

BRUNO ANDERSON PIMENTA

Influência dos parâmetros de projeto em um motor a combustão interna

Bruno Anderson Pimenta

Influência dos parâmetros de projeto em um motor a 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 (a): Prof. Dr. José Geraldo Trani Brandão

P644i	Pimenta, Bruno Anderson Influência dos parâmetros de projeto em um motor a combustão interna / Bruno Anderson Pimenta– Guaratinguetá, 2014. 88 f : il. Bibliografia: f. 73 Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2014. Orientador: Prof. Dr. José Geraldo Trani Brandão 1. Motores de combustão interna I. Título CDU 621.43
-------	---

Bruno Anderson Pimenta

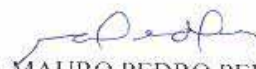
ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
"GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA"

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

Prof. Dr. ANTONIO WAGNER FORTI
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. JOSÉ GERALDO TRANI BRANDÃO
Orientador/UNESP-FEG


Prof. Dr. MAURO PEDRO PERES
UNESP-FEG


Prof. Dr. MARCELO SAMPAIO MARTINS
UNESP-FEG

Setembro de 2014

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a UNESP por todos estes anos de conhecimento providos através da dedicação dos docentes.

ao meu orientador, *Prof. Dr. José Geraldo Trani Brandão* que teve grande parcela de conhecimento e de compreensão para que fosse possível a conclusão deste trabalho.

aos meus pais *Jurandir e Elisete*, que com todo o esforço e dedicação proporcionaram-me esta oportunidade de poder optar e traçar o meu próprio caminho.

aos meus irmãos *Jéferson e Tânia*, que serviram de exemplo em todos os momentos.

aos companheiros de turma de Engenharia Mecânica do ano de 2009, com os quais pude dividir estes anos de dificuldade e superação.

aos amigos e irmãos da república Chatuba, sem os quais os anos de faculdade não teriam sido tão proveitosos e me fizeram evoluir, me moldando na pessoa que sou hoje em dia.

aos amigos de Porto Ferreira, que mesmo distantes a maior parte do tempo me deram total apoio e motivação para continuar em frente.

“Você nunca alcança o sucesso verdadeiro a menos que
você goste do que está fazendo.”

Carnegie

PIMENTA, B. A. **Influência dos parâmetros de projeto em um motor a combustão interna**. 2014. 80p Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2014.

RESUMO

Neste trabalho aborda-se a influência dos parâmetros de projeto no funcionamento e na construção de um motor a combustão interna. Uma análise teórica foi desenvolvida, através de um modelo de biela-manivela-pistão, para verificar o comportamento dos esforços gerados na combustão e transformado em energia rotacional do eixo de manivelas. Os parâmetros de projeto influenciam não só diretamente no resultado final das características de potência e torque, mas em como o motor deve ser construído para suportar as diferentes cargas. A escolha dos parâmetros de um motor a combustão está diretamente ligada com a aplicação do motor e o resultado esperado do seu funcionamento.

PALAVRAS-CHAVE: Parâmetros de projeto, combustão interna, esforços, aplicação.

PIMENTA, B. A. **Influence of design parameters on an internal combustion engine**. 2014. 80p Graduate Work (Graduate in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2014.

ABSTRACT

This paper discusses the influence of the design parameters in the operation and construction of an internal combustion engine. A theoretical analysis was developed using a standard crank-connecting rod-piston to verify the behavior of the stresses generated in the combustion and transformed into rotational energy of the crank shaft. Design parameters directly influence not only the final result of the characteristics of power and torque, but how the engine must be built to withstand different loads. The choice of parameters of a combustion engine is directly linked with the application of the engine and the final result expected of it function.

KEYWORDS: Design parameters, internal combustion, stresses, application.

LISTA DE SÍMBOLOS

A	área do topo do pistão
d	diâmetro do cilindro
e	comprimento do volume morto do pistão
E	módulo de elasticidade
F	força
F_{BC}	força de compressão na biela
F_{BCt}	força perpendicular ao braço da manivela
F_{CY}	força perpendicular ao movimento do pistão
i	número de cilindros
I	momento de inércia
k	constante da reação isoentrópica
L	comprimento da biela
L_f	comprimento efetivo
M	momento
P	pressão
P_{cr}	carga crítica para flambagem
P_f	pressão final
P_i	pressão inicial
P_m	potência média
r	comprimento do braço da manivela
S	entropia
T	temperatura
T_e	tempo do motor
T_m	torque médio
T_r	torque
V	volume
V_f	volume final
V_i	volume inicial
V_α	volume do pistão para o ângulo α
w	carga
x	coordenada cartesiana
α	ângulo da manivela
β	ângulo do pistão com a biela

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	10
1.1 Motivação do trabalho.....	10
1.2 Objetivo do trabalho.....	11
1.3 Estrutura do trabalho.....	12
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	14
2.1 Histórico	14
2.2 Partes de um motor a combustão interna do tipo alternativo	15
2.2.1 Fixas.....	15
2.2.1.1 Cilindro.....	15
2.2.1.2 Bloco.....	16
2.2.1.3 Câster.....	16
2.2.1.4 Cabeçote	17
2.2.1.5 Câmara de combustão.....	17
2.2.1.6 Sede de válvula.....	19
2.2.1.7 Guia de válvula	20
2.2.2 Móveis.....	20
2.2.2.1 Pistão.....	20
2.2.2.2 Pino munhão	21
2.2.2.3 Anéis de segmento.....	22
2.2.2.4 Biela.....	23
2.2.2.5 Árvore de manivelas.....	24
2.2.2.6 Volante.....	25
2.2.2.7 Bronzina	25
2.2.2.8 Válvula.....	26
2.2.2.9 Mola das válvulas.....	27
2.2.2.10 Eixo de comando de válvula.....	27
2.3 Ciclo de operação de um motor alternativo	27
2.3.1 Motor alternativo 2 tempos	28
2.3.1.1 1º tempo – Aspiração e compressão	28
2.3.1.2 2º tempo – Combustão e descarga	29
2.3.1 Motor alternativo 4 tempos	29
2.3.1.1 Aspiração	30
2.3.1.2 Compressão	30
2.3.1.3 Combustão ou expansão.....	31
2.3.1.4 Descarga	32
2.4 Ciclo termodinâmico	32
2.5 Parâmetros de projeto em função da aplicação	34
2.5.1 Relação r/L	35
2.5.2 Relação $d/2r$	37
2.5.3 Número de cilindros	37
2.5.4 Outros parâmetros	38
3 EQUACIONAMENTO	39
3.1 Análise geométrica.....	39
3.2 Análise dinâmica.....	41
3.2.1 Ponto C.....	42
3.2.2 Ponto B.....	44
3.3 Análise do processo de combustão e expansão.....	45
3.4 Potência.....	47
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	48
4.1 Primeiro caso – relação r/L	48
4.1.1 Força de Compressão na Biela (F_{BC})	50
Gráfico 1 – Força da compressão na biela – caso 1	50
4.1.2 Força Perpendicular ao movimento do pistão (F_{CY})	51

4.1.3 Força perpendicular à manivela (F_{BCT}).....	52
4.1.4 Torque	53
4.1.5 Potência	53
4.1.6 Análise das informações em conjunto	54
4.2 Segundo caso – relação $d/2r$	55
4.2.1 Força de compressão na Biela (F_{BC})	57
4.2.2 Força perpendicular ao movimento do pistão (F_Y)	58
4.2.3 Força perpendicular à manivela (F_{BCT}).....	60
4.2.4 Torque	61
4.2.5 Potência	61
4.2.6 Análise das informações conjuntas.....	62
4.3 Terceiro caso – número de cilindros	62
4.3.1 Força de compressão na Biela (F_{BC})	64
4.3.2 Força perpendicular ao movimento do pistão (F_{CY})	65
4.3.3 Força Perpendicular à manivela (F_{BCT}).....	66
4.2.4 Torque	67
4.2.5 Potência	67
4.2.5.1 Potência para o motor com 4 cilindros.	68
5 CONCLUSÃO	72
REFERÊNCIAS	73
APÊNDICE A – VALORES DE VOLUME, PRESSÃO E FORÇA – CASO 1.....	74
APÊNDICE B – VALORES DE VOLUME, PRESSÃO E FORÇA – CASO 2	79
APÊNDICE C – VALORES DE VOLUME, PRESSÃO E FORÇA – CASO 3.....	84

1 INTRODUÇÃO

Com o advento do motor a combustão, e devido a sua grande malha de aplicações, muitas soluções que melhoram a sua eficiência passaram a ser estudadas, primeiramente de modo a aumentar a competitividade industrial e mais à frente com a visão sócio-ambiental. O motore de combustão interna, em relação aos motores de combustão externa, são mais versáteis, mais eficientes, possuem um menor peso por cavalo gerado, o funcionamento inicial é muito mais rápido.

O funcionamento do motor de combustão interna utiliza o mesmo conceito que o motor a combustão externa, transformando a energia da queima do combustível em energia motora, com a única diferença de agora a queima ocorrer na cavidade interna do motor. A indústria automobilística é a maior utilizadora deste tipo de tecnologia de motor a combustão interna, devido a grande facilidade de aplicar este modelo de motor em todas as classes de veículos. Grande parte da tecnologia do desenvolvimento de um projeto de motor está em posse das grandes montadoras e não é facilmente encontrada em bibliografias de uma forma detalhada.

1.1 Motivação do trabalho

A maneira com a qual é realizada a concepção do projeto deve avaliar todos os pontos que afetam o seu funcionamento, sendo que estes, se alterados, podem ocasionar efeitos positivos ou negativos. Diversas bibliografias sugerem alguns parâmetros de projeto adequados para algumas aplicações e até mesmo fornecem os valores que são comumente encontrados nas aplicações do dia-a-dia. Outra oportunidade observada foi a de poder aplicar algumas matérias aprendidas durante a graduação, como por exemplo: Dinâmica das Máquinas e Vibrações, Dinâmica dos Sólidos, Resistência dos Materiais e Termodinâmica.

Saber como os parâmetros de projeto influenciam no desempenho e no funcionamento do motor proporciona que o projeto seja adequado ao que realmente é esperado e seja aplicável para a sua finalidade especificada. As limitações que são impostas ao projeto, sejam elas de peso, espaço, custo, dentre outros, faz com que o projeto não seja perfeito, mas sim o mais adequado possível para obter o melhor rendimento energético e menores custos de manutenção.

O projeto precisa de algumas premissas ou requisitos para o início das atividades de projeto e cálculos. A premissa inicial deve ser a aplicação, pois muitos dos parâmetros de projeto serão definidos segundo esta definição inicial de aplicabilidade.

Conhecendo a aplicação, deve-se conhecer a potência esperada, peso, espaço e outros fatores que irão limitar o projeto dentro de um horizonte de possibilidades. Após conhecer todas as limitações, é chegada a etapa de definir os parâmetros de projetos, que se pode entender pela definição dos componentes presentes neste motor.

Nesta etapa de projeto, por exemplo, que irá se definir o volume do motor, número de cilindros, comprimento de biela, diâmetro do pistão, número de válvulas e outros. A dúvida agora é conhecer o que seria mais adequado para esse projeto, eis que surgem as dúvidas e devem se prender a algum conhecimento teórico para a tomada de decisões.

Entenda o conhecimento teórico não somente a recomendação de um livro, mas sim os efeitos que esta recomendação pode afetar o projeto e como será o projeto para atender a esta recomendação. Este conhecimento teórico muitas vezes não é encontrado facilmente.

Os parâmetros do projeto, se conhecidos os efeitos da sua aplicação, facilitam no momento de uma definição inicial do projeto, pois já permite criar um esboço do funcionamento e conseqüências as quais necessitam de uma atenção especial.

1.2 Objetivo do trabalho

Neste trabalho, objetiva-se demonstrar que as recomendações de parâmetros de projeto encontradas na teoria são realmente válidas. Estas recomendações podem ser comprovadas através de cálculos utilizando-se de modelos teóricos e que são representativos de um modelo real.

Outro fator importante e que será foco do estudo é demonstrar que os parâmetros de projeto estão diretamente relacionados com a aplicação e finalidade do motor, não sendo possível definir um modelo perfeito que atenda todos os casos e comprovando que não existe projeto certo ou errado, somente o projeto adequado para determinada finalidade.

1.3 Estrutura do trabalho

A estrutura do trabalho está dividida em capítulos que irão transcorrer sobre o tema proposto, de uma maneira que irá demonstrar por meio de análises que o objetivo do trabalho foi concluído.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA - Este capítulo apresenta todo o contexto ao qual as bases do trabalho ao qual o mesmo está inserido, fornecendo todo o conhecimento necessário para a definição de uma metodologia representativa e passível de uma análise matemática que possa comprovar as recomendações de projeto.

As informações contidas nesta seção mostram como é a concepção de um motor e o seu funcionamento, descrevendo as partes componentes e suas funções, o ciclo de operação, as condições para que seja possível o funcionamento de um motor, além de apresentar alguns parâmetros específicos para a aplicação do motor.

Apresentamos os ciclos de funcionamento dos motores à combustão, os quais permitem a comparação entre os modelos definidos no estudo de casos.

Os parâmetros de projeto recomendados pela bibliografia são apresentados logo a seguir no decorrer deste capítulo. Estes parâmetros serão estudados um a um de forma a validar as recomendações e direcionar cada qual para uma determinada aplicação.

3 EQUACIONAMENTO - Nesta etapa do trabalho são definidos os modelos teóricos utilizados no estudo. Estes modelos têm como base a teoria apresentada no capítulo anterior a este, e serão aplicados em estudos de caso ao decorrer do próximo capítulo.

É de vital importância a definição de um modelo teórico que seja representativo da realidade. Mesmo que o modelo seja teórico, as informações que ele representa podem ser utilizadas como ferramenta colaborativa para a definição de um projeto adequado.

O modelo foi criado com foco nas partes responsáveis por transformar a energia da combustão em energia motora. Definido este modelo, foram realizadas análises geométricas e dinâmicas que demonstram o funcionamento de um motor a combustão interna e as quais nos permite verificar a influência dos parâmetros de projeto.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES – Os resultados mostram a análise de 3 diferentes casos, com a variação de três diferentes parâmetros. O primeiro caso analisa a variação do comprimento do braço da manivela em relação ao comprimento da biela (r/L). O segundo caso analisa a variação do diâmetro do cilindro em relação ao curso do pistão ($d/2r$). O terceiro caso analisa a variação do número de cilindros.

Todos os casos demonstram o perfeito funcionamento do motor em relação aos parâmetros de projeto, sendo estes necessários para adequar o projeto a sua aplicação.

5 CONCLUSÃO – Este capítulo demonstra que o objetivo proposto foi analisado e todos os pontos levantados para a discussão verificados.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Entender os mecanismos de um motor a combustão interna, o ciclo de funcionamento e os parâmetros de projeto ajudam a projetar um motor mais eficiente e preciso para a sua aplicação.

Os motores a combustão interna são classificados em alguns tipos, sendo esta classificação perante a sua construção. Os tipos conhecidos atualmente são os alternativos e os rotativos. Para fins de colaborar com o estudo do trabalho e focar a análise em um caso específico e mais usual, a revisão bibliográfica será focada nos motores alternativos.

2.1 Histórico

Jean Joseph Étienne Lenoir (1822-1900), engenheiro belga, foi o responsável por criar o primeiro motor a combustão interna datado de 1858, que gerava a potência de 1 CV e utilizava gás de iluminação como combustível. Este invento de Lenoir era uma grande revolução perante aos motores a combustão externa até então largamente utilizados na época. O motor a combustão externa, mais formalmente conhecido como motores a vapor, eram movidos a lenha e utilizavam-se do vapor para gerar o movimento.

Logo em 1862, Nicolaus August Otto (1832-1891) e Eugen Langen (1833-1895) basearam-se no motor construído por Lenoir e desenvolveram o primeiro motor que comprimia uma mistura de ar e combustível e com ignição através de uma centelha gerada por uma fonte elétrica, mas este modelo funcionou somente por alguns minutos antes da sua destruição.

Os estudos da termodinâmica do funcionamento de um motor a combustão interna começam a ser publicados no mesmo ano de 1862, pelo engenheiro francês Alphonse Beau de Rochas (1812-1893). O estudo de Rochas baseava-se no motor desenvolvido por Otto e Langen. Otto e Langen, por sua vez, aprimoraram os estudos de Rochas e apresentam no dia 9 de Maio de 1878 o motor de ciclo Otto, sendo este o modelo mais utilizado até os dias atuais.

A primeira aplicação deste conceito de motor em um meio de transporte foi realizada em 1885, com o invento de Gottlieb Daimler (1834-1900) e Wilhelm Maybach (1846-1929).

2.2 Partes de um motor a combustão interna do tipo alternativo

Uma vez definido o regime de funcionamento do motor a combustão interna, o próximo passo é analisar os componentes de um motor a combustão interna. Os componentes de um motor são chamados de partes, e estes são divididos em: fixas, móveis e auxiliares.

2.2.1 Fixas

As principais partes fixas são: cilindro, bloco, cabeçote, cárter, câmara de combustão, sede de válvula e guia de válvula.

2.2.1.1 Cilindro

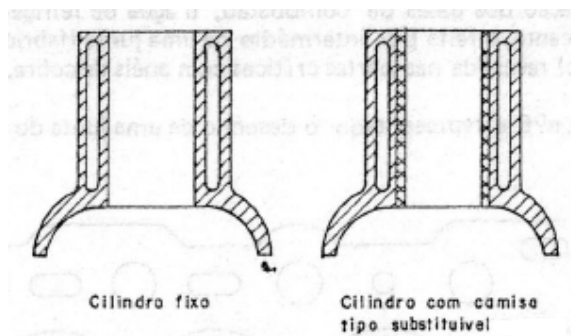
O cilindro é uma peça de formato cilíndrico, na qual o pistão se desloca descrevendo um movimento retilíneo alternado, geralmente fabricado em ferro fundido à base de fósforo-manganês, ao níquel ou ao níquel cromolibdênio.

Os cilindros estão classificados em dois grupos segundo a sua fixação: fixos ou substituíveis. Os cilindros fixos são aqueles fundidos junto com o bloco. Os cilindros substituíveis são popularmente chamados de “camisa”, sendo que estes podem ser trocados ao decorrer da vida útil do motor.

É esperado um desgaste nos cilindros devido ao movimento alternado dos pistões, que podem ocorrer em um tempo maior ou menor, devido a fatores externos e da forma ao qual o motor foi projetado.

Alguns fatores externos que podem prejudicar a vida útil do cilindro são: material abrasivo no combustível, material abrasivo no óleo lubrificante, material abrasivo no ar, água no combustível, água no óleo lubrificante, viscosidade inadequada do óleo, superaquecimento do motor, altas solicitações de rotação do motor e insuficiência de pressão do óleo.

Figura 1 – Tipos de cilindros



Fonte: (FILHO, página 20, 1983)

2.2.1.2 Bloco

O bloco, em linhas gerais, representa propriamente o motor. Na sua parte inferior estão alojados os mancais centrais onde se apoia o eixo motor e na parte superior está localizada o cabeçote. O bloco serve ainda de suporte para algumas partes auxiliares, como a bomba de água, alternador, bomba de gasolina, distribuidor etc.

Quando a fixação do cilindro no bloco é do tipo fixa, classificamos este bloco como integral ou monobloco. Quando comparado um bloco integral a um de cilindros substituíveis é visível a desvantagem na possibilidade de um menor número de retificas, devido a diminuição das espessuras das suas paredes.

Quando o bloco integral chega no limite de retificações, uma operação de “encamisamento” pode ser utilizada como alternativa, imitando um bloco com cilindros substituíveis. A escolha o material a ser “encamisado” deve levar em consideração os efeitos de dilatação, para que não haja nenhum dano nocivo ao bloco.

2.2.1.3 Cárter

A função do cárter não é nada mais que a de servir como um depósito de óleo. A sua concepção deve ser de uma forma que todo o óleo depositado em seu interior esteja em contato com a bomba de óleo, mesmo em condições de subida, descida e curva.

Pode-se utilizar ligas de alumínio ou de aço para a sua construção.

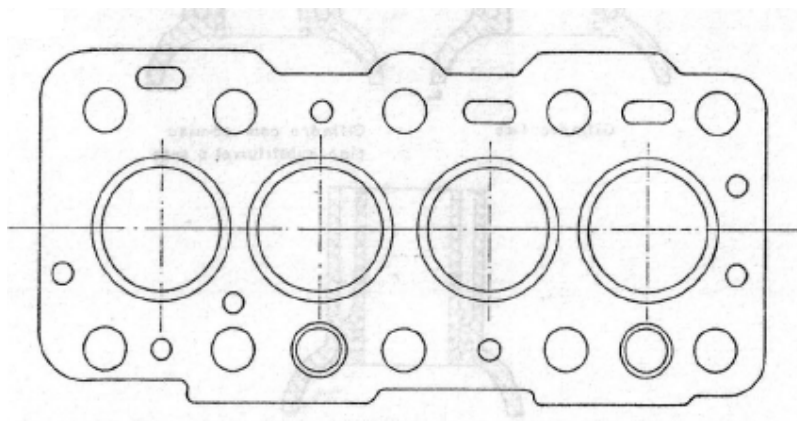
2.2.1.4 Cabeçote

É a parte superior do motor, onde se localizam as válvulas e as câmaras de combustão, velas etc. Antigamente era constituído junto com o bloco, mas devido às inovações e diferentes tipos de concepção, passou a ser fabricado separadamente do bloco, facilitando assim a sua usinagem e também a do cilindro.

