

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
Departamento da Engenharia Mecânica

**Projeto de um sistema de variação da taxa de compressão para aumento de
eficiência de motores flex**

Gustavo Nardo de Castro
Vitor Okamura

São Paulo

2014

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
Departamento da Engenharia Mecânica

**Projeto de um sistema de variação da taxa de compressão para aumento de
eficiência de motores flex**

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Graduação em
Engenharia

Gustavo Nardo de Castro
Vitor Okamura

Orientador:
Prof. Dr. Ronaldo de Breyne Salvagni

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo

2014

Castro, Gustavo Nardo de; Okamura, Vitor

**Projeto de um sistema de variação da taxa de compressão
para aumento de eficiência de motores flex / G. N. Castro; V.
Okamura. -- São Paulo, 2014.**

70 p.

**Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.**

**1.Projeto automotivo 2.Motores ciclo otto (Eficiência)
I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento
de Engenharia Mecânica II.t.**

Resumo

O presente trabalho tem como objetivo o projeto preliminar de um sistema de taxa de compressão variável para ser utilizado em um motor flex visando o aumento de eficiência (diminuir consumo específico). Para isso, foi feita uma extensa pesquisa sobre os mecanismos de taxa de compressão variável existentes onde cada mecanismo foi analisado e avaliado segundo critérios propostos e, ao final, a solução escolhida (Nissan Multilink) foi estudada em detalhes. Para definir os parâmetros de projeto, pesquisou-se sobre os efeitos da taxa de compressão no rendimento do motor, sobre detonação e sobre as características dos combustíveis. A partir das pesquisas, definiu-se a menor taxa de 9,2:1 e a maior de 14:1. Um projeto preliminar do mecanismo selecionado foi feito a partir da síntese do mecanismo para um motor base 1.6L e a simulação do motor para calibração dos seus parâmetros. Os resultados mostraram aumentos significativos na eficiência do motor para ambos os combustíveis (até 5%). Também foi observado que o etanol promove uma eficiência maior que a gasolina.

Abstract

This work aims the preliminary design of a variable compression ratio system to be used in a flex fuel engine in order to increase efficiency (reduce specific fuel consumption). Thus, an extensive research on the mechanisms of existing variable compression ratio was made and each mechanism was analyzed and evaluated according to the criteria proposed and, in the end, the chosen solution (Nissan Multilink) was studied in details. To set the design parameters, the effects of compression ratio on engine performance and on knock were studied. From the research, it was possible to define the lowest ratio of 9,2:1 and the highest of 14:1 (alcohol at part load). A concept design of the selected mechanism was developed by applying the synthesis of the mechanism for a base 1.6L engine and through engine simulation for calibration of parameters. The results showed significant increases in engine efficiency for both fuels (up to 5%). It was also observed that ethanol promotes greater efficiency than gasoline.

Lista de ilustrações

Figura 1 - Curvas de torque e consumo específico do motor ensaiado com relação ar-combustível estequiométrica em função da variação da taxa de compressão. [3]	14
Figura 2 - Fases do motor até o surgimento do fenômeno de detonação. Na primeira ilustração, o motor está no final da fase de compressão. Em seguida, na segunda figura, está ilustrado o momento logo após a faísca e o avanço da frente de chama [5].	17
Figura 3 - fotografia de uma câmara de combustão e o momento exato da autoignição. Na figura 1, é possível visualizar as fronteiras de gases queimados e gases não queimados. Na figura 2, está indicado a região da autoignição [5].	18
Figura 4 - gráficos de eficiência térmica, pressão média efetiva indicada e consumo específico indicado em função da taxa de compressão para a mistura E85 (cor escura) e gasolina comum (cor clara) [7]	21
Figura 5 - Motor com tecnologia VCRI em corte e seus principais componentes [8].	23
Figura 6 - Principais componentes modificados com a tecnologia VCRI. Da esquerda para a direita: parede com cremalheira; rolo sincronizador; pistão com haste cremalheira; biela com "gearwheel"; pistão atuador com haste cremalheira [8].	23
Figura 7 - Vista em corte do mecanismo VCRI com destaque para o detalhamento do atuador hidráulico [8].	24
Figura 8 - Imagem ilustrativa da variação de altura do pistão em PMS em função da atuação do eixo excêntrico (esq.). Desenho de conjunto das peças do mecanismo "Multilink" (dir.) [9]	25
Figura 9 - Mecanismo "Multilink". O eixo paralelo ao virabrequim é o eixo excêntrico responsável por controlar a variação da altura do pistão em PMS [9]	25
Figura 10 - Ideia 1 [10]	26
Figura 11 - Ideia 2 [10]	27
Figura 12 - Ideia 3 [10]	28
Figura 13 - Ideia 4 [10]	28
Figura 14 - Motor Saab SVC em corte. Os componentes na cor amarela são as articulações do "monohead" e o atuador com eixo excêntrico está no lado direito do cilindro [12]	29
Figura 15 - Fig. Esq.: Destaque para a guarnição de borracha responsável por selar o "monohead" ao bloco do motor. Fig. Dir.: Eixo excêntrico responsável por acionar a articulação do monohead [13]	30
Figura 16 - Vista em corte do sistema VCR [15]	31
Figura 17 - Esquema do sistema VCR [16]	32
Figura 18 - Esquema de funcionamento da alteração da taxa de compressão [16]	33
Figura 19 - Forças e momentos gerados no mecanismo [15]	34
Figura 20 - Atuação sobre a válvula 3/2 [15]	34
Figura 21 - Desenho em perspectiva da biela com mancal móvel [17]	35
Figura 22 - Biela de comprimento variável [18]	37

Figura 23 - Pistão de altura variável [18]	38
Figura 24 - Esquema de funcionamento da solução da Ford. À esquerda, uma maior taxa de compressão e à direita, uma menor. [19]	39
Figura 25 – Outras soluções Ford [19]	40
Figura 26 – Solução com câmara secundária regulada por válvula [20]	41
Figura 27 - Esquema de funcionamento do mecanismo com pistão secundário [20]	42
Figura 28 – Sistema variação de altura do virabrequim a partir de mancais excêntricos [20]	43
Figura 29 – Solução Rapan de acionamento do mancal excêntrico.....	44
Figura 30 – Sistema Gomecsys [20] e [21]	45
Figura 31 - Esquema das coordenadas utilizadas.....	49
Figura 32 - Posição do pistão em função do ângulo do virabrequim	50
Figura 33 – Aceleração do pistão em função do ângulo do virabrequim	51
Figura 34 - Comparação da vibração de um mecanismo biela-manivela e multilink [14]	52
Figura 35 – imagem da patente do Multilink [23].....	52
Figura 36 – fotografia do protótipo físico do Multilink [8]	53
Figura 37 – harmônicos (aceleração) do sistema biela manivela.....	57
Figura 38 – Sistema simulado (patente).....	58
Figura 39 – Esquema de pontos utilizados [23].....	58
Figura 40 – harmônicos (aceleração) do mecanismo da patente.....	59
Figura 41 – fase dos harmônicos	60
Figura 42 – harmônicos (deslocamento) do mecanismo do protótipo	61
Figura 43 – Mecanismo do protótipo	62
Figura 44 - harmônicos (aceleração) do mecanismo (protótipo)	63
Figura 45 – fase dos harmônicos	63
Figura 46 – Análise no Adams do mecanismo final.....	67
Figura 47 – harmônicos (aceleração) do mecanismo final (maior taxa)	68
Figura 48 - harmônicos (aceleração) do mecanismo final (menor taxa).....	69
Figura 49 – relação entre ângulo do eixo de excêntricos e taxa de compressão	69
Figura 50 - Torque em função do avanço (etanol a 2000 RPM, CR 10,7:1 e carga máxima).....	71
Figura 51 - Consumo específico em função do avanço (etanol a 2000 RPM, CR 10,7:1 e carga máxima).....	71
Figura 52 - Massa queimada por ângulo do virabrequim para avanço de -9°.	72
Figura 53 - Knock induction integral por ângulo do virabrequim para avanço de -9°	72
Figura 54 - Massa queimada por ângulo do virabrequim para avanço de -4°.	74
Figura 55 - Knock induction integral por ângulo do virabrequim para avanço de -4°	75
Figura 56 - Torque em função do avanço (gasolina a 2000 RPM, CR 10,7:1 e carga máxima).....	75
Figura 57 - Consumo específico em função do avanço (gasolina a 2000 RPM, CR 10,7:1 e carga máxima).....	76

Lista de Tabelas

Tabela 1 - Matriz de critérios	46
Tabela 2 - Matriz de decisão	47
Tabela 3 – principais informações técnicas relativas ao motor Nissan 1.6 utilizado no modelo March [22].....	48
Tabela 4 – Pontos do mecanismo da patente	59
Tabela 5	60
Tabela 6	62
Tabela 7 – magnitude e fase dos harmônicos.....	63
Tabela 8 – resultados para o ponto 3.....	65
Tabela 9 – Resultados (ponto 4)	65
Tabela 10 – Posicionamento dos pontos no mecanismo final.....	67
Tabela 11 – Resultados do mecanismo final (maior taxa).....	67
Tabela 12 - Resultados do mecanismo final (menor taxa)	68
Tabela 13 – Diversas taxas de compressão (etanol, 4000 RPM, carga máxima)	73
Tabela 14 - Diversas taxas de compressão (gasolina, 4000 RPM, carga máxima) ..	76
Tabela 15 - Diversas taxas de compressão (gasolina, 2000 RPM, carga parcial)	79
Tabela 16 - Diversas taxas de compressão (etanol, 2000 RPM, carga parcial)	79

Sumário

Lista de ilustrações.....	6
Lista de Tabelas	8
1. Introdução.....	12
2. Objetivo.....	12
3. Revisão bibliográfica.....	12
3.1 Variação da taxa de compressão em motores à combustão.....	12
3.2 Características dos combustíveis etanol e gasolina.....	15
3.3 Combustão e detonação	15
3.3.1 Combustão e propagação da frente de chama [4].....	16
3.3.2 Detonação	16
3.3.3 Limites máximo e mínimo de taxa de compressão utilizada	19
Limites máximo e mínimo definidos para projeto	21
3.4 Sistemas para variação da taxa de compressão.....	21
3.4.1 Análises e resultados preliminares	21
3.4.2 Sistemas <i>multilink</i>	22
3.4.2.1 MCE-5 Variable Compression Ratio intelligent (VCRI) [8]	22
3.4.2.2 Nissan – Multilink [9].....	24
3.4.2.3 Hyundai-Kia – Análise de patentes [10].....	26
3.4.3 Variação de altura do cabeçote	29
3.4.3.1 Saab – SVC [11].....	29
3.4.4 Variação do comprimento da biela	30
3.4.4.1 Mancal excêntrico com acionamento hidráulico (FEV) [15] e [16]	30
3.4.4.2 Mancal com rápida variação de posição (FORD) [17]	35
3.4.4.3 Biela com elemento elástico (FR 1.153.247) [18]	36
3.4.5 Pistão de altura variável	37
3.4.5.1 Patente FR 1.153.247 [18].....	37
3.4.5.2 Ford (US 5.755.192) [19]	38
3.4.6 Alterações na câmara de combustão	40
3.4.6.1 Válvula / Pistão secundário em cada cilindro (Ford) [20].....	41
3.4.6.2 Alvar (Ford/ Volvo) [20].....	41

3.4.7	Alterações no virabrequim	42
3.4.7.1	Variação de altura do virabrequim (FEV) [20].....	43
3.4.7.2	Variação de altura do virabrequim (RO115662B) [20]	43
3.4.7.3	Variação do raio da manivela (Gomecsys) [20] e [21]	44
4.	Metodologia e descrição das etapas desenvolvidas	45
4.1	Seleção da melhor solução de sistema para variação da taxa de compressão	45
4.2	Escolha do motor-base	47
4.3	Síntese do mecanismo	49
4.3.1	Vibração do motor	49
4.4	Simulação do motor	56
5.	Resultados e análises.....	57
5.1	Síntese do mecanismo.....	57
5.1.1	Mecanismo (patente)	57
5.1.2	Mecanismo (protótipo)	62
5.1.3	Síntese de mecanismos	64
5.1.4	Mecanismo Final.....	66
5.2	Simulação do motor	70
5.2.1	Etanol anidro (4000 RPM – carga total).....	70
5.2.2	Gasolina (4000 RPM – carga total).....	74
5.2.3	Comparação entre combustíveis	Erro! Indicador não definido.
5.2.4	Etanol anidro (2000 RPM – carga total)....	Erro! Indicador não definido.
5.2.5	Gasolina (2000 RPM – carga total).....	Erro! Indicador não definido.
5.2.6	Cargas parciais.....	78
6.	Conclusão.....	80
7.	Próximas etapas	80
7.1	Dimensionamento dos components à fadiga	81
7.2	Aprimoramento da síntese do mecanismo	81
7.3	Aprimoramento da modelagem aplicada no software de simulações de motores.....	81
7.4	Controle do excêntrico	82
7.5	Protótipo.....	82
8.	Referências Bibliográficas	83

Anexo A – Informações técnicas do motor utilizado com a tecnologia VCRi [13]	86
Anexo B – Especificações e informações adicionais do motor ensaiado no artigo de referência [8]	87
Anexo C – Tabela do ensaio realizado no paper de SZYBIST, J. et. al (referente ao item 4.2.1)	88
Anexo D – Código da cinemática do pistão para um motor quatro cilindros convencional	89
Anexo E – Código utilizado para obter a composição de harmônicos.....	90

1. Introdução

Atualmente, devido ao Programa de Incentivo à Inovação Tecnológica e Adensamento da Cadeia Produtiva de Veículos Automotores (Inovar-Auto), a indústria automobilística brasileira está aumentando seus investimentos no desenvolvimento de tecnologias que aumentem a segurança e eficiência dos automóveis.

Grande parte desse investimento está relacionado a melhorias em motores, que devem ser cada vez mais leves e eficientes, seguindo o conceito *downsizing*, que atualmente vigora na Europa e países desenvolvidos.

Como a grande maioria dos motores utilizados nos automóveis nacionais são *flex-fuel* e devido ao baixo rendimento desses comparado a motores que utilizam somente álcool ou gasolina, identificou-se a motivação para o projeto.

2. Objetivo

O projeto a ser desenvolvido tem como objetivo a seleção da solução melhor avaliada para um sistema de variação na taxa de compressão de motores de combustão interna que apresente efeitos no rendimento do motor, com atenção especial para motores *flex-fuel*.

Ao final, será apresentado o projeto preliminar do sistema selecionado e a simulação para verificação dos ganhos em consumo específico..

3. Revisão bibliográfica

3.1 Variação da taxa de compressão em motores à combustão

A taxa de compressão tem uma grande influência sobre a eficiência térmica do motor. Essa relação pode ser obtida analiticamente para o ciclo padrão (ideal) em motores Otto e está expressa a seguir retirada de [1].

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}} \quad (1)$$

Onde r_v é a taxa de compressão e k é a relação entre os calores específicos (C_p/C_v). Note que a derivada da curva é sempre positiva, sendo que maiores taxas sempre geram maiores rendimentos térmicos. Desse modo, note que é interessante sempre trabalhar na maior taxa possível, para aumento de eficiência térmica. No entanto, essa derivada é maior em taxas baixas e diminui em taxas altas. Desse modo, taxas muito altas não são interessantes, visto que fatores como as perdas mecânicas (que crescem com a taxa) se tornam preponderantes e o ganho de rendimento térmico não compensa a perda de rendimento mecânico como descrito em [2]. Além disso, taxas demasiadamente elevadas geram pressões muito altas no cilindro e cabeçote e podem proporcionar maior desgaste e também podem proporcionar detonação, sendo que esse último fenômeno será melhor discutido no próximo item.

Observe também que a fórmula é válida para o ciclo padrão, e no caso real, há também outros fatores que afetam o rendimento térmico. O aumento da taxa de compressão faz com que pressões e temperaturas maiores sejam atingidas, visto que a mistura foi mais comprimida e isso gera um aumento da velocidade de combustão, proporcionando uma combustão mais próxima da isovolumétrica e assim mais eficiente.

A velocidade de frente de chama também é influenciada pelo aumento de turbulência. Observe que maiores taxas de compressão aumentam, por exemplo, o *squish* e outros movimentos que geram maior turbulência na câmara e assim aumentam a velocidade da frente de chama. A relação entre turbulência e velocidade de chama pode ser verificada em [2], onde a figura mostra no eixo das ordenadas a relação entre velocidade laminar e turbulenta e nas abscissas um fator proporcional à turbulência. Observa-se claramente que para maiores turbulências, maiores velocidades de frente de chama são atingidas.

A referência [3] mostra o ensaio de um motor monocilíndrico à quatro tempos com ignição por faísca e 2 válvulas (especificações detalhadas em anexo), para avaliar os efeitos da variação da taxa de compressão, além de outros parâmetros

como tempo de ignição, relação ar-combustível na admissão do motor, tipo de combustível.

O efeito da variação da taxa de compressão no torque e consumo específico do motor pode ser verificado na Fig. (1). Observou-se uma diferença notável nos resultados entre a gasolina pura e os combustíveis misturados com etanol. No primeiro caso, o menor consumo específico foi registrado para uma taxa de compressão de 11:1 (maiores taxas para gasolina diminuem o rendimento total, tendo em vista que o avanço é limitado por detonação, de modo que o motor trabalhe cada vez mais longe do avanço ótimo). Já para mistura com etanol, o consumo específico sempre diminuiu com o aumento da taxa de compressão. Além disso, também observou-se que, para uma mesma taxa de compressão, o consumo específico aumentou em função do aumento de etanol na mistura do combustível, tendo em vista que o etanol tem um menor PCI que a gasolina.

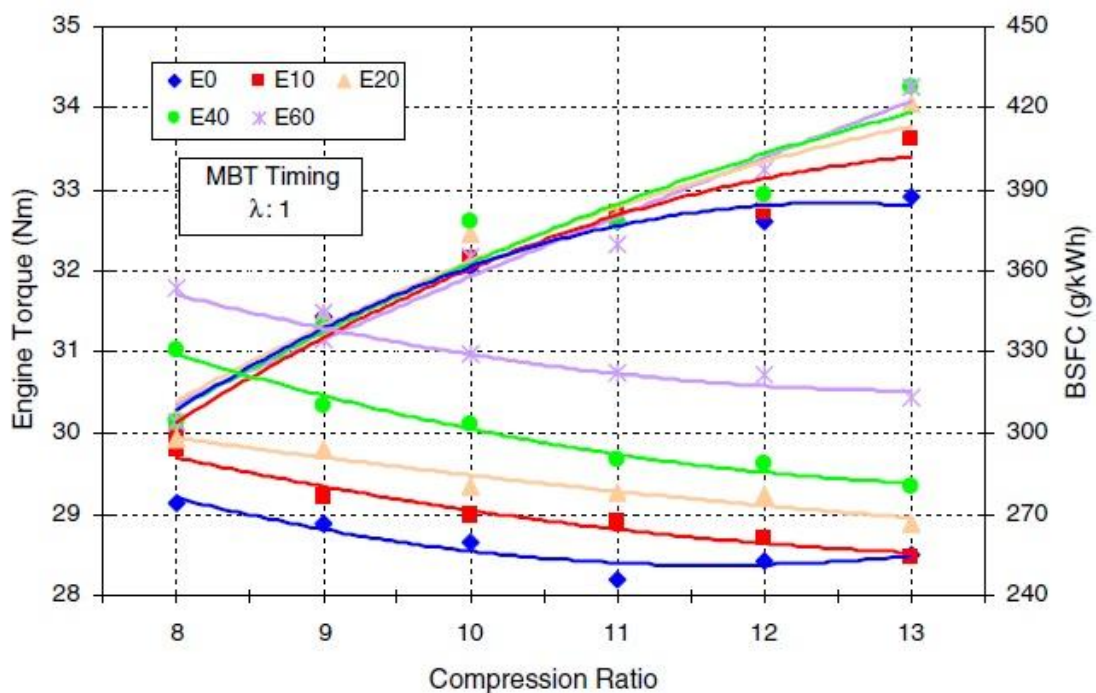


Figura 1 - Curvas de torque e consumo específico do motor ensaiado com relação ar-combustível estequiométrica em função da variação da taxa de compressão. [3]

3.2 Características dos combustíveis etanol e gasolina

O etanol apresenta uma temperatura de combustão na frente de chama inferior à gasolina, pois sua temperatura de pico no interior da câmara de combustão também é inferior. Além disso, motores alimentados com o combustível de origem vegetal também apresentam menores perdas por calor e emissões de poluentes como o NO_x . por fim, as vantagens mais importantes do uso do etanol como combustível são o seu alto calor latente, que diminui a temperatura da mistura ar-combustível na admissão e consequentemente promove maior eficiência volumétrica; maior índice de octanagem e capacidade anti-detonante quando adicionado a gasolina.

De acordo com o estudo [4], para aumentar a velocidade de propagação da frente de chama é necessário gerar maior turbulência por meio da redução do contato entre a parede do cilindro e a chama de forma a aumentar a área frontal da chama. No entanto, as soluções propostas envolveriam modificações significativas na geometria e fabricação dos motores, como por exemplo, alterar a posição da vela de ignição. Dessa forma, combustíveis como o etanol apresentam-se como a solução mais indicada para o aumento na velocidade de propagação da frente de chama.

O álcool, por apresentar maior octanagem em comparação com a gasolina, permite que o motor funcione com taxas de compressão mais elevadas. Além disso, o etanol também apresenta como vantagens alta resistência à detonação, alta velocidade de propagação de chama, baixa relação ar-combustível estequiométrica e calor latente de vaporização superior em comparação com a gasolina. Portanto, em consequência dessas propriedades, o etanol tem um efeito de resfriar a mistura na admissão e consequentemente aumentar a eficiência volumétrica do motor, além de diminuir o trabalho de compressão [5].

