVO JÚNIOR _____

PROF. CARLA KORPS MAUERBERG GERULAITIS _____

ALUNOS:

GUILHERME LIMA MIOTTO _____

HELIO RIBEIRO DA SILVA FILHO _____

AGRADECIMENTOS

Agradecemos a todos os que nos ajudaram nesta lenta, tortuosa e difícil jornada, de dias e noites focados no desenvolvimento do trabalho, sendo perdidas algumas viagens, totalmente entendidas pelos nossos familiares.

Agradecemos primeiramente ao nosso orientador, Professor Marco Aurélio Fróes, pelo seu jeito de trabalhar, no ofício da formação humana do tecnólogo e pelas suas passagens de vida as quais neste tempo todo, nos foram e serão muito úteis.

Nesta luta, agradecemos também a todos os professores que nos apoiaram, como o Prof. Fernando Garup Dalbo, Profa. Carla K. M. Geuraitis, Prof. Cléber William Gomes, dentre outros.

Além disto, agradecemos os funcionários da FATEC e o grupo discente pela ajuda fornecida e os conhecimentos trocados neste e em muitos outros trabalhos.

“Os motores não bebem, respiram.”

Aurelio Lampredi (1917-1989)

RESUMO

Uma das maiores questões em relação ao motor de combustão interna é o ganho de performance pela mudança de peças e das suas dimensões. Muitos estudos e práticas se referenciam pela troca de fluídos externos a câmara de combustão e, aqueles que trabalham na câmara de combustão, trabalham a partir da arquitetura do êmbolo, da sua taxa de compressão e da mistura do fluído no interior da câmara de combustão. Este estudo trabalha a partir de mudanças puramente mecânicas no motor de combustão interna a partir do sistema biela-manivela.

Este trabalho é a conjunção de alguns estudos referentes ao sistema biela-manivela, no que tange a sua relação entre comprimento, eficiência e controle de vibrações. No ponto de vista da busca de eficiência, este trabalho parte pelo cálculo da relação biela-manivela (λ) e, *a posteriori*, pela troca da biela original de um motor FIASA, componente de manufatura mais simples, onde sua variação de comprimento possa produzir maiores ganhos de potência em rotações maiores ou menores, em proporção a geração de vibrações harmônicas que possam ocasionar a mudança do conforto de um veículo a até sua quebra por fadiga acentuada.

Com isto a partir do estudo experimental, de grande valia para o entendimento factual de determinado estudo, foi possível verificar os momentos de inércia, vibrações e outros componentes cinemáticos existentes no sistema biela-manivela, verificando que houve o ganho de performance pelo aumento do comprimento da biela, em um ambiente virtual simulado pelo sistema AVL BOOST.

Palavras-Chaves: Biela, Manivela, Estudo, FIAT, FIASA, Experimental, Relacionamento Biela Manivela, AVL BOOST

ABSTRACT

One of the biggest issues with the internal combustion engine is the performance gain by changing parts and their dimensions. Many studies and practices are referenced by the exchange of external fluids in the combustion chamber, and those who work on the combustion chamber study from the piston architecture, its compression ratio and the mixing of the fluid within the combustion chamber. This study works from only purely mechanical changes in the internal combustion engine from the connecting rod-crankshaft system.

This work is the conjunction of some other studies referring to the connecting rod-crankshaft system, regarding its relation between length, efficiency and vibration control. From the efficiency search, this work is based on the calculation of the connecting rod-crankshaft (λ) ratio and, *a posteriori*, on the exchange of the original connecting rod of a FIAT-FIASA motor, a simply manufacturing component, where its length variation can produce increasing power gains at higher or lower rotation, in proportion to the generation of harmonic vibrations that can cause the change of the comfort of a vehicle until its breakage by saturated fatigue.

From this study, it was possible to verify the moments of inertia, vibrations and other kinematic components in the connecting rod-crankshaft system, verifying that there was a gain in performance by increasing the length of the connecting rod, in an virtual environment simulated by the AVL BOOST system.

Keywords: Connecting Rod, Crankshaft, Study, FIASA, FIAT, Experimental, Connecting Rod – Crankshaft Relationship, AVL BOOST

LISTA DE FIGURAS

Capítulo 1	Página
Figura 1.1 - Sistema Biela-Manivela	14
Figura 1.2 - Semelhança de arranjos em diferentes sistemas	15
Capítulo 2	Página
Figura 2.1 - Componentes do Sistema	18
Figura 2.2 - Êmbolo	19
Figura 2.3 - Pino	19
Figura 2.4 - Biela	20
Figura 2.5 - Árvore de Manivelas	20
Figura 2.6 - Exemplo de Sistema Biela-Manivela	21
Figura 2.7 - Locomotiva de Manobra	22
Figura 2.8 - Esquemático Motor a Vapor	22
Figura 2.9 - Sistema biela-manivela e suas dimensões principais	24
Figura 2.10 - Gráfico de velocidades de pistão	29
Figura 2.11 - Gráfico de Força de Torção	31
Figura 2.12 - Exemplificação gráfica do torque	32
Figura 2.13 – A existência do torque num sistema biela-manivela.	32
Figura 2.14 - Exemplo de raio de giro anormal	33
Figura 2.15 - Exemplo das forças na explosão do gás	34
Figura 2.16 - Exemplo do movimento do êmbolo na câmara de combustão	35
Figura 2.17 - Exemplo das forças tangenciais num sistema	36
Figura 2.18 - Sequência da árvore de manivelas de um motor de 4 cilindros	38
Figura 2.19 - Gráfico de Estrela das forças de primeira ordem	39
Figura 2.20 - Gráfico de Estrela das forças de segunda ordem	39
Capítulo 3	Página
Figura 3.1 - O motor FIAT FIASA	42

Capítulo 4	Página
Figura 4.1 - Visão geral do bloco e cabeçote.	44
Figura 4.2 - Bielas existentes do bloco FIASA: 132 mm acima e 130 mm abaixo	45
Figura 4.3 - Comparação da altura do conjunto biela êmbolo de 130 mm com conjunto de 132 mm.	46
Figura 4.4 - Constatação da altura do conjunto êmbolo-biela em 7 mm.	46
Figura 4.5 - Esquemático do Motor de 4 Cilindros	47
Figura 4.6 - Tela de configuração do cilindro	48
Capítulo 5	Página
Figura 5.1 - Comparação de torque e potência entre os motores original e modificado	51
Figura 5.2 - Curva de Torque e Potência entre comprimentos distintos de biela (110 a 150 mm)	53
Figura 5.3 - Detalhe da curva de torque nas rotações 1000 a 3000 rpm.	54

LISTA DE QUADROS

Capítulo 2	Página
Quadro 2.1 - Cálculo do deslocamento do êmbolo, conforme ângulos e lambdas distintos.	27
Capítulo 3	
Quadro 3.1 - Concepção dimensional de diferentes famílias de motores.	41
Quadro 3.2 - Medidas do Sistema Original FIASA	43
Quadro 3.3 - Medidas do Sistema Modificado	43
Capítulo 4	
Quadro 4.1 - Valores do motor que não sofreram modificação.	49
Capítulo 5	
Quadro 5.1 - Tabela de Valores para a biela de 110 mm	50
Quadro 5.2 - Tabela de Valores para a biela de 150 mm	50
Quadro 5.3 – Tabela de Valores para a Biela de 120 mm	52
Quadro 5.4 – Tabela de Valores para a Biela de 130 mm	52
Quadro 5.5 – Tabela de Valores para a Biela de 140 mm	53

LISTA DE ABREVIações E SIGLAS

FIAT = *Fabbrica Italiana Automobili Torino* (Fábrica Italiana de Automóveis de Turim) - Principal fabricante italiana de automóveis cujo motor é objeto de estudo deste TCC.

FIASA = FIAT Automóveis S.A. - Subsidiária brasileira da FIAT, montada em 1976 para a fabricação de automóveis, iniciando-se com o 147. O motor 1.050 cm³ desenvolvido para o 147 ganha a denominação de FIASA.

FIRE = *Fully Integrated Robotized Engine* (Motor de Integração Totalmente Robotizada) - Motor de 4 cilindros, de concepção semelhante ao FIASA, contudo é produzido de forma automatizada, ao contrário do FIASA, devido a redução de custos.

DOHC = *Double Overhead Camshaft* – Duplo comando de válvulas no cabeçote, a partir de dois comandos distintos, em contrário ao SOHC ou *Single Overhead Camshaft*, ou Comando simples de válvulas do cabeçote.

AVL = Empresa austríaca fabricante de equipamentos de teste e softwares de simulação de veículos automotores.

D = Diâmetro do Cilindro.

S = Curso do Êmbolo.

V_c = Volume Comprimido do Cilindro.

Z_k = Distância entre o Centro da Árvore de Manivelas e o Pino do Êmbolo.

R = Raio de Giro da Árvore de Manivelas.

L = Comprimento da Biela.

Φ = Ângulo entre o Raio de Giro e a Distância entre o Centro da Árvore de Manivelas.

TDC = *Top Dead Center* / Ponto Morto Superior.

BDC = *Bottom Dead Center* / Ponto Morto Inferior.

λ = Relação entre o raio de giro da árvore de manivelas e o comprimento da biela.

a = Aceleração do êmbolo.

ω = Velocidade de rotação do motor.

α = Ângulo formado pela manivela e o eixo do cilindro.

n = Rotação do motor.

V = Velocidade do êmbolo.

Ŝ_α = Deslocamento do êmbolo.

S_α = Velocidade do êmbolo.

F_a = Força das massas alternativas.

m_a = Massa dos objetos alternativos.

F_b = Força da biela.

m_b = Massa da biela.

F_g = Força do gás

F_n = Força lateral do êmbolo.

F_r = Força radial.

F_t = Força tangencial.

m_o = Massas alternativas.

m_r = Massas rotativas.

m_w = Massa da árvore de manivelas.

F_o = Força de inércia alternativa.

F_{ir} = Força de inércia rotativa.

F_{ivre} = Forças livres de segunda ordem.

SUMÁRIO

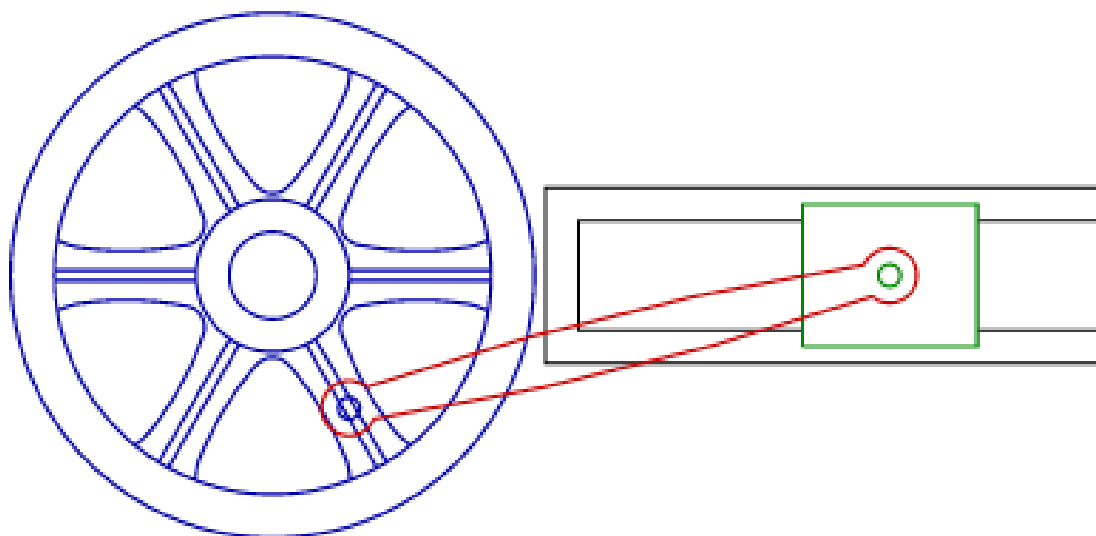
Capítulo 1 – Introdução	
1.1 – Justificativa	14
1.2 – Objetivos	16
1.3 – Organização do Trabalho	16
Capítulo 2 – Revisão de Literatura	17
2.1 – Histórico do sistema estudado	18
2.1.1 – Nascimento do Sistema Biela-Manivela	21
2.1.2 – O motor FIASA	23
2.2 – Teoria do Sistema no Motor de Compressão Interna	24
2.2.1 – Introdução	24
2.2.2 – Forças de Inércia do Sistema Volante	30
2.2.3 – Torque	32
Capítulo 3 – A Metodologia do Trabalho	41
3.1 – Dimensões do sistema	43
Capítulo 4 – O Desenvolvimento do Trabalho	44
Capítulo 5 – Resultados Obtidos, Conclusões e Próximos Passos	
5.1 – Resultados Obtidos	50
5.2 – Conclusão	54
5.3 – Estudos Futuros	55
Referências Bibliográficas	56
Anexos	59

Capítulo 1 – Introdução

1.1 – Justificativa

O sistema biela-manivela é anterior a constituição do motor de ciclo *Otto*, tendo seus primeiros exemplos tão antigos quanto a busca do homem por água. Porém, seu arranjo principal está como parte importante da transformação da energia termoquímica de uma queima de um fluido termodinâmico, comprimido por um êmbolo, a uma energia mecânica rotativa gerada pela expansão dos gases contra o êmbolo, ligado a uma manivela, ocasionando trabalho a ser realizado em diversas situações produtivas.

Figura 1.1 - O sistema biela-manivela: Composto majoritariamente de uma manivela, de uma biela e um êmbolo, este transforma tanto um movimento rotativo em alternativo (base dos compressores de fluidos) quanto um movimento alternativo em rotativo.

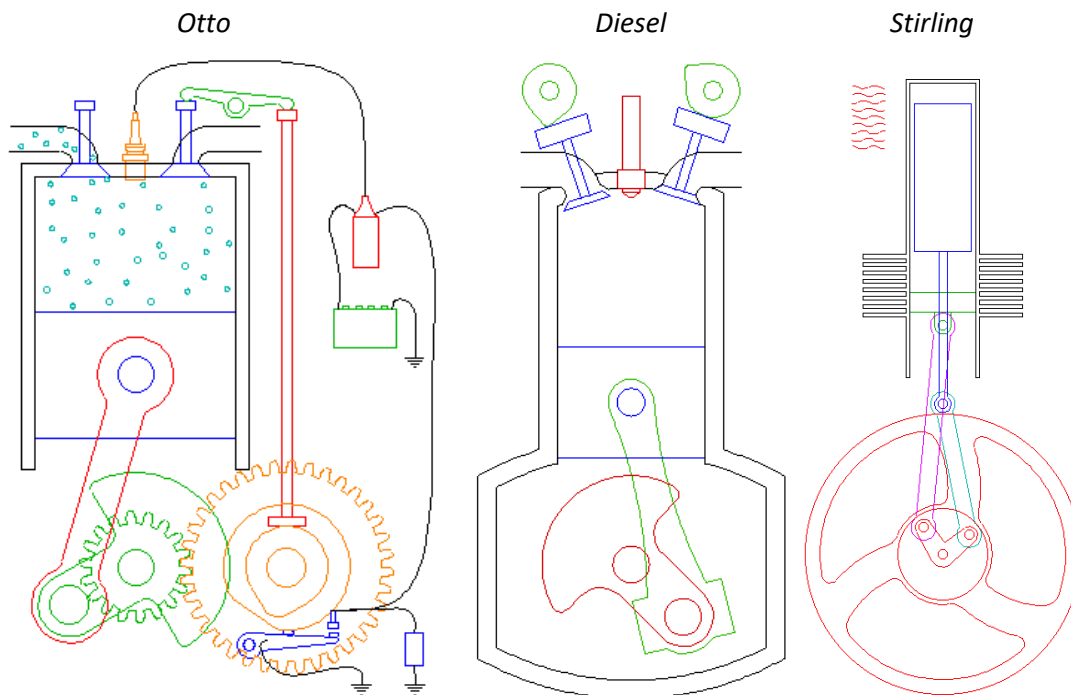


Fonte: (<http://507movements.com/index09.html>) (Junho 2018)

A partir de Brunetti (2012), é possível verificar que este arranjo do motor também é tão antigo quanto o próprio motor de ciclo *Otto*, sendo base para o igualmente importante motor de ciclo *Diesel* e de posteriores modificações que permitam um aumento de eficiência geral como os ciclos *Miller* e *Atkinson* assim como os motores de ciclo *Stirling*, não comparável aos motores de ciclo *Brayton / Joule* que

utilizam o fluido termodinâmico em um ambiente que não há a mudança de volume. Logo, é possível constatar tanto o legado deste tipo de arranjo, o qual só será ultrapassado apenas pelo motor elétrico, e isso dependendo de sua aplicação.

Figura 1.2 - Arranjos dos sistemas *Otto*, *Diesel* e *Stirling*, que compartilham o mesmo conceito do sistema biela-manivela.



Fonte: (<http://www.animatedengines.com/>) (Junho 2018)

A grande razão pela mudança de uma matriz termodinâmica para uma matriz elétrica ocorre pela baixa eficiência dos motores de ciclo em relação ao motor elétrico, causada tanto pela ausência de força em 75% do ciclo, quanto pelas perdas no sistema biela-manivela, dados pelos limites de construção de blocos de motores e pelas relações de comprimento de árvores de manivelas e bielas e alturas de blocos.