O cabeçote é fixado ao bloco por intermédio de parafusos, distribuídos de tal maneira que assegure uma perfeita união entre ambas as partes. A vedação do cabeçote no bloco é feita pela junta, fabricada a base de amianto.

O material mais utilizado para a fabricação do cabeçote é o alumínio, que apresenta leveza e um elevado coeficiente de transmissão de calor.

Figura 2 – Visão superior de um cabeçote de um motor 4 cilindros



Fonte: (FILHO, página 23, 1983)

2.2.1.5 Câmara de combustão

A câmara de combustão de um motor como o nome indica é onde ocorre a combustão da mistura ar-combustível, nesta parte que estão localizados os eletrodos da vela e as cabeças das

válvulas. O projeto da câmara de combustão deve ser de tal maneira que permita a propagação da chama gerada pela centelha da maneira mais rápida e equilibrada, sem a ocorrência de detonação.

Diferentes formas de construção da câmara de combustão para motores Otto podem ser encontradas, sendo elas: hemisférica, triangular, no pistão, com válvula lateral, a banheira, trapezoidal e discoidal.

Câmara hemisférica: é mais utilizado em motores com taxa de compressão não muito elevada; permite que a vela seja posicionada em uma posição central, evitando os efeitos de detonação; obriga a utilização de um comando duplo; o pistão deve apresentar um rebaixamento na cabeça para evitar o contato com as válvulas.

Câmara triangular: apresenta as mesmas características da câmara hemisférica, mas é pouco utilizada por apresentar um menor espaço para as válvulas.

Câmara do pistão: mais utilizados em motores de injeção à Diesel. É de fácil construção, mas limita o tamanho das válvulas a serem utilizadas.

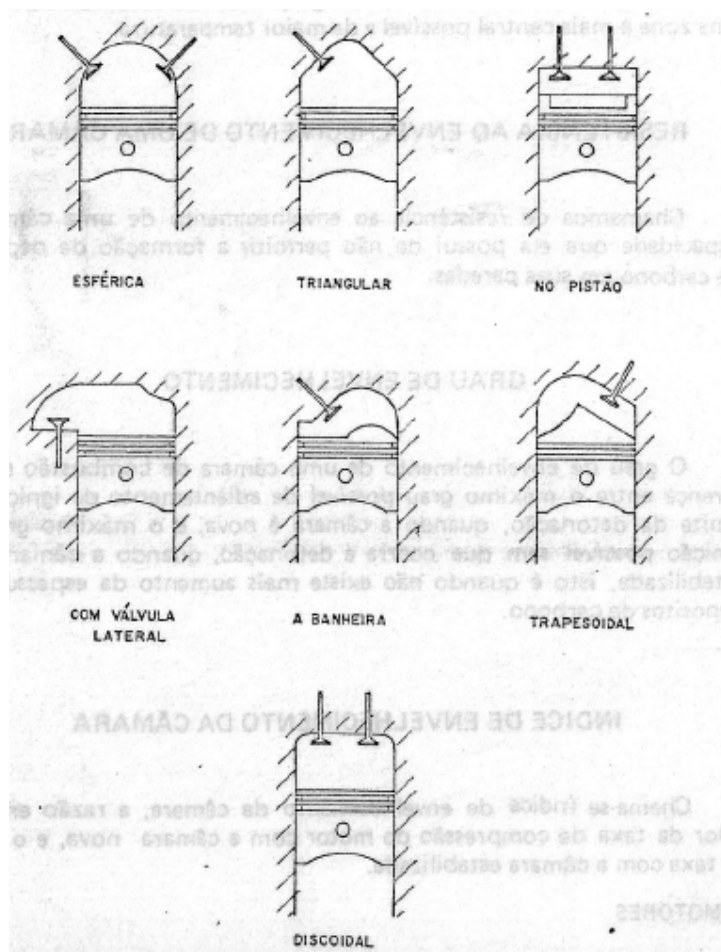
Câmara com válvula lateral: pouco utilizada devido ao seu baixo rendimento térmico, a vantagem é permitir a utilização de um eixo de comando lateral, sem a utilização de balancins, reduzindo o custo do motor.

Câmara tipo banheira: utilizada em motores de pequeno porte, de fácil construção e permite a utilização de válvulas grandes.

Câmara trapezoidal: utilizada em motores com grande taxa de compressão, apresenta um bom rendimento, mas é de difícil construção.

Câmara discoidal: Permite a utilização de 2 ou 4 válvulas e apresenta um bom rendimento térmico.

Figura 3 – Tipos de câmara de combustão



Fonte: (FILHO, página 26, 1983)

2.2.1.6 Sede de válvula

Sede de válvula é a peça que serve de encaixe para a válvula quando esta se fecha. Sua finalidade é de vedar e aumentar a durabilidade do sistema, pois este impede que a válvula se encaixe diretamente no cabeçote. O material utilizado para fabricar a sede da válvula é de um aço com alta dureza ou até mesmo o bronze.

2.2.1.7 Guia de válvula

A guia de válvula é a parte que serve para guiar a válvula durante o seu trabalho. A parte interna do guia da válvula está em contato direto com a haste da válvula, portanto o coeficiente de atrito deve ser mínimo para evitar o desgaste de ambas as peças.

2.2.2 Móveis

As principais partes móveis são: pistão, pino munhão, anéis de segmento, biela, árvore de manivela, volante, bronzina, válvula, mola de válvula e eixo de comando de válvula.

2.2.2.1 Pistão

Esta parte tem a função de receber o impulso gerado pela combustão dos gases e transmiti-lo diretamente para a biela. A confecção desta parte é de certa complexidade, pois é necessário cumprir com vários requisitos para o seu perfeito funcionamento e durabilidade. Pode-se dividir o pistão em duas partes distintas, a cabeça e a saia.

O pistão deve apresentar uma elevada resistência mecânica, boa resistência ao calor, elevada resistência ao desgaste, boa condutibilidade térmica, leveza e baixo nível de ruído.

O processo de fabricação a ser utilizado pode figurar entre a forja e a fundição. Este processo está ligado diretamente na resistência mecânica, sendo que o pistão forjado apresenta um ganho de 20 a 40% na resistência mecânica se comparado com um pistão fundido.

A cabeça do pistão possui algumas canaletas, onde são inseridos os anéis de segmento, que possuem funções apresentadas logo abaixo. O topo da cabeça do pistão pode assumir diferentes formas, que deve se adequar ao modelo de câmara de combustão escolhido. Os modelos mais encontrados são: plana, côncava, convexa e irregular.

Plana: é a forma mais utilizada devido a sua facilidade de usinagem, geralmente aplicada para projetos com baixa cilindrada.

Côncava: pistão com topo côncavo, geralmente utilizado para motores a Diesel com injeção direta.

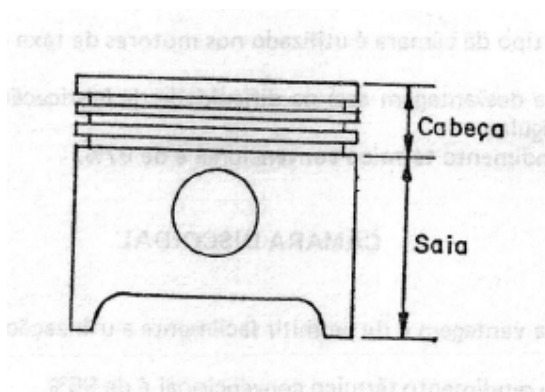
Convexa: pistões com topos convexos, utilizados para câmara de combustão do tipo hemisférica.

Irregular: pistão para uso específico.

A saia do pistão apresenta um formato elipsoidal, sendo mais estreito na área em que se localiza o pino munhão. A saia é responsável por guiar o movimento do pistão dentro do cilindro. O orifício onde é localizado o pino munhão é deslocado lateralmente da linha de centro do pistão, com o intuito de minimizar as forças laterais provocadas na combustão.

O comprimento do pistão é dependente da sua funcionalidade e concepção do projeto. Para motores que se preza a leveza do pistão, os valores de comprimento em relação ao diâmetro do pistão é cerca de 0,5. Para projetos de pistões a serem utilizados com um motor a diesel, pode-se atingir uma relação de duas vezes o comprimento do pistão em relação ao seu diâmetro.

Figura 4 - Pistão



Fonte: (FILHO, página 31, 1983)

2.2.2.2 Pino munhão

Parte responsável de unir e permitir a articulação do conjunto biela-pistão. Geralmente é um tubo de aço com um tratamento térmico, sendo capaz de absorver os esforços sem que haja uma deformação permanente ou falha.

O pino munhão é classificado perante a sua montagem, podendo ser: fixo, oscilante ou flutuante.

Fixo – o pino munhão é fixo no pistão e livre na bucha da biela.

Oscilante – o pino munhão é fixo na bucha da biela e livre no pistão.

Flutuante – o pino munhão é livre na bucha da biela e livre no pistão, para este caso são utilizados pinos de travamento para evitar o descolamento horizontal do pino.

É necessário considerar uma folga, até mesmo quando as partes estão operando e apresentam uma dilatação, que permitirá a funcionamento pleno do motor sem que haja nenhum travamento.

2.2.2.3 Anéis de segmento

Os anéis de segmento são instalados na cabeça do pistão, nas canaletas específicas para cada anel. O anel apresenta um diâmetro externo maior do que o diâmetro interno do cilindro. O projeto, em geral, considera a utilização de mais de um anel.

A funcionalidade do anel pode é de vedar a passagem dos gases de combustão ou impedir que o óleo lubrificante adentre a câmara de combustão. Estas diferentes funcionalidades classificam os anéis de segmento em dois diferentes tipos: anéis de compressão e anéis raspadores de óleo.

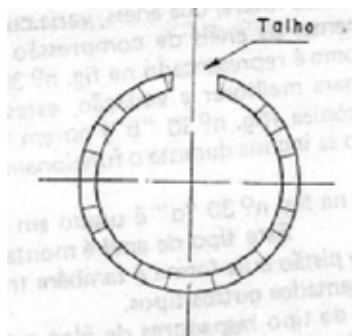
Os anéis de compressão estão localizados nas canaletas mais próximas ao topo do pistão. Já os anéis raspadores de óleo estão nas canaletas mais próximas à saia do pistão.

O número de anéis de segmento varia com o tipo de motor e o seu emprego, em geral, utiliza-se a seguinte recomendação de projeto.

- 2 a 3 anéis para motores a combustão de 2 tempos;
- 2 a 4 anéis para motores a combustão de 4 tempos;
- 3 a 5 anéis para motores diesel veloz;
- 6 a 8 para motores diesel lento;

O formato do anel permite a instalação do mesmo em um pistão que possui o diâmetro externo superior ao diâmetro interno do anel, conforme observado na Figura (5):

Figura 5 – Anel de segmento



Fonte: (FILHO, página 45, 1983)

2.2.2.4 Biela

É a parte responsável por transmitir o movimento alternativo do pistão para a árvore de manivelas. Devem ser constituídas de forma a reagir ao emprego estabelecido, apresentando assim um maior desempenho ao motor.

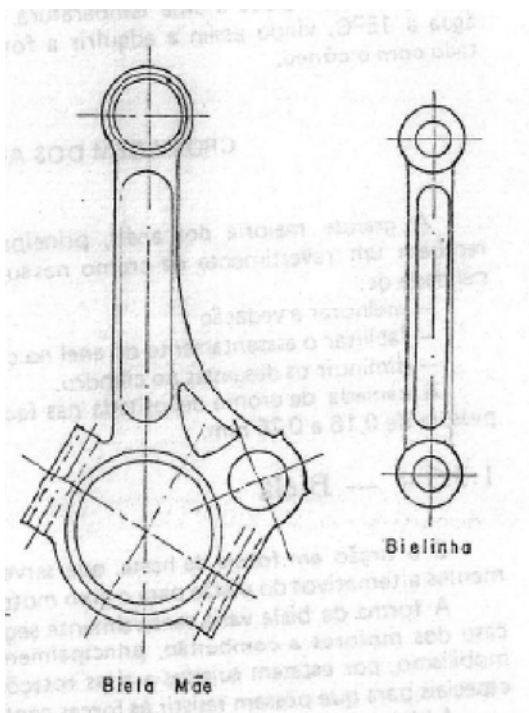
A biela é composta por três partes distintas: cabeça, haste e pé. O pé da biela possui uma bucha de bronze em seu interior, com a finalidade de alojar o pino munhão.

A cabeça da biela está dividida em duas partes: capa e biela. Ambas as partes são montadas ao redor dos mancais presentes na árvore de manivelas.

Para a construção da biela, utilizam-se ligas de aço ou ligas de alumínio. Em todos os projetos devem ser consideradas as cargas que a biela necessita suportar, os efeitos causados por estas cargas e a leveza que se espera da biela. Assim como ocorre com o pistão, a biela pode ser obtida utilizando os processos de fundição ou forja.

Quanto ao tipo, as bielas estão divididas em simples e composta. A biela composta é formada pela biela mãe e pela bielinha, é utilizada em motores “V”, “W” e estrela. O exemplo de uma biela composta pode ser observado na Figura (6).

Figura 6 – Exemplo de biela composta



Fonte: (FILHO, página 51, 1983)

2.2.2.5 Árvore de manivelas

A árvore de manivelas, também é conhecida como eixo motor ou virabrequim. É a parte responsável por transformar o movimento alternativo do pistão em movimento rotativo. Esta parte é composta por mancais fixos e móveis, braço da manivela, contrapesos e flange de fixação do volante.

Geralmente, a árvore de manivelas é composta por uma peça única, obtida através de usinagem. O material utilizado pode variar entre as mais variadas ligas de aço ou ferro fundido. Um tratamento superficial é realizado nos mancais que estarão em contato com as bronzinas, com o intuito de aumentar a resistência ao desgaste.

O número de mancais fixos e móveis é variável dependendo do número de cilindros adotados. O caso mais usual, um motor de 4 cilindros apresenta 1 mancais fixos e 4 mancais móveis.

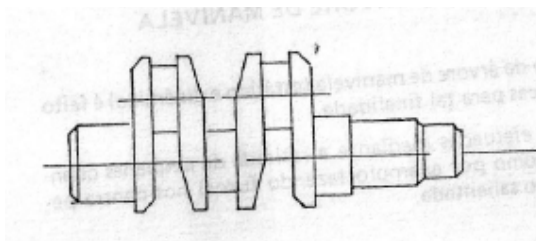
Os mancais fixos são os que suportam a árvore de manivelas no motor. Os mancais móveis são aonde as bielas são fixadas. O ângulo entre os mancais ajuda a definir os tempos do

motor, que devem ser dispostos de maneira a manter o maior equilíbrio possível. O ângulo entre os braços das manivelas pode ser obtido pela equação abaixo.

$$\alpha = 180 \cdot Te/i \quad (1)$$

O balanceamento da árvore de manivela é feito através de aparelhos específicos para esta funcionalidade. O balanceamento irá garantir um funcionamento suave para o motor. Um exemplo de ângulo entre as árvores de manivela é apresentado na Figura (7).

Figura 7 – Árvore de manivelas



Fonte: (FILHO, página 57, 1983)

2.2.2.6 Volante

O volante é a parte responsável por armazenar a energia cinética durante a combustão de um cilindro e fornecer a energia durante as fases em que a combustão não se faz presente.

O tamanho do volante afeta o funcionamento do motor, sendo que para um maior tamanho de volante, o motor será mais estável, mas apresentará uma menor aceleração. Este tamanho do volante está ligado diretamente ao número de cilindros e a função para o qual este motor foi projetado.

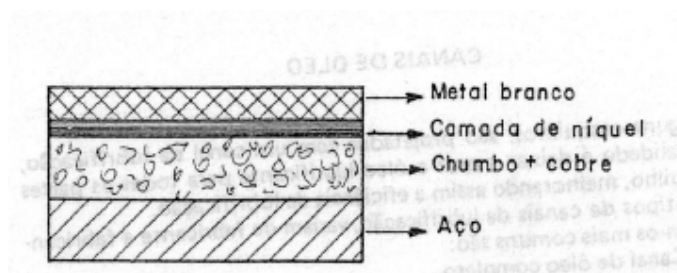
2.2.2.7 Bronzina

A bronzina é responsável por garantir a vida útil da árvore de manivelas. Para ser eficiente, a bronzina deve cumprir com alguns requisitos básicos de projeto, sendo eles: material de

antifricção, elevada resistência a fadiga, baixa dureza, não sofrer corrosão e absorver partículas sólidas presente no óleo.

Em geral, a bronzina é composta por uma carcaça e o material antifricção.

Figura 8 – Camadas de materiais da bronzina



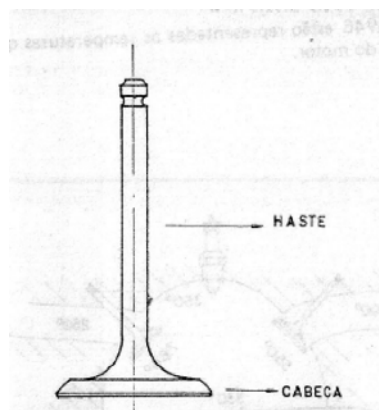
Fonte: (FILHO, página 60, 1983)

2.2.2.8 Válvula

As válvulas servem para controlar o fluxo dos gases, podendo ser estes os gases de aspiração e os gases da combustão. A válvula se divide em duas partes, a cabeça e a haste.

O número de válvulas depende do projeto e da finalidade deste motor. O projeto deve considerar válvulas de maior diâmetro possível, facilitando o fluxo de gases e aumentando a eficiência do projeto. Esta válvula deve ser capaz de suportar as altas temperaturas geradas pela queima do combustível.

Figura 9 – divisão da válvula



Fonte: (FILHO, página 65, 1983)

2.2.2.9 Mola das válvulas

As molas são responsáveis pelo fechamento das válvulas. Deve-se considerar a frequência natural da mola e a fadiga.

É aconselhável que a frequência natural da mola seja 15 vezes maior do que a máxima frequência de operação do comando de válvula.

2.2.2.10 Eixo de comando de válvula

É um eixo composto por cames, responsável por comandar a abertura das válvulas. O projeto deste comando de válvulas deve considerar o mesmo período de funcionamento do eixo de manivelas, uma vez que ambos devem trabalhar em conjunto para o funcionamento pleno do motor.

O funcionamento do eixo de comando de válvula pode ser direto ou indireto. No funcionamento direto, os cames estão em contato direto com as válvulas. O funcionamento indireto é feito através do balancim.

2.3 Ciclo de operação de um motor alternativo

O conjunto do motor a combustão interna alternativo é também classificado tomando base a sua operação. Para os motores alternativos, encontramos dois ciclos de operação: 4 tempos e 2 tempos.

A diferença entre os dois ciclos está justamente no número de deslocamentos completos que o pistão realiza para que seja terminado o ciclo. O motor a 4 tempos executa duas idas e duas vindas do PMS (ponto morto superior) para o PMI (ponto morto inferior), já o motor 2 tempos executa somente uma ida e uma vinda do PMS para o PMI.

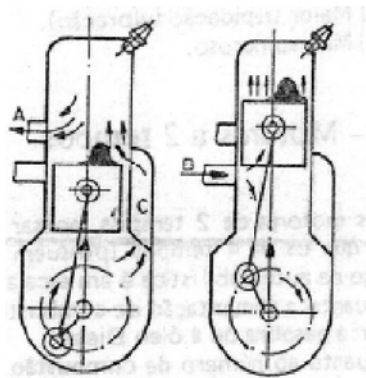
2.3.1 Motor alternativo 2 tempos

Este motor é geralmente utilizado para quando é necessário obter um motor com poucas cilindradas, geralmente para aplicações de agricultura ou motocicletas. O combustível mais comum é uma mistura de gasolina com óleo lubrificante. A seguir são apresentados os dois tempos do motor.

2.3.1.1 1º tempo – Aspiração e compressão

Nesta etapa do ciclo, o pistão desloca-se do PMI para o PMS, ao decorrer o deslocamento do pistão, a mistura ar-combustível é comprimida na parte superior do cilindro, em direção câmara de combustão. Simultaneamente a compressão, uma depressão é gerada no cárter, permitindo a aspiração da mistura de ar-combustível no seu interior. A Figura (10) demonstra o que ocorre durante este tempo do motor.