3.3 Combustão e detonação

Alguns dos parâmetros mais importantes para o desenvolvimento de motores a combustão interna são o próprio fenômeno de combustão e o ponto de detonação da mistura ar-combustível. O conhecimento detalhado do processo de combustão dentro da câmara de combustão pode auxiliar no desenvolvimento dos motores, pois

parâmetros como a dinâmica da combustão da mistura, velocidade de propagação da frente de chama entre outros fatores influenciam diretamente no rendimento térmico do motor. Além disso, o entendimento à respeito do ponto de detonação da mistura ar-combustível nos motores também é muito relevante em um estudo que envolve a variação da taxa de compressão, pois é um fator limitante no desenvolvimento dos motores. Dessa forma, um estudo inicial sobre esse assunto certamente auxiliará no desenvolvimento do mesmo.

3.3.1 Combustão e propagação da frente de chama [4]

O processo de combustão e a dinâmica da propagação da frente de chama influenciam diretamente em parâmetros como o rendimento do motor. De acordo com o estudo de H. Bayraktar, o aumento na velocidade de propagação da frente de chama acelera o processo de combustão e consequentemente aumenta a eficiência do motor, principal motivação do presente projeto. O aumento de velocidade de propagação da frente de chama pode apresentar diversas vantagens relacionadas ao funcionamento do motor. Primeiramente, um processo de combustão mais rápido diminui o tempo disponível para a ocorrência de pré-ignição e, portanto reduz o fenômeno de pré-ignição. Consequentemente, é possível aumentar a taxa de compressão dos motores, uma vez que evita-se a pré-ignição. Além disso, a redução do fenômeno de pré-ignição também permite que o motor funcione com misturas mais pobres e, portanto gerando menos emissões.

A principal característica da combustão identificada na tese [4] é a turbulência do processo. Para que elevadas velocidades de propagação de chama sejam atingidas, o autor sugere que seja gerada maior turbulência na admissão do cilindro por meio de restrições no fluxo de admissão ou alterações na câmara de combustão. Esse efeito da relação entre velocidade da frente de chama também foi citado no item 3.1.

3.3.2 Detonação

Um dos parâmetros mais importantes para o desenvolvimento de motores a combustão interna é ponto de detonação da mistura. Ou seja, a temperatura e

pressão em que ocorre esse fenômeno influenciam o projeto do motor. Dessa forma, o estudo da detonação é fundamental para o desenvolvimento de motores mais potentes e eficientes.

A detonação é um fenômeno anormal que ocorre durante o processo de combustão nos motores [5]. Ela ocorre na fase de combustão e após o início de avanço da frente de chama devido à combustão, o ar não queimado no limite da frente de chama é aquecido e comprimido provocando a detonação em certos pontos do cilindro. Os pontos de auto-ignição interagem com a frente de chama de forma desordenada, criando oscilações de pressões que podem danificar e comprometer a integridade física do motor. Portanto, o fenômeno da detonação é um dos principais limitantes do aumento da eficiência dos motores à combustão.

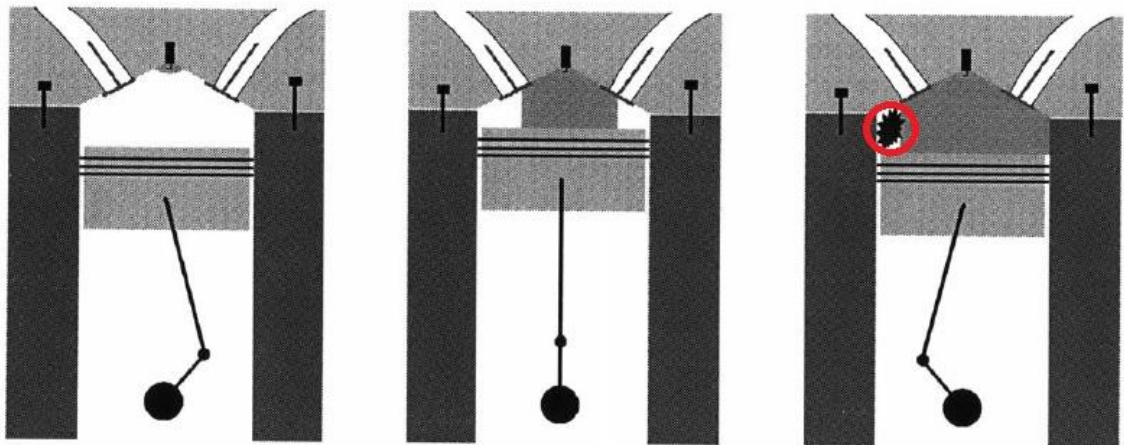


Figura 2 - Fases do motor até o surgimento do fenômeno de detonação. Na primeira ilustração, o motor está no final da fase de compressão. Em seguida, na segunda figura, está ilustrado o momento logo após a faísca e o avanço da frente de chama [5].

Enquanto que o aumento da taxa de compressão aumente o rendimento, isso também facilita a ocorrência do fenômeno de detonação. Além disso, o tempo de faísca também é afetado em função da detonação. Para qualquer mistura, existe um tempo de faísca correspondente ao máximo torque e menor consumo específico. No entanto, faíscas em fase adiantada provocam aumento de pressões e temperaturas da combustão, provocando aumento de chance de detonação. Por fim, outro fator afetado pela detonação é a turboalimentação. Motores com alimentação forçada são submetidos à pressões mais altas e portanto, aumentam as chances de detonação no motor. Dessa forma, a melhor eficiência no aproveitamento do combustível é parcialmente comprometida pela redução da taxa de compressão.

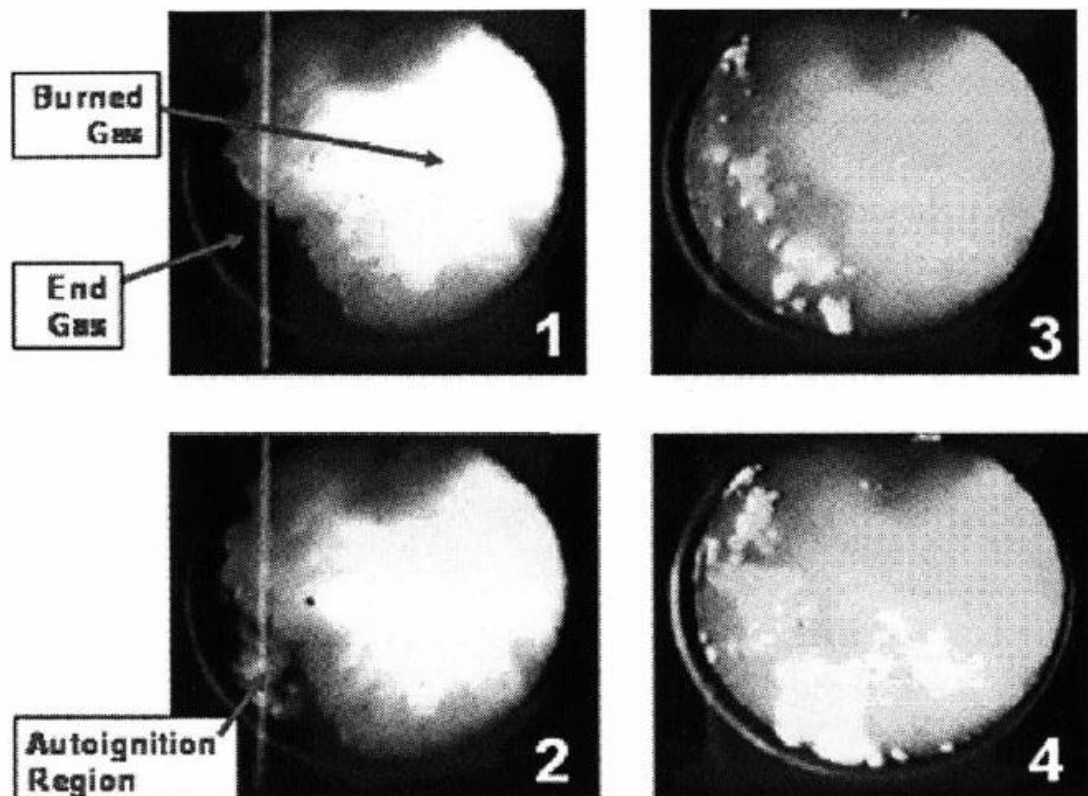


Figura 3 - fotografia de uma câmara de combustão e o momento exato da autoignição. Na figura 1, é possível visualizar as fronteiras de gases queimados e gases não queimados. Na figura 2, está indicado a região da autoignição [5]

Também foi feita uma pesquisa sobre modelos de detonação, necessários para a simulação de consumo do motor. Um dos mais utilizados é citado em [2], proposto por Douaud e Eyzat.

O modelo consiste em determinar o tempo máximo que a mistura combustível pode permanecer sob determinada pressão e temperatura sem entrar em combustão espontaneamente. O tempo é dado em milissegundos, na seguinte fórmula.

$$\tau = 17,68 \cdot \left(\frac{ON}{100}\right)^{3,402} \cdot p^{-1,7} \cdot \exp\left(\frac{3800}{T}\right) \quad (2)$$

onde T é a temperatura absoluta dos gases não queimados, p é pressão absoluta em atmosferas e ON é a média das octanagens RON (*Research Octane Number*) e MON (*Motor Octane Number*).

Note que para um caso de pressão e temperatura constantes, se t é o tempo que a mistura ficou sujeita a essas condições, então se t/τ é maior ou igual a um, logo ocorre auto-ignição da mistura. Como no caso do motor, a temperatura e pressão variam com o tempo, então é feita a soma integral de dt/τ durante a compressão e combustão, sendo que se o resultado for maior que um, ocorrerá detonação, como descrito em Heywood (1988).

$$\int \frac{dt}{\tau} = 1 \quad (3)$$

É importante ressaltar que uma pequena detonação no final da combustão pode ser até benéfica, terminando a combustão mais rapidamente (tendo algum aumento de eficiência) e quase sem aumento das tensões no motor como descrito em Brunetti (1989). Tendo isso em vista, na simulação do motor feita nesse trabalho foi considerado que o avanço pode ser otimizado tendo como limitante a detonação, que poderá ocorrer no final da combustão, para no mínimo 15% da mistura total do cilindro.

Observado o que foi apresentado, é possível concluir que a detonação é mais fácil de acontecer sob altas cargas e baixas rotações (visto que maior é o tempo t em que a mistura fica sujeita a altas pressões e temperaturas nesse caso).

3.3.3 Limites máximo e mínimo de taxa de compressão utilizada

Conforme Szybist et. al (2010), o principal parâmetro limitante da taxa de compressão é o fenômeno de detonação. Dessa forma, o estudo citado (SZYBIST et al., 2010) apresenta resultados práticos da variação da taxa de compressão em função de misturas de combustível (gasolina e etanol) e seus efeitos em eficiência térmica, consumo específico e pressão média efetiva.

No estudo de Szybist et. al (2010), realizou-se o experimento em um motor 2.0L 16V Ecotec originalmente turboalimentado da fabricante GM. No entanto, algumas modificações foram feitas para os testes em bancada. O motor passou a funcionar com aspiração natural e o acionamento das válvulas foi alterado para

receber um sistema de controle hidráulico para permitir o avanço ou atraso da faísca. Além disso, para se conseguir taxas de compressão diferentes, pistões com diferentes formatos foram fabricados (cada pistão utilizado proporcionava uma taxa diferente).

Tendo em vista os resultados obtidos em (SZYBIST et al., 2010), observou-se que para a taxa de 9,2:1 é aceitável para o motor alimentado com gasolina, sendo que algum atraso de ignição deve ser aplicado para que não ocorra detonação em carga total. Embora o motor ensaiado seja de injeção direta, ao contrário do motor base que será estudado e simulado no presente trabalho (*port injection*, sendo mais fácil a ocorrência de detonação), a taxa de 9,2:1 ainda é justificada, tendo em vista que muitos motores a gasolina (*port injection*) possuem esta taxa de compressão, como por exemplo o motor GM 2.0 utilizado no Vectra. Portanto, a taxa mínima de compressão para o projeto será 9,2:1.

Como em carga máxima, o motor citado em (SZYBIST et al., 2010) aguentou uma taxa de 12,87:1 com uma mistura E85 não teve detonação. Tendo isso em vista e lembrando que o etanol puro é mais resistente a detonação que E85, foi adotada uma taxa máxima de projeto de 14:1, que é uma taxa aceitável na literatura para motores a etanol. Note que para situações de carga parcial, a ocorrência de detonação é minimizada, e taxas de compressão ainda maiores poderiam ser utilizadas para aumentar a eficiência. No entanto, isso não é interessante, pois em Heywood (1988), a taxa de 14:1 é tida como de máxima eficiência, já que rendimentos mecânicos diminuem a medida que a taxa aumenta e 14:1 é a taxa a partir da qual a perda de rendimento mecânico costuma a ser maior que o ganho de rendimento térmico.

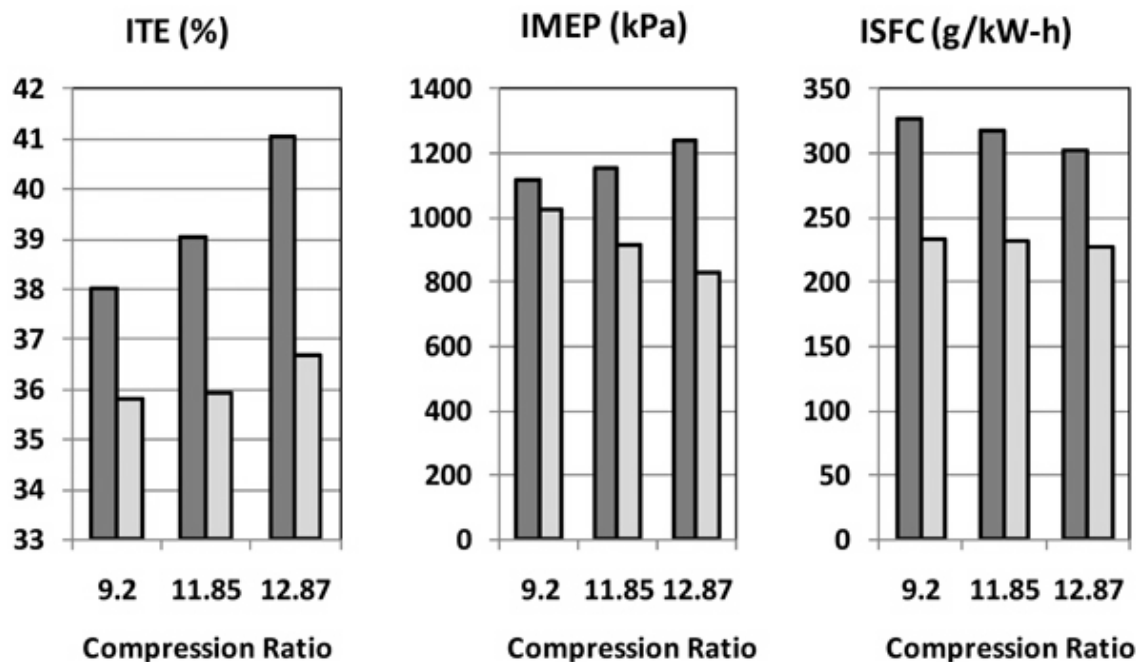


Figura 4 - gráficos de eficiência térmica, pressão média efetiva indicada e consumo específico indicado em função da taxa de compressão para a mistura E85 (cor escura) e gasolina comum (cor clara) [7]

Limites máximo e mínimo definidos para projeto

- Taxa máxima: 14:1
- Taxa mínima: 9,2:1

3.4 Sistemas para variação da taxa de compressão

3.4.1 Análises e resultados preliminares

As principais fontes dos materiais encontrados são as próprias fabricantes das soluções para a variação da taxa de compressão. O objetivo de recolher e avaliar esse material é ponderar os aspectos positivos e negativos de cada solução e motivar a elaboração de uma nova solução ou possíveis alterações nos mecanismos já existentes.

3.4.2 Sistemas *multilink*

3.4.2.1 MCE-5 VCRi [8]

O princípio básico de funcionamento do mecanismo VCRi atua na variação da altura atingida pelo pistão no Ponto Morto Superior (PMS). Ou seja, a variação dessa altura provoca, conseqüentemente, variação no volume da câmara de combustão em PMS e, portanto, modifica a razão entre volumes em PMS e PMI.

De acordo com [8], tem-se que o componente modificado para viabilizar o funcionamento do mecanismo é a articulação entre pistão e biela. Essa peça, designada pelo fabricante de *Gearwheel* (peça 1), é articulada no seu centro com a biela e apresenta suas extremidades no formato de engrenagem cilíndrica de dentes retos. Uma das extremidades é engrenada no pistão, que apresenta uma haste cremalheira (peça 6) e transmite o movimento translativo ao pistão. A extremidade oposta da *Gearwheel* também apresenta o formato de engrenagem cilíndrica de dentes retos, porém é engrenada com o atuador do mecanismo (peça 3). Esse atuador apresenta formato semelhante ao pistão (inclusive com a haste cremalheira), porém em dimensões reduzidas. A variação de altura do atuador, de acionamento hidráulico (por meio da peça 10), rotaciona a “*Gearwheel*” e conseqüentemente a altura do pistão (peça 2) em PMS por meio dos engrenamentos.

O controle do atuador hidráulico é realizado pela ECU em conjunto com unidades de controle eletrônico específicas do atuador.

Além das modificações descritas, o motor VCRi apresenta mais dois componentes, o rolo sincronizador (peça 8) e sua respectiva parede com cremalheira.

Além da descrição do funcionamento do mecanismo por meio de texto, figuras e vídeos, a fabricante também disponibiliza material descritivo das vantagens tecnológicas e estratégicas proporcionadas pelo mecanismo, resultados obtidos e falsas percepções relacionadas à tecnologia. Dessa forma, será possível, ao longo das próximas etapas, avaliar criteriosamente as informações divulgadas pela fabricante e identificar os aspectos positivos e negativos do mecanismo de acordo com parâmetros de interesses acadêmicos. Os resultados divulgados pela fabricante

também será um parâmetro importante para comparação com outras soluções disponíveis no mercado.

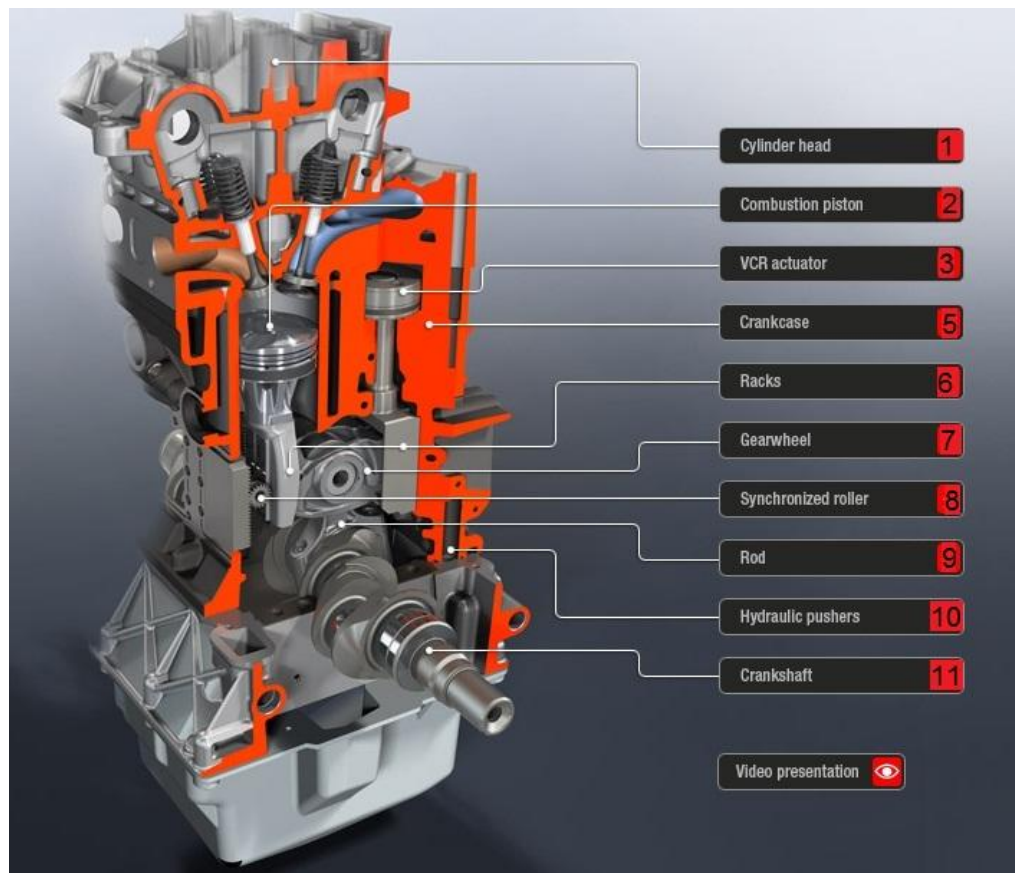


Figura 5 - Motor com tecnologia VCRI em corte e seus principais componentes [8].



Figura 6 - Principais componentes modificados com a tecnologia VCRI. Da esquerda para a direita: parede com cremalheira; rolo sincronizador; pistão com haste cremalheira; biela com "gearwheel"; pistão atuador com haste cremalheira [8].

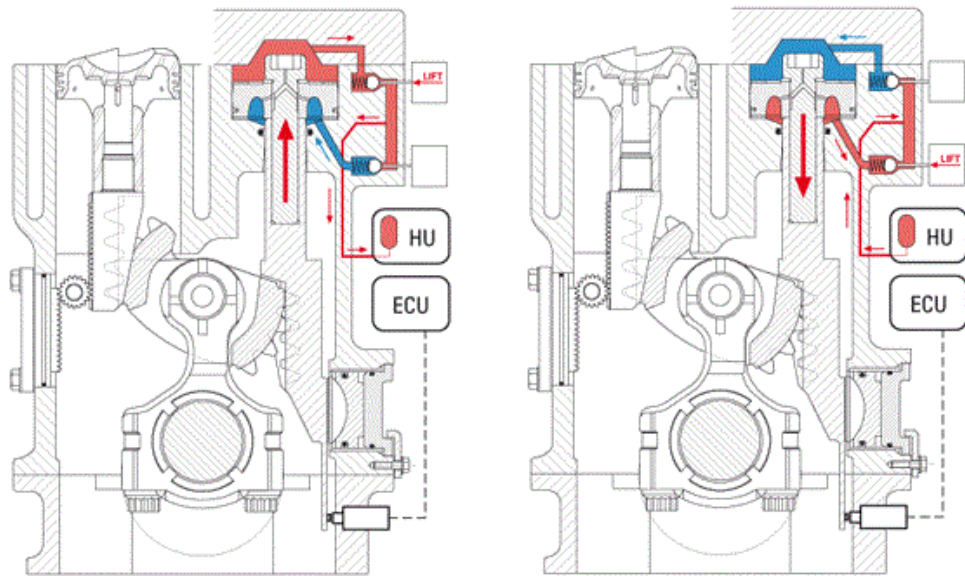


Figura 7 - Vista em corte do mecanismo VCRI com destaque para o detalhamento do atuador hidráulico [8].