Por isto, este estudo busca compreender o quanto a mudança da relação num sistema biela-manivela gera de eficiência em um determinado motor e com isto, possa identificar possíveis variáveis para futuros projetos de motores que utilizem o sistema biela-manivela.

1.2 – Objetivos

O objetivo principal deste trabalho é aferir o ganho de força (isto é, a diminuição de perda de energia em seus componentes mecânicos) entre dois trens de força distintos, dentre os quais houve apenas a modificação do comprimento da biela.

Como objetivos secundários estão: a aplicação prática das teorias aprendidas nas disciplinas de Motores (Otto e Diesel), Ensaio Dinamométrico, Cálculo, Física e Desenho Assistido por Computador, além da definição de metodologias práticas para a pesquisa em eficiência de motores e a aplicação do programa de simulação AVL Boost na estruturação de motores e aplicações universitárias.

1.3 – Organização do Trabalho

Este trabalho está organizado a partir de estudos experimentais dos ganhos de potência em dois conjuntos biela-manivela de um determinado motor de combustão interna (FIASA do FIAT Mille Electronic). Num primeiro momento, é fornecida a teoria básica da cinemática do sistema biela-manivela e sua junção em um motor multicilíndrico, sendo conformado ao motor estudado.

Após isto, o motor é descrito em suas especificações básicas, a partir da história de seu projeto e suas particularidades regionais. Além disto é descrito o método de testes do motor, suas particularidades com posterior acesso ao seu procedimento e resultados alcançados por meio deste método.

Por fim, são citados os estudos futuros a serem realizados a partir deste trabalho, os quais são ponto de partida para o aprofundamento tanto das questões teóricas citadas quanto da aplicação do programa de simulação AVL Boost nos trabalhos acadêmicos.

Capítulo 2 – Revisão de Literatura

Os estudos do automóvel e do motor de combustão interna são fartamente conhecidos e divulgados a partir dos livros e enciclopédias em um primeiro momento, a difusão do conhecimento por meio da Internet. Neste estudo, alguns livros foram utilizados em diversas situações para a explicação do conceito de sistema biela-manivela e das implicações das forças geradas.

A base deste estudo está no “Manual de Tecnologia Automotiva”, de BOSCH, R. et al, a partir dos estudos de cinemática de motores e do balanceamento de forças, além das equações básicas para a parametrização de um motor. A partir deste estudo, foi referenciado o livro “Motores de Combustão Interna” de BRUNETTI, F. et al, onde foram verificados os antecedentes dos ciclos além de pormenores acerca das forças existentes no motor.

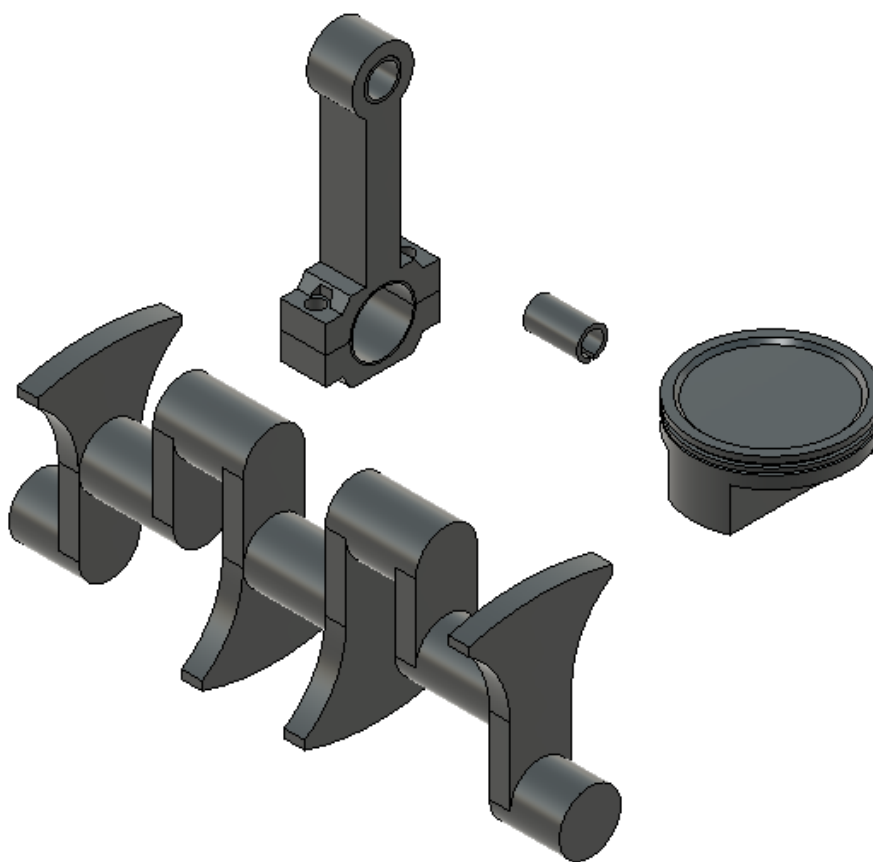
A partir de “Internal Combustion Engine Fundamentals” de HEYWOOD, J., “Internal Combustion Engine Handbook” de van BASSHUYSEN, R. e “Handbook of Diesel Engines” de MOLLENHEUER, K. foi possível esmiuçar a cinemática e a dinâmica dos motores de combustão interna e seus parâmetros, todavia, apenas no livro “Design of Automotive Engines” de KOLCHIN, A. houve uma explicação extensiva e analítica das vantagens e desvantagens dos valores mínimos e máximos de uma relação biela-manivela.

Com isto, foi possível inserir as informações sobre vibrações e forças de primeira e segunda ordem a partir dos livros “Advanced Engine Technology” de HEISLER, H. e “Vehicular Engine Design” de HOAG, K. e “Enciclopédia do Automóvel” de CIVITA, V. et al.

2.1 – Histórico do sistema estudado.

O sistema biela-manivela por si só, conforme citado anteriormente, converte um movimento linear (recíproco) em movimento circular ou vice-versa, face este arranjo já existir de certa forma desde a antiguidade com a manivela. Este sistema é utilizado não somente nos motores de combustão interna como nos compressores de fluídos, prensas excêntricas, máquinas de costura dentre outros.

Figura 2.1 – Componentes do Sistema

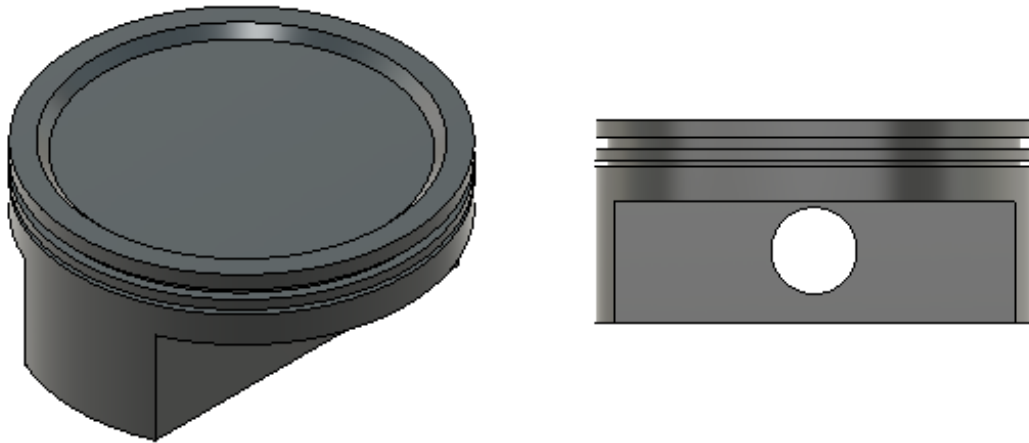


Fonte: Autoria própria

Os componentes principais para o sistema biela-manivela são citados abaixo:

Êmbolo: Transmite a força do gás no momento da combustão para a biela, gerando o movimento linear. Além disto, integrado ao motor permite a combustão interna pela variação do volume e da vedação do sistema, proporcionando a operação do motor e o arrefecimento do sistema.

Figura 2.2 – Êmbolo.



Fonte: Autoria própria

Pino: Elemento de ligação entre o êmbolo e a biela, permite a movimentação angular, promovendo um grau de liberdade e permitindo que o êmbolo force o momento da biela.

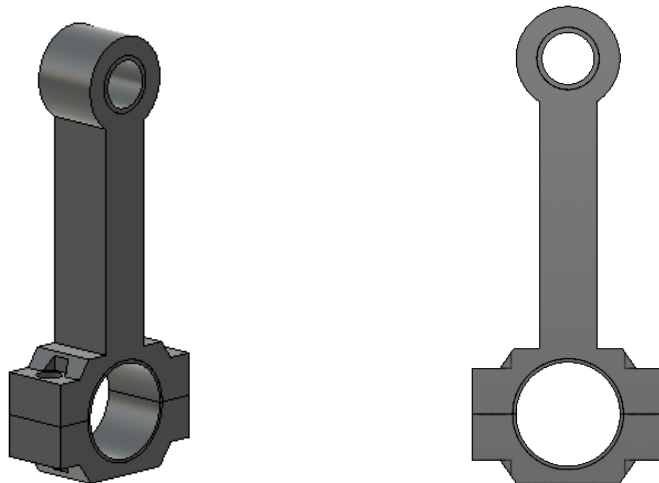
Figura 2.3 – Pino



Fonte: Autoria própria

Biela: Elemento que transmite a força do gás e transfere para a árvore de manivelas, sendo objeto principal deste estudo.

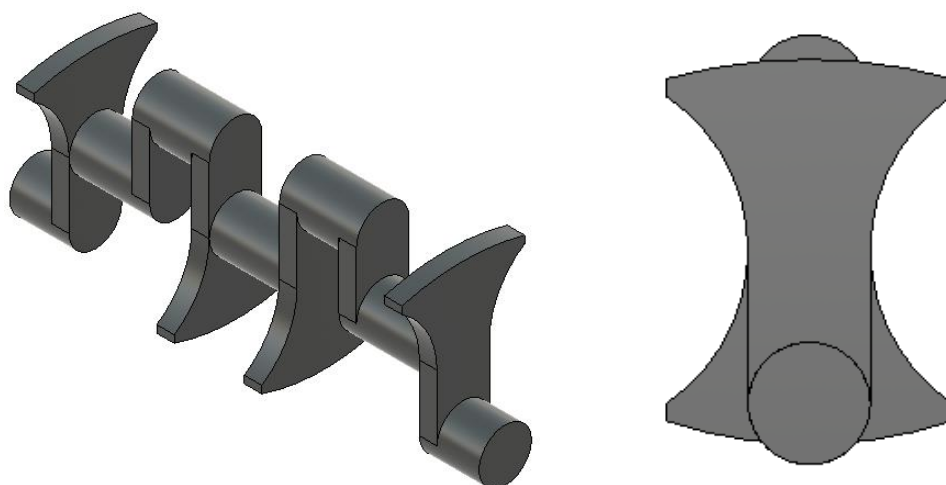
Figura 2.4 – Biela



Fonte: Autoria própria

Árvore de Manivelas: Elemento que converte o movimento linear trazido pela biela em movimento circular para ser utilizado pelo veículo, movimentando outros sistemas biela-manivela no motor pelo torque disponibilizado.

Figura 2.5 – Árvore de Manivelas



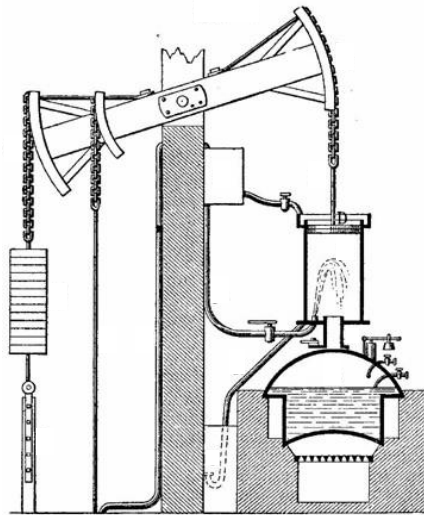
Fonte: Autoria própria

2.1.1 – Nascimento do Sistema Biela-Manivela.

O primeiro sistema a utilizar o sistema biela-manivela conhecido, o qual aplicava o princípio da termodinâmica é o de Thomas Newcomen, que se constitui de uma máquina que utilizava a energia gerada pelo vapor transformando-a em energia mecânica, sendo aplicada no bombeamento de água de poços.

O funcionamento se dava pela admissão do vapor sobre um cilindro, empurrando um êmbolo verticalmente até o limite de seu curso e posteriormente ocorria uma pequena injeção de água fria, que diminui o volume do vapor fazendo com que o êmbolo fosse movimentado no sentido oposto devido à pressão atmosférica.

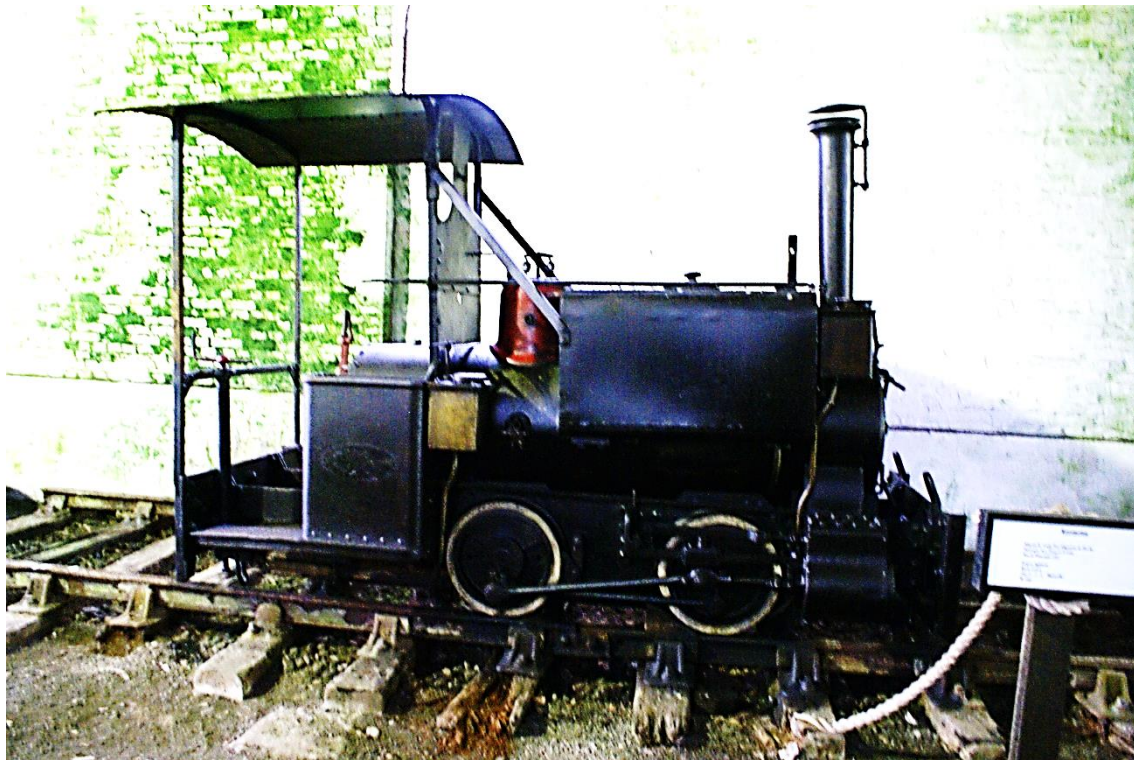
Figura 2.6 - Exemplo de Sistema Biela-Manivela



Fonte: (https://en.wikipedia.org/wiki/Industrial_Revolution) (Junho 2018)

Nas aplicações de transporte, o sistema biela-manivela aparece nas máquinas a vapor, notadamente com as locomotivas, a partir dos projetos de Richard Trevithick e Robert Stephenson, que são fundamentais para a implantação das ferrovias no mundo.

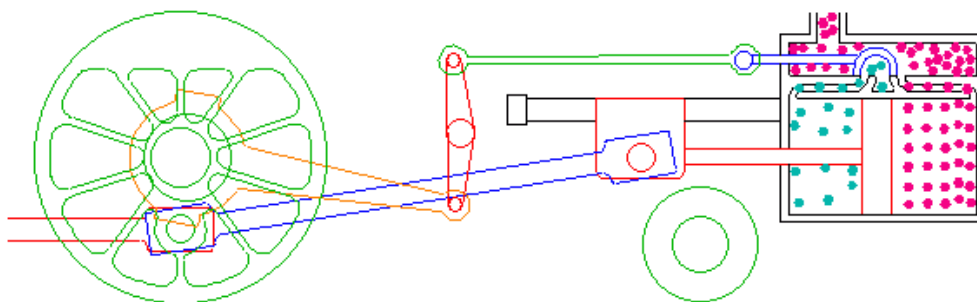
Figura 2.7 – Locomotiva a Vapor de manobra. Notar o conjunto biela-manivela de tração.



Fonte: Autoria própria (2007)

No sistema biela-manivela de uma locomotiva, o vapor proveniente da caldeira sob pressão, movimenta um pistão, tendo sua vazão controlada por uma válvula de duas vias, promovendo o movimento circular e este movimento controla a abertura da válvula de duas vias, fazendo o controle do circuito.