Figura 10 – Aspiração e compressão em um motor 2 tempos



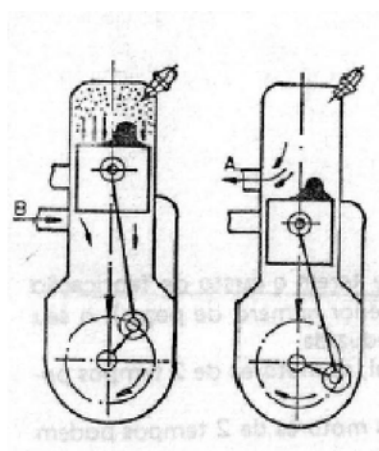
Fonte: (FILHO, página 94, 1983)

É visível a mistura adentrando ao motor devido à depressão do cárter no ponto B durante o movimento do pistão do PMI ao PMS. Durante a etapa de compressão é possível verificar que a mistura de ar-combustível acaba escapando por A, diminuindo o rendimento do motor.

2.3.1.2 2º tempo – Combustão e descarga

Durante esta etapa do ciclo, a vela inicia a ignição da mistura comprimida no interior do cilindro, fazendo com que o pistão se desloque do PMS para o PMI. A Figura (11) mostra esta etapa do ciclo que ocorre em um motor 2 tempos.

Figura 11 – Combustão e descarga em um motor 2 tempos



Fonte: (FILHO, página 94, 1983)

É possível verificar que uma parte da mistura dos gases de combustão com a mistura de ar-combustível que ainda não entrou em combustão acaba saindo pelo orifício A, desta maneira, diminuindo o rendimento do motor.

2.3.1 Motor alternativo 4 tempos

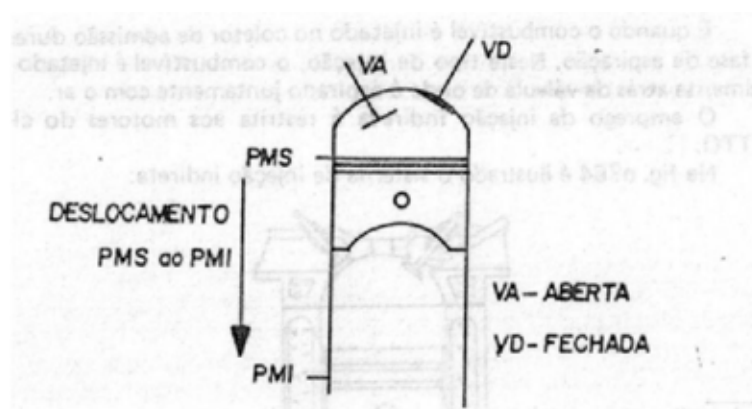
O rendimento de um motor 4 tempos é considerado maior, pois este ciclo busca obter um maior aproveitamento de todas as etapas. Devido à diferença no número de movimentos que o pistão deve fazer para realizar um ciclo completo, este motor apresenta uma menor potência se comparado a um motor 2 tempos com as mesmas características e mesma cilindrada.

No motor a 4 tempos, buscou desdobrar cada tempo do motor 2 tempos em dois outros tempos distintos, como é apresentado a seguir.

2.3.1.1 Aspiração

Nesta etapa, o pistão se desloca do PMS até o PMI, criando uma depressão na cavidade interna do cilindro, fazendo que ar a ser utilizado na mistura ar-combustível flua para dentro do cilindro. Para que a aspiração ocorra, a válvula (Va) deve permanecer aberta durante toda a etapa de aspiração, lembrando que o funcionamento da válvula é feito pelo eixo de comando de válvula. Observe esta etapa na figura (12).

Figura 12 – Aspiração em um motor 4 tempos

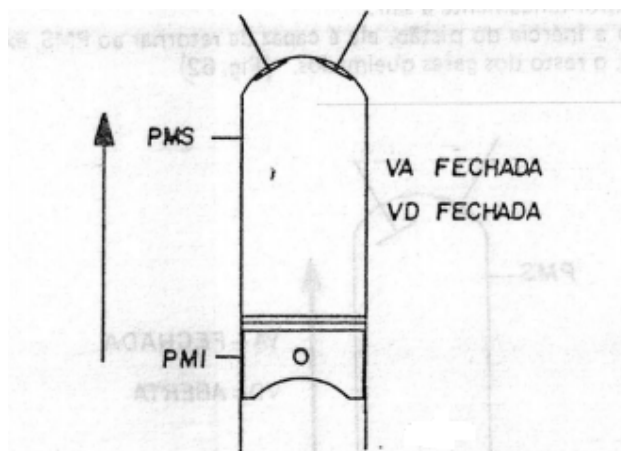


Fonte: (FILHO, página 84, 1983)

2.3.1.2 Compressão

Logo após a aspiração, agora com as válvulas totalmente fechadas, o deslocamento do pistão ocorre do PMI até o PMS, comprimindo o volume no interior do cilindro. O volume do interior do cilindro nesta etapa costuma ser uma mistura de ar-combustível, proveniente do carburador ou da injeção eletrônica. O aumento de pressão é importante para facilitar a ignição do combustível e esta etapa do processo é visto na Figura (13).

Figura 13 – Compressão em um motor 4 tempos

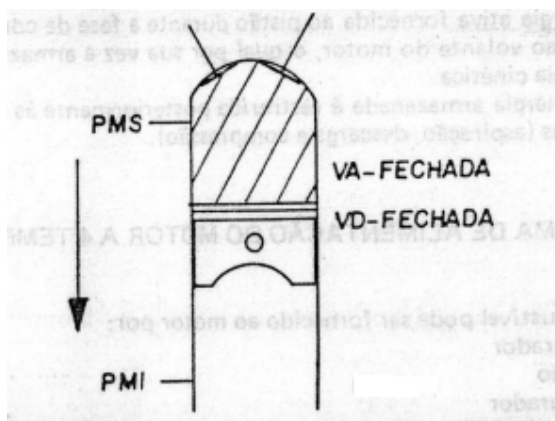


Fonte: (FILHO, página 85, 1983)

2.3.1.3 Combustão ou expansão

Um instante antes do pistão atingir o PMS, a vela de ignição solta um centelha, fazendo com que ocorra a combustão da mistura ar-combustível, aumentando a temperatura e a pressão dentro da câmara consideravelmente, empurrando o pistão em direção ao PMI e transferindo energia da combustão para o movimento alternativo do pistão e conseqüentemente o movimento rotativo do eixo de manivelas. Nesta etapa esperamos que o combustível seja todo consumido para um melhor rendimento do motor. Esta etapa é observada na Figura (14).

Figura 14 – Combustão e expansão em um motor 4 tempos

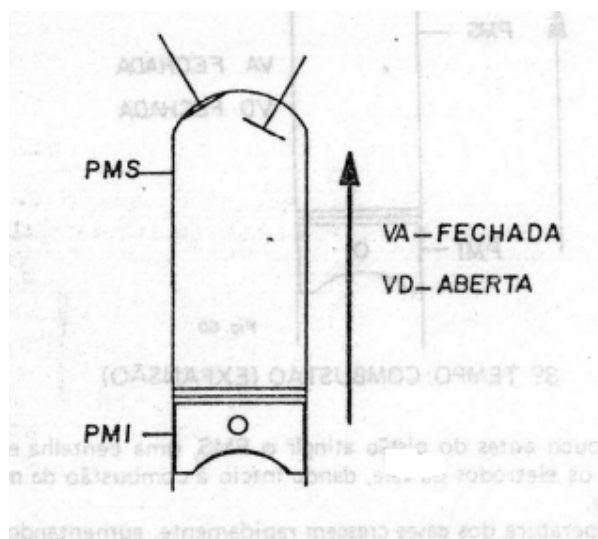


Fonte: (FILHO, página 85, 1983)

2.3.1.4 Descarga

Nesta etapa, a válvula de descarga abre e o cilindro percorre o sentido do PMI para o PMS, fazendo que os gases da combustão saiam do interior do cilindro. Esta etapa é vista na Figura (15).

Figura 15 – Descarga em um motor 4 tempos

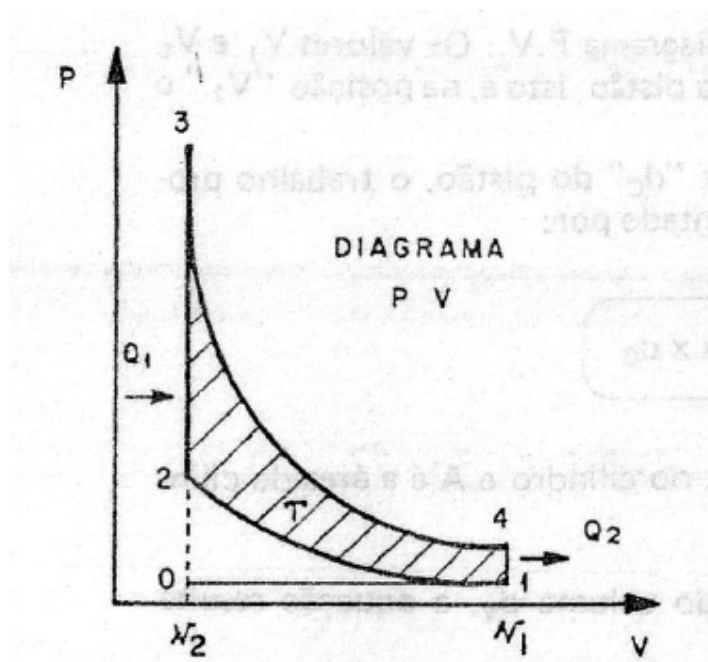


Fonte: (FILHO, página 86, 1983)

2.4 Ciclo termodinâmico

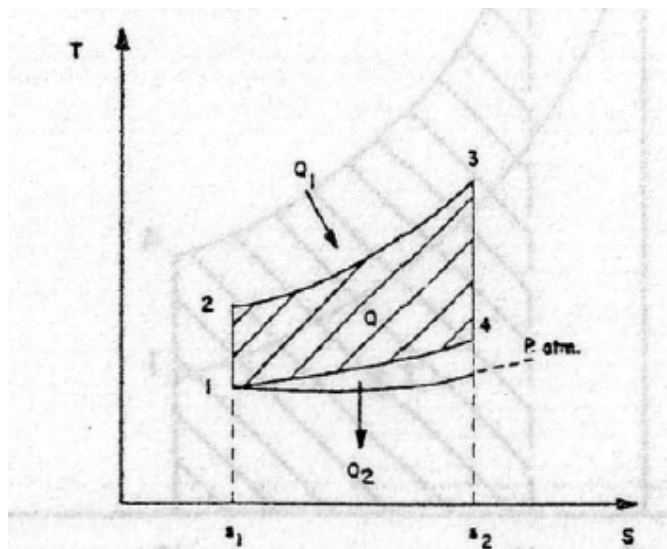
O motor criado por Otto pode ser classificado com um motor alternativo operando em 4 tempos. Baseando-se nos estudos de Rochas, Otto definiu também o ciclo termodinâmico teórico de operação de seu invento. A seguir a Figura (16) apresenta o diagrama $P \times V$ e a Figura (17) apresenta o diagrama $T \times S$ para um motor operando no ciclo Otto

Figura 16 – Diagrama P x V para um ciclo Otto



Fonte: (FILHO, página 103, 1983)

Figura 17 – Diagrama S x V para um ciclo Otto



Fonte: (FILHO, página 103, 1983)

Após analisar os diagramas do ciclo a Otto, é possível tirar algumas informações dos ciclos que irão colaborar com o desenvolvimento do estudo.

0-1 Aspiração de ar – processo isobárico;

1-2 Compressão adiabática – processo isoentrópico ou reversível;

2-3 Combustão da mistura ou ganho de calor – processo isovolumétrico;

3-4 Expansão adiabática – processo isentrópico ou reversível;

4-1 Exaustão ou perda de calor – processo isovolumétrico.

O fato de o ciclo Otto apresentar processos conhecidos (isobárico, isovolumétrico e isentrópico) torna o estudo das variáveis envolvidas no ciclo, como por exemplo, pressão e volume, muito mais simples, possibilitando os cálculos de trabalho, calor ganho e perdido e outros.

2.5 Parâmetros de projeto em função da aplicação

Conhecer todas as partes de um motor a combustão interna é de suma importância para a definição de um projeto adequado. Algumas referências definem um horizonte para dar início a um projeto, sendo necessário considerar todos os efeitos que cada escolha pode afetar no funcionamento do motor.

As partes mais importantes para um motor são as responsáveis por transformar a energia gerada com a combustão em movimento circular. O pistão é o responsável por absorver a energia gerada pela combustão e transferir para a biela através do movimento alternativo. A biela, por sua vez, é responsável por transferir o movimento alternativo em movimento rotativo da árvore de manivelas.

Estas três partes são fundamentais para o funcionamento do motor, e compreender o funcionamento de cada uma destas partes em todos os detalhes irá proporcionar vantagens no momento de idealizar e realizar o projeto de um motor.

Os parâmetros de projeto, mais especificamente os dimensionais, são estudados de forma a se adequar ao tipo de aplicação para o qual o motor está sendo desenvolvido. Estes parâmetros desempenham um papel que irá influenciar diretamente no funcionamento do motor e também na adequação do projeto para suportar os efeitos negativos causados por estes parâmetros.

Temos a possibilidade de avaliar estes parâmetros analiticamente, variando-os e analisando o comportamento. Algumas recomendações de projeto envolvendo as três principais partes de um motor são fornecidas em diversas bibliografias, e a sua aplicação também pode ser analisada.

2.5.1 Relação r/L

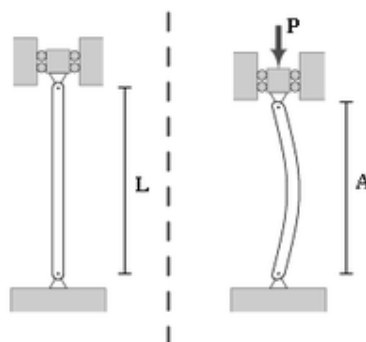
O primeiro parâmetro importante é a relação de comprimento do braço da manivela e do comprimento da biela. Esta relação é definida por r/L . A teoria fornece algumas recomendações que estão relacionadas ao que é aplicado pela indústria e relaciona diretamente a sua aplicação.

A relação r/L normalmente aplicada na indústria varia de 0,2 até 0,4. Geralmente, a maior relação é aplicada para motores que buscam um maior desempenho em relação à rotação e leveza, como os encontrados em carros de corrida, a exemplo dos motores de Fórmula 1 que atingem rotações de 18000 rotações por minuto. As menores relações são encontradas em motores de carros populares ou motores utilizados em automóveis de transporte, pois geralmente não necessitam de uma rotação tão alta e necessitam de uma longa vida útil.

O comprimento da biela e do braço da manivela influenciam como deve ser o seu projeto em relação a peso, material e etc. Ao exemplo da biela, se apresentar um maior comprimento, irá ser mais vulnerável aos efeitos de flambagem e flexão. O efeito de torção também pode ocorrer, mas como são considerados casos hipotéticos, não é possível avaliar este efeito.

A flambagem é a deformação de um corpo esbelto quando sobre efeito de uma carga axial, a figura a seguir demonstra como ocorre este efeito. O efeito da flambagem é mais crítico na biela.

Figura 18 – Efeito de flambagem em uma barra esbelta



Fonte: (MELCONIAN, 2010)

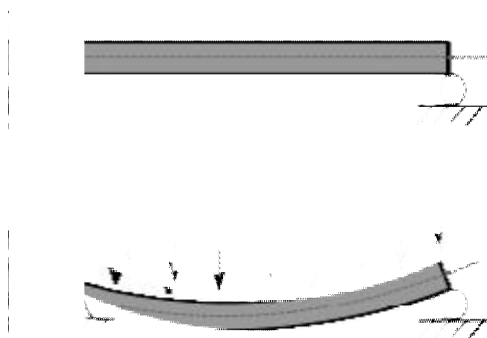
A carga crítica para que ocorra a flambagem, é:

$$P_{CR} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2} \quad (2)$$

Quanto maior o comprimento do corpo, menor será a carga crítica que irá gerar o efeito de flambagem, para contornar este efeito, então, seria necessário aumentar o momento de inércia da biela ou alterar o módulo de elasticidade com a troca do material. Todas os modos de evitar a flambagem podem gerar um aumento no peso da biela ou aumento no custo, é preciso avaliar muito bem as alternativas de projeto.

A flexão é a deformação que ocorre perpendicularmente ao eixo do corpo. A biela e a árvore de manivelas irão sofrer os efeitos de flexão. O efeito de flambagem é visto na Figura (19).

Figura 19 – Flexão em uma barra



Fonte: (Autor Desconhecido)

Para fins de cálculo analítico, uma equação também rege o efeito de deflexão. Assim como na flambagem, a flexão também depende do momento de inércia, do comprimento do corpo e desta vez do local onde está localizado o ponto de ação da força. A equação (3) representa a flexão na barra.

$$\frac{d^2 w(x)}{dx^2} = \frac{Mz(x)}{EIz} \quad (3)$$

O módulo de elasticidade e o momento de inércia também estão ligados à flexão do corpo quando este está sobre o efeito de uma carga perpendicular ao seu eixo. A construção do conjunto biela-manivela também deve considerar estes esforços.

2.5.2 Relação $d/2r$

A relação do diâmetro do cilindro em relação ao curso dele também afeta diretamente o funcionamento do motor. Os efeitos causados por esta alteração devem ser levados em consideração no projeto. A primeira consideração está nas limitações físicas que esta alteração pode causar. A teoria recomenda algumas faixas da relação $d/2r$, sendo que este valor geralmente varia entre 0,84 e 0,96.

Visto que, se considerada a mesma pressão interna dos cilindros, a forma qual a qual a força estará distribuída na superfície do topo do pistão será distribuída da seguinte maneira.

$$P = F / A \quad (4)$$

Portanto, se variada a área do pistão, a força que será transferida para a biela irá ser diferente, podendo mais uma ocasionar os efeitos de flambagem e flexão no conjunto biela-manivela.

O diâmetro do cilindro está também relacionado com uma outra componente que é a altura do pistão, que são ser diretamente proporcionais. Em geral, as maiores relações de diâmetro x curso do pistão são utilizados para motores em que se espera alto desempenho, como nos de Fórmula 1.

2.5.3 Número de cilindros

O número de cilindros afeta como será a distribuição do volume do motor, alterando o volume de cada cilindro. Também serão afetadas todas as outras componentes, pois estarão impostos a cargas maiores e necessitarão de um projeto adequado. O ciclo de funcionamento também será afetado, pois o equilíbrio tende a ser menos ou mais equilibrado dependendo do número de cilindros. O modo qual os braços da manivela devem estar dispostos na árvore de manivelas deve ser conforme a equação (1). Este parâmetro não está diretamente ligado a uma aplicação do motor, está mais ligado com o que se espera em termos de vibração e custo.

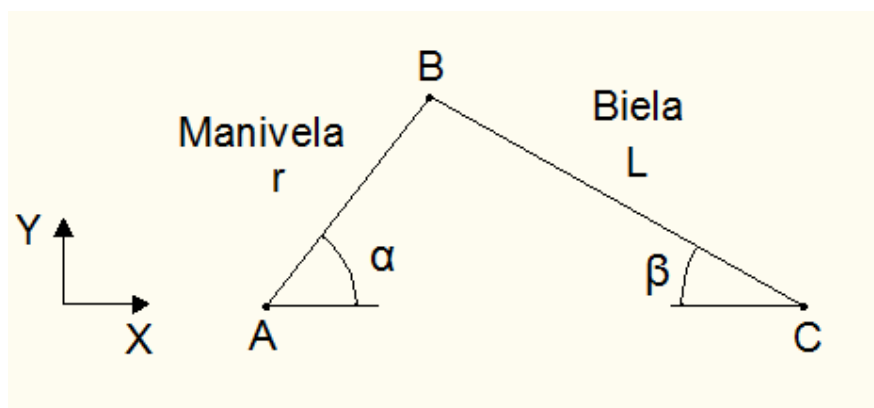
2.5.4 Outros parâmetros

Outros parâmetros de funcionamento, como a relação de compressão nos cilindros, rotação e outros podem afetar diretamente o resultado da potência e do torque. Estes parâmetros serão uma componente que afeta o comportamento do motor linearmente, portanto o seu efeito será conforme o esperado, não sendo o foco deste trabalho.

3 EQUACIONAMENTO

Para dar início ao equacionamento, é necessário definir o modelo do conjunto biela-manivela, conforme apresentado na Figura (20).

Figura 20 – Exemplo do conjunto biela-manivela



Fonte: (Autoria própria, 2014)

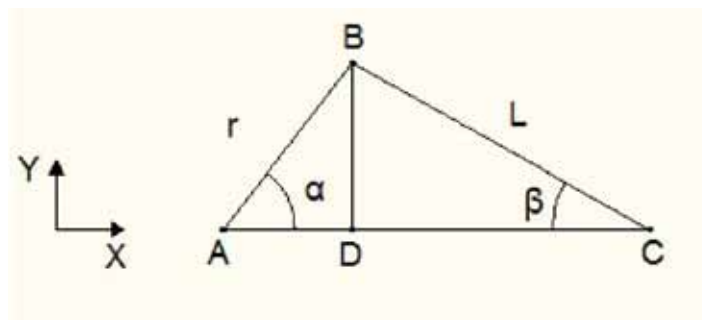
Sendo o ponto A o eixo de rotação da árvore de manivelas, o ponto B o ponto de contato entre a biela e a manivela e o ponto C representa a junção da biela-cilindro feita através do pino munhão.