3.4.2.2 Nissan – Multilink [9]

A variação da taxa de compressão do sistema Multilink da fabricante Nissan é obtida por meio da variação da altura do pistão em PMS. Essa alteração provoca alteração no volume na câmara de combustão e conseqüentemente modifica a taxa de compressão.

A altura do pistão em PMS é variada, de acordo com [9], por meio de um sistema aplicado entre a biela e o virabrequim. A peça responsável por variar o raio da manivela é articulada entre a biela, o virabrequim e uma haste conectada a um eixo excêntrico, posicionado paralelamente ao virabrequim. O atuador do eixo excêntrico é elétrico e fica posicionado transversalmente ao virabrequim por meio de uma rosca sem-fim. Ao ser acionado, o eixo excêntrico varia conseqüentemente o raio da manivela e, portanto, a altura atingida pelo pistão em PMS.

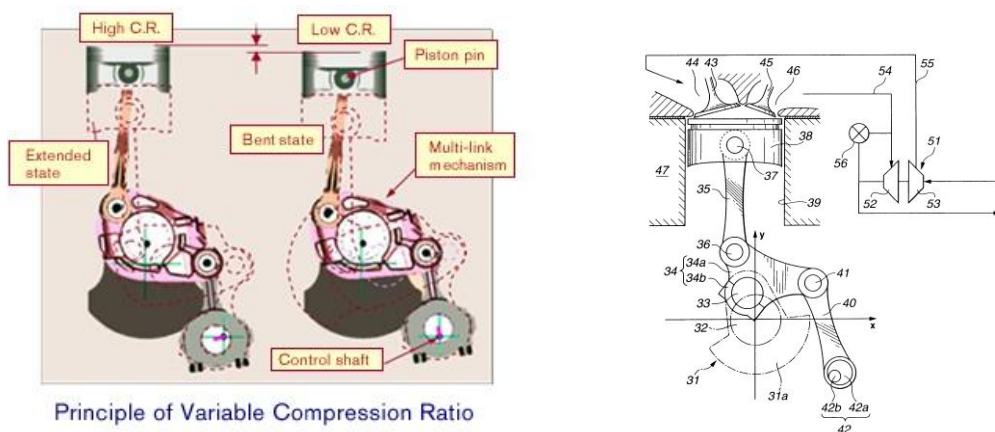


Figura 8 - Imagem ilustrativa da variação de altura do pistão em PMS em função da atuação do eixo excêntrico (esq.). Desenho de conjunto das peças do mecanismo "Multilink" (dir.) [9]

De acordo com as informações disponibilizadas pelo fabricante, verifica-se que o sistema não apresenta alto grau de complexidade, pois as modificações necessárias nos componentes do motor são simples (biela e virabrequim), uma vez que apenas três peças são introduzidas ao motor convencional: peça conectora da biela com o virabrequim, eixo excêntrico e atuador elétrico.

Além disso, o movimento do pistão bem como da biela manivela são mais suaves (menores acelerações) que em um motor comum, sendo que um motor quatro cilindros com esse sistema multilink produz menos vibração, comparando-se a um motor V6, conforme afirma o próprio site da fabricante.

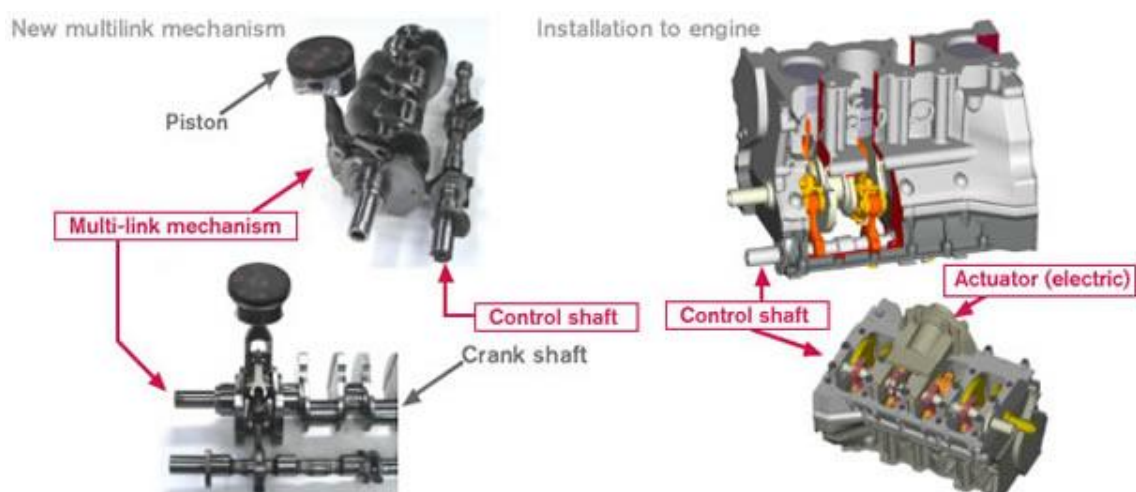


Figura 9 - Mecanismo "Multilink". O eixo paralelo ao virabrequim é o eixo excêntrico responsável por controlar a variação da altura do pistão em PMS [9]

3.4.2.3 Hyundai-Kia – Análise de patentes [10]

As empresas Hyundai e Kia [10] analisaram patentes relacionadas a mecanismos de taxa de compressão variável. A conclusão obtida foi que o sistema *multi-link* patenteado pela Nissan (já descrito neste relatório) é melhor para ser produzido em massa (questões econômicas e de fabricação).

A partir desse mecanismo, utilizaram um método de solução de problemas relacionados a invenções conhecido como TRIZ. Esse método auxilia na geração de soluções com base em estudos em processos de criatividade e princípios inventivos.

A primeira ideia foi analisar a função da haste de controle utilizada e, a partir disso, criar outro mecanismo que tenha a mesma função, de forma a poder patentear-lo.

Na figura 6, tem-se o processo de criação do novo mecanismo. Pode-se observar o mesmo foi desenvolvido com base na trajetória da haste de controle, sendo substituída por uma guia pivotada em relação ao bloco do motor. A rotação da guia em torno do pivô altera a taxa de compressão.

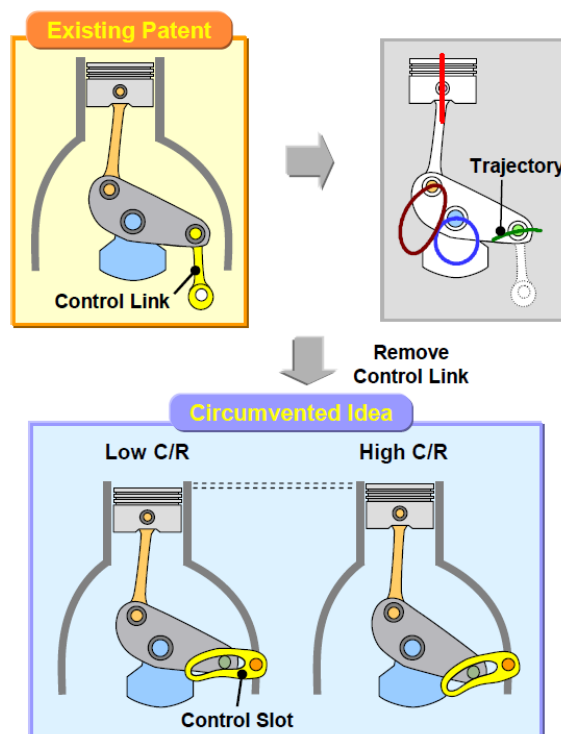


Figura 10 - Ideia 1 [10]

As empresas analisaram a ideia e foi percebido que um alto atrito pode ocorrer entre a guia e o pino, comprometendo rendimento mecânico e gerando alto desgaste. Caso seja aumentada a folga entre guia e pino, esse último pode começar a se chocar com a guia, também gerando problemas.

Tendo isso em vista, outra solução foi desenvolvida para solucionar esse problema. Substituiu-se a guia por uma barra cilíndrica e o pino por um anel. Isso faz que as tensões de contato sejam melhores distribuídas, diminuindo desgaste e tornando o mecanismo mais robusto (vide figura 7).

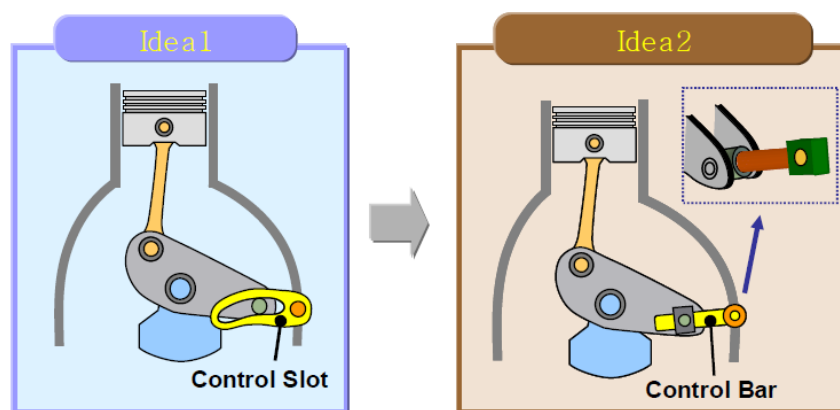


Figura 11 - Ideia 2 [10]

Em paralelo ao desenvolvimento da primeira ideia, desenvolveu-se outra (chamada de ideia 3) que analisa a trajetória do pino de acoplamento entre o *link* superior e inferior e a guia é colocada nesse pino. O funcionamento é análogo ao da ideia 1, porém esse último é mais simples e apresenta uma massa menor. Observe na figura 8 como o sistema fica mais compacto.

A partir da ideia 3, foi criado outro conceito (chamado de ideia 4) que expande função da guia de controle de modo a alterar a taxa de compressão alterando o curso do pistão. Isso é feito alterando-se a geometria da guia e local onde a mesma está pivotada.

Vide a figura 9, que mostra o esquema da ideia 4.

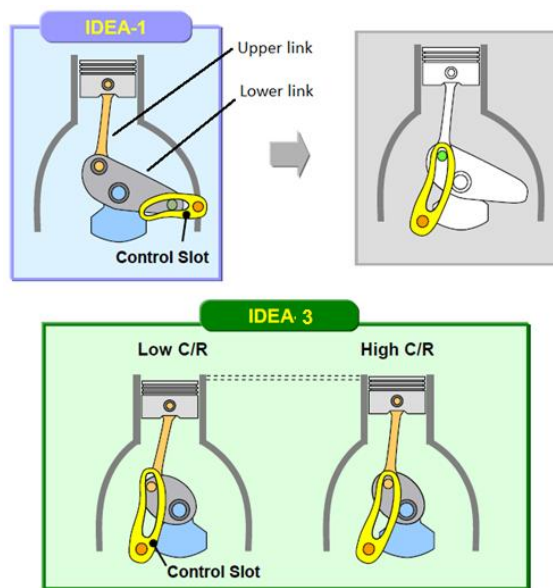


Figura 12 - Ideia 3 [10]

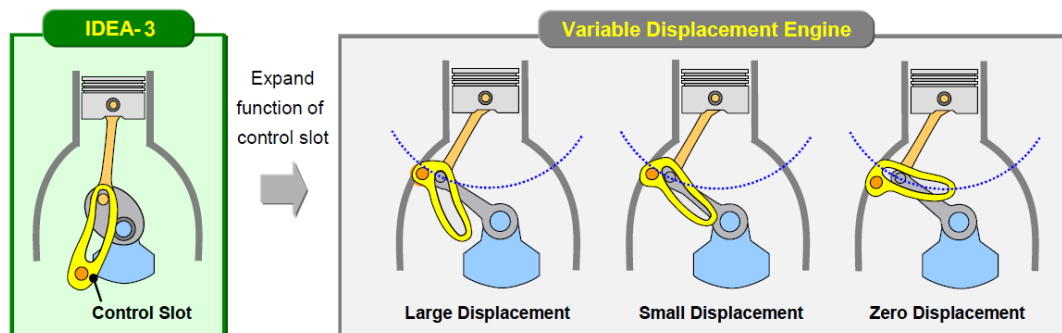


Figura 13 - Ideia 4 [10]

Os sistemas descritos acima são apenas conceitos, mas podem ser obtidas algumas conclusões sobre os mesmos.

No caso das ideias 3 e 4, ambas tem o mesmo problema de durabilidade levantado pelas empresas. Além disso, a ideia 4 não mostra-se uma boa opção para motores flex, tendo em vista que para diminuir a taxa de compressão, também se diminui o curso do cilindro. Isso recai sobre o mesmo problema de se utilizar somente a sobrealimentação para ter o efeito da taxa de compressão variável, pois um curso menor admite menos ar e assim gera grandes diferenças de potência entre álcool e gasolina.

O mecanismo da Nissan parece ser mais robusto de modo a melhor suportar os impactos gerados durante a combustão e nos movimentos alternativos do que a haste cilíndrica ou a guia, isso porque a guia encontra-se sob flexão e em balanço.

3.4.3 Variação de altura do cabeçote

3.4.3.1 Saab – SVC [11]

O mecanismo de funcionamento do sistema SVC para variar a taxa de compressão consiste na variação do volume em PMS da câmara de combustão por meio da alteração na inclinação da parte superior do motor. Essa variação varia consequentemente a taxa de compressão do motor.

Ao contrário de motores convencionais, de acordo com [11], em que o cabeçote é fixo no bloco do motor, o motor Saab SVC apresenta um componente chamado “monohead”, que integra os cilindros ao cabeçote. Esse componente é articulado no bloco do motor, próximo ao virabrequim e na extremidade oposta do “monohead”, há o eixo excêntrico de acionamento hidráulico. O “monohead” é selado por meio de uma guarnição de borracha no bloco do motor.

A rotação do eixo excêntrico de acionamento varia a altura da parte frontal do “monohead” e consequentemente a taxa de compressão. O “monohead” apresenta amplitude de 4° viabilizando uma expressiva amplitude de variação da taxa de compressão. No motor em que o sistema foi instalado a taxa de compressão varia de 8:1 até 14:1. Outras especificações técnicas relacionadas ao motor podem ser encontradas em anexo.

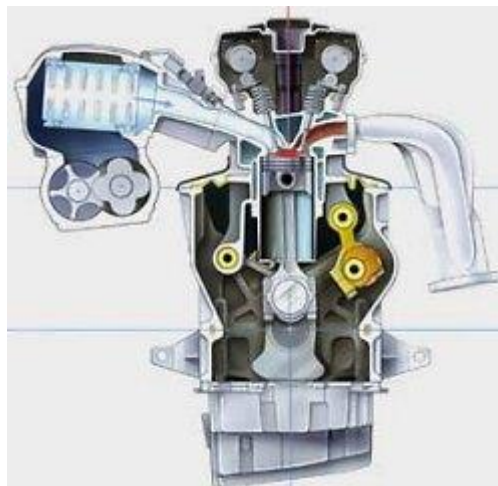


Figura 14 - Motor Saab SVC em corte. Os componentes na cor amarela são as articulações do "monohead" e o atuador com eixo excêntrico está no lado direito do cilindro [12]

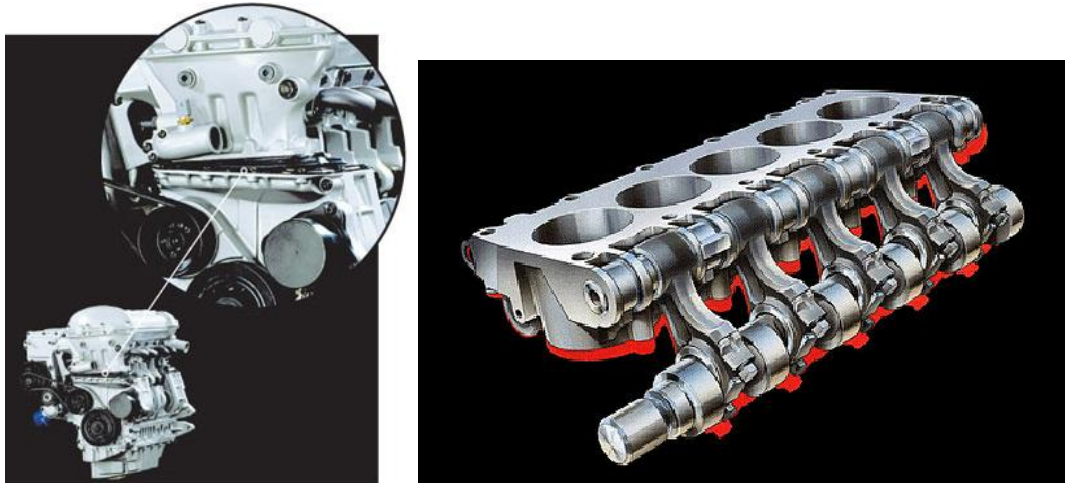


Figura 15 - Fig. Esq.: Destaque para a guarnição de borracha responsável por selar o "monohead" aobloco do motor. Fig. Dir.: Eixo excêntrico responsável por acionar a articulação do monohead [13]

O acionamento do atuador hidráulico é controlado pela Unidade Eletrônica de Controle (ECU – Eletronic Control Unit) do motor.

De acordo com as informações disponibilizadas pelo fabricante [14], é possível observar que o sistema é relativamente simples, pois os principais componentes do motor (pistões, bielas e manivelas) permanecem inalterados. No entanto, pelo fato de apresentar articulações, é necessário avaliar criteriosamente os procedimento da montagem do sistema e como ela será afetada na linha de montagem. Ou seja, as ferramentas necessárias e o tempo de montagem devem ser analisados e comparados com os parâmetros de montagem de motores convencionais.

3.4.4 Variação do comprimento da biela

3.4.4.1 Mancal excêntrico com acionamento hidráulico (FEV) [15] e [16]

O mecanismo de taxa de compressão variável desenvolvido pela FEV possui dois níveis de operação: quando o motor está à baixa carga trabalha com uma maior taxa de compressão (aumentando eficiência) e em cargas elevadas trabalha com menor taxa de compressão (diminuindo riscos de detonação), proporcionando uma

economia de combustível de 6 a 10% em relação a um motor de taxa de compressão fixa.

Embora não tenha a mesmo aumento de eficiência de uma variação entre vários níveis de taxa de compressão (que pode economizar de 8 a 14%), esse mecanismo de dois estágios tem a vantagem de possuir baixo custo, tanto na parte mecânica como no sistema de controle, além de ser facilmente adaptável para motores comuns e baixas perdas adicionais por atrito.

Esse mecanismo possui um mancal excêntrico que conecta a biela ao pistão, de forma que ao rotacionar esse mancal, altera-se a distância entre o pino do pistão e o pino do virabrequim (ou seja, é um efeito análogo à variação do comprimento da biela). Vide figuras 12 e 13.

O mancal é conectado a duas hastes atuadas hidraulicamente que possuem dois pequenos pistões, possibilitando assim o controle de sua posição. Observe que as câmaras (onde estão montados os pistões) estão localizadas na própria biela (figura 12).

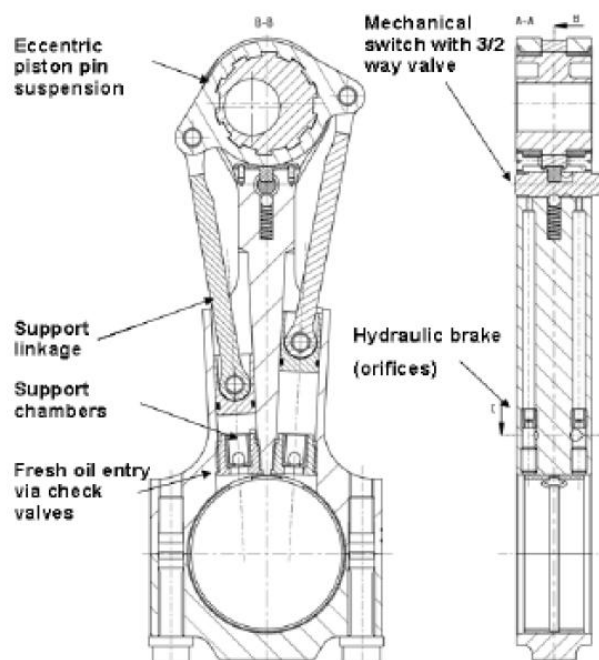


Figura 16 - Vista em corte do sistema VCR [15]

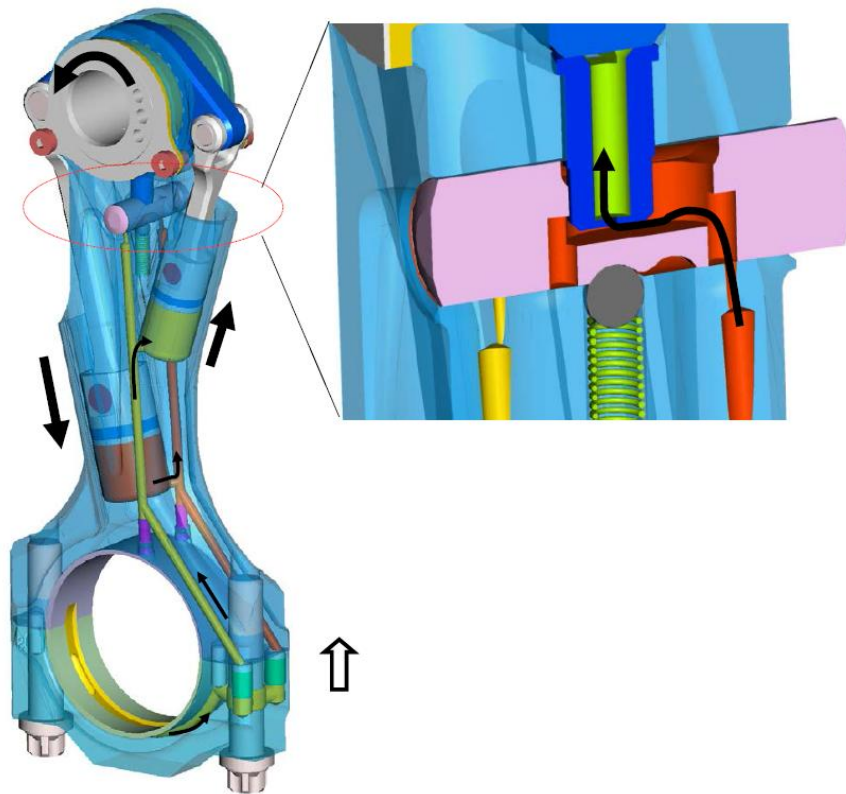


Figura 17 - Esquema do sistema VCR [16]

O próprio óleo do motor é utilizado na atuação dessas hastes da seguinte forma: na conexão entre a biela e o virabrequim há um rasgo (figura 13). Nesse local, há um mancal hidrodinâmico e pela própria rotação do óleo nessa região, o mesmo é encaminhado ao rasgo e forçado a adentrar as passagens internas da biela. Essas passagens chegam até as entradas das câmaras, alimentando as mesmas com óleo pressurizado. Note que há válvulas na entrada dessas câmaras que só permitem a entrada de óleo, ou seja, o fluxo passa em uma única direção, bloqueando o sentido contrário (figura 12).