Figura 2.8 – Sistema esquematizado da locomotiva a vapor.



Fonte: (<http://www.animatedengines.com/>) (Junho 2018)

2.1.2 – O motor FIASA.

O motor FIASA, projetado pela FIAT na década de 70 é a modernização do motor série 124 por Aurélio Lampredi no final dos anos 60 e utilizado nas plataformas 124, 127, 131 como comando simples e por varetas e nas plataformas 124, 125, 131, 132, Ritmo, Regata, Croma, Tipo, Tempra e Coupé.

A modernização realizada por Lampredi neste motor foi a adoção do sistema de comando de válvulas por meio de correia temporizada, o qual também foi adotada nos motores italianos DOHC, a partir do final dos anos 70. Este bloco foi substituído gradualmente pelo motor FIRE (de construção automatizada) a partir dos anos 80 e pela família de motores Pratola Serra (de construção automatizada e modular) a partir de 1995.

A constituição do FIASA no Brasil, distinta das demais fabricantes do mesmo período e da própria fabricante fora do país, é a de utilizar um único diâmetro de cilindros e fazer a variação de cilindrada pela utilização de árvores de manivela e bielas distintas. Obtêm-se assim tanto um motor superquadrado (isto é, um diâmetro maior que o curso, o que propicia um pico de torque em médias e altas rotações, em conjunto com a potência), quanto um motor subquadrado (isto é, curso maior que o diâmetro, propiciando um pico de torque em baixas rotações) quanto um motor quadrado (que permite um pico de torque em médias e baixas rotações, permitindo uma condução suave do motor), o que permite o uso deste motor em diferentes áreas de trabalho.

Esta utilização acontece com a adoção do 1.050 c.c. a partir de 1976 no 147, em 1.297 c.c. no 147 GLS de 1978, de características luxuosas e esportivas e da pick-up City, com o mesmo motor de 1.050 c.c., de característica de uso comercial. Até o final dos anos 90, o motor FIASA trabalharia com cinco variações de árvore de manivelas e duas variações de biela, mantendo constante o diâmetro de cilindro de 76 mm.

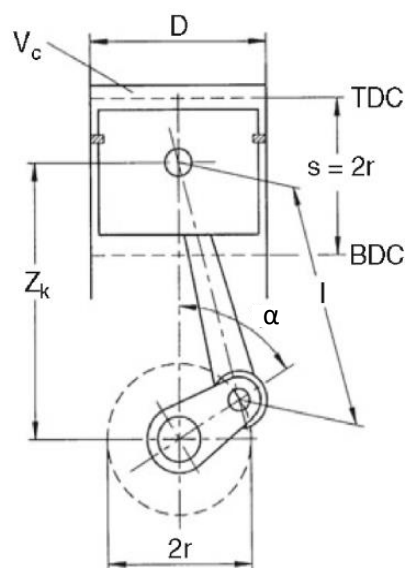
2.2 – Teoria do Sistema no Motor de Compressão Interna

2.2.1 – Introdução.

O cálculo básico de um projeto de motor, o que reflete sua geração principal de torque, advém do cálculo do volume do cilindro formado pela área do êmbolo multiplicado pelo curso ao longo do qual este êmbolo viajará. Curso este que advém da movimentação do êmbolo por um sistema biela-manivela.

Conforme Mollenhauer (2010), um motor nada mais é que um conversor de energia, onde é transformada a energia química (por meio da quebra das ligações covalentes dos fluidos) em energia mecânica, fornecendo calor desta combustão em um ciclo termodinâmico. Logo, a conversão da energia química em mecânica deve ocorrer em um ambiente propício, neste caso um invólucro cilíndrico onde um êmbolo varia o volume do interior deste cilindro e transmite por meio de uma ligação mecânica a um eixo conectado de forma concêntrica a outro eixo motriz, sendo chamado de sistema biela-manivela, conforme abaixo:

Figura 2.9 - Sistema biela-manivela e suas dimensões principais



A figura anterior denota as principais dimensões de um motor monocilíndrico:

Onde:

- D = Diâmetro do Cilindro [mm];
- S = Curso do Êmbolo [mm];
- V_c = Volume Comprimido do Cilindro [mm³];
- Z_k = Distância entre o Centro da Árvore de Manivelas e o Pino do Êmbolo [mm];
- R = Raio de Giro da Árvore de Manivelas [mm];
- L = Comprimento da Biela [mm] e;
- α = Ângulo entre o Raio de Giro e a Distância entre o Centro da Árvore de Manivelas. [°]

Além disto, duas marcações são denotadas:

- TDC = *Top Dead Center* / Ponto Morto Superior: Ponto máximo de movimento do êmbolo e;
- BDC = *Bottom Dead Center* / Ponto Morto Inferior: Ponto mínimo de movimento no êmbolo.

Para van Basshuysen (2004), a equação principal para a caracterização do sistema biela-manivela é o cálculo de deslocamento do êmbolo (S_α), abaixo:

$$S_\alpha = r + l - x = r + l - r * \cos \alpha - l * \cos \beta$$

Sendo:

S_α = Deslocamento do êmbolo [mm]

r = raio de giro da árvore de manivelas [mm]

l = comprimento da biela [mm]

β = ângulo da variação de curso da biela para com o êmbolo [°]

Entre o α e o β , há a seguinte relação:

$$l * \sin \beta = r * \sin \alpha$$

$$\beta = \arcsin\left(\frac{r}{l} * \sin \alpha\right)$$

Logo permitindo:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - (r/l)^2 * \sin^2 \alpha}$$

Colocando aqui a equação principal deste trabalho, o cálculo do lambda, ou relação entre biela-manivela:

$$\lambda = \frac{r}{l}$$

Assim, construindo a equação do deslocamento do êmbolo:

$$s_\alpha = r * \left(1 + \frac{l}{r} - \cos \alpha - \frac{l}{r} * \sqrt{1 - (r/l)^2 * \sin^2 \alpha}\right)$$

$$s_\alpha = r * \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda} * \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 * \sin^2 \alpha}\right)\right]$$

Para von Basshuysen, a relação λ está entre 0,2 a 0,35, que suscita a problemática principal deste trabalho em esmiuçar a razão desta relação.

Com isto é possível simplificar além a equação acima, a partir de uma série de MacLaurin:

$$\sqrt{1 - \lambda^2 * \sin^2 \alpha} = 1 - \frac{1}{2} * \lambda^2 * \sin^2 \alpha - \frac{1}{8} * \lambda^4 * \sin^4 \alpha - \dots$$

Como os valores de λ são pequenos, pode-se usar a primeira série de MacLaurin:

$$\sqrt{1 - \lambda^2 * \sin^2 \alpha} \approx 1 - \frac{1}{2} * \lambda^2 * \sin^2 \alpha$$

Usando a função trigonométrica:

$$\sin^2 \alpha = \frac{1}{2} * (1 - \cos 2\alpha)$$

Podemos obter assim a equação simplificada:

$$s_\alpha \approx r * \left[1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{4} - \frac{\lambda}{4} * \cos 2\alpha \right]$$

Conforme KOLCHIN (1984), a variação do λ entre 0,2 a 0,35 ocorre pois quanto maior o λ , maiores são as velocidades do êmbolo, gerando maiores vibrações e que, dependendo do raio de giro, um motor que não tenha possibilidade de funcionamento por imobilismo e interferências catastróficas do conjunto, e um λ muito baixo (fora deste limite inferior de 0,2) implica em um motor com massas muito grandes (quer seja altura, quer seja massa). Isto é, o λ é um *trade-off* entre vibração excessiva do sistema e aumento excessivo das dimensões do motor de combustão interna.

A partir da equação acima, sabemos que o deslocamento do êmbolo depende do raio de giro da árvore de manivelas (r) e da relação entre o λ e o ângulo de giro da árvore de manivelas. Abaixo uma tabela que explica esta relação, a partir de λ distintos:

Quadro 2.1 – Cálculo do deslocamento do êmbolo, conforme ângulos e lambdas distintos.

α	λ				α
	0,24	0,26	0,28	0,3	
0	0	0	0	0	360
30	0,962893	0,972655	0,982417	0,99218	330
60	1,963562	1,964491	1,96542	1,966349	300
90	1,543981	1,551974	1,559966	1,567958	270
120	0,226272	0,229643	0,233014	0,236385	240
150	0,362075	0,367185	0,372296	0,377406	210
180	1,675482	1,6819	1,688318	1,694737	180

Fonte: Adaptado de KOLCHIN, A. e DEMIDOV, V. – Design of Automotive Engines – Mir - 1984

Assim, o λ é um multiplicador do deslocamento do êmbolo, conforme o ângulo de giro da árvore de manivelas. Maior o λ , maiores são os deslocamentos, massas e vibrações. Por assim dizer, na equação que calcula a velocidade do pistão:

$$\dot{s}_\alpha = \omega * r * \left[\sin \alpha + \frac{1}{2} * \lambda * \sin 2\alpha \right]$$

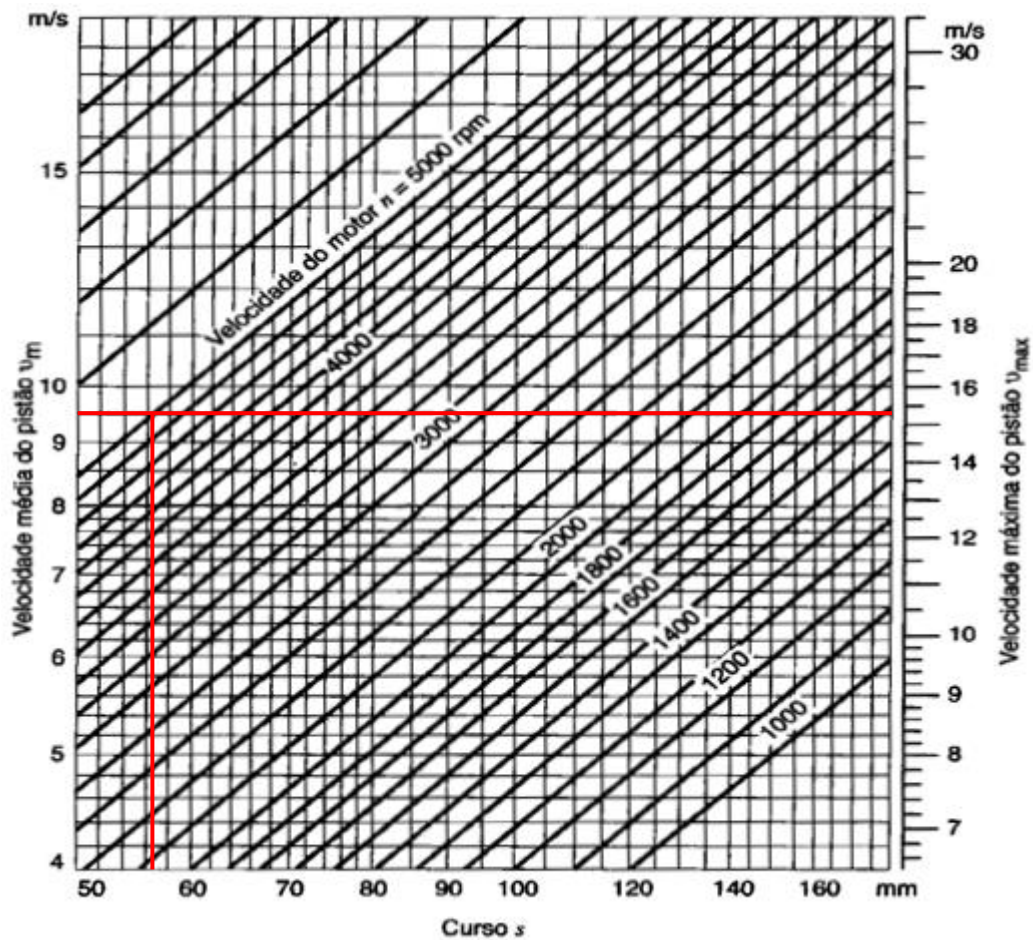
Com:

- S_α = velocidade do êmbolo [m/s] e;
- ω = velocidade angular [rad/s]

Este multiplicador é explícito em informar que um λ maior proporcionará um aumento da velocidade do êmbolo, aumentando as vibrações no motor. Para Von Basshuysen, não somente este tipo de aumento de velocidade traz o aumento das vibrações, bem como diminui a vida útil dos componentes ocasionando quebras pela fadiga do material ou pelo desgaste excessivo.

Na figura anexa é possível fazer uma correlação entre as velocidades de pistão, curso do êmbolo e rotação do conjunto, onde é possível identificar a velocidade máxima do pistão pelo curso e rotação ou mesmo é possível calcular um curso pela rotação e velocidade do pistão indicados.

Figura 2.10 - Gráfico de velocidades de pistão



Fonte: BOSCH, Robert - Manual de Tecnologia Automotiva - Edgard Blucher – 2014

A figura 2.10 pode ser lida como um guia de velocidades máximas e médias de um sistema biela-manivela. Utilizando como exemplo o motor FIASA, de curso de 56 mm e rotação máxima de 5000 rpm, a velocidade média do pistão é de 9,5 m/s e máxima de 15 m/s. Como elemento apenas de estudo, não existem as informações acerca massas e lambda do motor, o que deve ser usado apenas como base em simulações.

2.2.2 – Forças de Inércia do sistema volante.

Conforme CIVITA (ABRIL CULTURAL, 1974), para calcular as forças de inércia do sistema volante do conjunto e determinar quais serão suas perdas, são denotados os dois cálculos de força para, respectivamente ponto morto superior e inferior, sendo:

- $F_a = m_a \omega^2 r (1 + \lambda)$ [N] em PMS e;
- $F_a = m_a \omega^2 r (1 - \lambda)$ [N] em PMI

(m_a é a massa dos objetos que participam do movimento alternativo [g], que são pistão, pino e anéis)

E especificamente na biela sendo:

- $F_b = m_b \omega^2 r \left(1 + \frac{\lambda}{2}\right)$ [N]

(onde M_b é a massa da biela [g])

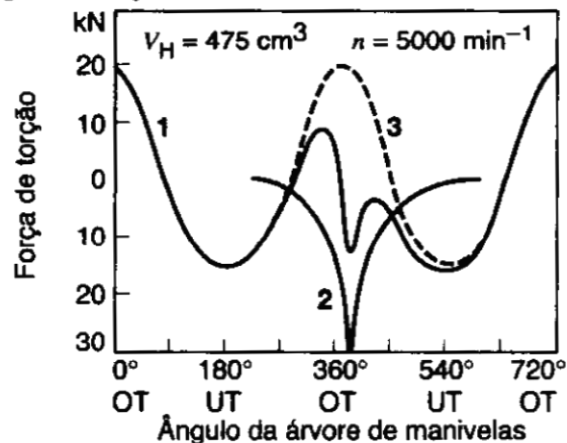
Assim, é possível verificar o quanto as massas de um conjunto são necessárias para o bom funcionamento deste sistema. Estas massas e forças de inércia determinam as forças livres do motor, que é transmitido ao carro em forma de vibração, logo, quando há o balanço de forças e massas no sistema, há tanto um funcionamento suave do motor, com a ausência de vibrações de baixa frequência ou um funcionamento silencioso do motor, com a ausência de vibrações de alta frequência.

Neste caso, devem ser consideradas não só as forças de inércia, mas também as forças do gás expelido no processo de combustão.

Figura 2.11 – Gráfico de Força de Torção

Gráfico de força de torção para motor com cilindro único e 4 tempos

1 Forças de inércia e do gás, 2 Forças do gás, 3 Forças de inércia



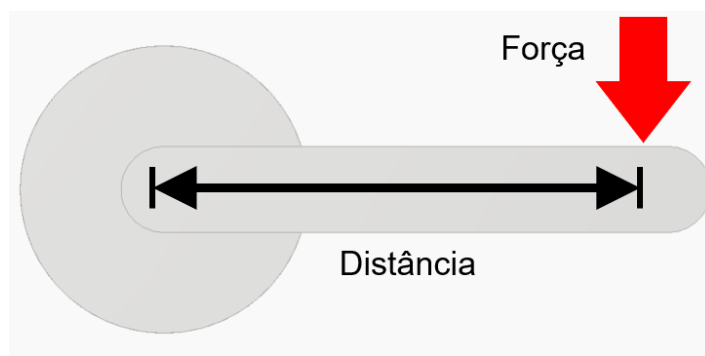
Fonte: BOSCH, Robert - Manual de Tecnologia Automotiva - Edgard Blucher – 2014

Num conjunto do motor o aumento das massas volantes gera um aumento das forças de inércia, ocasionando um aumento de vibrações do sistema e a utilização de órgãos de contra-peso (como os apêndices nas árvores de manivela e os volantes de motor), porém, um comprimento maior de uma biela, permite um funcionamento mais harmônico do sistema biela-manivela, o que, somado ao tipo de construção do bloco, permite um maior controle e bloqueio de vibrações advindas do processo de combustão do motor.

Porém, para identificar o quanto o comprimento de uma biela interfere no torque de uma árvore de manivelas, é necessário verificar onde este torque ocorre e quais são as forças que agem neste sistema.

2.2.3 – Torque

Figura 2.12 - Ilustração do torque em um sistema.