O equacionamento será dividido em quatro etapas de análise, a geométrica, a dinâmica, a expansão/combustão e a potência.

3.1 Análise geométrica

A reta compreendida entre os pontos A e B representa o comprimento do braço da manivela. A reta compreendida entre os pontos B e C representa o comprimento da biela. Utilizando a geometria básica, uma comparação entre dois triângulos retângulos é observada e torna possível relacionar os ângulos e comprimentos da biela e da manivela, representado na figura (21).

Figura 21 – Representação geométrica do modelo biela-manivela



Fonte: (Autoria própria, 2014)

Desta comparação entre os dois triângulos, as relações abaixo são obtidas:

$$BD = r \cdot \sin \alpha = L \cdot \sin \beta \quad (5)$$

Da equação (5), a relação entre o ângulo da biela e da manivela é obtida, conforme equação (6):

$$\sin \beta = \frac{r}{L} \cdot \sin \alpha \quad (6)$$

Considerando o ponto A, como o início da coordenada cartesiana x, e percorrendo até o ponto C, é possível calcular a posição do pistão quando os ângulos da biela para com o plano cartesiano x e da biela com o plano cartesiano x são conhecidos. Esta relação será fundamental para o cálculo das forças no sistema biela-manivela.

$$x = r \cdot \cos \alpha + L \cdot \cos \beta \quad (7)$$

Com o intuito de simplificar a análise dos esforços, seria ideal obter uma função com somente uma variável.

A equação (6) permite estabelecer uma relação entre os senos dos ângulos α e β , e, consequentemente, uma relação entre os dois ângulos. Mas o fato da equação (7) estar em função dos co-senos dos ângulos, faz-se necessário transformar a relação entre os senos em uma relação entre os co-senos. Abaixo é utilizada uma relação conhecida da trigonometria que relaciona o seno e o co-seno de um mesmo ângulo.

$$\text{sen}^2\beta + \text{cos}^2\beta = 1 \quad (8)$$

Trabalhando a equação, isolando o termo co-seno, a relação entre o seno e o co-seno é obtida.

$$\text{cos}^2\beta = 1 - \text{sen}^2\beta \quad (9)$$

Extraindo a raiz de ambos os lados, tem-se:

$$\text{cos}\beta = \sqrt{1 - \text{sen}^2\beta} \quad (10)$$

Com o resultado obtido da equação (10), o $\text{cos}\beta$ na equação (7) é substituído e resulta na seguinte expressão:

$$x = r.\text{cos}\alpha + L.\sqrt{1 - \text{sen}^2\beta} \sqrt{1 - \text{sen}^2\beta} \quad (11)$$

E assim, consequentemente, substituindo o $\text{sen}\beta$ com a equação (6), resulta em uma equação em função da variável α somente.

$$x = r.\text{cos}\alpha + L.\sqrt{1 - \left(\frac{r}{L}.\text{sen}\alpha\right)^2} \quad (12)$$

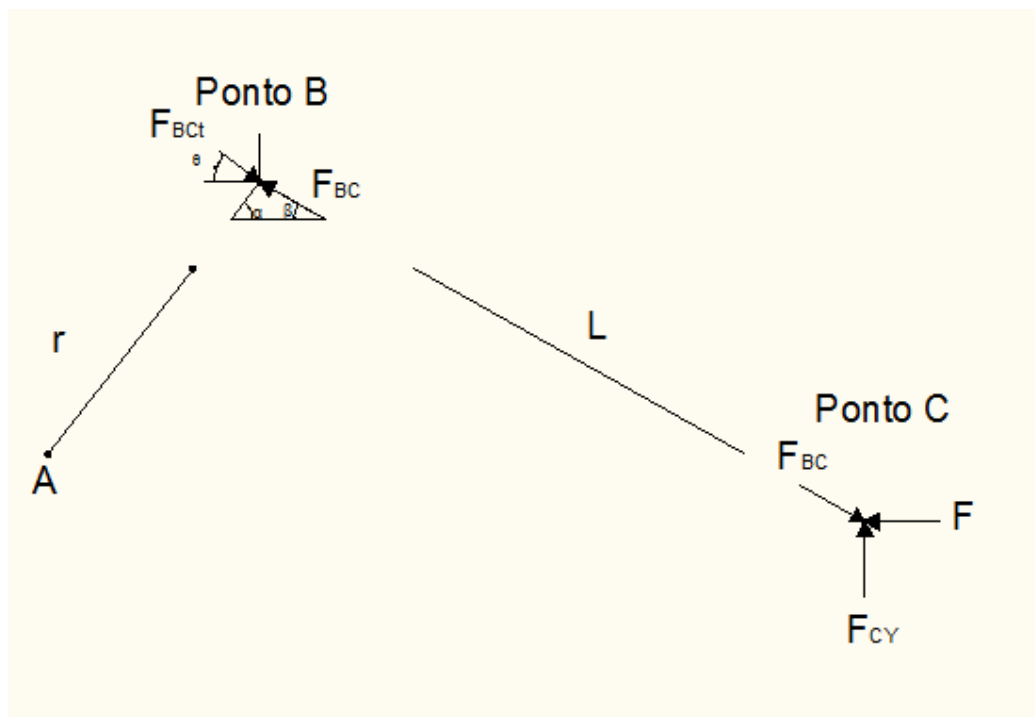
Este termo x será utilizado para obter a variação da pressão durante o processo de combustão isoentrópico, pois com ela a posição do cilindro é definida e a relação de pressão e volume também.

3.2 Análise dinâmica

Nesta etapa do equacionamento serão analisados os esforços nos pontos principais para o estudo. Os principais pontos que necessitam uma análise são os pontos B e C, pois estes são os responsáveis por transformar o esforço gerado durante a combustão em um movimento rotacional.

Utilizando a mesma estrutura do modelo para a análise geométrica, o modelo abaixo representa uma análise feita ponto a ponto, semelhante à análise de treliças.

Figura 22 – Análise dos esforços no conjunto biela-manivela



Fonte: (Autoria própria, 2014)

3.2.1 Ponto C

A força aqui representada por F , é a força que a combustão gera no pistão e é transmitida para a biela. Como é de conhecimento, esta força gerada por uma alta pressão dentro da câmara de combustão em contato com a superfície do cilindro. A seguir a equação que relaciona a pressão, a área da superfície e a força gerada:

$$P = F / A \quad (13)$$

Como a formato do pistão é cilíndrico, é possível substituir a área pela área do cilindro.

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4} \quad (14)$$

Portanto:

$$P = F / \pi \cdot \frac{d^2}{4} \quad (15)$$

Como o importante nesta relação é a força, a equação é re-arranjada.

$$F = P \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} \quad (16)$$

A segunda força que é interessante para o estudo, é a força aqui representada por F_{BC} , sendo esta a responsável por transferir o esforço do pistão para a árvore de manivelas. Mais uma vez utilizando a análise de triângulos retângulos:

$$F = F_{BC} \cdot \cos \beta \quad (17)$$

$$F_{BC} = \frac{F}{\cos \beta} \quad (18)$$

Da mesma maneira que foi utilizada na análise geométrica, as equações devem funções da mesma variável, ou seja, do ângulo α . O co-seno é substituído pela equação (10).

$$F_{BC} = \frac{F}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{L} \cdot \sin \alpha\right)^2}} \quad (19)$$

O ultimo esforço a ser analisado, aqui representado por F_{CY} , é o esforço que será realizado pelo pistão contra a parede do cilindro. Este esforço é importante para ajudar a compreender fatores relacionados com o atrito e o desdobramento dele para o funcionamento do motor, como o desgaste.

$$F_{CY} = F_{BC} \cdot \sin \beta \quad (20)$$

Assim como feito anteriormente, a equação deve ser em função do ângulo α . Sendo a relação entre os senos de β e α conhecidas. A equação (21) representa a equação em função de α .

$$F_{CY} = F_{BC} \cdot \frac{r}{L} \cdot \sin \alpha \quad (21)$$

3.2.2 Ponto B

Neste ponto, o único esforço importante para o estudo é a força perpendicular à manivela, responsável pelo movimento de rotação. Esta força, aqui representada por F_{BCt} . Desta maneira foi acrescentado um ângulo θ na análise dos triângulos retângulo, desta maneira:

$$\theta = 90^\circ - \alpha - \beta \quad (22)$$

A força resultante é:

$$F_{BCt} = F_{BC} \cdot \cos \theta \quad (23)$$

Substituindo o ângulo θ pelo resultado da equação (22).

$$F_{BCt} = F_{BC} \cdot \cos(90^\circ - \alpha - \beta) \quad (24)$$

Mais uma vez, faz-se necessário utilizar a equação em função somente do ângulo α

Quando a variável do co-seno é uma soma de dois ângulos, da trigonometria temos que:

$$\cos(90^\circ - (\alpha - \beta)) = \cos 90^\circ \cdot \cos(\alpha - \beta) + \sin 90^\circ \cdot \sin(\alpha - \beta) \quad (25)$$

Os valores de seno e co-seno para o ângulo de 90° são substituídos na equação, fazendo com que um termo da nova equação zere, como pode ser visto na equação (26).

$$\cos(90^\circ - (\alpha - \beta)) = 0 \cdot \cos(\alpha - \beta) + 1 \cdot \sin(\alpha - \beta) \quad (26)$$

Outra vez, a trigonometria pode ser utilizada para tratar o seno da soma de dois ângulos, conforme é visto na equação (27):

$$\text{sen}(\alpha - \beta) = \text{sen}\alpha \cdot \cos\beta + \text{sen}\beta \cdot \cos\alpha \quad (27)$$

Substituindo as relações obtidas anteriormente e que relacionam os ângulos α e β .

$$\text{sen}(\alpha - \beta) = \text{sen}\alpha \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{r}{L} \cdot \text{sen}\alpha\right)^2} + \cos\alpha \cdot \frac{r}{L} \cdot \text{sen}\alpha \quad (28)$$

Desta maneira, o valor da força F_{BCt} em função do ângulo α , é obtido na equação abaixo.

$$F_{BCt} = F_{BC} \cdot \left(\text{sen}\alpha \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{r}{L} \cdot \text{sen}\alpha\right)^2} + \cos\alpha \cdot \frac{r}{L} \cdot \text{sen}\alpha \right) \quad (29)$$

Já que a função da força F_{BCt} é realizar o torque da árvore de manivelas, é primordial o cálculo do torque obtido durante o processo de expansão.

$$Tr = F_{BCt} \cdot r \quad (30)$$

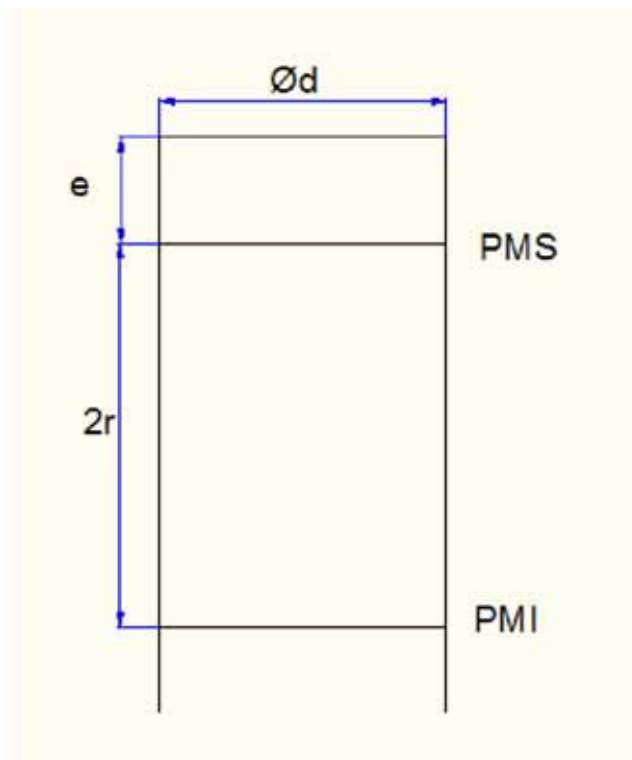
3.3 Análise do processo de combustão e expansão

O fato da utilização de um motor que opera segundo um ciclo Otto, torna possível a relação entre a variação da pressão e volume em todas as etapas do ciclo. Devido aos processos de expansão e compressão serem isentrópicos, as relações termodinâmicas a serem apresentadas a seguir podem ser utilizadas para relacionar a pressão e o volume em dois pontos distintos durante o processo de combustão.

$$\frac{P_f}{P_i} = \left(\frac{V_i}{V_f} \right)^k \quad (31)$$

A relação entre o volume final e o inicial representa a taxa de compressão de um motor. Geralmente é utilizado um valor entre 6:1 até 12:1, dependendo da tecnologia do motor. Com o intuito de colaborar com o entendimento do processo de expansão, um modelo de um cilindro-pistão é utilizado para exemplificar as variáveis de projeto e condição de operação.

Figura 23 – Exemplo de um cilindro



Fonte: (Autoria própria, 2014)

Nesta figura (23) é possível observar o PMI, o PMS e também o curso do pistão que equivale a duas vezes o comprimento do braço manivela.

Uma vez conhecido o valor da taxa de compressão, é possível relacionar os valores de volume inicial e final, obtendo o valor da componente e. O volume pode ser calculado como o volume de um cilindro.

$$\pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot (e+2r) = \frac{v_f}{v_i} \cdot \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot e \quad (32)$$

$$e + 2r = \frac{v_f}{v_i} \cdot e \quad (33)$$

Com a equação acima, é possível relacionar a taxa de compressão com o comprimento do braço da manivela. Esta relação será importante para quando o estudo de caso necessitar comparar diferentes motores,

Também é de extrema importância para o estudo saber o volume exato em cada valor do ângulo α .

$$V_{\alpha} = \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot (e + (L+r-x)) \quad (34)$$

Com posse de todas estas informações, é possível determinar todos os pontos de operação do motor a combustão interna.

3.4 Potência

A potência para um motor a combustão é definida pelo trabalho realizado sobre um determinado período de tempo. O regime em qual opera o motor a combustão irá influenciar na potência. Para fins de estudo em comparação de valores, não será considerado o rendimento térmico do motor.

$$P_m = 2 \cdot \pi \cdot T_m \cdot N / 60 \cdot 735,5 \quad (35)$$

O torque será informado em N.m e a rotação em rotações por minuto, sendo o resultado obtido em CV.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Primeiro caso – relação r/L

O primeiro caso proposto, sugere analisar a variação da relação r/L quando todas as outras relações e os pontos de operação são mantidos constantes. Em geral, esta relação varia entre 0,2 e 0,4, sendo este intervalo analisado.

$$P_i = 7,7 \text{ MPa}$$

$$P_f = 0,49 \text{ MPa}$$

$$\text{Número de cilindros} = 4$$

$$V_f = 0,25 \text{ L}$$

$$k = 1,4$$

$$\text{Relação } \frac{d}{2r} = 0,90$$

$$N = 2000 \text{ rpm}$$

Utilizando as relações obtidas no capítulo 3, dá-se o início aos cálculos.

Taxa de compressão

$$\sqrt[1,4]{\frac{7,7}{0,49}} = \frac{V_f}{V_i} \tag{36}$$

$$\frac{V_f}{V_i} = 7,14 \tag{37}$$

O valor da taxa de compressão está entre a faixa sugerida pela bibliografia. Combinando as duas equações abaixo, os valores das dimensões do cilindro e da biela-manivela são obtidos.

$$\pi.\left(\frac{d}{2}\right)^2.(e+2r) = 250000 \quad (38)$$

$$e = 2r/6,14 \quad (39)$$

As dimensões do projeto são as seguintes:

$$r = 34,83 \text{ mm}$$

$$d = 62,69 \text{ mm}$$

Tabela 1 – Comprimento de biela para cada variação da relação r/L

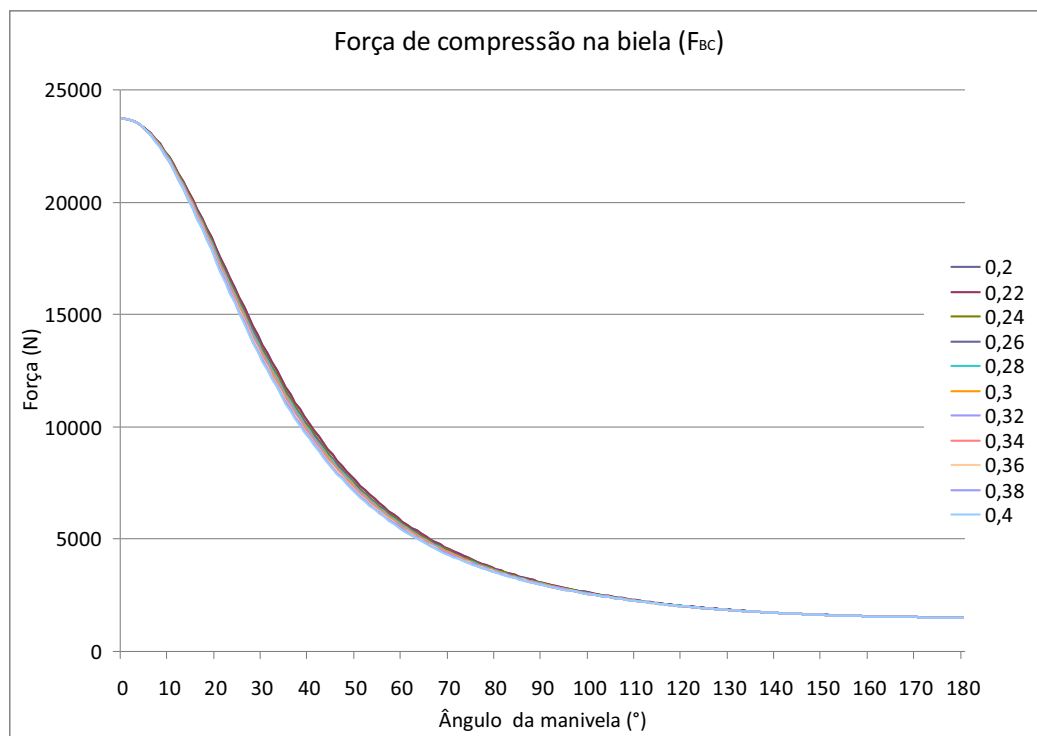
Comprimento de Biela	
r/L	L (mm)
0,20	174,150
0,22	158,318
0,24	145,125
0,26	133,962
0,28	124,393
0,30	116,100
0,32	108,844
0,34	102,441
0,36	96,750
0,38	91,658
0,40	87,075

Fonte: (Autoria própria, 2014)

Os valores dos gráficos a serem apresentados nas seções a seguir foram gerados no Excel e a tabela com os valores pode ser encontrada no Apêndice A.

4.1.1 Força de Compressão na Biela (F_{BC})

Figura 24 – Força da compressão na biela – caso 1



Fonte: (Autoria própria, 2014)

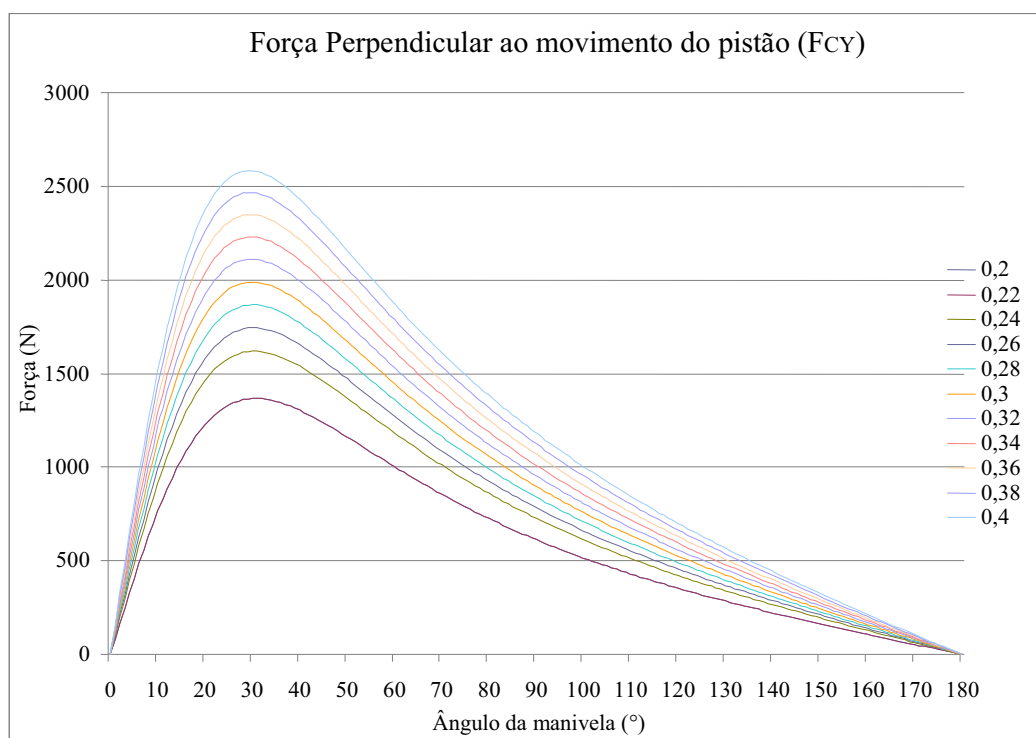
É visível que a relação r/L não afeta muito a força que é transmitida da combustão para a biela. A diferença para um mesmo ponto com a maior relação e com a menor relação não passa de 1000N.