Essas câmaras estão conectadas a dutos de saída, sendo que este último está conectado a uma válvula 3/2 também de fluxo único (em destaque na figura 13). Essa válvula possui duas posições estáveis: em uma delas, permite a saída de óleo da câmara 1 e não permite a saída da câmara 2. E na outra posição, faz o contrário: permite a saída da segunda, mas bloqueia a saída da primeira. Note que quando é permitida a saída de fluido da câmara, a mesma perde pressão.

A seguir um exemplo da mudança da baixa taxa de compressão para a alta.

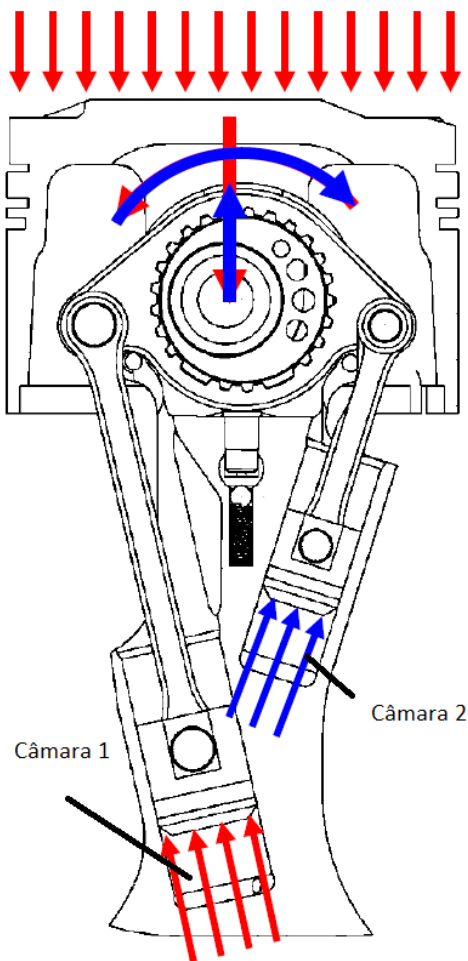


Figura 18 - Esquema de funcionamento da alteração da taxa de compressão [16]

Observe a figura 14, onde se tem a taxa sendo variada de baixa para alta, ou seja, mancal girando no sentido horário. Para que isso ocorresse, a válvula 3/2 foi colocada na posição em que permite a saída de fluido da câmara 2, mas bloqueia a saída da câmara 1. Logo, a câmara 1 só pode ser enchida e isso fará com que o mancal se mova no sentido horário e a câmara 2 se esvazie.

Isso não ocorre em uma única revolução do virabrequim, pois note que as forças das explosões no pistão geram uma força para baixo (marcada em vermelho) e pela excentricidade do mancal, gera um momento no sentido anti-horário (também marcado em vermelho), sendo contrário ao sentido desejado.

Logo, o movimento em sentido horário só ocorre quando esse momento contrário é muito baixo ou negativo, como pode ser visto na figura 15. Nos ângulos do virabrequim em que isso não ocorre, o mancal não gira para nenhum dos lados

(lembre que pela válvula 3/2, não é permitido o sentido de volta). Segundo a FEV, a variação de taxa ocorre, contudo, de forma rápida (menos de um segundo).

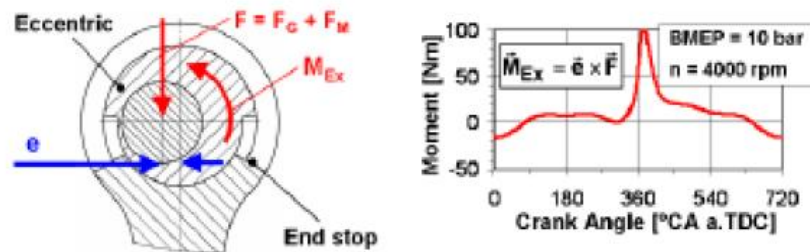


Figura 19 - Forças e momentos gerados no mecanismo [15]

Quanto ao mecanismo que altera a posição da válvula 3/2, há um esquema disponível na figura 12.

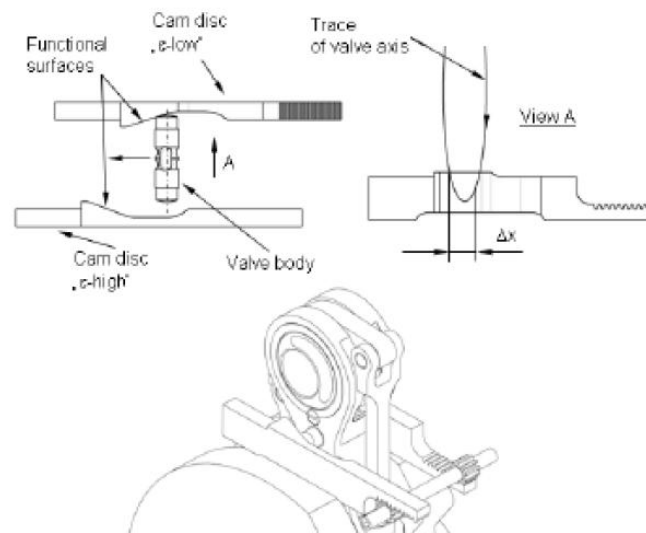


Figura 20 - Atuação sobre a válvula 3/2 [15]

Há dois cames com cremalheiras mostrados na figura, um para cada taxa de compressão. Observe que a válvula não fica sempre em contato com o came, pois devido ao movimento alternativo da biela, a mesma sobe e desce, tendo o percurso mostrado na figura 16 à direita. Acionado o pinhão, ambos os cames se deslocam juntos e então a válvula muda de posição conforme mostra a figura 16 à esquerda.

Finalmente, foram feitos testes desse mecanismo com motores em dinamômetro e os resultados mostraram alta durabilidade do sistema.

3.4.4.2 Mancal com rápida variação de posição (FORD) [17]

Na figura abaixo é possível observar que o mancal (item 74) que conecta a biela ao virabrequim possui a possibilidade de transladar para uma posição mais próxima ou mais distante do outro mancal, que conecta a biela ao pistão. Desse modo, tem-se uma biela com comprimento variável.

A biela mostrada na figura tem apenas dois níveis de posição do mancal, mas essa mesma solução pode ser estendida para mais níveis de deslocamento.

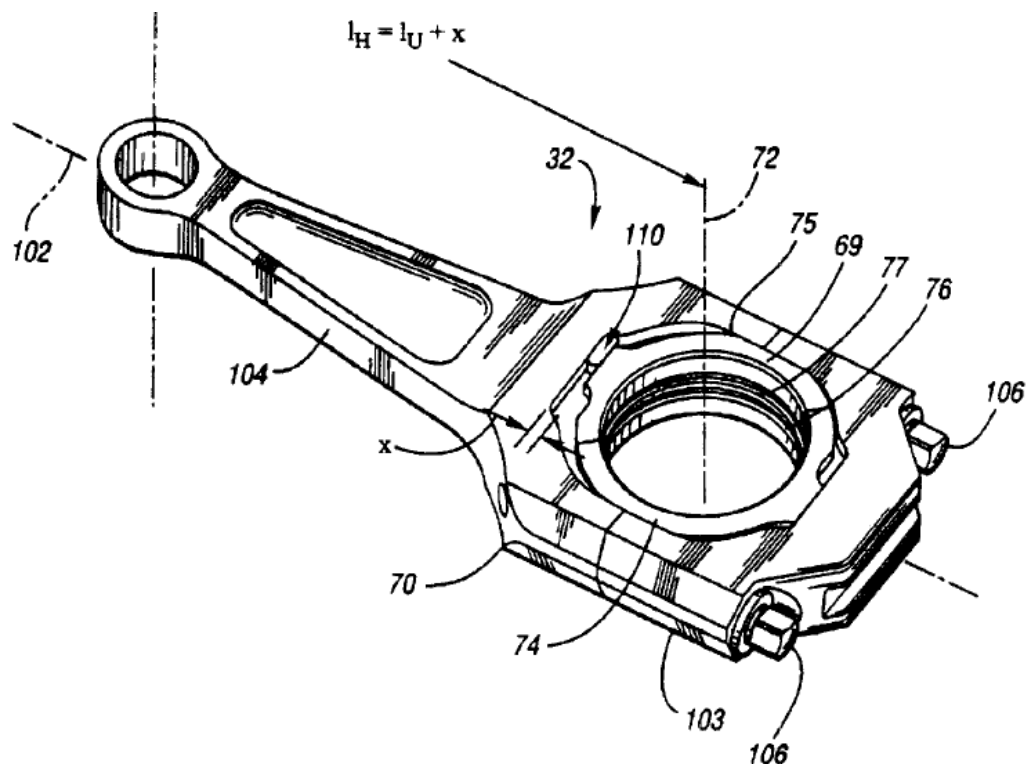


Figura 21 - Desenho em perspectiva da biela com mancal móvel [17]

O princípio de funcionamento consiste em duas travas, sendo que na figura acima é possível ver uma delas (item 110) travando o mancal na posição de maior taxa de compressão. No momento em que o tamanho da biela precisa ser alterado, a trava 110 recua para dentro da biela, possibilitando que o mancal translade para cima. Quando o mancal termina de transladar, uma trava análoga ao item 110, porém localizada na parte inferior da biela, salta e mantém o mancal travado na posição de menor taxa de compressão.

O acionamento das travas e a da própria movimentação do mancal é hidráulico. O motor deve possuir então duas bombas de óleo (para o caso de apenas duas posições possíveis do mancal), uma de baixa pressão e outra de alta pressão. Essas linhas se comunicam com a biela a partir de caminhos do próprio virabrequim. Sistemas de controle atuam sobre válvulas que disponibilizam a comunicação com uma das linhas de pressão. Desse modo, quando alimentado com a pressão 1, o mancal se desloca para um posição, e para a pressão 2, ocorre o contrário.

Tudo isso ocorre por um mecanismo hidráulico. As próprias travas estão presas a pistões hidráulicos e comunicam-se entre si de modo que quando uma está na posição travada a outra deve assumir a posição destravada. Todo o óleo é alimentado pelos veios 76 e 77 existentes na própria biela.

É uma solução que não aumenta a massa girante e quase não faz alterações na dinâmica do motor e combustão. No entanto, querer um sistema de bombeamento mais complexo, com mais bombas e acumuladores.

3.4.4.3 Biela com elemento elástico (FR 1.153.247) [18]

Trata-se de uma biela dividida em dois segmentos: parte inferior que se conecta com o virabrequim e parte superior que se conecta ao pistão (vide figura 18).

Uma guia e uma mola são colocadas entre os segmentos. Em baixas cargas, a mola permanece completamente esticada. Já em altas cargas, durante o tempo de trabalho, a mola é comprimida, diminuindo o tamanho da biela e abaixando a taxa de compressão.

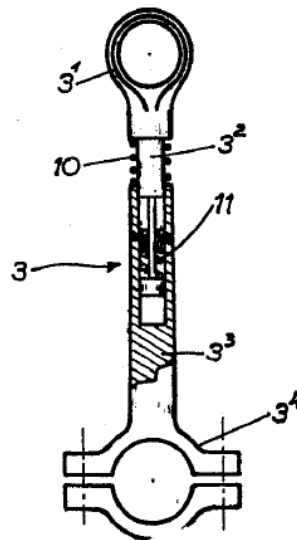


Figura 22 – Biela de comprimento variável [18]

É um mecanismo que não possui controle ativo. Na mesma patente há a descrição de um pistão com o mesmo princípio de funcionamento, que será tratado com mais detalhes na próxima seção.

3.4.5 Pistão de altura variável

A ideia de variar a taxa de compressão por meio da variação da altura do pistão não é recente. Há patentes da década de 50 sobre o assunto. Devido ao grande número de patentes, apenas as mais importantes serão citadas.

Muitas propostas já foram feitas sobre o tema, mas todas seguem o mesmo princípio de funcionamento: o pistão é dividido em duas partes (coroa e base) de modo que a distância da coroa à base possa ser variada.

Essa é uma alternativa interessante sobre o ponto de vista que praticamente não muda a arquitetura do motor.

3.4.5.1 Patente FR 1.153.247 [18]

Uma das primeiras ideias foi desenvolvida na França, publicada em 1958 na patente FR 1.153.247, mostra um sistema de molas e guias que conecta a coroa à base do pistão. Abaixo, podem ser observados esquemas das propostas contidas na patente.

Durante os tempos de admissão, compressão e exaustão, o pistão sempre estará na sua maior altura, já que são de pressões relativamente baixas para causar uma deflexão na mola. Portanto, o sistema é projetado para funcionar durante o tempo de expansão.

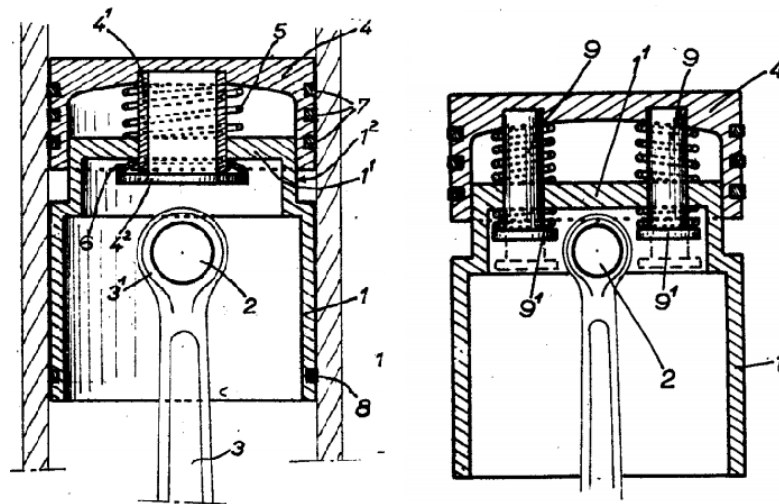


Figura 23 - Pistão de altura variável [18]

Em cargas baixas, a queima o combustível irá gerar uma pressão relativamente baixa em comparação com altas cargas e assim a mola quase não sofrerá deslocamento (correspondendo a uma alta taxa de compressão). Já para altas cargas, a pressão será consideravelmente maior, fazendo a mola ter um alto deslocamento (correspondendo a uma baixa taxa de compressão). Note, então, que nesse mecanismo não é possível controlar ativamente a altura do pistão, ao contrário dos outros mecanismos já mostrados.

Portanto, o mecanismo se auto regula, de modo a evitar problemas de detonação em altas cargas e, assim, possibilitar um melhor desempenho e menor consumo de combustível nessa condição.

3.4.5.2 Ford (US 5.755.192) [19]

Uma das soluções mais atuais referente à variação de altura do pistão foi criada pela Ford na patente US 5.755.192.

O princípio de funcionamento é o mesmo do mecanismo da patente francesa citada anteriormente: um elemento elástico que diminui a taxa de compressão em

altas cargas, sem controle ativo desta. A diferença está que o sistema apresentado nessa patente foi projetado para trabalhar em motores atuais de alta rotação, visto que os motores da década de 50 não alcançavam as rotações dos atuais.

A patente em questão faz uma crítica à patente francesa sobre a grande massa do pistão, visto que como essa massa estará em movimento alternado, forte vibração ocorreria se fosse implementada num motor atual.

Desse modo, a solução da Ford foi substituir as molas helicoidais e guias por uma única mola prato. Observe na figura 20 um esquema das posições de maior e menor taxa de compressão e note como a massa desse sistema é muito menor que a solução francesa.

Um anel elástico é colocado para limitar a máxima altura do pistão. Esse anel pode ter um formato ondulado ao invés de plano de modo a absorver o impacto entre coroa e base quando o mesmo atinge a máxima altura. Além disso, um material elástico é colocado no contato entre coroa e base (logo abaixo dos anéis de vedação do coroa), absorvendo impacto quando se atingi a menor taxa de compressão.

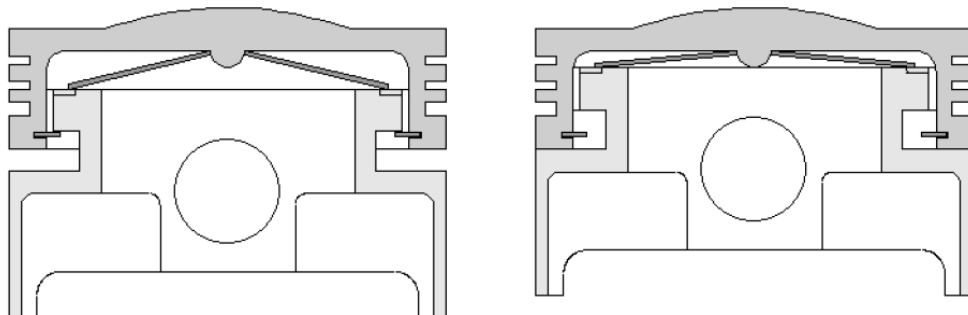


Figura 24 - Esquema de funcionamento da solução da Ford. À esquerda, uma maior taxa de compressão e à direita, uma menor. [19]

Note que esses detalhes para diminuir impactos, bem como a própria mola prato diminuem as vibrações transmitidas pelo motor.

O maior problema dessa solução é o atrito entre mola prato e a base do pistão, visto que há um escorregamento entre essas duas peças que sempre acontece quando a altura varia. Isso pode gerar um desgaste prematuro tanto da mola como da base.

Na mesma patente, algumas variações desse mecanismo são citadas como mostram as figuras a seguir.

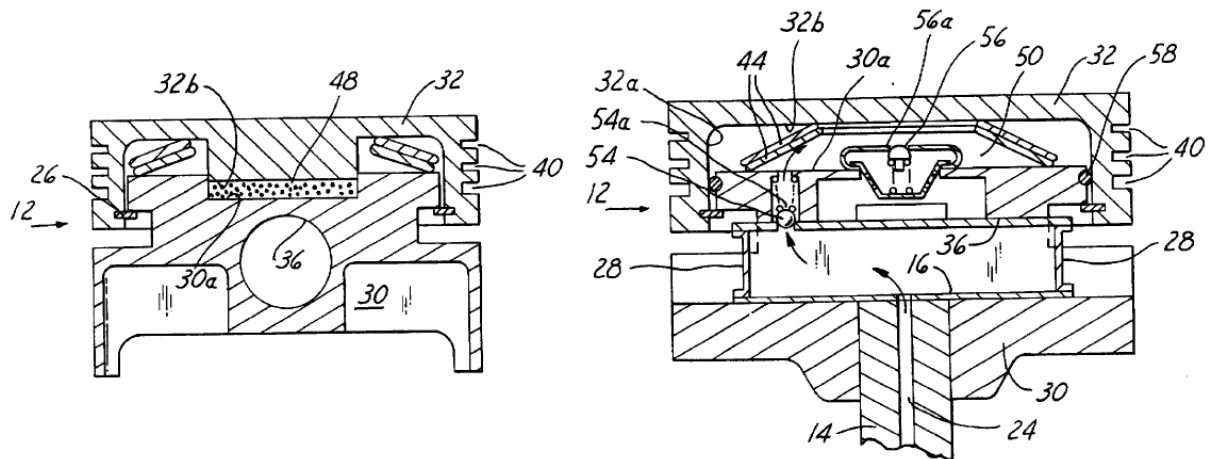


Figura 25 – Outras soluções Ford [19]

Na figura à esquerda, há, além da mola prato, um material elástico (identificado como item 48) que possibilita certo amortecimento durante o movimento de troca de taxa de compressão.

Na figura à direita, a região entre a coroa e a base é preenchida por óleo do próprio motor com duas válvulas de sentido único (uma para a entrada de fluido e outra para a saída). O óleo do motor chega à câmara por um canal na própria biela, passando pela válvula de entrada. Durante o tempo de trabalho, a válvula de saída cede e a altura do pistão varia num movimento amortecido.

Essa solução poderia ter algum tipo de acionamento por uma linha pressurizada independente, de modo a contralhar ativamente as variações de altura do pistão, no entanto, as altas forças e variações de pressão num ciclo dificultam o projeto de uma rotina de controle.

Note que essas soluções possuem maior massa do que a apresentada na figura 20 e, apesar do amortecimento, maiores vibrações serão observadas no motor.

3.4.6 Alterações na câmara de combustão

Esse tipo de solução, por alterar a geometria da câmara, pode apresentar problemas de na própria qualidade da mistura e sua queima, bem como maiores perdas térmicas devido à maior superfície de troca de calor adicionada à câmara.