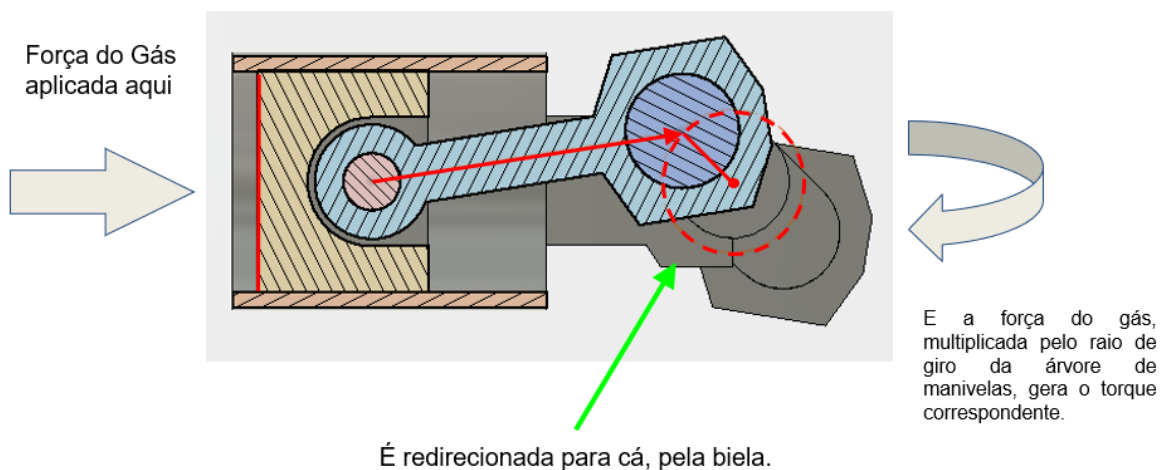


$$\text{Torque} = \text{Força} * \text{Distância}$$

Fonte: Autoria própria.

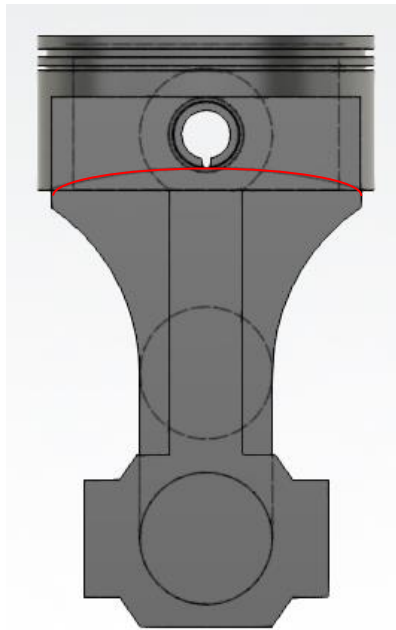
Para Bosch (2014) torque é a relação entre a força despendida a determinada distância em um elemento cilíndrico, ocasionando a rotação deste. Logo, para o aumento do torque de um motor, ou aumenta-se a força ou aumenta-se a distância entre a força aplicada. No sistema de biela-manivela, é possível aumentar a distância variando o raio de giro da árvore de manivelas (Que é a base para o cálculo do lambda), todavia como já dito anteriormente, este novo dimensionamento esbarra nas limitações de construção do bloco do motor.

Figura 2.13 – A existência do torque num sistema biela-manivela.



Fonte: Autoria própria.

Figura 2.14 - Exemplo de sistema biela-manivela onde o raio de giro é desproporcional ao resto do sistema, não permitindo geração de torque pela colisão de componentes, evidenciado pela linha em destaque.



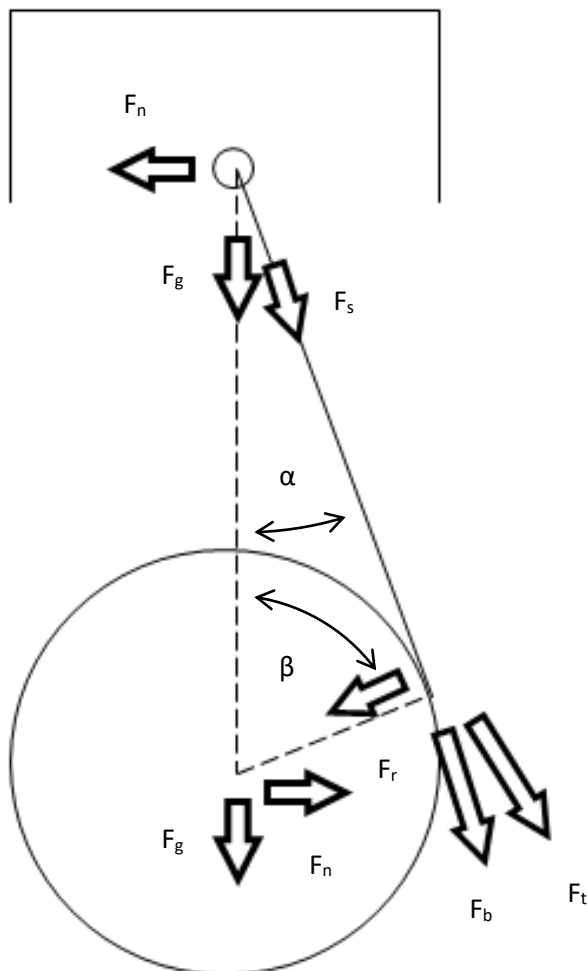
Fonte: Autoria própria.

Com isto, é possível identificar a Força do Gás (F_g) as forças decompostas cuja resultante é a geradora do torque na árvore de manivelas. São estas:

- Força da Biela: $F_b = \frac{F_g}{\cos \beta}$ [N];
- Força Lateral do Pistão: $F_n = F_g \tan \beta$ [N];
- Força Radial: $F_r = F_g (\cos(\alpha + \beta) / \cos \beta)$ [N] e;
- Força Tangencial: $F_t = F_g \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$ [N].

$$E \lambda = \frac{r}{l} \text{ e } \sin \beta = \lambda \sin \alpha \text{ e } \cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}$$

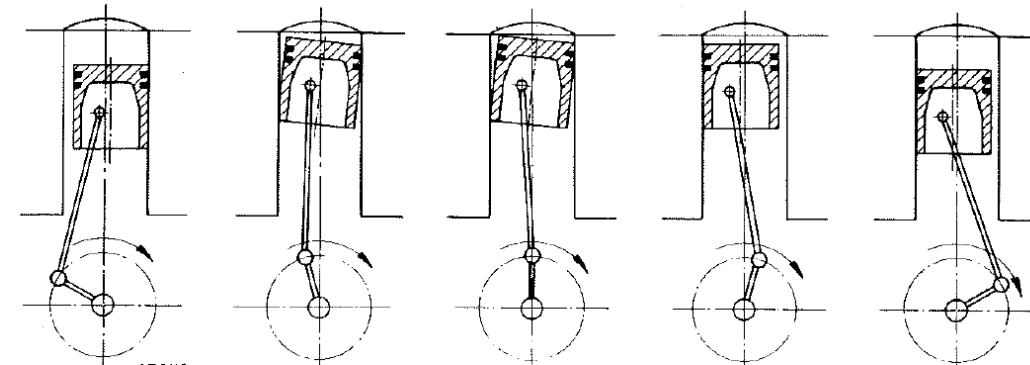
Figura 2.15 – Disposição de forças no momento da explosão do gás



Fonte: BOSCH, Robert - Manual de Tecnologia Automotiva - Edgard Blucher – 2014 e autoria própria.

Destas forças, é possível notar que, quando da expansão ocasionada pela combustão (sendo a Força do Gás, denotado F_g), além da Força da Biela (F_b), há a Força Lateral do Êmbolo (F_n), a qual provê um ponto de resistência ao movimento iniciado pelo êmbolo. Com este ponto de atrito, há uma necessidade da lubrificação dos cilindros e da aplicação de anéis para separar e vedar a câmara de combustão e o resto do interior do motor. Além disto, esta força obriga que o pino do êmbolo seja instalado fora de centro, evitando imobilismos do sistema.

Figura 2.16 – Exemplo do movimento do êmbolo na câmara de combustão, onde o êmbolo comprime o fluido e no momento da explosão (figura central e a seguinte a direita) o êmbolo se reposiciona (“batida de saia”) e a combustão os gases gera o torque necessário.

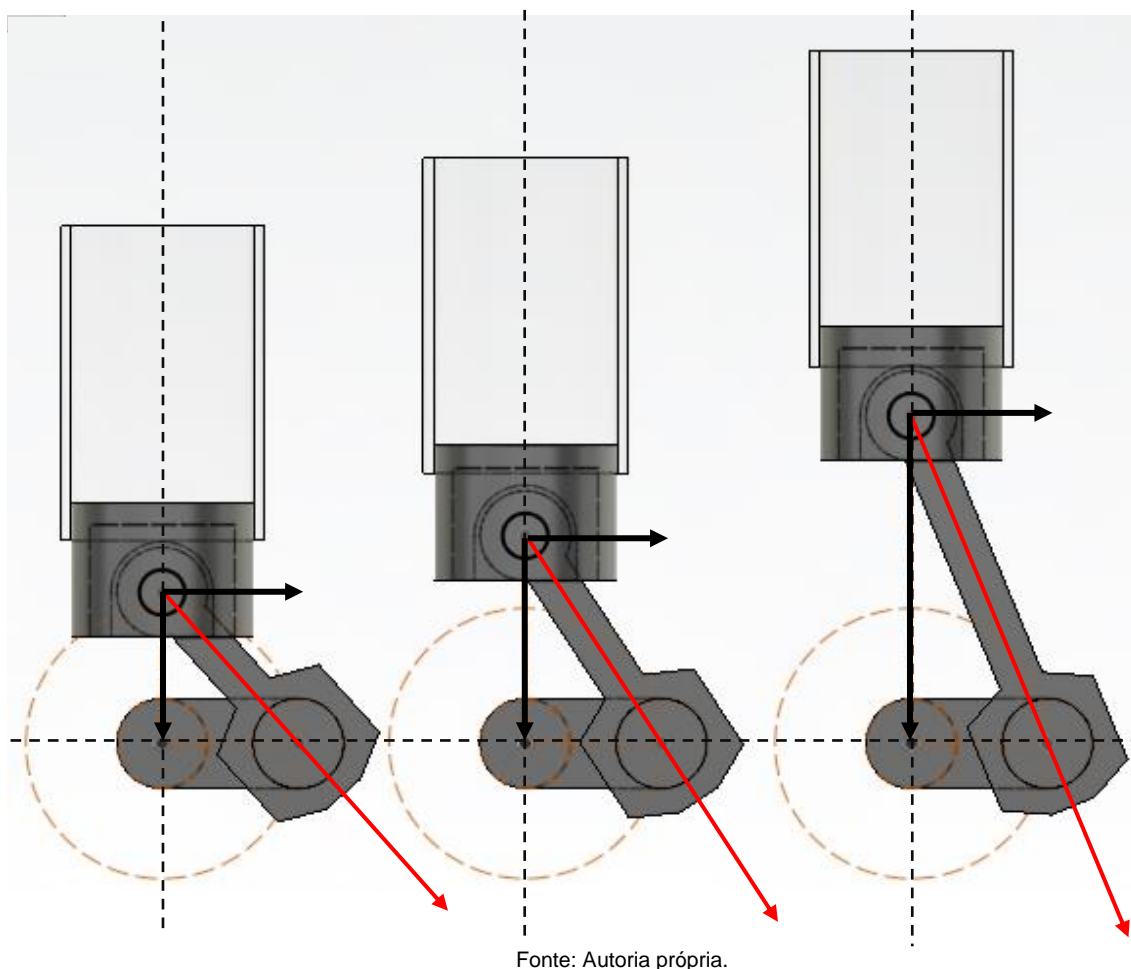


Fonte: FRÓES, M. A. - Disciplina de Motores de Ciclo Otto pela Faculdade de Tecnologia de Santo André, Outubro de 2015.

As formas comuns utilizadas para o aumento do torque num motor, neste caso aumentando a Força do Gás (F_G), são tanto por um combustível com maior poder calorífico quanto por sistemas de sobrealimentação, como compressores e turbocompressores, os quais, para determinadas aplicações, são as soluções mais utilizadas para o aumento do torque de determinado motor, porém, são soluções que tem como desvantagem o aumento do número de peças e a imprevisibilidade do cálculo de resistência em ciclos, já que são componentes distintos do motor, que não participam de simulação e dos cálculos de dimensionamento.

Logo, a solução torna-se a aumentar o comprimento da biela, mantendo o volume da câmara de combustão e aproveitando num maior intervalo a força tangencial proveniente da pressão de combustão.

Figura 2.17 - Exemplo das forças tangenciais aplicadas na árvore de manivelas: Em uma biela maior, as forças ocorrem num intervalo maior do que em uma biela de pistão curto.



O aumento do comprimento da biela, conforme figura 2.17, permite que as forças tangenciais, que promovem o torque na árvore de manivelas, ocorram num período maior de rotação, em distinção da biela de comprimento menor, permitindo um torque maior em todo o sistema. Todavia, este aumento de comprimento da biela obriga que a altura do bloco seja mais alta, penalizando a aerodinâmica do veículo, sua distribuição de peso ou mesmo seu raio de giro, caso seja um motor de cilindros opostos.

Em relação a distribuição de peso do motor e das massas volantes, é necessário que o cálculo do sistema biela-manivela para um projeto novo de motor

leve em consideração o balanceamento das massas e das forças inerciais, promovendo o funcionamento suave e silencioso, já citados anteriormente.

Para o cálculo, já definidos anteriormente as forças (a partir da força do gás), é necessário definir quais são as massas oscilantes e rotativas. Como já especificado anteriormente, m_a se refere as massas dos elementos alternativos (Êmbolo e Pino do Êmbolo) e m_b é a massa da biela, mas não somente estes fazem parte, é necessário definir também a massa da árvore de manivelas, particionando as massas alternativas e rotativas em:

- Massas alternativas: $m_o = \frac{m_b}{3} + m_a$ [g]
- Massas rotativas: $m_r = \frac{2m_b}{3} + m_w$ [g]

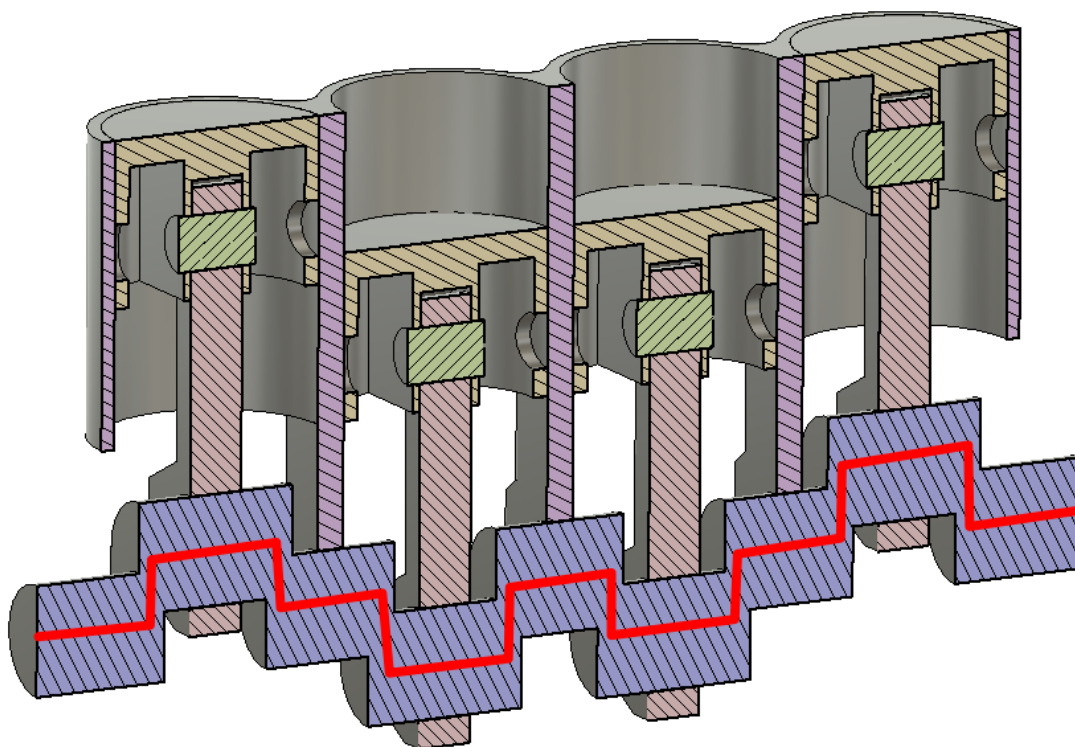
Sendo m_w a massa da árvore de manivelas.

Com isto, já é possível calcular as forças e os momentos livres de inércia, tanto de primeira ordem (isto é, forças geradas pela combustão do gás conforme a rotação do motor) quanto de segunda ordem (forças residuais geradas pela combustão do gás e do atrito das massas alternativas ao dobro das rotações do motor) sendo:

- Força de Inércia Alternativa: $F_o = m_o r \omega^2 (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha)$ [N], sendo $\cos\alpha + \lambda$ como componente de primeira ordem e $\cos 2\alpha$ como sendo componente de segunda ordem e;
- Força de Inércia Rotativa: $F_r = m_r r \omega^2$ [N]

Neste estudo em específico, a arquitetura construtiva é a de um motor de 4 cilindros em linha, onde o balanceamento de força já foi realizado (por meio do projeto da árvore de manivelas e do volante do motor), todavia, seu entendimento é necessário devido ao desbalanceamento inerente a sua geometria.