O valor máximo da força é o mesmo para todos os casos. Mas a análise do comprimento da biela deve ser levada em consideração em relação ao efeito de flambagem. Uma biela com um maior comprimento é mais susceptível aos efeitos de flambagem, uma vez que para maiores comprimentos e, mantendo o momento de inércia da biela constante, a carga crítica para realizar o efeito de flambagem é muito menor.

A forma em qual a biela deve ser construída para suportar estes esforços e o efeito de flambagem pode afetar diretamente no aproveitamento do motor. Para as bielas maiores, o peso pode ser um componente muito prejudicial, impedindo que o motor possa operar a grandes rotações e diminuir o rendimento térmico.

4.1.2 Força Perpendicular ao movimento do pistão (F_{CY})

Figura 25 – Força perpendicular ao movimento – caso 1



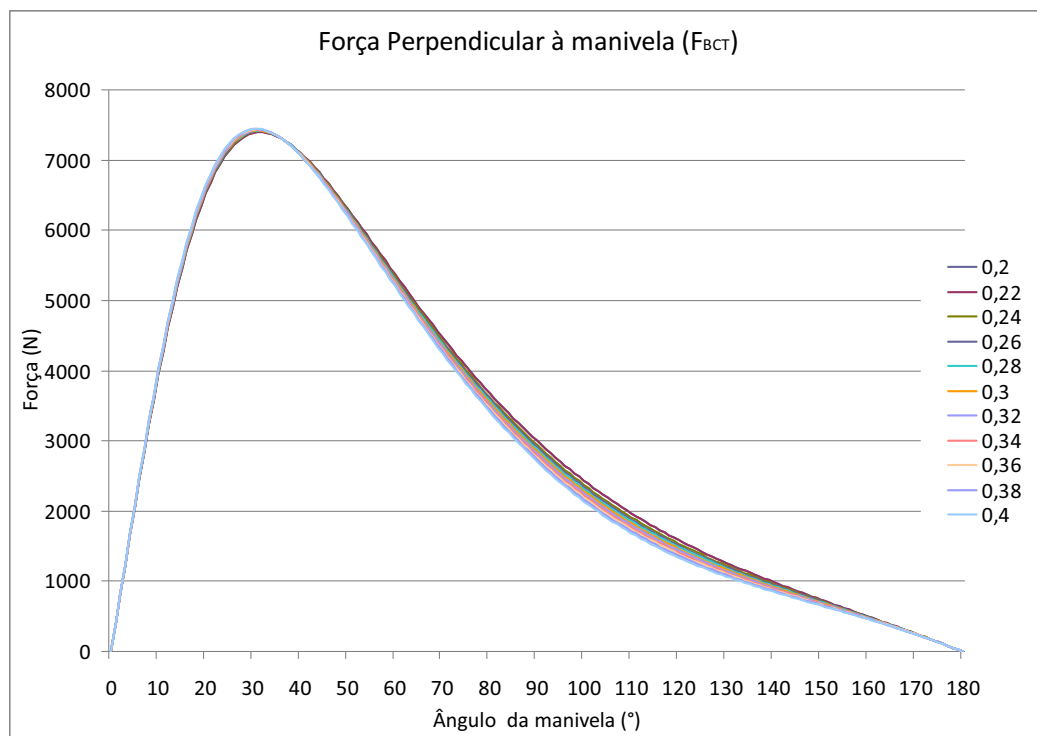
Fonte: (Autoria própria, 2014)

Esta Figura (25) mostra um comportamento bem diferente do anterior. A diferença um ponto com a maior relação e com a menor relação é cerca de 1200N. Para uma maior relação r/L , temos uma maior força sendo exercida contra a parede do cilindro. Este é um fator importante a ser considerado no projeto. Motores com uma maior relação r/L necessita de uma melhor lubrificação a fim de apresentar uma vida útil comparável com um motor com uma menor relação r/L .

Esta força também é responsável pelo equilíbrio do motor. Um motor que possui as menores forças no eixo perpendicular ao do movimento no cilindro, apresenta um funcionamento mais suave e limpo.

4.1.3 Força perpendicular à manivela (F_{BCT})

Figura 26 – força perpendicular à manivela – caso 1

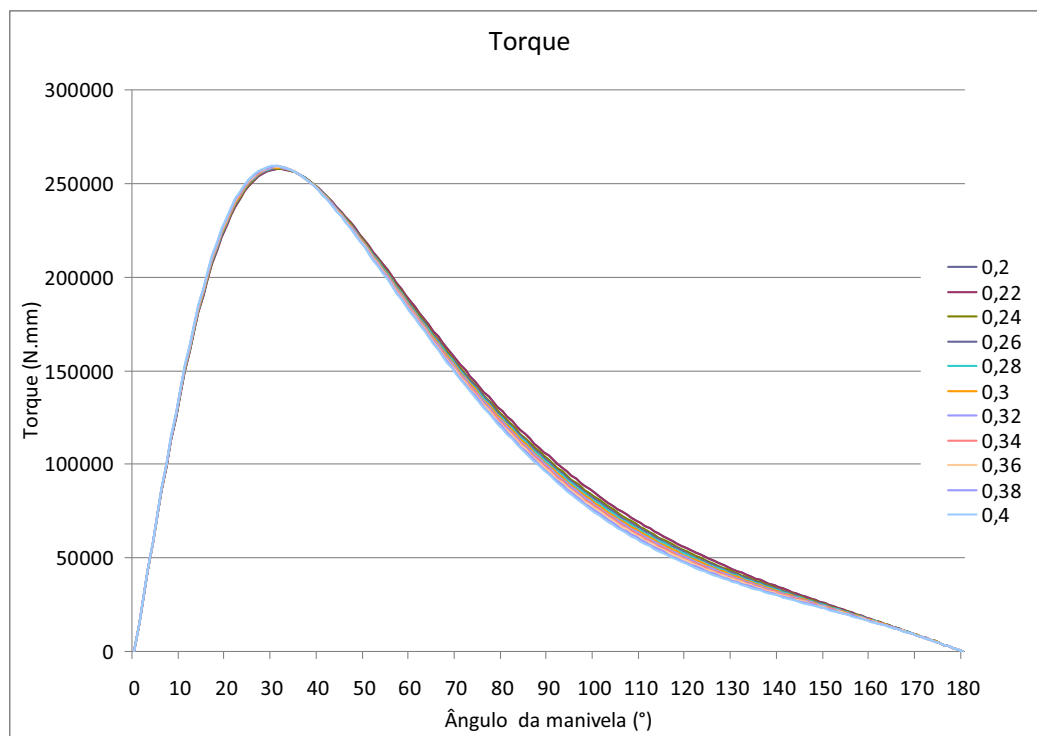


Fonte: (Autoria própria, 2014)

Este gráfico (3) demonstra bem como o sistema biela-manivela influencia o movimento do eixo motor. A maior força é encontrada para a menor relação r/L . Esta força está diretamente relacionada à força F_{BC} . É visível que a diferença de força entre um ponto com maior relação r/L e com a menor relação r/L varia muito pouco, acompanhando o padrão da força F_{BC} .

4.1.4 Torque

Figura 27 – Torque – caso 1



Fonte: (Autoria própria, 2014)

O gráfico (4) do torque apresenta o mesmo formato do gráfico anterior, pois os valores são os mesmos só que multiplicados pela razão r , constante para todos os casos. Para uma menor relação r/L teremos um maior torque. Esta observação pode ser vista em motores que buscam apresentar um maior torque em relação às outras componentes. Em geral, os motores utilizados em veículos de transporte se utilizam deste princípio.

4.1.5 Potência

Os valores de potência média para cada caso pode ser observado na tabela abaixo. Como o regime de funcionamento é o mesmo, não consideramos o valor da potência efetiva durante todo o ciclo de operação, somente durante a combustão.

Tabela 2 – Potência do motor para cada variação r/L

Potência	
r/L	Potencia (CV)
0,20	31,730
0,22	31,609
0,24	31,489
0,26	31,370
0,28	31,252
0,30	31,135
0,32	31,019
0,34	30,904
0,36	30,789
0,38	30,676
0,40	30,563

Fonte: (Autoria própria, 2014)

O motor que utiliza uma menor relação r/L , apresenta um ligeiro ganho em potência visto somente a etapa de combustão. Este ganho pode ser minimizado devido ao acréscimo de peso do conjunto biela-manivela, pois o rendimento será menor.

4.1.6 Análise das informações em conjunto

Analisando todas as informações em conjunto, a relação r/L não apresenta grandes ganhos ou perdas em relação direta ao esforço gerado pela combustão e ao movimento que será realizado. O grande diferencial observado seria o atrito gerado para motores com uma maior relação r/L , pois necessitaria de uma lubrificação mais apurada e provavelmente este motor apresentaria uma menor vida útil.

Considerando um projeto ideal, a melhor solução seria a qual apresentasse o maior comprimento de biela possível, mas uma vez que temos limitações físicas, muitas vezes não é viável apresentar esta solução. Devido ao projeto não ter características ideais, o comprimento da biela representa uma massa, e quanto maior o comprimento da biela, maior seriam as perdas de energia necessárias para mover uma maior massa.

Eis que surge a utilização para a qual este motor foi projetado. Para motores considerados de alta performance, utilizados a exemplo em carros de Fórmula 1, a relação r/L é a maior

possível, pois se busca diminuir a perda por efeitos de massa e, uma vez que é considerada a troca de motores durante a temporada, não é necessário construir um motor com uma vida útil prolongada. O ganho de potência e torque observado pela menor relação r/L pode ser contornado com o acréscimo de rotação e um maior rendimento.

Contrário ao projeto de um motor de Fórmula 1, motores que buscam ter uma maior vida útil devem apresentar as menores relações r/L . Este exemplo pode ser facilmente observado em motores utilizados para fins transporte e passeio.

4.2 Segundo caso – relação $d/2r$

O segundo caso proposto, sugere analisar a variação da relação entre o diâmetro do cilindro e curso do pistão. Em geral, esta relação varia entre 0,84 e 0,96.

$$P_i = 7,7 \text{ MPa}$$

$$P_f = 0,49 \text{ MPa}$$

$$\text{Número de cilindros} = 4$$

$$V_f = 0,25L$$

$$k = 1,4$$

$$\text{Relação } \frac{r}{L} = 0,30$$

$$N = 2000 \text{ rpm}$$

Utilizando as relações obtidas na seção 3.3, os outros fatores são obtidos.

Taxa de compressão

$$1,4 \sqrt{\frac{7,7}{0,49}} = \frac{Vf}{Vi} \quad (36)$$

$$\frac{Vf}{Vi} = 7,14 \quad (37)$$

Combinando as duas equações abaixo, obtemos os valores das dimensões do cilindro.

$$\pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot (e+2r) = 250000 \quad (38)$$

$$e = 2r/6,14 \quad (39)$$

Desta maneira, as dimensões do projeto para cada variação de d/2r são:

Tabela 3 – Comprimento da biela para as variações de d/2r – caso 2

Comprimento de Biela	
d/2r	L (mm)
0,84	121,554
0,86	119,662
0,88	117,842
0,90	116,089
0,92	114,401
0,94	112,772
0,96	111,200

Fonte: (Autoria própria, 2014)

Tabela 4 – Comprimento do braço da manivela para variações de d/2r – caso 2

Braço da Manivela	
d/2r	r (mm)
0,84	36,466
0,86	35,898
0,88	35,352
0,90	34,826
0,92	34,320
0,94	33,831
0,96	33,360

Fonte: (Autoria própria, 2014)

Tabela 5 – Diâmetro do cilindro para variações de $d/2r$ – caso 2

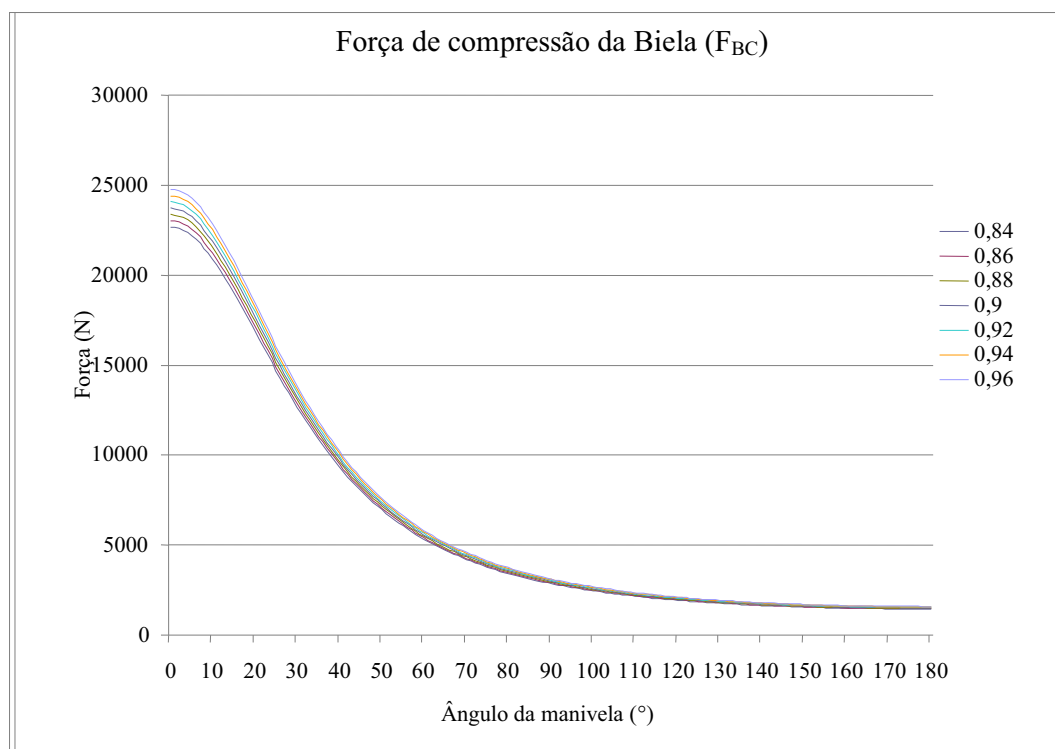
Diâmetro do cilindro	
$d/2r$	d (mm)
0,84	61,263
0,86	61,745
0,88	62,220
0,90	62,688
0,92	63,149
0,94	63,603
0,96	64,051

Fonte: (Autoria própria, 2014)

Todos as equações foram inseridas no Excel e os resultados são apresentados a seguir. Os valores das tabela que geraram os gráficos estão inseridos no Apêndice B.

4.2.1 Força de compressão na Biela (F_{BC})

Figura 28 – Força de compressão da biela – caso 2



Fonte: (Autoria própria, 2014)

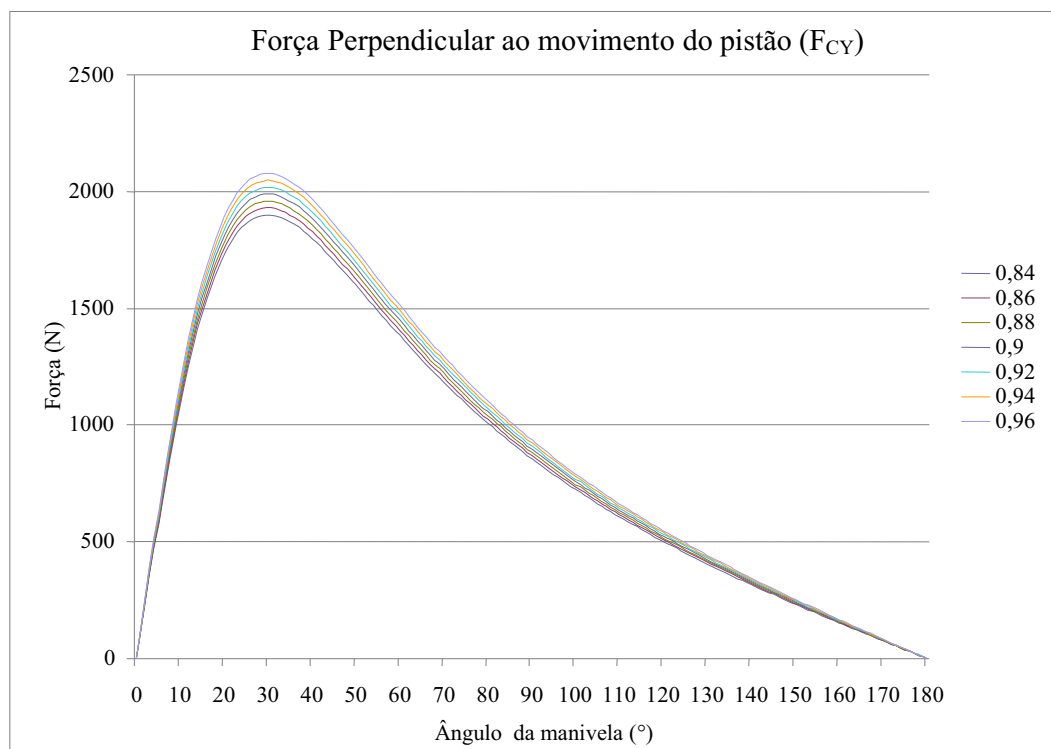
Ao analisar a força de compressão, é possível observar uma maior variação nos valores da força em comparação com o caso anterior. A variação da área do pistão em detrimento da variação do diâmetro do cilindro altera bastante o comportamento da força. A análise dos esforços deve acontecer em conjunto com a análise das especificações dos componentes.

Ao utilizar um menor diâmetro do cilindro, o comprimento da biela, como pode ser observado na tabela, é o maior de todos. O esforço para o menor diâmetro é menor de todos. O efeito de flambagem é, em termos, compensando devido ao comprimento da biela ser inversamente proporcional ao esforço gerado.

Neste caso, é difícil afirmar qual será o projeto que apresentará o maior peso da biela, sendo que para ambos os casos, o aproveitamento da energia gerada pela combustão pode ser muito semelhante.

4.2.2 Força perpendicular ao movimento do pistão (F_Y)

Figura 29 – Força perpendicular ao movimento do pistão – caso 2



Fonte: (Autoria própria, 2014)

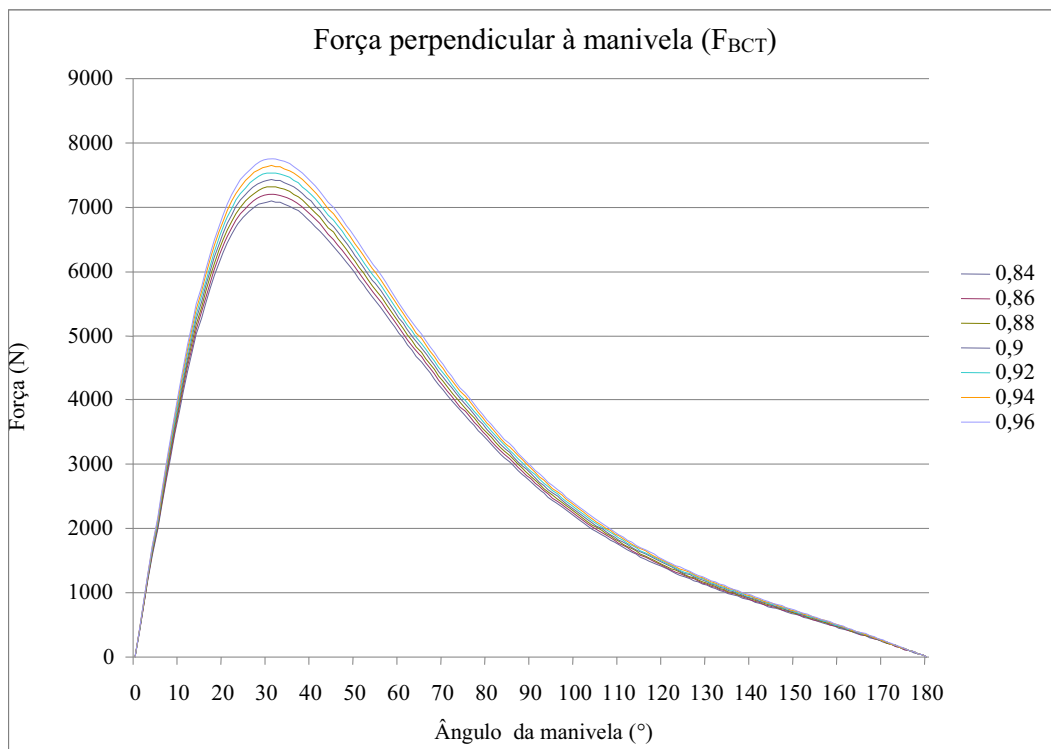
A diferença entre os valores máximos da força para os diferentes valores da relação r/L não é tão significativo quanto para o primeiro caso estudado. Este efeito é devido ao comprimento da biela alterar-se para os diferentes casos, sendo que para o caso 1, o comprimento da maior biela era o dobro do comprimento da menor biela. O comprimento da biela tem uma grande influência em relação aos esforços que geram o atrito, assim como observado no caso 1. Mas devido aos esforços de compressão na biela serem muito diferentes do primeiro caso, as forças responsáveis por gerar o atrito acaba não sendo muito diferente entre as variações de $d/2r$.