3.4.6.1 Válvula / Pistão secundário em cada cilindro (Ford) [20]

A ideia consiste em adicionar uma câmara secundária à câmara de combustão e a comunicação entre essas é feita por uma válvula acionada por um came. Quando se deseja alta taxa de compressão, a válvula permanece fechada. A partir do momento que se deseja diminuir a taxa de compressão, a válvula então se abre, comunicando as duas câmaras, como pode ser observado na figura 22,

Outra possibilidade citada pelos próprios inventores é a utilização de pistões secundários, onde pistões menores são adicionados ao cabeçote e possuem comunicação com a câmara de combustão, de modo a aumentar ou diminuir o volume desta com o deslocamento desse pistão secundário. Note que com esses pistões é possível ajustar a taxa de compressão em vários valores diferentes, ao contrário da solução com a válvula, onde somente duas taxas de compressão são alcançadas.

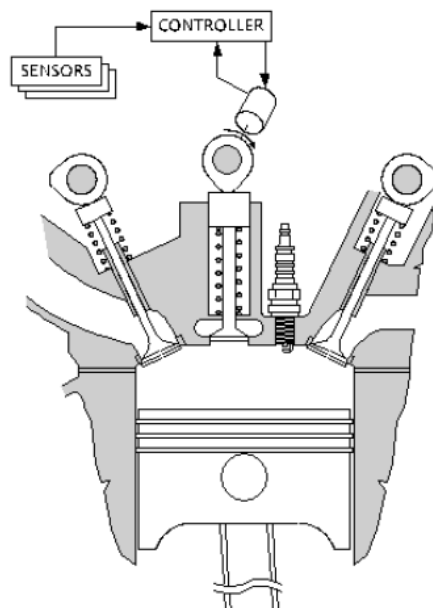


Figura 26 – Solução com câmara secundária regulada por válvula [20]

3.4.6.2 Alvar (Ford/ Volvo) [20]

Solução feita em parceria entre Ford e Volvo, parecida com a solução dos pistões secundários citada anteriormente. No entanto, a diferença é que nesta solução os pistões se movem com metade da frequência do virabrequim, sendo que

o ajuste da taxa de compressão ocorre pelo ajuste de fase do came em relação ao virabrequim. (figura 23)

Assim como os outros mecanismos, esse também possui certas desvantagens: Ao se variar a taxa de compressão, a própria geometria da câmara de combustão é alterada, podendo prejudicar a combustão. Além disso, esse tipo de mecanismo promove uma maior superfície na câmara (maior área de troca de calor), prejudicando o rendimento térmico. Outras questões quanto à vedação do pistão secundário também são pontos importantes a serem analisados.

Note que tanto esta solução como a anterior podem aumentar significativamente o peso do motor, tendo em vista a necessidade dos pistões secundários como um maior cabeçote para comportar os mesmos, além do próprio conjunto de acionamento.

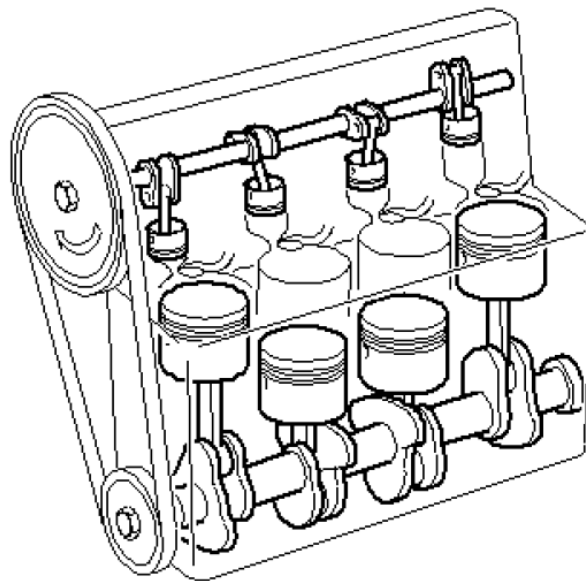


Figura 27 - Esquema de funcionamento do mecanismo com pistão secundário [20]

3.4.7 Alterações no virabrequim

Essa categoria inclui alterações no virabrequim e seus mancais, bem como sistemas que variam o raio da manivela.

3.4.7.1 Variação de altura do virabrequim (FEV) [20]

A empresa FEV criou um método de variar a altura do virabrequim e, assim, variar a taxa de compressão dos motores (vide figura 24).

O virabrequim é montado sobre mancais que possuem um furo excêntrico. Esses mancais podem girar sobre a região do bloco do motor onde são montados. Um eixo com pinhões utilizados no controle que adentra o bloco do motor é utilizado para fazer o controle da taxa de compressão. Note que várias taxas são possíveis de serem atingidas.

Segmentos de engrenagens estão acoplados aos mancais e estão em contato com o pinhão de controle, de modo que ao girar o pinhão, os mancais também giram sobre o bloco. Como o furo por onde passa o virabrequim é excêntrico ao próprio mancal, tem-se o movimento de translação do virabrequim.

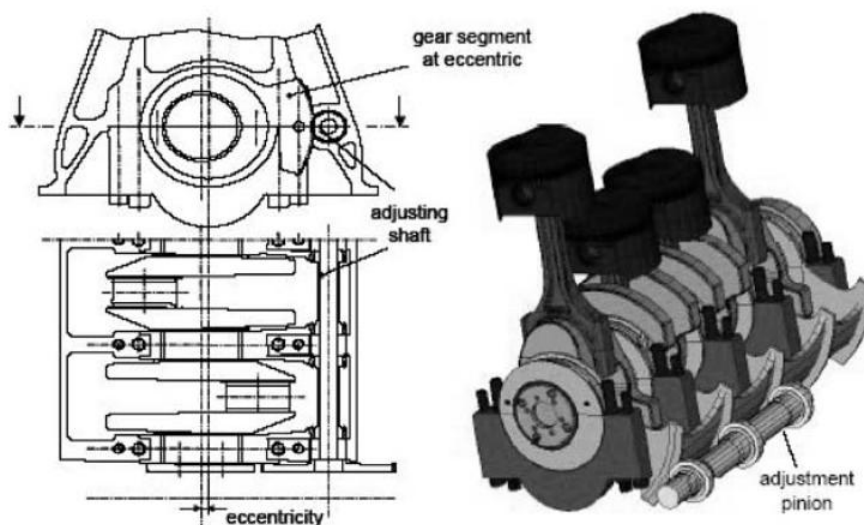


Figura 28 – Sistema variação de altura do virabrequim a partir de mancais excêntricos [20]

3.4.7.2 Variação de altura do virabrequim (RO115662B) [20]

Conhecida como Rapan, possui o mesmo princípio de funcionamento da solução anterior, exceto o sistema de acionamento, que possui um atuador linear conectado a um sistema de barras que giram o mancal excêntrico.

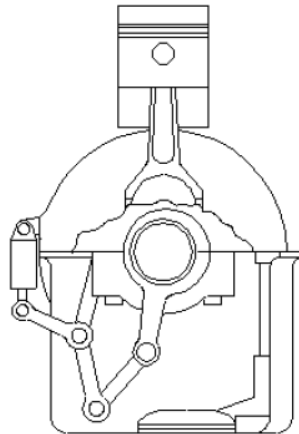


Figura 29 – Solução Rapan de acionamento do mancal excêntrico

Note que esse mecanismo necessita de um bloco de motor um pouco maior que o convencional e, além disso, são necessários vários conjuntos de barras (um para cada mancal do virabrequim). Portanto, além do peso adicional, serão necessárias tolerâncias finas na fabricação de modo que todos os mancais tenham o mesmo deslocamento angular.

3.4.7.3 Variação do raio da manivela (Gomecsys) [20] e [21]

O mecanismo consiste em uma luva com um furo excêntrico (destacada em laranja na figura 26B) que é colocada entre a conexão da biela com o virabrequim. À medida que a luva gira em relação à manivela do virabrequim, o raio de giro da parte inferior da biela é alterado, variando a taxa de compressão.

Para um melhor entendimento, será analisada em detalhes a figura 26B. Observe que a luva é solidária ao pinhão também mostrado em laranja. Note que a coroa permanece numa posição fixa para uma dada taxa de compressão.

A figura 26B mostra o mecanismo na maior taxa de compressão possível. Note que a luva excêntrica nessa posição faz com que o comprimento efetivo da manivela aumente. À medida que o virabrequim gira, o pinhão também rotaciona apoiado na coroa de modo que quando o pistão atingir o PMI, o pinhão terá rotacionado 180° em torno do seu próprio eixo (note que para isso o pinhão deve ter metade do diâmetro da coroa). Isso faz com que o raio da manivela com o pistão no PMI seja igual ao raio com este no PMS. No entanto, não é um movimento

exatamente igual a um motor com uma manivela maior, visto que o movimento descrito será elíptico.

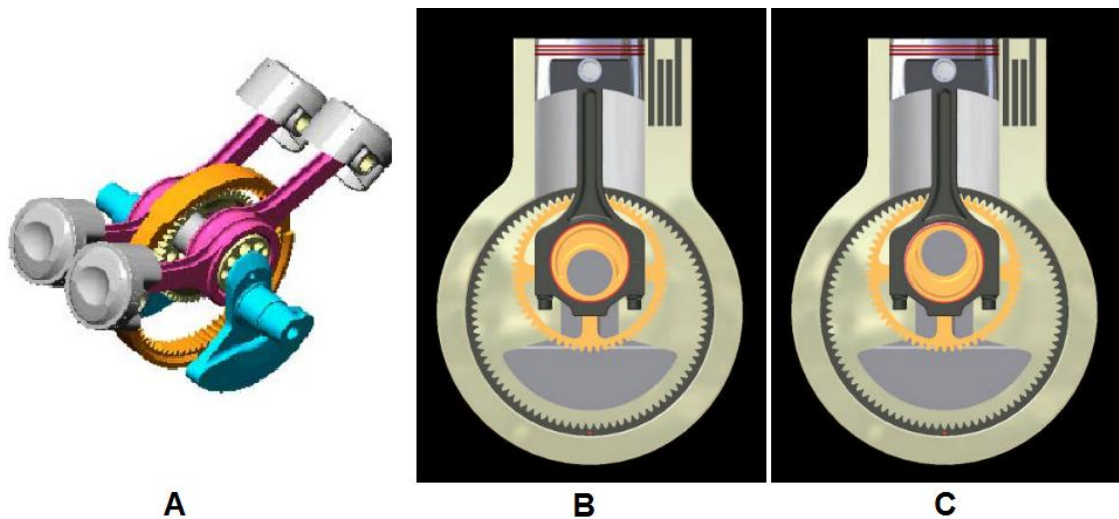


Figura 30 – Sistema Gomecsys [20] e [21]

O ajuste da taxa de compressão se dá pela coroa. Observe que se o arranjo do mecanismo estiver na posição mostrada na figura 26B, caso a coroa seja rotacionada de 180°, o pinhão também irá girar 180°, diminuindo o tamanho efetivo da manivela, como está mostrado na figura 26C. Observe que a figura 26C mostra a menor taxa de compressão possível.

4. Metodologia e descrição das etapas desenvolvidas

4.1 Seleção da melhor solução de sistema para variação da taxa de compressão

A avaliação e seleção da melhor solução para variar a taxa de compressão de um motor a combustão interna com ignição por faísca serão feitas com base em alguns critérios.

O primeiro critério avaliador definido foi a massa adicional do sistema. Ou seja, a massa total de todos os componentes pertencentes ao sistema de variação da taxa de compressão. Portanto, é um critério simples, proporcional e relativo a

massa de cada sistema. Quanto maior a massa, menor será a nota atribuída ao sistema.

Outro critério selecionado foi o número de componentes do sistema. Analogamente ao critério de massa, quanto maior o número de componentes do sistema, menor é a nota atribuída. Este critério está relacionado com a manutenção do motor e a complexidade de montagem do sistema no motor.

Outro parâmetro selecionado para avaliar os sistemas foi a vibração adicional motor. Nesse caso, esse critério será avaliado pelas acelerações nos componentes móveis do motor, como pistão, biela e manivela. Portanto, quanto maiores as acelerações, maior será a vibração induzida no motor e menor será a nota atribuída à solução.

Para avaliar as soluções de acordo com o objetivo do presente trabalho, também se definiu o critério de eficiência. Ou seja, quanto maior o potencial de aumento de eficiência promovido pelo mecanismo, maior será o rendimento do motor e, portanto, maior será a nota atribuída ao sistema.

A matriz de critérios está montada a seguir. O método utilizado consiste em avaliar os critérios dois a dois. Se o critério da coluna é mais importante que o da linha, a célula recebe 1, se for igualmente importante recebe 0,5 e caso seja menos importante recebe 0. Dessa forma, é possível obter o peso de cada critério.

Tabela 1 - Matriz de critérios

	massa	nº de componentes	custo	vibração no motor	eficiência	
massa	0,5	0	1	0	1	
nº de componentes	1	0,5	1	0,5	1	
custo	0	0	0,5	0	0	
vibração no motor	1	0,5	1	0,5	1	
eficiência	0	0	1	0	0,5	
Total	2,5	1	4,5	1	3,5	12,5
Peso	0,20	0,08	0,36	0,08	0,28	

A matriz de decisão é então montada, avaliando-se cada solução em relação a cada critério.

Foi decidido que as notas podem variar de 1 a 5, sendo que:

- Maior massa: menor nota
- Maior número de componentes: menor nota
- Maior custo: menor nota
- Maior eficiência: maior nota

A comparação de massa, componentes, vibração, custo e eficiência pode ser avaliada pelas próprias descrições de cada solução (capítulo 2). Note que para o caso da eficiência, caso o mecanismo possibilite a variação contínua de taxa de compressão, a nota será 5, e caso possibilite variação entre somente duas taxas de compressão, a nota será 3.

Abaixo, a matriz de decisão completa.

Tabela 2 - Matriz de decisão

Critério / Solução	MCE	Saab - SVC	Nissan	FEV (biela)	Câmara secundária	Alvar	Pistão (Ford)	Virabrequim FEV	Gomecsys
Massa	1	3	4	5	4,5	1	5	4	4
nº de componentes	2	3	4	4	5	3	5	4	3
custo	3	3,5	4	4	4	3	5	4	4
vibração no motor	2	2	5	2	2	2	2,5	2	4
eficiência	5	5	5	3	3	3	3	5	5
TOTAL	3,00	3,66	4,36	3,76	3,74	2,52	4,24	4,12	4,20

Dessa forma, a solução escolhida foi o sistema **Multilink - Nissan**

4.2 Escolha do motor-base

O projeto e dimensionamento do sistema Multilink para variação de taxa de compressão é função de algumas características do motor no qual será empregado o sistema. Portanto, antes de iniciar o projeto em si do sistema, selecionou-se um motor já existente e coletaram-se dimensões e características relevantes ao projeto à respeito do motor escolhido.

A definição desse motor foi simples e objetiva. A escolha foi feita em função de um motor com aplicação em mais de um modelo de veículo e que, consequentemente, apresentasse uma tiragem de motores elevada para que o benefício da tecnologia atinja um número de veículos significativo. Além disso, a pesquisa pelo motor foi feita preferencialmente por motores utilizados em modelos da montadora Nissan em função da compatibilidade de peças e pelo fato de a marca já desenvolver o próprio sistema de variação de taxa de compressão.

Dessa forma, a opção de motor escolhida foi o propulsor de designação HR16DE. O prefixo HR atribuído pela montadora corresponde a linha de motores de 4 cilindros em linha aplicados aos automóveis da marca. O motor HR16DE [22] é aplicado em 16 modelos diferentes comercializados na Ásia, Europa e América do Sul e é fabricado no Japão pela Aichi Machine Industry. Particularmente no Brasil, esse motor é aplicado no modelo March 1.6.

As características mais relevantes do motor para o projeto são as dimensões características e a taxa de compressão. O motor apresenta 1598 cm³ de capacidade volumétrica total, 78 mm de diâmetro dos cilindros, 83,6 mm de curso dos pistões, 129,9 mm de comprimento de biela e 41,7 mm de raio de manivela. As demais informações técnicas do motor são apresentadas na tabela a seguir.

Tabela 3 – principais informações técnicas relativas ao motor Nissan 1.6 utilizado no modelo March [22]

Motor Nissan HR16DE	
Aspiração	Atmosférica
Alimentação	Injeção multiponto
Comando de válvulas	Duplo no cabeçote com acionamento por corrente
Variador de fase	Admissão
Potência	111 cv a 5600 rpm (etanol ou gasolina)
Torque	15,1 kgfm a 4000 rpm (etanol ou gasolina)
Torque específico	9,45 kgfm/litro
Potência específica	69,46 cv/litro
Válvulas por cilindro	4
Taxa de compressão	10,7:1
Diâmetro do pistão	78 mm
Curso do pistão	83,6 mm

4.3 Síntese do mecanismo

4.3.1 Vibração do motor

Outro critério, mas secundário, utilizado para a síntese do mecanismo é a diminuição da vibração do motor que o sistema Multilink pode proporcionar.

Em um motor qualquer de quatro cilindros em linha, enquanto dois pistões se elevam do PMI ao PMS (gerando uma força no bloco, por ação e reação, vertical em determinado sentido), os outros dois pistões descem do PMS ao PMI (gerando outra força em sentido oposto), como forma de minimizar a vibração do motor.

No entanto, essas duas forças opostas não se cancelam completamente. Isso pode ser verificado a partir da cinemática do movimento do pistão.

Adotando como X a posição do ponto onde a biela e o pistão se unem e admitindo-se que $X = 0$ quando o pistão está no PMI e sendo α o ângulo do virabrequim, de tal modo que $\alpha = 0$ no PMS, conforme pode ser observado na figura abaixo, pode-se obter a posição X em função do ângulo α .

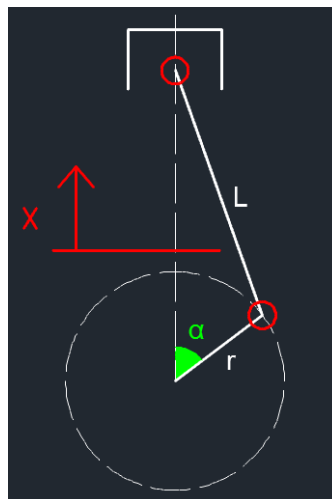


Figura 31 - Esquema das coordenadas utilizadas

A seguinte equação pode ser obtida:

$$x(\alpha) = r \cdot (1 + \cos\alpha) - L \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\alpha}\right) \quad \text{onde } \lambda = \frac{r}{L} \quad (4)$$

Mas note que expressão $\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}$ pode ser aproximada, a partir da expansão de um binômio, em:

$$\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \cong 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha = 1 - \frac{\lambda^2}{4} + \frac{\lambda^2}{4} \cos 2\alpha \quad (5)$$

Substituindo, por fim obtemos:

$$x(\alpha) = r \cdot (1 + \cos \alpha) - L \cdot \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \quad (6)$$

E a aceleração é obtida derivando-se duas vezes a expressão acima.

$$a(\alpha) = -r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \quad (7)$$

Plotando-se os gráficos para o motor escolhido como base (taxa de compressão constante) obtém-se:

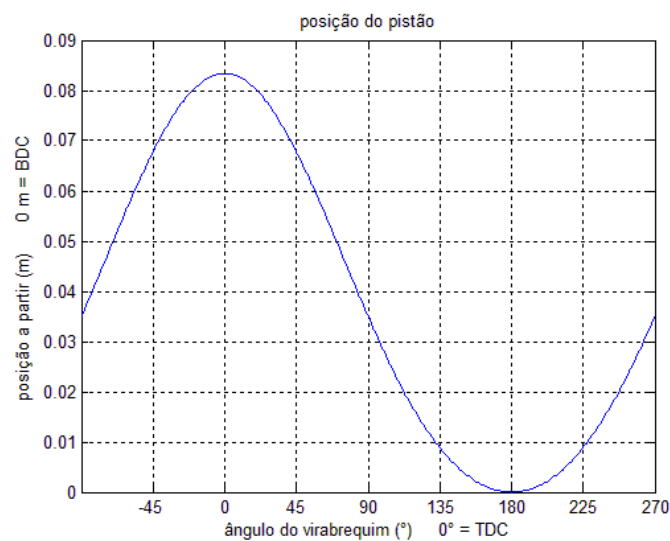


Figura 32 - Posição do pistão em função do ângulo do virabrequim

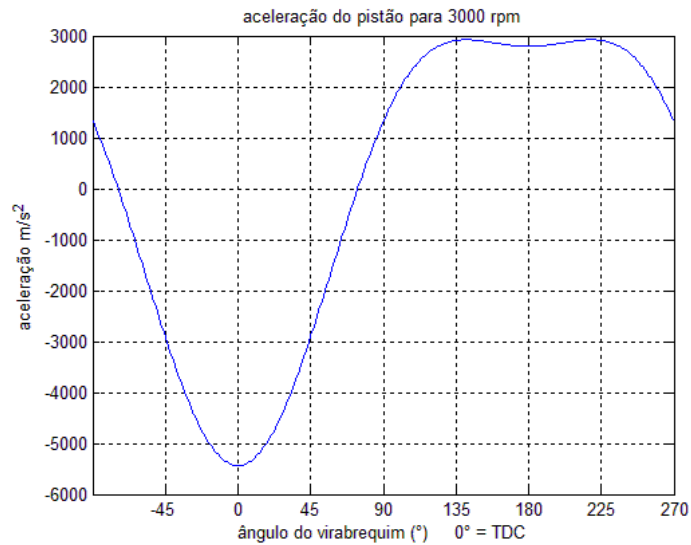


Figura 33 – Aceleração do pistão em função do ângulo do virabrequim

Como a aceleração é proporcional à força, logo, para o caso de dois pistões no PMI e dois no PMS, as forças não irão se cancelar, pois as acelerações são muito diferentes.

Isso ocorre, pois os pistões que estão em movimento ascendente estão 180° defasados dos que estão em movimento descendente, o primeiro harmônico irá se anular, mas o segundo harmônico irá se somar.