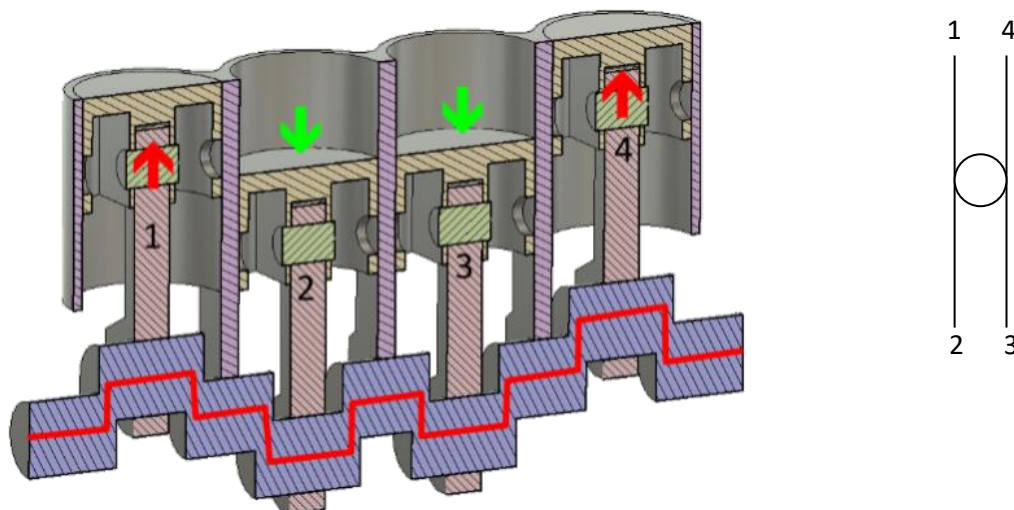
Figura 2.18 – Sequência de Manivela do Motor de 4 Cilindros em Linha



Fonte: Autoria própria adaptado de BOSCH, Robert - Manual de Tecnologia Automotiva - Edgard Blucher – 2014.

Na figura 2.18, é demonstrada a linha esquemática da árvore de manivelas, com sua sequência de cilindros, os quais sofrerão os esforços descritos nas próximas figuras.

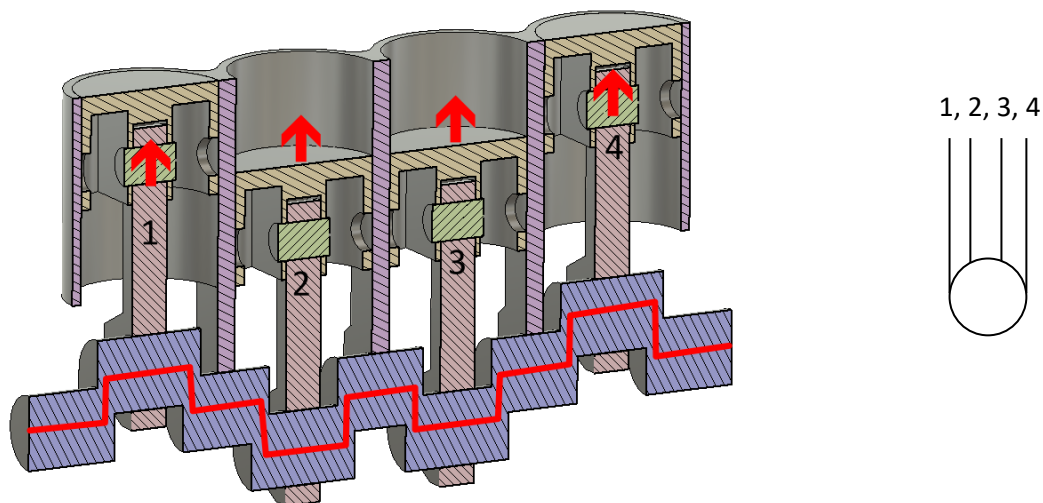
Figura 2.19 – Gráfico de Estrela de primeira ordem e localização gráfica das forças existentes.



Fonte: Autoria própria adaptado de BOSCH, Robert - Manual de Tecnologia Automotiva - Edgard Blucher – 2014.

Na figura 2.19 acima, conforme já citado anteriormente, as forças de primeira ordem, geradas pela queima dos gases se cancelam com as forças resistivas geradas pelas etapas de compressão e exaustão. Ao lado direito, o gráfico de estrela de forças e ao lado esquerdo a denotação das forças no sistema indicado na figura 2.18.

Figura 2.20 – Gráfico de Estrela de segunda ordem e localização gráfica das forças existentes.



Fonte: Autoria própria adaptado de BOSCH, Robert - Manual de Tecnologia Automotiva - Edgard Blucher – 2014.

Na figura 2.20, em contrapartida, são explicitadas as forças de segunda ordem, que são forças residuais geradas pela combustão do gás e do atrito das massas alternativas ao dobro das rotações do motor. Estas forças são somadas e sua resultante tende a ser contrária a força do gás (F_g).

Logo, em um motor em linha, enquanto as forças de inércia de primeira ordem se anulam, as de segunda ordem são somadas, sendo necessário um volante acumulador de inércia para o balanceamento e anulação das forças de segunda ordem.

Neste caso, a definição de forças de segunda ordem seria:

$$F_{livre} = 4(m_o r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha) \text{ [N]}$$

Sendo F_{livre} a somatória das forças geradas que ocasionam em vibração no motor. Assim, um λ menor diminui estas forças, diminuindo a vibração do motor, mesmo que as massas volantes sejam grandes.

Capítulo 3 – Metodologia do Trabalho

O estudo é realizado a partir da comparação mecânica de duas bielas distintas oriundas do motor FIASA, não apenas por sua facilidade de obtenção de peças, como também pela constância das medidas gerais dos cilindros.

Quadro 3.1 - Concepção dimensional de diferentes famílias de motores.

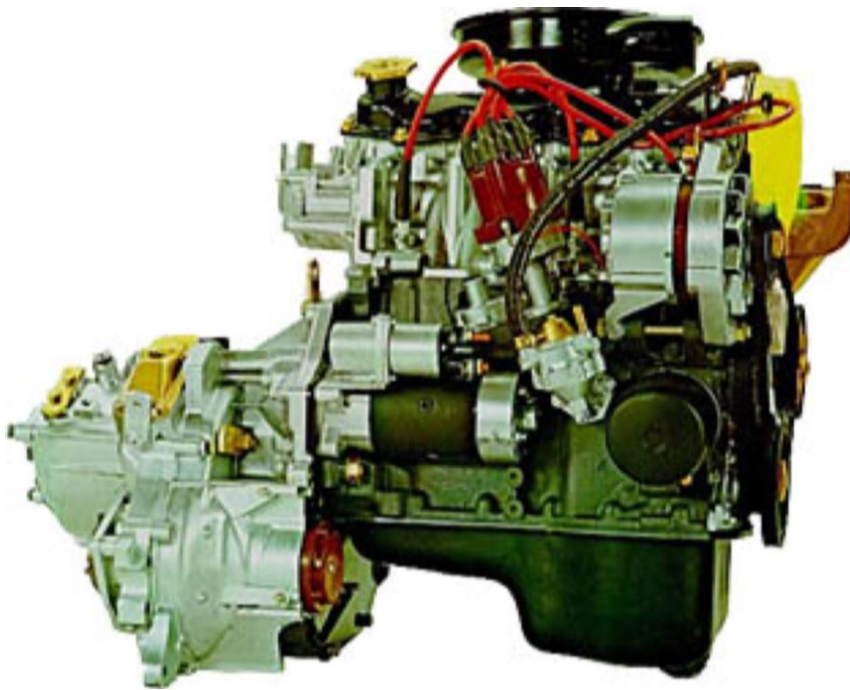
Empresa	Volkswagen		Ford		FIAT		Subaru	
Modelo	AP-1600	AP-2000	1.0	1.6	1.05	1.5	EJ20	EJ25
Configuração	4 Cilindros em Linha	4 Cilindros em Linha	4 Cilindros em Linha	4 Cilindros em Linha	4 Cilindros em Linha	4 Cilindros em Linha	4 Cilindros em pares opostos "Boxer"	4 Cilindros em pares opostos "Boxer"
Cilindrada	1596 cm ³	1984 cm ³	999 cm ³	1598 cm ³	1049 cm ³	1497 cm ³	1994 cm ³	2457 cm ³
Diâmetro do Cilindro	81 mm	82,5 mm	68,68 mm	82 mm	76 mm	76 mm	92 mm	99,5 mm
Diâmetro da Árvore de Manivelas	154,8 mm	185,6 mm	134,2 mm	151 mm	115,6 mm	165 mm	150 mm	158 mm
Comprimento da Biela	144 mm	144 mm	128,93 mm	128,93 mm	130 mm	132 mm	130,43 mm	130,43 mm

Conforme o quadro 3.1 acima, em negrito estão os dados constantes para cada família de motores. Além da própria configuração, somente o motor da FIAT mantém uma constância de valores de diâmetro de cilindro (76 mm), enquanto os outros motores mantêm uma constância de valores dos comprimentos de biela.

Estas comparações serão realizadas por meio da medição do comprimento das bielas dentro do conjunto mecânico e serão realizados ajustes os quais, deverão respeitar a taxa de compressão do conjunto original.

Após tomadas estas medidas, o motor será montado em seus componentes básicos para testes em dinamômetro de bancada, cuja alimentação de combustível será realizado por carburador de corpo simples, respeitando o regime de trabalho específico do motor.

Figura 3.1– Motor FIAT FIASA.



Fonte: (<http://www.autoentusiastasclassic.com.br/>) (Junho 2018)

A partir dos testes de bancada, será possível verificar os valores de torque e potência dos dois conjuntos e das vibrações geradas (por meio do ruído gerado pelo motor), permitindo verificar se a mudança traz aumento da performance e se as vibrações são benéficas ao conjunto motriz.

3.1 – Dimensões do sistema.

Sistema original - FIASA 1.049 cm³:

Quadro 3.2 – Medidas do Sistema Original FIASA

Cilindrada	1.049cm ³
Taxa de compressão	10,5:1
Diâmetro dos cilindros	76mm
Comprimento das bielas	130mm
Curso dos pistões	58mm
Torque medido (Ganho)	à aferir

Sistema modificado - FIASA (estudo):

Quadro 3.3 – Medidas do Sistema Modificado para o Estudo

Cilindrada	1.049cm ³
Taxa de compressão	10,5:1
Diâmetro dos cilindros	76mm
Comprimento das bielas	132mm (proposto)
Curso dos pistões	58mm
Torque medido (Ganho)	à aferir

Capítulo 4 – Desenvolvimento do Trabalho

Para este estudo, foi disponibilizado um motor FIASA de 999 cm³, retirado de um FIAT Uno Electronic, do ano de 1994. Este motor foi a base física de estudos dimensionais, não sendo possível, por razões alheias ao meio acadêmico, a reconstrução do motor e a montagem de novo conjunto com a biela indicada.

Figura 4.1 – Visão geral do bloco e cabeçote.



Fonte: Autoria própria.

Conforme catálogos e publicações, a FIAT forneceu duas bielas distintas ao conjunto, de 130 e 132 mm, sendo a biela de 132mm utilizada nos blocos 1.5 e 1.6 l, de caráter comercial (Utilizados no FIAT Fiorino).

Figura 4.2 – Bielas existentes do bloco FIASA: 132mm acima e 130 mm abaixo.



Fonte: Autoria própria.

Deste conjunto, foi possível verificar que, fisicamente, não é possível montar a biela de 132mm, já que o conjunto biela-êmbolo ultrapassa o bloco em 7 mm, sendo inviável a utilização de uma junta de cabeçote desta altura e mudando consideravelmente a taxa de compressão. Assim, para o conjunto, a FIAT forneceu um êmbolo cuja altura é mais baixa em comparação ao pistão original (O qual não foi instalado e fotografado), mantendo a taxa de compressão média.

Acerca do acréscimo de 7 mm de altura no conjunto citado acima, como não há mudança de diâmetro dos casquilhos da árvore de manivelas, o aumento da altura se deve ao aumento do êmbolo a partir do centro do pino da manivela.

Figura 4.3 – Comparação da altura do conjunto biela êmbolo de 130 mm com conjunto de 132 mm.



Fonte: Autoria própria.

Figura 4.4 – Constatação da altura do conjunto êmbolo-biela em 7 mm.



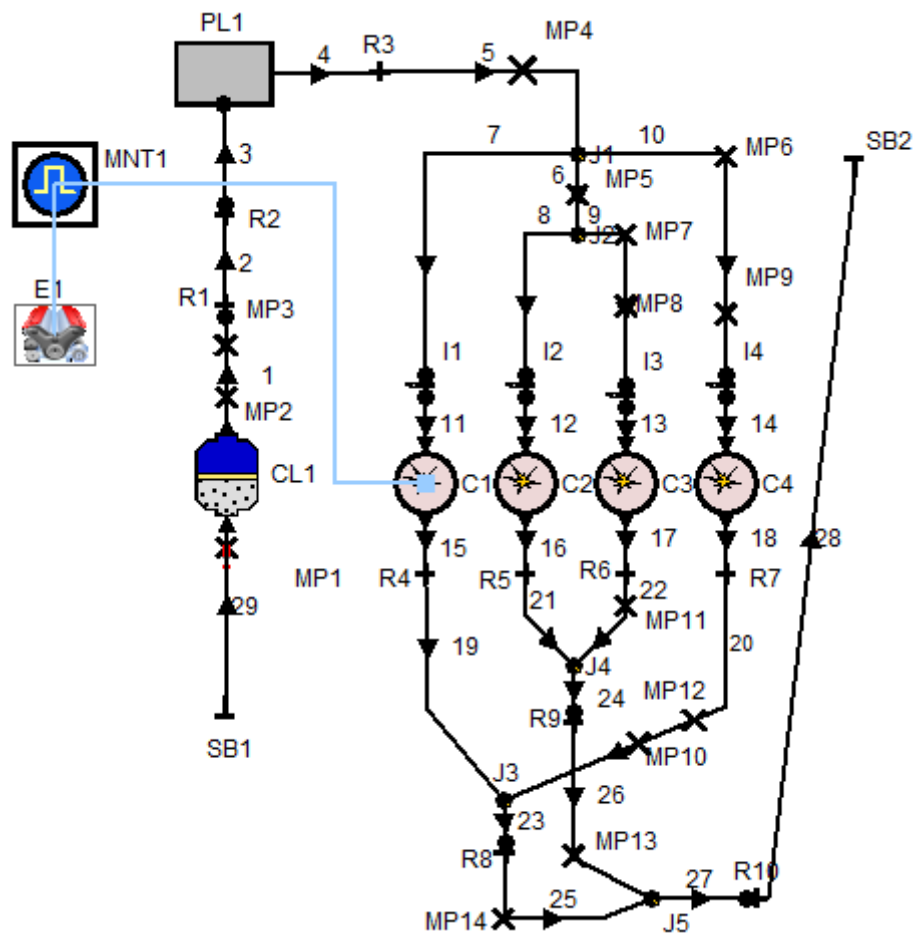
Fonte: Autoria própria.

Com a impossibilidade de testes físicos, foi utilizado o programa AVL BOOST da empresa AVL, para a simulação do motor em 1-D (Uma dimensão). Este tipo de simulação é utilizado pela indústria automobilística para a diminuição dos custos de projeto e tempo de desenvolvimento, o qual é de grande valia para este estudo.

Em consequência disto, não foi possível avaliar questões de fadiga e durabilidade do conjunto total, o qual demandaria um trabalho de longa duração incompatível com a atividade acadêmica, o que deverá ser objeto de futuros estudos nesta área.

Abaixo, segue o esquemático do motor, baseado em exemplo existente no próprio AVL.