Analisando o problema de uma outra forma, seria relacionada à área que está em contato e a qual irá gerar o atrito entre o pistão e a parede do cilindro. Para a maior relação $d/2r$, devido ao maior diâmetro do pistão, a área de contato também será maior e, portanto, o atrito será maior.

As maiores relações são utilizadas em motores de caminhões, entretanto, para compensar este efeito negativo, utiliza-se um maior comprimento de biela em relação à manivela.

4.2.3 Força perpendicular à manivela (F_{BCT})

Figura 30 – Força perpendicular à manivela – caso 2

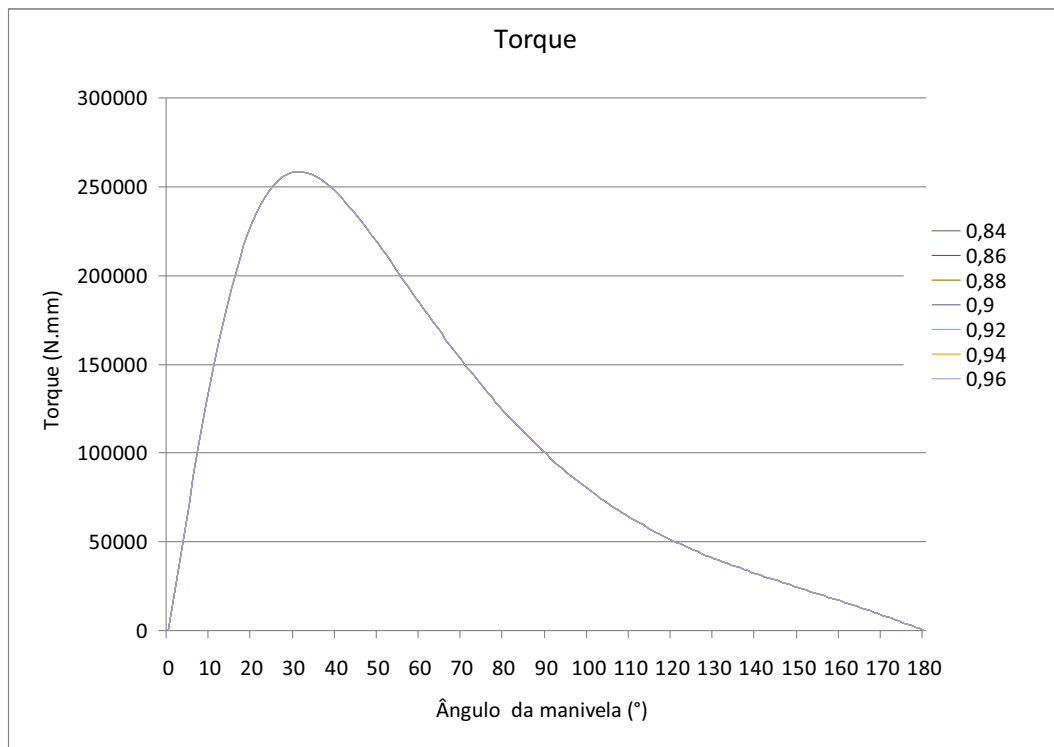


Fonte: (Autoria própria, 2014)

A forma com a qual a força de compressão na biela é transferida para a árvore de manivelas, faz com que a maior relação de $d/2r$ apresente a maior força perpendicular na manivela. Como a força é maior, o projeto deve ser robusto o suficiente para suportar cargas, levando em consideração os efeitos de distribuição dos esforços e de flexão. Como esta informação não é suficiente para definir o projeto, mais uma vez a análise deve ser feita em conjunto com mais alguma informação.

4.2.4 Torque

Figura 31 – Torque – caso 2



Fonte: (Autoria própria, 2014)

Assim como verificado anteriormente, devido as condições de projeto serem alteradas, mas todos os parâmetros estarem correlacionados, o torque teórico entregue por este motor durante o processo de combustão é o mesmo para todas as variações de $d/2r$.

Somente a relação $d/2r$ não é suficiente para apresentar um ganho no torque.

4.2.5 Potência

A potência média que este motor fornece, levando em consideração que a cada 180°, um dos cilindros irá fornecer a mesma quantidade de energia, a potência média deste motor será conforme a equação (35).

$$P_m = 2.\pi.T_m.N/60*735,5 \quad (35)$$

$$P_m = 31,14 \text{ CV} \quad (40)$$

A potência média efetiva para todos os casos também é a mesma, uma vez que considerada uma mesma rotação. Um fator que pode ser determinante para a condição de potência do motor é a máxima rotação a qual o motor pode estar submetido.

Diferentemente do que ocorre no caso 1, quando temos o maior comprimento de biela, temos a menor carga de compressão da biela, sendo assim, podemos ter condições de projeto em relação ao peso muito semelhante, não sendo uma fator determinante na operação do projeto.

4.2.6 Análise das informações conjuntas

Para fins de projeto, buscando obter um ganho de potência e torque, é visível que somente a variação do diâmetro do pistão por si só não oferece nenhum ganho.

Diferentemente ao observado da relação r/L , não temos grande variações da força perpendicular ao movimento do pistão (atrito), portanto não iremos conseguir diferenciar as aplicações para cada relação $d/2r$.

Esta relação aqui estudada está muito mais relacionada aos outros parâmetros de construção de projeto, que serão os responsáveis por evitar os efeitos de flexão, flambagem e tensão. Mas mesmo assim, a variação entre os diferentes projetos não será significativa se comparados uns aos outros.

O projeto que apresentará a maior eficiência térmica será o qual apresentar uma menor massa do conjunto pistão-biela-manivela.

4.3 Terceiro caso – número de cilindros

Neste caso, será considerado que os dois motores possuem projetos semelhantes, isto quer dizer que, as relações de projeto (r/L e $d/2r$), as pressões máximas e mínimas, volume total do

motor, k , rotação são as mesmas. A única variável será o número de cilindros, aonde serão considerados um projeto com 3 cilindros e um outro com 4 cilindros.

$$P_i = 7,7 \text{ MPa}$$

$$P_f = 0,49 \text{ MPa}$$

$$k = 1,4$$

$$\text{Volume total do motor} = 1 \text{ L}$$

$$\text{Relação } \frac{r}{L} = 0,30$$

$$\text{Relação } d/2r = 0,9$$

$$N = 2000 \text{ rpm}$$

Para o motor com 3 cilindros, as dimensões do projeto pode ser vistas logo abaixo:

$$r = 38,332 \text{ mm}$$

$$d = 68,998 \text{ mm}$$

$$L = 127,773 \text{ mm}$$

$$V_f = 0,333 \text{ L}$$

Para o motor com 4 cilindros, as dimensões do projeto pode ser vistas logo abaixo:

$$r = 34,82692 \text{ mm}$$

$$d = 62,68846 \text{ mm}$$

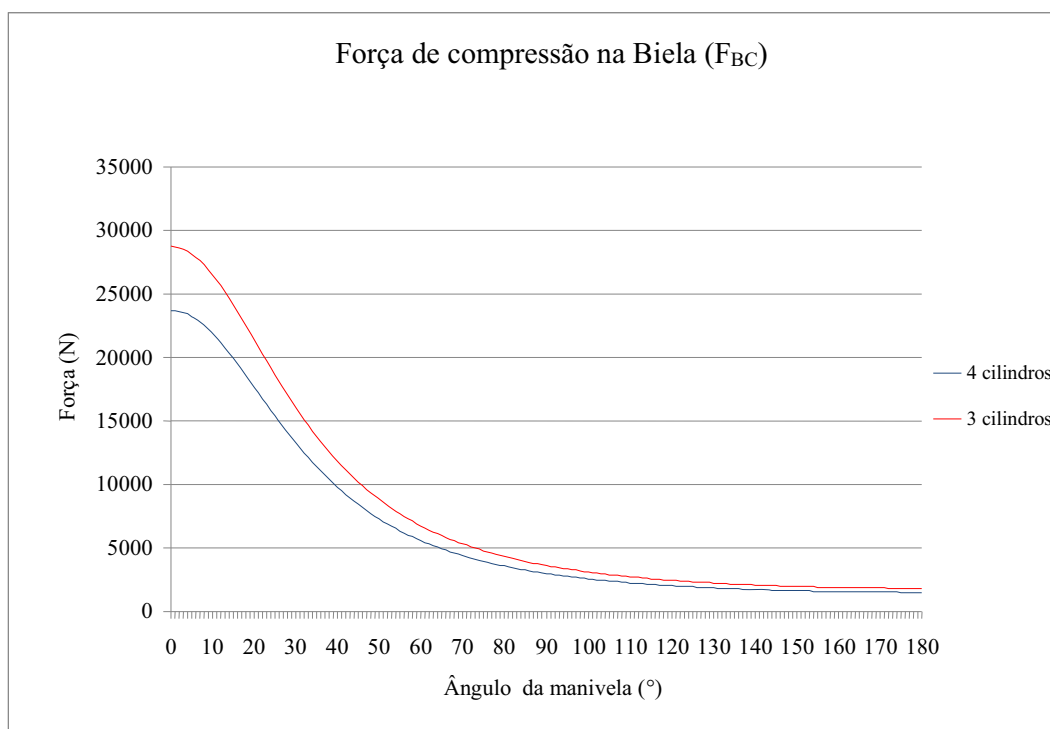
$$L = 116,0897 \text{ mm}$$

$$V_f = 0,25 \text{ L}$$

Os cálculos para o motor 4 cilindro já foram realizados nos casos 1 e 2, então as informações utilizadas serão as mesmas, sendo somente necessário o cálculo para o motor com 3 cilindros, apresentado no Apêndice C.

4.3.1 Força de compressão na Biela (F_{BC})

Figura 32 – Força de compressão na biela – caso 3



Fonte: (Autoria própria, 2014)

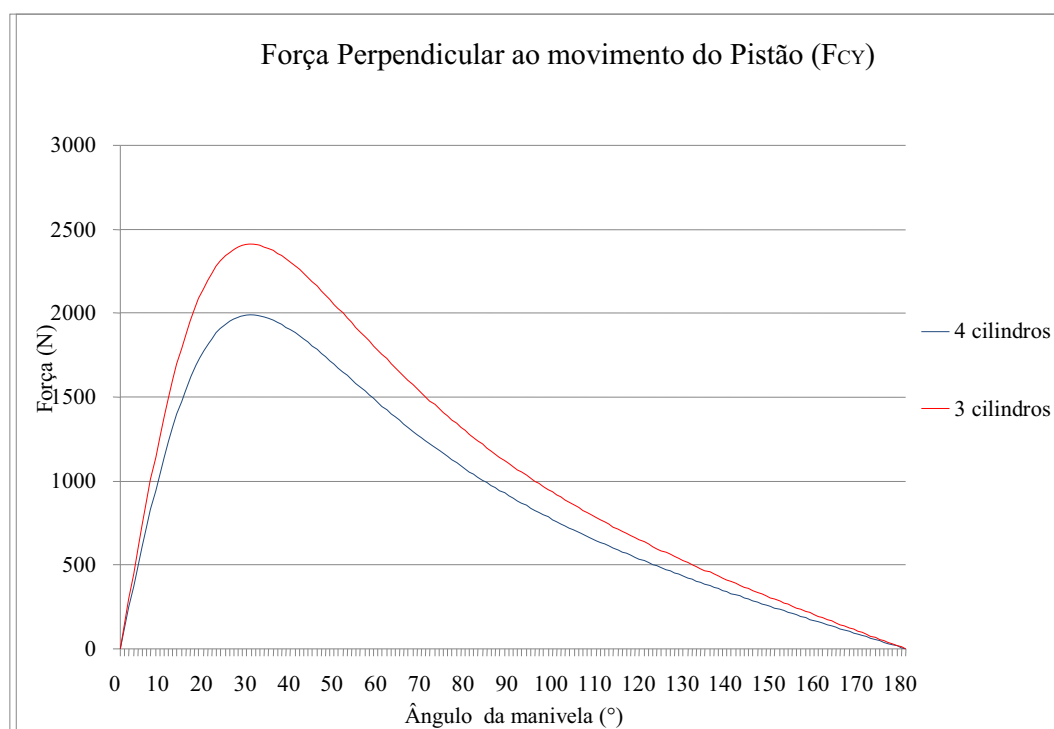
Assim como o esperado, devido a uma maior área de contato do pistão e volume do cilindro, os valores são muito maiores para quando temos um motor com 3 cilindros.

Mais uma vez este valor implicará em um projeto mais robusto para suportar as cargas, em especial a biela para o motor de 3 cilindros, que deve suportar uma maior carga e possui um

comprimento maior se comparado com o motor de 4 cilindros. Visto assim, o motor de 3 cilindros pode apresentar um menor rendimento.

4.3.2 Força perpendicular ao movimento do pistão (F_{CY})

Figura 33 – Força perpendicular ao movimento do pistão – caso 3

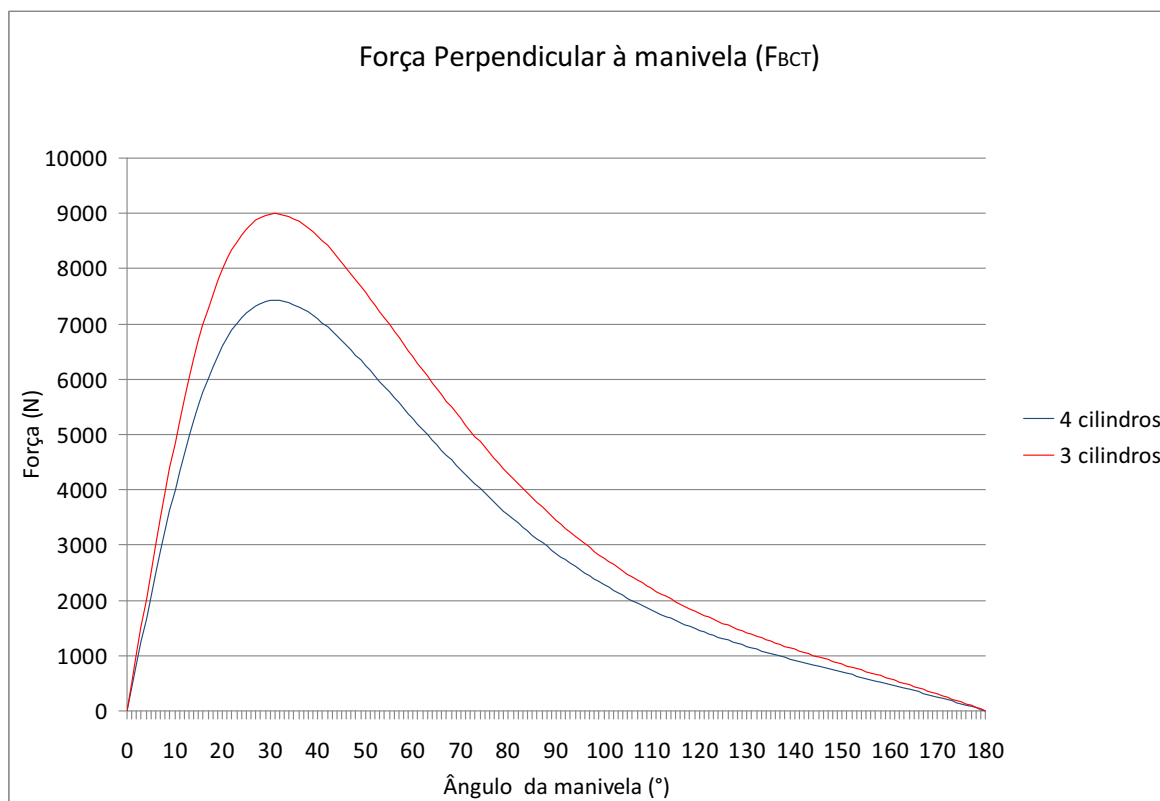


Fonte: (Autoria própria, 2014)

A diferença dos esforços também é a mesma do esperado para o item anterior, devido a um potencial maior de gerar esforços pelo volume do pistão e área da superfície do pistão. Mas vale lembrar que o esforço perpendicular ao movimento do pistão gera um atrito e por sua vez um desgaste. A lubrificação deve ser mais cuidadosa para um motor com apenas 3 cilindros, e a vida útil deste deve ser menor.

4.3.3 Força Perpendicular à manivela (F_{BCT})

Figura 34 – Força perpendicular à manivela – caso 3



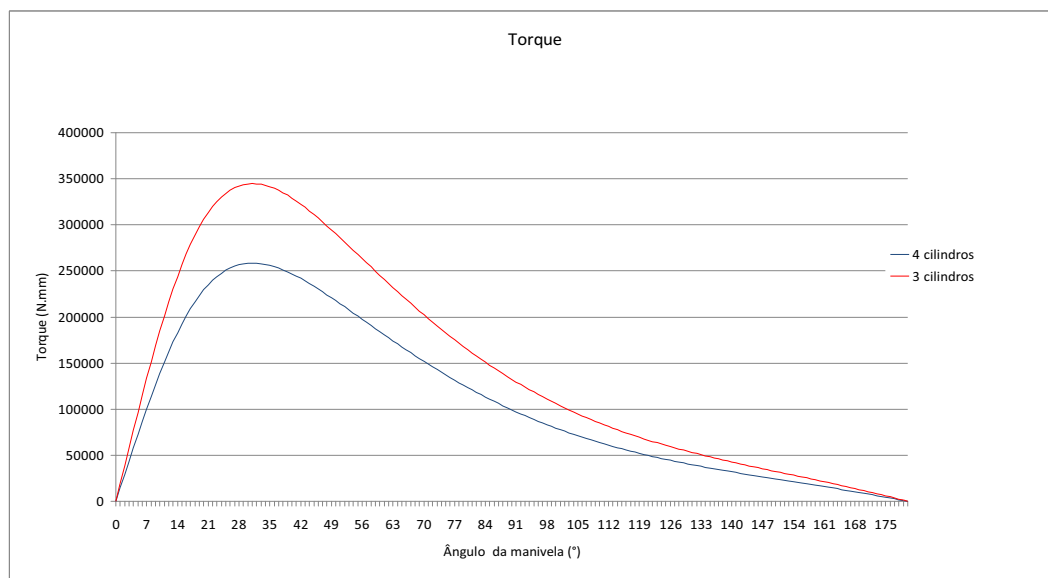
Fonte: (Autoria própria, 2014)

Esta força será a responsável por gerar torque no motor. Para um motor 3 cilindros, este esforço é maior devido às condições do motor proporcionarem isto (maior volume do cilindro e área do pistão).

A condição de projeto da manivela deve considerar esta força para efeitos de flexão. Um motor de 3 cilindros deve apresentar um projeto mais robusto e com peças mais pesadas para suportar todos os esforços superiores a um motor 4 tempos.

4.2.4 Torque

Figura 35 – Torque – caso 3



Fonte: (Autoria própria, 2014)

Mais uma vez o aumento do volume do cilindro e da área da superfície do pistão fazem com que o torque seja muito maior para o motor com 3 cilindros. Mesmo as proporções de dimensão sendo as mesmas, o tamanho da manivela também é maior para o motor com 3 cilindros, implicando em uma grande diferença de torque máximo entre o motor com quatro e três cilindros.

É importante também salientar que este torque máximo será entregue de uma forma menos uniforme para o motor de 3 cilindros em comparação a um motor de 4 cilindros.

4.2.5 Potência

Para calcular o torque, é necessário levar em consideração os ciclos dos motores e com que frequência o motor estará realizando a combustão/expansão.

A seguir, o ciclo de funcionamento para ambos os motores para que tenha o maior equilíbrio.

4.2.5.1 Potência para o motor com 4 cilindros.

A árvore de manivelas para o caso de um motor 4 cilindros é conforme a configuração da Figura (36).

Figura 36 – Configuração de árvore de manivela



Fonte: (Autor desconhecido)

Deste modo, o funcionamento do motor é rígido pela equação (1) e é representada graficamente conforme a tabela (6).