Sendo F_1 a força atuante no pistão que está subindo e F_2 , a força no pistão que está descendo, tem-se:

$$F_1 = m \cdot a(\alpha) = -m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \quad (8)$$

$$F_2 = -m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos (\alpha + 180^\circ) + \lambda \cdot \cos 2(\alpha + 180^\circ)) \quad (9)$$

$$F_1 - F_2 = -2 \cdot m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos 2\alpha \quad (10)$$

O sistema Multilink permite que o movimento do pistão seja mais próximo de um sino perfeito, ou seja, o segundo harmônico, bem como os seguintes, são mais atenuados, conforme se observa na imagem retirada do próprio site da Nissan.

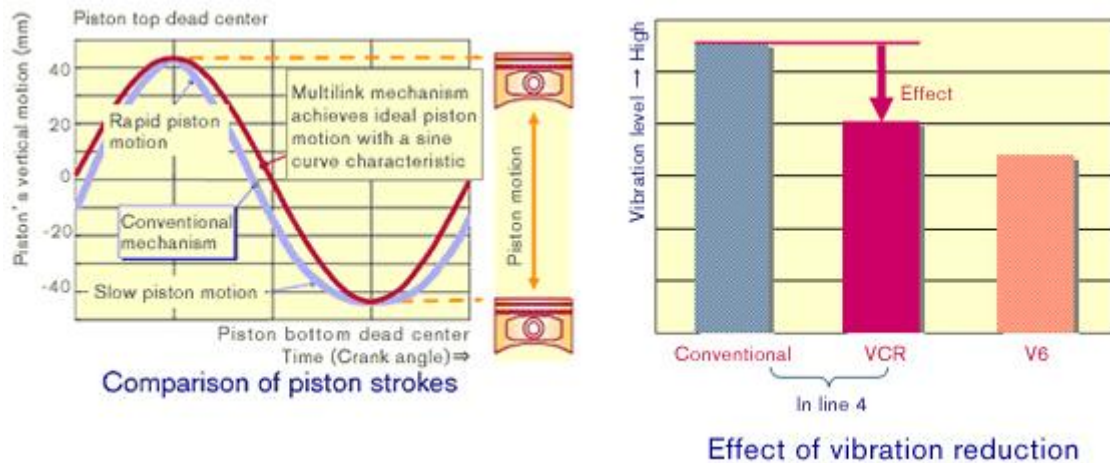


Figura 34 - Comparação da vibração de um mecanismo biela-manivela e multilink [14]

4.3.2 Síntese

Para iniciar a síntese do mecanismo, partiu-se de dois modelos já existentes do Sistema Multilink da Nissan. Um deles, foi o próprio desenho da patente da Nissan, de onde estimaram-se as medidas principais do mecanismo. Além da patente, adotou-se uma outra estimativa das principais dimensões do mecanismos a partir da imagem do protótipo físico do mecanismo Multilink.

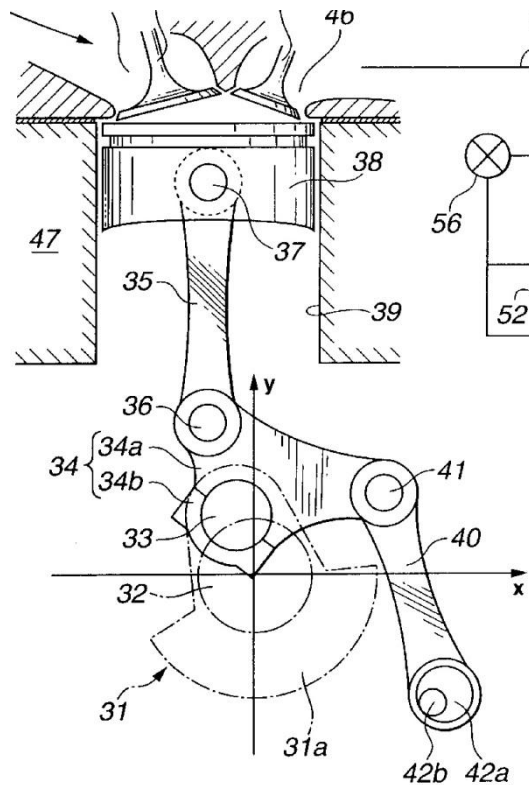


Figura 35 – imagem da patente do Multilink [23]

A posição e tamanhos relativos entre as barras puderam ser estimadas a partir dos desenhos. Note que a partir da imagem não é possível saber o tamanho real desse, mas as relações podem ser encontradas simplesmente medindo os comprimentos na escala de pixels.

É interessante observar que o mecanismo pode ser otimizado a partir das relações de comprimentos, não sendo necessário o comprimento real de cada peça. Isso será melhor discutido no item 5.3.



Figura 36 – fotografia do protótipo físico do Multilink [8]

Além disso, também calculou-se a altura de deslocamento necessária ao pistão em PMS para atender a variação de taxa de compressão de 9,2:1 até 14:1 para o motor base 1.6 da Nissan.

A taxa de compressão é definida como a relação entre o volume total do cilindro quando o pistão encontra-se no PMI e o volume morto, quando o pistão encontra-se no PMS. Note que o volume total do cilindro é a soma do volume deslocado no curso do pistão com o próprio volume morto.

Nomeando o diâmetro do pistão como “d” e seu curso como “p”, pode-se escrever a fórmula para a taxa de compressão em função desses parâmetros.

$$r_v = \frac{\pi \cdot (d^2/4) \cdot p + V_{morto}}{V_{morto}} = \frac{\pi \cdot (d^2/4) \cdot p}{V_{morto}} + 1 \quad (8)$$

Pode-se então encontrar os valores do volume morto para a maior e para a menor taxa de compressão. A partir desses valores, é obtida a diferença de altura do pistão no PMS entre os casos de maior e menor taxa de compressão. Com esse valor, é possível dimensionar o excêntrico que ajustará de taxa de compressão.

A seguir, é apresentado o memorial de cálculo para obtenção da diferença de altura do pistão no PMS para os dois extremos da taxa de compressão.

Isolando o volume morto, obtém-se:

$$V_{morto} = \frac{\pi \cdot (d^2/4) \cdot p}{r_v - 1} \quad (11)$$

- $r_v = 14$

$$V_{morto1} = \frac{\pi \cdot (78^2/4) \cdot 83,6}{14 - 1} = 30730 \text{ mm}^3 \quad (12)$$

- $r_v = 9,2$

$$V_{morto2} = \frac{\pi \cdot (78^2/4) \cdot 83,6}{9,2 - 1} = 43420 \text{ mm}^3 \quad (13)$$

Agora, encontra-se a diferença de alturas, aqui denotada como Δh .

$$V_{morto2} - V_{morto1} = \Delta h \cdot \pi \cdot (d^2/4) \quad (14)$$

$$\Delta h = \frac{V_{morto2} - V_{morto1}}{\pi \cdot (d^2/4)} = \frac{43420 - 30730}{\pi \cdot (78^2/4)} = 2,66 \text{ mm} \quad (15)$$

Esse valor será então utilizado para dimensionar o excêntrico.

4.3.3 Processo de otimização dos comprimentos de barras

Uma questão importante foi a definição dos parâmetros utilizados na otimização. Levando-se em conta que o objeto do trabalho é aumentar a eficiência dos motores, o mecanismo a ser desenvolvido deve garantir as taxas de compressão máxima e mínima já definidas anteriormente, de modo que a variação da taxa em diferentes

regimes de funcionamento do motor irão garantir sua maior eficiência e, portanto, cumprir com o objeto do trabalho.

No entanto, há várias configurações possíveis do mecanismo que atendem ao parâmetro de taxas máximas e mínimas, sendo necessária a definição de outros parâmetros para que seja possível escolher uma dessas possíveis configurações (Importante citar que o curso do pistão que o mecanismo deve apresentar foi definido como o curso do motor base).

Como já mostrado anteriormente, uma das propriedades do mecanismo multilink é a diminuição do segundo harmônico do movimento do pistão e, com isso, a diminuição da vibração do motor. Portanto, um critério a ser utilizado será a amplitude do segundo harmônico, sendo que da gama disponível de mecanismos que atendem ao critério de eficiência (taxa de compressão), será escolhido o que minimizar o segundo harmônico.

Para isso, foi analisado inicialmente o mecanismo com as mesmas dimensões da patente. Este foi construído no ADAMS, sendo que as dimensões das barras como parâmetro de entrada no software são dadas em milímetros, que como já foi explicado, não estão disponíveis. Desse modo, a entrada foi dada em milímetros, mas com o mesmo valor numérico apresentados na tabela 5, que está em pixels.

Note que feito isso, o mecanismo gerado irá possuir um curso de pistão qualquer. Algo muito importante de se observar é que, para o estudo do movimento, bem como os harmônicos que o compõe, não há problemas em se estudar um mecanismo que gere um curso maior ou menor que o pretendido, visto que como todas as variáveis estão parametrizadas, basta dividir todos os comprimentos de barra pela relação entre o curso pretendido (no caso, 83,6 mm) e o curso do mecanismo fora de escala. Com isso, o mecanismo obtido terá o curso pretendido, mas a composição normalizada de harmônicos do movimento será igual ao caso fora de escala. Desse modo, o segundo harmônico pode ser estudado sem se preocupar com o curso do pistão, sendo que esse será corrigido ao variar a escala do mecanismo. Finalmente, após essa correção, é definido o excêntrico de modo a se atingir o intervalo de taxas de compressão necessárias.

Para analisar a composição de harmônicos que geram esse movimento, os dados da simulação foram exportados para o MATLAB (cujas linhas de comando

estão disponíveis no anexo E). O programa de análise consiste em fazer uma FFT (Fast Fourier Transform), como forma de decompor o movimento nos seus harmônicos. Para facilitar a comparação, as amplitudes dos harmônicos são normalizadas em relação ao primeiro harmônico, portanto esse terá amplitude unitária. Isso facilita a comparação das amplitudes dos outros harmônicos em relação ao primeiro.

4.4 Simulação do motor

Com o intuito de verificar as melhorias e ganhos de rendimento que o sistema sintetizado pode oferecer ao motor base, utilizou-se um software de simulação 1D para motores.

Todo o sistema de admissão, válvulas, cilindros, injetores, exaustão são modelados e interligados (parecido com um diagrama de blocos).

Todas as principais características foram adicionadas como curso e diâmetro do pistão, tamanho da biela, além de outros parâmetros relativos ao próprio combustível como taxa de combustível evaporado no coletor, entre outros. Alguns parâmetros foram estimados como, por exemplo, a forma do pistão e cabeçote.

Inicialmente, foi feito um estudo com a taxa de compressão do motor original para verificar quão fiel o modelo é ao motor real. Em seguida, foram feitas variações da taxa de compressão e verificados os resultados. Também foi analisado as diferença no consumo e rendimento entre etanol e gasolina.

Para cada taxa de compressão, foram feitas várias simulações para avanços de ignição diferentes, tendo em vista o grande efeito deste na ocorrência de detonação e também no torque e consumo.

Para cada taxa, foi verificado o avanço ótimo que minimiza o consumo específico e maximiza o torque (podendo nesse ocorrer ou não detonação), o avanço em que ocorre detonação e o avanço que minimiza o consumo sem a ocorrência de detonação. Isso é importante para verificar quanto a detonação está limitando o motor de trabalhar em seu ponto ótimo.

As simulações foram feitas para carga plena a 4000 RPM (que é o ponto de máximo torque do motor base), carga plana a 2000 RPM e carga parcial (2,5 bar de

pressão média efetiva) a 2000 RPM, sendo que esse é um dos regime mais utilizado em ciclo urbano.

5. Resultados e análises

5.1 Síntese do mecanismo

5.1.1 Mecanismo (patente)

Inicialmente, foi feita uma análise da biela-manivela convencional, utilizando-se o Adams. Abaixo, têm-se os gráficos dos harmônicos. Como pode-se observar, a simplificação de desprezar o terceiro harmônico e seguintes na fórmula analítica (já comentada em itens anteriores) é muito satisfatória.

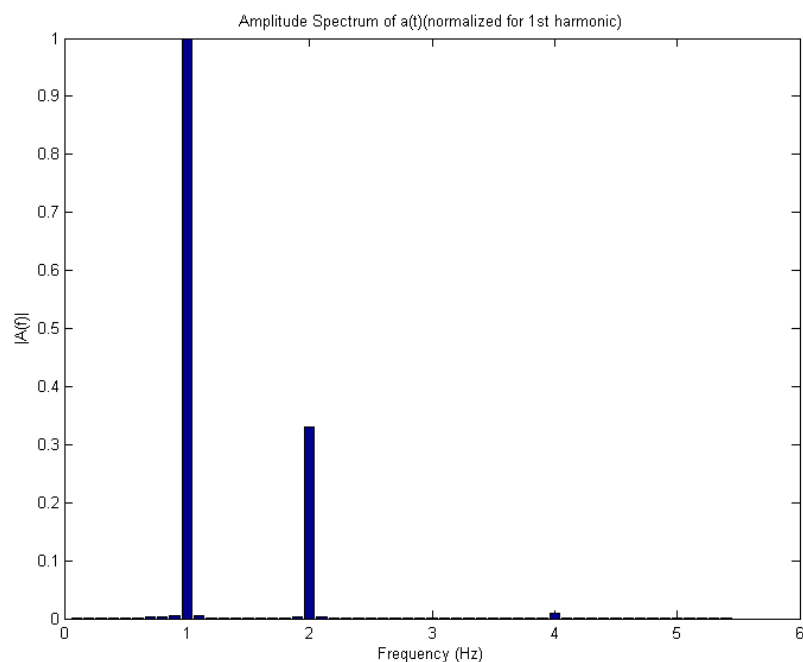


Figura 37 – harmônicos (aceleração) do sistema biela manivela

Pode-se observar que o segundo harmônico é relativamente grande, uma magnitude de 32% do primeiro harmônico (relação entre o tamanho da manivela e biela).

A seguir, análises análogas serão apresentadas com o mecanismo Multilink.

Mecanismos base:

Seguindo o roteiro de atividades descrito na seção de metodologia e desenvolvimento, foram analisados inicialmente os mecanismos apresentados na patente e também nas imagens do protótipo.

A imagem a seguir mostra o mecanismo da patente construído no Adams, com os gráficos de posição e aceleração do pistão. Na tabela, observam-se as posições dos pontos.

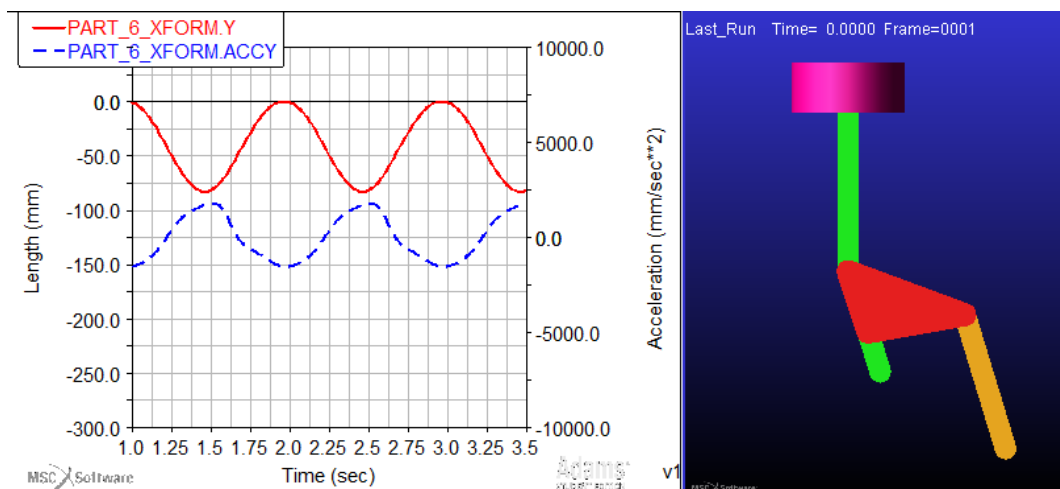


Figura 38 – Sistema simulado (patente)

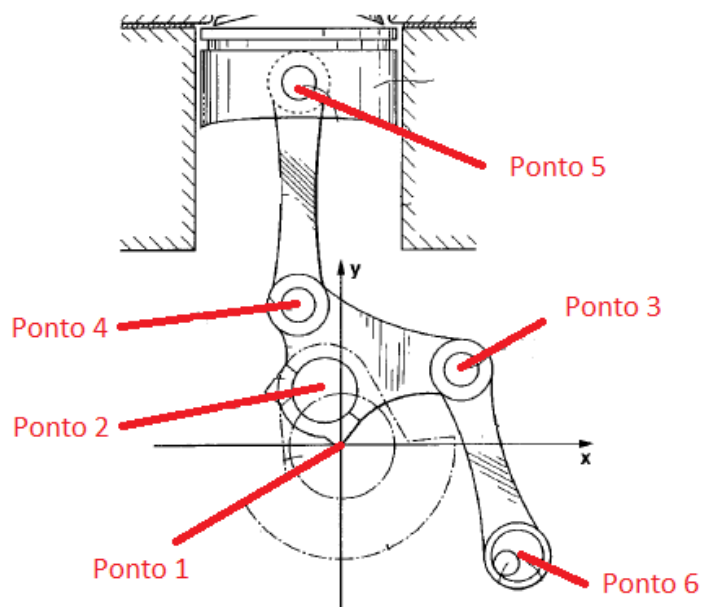


Figura 39 – Esquema de pontos utilizados [23]

Tabela 4 – Pontos do mecanismo da patente

	X (mm)	Y (mm)
Ponto 1	0,0	0,0
Ponto 2	-8,5	27,6
Ponto 3	58,7	39,6
Ponto 4	-22,3	69,5
Ponto 5	-22,3	179,3
Ponto 6	86,9	-53,1

Note que no gráfico, a curva vermelha refere-se ao deslocamento do pistão, enquanto o plot azul mostra a aceleração deste (com uma entrada de 1 Hz no virabrequim). Visivelmente já é possível verificar que seu movimento (observando a aceleração) é muito mais próximo de um seno perfeito que um mecanismo biela manivela tradicional disponível na fig. 42.

É importante notar que ao analisar os pontos que mais influenciam o mecanismo, variando suas posições, o curso pode variar. Entretanto, isso não é importante para verificar a geometria que minimiza o segundo harmônico (já comentado na seção de desenvolvimento), visto que pode-se otimizar esse mecanismo e depois diminuir todas as barras numa mesma escala, corrigindo seu o curso.

Os dados foram então exportados em arquivos .dat e analisados em MATLAB, conforme descrito na metodologia, e normalizado de forma que o primeiro harmônico tenha valor unitário. O resultado pode ser observado na figura 35.

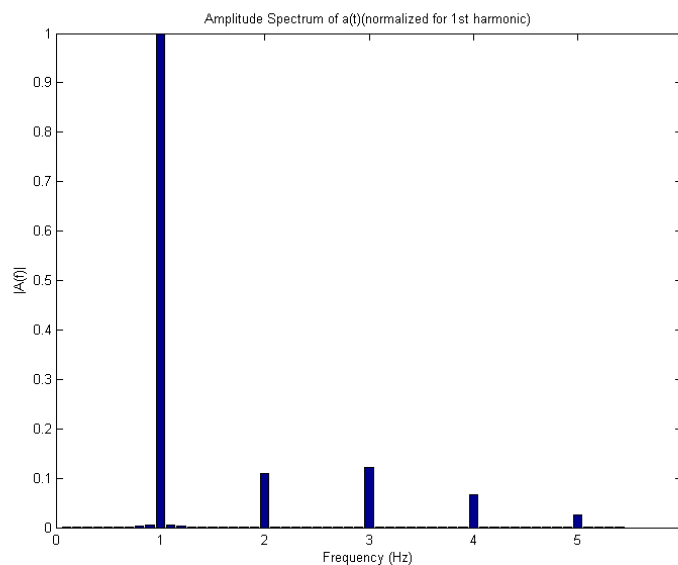


Figura 40 – harmônicos (aceleração) do mecanismo da patente

Tabela 5

1º Harmônico	= 1.00	fase = 0.00
2º Harmônico	= 0.11	fase = 2.86
3º Harmônico	= 0.12	fase = -1.30
4º Harmônico	= 0.07	fase = 1.12
5º Harmônico	= 0.03	fase = -2.96

Note que o segundo harmônico da aceleração corresponde a 0,11 do primeiro harmônico. Esse valor é muito inferior ao do sistema biela manivela do motor base, que é, aproximadamente, 0,32.

O terceiro harmônico não é desprezível como no caso do motor base. No entanto, os esforços gerados por harmônicos ímpares se cancelam pelo próprio arranjo dos pistões, ou seja, enquanto dois pistões estão na fase x , outros dois estão na fase $x+180^\circ$ (mesmo motivo do primeiro harmônico).

O quarto harmônico, por ser par, também gera vibração. No entanto, estes estão defasados de aproximadamente 1,8 rad (vide Fig. 48). Note que se ambos estivessem em mesma fase, a vibração seria maior, tendo em vista que o pico de aceleração do quarto harmônico se somaria ao pico do segundo. Logo, essa defasagem é interessante, pois os picos não coincidem e, portanto, não se somam.