Figura 4.5 – Esquemático do Motor de 4 Cilindros



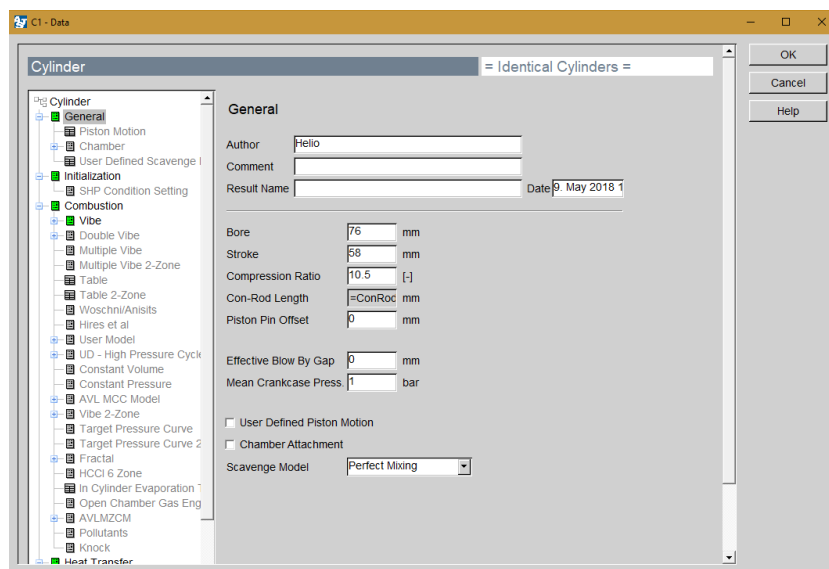
Fonte: AVL Boost

Este motor contém os seguintes símbolos:

- 1 a 29 = Tubes / Tubos do sistema simulado;
- E1 = Engine / Motor: Características do motor;
- MNT1 = Monitoring / Monitor: Monitoramento dos pontos de medição;
- SB1 e SB2 = System Boundaries / Fronteiras do Sistema de entrada (SB1) e saída do sistema (SB2);
- CL1 = Filtro de Ar do sistema, inserindo um elemento de resistência ao ar;
- MP2 a MP14 = Monitoring Points / Pontos de Monitoramento de fluídos;
- R1 a R10 = Restrictor / Restritores de fluído do sistema, emulando possíveis estrangulamentos;
- PL1 = Plenum do sistema, simulando o coletor de admissão do motor;
- I1 a I4 = Injector / Válvula injetora de combustível do motor, este caso, simulando um carburador;
- C1 a C4 = Cylinder / Cilindro onde toda a parte mecânica do motor é simulada e o objeto de estudos deste trabalho e;
- J1 a J5 = Junction / Junções dos tubos citados.

Abaixo segue uma das telas de configuração do sistema, para conhecimento.

Figura 4.6 – Tela de configuração do cilindro.



Fonte: AVL Boost

Para este estudo, foram inseridas duas variáveis: Rotação (Rot [rpm]) e Comprimento da Biela (ConRod [mm]) e, foram buscados cinco resultados principais: Torque Estimado [Nm], Potência Estimada [CV], Torque Perdido (em fricção) [Nm], Torque Existente [Nm] e Potência Existente [CV]. Os dados construtivos são os mesmos para todos os conjuntos.

Quadro 4.1 – Valores do motor que não sofreram modificação.

Diâmetro do Cilindro	76 mm
Curso	58 mm
Taxa de Compressão	10,5
Temperatura	298 K
Ciclos de Teste	50 Ciclos de 720°
Combustível	Gasolina

Fonte: Aatoria própria.

Capítulo 5 – Resultados Obtidos, Conclusões e Próximos Passos

5.1 – Resultados Obtidos

Dadas as características das simulações, as possibilidades inseridas e dos resultados abaixo, não foram realizados os testes com a biela de 132 mm, dados os resultados serem similares aos da biela de 130 mm. Assim, foram realizados testes com bielas de comprimentos de 110 mm, 120 mm, 130 mm, 140 mm e 150 mm, em rotações de 1000 até 6500 rpm.

Quadro 5.1 – Tabela de Valores para a biela de 110 mm

Rotação	Torque Gerado	Potência Gerada	Torque Perdido	Potência Perdida	Torque Total	Potência Total	Perda de Torque	Perda de Potência
[rpm]	[Nm]	[CV]	[Nm]	[CV]	[Nm]	[CV]		
1000	64,85	9,23	5,03	0,71	59,83	8,52	7,76%	7,69%
1500	68,83	14,7	6,45	1,38	62,38	13,32	9,37%	9,39%
2000	69,56	19,81	7,87	2,24	61,68	17,57	11,31%	11,31%
2500	69,21	24,63	9,3	3,3	59,91	21,33	13,44%	13,40%
3000	70,48	30,11	10,72	4,58	59,76	25,53	15,21%	15,21%
3500	71,92	35,84	12,14	6,05	59,78	29,79	16,88%	16,88%
4000	73,47	41,84	13,57	7,72	59,9	34,12	18,47%	18,45%
4500	74,94	48,02	14,99	9,61	59,95	38,41	20,00%	20,01%
5000	76,57	54,51	16,42	11,68	60,16	42,83	21,44%	21,43%
5500	77,8	60,93	17,84	13,97	59,96	46,96	22,93%	22,93%
6000	79,48	67,9	19,26	16,46	60,22	51,44	24,23%	24,24%
6500	79,27	73,36	19,26	17,82	60,01	55,54	24,30%	24,29%

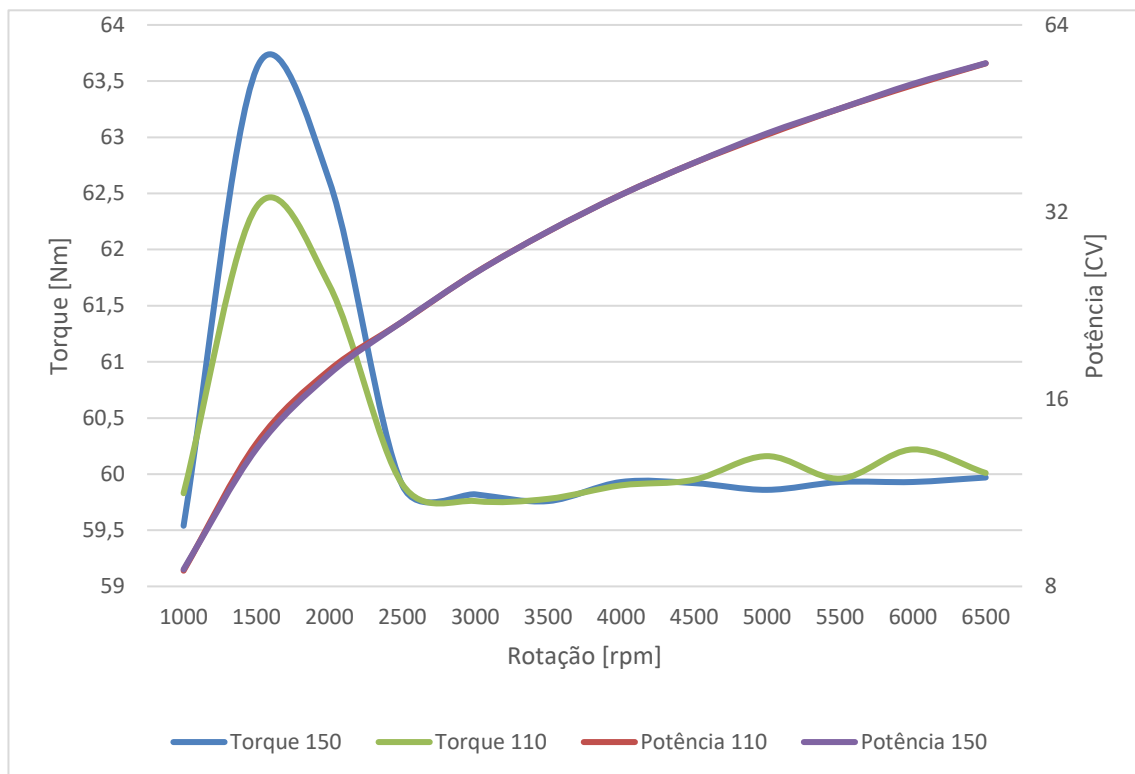
Fonte: Autoria própria.

Quadro 5.2 – Tabela de Valores para a biela de 150 mm

Rotação	Torque Gerado	Potência Gerada	Torque Perdido	Potência Perdida	Torque Total	Potência Total	Perda de Torque	Perda de Potência
[rpm]	[Nm]	[CV]	[Nm]	[CV]	[Nm]	[CV]		
1000	64,57	9,19	5,03	0,71	59,54	8,48	7,79%	7,73%
1500	70,06	14,96	6,45	1,37	63,61	13,59	9,21%	9,16%
2000	70,48	20,07	7,87	2,24	62,61	17,83	11,17%	11,16%
2500	69,2	24,63	9,3	3,31	59,9	21,32	13,44%	13,44%
3000	70,54	30,13	10,72	4,58	59,82	25,55	15,20%	15,20%
3500	71,9	35,83	12,14	6,05	59,76	29,78	16,88%	16,89%
4000	73,49	41,86	13,57	7,73	59,93	34,13	18,47%	18,47%
4500	74,91	48	14,99	9,61	59,92	38,39	20,01%	20,02%
5000	76,28	54,3	16,42	11,68	59,86	42,62	21,53%	21,51%
5500	77,77	60,9	17,84	13,97	59,93	46,93	22,94%	22,94%
6000	79,19	67,65	19,26	16,45	59,93	51,2	24,32%	24,32%
6500	79,24	73,33	19,26	17,83	59,97	55,5	24,31%	24,31%

Fonte: Autoria própria.

Figura 5.1 - Comparação de torque e potência entre os motores original e modificado



Fonte: Autoria própria.

Conforme a figura 5.1, o aumento do comprimento da biela faz com que o torque aumente consideravelmente, Este aumento é conseguido pela transferência da força do gás para o diâmetro do raio de giro da árvore de manivelas, diminuindo as forças resistivas e, por tabela, aumentando significativamente a eficiência do motor. Todavia é necessário frisar que a altura do bloco também aumenta, sendo necessário verificar a existência de espaço físico para a investidura em relações mais baixas.

Além disto, é possível perceber que a variação do comprimento da biela não afeta significativamente a potência gerada pelo motor, tanto a indicada quanto a total, cujas perdas são semelhantes independente da configuração de biela indicada, conforme quadros 5.1 até 5.5 e figura 5.2.

Quadro 5.3 – Tabela de Valores para a biela de 120 mm

Rotação	Torque Gerado	Potência Gerada	Torque Perdido	Potência Perdida	Torque Total	Potência Total	Perda de Torque	Perda de Potência
[rpm]	[Nm]	[CV]	[Nm]	[CV]	[Nm]	[CV]		
1000	64,56	9,19	5,03	0,71	59,53	8,48	7,79%	7,73%
1500	69,21	14,78	6,45	1,38	62,76	13,4	9,32%	9,34%
2000	69,85	19,89	7,87	2,24	61,98	17,65	11,27%	11,26%
2500	69,21	24,64	9,3	3,31	59,92	21,33	13,44%	13,43%
3000	70,51	30,12	10,72	4,58	59,79	25,54	15,20%	15,21%
3500	71,89	35,82	12,14	6,05	59,74	29,77	16,89%	16,89%
4000	73,48	41,85	13,57	7,73	59,91	34,12	18,47%	18,47%
4500	74,96	48,03	14,99	9,61	59,97	38,42	20,00%	20,01%
5000	76,32	54,33	16,42	11,69	59,9	42,64	21,51%	21,52%
5500	77,82	60,94	17,84	13,97	59,98	46,97	22,92%	22,92%
6000	79,19	67,65	19,26	16,46	59,92	51,19	24,32%	24,33%
6500	79,28	73,38	19,26	17,83	60,02	55,55	24,29%	24,30%

Fonte: Autoria própria.

Quadro 5.4 – Tabela de Valores para a biela de 130 mm

Rotação	Torque Gerado	Potência Gerada	Torque Perdido	Potência Perdida	Torque Total	Potência Total	Perda de Torque	Perda de Potência
[rpm]	[Nm]	[CV]	[Nm]	[CV]	[Nm]	[CV]		
1000	64,42	9,17	5,03	0,71	59,4	8,46	7,81%	7,74%
1500	69,55	14,85	6,45	1,37	63,1	13,48	9,27%	9,23%
2000	70,04	19,95	7,87	2,25	62,17	17,7	11,24%	11,28%
2500	69,22	24,64	9,3	3,31	59,92	21,33	13,44%	13,43%
3000	70,52	30,12	10,72	4,58	59,8	25,54	15,20%	15,21%
3500	71,91	35,84	12,14	6,05	59,77	29,79	16,88%	16,88%
4000	73,47	41,84	13,57	7,72	59,9	34,12	18,47%	18,45%
4500	74,95	48,02	14,99	9,6	59,96	38,42	20,00%	19,99%
5000	76,32	54,33	16,42	11,68	59,91	42,65	21,51%	21,50%
5500	77,76	60,89	17,84	13,97	59,92	46,92	22,94%	22,94%
6000	79,19	67,65	19,26	16,45	59,93	51,2	24,32%	24,32%
6500	79,29	73,38	19,26	17,83	60,03	55,55	24,29%	24,30%

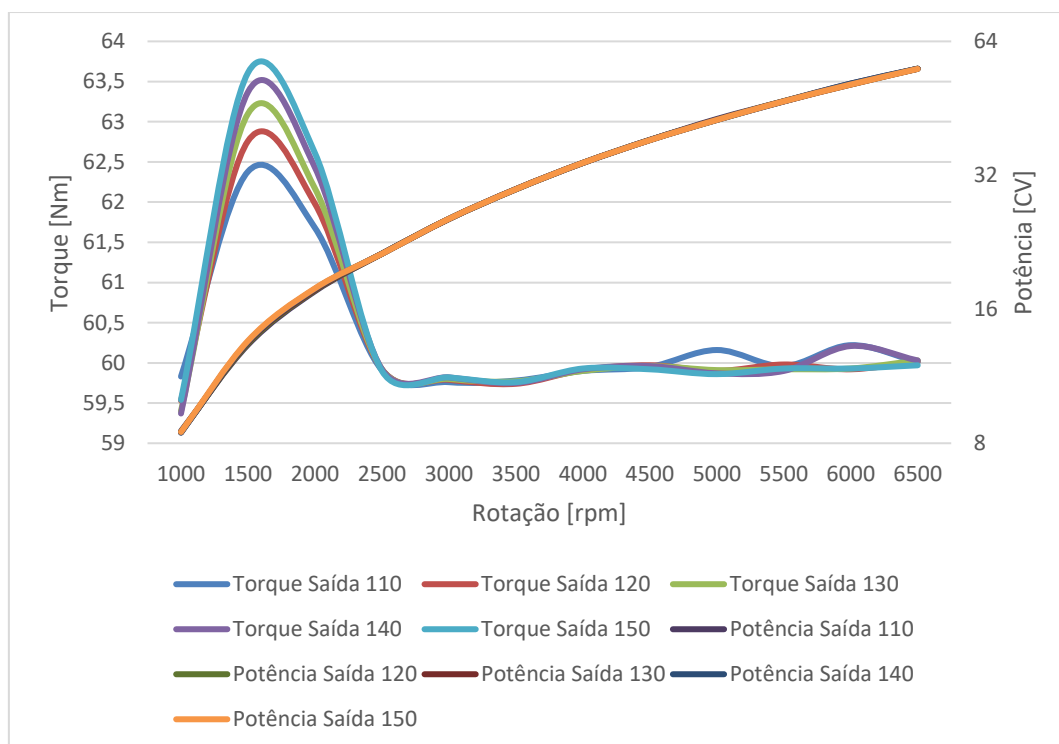
Fonte: Autoria própria.

Quadro 5.5 – Tabela de Valores para a biela de 140 mm

Rotação	Torque Gerado	Potência Gerada	Torque Perdido	Potência Perdida	Torque Total	Potência Total	Perda de Torque	Perda de Potência
[rpm]	[Nm]	[CV]	[Nm]	[CV]	[Nm]	[CV]		
1000	64,39	9,17	5,03	0,72	59,37	8,45	7,81%	7,85%
1500	69,82	14,91	6,45	1,38	63,37	13,53	9,24%	9,26%
2000	70,31	20,02	7,87	2,24	62,43	17,78	11,19%	11,19%
2500	69,21	24,64	9,3	3,31	59,92	21,33	13,44%	13,43%
3000	70,54	30,13	10,72	4,58	59,82	25,55	15,20%	15,20%
3500	71,9	35,83	12,14	6,05	59,75	29,78	16,88%	16,89%
4000	73,49	41,85	13,57	7,72	59,92	34,13	18,47%	18,45%
4500	74,96	48,03	14,99	9,61	59,96	38,42	20,00%	20,01%
5000	76,29	54,31	16,42	11,69	59,87	42,62	21,52%	21,52%
5500	77,74	60,88	17,84	13,97	59,9	46,91	22,95%	22,95%
6000	79,48	67,9	19,26	16,46	60,21	51,44	24,23%	24,24%
6500	79,29	73,38	19,26	17,82	60,03	55,56	24,29%	24,28%

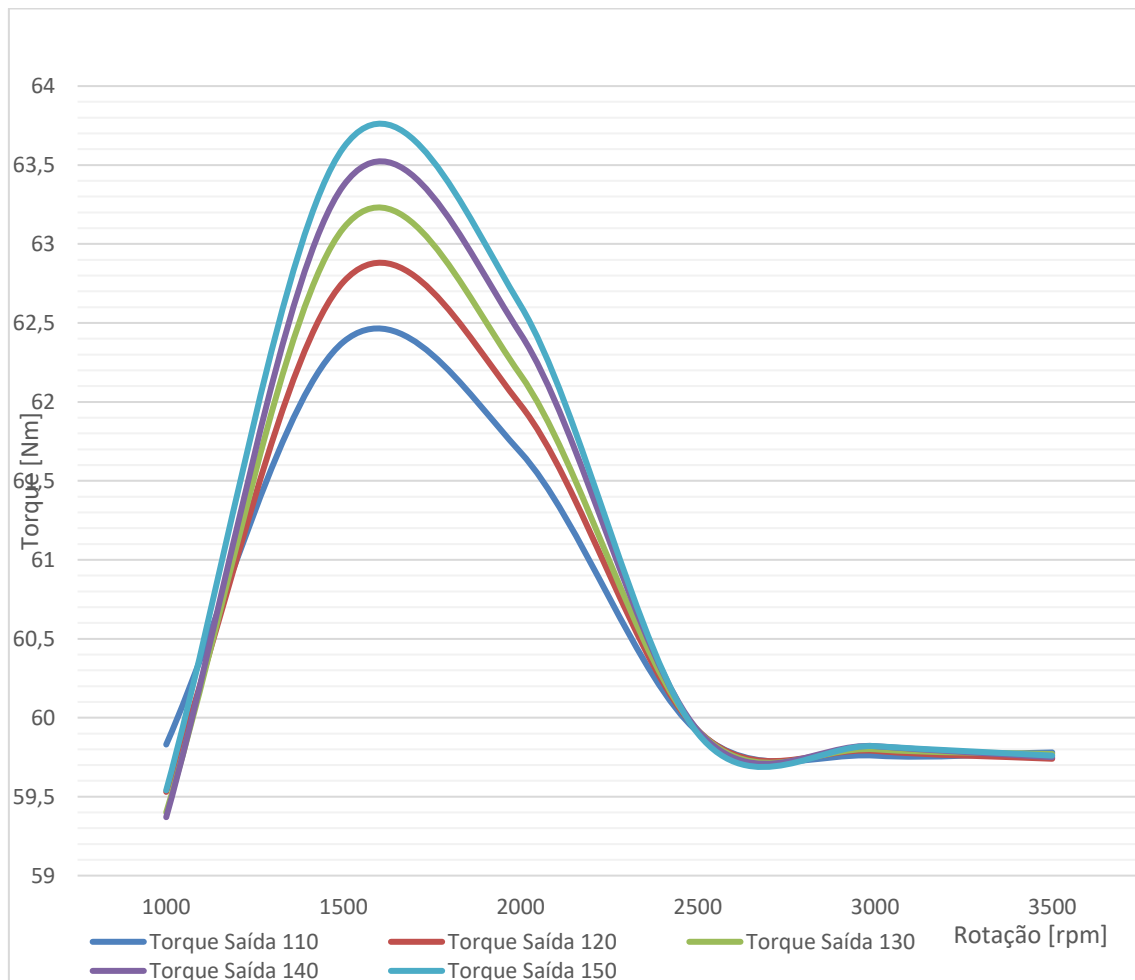
Fonte: Autoria própria.