Tabela 6 – Representação dos 4 tempos em um motor 4 cilindros

Representação dos tempos de um motor 4 cilindros				
Ângulo	Cilindros			
	1	2	3	4
0-180	Combustão	Exaustão	Compressão	Admissão
180-360	Exaustão	Admissão	Combustão	Compressão
360-540	Admissão	Compressão	Exaustão	Combustão
540-720	Compressão	Combustão	Admissão	Exaustão

Fonte: (Autoria própria, 2014)

É visível que a cada meia volta, teremos um cilindro realizando combustão/expansão, desta maneira, podemos considerar que a potência média calculada para um cilindro será realizada duas vezes durante uma volta completa.

$$P_m = 2.\pi.T_m.N/60*735,5 \quad (35)$$

$$P_m = 31,14 \text{ CV} \quad (41)$$

Considerando a potência efetiva realizada durante uma volta do motor com 4 cilindros, então a potência será de 62,28 CV.

4.2.5.2 Potência para o motor com 3 cilindros.

A configuração da árvore de manivelas de um motor com 3 cilindros é representado na Figura (37).

Figura 37 – Árvore de manivelas para um motor com 3 cilindros



Fonte: (Autor Desconhecido)

Deste modo, a configuração do motor é regido pela equação (1) e os braços da árvore de manivela estão defasados em 270°.

Tabela 7 – Representação dos 4 tempos em um motor 3 cilindros

Representação dos tempos de um motor 3 cilindros			
Ângulo	Cilindros		
	1	2	3
0-60	Combustão	Admissão	Exaustão
60-120		Compressão	Admissão
120-180			
180-240	Exaustão	Combustão	Compressão
240-300			
300-360	Admissão	Exaustão	Combustão
360-420			
420-480	Compressão	Admissão	Exaustão
480-540			
540-600	Combustão	Exaustão	Admissão
600-660			
660-720	Exaustão	Combustão	Compressão

Fonte: (Autoria própria, 2014)

Diferentemente para um motor 3 cilindros, não teremos um equilíbrio durante a operação, desta maneira, a cada uma volta, teremos 1,5 ciclos de combustão.

$$P_m = 2.\pi.T_m.N/60*735,5 \quad (35)$$

$$P_m = 41,52 \text{ CV} \quad (42)$$

Sendo a potência para o motor 62,28 CV, a mesma para um motor com 4 cilindros.

4.3.6 Análise das informações em conjunto

A diferença do número de cilindros, no final, não apresenta ganho de potência. O toque máximo apresenta uma grande diferença, mas considerando em termos de valores médios, pode ser considerado o mesmo.

O projeto em si deve considerar esta variação das forças para efeitos de flexão, flambagem e tensão, sendo muito mais críticos para um motor a 3 cilindros.

Em um motor a 3 cilindros, o funcionamento será um pouco duro, devido ao desequilíbrio devido ao funcionamento de apenas 3 cilindros. Para fins de manutenção, uma certa economia pode ser gerada devido a um menor número de peças.

O projeto que conseguir absorver de uma maneira mais efetiva, e assim como para o caso 2, apresentar uma menor massa, será o mais eficiente energeticamente.

Mais uma vez, a escolha dos parâmetros deve ser adequar as funções e ao que é esperado de seu funcionamento.

5 CONCLUSÃO

Os parâmetros de projeto influenciam diretamente no funcionamento dos motores e como será a sua construção, sendo este último o mais afetado pela alteração dos parâmetros. As partes do motor devem ser construídas de uma maneira capaz de responder aos diferentes esforços devido às variações do seu comprimento, do acréscimo ou decréscimo do número de cilindros e da variação do diâmetro do cilindro. A eficiência do motor está também diretamente ligada aos parâmetros de operação, sendo o aumento do peso prejudicial para obtenção de um motor com uma elevada eficiência.

Todo o projeto de um motor a combustão deve iniciar com a aplicação para o qual este está sendo desenvolvido, desta maneira, conhecendo todos os pontos que podem influenciar no desempenho do motor, o projeto será otimizado para proporcionar o maior ganho para a aplicação ao qual o mesmo foi desenvolvido. Muitas das vezes o projeto possui algumas limitações, como de espaço e peso, por exemplo, então é importante saber até onde é possível melhorar.

REFERÊNCIAS

BEER, F. P.; JOHNSTON JUNIOR, E. R. Mecânica vetorial para engenheiros: estática. 5. ed. Rio de Janeiro: Makron Books, 1999. 793 p.

BEER, F. P.; JOHNSTON E. R. Resistência dos Materiais. 2. Ed. São Paulo: McGraw Hill, 1982.

BUFFONI, S. S. O Resistência dos Materiais: Tensões de Flexão nas Vigas. Disponível em: <<http://www.professores.uff.br/saete/res1/aula11.pdf>>. Acesso em: 06 Ago.2014.

FILHO, P. P. Os motores a combustão interna: para cursos de máquinas térmicas, engenheiros, técnicos e mecânicos em geral que se interessam por motores. 1. ed. Belo Horizonte: Lemi, 1983. 695 p.

VARELLA, C. A Estimativa de potência nos dos motores de Combustão Interna. Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro, 27 de abril 2010. Disponível em: <http://www.ufrj.br/institutos/it/deng/varella/Downloads/IT154_motores_e_tratores/Aulas/estimativa%20da%20potencia%20dos%20motores.docx>. Acesso em: 03 maio.2014.

APÊNDICE A – VALORES DE VOLUME, PRESSÃO E FORÇA – CASO 1

As equações definidas no capítulo 3 foram inseridas no Excel, relacionando todos os comprimentos r , L , d , e as condições de $d/2r$. Os valores de volume pressão e força para cada variação do ângulo α são apresentados na tabela abaixo. Estes valores foram utilizados para calcular os esforços apresentados nos gráficos do capítulo 4.

Tabela 8 – Variação de volume, pressão e força no pistão para um motor 4 cilindros nas condições do caso 1.

Caso 1 - Variação de volume, pressão e força			
Ângulo	Volume (mm ³)	Pressão (kgf/cm ²)	Força F (N)
0	35023,290	78,340	23716,403
1	35042,941	78,279	23697,786
2	35101,885	78,095	23642,093
3	35200,096	77,790	23549,796
4	35337,529	77,367	23421,671
5	35514,123	76,829	23258,784
6	35729,797	76,180	23062,467
7	35984,455	75,427	22834,296
8	36277,982	74,574	22576,061
9	36610,246	73,628	22289,731
10	36981,098	72,596	21977,425
11	37390,370	71,486	21641,375
12	37837,880	70,305	21283,891
13	38323,425	69,061	20907,326
14	38846,789	67,762	20514,047
15	39407,737	66,416	20106,406
16	40006,017	65,030	19686,708
17	40641,362	63,611	19257,193
18	41313,488	62,167	18820,013
19	42022,095	60,704	18377,217
20	42766,867	59,229	17930,736
21	43547,473	57,748	17482,373
22	44363,565	56,266	17033,799
23	45214,781	54,789	16586,545
24	46100,743	53,321	16142,003
25	47021,060	51,865	15701,428
26	47975,325	50,427	15265,936
27	48963,116	49,008	14836,514
28	49983,999	47,613	14414,021
29	51037,524	46,242	13999,196
30	52123,231	44,900	13592,667
31	53240,643	43,586	13194,955

Caso 1 - Variação de volume, pressão e força			
32	54389,272	42,303	12806,486
33	55568,618	41,051	12427,595
34	56778,168	39,832	12058,537
35	58017,397	38,646	11699,492
36	59285,769	37,493	11350,576
37	60582,737	36,375	11011,845
38	61907,742	35,289	10683,304
39	63260,216	34,238	10364,911
40	64639,580	33,219	10056,586
41	66045,246	32,234	9758,214
42	67476,616	31,280	9469,650
43	68933,082	30,359	9190,725
44	70414,030	29,469	8921,249
45	71918,836	28,609	8661,016
46	73446,869	27,779	8409,805
47	74997,489	26,979	8167,387
48	76570,052	26,206	7933,522
49	78163,905	25,461	7707,966
50	79778,390	24,743	7490,472
51	81412,842	24,050	7280,789
52	83066,592	23,382	7078,669
53	84738,966	22,739	6883,861
54	86429,285	22,119	6696,120
55	88136,865	21,521	6515,202
56	89861,020	20,945	6340,867
57	91601,061	20,390	6172,880
58	93356,295	19,856	6011,010
59	95126,026	19,340	5855,034
60	96909,558	18,844	5704,732
61	98706,192	18,366	5559,892
62	100515,229	17,904	5420,307
63	102335,968	17,460	5285,778
64	104167,709	17,032	5156,110
65	106009,750	16,619	5031,117
66	107861,393	16,221	4910,617
67	109721,937	15,837	4794,438
68	111590,685	15,467	4682,410
69	113466,941	15,110	4574,372
70	115350,010	14,766	4470,168
71	117239,201	14,434	4369,649
72	119133,826	14,114	4272,671
73	121033,197	13,804	4179,095
74	122936,634	13,506	4088,789
75	124843,458	13,218	4001,625
76	126752,994	12,940	3917,482

Caso 1 - Variação de volume, pressão e força			
77	128664,575	12,672	3836,242
78	130577,534	12,413	3757,792
79	132491,212	12,163	3682,024
80	134404,956	11,921	3608,836
81	136318,118	11,687	3538,128
82	138230,055	11,462	3469,805
83	140140,133	11,243	3403,776
84	142047,721	11,033	3339,955
85	143952,199	10,829	3278,256
86	145852,951	10,632	3218,602
87	147749,370	10,441	3160,914
88	149640,855	10,257	3105,119
89	151526,816	10,079	3051,148
90	153406,667	9,906	2998,932
91	155279,834	9,739	2948,407
92	157145,748	9,578	2899,512
93	159003,851	9,421	2852,186
94	160853,592	9,270	2806,373
95	162694,431	9,124	2762,020
96	164525,835	8,982	2719,072
97	166347,282	8,844	2677,482
98	168158,256	8,711	2637,200
99	169958,254	8,582	2598,181
100	171746,781	8,457	2560,380
101	173523,351	8,337	2523,756
102	175287,487	8,219	2488,269
103	177038,724	8,106	2453,878
104	178776,605	7,996	2420,547
105	180500,682	7,889	2388,241
106	182210,518	7,785	2356,925
107	183905,686	7,685	2326,566
108	185585,767	7,588	2297,132
109	187250,354	7,494	2268,594
110	188899,048	7,402	2240,923
111	190531,460	7,314	2214,089
112	192147,211	7,228	2188,068
113	193745,931	7,144	2162,833
114	195327,261	7,063	2138,359
115	196890,849	6,985	2114,622
116	198436,355	6,909	2091,601
117	199963,447	6,835	2069,272
118	201471,802	6,764	2047,616
119	202961,107	6,694	2026,612
120	204431,058	6,627	2006,240
121	205881,359	6,562	1986,482

Caso 1 - Variação de volume, pressão e força			
122	207311,723	6,498	1967,321
123	208721,873	6,437	1948,738
124	210111,540	6,378	1930,717
125	211480,463	6,320	1913,243
126	212828,389	6,264	1896,300
127	214155,074	6,210	1879,874
128	215460,283	6,157	1863,951
129	216743,787	6,106	1848,516
130	218005,366	6,057	1833,557
131	219244,807	6,009	1819,062
132	220461,905	5,962	1805,018
133	221656,463	5,917	1791,414
134	222828,289	5,874	1778,239
135	223977,200	5,832	1765,482
136	225103,019	5,791	1753,132
137	226205,576	5,752	1741,181
138	227284,708	5,713	1729,618
139	228340,259	5,676	1718,435
140	229372,076	5,641	1707,622
141	230380,016	5,606	1697,172
142	231363,939	5,573	1687,076
143	232323,713	5,541	1677,326
144	233259,211	5,509	1667,916
145	234170,310	5,480	1658,838
146	235056,895	5,451	1650,085
147	235918,853	5,423	1641,651
148	236756,079	5,396	1633,529
149	237568,471	5,370	1625,714
150	238355,932	5,345	1618,200
151	239118,370	5,321	1610,981
152	239855,698	5,299	1604,052
153	240567,832	5,277	1597,408
154	241254,693	5,256	1591,045
155	241916,206	5,235	1584,957
156	242552,299	5,216	1579,141
157	243162,906	5,198	1573,593
158	243747,963	5,180	1568,307
159	244307,409	5,164	1563,282
160	244841,188	5,148	1558,512
161	245349,246	5,133	1553,996
162	245831,535	5,119	1549,730
163	246288,006	5,106	1545,710
164	246718,616	5,093	1541,934
165	247123,325	5,082	1538,400
166	247502,093	5,071	1535,105

Caso 1 - Variação de volume, pressão e força			
167	247854,888	5,061	1532,047
168	248181,675	5,051	1529,223
169	248482,425	5,043	1526,633
170	248757,112	5,035	1524,273
171	249005,710	5,028	1522,143
172	249228,199	5,022	1520,241
173	249424,557	5,016	1518,566
174	249594,769	5,011	1517,116
175	249738,819	5,007	1515,891
176	249856,695	5,004	1514,890
177	249948,387	5,001	1514,112
178	250013,887	5,000	1513,557
179	250053,189	4,999	1513,224
180	250066,290	4,998	1513,113

Fonte: (Autoria própria, 2014)

APÊNDICE B – VALORES DE VOLUME, PRESSÃO E FORÇA – CASO 2

As equações obtidas no capítulo 3 foram inseridas no Excel e os resultados de volume, pressão e força para cada relação de $d/2r$ são os mesmos da tabela abaixo.

Tabela 9 – Variação de volume, pressão e força no pistão para um motor 4 cilindros nas condições do caso 2.

Caso 2 - Volume, pressão e força									
		Relação $d/2r$	0,84	0,86	0,88	0,90	0,92	0,94	0,96
Ângulo	Volume (mm ³)	Pressão (kgf.mm ²)	Força F (N)	Força F (N)	Força F (N)	Força F (N)	Força F (N)	Força F (N)	Força F (N)
0	35014,01	78,37	22654,67	23012,86	23368,28	23721,01	24071,15	24418,75	24763,90
1	35035,29	78,30	22635,41	22993,29	23348,41	23700,84	24050,68	24397,99	24742,84
2	35099,13	78,10	22577,79	22934,76	23288,98	23640,52	23989,46	24335,89	24679,86
3	35205,49	77,77	22482,35	22837,81	23190,53	23540,59	23888,06	24233,02	24575,54
4	35354,32	77,32	22349,96	22703,33	23053,97	23401,96	23747,39	24090,32	24430,82
5	35545,55	76,73	22181,81	22532,52	22880,52	23225,89	23568,72	23909,07	24247,01
6	35779,08	76,03	21979,38	22326,89	22671,71	23013,94	23353,63	23690,88	24025,74
7	36054,80	75,22	21744,43	22088,22	22429,36	22767,93	23103,99	23437,63	23768,91
8	36372,56	74,30	21478,94	21818,54	22155,51	22489,94	22821,90	23151,47	23478,70
9	36732,22	73,29	21185,09	21520,04	21852,40	22182,26	22509,68	22834,73	23157,49
10	37133,59	72,18	20865,20	21195,09	21522,44	21847,31	22169,79	22489,94	22807,82
11	37576,48	70,99	20521,72	20846,18	21168,14	21487,67	21804,84	22119,71	22432,37
12	38060,66	69,73	20157,17	20475,86	20792,10	21105,95	21417,49	21726,77	22033,87
13	38585,90	68,40	19774,08	20086,72	20396,95	20704,83	21010,45	21313,85	21615,12
14	39151,93	67,02	19375,01	19681,34	19985,31	20286,98	20586,42	20883,71	21178,89
15	39758,47	65,60	18962,46	19262,27	19559,77	19855,01	20148,08	20439,04	20727,93
16	40405,24	64,13	18538,88	18832,00	19122,85	19411,50	19698,02	19982,48	20264,92
17	41091,89	62,64	18106,63	18392,91	18676,98	18958,90	19238,74	19516,56	19792,42
18	41818,11	61,12	17667,95	17947,29	18224,48	18499,57	18772,63	19043,72	19312,90
19	42583,52	59,59	17224,95	17497,29	17767,53	18035,72	18301,94	18566,23	18828,66
20	43387,76	58,05	16779,62	17044,92	17308,17	17569,43	17828,76	18086,22	18341,86
21	44230,42	56,50	16333,78	16592,03	16848,28	17102,60	17355,05	17605,67	17854,51
22	45111,10	54,97	15889,11	16140,33	16389,60	16637,00	16882,57	17126,37	17368,44
23	46029,35	53,44	15447,12	15691,35	15933,69	16174,21	16412,95	16649,96	16885,30
24	46984,73	51,92	15009,18	15246,48	15481,96	15715,65	15947,62	16177,92	16406,58
25	47976,77	50,42	14576,49	14806,95	15035,64	15262,60	15487,88	15711,54	15933,61
26	49004,98	48,95	14150,12	14373,84	14595,83	14816,15	15034,85	15251,96	15467,54
27	50068,86	47,50	13730,98	13948,07	14163,49	14377,29	14589,50	14800,19	15009,38
28	51167,90	46,08	13319,86	13530,46	13739,43	13946,82	14152,68	14357,06	14559,99
29	52301,54	44,69	12917,43	13121,66	13324,31	13525,44	13725,08	13923,28	14120,08
30	53469,26	43,33	12524,21	12722,23	12918,72	13113,72	13307,29	13499,45	13690,26
31	54670,46	42,00	12140,66	12332,62	12523,09	12712,12	12899,75	13086,04	13271,00
32	55904,58	40,71	11767,11	11953,16	12137,77	12320,98	12502,85	12683,40	12862,67

Caso 2 - Volume, pressão e força									
33	57171,02	39,45	11403,81	11584,11	11763,02	11940,58	12116,83	12291,81	12465,55
34	58469,16	38,23	11050,93	11225,65	11399,02	11571,09	11741,88	11911,44	12079,81
35	59798,37	37,04	10708,56	10877,87	11045,88	11212,61	11378,11	11542,42	11705,57
36	61158,02	35,90	10376,75	10540,82	10703,61	10865,18	11025,56	11184,77	11342,87
37	62547,45	34,79	10055,48	10214,46	10372,22	10528,79	10684,20	10838,48	10991,68
38	63966,00	33,71	9744,68	9898,75	10051,63	10203,35	10353,96	10503,48	10651,94
39	65412,99	32,67	9444,23	9593,55	9741,72	9888,77	10034,73	10179,64	10323,52
40	66887,73	31,67	9154,01	9298,74	9442,35	9584,88	9726,36	9866,81	10006,28
41	68389,52	30,70	8873,83	9014,13	9153,35	9291,51	9428,66	9564,82	9700,01
42	69917,64	29,76	8603,49	8739,52	8874,50	9008,46	9141,42	9273,43	9404,51
43	71471,37	28,86	8342,79	8474,70	8605,58	8735,48	8864,42	8992,43	9119,53
44	73049,99	27,99	8091,48	8219,41	8346,36	8472,34	8597,40	8721,55	8844,83
45	74652,75	27,15	7849,32	7973,43	8096,57	8218,79	8340,10	8460,54	8580,12
46	76278,89	26,35	7616,06	7736,47	7855,96	7974,54	8092,25	8209,11	8325,14
47	77927,67	25,57	7391,42	7508,28	7624,24	7739,33	7853,57	7966,98	8079,59
48	79598,32	24,82	7175,15	7288,59	7401,16	7512,88	7623,77	7733,86	7843,18
49	81290,05	24,10	6966,97	7077,12	7186,42	7294,90	7402,58	7509,48	7615,62
50	83002,10	23,41	6766,62	6873,60	6979,76	7085,12	7189,70	7293,52	7396,61
51	84733,68	22,74	6573,82	6677,76	6780,89	6883,25	6984,85	7085,71	7185,87
52	86483,99	22,10	6388,31	6489,32	6589,54	6689,01	6787,74	6885,76	6983,09
53	88252,24	21,48	6209,84	6308,02	6405,44	6502,13	6598,11	6693,39	6788,00
54	90037,63	20,89	6038,13	6133,60	6228,33	6322,34	6415,66	6508,31	6600,30
55	91839,36	20,32	5872,94	5965,80	6057,94	6149,38	6240,15	6330,26	6419,74
56	93656,62	19,77	5714,03	5804,37	5894,02	5982,99	6071,30	6158,97	6246,03
57	95488,59	19,24	5561,14	5649,07	5736,32	5822,90	5908,85	5994,18	6078,91
58	97334,48	18,73	5414,06	5499,66	5584,60	5668,89	5752,57	5835,64	5918,13
59	99193,46	18,24	5272,54	5355,90	5438,62	5520,72	5602,21	5683,11	5763,43
60	101064,73	17,77	5136,38	5217,59	5298,17	5378,14	5457,53	5536,34	5614,59
61	102947,46	17,32	5005,35	5084,49	5163,01	5240,95	5318,31	5395,11	5471,36
62	104840,86	16,88	4879,25	4956,40	5032,95	5108,92	5184,33	5259,19	5333,53
63	106744,09	16,46	4757,90	4833,12	4907,77	4981,85	5055,38	5128,38	5200,87
64	108656,37	16,05	4641,08	4714,46	4787,27	4859,53	4931,26	5002,47	5073,18
65	110576,87	15,67	4528,62	4600,22	4671,27	4741,78	4811,78	4881,26	4950,26
66	112504,79	15,29	4420,35	4490,24	4559,59	4628,42	4696,73	4764,56	4831,90
67	114439,34	14,93	4316,09	4384,33	4452,05	4519,25	4585,96	4652,18	4717,94
68	116379,71	14,58	4215,68	4282,34	4348,48	4414,11	4479,27	4543,95	4608,18
69	118325,11	14,25	4118,97	4184,09	4248,71	4312,85	4376,51	4439,71	4502,46
70	120274,75	13,93	4025,80	4089,45	4152,61	4215,29	4277,51	4339,28	4400,61
71	122227,85	13,62	3936,03	3998,26	4060,01	4121,29	4182,13	4242,52	4302,48
72	124183,63	13,32	3849,52	3910,38	3970,77	4030,71	4090,21	4149,27	4207,92
73	126141,33	13,03	3766,14	3825,68	3884,77	3943,41	4001,61	4059,40	4116,78
74	128100,18	12,75	3685,76	3744,03	3801,86	3859,24	3916,21	3972,76	4028,91
75	130059,43	12,48	3608,26	3665,31	3721,92	3778,10	3833,86	3889,23	3944,20
76	132018,33	12,22	3533,53	3589,39	3644,83	3699,85	3754,46	3808,68	3862,51
77	133976,14	11,97	3461,45	3516,18	3570,48	3624,38	3677,87	3730,99	3783,72
78	135932,13	11,73	3391,92	3445,55	3498,76	3551,57	3604,00	3656,04	3707,72