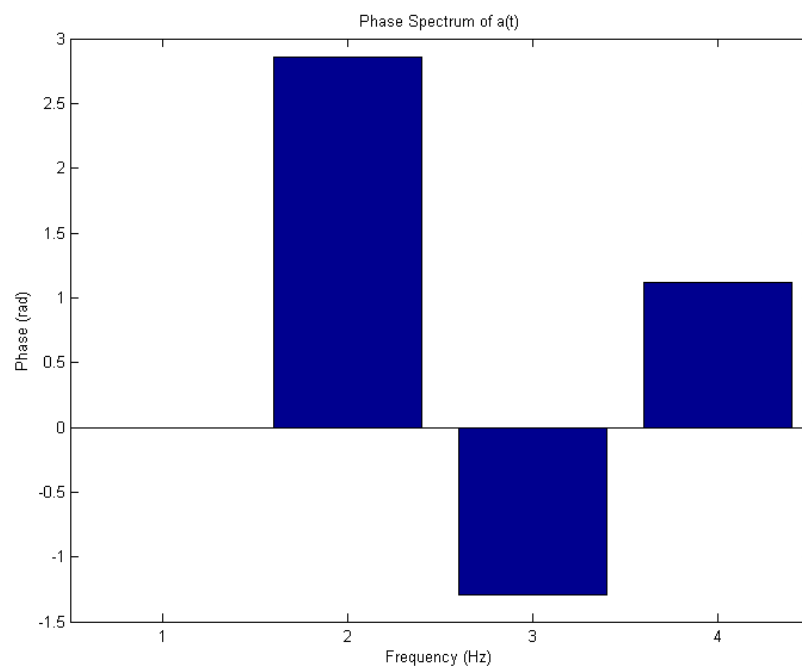


Figura 41 – fase dos harmônicos

Outro fator que merece ser discutido é a defasagem de, aproximadamente, 180° entre o segundo e primeiro harmônicos. Observe que no caso do biela-manivela tradicional, ambos estão em fase. Isso faz com que o pistão fique mais tempo próximo do PMI do que no PMS, podendo ser observado na Fig. 41, onde o movimento senoidal na região próxima do PMS é mais côncavo que no PMI.

No multilink, ao contrário, o pistão permanece mais tempo próximo do PMS que no PMI. Isso é interessante, pois pode proporcionar uma combustão mais próxima de um caso isovolumétrico, o que pode proporcionar maior eficiência, principalmente em altas rotações. No entanto, o efeito de permanecer um maior tempo próximo ao PMS faz com que as temperaturas no interior do cilindro mantenham-se um pouco mais altas e fiquem nessa condição por um maior tempo, aumentando perdas térmicas para as paredes (o que pode não ser vantajoso, principalmente em rotações mais baixas).

Note também que esse efeito depende do deslocamento e não da aceleração. No gráfico do deslocamento, o segundo harmônico tem uma amplitude de 0,03 (Fig. 37) em relação ao primeiro, enquanto o segundo harmônico da aceleração 0,12. Dessa forma, torna-se complicado explorar esse efeito para melhoria de eficiência, visto que altas acelerações seriam geradas. Assim, é mais interessante priorizar a diminuição do segundo harmônico, justificando a metodologia adotada.

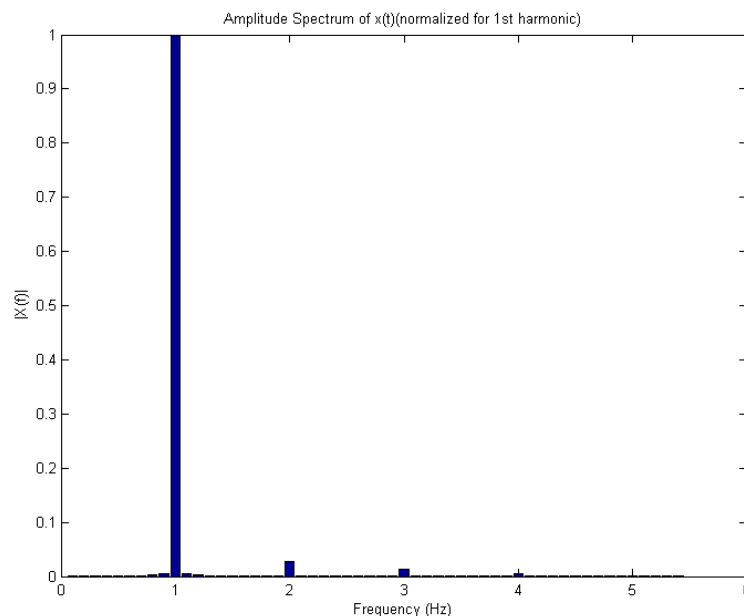


Figura 42 – harmônicos (deslocamento) do mecanismo do protótipo

5.1.2 Mecanismo (protótipo)

A seguir, a simulação do mecanismo do protótipo físico em Adams, já com o curso corrigido para o pretendido (83,6 mm). Observe que os valores reais das magnitudes dos harmônicos podem variar levemente, tendo em vista a precisão utilizada para obter as medidas das barras.

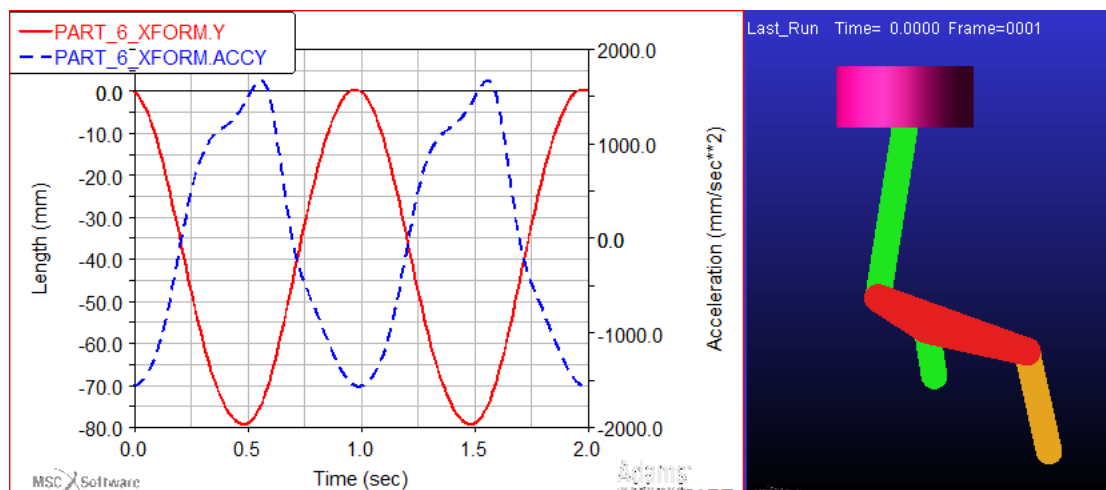


Figura 43 – Mecanismo do protótipo

Tabela 6

	X (mm)	Y (mm)
Ponto 1	0,0	0,0
Ponto 2	-4,2	26,6
Ponto 3	53,1	14,0
Ponto 4	-32,1	44,7
Ponto 5	-16,8	142,5
Ponto 6	65,7	-43,3

Como esperado, os valores obtidos do protótipo são melhores que os obtidos na patente, como podem ser observados nas figuras a seguir.

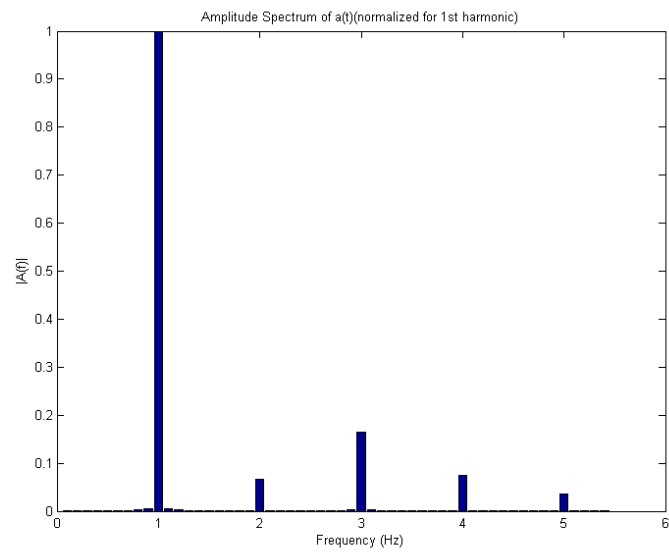


Figura 44 - harmônicos (aceleração) do mecanismo (protótipo)

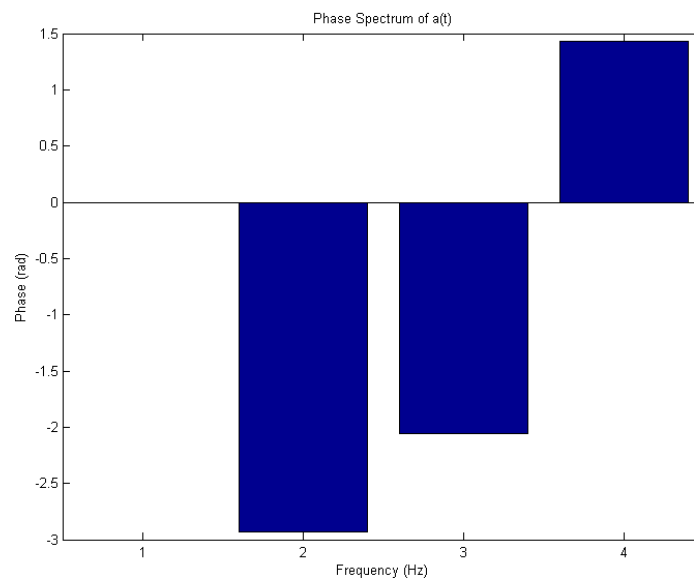


Figura 45 – fase dos harmônicos

Tabela 7 – magnitude e fase dos harmônicos

Curso = 87.95
Fator = 0.95056

1° Harmônico = 1.000	fase = 0.000
2° Harmônico = 0.066	fase = -2.931
3° Harmônico = 0.166	fase = -2.055
4° Harmônico = 0.075	fase = 1.428
5° Harmônico = 0.035	fase = 2.419

Como pode ser observado, um valor bem inferior foi obtido para o segundo harmônico, de apenas 6,6 % em relação ao primeiro harmônico. O quarto harmônico teve pouca variação e também não está em fase com o e segundo, de modo que não haverá soma dos picos destes.

A partir desse mecanismo, foram feitas as pequenas variações de posicionamento de cada ponto, seguindo o critério estabelecido já comentado na seção Metodologia. Para cada variação, os dados foram exportados para MATLAB e as análises acima foram executadas. O programa também mostra o curso atual do pistão, bem como o fator de correção que multiplicado nos comprimentos das barras, corrigem o curso para o desejado.

5.1.3 Síntese de mecanismos

A seguir, os resultados para uma variação isolada em cada ponto a partir do original (protótipo).

Após o estudo e determinação dos pontos que mais interferem nos harmônicos pares, variações combinadas foram feitas a fim de obter o melhor mecanismo. Os pontos 1 e 2 não foram variados, tendo em vista que esses representam o raio da manivela, que será mantido fixo nas análises.

Ponto 3:

Observou-se que pequenos deslocamentos positivos na direção Y, um leve aumento do segundo harmônico, sem efeitos significativos para os demais harmônicos. Para deslocamentos negativos em Y, uma diminuição muito expressiva do segundo harmônico foi observada. Aumentando-se esse deslocamento, observou-se que ocorre diminuição e depois a magnitude do harmônico começa a subir novamente (há um ponto de ótimo).

Deslocamentos positivos e negativos em X proporcionaram uma diminuição considerável do segundo harmônico.

Procurou-se então observar deslocamentos mais finos e combinados (Y negativo e X positivo ou negativo) e, dessa forma, a melhor solução encontrada foi

com um deslocamento (-5, -5). Os resultados detalhados da simulação estão na tabela a seguir.

Tabela 8 – resultados para o ponto 3

```
Curso =      85.13
Fator =    0.98203

1º Harmônico = 1.000      fase = 0.000
2º Harmônico = 0.001      fase = -2.476
3º Harmônico = 0.177      fase = -2.073
4º Harmônico = 0.068      fase = 1.494
5º Harmônico = 0.037      fase = 2.347
```

Note que apesar do segundo harmônico ter sido extinguido, o quarto harmônico ainda representa quase 7 %, de modo que soluções envolvendo alterações nos outros pontos foram procuradas para também tentar diminuí-lo.

Ponto 4:

Deslocamentos positivos em Y apresentaram uma diminuição expressiva no segundo harmônico, mantendo os demais quase sem alterações. Deslocamentos negativos não alteram significativamente os harmônicos.

Na direção X, deslocamentos positivos também mostraram diminuição expressiva no segundo e pequenas diminuições no quarto harmônico. No sentido contrário, quase não houve alterações.

O melhor resultado obtido está na tabela a seguir, com um deslocamento (0, 10), com grande diminuição do segundo harmônico e leve diminuição do quarto.

Tabela 9 – Resultados (ponto 4)

```
Curso =      75.66
Fator =    1.10501

1º Harmônico = 1.000      fase = 0.000
2º Harmônico = 0.017      fase = 0.917
3º Harmônico = 0.110      fase = -1.614
4º Harmônico = 0.060      fase = 1.246
5º Harmônico = 0.023      fase = -3.131
```

Ponto 5:

A posição do ponto 5 foi apenas variada na direção X, tendo em vista que variações em Y irão aumentar a biela e, conseqüentemente, diminuir todos os harmônicos em relação ao primeiro. O interessante do mecanismo é diminuir os demais harmônicos para um mesmo tamanho de biela convencional ou até um pouco menor, de modo que o mecanismo fique compacto.

Variações positivas em X tendem a diminuir levemente o segundo harmônico e, no sentido contrário, não ocorrem variações significativas.

Ponto 6:

Deslocamentos negativos em Y (ou seja, um aumento do tirante) apresenta diminuição expressiva do quarto harmônico, com poucos efeitos nos demais. Como esperado, a diminuição do comprimento desse tirante amplifica o quarto harmônico.

Melhores resultados são obtidos combinados com deslocamento em X positivos, diminuindo em até 1/3.

5.1.4 Mecanismo Final

Após a análise individual dos pontos, observou-se que os pontos 3 e 4 são os mais influentes na segundo harmônico, enquanto o ponto 6 tem alta influência no quarto harmônico e, a partir das análises já comentadas acima, foi feito um estudo dos efeitos combinados desses principais pontos, de modo a definir o mecanismo final.

O eixo excêntrico também foi definido para o controle da taxa de compressão e tem uma excentricidade de 5 mm (menor barra na cor verde da figura 46).

A posição dos pontos está na tabela a seguir:

Tabela 10 – Posicionamento dos pontos no mecanismo final

	X (mm)	Y (mm)
Ponto 1	0,0	0,0
Ponto 2	-4,0	25,2
Ponto 3	45,7	8,5
Ponto 4	-30,5	47,2
Ponto 5	-15,9	149,5
Centro do eixo de excêntricos	67,1	-55,0

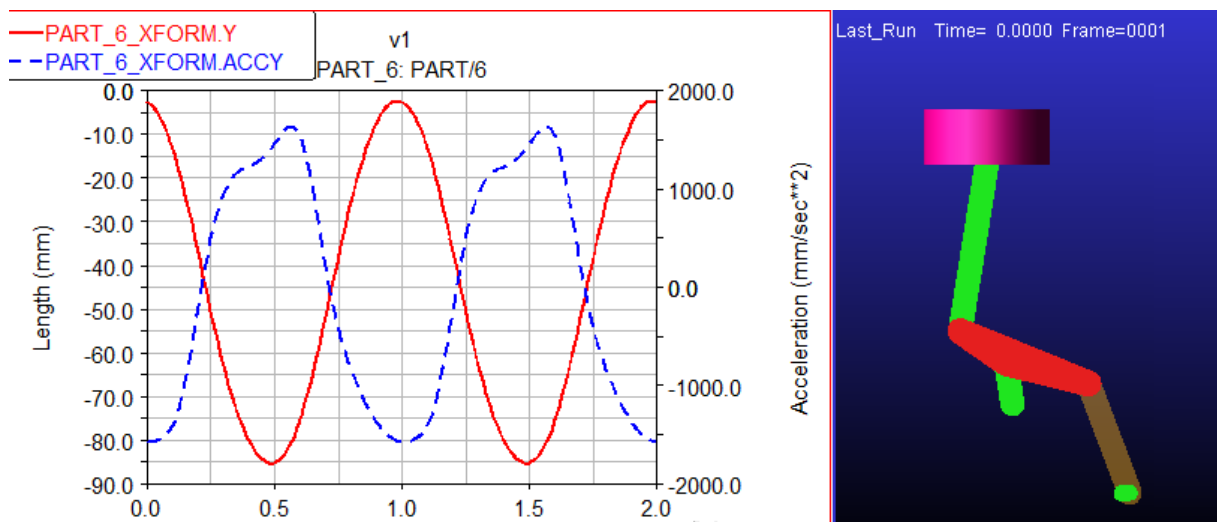


Figura 46 – Análise no Adams do mecanismo final

Como pequenos deslocamentos nos pontos já causam certas variações nos resultados dos harmônicos (como já foi visto anteriormente), o movimento do excêntrico para o ajuste da taxa irá alterar, mesmo que pouco, a composição dos harmônicos. Para a taxa mais alta (14:1), o excêntrico está a 270° e os seguintes resultados foram obtidos.

Tabela 11 – Resultados do mecanismo final (maior taxa)

1º Harmônico = 1.000	fase = 0.000
2º Harmônico = 0.017	fase = -0.867
3º Harmônico = 0.142	fase = -2.036
4º Harmônico = 0.038	fase = 1.533
5º Harmônico = 0.021	fase = 2.578

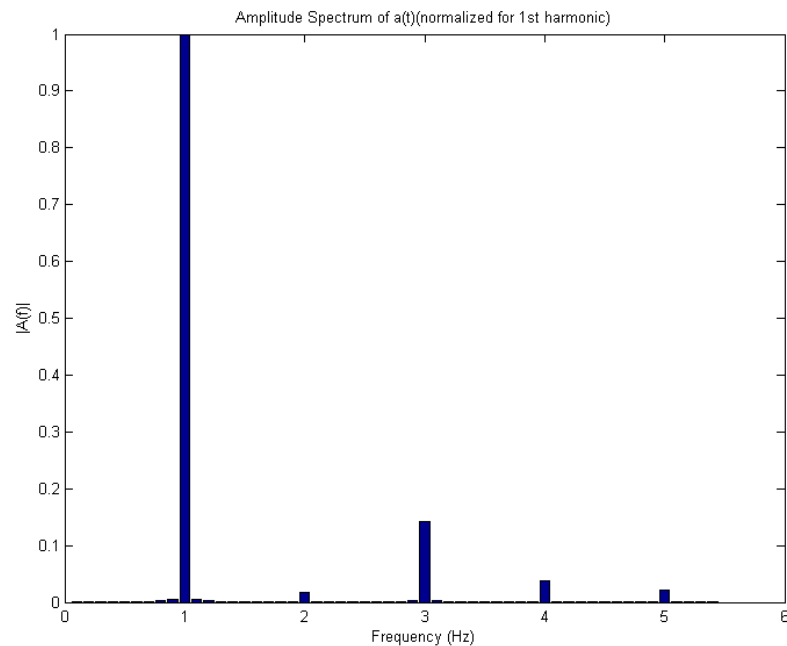


Figura 47 – harmônicos (aceleração) do mecanismo final (maior taxa)

O valor obtido do segundo harmônico é aproximadamente 19 vezes menor que o original.

Para a taxa de 9,2:1 especificada no projeto, o excêntrico está em 22,7° e observou-se os seguintes resultados.

Tabela 12 - Resultados do mecanismo final (menor taxa)

1º Harmônico = 1.000	fase = 0.000
2º Harmônico = 0.049	fase = 0.780
3º Harmônico = 0.145	fase = -2.181
4º Harmônico = 0.032	fase = 1.084
5º Harmônico = 0.021	fase = 2.261

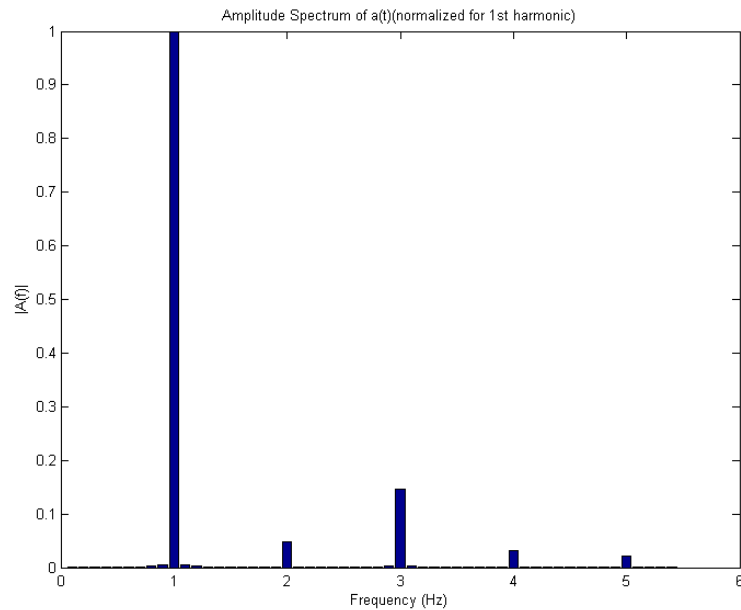


Figura 48 - harmônicos (aceleração) do mecanismo final (menor taxa)

Nesse caso, tem-se um valor de aproximadamente 8 vezes menor que o biela-manivela.

Note que intencionalmente as menores vibrações foram priorizadas para o caso de maior taxa (carga parcial), visto que é usualmente mais utilizada.

Além disso, em ambos os casos o quarto harmônico está defasado do segundo, de forma que os picos não se somam.

A relação entre ângulo de ajuste do excêntrico e taxa de compressão está a seguir.

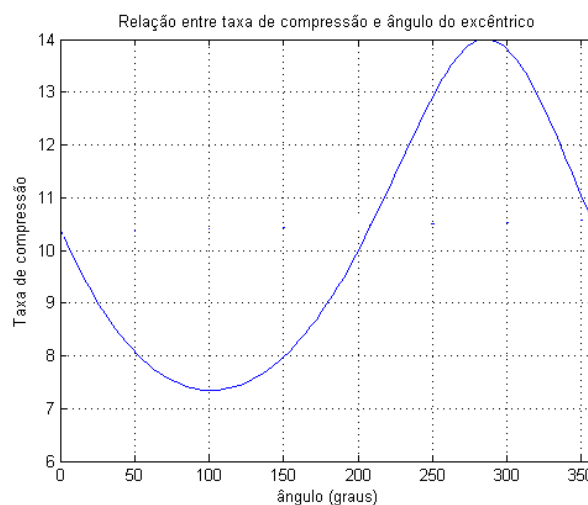


Figura 49 – relação entre ângulo do eixo de excêntricos e taxa de compressão

5.2 Simulação do motor

Inicialmente, fez-se uma simulação do modelo para a mesma taxa de compressão do motor base HR16DE, de modo a verificar, a partir dos dados de desempenho divulgados, quão fiel é o modelo em relação aos dados reais. Além disso, alguns valores serão utilizados para verificar o ganho de eficiência que se obtém ao variar a taxa de compressão.