Figura 5.2 - Curva de Torque e Potência entre comprimentos distintos de biela (110 a 150 mm)



Fonte: Autoria própria.

Figura 5.3 - Detalhe da curva de torque nas rotações 1000 a 3000 rpm.



Fonte: Autoria própria.

5.2 – Conclusão

Assim, conclui-se que, há sim o aumento da performance de um motor a partir do aumento do comprimento de uma biela em um sistema biela-manivela, sem possíveis prejuízos quanto a perdas por inércia e a potência do motor. Além disto, conforme figura 5.2, é possível perceber que as variações de torque existentes das bielas de comprimento menor (110 mm) são inexistentes nas bielas de comprimento maior (majoritariamente na biela de 150 mm), o que indica uma possível indução de vibração no sistema, o qual deverá ser constatado numa simulação específica.

5.3 – Estudos Futuros

Os dois principais estudos que podem ser feitos a partir deste trabalho são a virtualização do motor FIASA 1050 no sistema AVL, na qual poderão ser realizados os testes de durabilidade e NVH não somente com as diferenciações em comprimento de biela, bem como no curso da árvore de manivelas. Estes estudos poderão não só indicar novos caminhos ao motor, a partir da constatação de valores ótimos de eficiência, torque e potência, como plataforma de inserção de novos materiais e componentes ao motor, superando sua aplicação original como motor de ciclo Otto de um veículo de passeio.

Também deve ser inserido como objeto de estudo a aplicação do sistema AVL (E, neste caso não apenas o BOOST, como os programas CRUISE e EXCITE) no ambiente universitário, visto que o estudo poderia não ter tido seus resultados esperados dada a falta de recursos financeiros e de infra-estrutura dos alunos. Assim, com a virtualização dos sistemas de simulação e seu pronto acesso, poderá existir uma maior confiabilidade da engenharia e uma geração maior de inovações por parte das entidades universitárias.

Referências Bibliográficas

BOSCH, Robert - Manual de Tecnologia Automotiva - Edgard Blucher – 2014.

van BASSHUYSEN, Richard e SCHÄFER, Fred – Internal Combustion Engine Handbook: Basics, Components, Systems and Perspectives. – SAE International - 2004

BRUNETTI, Franco – Motores de Combustão Interna: volume 2 – Blucher - 2012

CIVITA, Victor et al. - Enciclopédia do Automóvel - Abril Cultural - 1974.

HEISLER, Heinz – Advanced Engine Technology – Butterworth-Heinemann - 2008

HEYWOOD, John B. – Internal Combustion Engine Fundamentals – McGraw-Hill - 1988.

HOAG, Kevin e DONDLINGER, Brian – Vehicular Engine Design – Springer - 2016

KOLCHIN, A. e DEMIDOV, V. – Design of Automotive Engines – Mir - 1984

MOLLENHAUER, Klaus e TSCHÖKE, Helmut – Handbook of Diesel Engines – Springer – 2010.

Máquina a vapor. Disponível em:

<<http://www.if.ufrgs.br/~leila/vapor.htm>>. Acesso em 05 de junho de 2018.

The Industrial Revolution. Disponível em:

<<http://www.historycanbefun.com/the-industrial-revolution.html>>. Acesso em 05 de junho de 2018.

Thomas Newcomen. Disponível em:

<<http://www.dec.ufcg.edu.br/biografias/ThomaNew.html>>. Acesso em 22 de maio de 2017.

História dos Motores FIAT. Disponível em:

<https://en.wikipedia.org/wiki/Fiat_124_series_engine>. Acesso em 11 de julho de 2018.

<https://en.wikipedia.org/wiki/Fiat_Twin_Cam_engine>. Acesso em 11 de julho de 2018.

Notas de Aula:

GERULAITIS, C. K. M. - Disciplina de Motores de Ciclo Diesel pela Faculdade de Tecnologia de Santo André, Abril de 2016.

FRÓES, M. A. - Disciplina de Motores de Ciclo Otto pela Faculdade de Tecnologia de Santo André, Outubro de 2015.

FRÓES, M. A. - Disciplina de Ensaios Dinamométricos pela Faculdade de Tecnologia de Santo André, Agosto de 2016.

Figuras:

Figura 1.1 - Fonte: <http://507movements.com/index09.html> (Junho 2018)

Figura 1.2 - Fonte: <http://www.animatedengines.com/> (Junho 2018)

Figuras 2.1 a 2.5 – Autoria Própria.

Figura 2.6 - Fonte: https://en.wikipedia.org/wiki/Industrial_Revolution (Junho 2018)

Figura 2.7 - Autoria Própria.

Figura 2.8 - Fonte: <http://www.animatedengines.com/> (Junho 2018)

Figura 2.9 - Fonte: MOLLENHAUER, Klaus e TSCHÖKE, Helmut – Handbook of Diesel Engines – Springer – 2010

Figura 2.10 - Fonte: BOSCH, Robert - Manual de Tecnologia Automotiva - Edgard Blucher – 2014.

Figura 2.11 - Fonte: BOSCH, Robert - Manual de Tecnologia Automotiva - Edgard Blucher – 2014.

Figura 2.12 a 2.14 - Autoria Própria.

Figura 2.15 - Fonte: BOSCH, Robert - Manual de Tecnologia Automotiva - Edgard Blucher – 2014 e autoria própria.

Figura 2.16 - FRÓES, M. A. - Disciplina de Motores de Ciclo Otto pela Faculdade de Tecnologia de Santo André, Outubro de 2015.

Figura 2.17 - Autoria Própria.

Figura 2.18 - Fonte: BOSCH, Robert - Manual de Tecnologia Automotiva - Edgard Blucher – 2014 e autoria própria.

Figura 2.19 - Fonte: BOSCH, Robert - Manual de Tecnologia Automotiva - Edgard Blucher – 2014 e autoria própria.

Figura 2.20 - Fonte: BOSCH, Robert - Manual de Tecnologia Automotiva - Edgard Blucher – 2014 e autoria própria.

Figura 3.1 - Fonte: [HTTP://www.autoentusiastasclassic.com.br/](http://www.autoentusiastasclassic.com.br/) (Junho 2018)

Figuras 4.1 a 4.4 - Autoria Própria.

Figura 4.5 - AVL Boost, a partir do exemplo Ottocalc.

Figura 4.6 - AVL Boost

Figuras 5.1 a 5.3 - Autoria Própria.

Anexo – Relatório de Simulação do AVL BOOST para a biela de 150 mm e rotação de 2000 rpm.

 AVL - B O O S T

Version : v2016.0.0.0.0

Build: Apr 3 2016 22:39:06

System: x86_64-unknown-winnt_i12v10

LICENSE

boost_main 2016.0@ Permanent license

PROJECT

Preprocessor Version : 2016

Calculation date : 13.05.2018

File : FIASAFinal.bst

Case Set : "Case Set 5"

Case : "Case 5"

Project ID: "4-Cylinder"

Run ID: "WOT"

Model date: "7.3.2000"

ELEMENTS

Element Name	Number
--------------	--------

PIPE	29
------	----

SYSTEMBOUNDARY	2
----------------	---

PLENUM	1
--------	---

CYLINDER	4
----------	---

RESTRICTION	10
-------------	----

FUELINJECTOR	4
--------------	---

MEASURINGPOINT	14
----------------	----

AIRCLEANER	1
------------	---

JUNCTION	5
----------	---

ENGINE	1
--------	---

PIPE_END	60
----------	----

PID	1
-----	---

MONITOR	1
---------	---

ASSEMBLED	1
-----------	---

ALL_PIPES	30
-----------	----

ALL_PLENUMS	3
-------------	---

ALL_BOUNDARIES	2
----------------	---

RESTRICTIONS	14
--------------	----

ALL_PIDS	1
----------	---

PIPE_VAR_WALL_TEMP	30
--------------------	----

GLOBAL DATA

Engine Speed : 2000.0 rpm
 Calculationmode: BOOST Single
 Cycle Duration: 720.00 degrees
 Max. calc. period: 36000.00 degrees
 Cycles calculated: 50 cycles
 Calc. time steps: 0.81133 degrees (max)
 0.47348 degrees
 0.03946 ms
 0.47348 degrees (short pipe)
 0.03946 ms (short pipe)

Traces results step: 5.00000 degrees

User concentrations: 0

Ref. pressure: 100000.00 Pa

Ref. temperature: 298.000 K

Gas properties: Variable

Gasproperties File: GASOLINE.BGP

bgp_build_version: v2013.0.0.0.0

bgp_build_host: boosthost

bgp_build_user: boost

bgp_build_date: 2012.03.23

bgp_build_time: 08:00:00

Lower calorific: 0.43500E+08 J/kg

Stoic. A/F-ratio: 14.500

Warnings: 1

Convergence errors: 62

PIPES

Total number of pipe cells: 153

Pipe nr.	Cells	Cell size [mm]	W.Heat [kJ]	Wall T [K]	Fric. coeff. [-]	Lam. Fric. Coeff. [-]	Heat Factor [-]	Volume [dm3]
1	7	31.4	0.000	304.00	0.010000	64.000000	1.000000	0.677927
2	2	30.0	0.000	304.00	0.010000	64.000000	1.000000	0.169646
3	2	30.0	0.000	304.00	0.010000	64.000000	1.000000	0.471239
4	1	40.0	0.000	304.00	0.034000	64.000000	1.000000	0.153938
5	3	35.0	0.000	304.00	0.034000	64.000000	1.000000	0.431195
6	2	40.0	-0.000	293.00	0.034000	64.000000	1.000000	0.226980
7	10	32.0	0.001	310.00	0.036000	64.000000	1.000000	0.370673
8	10	32.0	0.001	310.00	0.036000	64.000000	1.000000	0.370673
9	10	32.0	0.001	310.00	0.036000	64.000000	1.000000	0.370673
10	10	32.0	0.001	310.00	0.036000	64.000000	1.000000	0.370673
11	3	33.3	0.000	340.00	0.040000	64.000000	1.000000	0.088141
12	3	33.3	0.000	340.00	0.040000	64.000000	1.000000	0.088141
13	3	33.3	0.000	340.00	0.040000	64.000000	1.000000	0.088141
14	3	33.3	0.000	340.00	0.040000	64.000000	1.000000	0.088141
15	2	40.0	-0.001	850.00	0.040000	64.000000	1.000000	0.064340
16	2	40.0	-0.001	850.00	0.040000	64.000000	1.000000	0.064340

17	2	40.0	-0.001	850.00	0.040000	64.000000	1.000000	0.064340
18	2	40.0	-0.001	850.00	0.040000	64.000000	1.000000	0.064340
19	10	30.5	-0.008	850.00	0.040000	64.000000	1.000000	0.245296
20	9	31.7	-0.007	850.00	0.040000	64.000000	1.000000	0.229211
21	10	30.0	-0.007	850.00	0.040000	64.000000	1.000000	0.241274
22	9	30.0	-0.006	850.00	0.040000	64.000000	1.000000	0.217147
23	1	50.0	-0.003	850.00	0.023000	64.000000	1.000000	0.045396
24	1	50.0	-0.003	850.00	0.023000	64.000000	1.000000	0.048106
25	12	30.0	-0.036	750.00	0.022000	64.000000	1.000000	0.387076
26	9	32.2	-0.029	750.00	0.022000	64.000000	1.000000	0.311811
27	1	50.0	-0.002	850.00	0.021000	64.000000	1.000000	0.076027
28	11	30.0	-0.055	650.00	0.021000	64.000000	1.000000	0.548428
29	3	36.7	-0.000	300.00	0.019000	64.000000	1.000000	0.167258
30	10	30.0	0.000	300.00	0.000001	0.000001	0.000000	1.400000 FILTER_PIPE 1

MEASURINGPOINTS: Average Values

Mp. Pipe Location Diameter Pressure Temp. Ms.Temp. Velo. Massflow Massflow To.Ent.f. To.Ent.f. Mach. Wtemp. Converg.

nr.	nr.	[mm]	[mm]	[bar]	[K]	[K]	[m/s]	[g/s]	[g/cycle]	[kJ/s]	[kJ/cyc.]	[-]	[K]	[-]
1	1	100.0000	60.9091	0.9945	303.9	303.9	3.9	13.1584	0.7895	0.076	0.0046	0.01	304.0	0.133E-04
2	1	35.0000	66.8182	0.9946	303.9	303.9	3.3	13.1586	0.7895	0.076	0.0046	0.01	304.0	0.186E-04
3	1	200.0000	60.0000	0.9945	303.9	303.9	4.1	13.1581	0.7895	0.077	0.0046	0.01	304.0	0.705E-05
4	5	60.0000	73.5714	0.9278	302.6	302.5	3.1	13.3935	0.8036	0.059	0.0035	0.01	304.0	0.381E-04
5	6	40.0000	60.0000	0.9275	302.7	302.2	2.2	6.5758	0.3945	0.027	0.0016	0.01	293.0	0.618E-04
6	10	25.0000	44.1786	0.9274	303.2	302.8	2.1	3.4268	0.2056	0.016	0.0010	0.01	310.0	0.286E-03
7	9	40.0000	43.6857	0.9270	303.6	302.5	2.1	3.2790	0.1967	0.015	0.0009	0.01	310.0	0.783E-04
8	9	275.0000	33.4000	0.9259	306.2	306.6	5.4	3.2930	0.1976	0.023	0.0014	0.02	310.0	0.188E-04
9	10	268.0000	33.4000	0.9266	306.1	306.9	5.5	3.4315	0.2059	0.026	0.0016	0.02	310.0	0.475E-04
10	20	50.0000	32.0000	1.0039	872.4	1018.3	12.0	3.6853	0.2211	3.816	0.2290	0.02	850.0	0.942E-04
11	22	50.0000	32.0000	1.0028	864.2	1002.0	11.7	3.5745	0.2145	4.109	0.2465	0.02	850.0	0.304E-04
12	20	180.0000	32.0000	1.0007	946.1	1008.8	12.0	3.6856	0.2211	3.772	0.2263	0.02	850.0	0.118E-03
13	26	200.0000	37.0000	0.9880	939.0	938.9	17.5	7.1662	0.4300	7.612	0.4567	0.03	750.0	0.105E-03
14	25	260.0000	37.0000	0.9881	936.4	941.1	17.6	7.3810	0.4429	6.941	0.4165	0.03	750.0	0.347E-04

MONITORS: Average Values

Monitor No. 1 (MONITOR)

Result Label Value

IMEP 0.854096E+06

Power 0.131132E+05

SYSTEMBOUNDARIES

Attachments

Type	Nr.	Pipe	Mass flow
	Nr.	[g/cycle]	
SYSTEMBOUNDARY	1	29	0.7900

SYSTEMBOUNDARY 2 28 0.8720

PLENUMS: Average Values

	Pl. nr.	Pressure [bar]	Temp. [K]	Mass [g]	Wallheat [kJ]	
PLENUM	1	0.9281	302.65	4.272	0.000	
				Attached pipe 3:	0.7910 g/cycle	
				Attached pipe 4:	0.8028 g/cycle	
AIRCLEANER	1	0.9947	303.91	3.420	0.000	
				Attached pipe 29:	0.7900 g/cycle	
				Attached pipe 30:	0.7899 g/cycle	
AIRCLEANER	1	0.9946	303.92	4.902	0.000	
				Attached pipe 1:	0.7895 g/cycle	
				Attached pipe 30:	0.7898 g/cycle	