Caso 2 - Volume, pressão e força									
79	137885,58	11,50	3324,83	3377,40	3429,56	3481,33	3532,72	3583,73	3634,39
80	139835,79	11,28	3260,10	3311,64	3362,79	3413,55	3463,93	3513,96	3563,62
81	141782,05	11,06	3197,62	3248,17	3298,34	3348,13	3397,55	3446,61	3495,33
82	143723,68	10,85	3137,30	3186,91	3236,13	3284,98	3333,46	3381,60	3429,40
83	145660,00	10,65	3079,07	3127,75	3176,06	3224,00	3271,59	3318,83	3365,74
84	147590,34	10,46	3022,84	3070,63	3118,06	3165,12	3211,84	3258,22	3304,28
85	149514,05	10,27	2968,53	3015,46	3062,04	3108,26	3154,14	3199,68	3244,91
86	151430,48	10,09	2916,07	2962,17	3007,92	3053,33	3098,39	3143,14	3187,56
87	153339,00	9,91	2865,38	2910,69	2955,64	3000,25	3044,54	3088,50	3132,16
88	155239,01	9,74	2816,40	2860,93	2905,12	2948,97	2992,50	3035,71	3078,62
89	157129,89	9,58	2769,07	2812,85	2856,29	2899,41	2942,21	2984,69	3026,88
90	159011,05	9,42	2723,32	2766,37	2809,10	2851,50	2893,59	2935,38	2976,87
91	160881,91	9,27	2679,08	2721,44	2763,47	2805,19	2846,59	2887,70	2928,52
92	162741,91	9,12	2636,31	2678,00	2719,36	2760,40	2801,15	2841,60	2881,76
93	164590,50	8,98	2594,95	2635,98	2676,69	2717,10	2757,20	2797,02	2836,55
94	166427,14	8,84	2554,95	2595,35	2635,43	2675,21	2714,70	2753,90	2792,83
95	168251,31	8,70	2516,25	2556,04	2595,51	2634,69	2673,58	2712,19	2750,53
96	170062,49	8,57	2478,82	2518,01	2556,90	2595,49	2633,80	2671,84	2709,60
97	171860,20	8,45	2442,59	2481,21	2519,53	2557,56	2595,31	2632,79	2670,01
98	173643,95	8,33	2407,54	2445,60	2483,37	2520,86	2558,07	2595,01	2631,69
99	175413,27	8,21	2373,61	2411,14	2448,37	2485,33	2522,02	2558,44	2594,60
100	177167,72	8,10	2340,77	2377,77	2414,50	2450,94	2487,12	2523,04	2558,70
101	178906,84	7,99	2308,97	2345,48	2381,70	2417,65	2453,34	2488,77	2523,94
102	180630,23	7,88	2278,19	2314,21	2349,95	2385,42	2420,63	2455,59	2490,30
103	182337,46	7,78	2248,38	2283,93	2319,20	2354,21	2388,96	2423,46	2457,71
104	184028,15	7,68	2219,52	2254,61	2289,43	2323,99	2358,29	2392,35	2426,16
105	185701,90	7,58	2191,56	2226,21	2260,59	2294,72	2328,59	2362,21	2395,60
106	187358,35	7,49	2164,48	2198,70	2232,66	2266,36	2299,82	2333,03	2366,00
107	188997,15	7,40	2138,25	2172,06	2205,61	2238,90	2271,95	2304,75	2337,33
108	190617,96	7,31	2112,84	2146,25	2179,39	2212,29	2244,95	2277,37	2309,55
109	192220,44	7,22	2088,22	2121,24	2154,00	2186,51	2218,79	2250,83	2282,64
110	193804,29	7,14	2064,37	2097,01	2129,40	2161,54	2193,44	2225,12	2256,57
111	195369,20	7,06	2041,26	2073,53	2105,56	2137,34	2168,89	2200,21	2231,31
112	196914,88	6,98	2018,86	2050,78	2082,45	2113,89	2145,09	2176,07	2206,82
113	198441,06	6,91	1997,16	2028,73	2060,07	2091,16	2122,03	2152,67	2183,10
114	199947,47	6,84	1976,12	2007,37	2038,37	2069,14	2099,68	2130,00	2160,11
115	201433,88	6,77	1955,74	1986,66	2017,34	2047,79	2078,02	2108,03	2137,82
116	202900,02	6,70	1935,98	1966,59	1996,96	2027,11	2057,03	2086,73	2116,23
117	204345,69	6,63	1916,83	1947,14	1977,21	2007,06	2036,68	2066,10	2095,30
118	205770,67	6,57	1898,28	1928,29	1958,07	1987,63	2016,97	2046,09	2075,01
119	207174,74	6,50	1880,29	1910,02	1939,52	1968,79	1997,85	2026,70	2055,35
120	208557,72	6,44	1862,86	1892,31	1921,54	1950,54	1979,33	2007,91	2036,30
121	209919,43	6,39	1845,96	1875,15	1904,11	1932,85	1961,38	1989,70	2017,83
122	211259,70	6,33	1829,59	1858,51	1887,22	1915,70	1943,98	1972,05	1999,93
123	212578,36	6,27	1813,72	1842,39	1870,85	1899,09	1927,12	1954,95	1982,58
124	213875,26	6,22	1798,34	1826,77	1854,99	1882,99	1910,78	1938,37	1965,77

Caso 2 - Volume, pressão e força									
125	215150,26	6,17	1783,44	1811,63	1839,61	1867,38	1894,95	1922,31	1949,48
126	216403,23	6,12	1769,00	1796,97	1824,72	1852,26	1879,60	1906,75	1933,70
127	217634,04	6,07	1755,01	1782,75	1810,29	1837,61	1864,74	1891,67	1918,40
128	218842,58	6,02	1741,45	1768,99	1796,31	1823,42	1850,34	1877,06	1903,59
129	220028,75	5,98	1728,32	1755,65	1782,76	1809,67	1836,39	1862,91	1889,24
130	221192,43	5,93	1715,61	1742,73	1769,65	1796,36	1822,88	1849,20	1875,34
131	222333,56	5,89	1703,29	1730,22	1756,95	1783,47	1809,79	1835,93	1861,88
132	223452,03	5,85	1691,37	1718,11	1744,65	1770,98	1797,12	1823,07	1848,84
133	224547,77	5,81	1679,83	1706,38	1732,74	1758,89	1784,86	1810,63	1836,22
134	225620,71	5,77	1668,65	1695,03	1721,21	1747,19	1772,98	1798,59	1824,01
135	226670,80	5,73	1657,84	1684,05	1710,06	1735,87	1761,50	1786,93	1812,19
136	227697,97	5,70	1647,38	1673,42	1699,27	1724,92	1750,38	1775,66	1800,76
137	228702,18	5,66	1637,26	1663,15	1688,83	1714,33	1739,63	1764,75	1789,70
138	229683,37	5,63	1627,48	1653,21	1678,74	1704,08	1729,23	1754,21	1779,00
139	230641,51	5,60	1618,02	1643,60	1668,99	1694,18	1719,19	1744,01	1768,66
140	231576,56	5,57	1608,88	1634,32	1659,56	1684,61	1709,48	1734,16	1758,67
141	232488,49	5,54	1600,05	1625,35	1650,45	1675,37	1700,10	1724,65	1749,02
142	233377,28	5,51	1591,53	1616,69	1641,66	1666,44	1691,04	1715,46	1739,70
143	234242,90	5,48	1583,30	1608,33	1633,17	1657,83	1682,30	1706,59	1730,71
144	235085,34	5,45	1575,36	1600,27	1624,99	1649,51	1673,86	1698,03	1722,03
145	235904,59	5,42	1567,71	1592,50	1617,09	1641,50	1665,73	1689,78	1713,67
146	236700,62	5,40	1560,33	1585,00	1609,48	1633,78	1657,89	1681,83	1705,60
147	237473,45	5,37	1553,23	1577,79	1602,15	1626,34	1650,34	1674,18	1697,84
148	238223,05	5,35	1546,39	1570,84	1595,10	1619,18	1643,08	1666,80	1690,36
149	238949,43	5,33	1539,81	1564,16	1588,32	1612,29	1636,09	1659,72	1683,17
150	239652,59	5,30	1533,49	1557,74	1581,80	1605,67	1629,37	1652,90	1676,26
151	240332,53	5,28	1527,42	1551,57	1575,53	1599,32	1622,92	1646,36	1669,63
152	240989,26	5,26	1521,60	1545,65	1569,53	1593,22	1616,73	1640,08	1663,26
153	241622,79	5,24	1516,01	1539,98	1563,77	1587,37	1610,80	1634,06	1657,16
154	242233,11	5,23	1510,67	1534,55	1558,25	1581,78	1605,12	1628,30	1651,32
155	242820,25	5,21	1505,56	1529,36	1552,98	1576,42	1599,69	1622,79	1645,73
156	243384,21	5,19	1500,68	1524,40	1547,95	1571,31	1594,51	1617,53	1640,39
157	243925,00	5,18	1496,02	1519,67	1543,14	1566,44	1589,56	1612,51	1635,30
158	244442,64	5,16	1491,59	1515,17	1538,57	1561,79	1584,85	1607,73	1630,46
159	244937,14	5,15	1487,37	1510,89	1534,22	1557,38	1580,37	1603,19	1625,85
160	245408,51	5,13	1483,37	1506,83	1530,10	1553,20	1576,12	1598,88	1621,48
161	245856,78	5,12	1479,59	1502,98	1526,20	1549,23	1572,10	1594,80	1617,34
162	246281,94	5,11	1476,01	1499,35	1522,51	1545,49	1568,30	1590,95	1613,44
163	246684,02	5,09	1472,65	1495,93	1519,04	1541,96	1564,72	1587,32	1609,76
164	247063,04	5,08	1469,49	1492,72	1515,77	1538,65	1561,36	1583,91	1606,30
165	247419,00	5,07	1466,53	1489,71	1512,72	1535,56	1558,22	1580,72	1603,07
166	247751,92	5,06	1463,77	1486,91	1509,88	1532,67	1555,29	1577,75	1600,05
167	248061,81	5,05	1461,21	1484,31	1507,24	1529,99	1552,57	1574,99	1597,25
168	248348,69	5,05	1458,85	1481,91	1504,80	1527,51	1550,06	1572,44	1594,67
169	248612,57	5,04	1456,68	1479,71	1502,56	1525,24	1547,76	1570,11	1592,30
170	248853,47	5,03	1454,71	1477,71	1500,53	1523,18	1545,66	1567,98	1590,14

Caso 2 - Volume, pressão e força									
171	249071,38	5,03	1452,92	1475,90	1498,69	1521,31	1543,77	1566,06	1588,20
172	249266,33	5,02	1451,33	1474,28	1497,05	1519,65	1542,08	1564,35	1586,46
173	249438,32	5,02	1449,93	1472,86	1495,60	1518,18	1540,59	1562,84	1584,93
174	249587,36	5,01	1448,72	1471,63	1494,35	1516,91	1539,30	1561,53	1583,60
175	249713,46	5,01	1447,70	1470,59	1493,30	1515,84	1538,21	1560,43	1582,48
176	249816,62	5,01	1446,86	1469,74	1492,43	1514,96	1537,32	1559,52	1581,57
177	249896,85	5,00	1446,21	1469,07	1491,76	1514,28	1536,63	1558,82	1580,86
178	249954,16	5,00	1445,75	1468,60	1491,29	1513,80	1536,14	1558,32	1580,35
179	249988,54	5,00	1445,47	1468,32	1491,00	1513,50	1535,84	1558,02	1580,04
180	250000,00	5,00	1445,37	1468,23	1490,90	1513,41	1535,75	1557,92	1579,94

Fonte: (Autoria própria, 2014)

APÊNDICE C – VALORES DE VOLUME, PRESSÃO E FORÇA – CASO 3

Para o caso 3, os cálculos aqui apresentados valem somente para o motor 3 cilindros, uma vez que para o motor com 4 cilindros aos mesmos cálculos foram realizados nos casos 1 e 2.

Tabela 10 – Variação de volume, pressão e força no pistão para um motor 3 cilindros nas condições do caso 3.

Volume, pressão e força para motor 3 cilindros - Caso 3			
Ângulo	Volume (mm ³)	Pressão (kgf/cm ²)	Força F (N)
0	46685,341	78,369	28735,922
1	46713,718	78,303	28711,486
2	46798,835	78,104	28638,405
3	46940,651	77,773	28517,348
4	47139,094	77,315	28349,419
5	47394,066	76,734	28136,128
6	47705,440	76,033	27879,361
7	48073,063	75,221	27581,341
8	48496,751	74,302	27244,584
9	48976,295	73,286	26871,851
10	49511,457	72,179	26466,097
11	50101,971	70,991	26030,418
12	50747,545	69,730	25568,004
13	51447,860	68,405	25082,085
14	52202,569	67,024	24575,890
15	53011,298	65,597	24052,602
16	53873,648	64,132	23515,323
17	54789,192	62,636	22967,040
18	55757,480	61,119	22410,600
19	56778,033	59,586	21848,690
20	57850,348	58,046	21283,817
21	58973,897	56,504	20718,300
22	60148,129	54,965	20154,263
23	61372,464	53,436	19593,630
24	62646,304	51,921	19038,128
25	63969,022	50,425	18489,292
26	65339,972	48,950	17948,467
27	66758,482	47,500	17416,819
28	68223,861	46,077	16895,345
29	69735,393	44,685	16384,882
30	71292,343	43,325	15886,120
31	72893,953	41,998	15399,612
32	74539,446	40,706	14925,788
33	76228,026	39,449	14464,964

Volume, pressão e força para motor 3 cilindros - Caso 3			
34	77958,875	38,229	14017,356
35	79731,160	37,044	13583,090
36	81544,026	35,896	13162,212
37	83396,603	34,785	12754,698
38	85288,003	33,710	12360,464
39	87217,322	32,671	11979,372
40	89183,639	31,667	11611,240
41	91186,021	30,697	11255,850
42	93223,517	29,762	10912,951
43	95295,165	28,860	10582,266
44	97399,987	27,991	10263,499
45	99536,997	27,153	9956,336
46	101705,193	26,346	9660,453
47	103903,564	25,569	9375,518
48	106131,089	24,821	9101,191
49	108386,737	24,101	8837,131
50	110669,468	23,408	8582,996
51	112978,236	22,741	8338,447
52	115311,984	22,099	8103,146
53	117669,653	21,482	7876,760
54	120050,175	20,888	7658,963
55	122452,479	20,316	7449,434
56	124875,488	19,767	7247,860
57	127318,125	19,238	7053,937
58	129779,306	18,729	6867,367
59	132257,949	18,239	6687,863
60	134752,970	17,768	6515,147
61	137263,284	17,315	6348,948
62	139787,808	16,879	6189,006
63	142325,459	16,459	6035,069
64	144875,157	16,055	5886,896
65	147435,825	15,666	5744,254
66	150006,391	15,291	5606,918
67	152585,784	14,931	5474,673
68	155172,942	14,583	5347,312
69	157766,807	14,249	5224,635
70	160366,329	13,926	5106,454
71	162970,464	13,616	4992,584
72	165578,177	13,317	4882,852
73	168188,442	13,028	4777,088
74	170800,243	12,750	4675,133
75	173412,572	12,482	4576,833
76	176024,435	12,224	4482,040
77	178634,847	11,974	4390,614
78	181242,836	11,734	4302,419

Volume, pressão e força para motor 3 cilindros - Caso 3			
79	183847,443	11,502	4217,327
80	186447,721	11,278	4135,214
81	189042,739	11,062	4055,962
82	191631,577	10,853	3979,459
83	194213,333	10,651	3905,595
84	196787,119	10,457	3834,269
85	199352,061	10,269	3765,380
86	201907,303	10,088	3698,836
87	204452,006	9,912	3634,544
88	206985,346	9,743	3572,419
89	209506,517	9,579	3512,379
90	212014,729	9,421	3454,343
91	214509,214	9,268	3398,236
92	216989,217	9,120	3343,986
93	219454,003	8,977	3291,524
94	221902,857	8,838	3240,782
95	224335,080	8,704	3191,698
96	226749,993	8,575	3144,211
97	229146,936	8,450	3098,262
98	231525,267	8,328	3053,797
99	233884,364	8,211	3010,761
100	236223,623	8,097	2969,103
101	238542,458	7,987	2928,774
102	240840,305	7,881	2889,729
103	243116,615	7,778	2851,920
104	245370,861	7,678	2815,307
105	247602,532	7,581	2779,846
106	249811,137	7,488	2745,500
107	251996,204	7,397	2712,229
108	254157,278	7,309	2679,997
109	256293,922	7,224	2648,770
110	258405,716	7,141	2618,514
111	260492,261	7,061	2589,197
112	262553,170	6,984	2560,789
113	264588,078	6,909	2533,258
114	266596,633	6,836	2506,579
115	268578,502	6,765	2480,722
116	270533,366	6,697	2455,663
117	272460,924	6,631	2431,375
118	274360,889	6,567	2407,835
119	276232,988	6,504	2385,021
120	278076,966	6,444	2362,908
121	279892,579	6,386	2341,477
122	281679,599	6,329	2320,707
123	283437,811	6,274	2300,578

Volume, pressão e força para motor 3 cilindros - Caso 3			
124	285167,012	6,221	2281,071
125	286867,013	6,169	2262,169
126	288537,638	6,120	2243,853
127	290178,721	6,071	2226,107
128	291790,110	6,024	2208,915
129	293371,662	5,979	2192,262
130	294923,246	5,935	2176,132
131	296444,740	5,892	2160,512
132	297936,034	5,851	2145,387
133	299397,024	5,811	2130,745
134	300827,620	5,772	2116,572
135	302227,736	5,735	2102,857
136	303597,297	5,699	2089,589
137	304936,235	5,664	2076,755
138	306244,489	5,630	2064,345
139	307522,007	5,597	2052,349
140	308768,741	5,566	2040,757
141	309984,651	5,535	2029,559
142	311169,704	5,506	2018,746
143	312323,869	5,477	2008,309
144	313447,123	5,450	1998,241
145	314539,449	5,423	1988,533
146	315600,831	5,398	1979,176
147	316631,260	5,373	1970,165
148	317630,730	5,349	1961,491
149	318599,239	5,327	1953,148
150	319536,786	5,305	1945,130
151	320443,376	5,284	1937,430
152	321319,016	5,264	1930,043
153	322163,714	5,244	1922,962
154	322977,481	5,226	1916,182
155	323760,330	5,208	1909,698
156	324512,275	5,191	1903,506
157	325233,333	5,175	1897,601
158	325923,519	5,160	1891,977
159	326582,853	5,145	1886,632
160	327211,351	5,131	1881,560
161	327809,034	5,118	1876,759
162	328375,921	5,106	1872,225
163	328912,031	5,094	1867,954
164	329417,383	5,083	1863,944
165	329891,997	5,073	1860,190
166	330335,891	5,064	1856,692
167	330749,083	5,055	1853,445
168	331131,592	5,047	1850,449

Volume, pressão e força para motor 3 cilindros - Caso 3			
169	331483,433	5,039	1847,699
170	331804,622	5,032	1845,196
171	332095,175	5,026	1842,936
172	332355,105	5,021	1840,919
173	332584,425	5,016	1839,142
174	332783,145	5,012	1837,604
175	332951,276	5,008	1836,305
176	333088,826	5,005	1835,244
177	333195,802	5,003	1834,419
178	333272,210	5,001	1833,830
179	333318,053	5,000	1833,477
180	333333,333	5,000	1833,360

Fonte: (Autoria própria, 2014)