PLENUMS

Attachments

Type	Nr.	Pipe Nr.	Mass flow [g/cycle]
PLENUM	1	3	0.7910
PLENUM	1	4	0.8028
AIRCLEANER	1	29	0.7900
AIRCLEANER	1	30	0.7899
AIRCLEANER	1	1	0.7895
AIRCLEANER	1	30	0.7898

CYLINDERS: Average Values

Total	Engine	Cyl. 1	Cyl. 2	Cyl. 3	Cyl. 4
Firing TDC [deg]		0.00	540.00	180.00	360.00
Bore [mm]		76.00	76.00	76.00	76.00
Stroke [mm]		58.00	58.00	58.00	58.00
Conrodl. [mm]		150.00	150.00	150.00	150.00
Piston pin offset [mm]		0.00	0.00	0.00	0.00
Swept Vol. [l]	1.0525	0.2631	0.2631	0.2631	0.2631
Compression ratio [-]		10.50	10.50	10.50	10.50
Dyn. Comp. ratio [-]		7.75	7.76	7.77	7.76

Combustion Data:

Combustion Char.		Vibe	Vibe	Vibe	Vibe
Comb.start [deg]		-5.00	-5.00	-5.00	-5.00
Comb.dur.1 [deg]		47.00	47.00	47.00	47.00
Vibe Parameter a [-]		6.900	6.900	6.900	6.900
Vibe Param. m 1 [-]		1.600	1.600	1.600	1.600
Peak Fir.Pres. [bar]	41.00	41.54	40.50	40.49	41.48
at Crankangle [deg]	20.35	20.33	20.38	20.25	20.44
Peak Pres.Rise[bar/deg]	1.54	1.56	1.52	1.52	1.56
at Crankangle [deg]	8.60	8.49	8.70	8.70	8.52
Peak Fir. Temp. [K]	2398.79	2405.97	2393.04	2389.36	2406.78

at Crankangle [deg]	28.73	28.69	28.57	28.80	28.84
Res. Gascompr. [bar]	1.06	1.03	1.09	1.10	1.03
at Crankangle [deg]	359.09	359.10	359.30	359.44	358.51

Performance:

IMEP [bar]	8.4157	8.5410	8.3037	8.2887	8.5297
Rel. to Ave. [-]		1.0149	0.9867	0.9849	1.0135
IMEP Exh. [bar]	-1.0156	-1.0189	-1.0132	-1.0124	-1.0179
IMEP Int. [bar]	0.9191	0.9198	0.9182	0.9174	0.9212
IMEP Gasex. [bar]	-0.0965	-0.0991	-0.0950	-0.0950	-0.0967
IMEP HP [bar]	8.5122	8.6401	8.3987	8.3837	8.6264
FMEP [bar]	0.9400	0.9400	0.9400	0.9400	0.9400
BMEP [bar]	7.4757	7.6010	7.3637	7.3487	7.5897
AMEP;SMEP [bar]	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
ISFC [g/kWh]	242.7684	239.0940	245.8630	246.6934	239.6210
Rel. to Ave. [-]		0.9849	1.0127	1.0162	0.9870
ISFC (tr.f.) [g/kWh]	242.7684	239.0940	245.8630	246.6934	239.6210
BSFC [g/kWh]	273.2941	268.6624	277.2481	278.2491	269.2987
Indicated Eff. [-]	0.3409	0.3461	0.3366	0.3355	0.3454
Iso vol. comb. Eff [-]	0.8975	0.8971	0.8978	0.8979	0.8971
Polytropic Coeff. [-]		1.3107	1.3095	1.3092	1.3109

Fuel Mass Balance:

Inj. Fuelmass [g]	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
Asp.Trap. Fuelmass [g]	0.059729	0.014925	0.014921	0.014945	0.014938
Fuelmassfl.(A+I) [g/s]	0.995488	0.248752	0.248689	0.249077	0.248970
Fuelmass tot.trap. [g]	0.059729	0.014925	0.014921	0.014945	0.014938
Trapped Fuelm.fl.[g/s]	0.995488	0.248752	0.248689	0.249077	0.248970
Trapp. Eff. Fuel [-]	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000

Energy Balance Cylinder:

Fuel Energy [kJ]	2.57152	0.64095	0.64455	0.64625	0.63978
Released Energy [kJ]	2.56868	0.64027	0.64383	0.64554	0.63904
-> Brake Power [%]	30.630	31.236	30.093	29.952	31.249
-> Loss: Friction [%]	3.851	3.863	3.841	3.831	3.870
-> Loss: Piston [%]	8.256	8.403	8.123	8.085	8.415
-> Loss: Head [%]	10.340	10.528	10.171	10.123	10.543
-> Loss: Liner [%]	4.600	4.680	4.527	4.507	4.688
-> Loss: Int. Port [%]	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
-> Loss: Exh. Port [%]	5.281	5.297	5.283	5.237	5.305
-> Loss: Exh. Gas [%]	36.995	35.933	37.947	38.202	35.882
Eff. Rel. Energy [kJ]	2.35800	0.59971	0.58028	0.57887	0.59914
Gross Rel. Energy [kJ]	2.56868	0.64027	0.64383	0.64554	0.63904
Eff.Gross Rel.Ener.[kJ]	2.35800	0.59971	0.58028	0.57887	0.59914
Energy Balance [-]	0.9989	0.9989	0.9989	0.9989	0.9988
Eff. Energy Balance [-]	0.9180	0.9357	0.9003	0.8957	0.9365

Blowby:

Blowbymass [g]	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
----------------	----------	----------	----------	----------	----------

Blowby massfl. [g/s]	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
Blowby Heat Flow [kJ]	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000

Reference Values at Start of High Pressure:

Pressure at SHP[bar]	1.2506	1.2635	1.2387	1.2403	1.2600
Temperature [K]	403.56	403.36	403.74	404.61	402.54
Air Massfl. [g/s]	13.523408	3.430568	3.331693	3.323840	3.437306
Fuel Massfl. [g/s]	0.995488	0.248752	0.248689	0.249077	0.248970
Trapp. Eff. Air [-]	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
Trapp. Eff. Fuel [-]	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
A/F-Ratio (Cmb.) [-]	13.58	13.79	13.40	13.34	13.81
Excess Air Ratio [-]	0.9369	0.9511	0.9239	0.9203	0.9521

Reference Values at Start Of Combustion:

Pressure [bar]	17.7555	17.8992	17.5949	17.6178	17.9100
Temperature [K]	752.62	752.58	752.35	753.66	751.87

Residual Gas:

Res.gas content [-]	0.1066	0.1028	0.1097	0.1123	0.1017
External EGR [-]	-0.0000	0.0000	-0.0000	-0.0000	-0.0001
Internal EGR [-]	0.1066	0.1027	0.1097	0.1123	0.1018
Com.Prod.Mass. at EO [g]	0.974832	0.246439	0.241098	0.241285	0.246009
Res.gas mass at SHP [g]	0.103921	0.025290	0.026469	0.027112	0.025050
Res.gas aspirated IN [g]	-0.000017	0.000010	-0.000006	-0.000005	-0.000017
Res.gas from intake [g]	0.047061	0.011045	0.012276	0.012926	0.010814
Rel. to Total [-]	0.4529	0.4367	0.4638	0.4768	0.4317
Res.gas flow EX [g]	0.870948	0.221167	0.214740	0.214106	0.220935
Res.gas from exhaust [g]	0.056596	0.014100	0.014193	0.014186	0.014118
Rel. to Total [-]	0.5446	0.5575	0.5362	0.5232	0.5636

Gas Exchange:

Volumetric Eff. [-]	0.6596	0.6693	0.6500	0.6485	0.6706
Rel. to Ave. [-]	1.0147	0.9855	0.9831	1.0167	
Rel. To MP 2 [-]	0.6764	0.6863	0.6665	0.6650	0.6877
Total Mass at SHP[g]	0.9751	0.2460	0.2413	0.2415	0.2462
Mass Delivered [g]	0.87003	0.22076	0.21481	0.21332	0.22115
Mass Delivered [g/s]	14.50058	3.67934	3.58009	3.55530	3.68586
Delivery Ratio [-]	0.7073	0.7178	0.6985	0.6936	0.7191
Rel. to Ave. [-]	1.0149	0.9876	0.9807	1.0167	
Rel. To MP 2 [-]	0.7252	0.7361	0.7162	0.7113	0.7374
Av.Airmass at SHP[g]	0.8114	0.2058	0.1999	0.1994	0.2062
Air Delivered [g]	0.81140	0.20583	0.19990	0.19943	0.20624
Air Delivered [g/s]	13.52341	3.43057	3.33169	3.32384	3.43731
Airdeliveryratio [-]	0.6596	0.6693	0.6500	0.6485	0.6706
Rel. to Ave. [-]	1.0147	0.9855	0.9831	1.0167	
Rel. To MP 2 [-]	0.6764	0.6863	0.6665	0.6650	0.6877
Airmass Trapped [g]	0.81140	0.20583	0.19990	0.19943	0.20624
Airmass Trapped [g/s]	13.52341	3.43057	3.33169	3.32384	3.43731
Trapp. Eff. Air [-]	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000

Rel. to Ave. [-]		1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
Airpurity [-]	0.8322	0.8366	0.8285	0.8258	0.8376
Dyn. Swirl [-]	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Dyn. Tumble [-]	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

Wall Heatlosses:

Piston [kJ]	-0.2121	-0.0538	-0.0523	-0.0522	-0.0538
Cylinderhead [kJ]	-0.26561	-0.06741	-0.06548	-0.06535	-0.06737
Cylinderliner [kJ]	-0.11816	-0.02996	-0.02914	-0.02909	-0.02996
Sum of Wallheat [kJ]	-0.59583	-0.15117	-0.14692	-0.14663	-0.15110

Wall Heatlosses in High Pressure Phase:

Piston HP [kJ]	-0.19519	-0.04954	-0.04812	-0.04801	-0.04951
Cylinderhead HP [kJ]	-0.24712	-0.06274	-0.06092	-0.06077	-0.06270
Cylinderliner HP [kJ]	-0.08178	-0.02078	-0.02013	-0.02009	-0.02077
Sum of Wallheat HP [kJ]	-0.52409	-0.13306	-0.12917	-0.12887	-0.13298

Wall Heatlosses Related to Heatinput:

Piston [-]	-0.0816	-0.0829	-0.0806	-0.0803	-0.0828
Cylinderhead [-]	-0.1022	-0.1038	-0.1009	-0.1005	-0.1037
Cylinderliner [-]	-0.0455	-0.0462	-0.0449	-0.0448	-0.0461
Sum of Wallheat [-]	-0.2293	-0.2328	-0.2264	-0.2256	-0.2325
M. Eff. HTC [W/m2/K]	184.12	185.44	182.90	182.78	185.37
M. Eff. Temp. [K]	1323.38	1329.80	1317.54	1316.49	1329.70

Reference Values at EO:

Pressure [bar]	4.03	4.09	3.98	3.97	4.08
Temperature [K]	1438.84	1447.92	1431.07	1427.41	1448.95
A/F-Ratio [-]	13.59	13.80	13.40	13.34	13.81
Com.Prod.Conc. [-]	0.99919	0.99921	0.99920	0.99920	0.99914
Fuel Concentr. [-]	0.000056	0.000053	0.000056	0.000056	0.000058

Average Values of Pipeattachments:

Attached Pipe	11	12	13	14
Vlv/Prt.Op.Clr.0mm[deg]	340.00	340.00	340.00	340.00
Vlv/Prt.Op.Eff.0mm[deg]	340.00	340.00	340.00	340.00
Vlv/Prt.Op.Eff.1mm[deg]	362.50	362.50	362.50	362.50
Vlv/Prt.Op.Udef.mm[deg]	340.00	340.00	340.00	340.00
Vlv/Prt.Cl.Clr.0mm[deg]	610.00	610.00	610.00	610.00
Vlv/Prt.Cl.Eff.0mm[deg]	610.00	610.00	610.00	610.00
Vlv/Prt.Cl.Eff.1mm[deg]	577.52	577.52	577.53	577.52
Vlv/Prt.Cl.Udef.mm[deg]	610.00	610.00	610.00	610.00
Cam Phasing [deg]	0.00	0.00	0.00	0.00
Massflow [g/cycle]	0.220760	0.214805	0.213318	0.221151
Wallheat [kJ/cycle]	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
rel.to Heatinp.[-]	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Attached Pipe	15	16	17	18
Vlv/Prt.Op.Clr.0mm[deg]	130.00	130.00	130.00	130.00
Vlv/Prt.Op.Eff.0mm[deg]	130.00	130.00	130.00	130.00
Vlv/Prt.Op.Eff.1mm[deg]	150.84	150.84	150.84	150.84
Vlv/Prt.Op.Udef.mm[deg]	130.00	130.00	130.00	130.00
Vlv/Prt.Cl.Clr.0mm[deg]	390.00	390.00	390.00	390.00

Vlv/Prt.Cl.Eff.0mm[deg]	390.00	390.00	390.00	390.00
Vlv/Prt.Cl.Eff.1mm[deg]	356.00	356.00	356.00	356.00
Vlv/Prt.Cl.Udef.mm[deg]	390.00	390.00	390.00	390.00
Cam Phasing [deg]	0.00	0.00	0.00	0.00
Massflow [g/cycle]	0.221351	0.214924	0.214286	0.221138
Wallheat [kJ/cycle]	-0.033916	-0.034015	-0.033806	-0.033903
rel.to Heatinp.[-]	-0.0522	-0.0524	-0.0520	-0.0522

FLOWRESTRICTIONS: Average Values

Flr.	Att.Pi.	Massflow	Att.Pi.	Massflow
nr.	number	[g/cycle]	number	[g/cycle]
1	1	0.7895	2	0.7897
2	2	0.7897	3	0.7897
3	4	0.8032	5	0.8029
4	15	0.2214	19	0.2216
5	16	0.2149	21	0.2152
6	17	0.2143	22	0.2145
7	18	0.2211	20	0.2213
8	23	0.4428	25	0.4429
9	24	0.4294	26	0.4296
10	27	0.8720	28	0.8722

FUELINJECTORS: Average Values

Inj.	Att.Pi.	Massflow	Att.Pi.	Massflow	Added Fuel
nr.	number	[g/cycle]	number	[g/cycle]	[g/cycle]
1	7	0.2053	11	0.2205	0.0148
2	8	0.1995	12	0.2146	0.0148
3	9	0.1979	13	0.2130	0.0148
4	10	0.2063	14	0.2214	0.0148

ASSEMBLED: Average Values

Type	Nr.	-----Inlet-----	-----Outlet-----	-----Core-----							
		Pressure	Pressure	Rej.Heat	Rej.Heat	Fric. coeff.	Heat Factor				
		[bar]	[K]	[g]	[K]	[g]	[kJ]	[kW]	[-]	[-]	
AIRCLEANER	1	0.9947	303.91	3.420	0.9946	303.92	4.902	0.0000	0.0000	0.000001	0.000000

ASSEMBLED

Attachments

Type	Nr.	Pipe	Mass flow
		Nr.	[g/cycle]
AIRCLEANER	1	1	0.7895
AIRCLEANER	1	29	0.7900

JUNCTIONS: Average Values

Junction 1: Attached pipe 5: -0.8039 g/cycle
 Attached pipe 6: -0.3943 g/cycle
 Attached pipe 7: -0.2040 g/cycle
 Attached pipe 10: -0.2055 g/cycle

Junction 2: Attached pipe 6: -0.3949 g/cycle
 Attached pipe 8: -0.1983 g/cycle
 Attached pipe 9: -0.1967 g/cycle
 Junction 3: Attached pipe 19: -0.2217 g/cycle
 Attached pipe 20: -0.2212 g/cycle
 Attached pipe 23: -0.4428 g/cycle
 Junction 4: Attached pipe 21: -0.2152 g/cycle
 Attached pipe 22: -0.2145 g/cycle
 Attached pipe 24: -0.4294 g/cycle
 Junction 5: Attached pipe 25: -0.4429 g/cycle
 Attached pipe 26: -0.4294 g/cycle
 Attached pipe 27: -0.8720 g/cycle

OVERALL ENGINE PERFORMANCE:

=====

Indicated Torque	:	70.48 Nm	Indicated Specific Torque :	66.97 Nm/l
Indicated Power	:	14.76 kW, 20.07 PS	Indicated Specific Power :	14.03 kW/l, 19.07 PS/l
Friction Torque	:	7.87 Nm	Friction Power	: 1.65 kW
Effective Torque	:	62.61 Nm	Effective Specific Torque :	59.49 Nm/l
Effective Power	:	13.11 kW, 17.83 PS	Effective Specific Power :	12.46 kW/l, 16.94 PS/l

Required time for reading the inputfile and initialisation: 0.02 min
 Required time for the calculation: 1.08 min
 Required time for writing the outputfile: 0.00 min
 Required total time: 1.11 min
 Required total CPU-time: 60.55 sec