5.2.1 Etanol anidro (2000 RPM – carga total)

A seguir, serão mostrados os resultados detalhados da simulação para plena carga, na rotação 2000 RPM para etanol.

Como já comentado, segundo o Prof. Dr. Francisco Nigro, variações de pressão ocorrem de um ciclo para outro, mesmo que as mesmas condições de carga e rotação sejam mantidas. O desvio padrão em altas cargas é em torno de 6 bar. Tendo isso em vista, analisar ocorrência de detonação para pressões de pico de 8 bar acima da média garante que 90% dos ciclos não haja detonação.

A pressão de admissão foi então alterada de 1 bar para 1,12 bar, de modo a aumentar a pressão de pico e estudar a detonação a partir desse. Abaixo, a diferença do ciclo médio e do ciclo com pressão de admissão aumentada (já nas condições ótimas de operação).

Pode-se observar que o avanço ótimo para o caso citado é de -9° , como é observado nos gráficos de torque e consumo específico.

Seguindo o critério que detonação ocorrendo com 15 % da massa não queimada é desprezível, e levantando os gráficos de massa queimada por ângulo do virabrequim e *knock induction integral* por ângulo do virabrequim para um avanço de -9° , observa-se que 85% da massa queimada ocorre quando o virabrequim está a 16° após PMS. Para esse valor, verifica-se que o *knock induction integral* é aproximadamente 0,53. Ou seja, está longe de ocorrer detonação, sendo interessante o aumento da taxa de compressão para aumento de eficiência.

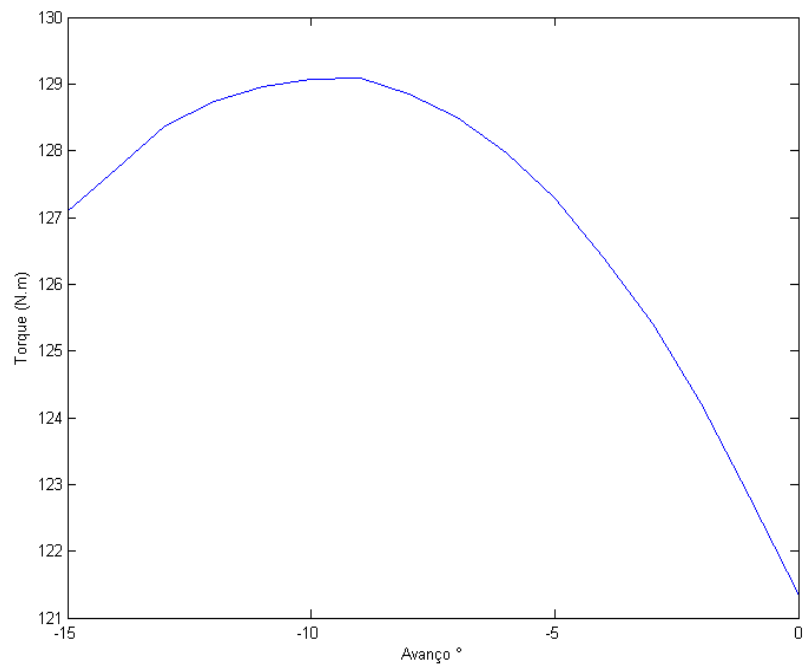


Figura 50 - Torque em função do avanço (etanol a 2000 RPM, CR 10,7:1 e carga máxima).

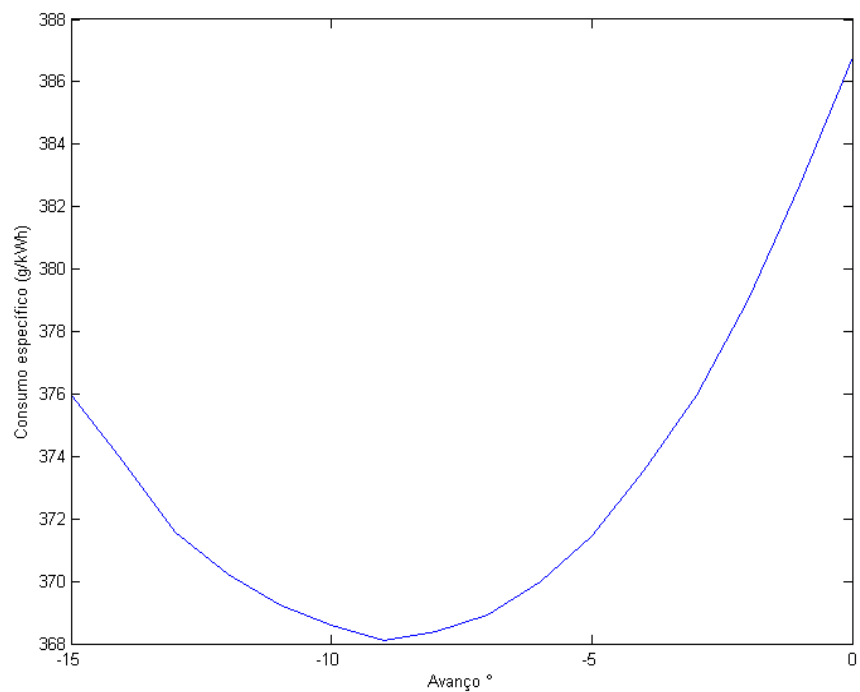


Figura 51 - Consumo específico em função do avanço (etanol a 2000 RPM, CR 10,7:1 e carga máxima).

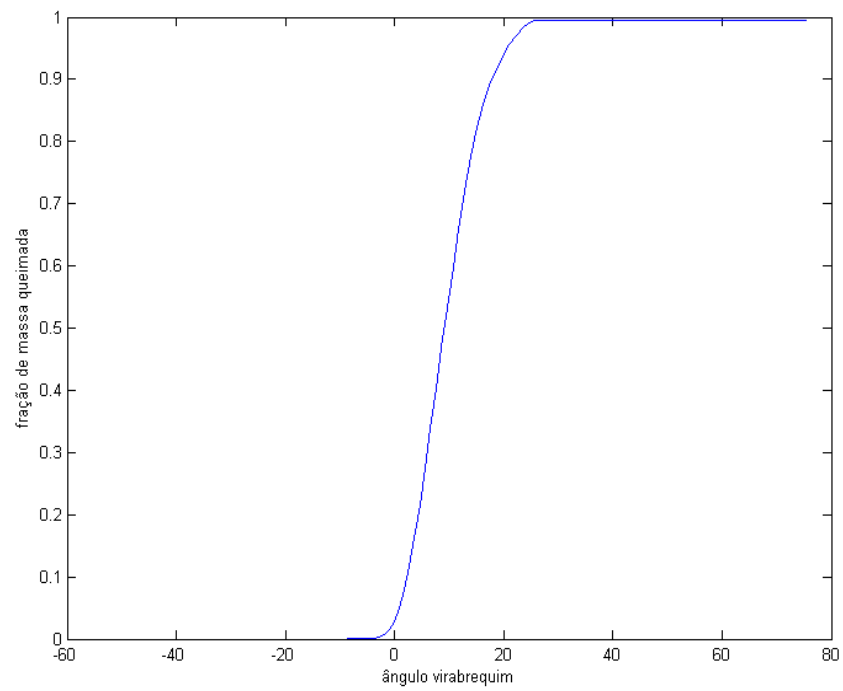


Figura 52 - Massa queimada por ângulo do virabrequim para avanço de -9° .

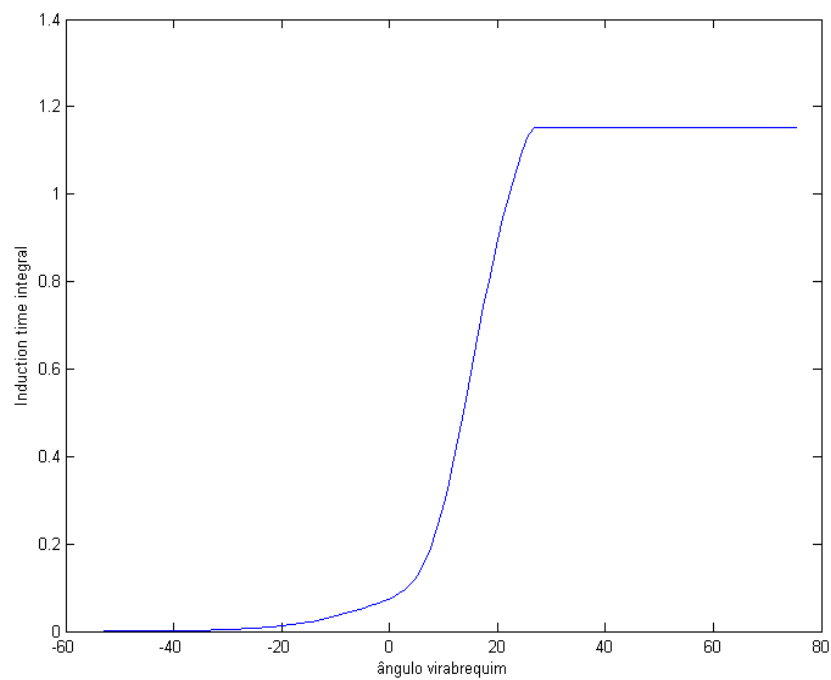


Figura 53 - Knock induction integral por ângulo do virabrequim para avanço de -9°

Portanto, obteve-se um torque de 129 N.m, muito próximo do declarado pela Nissan, mostrando a validade do modelo utilizado. O consumo específico obtido foi de 368,1 g/kWh.

Observe que o gráfico de consumo específico consiste em uma curva espelhada em relação ao eixo X da curva de torque (em seu formato, não em valores). Isso porque para todas as condições de avanço, a massa de combustível é praticamente a mesma, só ocorrem pequenas variações devido à aspiração para avanços diferentes. Portanto, se mais torque é desenvolvido para uma mesma massa de combustível, um menor consumo específico é obtido e o ponto de máximo torque também é o ponto de menor consumo.

Um procedimento análogo ao que foi feito acima foi executado para taxas de compressão diferentes e os resultados estão na tabela a seguir.

Tabela 13 – Diversas taxas de compressão (etanol, 4000 RPM, carga máxima)

Combustível	RPM	Carga	CR	lambda	avanço ótimo (sem knock)	avanço ótimo (com knock)	torque (N.m)	BSFC (g/kWh)	BSFC (eq. gasolina) (g/kWh)
Etanol	2000	total	10,7	1	-9,5	-9,5	129,0	368,1	232,3
Etanol	2000	total	12	1	-8	-8	131,9	360,6	227,5
Etanol	2000	total	12,5	1	-8	-8	132,9	358,3	226,1
Etanol	2000	total	13	1	-8	-6	133,4	356,0	224,6
Etanol	2000	total	13,5	1	-7	-4	133,4	355,4	224,3
Etanol	2000	total	14	1	-7	-3	133,3	355,2	224,1
Etanol	4000	total	10,7	1	-15	-15	164,5	363,6	229,4
Etanol	4000	total	12	1	-14	-14	167,5	355,2	224,1
Etanol	4000	total	12,5	1	-13	-13	168,5	352,4	222,4
Etanol	4000	total	13	1	-12	-12	169,4	350,0	220,9
Etanol	4000	total	13,5	1	-12	-11	170,0	348,0	219,6
Etanol	4000	total	14	1	-12	-10	170,6	346,8	218,8

Como a detonação quase não limita a utilização do etanol no seu ponto ótimo (o que condiz com a realidade, visto que 10,7 é uma taxa relativamente baixa para esse combustível), foi possível explorar um aumento da taxa de compressão.

Note que com a taxa aumentando, a detonação ocorrerá para menores ângulos, começando a limitar o ponto de ótimo, até um ponto em que a aumento não será mais justificável. Esse ponto é próximo de 13,5, conseguindo um consumo específico 4,7 % menor que o motor convencional.

5.2.2 Gasolina (2000 RPM – carga total)

Fazendo a mesma análise para gasolina (E0) a 2000 RPM e carga plena, foi verificada uma limitação de avanço. Não se pode trabalhar com avanços mais adiantados que -4° , tendo em vista que ocorrerá detonação em mais de 15% da massa não queimada. Note no gráfico de detonação, que o knock induction integral é aproximadamente 1 para 85 % de massa queimada, quando a faísca ocorre em -4° .

Note no gráfico de torque e consumo específico que o ponto de ótimo é de -14° , mostrando que a detonação é um grande limitante nesse caso. Isso era esperado tendo em vista que a taxa de 10,7:1 é relativamente alta para gasolina. Essa limitação é alta também por outro motivo: em cargas altas, costuma-se utilizar mistura levemente rica para resfriar a mistura e conseguir maior atraso, aumentando assim o torque, porém prejudicando o consumo.

Por esses motivos, a torque atingido foi de 115 N.m, um pouco abaixo do declarado pela Nissan.

Note que nessa situação, é interessante abaixar a taxa de compressão, de modo a trabalhar com o motor mais próximo do seu avanço de ótimo, sendo que a perda de rendimento térmico será compensada com o avanço. No entanto, se diminuir muito a taxa, o consumo voltará a subir, logo, há uma taxa ótima que será apresentada nas próximas discussões.

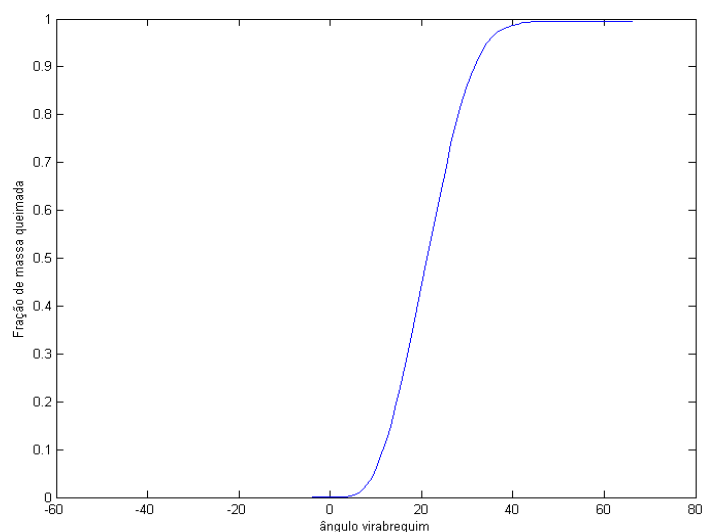


Figura 54 - Massa queimada por ângulo do virabrequim para avanço de -4° .

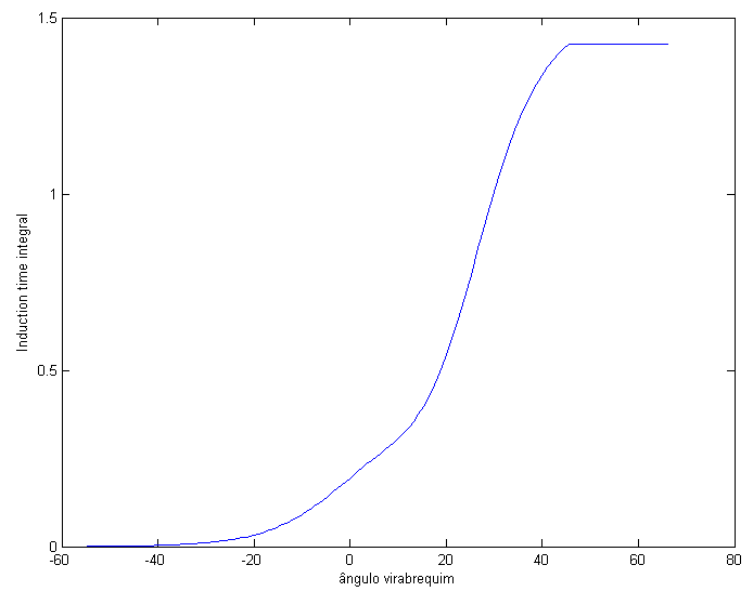


Figura 55 - Knock induction integral por ângulo do virabrequim para avanço de -4°

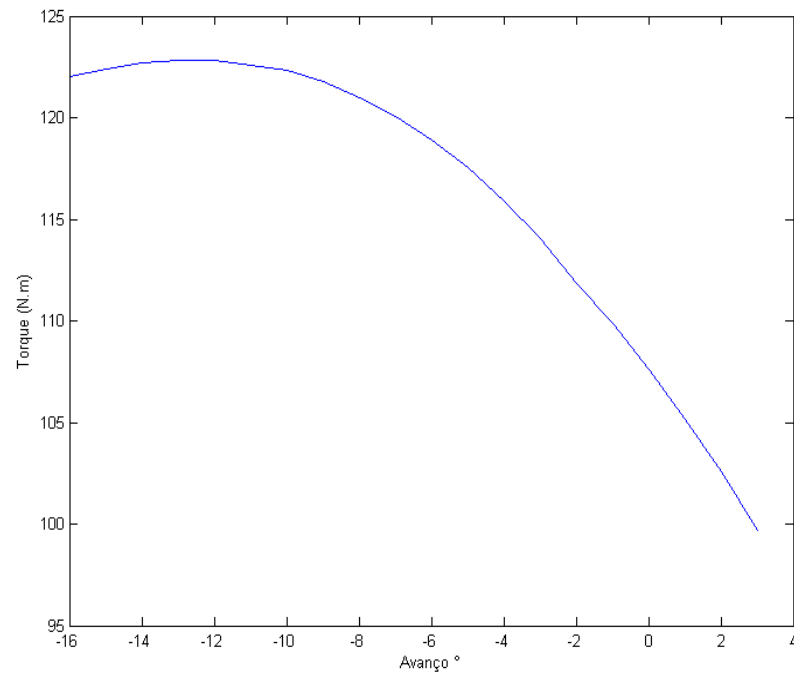


Figura 56 - Torque em função do avanço (gasolina a 2000 RPM, CR 10,7:1 e carga máxima).

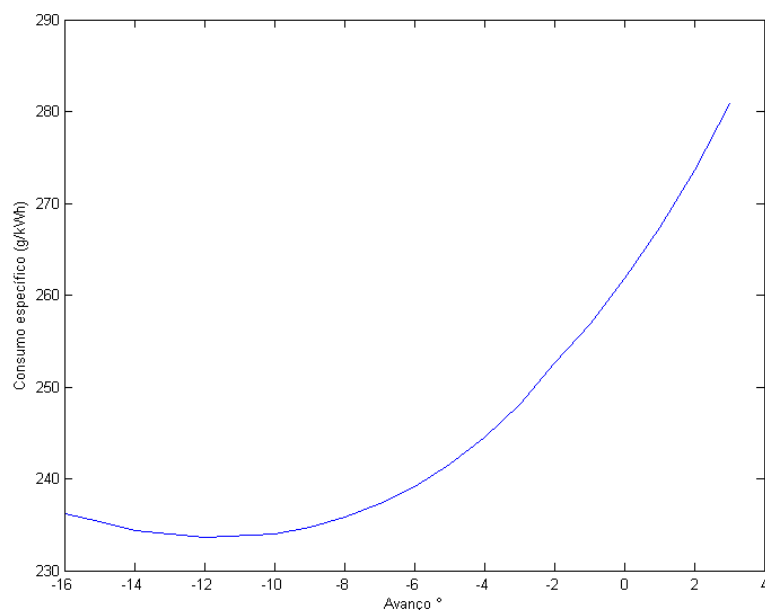


Figura 57 - Consumo específico em função do avanço (gasolina a 2000 RPM, CR 10,7:1 e carga máxima).

Como no item anterior, análises foram feitas de forma análoga, variando-se a taxa de compressão. Os resultados estão na tabela a seguir.

Tabela 14 - Diversas taxas de compressão (gasolina, 4000 RPM, carga máxima)

Combustível	RPM	Carga	CR	lambda	avanço ótimo (sem knock)	avanço ótimo (com knock)	torque (N.m)	BSFC (g/kWh)
Gasolina	2000	total	10,7	1	-14	-4	115,9	244,6
Gasolina	2000	total	10	1	-15	-8	118,7	240,0
Gasolina	2000	total	9,7	1	-15	-9	119,0	239,8
Gasolina	2000	total	9,5	1	-16	-11	119,1	239,7
Gasolina	2000	total	9,2	1	-16	-13	118,9	240,3
Gasolina	2000	total	8	1	-19	-19	115,1	248,5
Gasolina	4000	total	10,7	1	-20	-12	150,9	235,8
Gasolina	4000	total	10,2	1	-20	-17	153,5	232,8
Gasolina	4000	total	10	1	-21	-20	153,6	232,9
Gasolina	4000	total	9,2	1	-22	-22	151,0	238,0
Gasolina	4000	total	8	1	-26	-26	145,5	249,0

Como previsto, uma diminuição da taxa de compressão possibilita que a gasolina trabalhe mais próxima do seu ponto de ótimo e assim, desenvolva mais torque e menor consumo específico (como a derivada no ponto -7° é elevada, o

adiantamento de ignição possibilitado por diminuir a taxa compensa a perda de rendimento térmico).

Note que a taxa de compressão ideal é em torno de 9,5:1 a 9,7:1, o que confere com valores reais utilizando uma gasolina de alta octanagem como no caso estudado. Note também que para taxas muito baixas, como 8:1, a perda de rendimento térmico não é mais compensada pelo avanço.

5.2.3 Análise em plena carga

Pode-se observar na simulação para carga total a 2000 RPM com a taxa de 10,7:1 (motor base), que a gasolina, por estar sendo limitada fortemente pela detonação (vide a diferença entre o avanço ótimo com e sem detonação), deve trabalhar com o motor atrasado e longe do seu avanço ótimo. Isso justifica o torque baixo apresentado de 115 N.m. Isso já era esperado tendo em vista que essa taxa é alta para a gasolina.

É interessante observar que o valor está abaixo do declarado do motor (128 N.m). Isso ocorre, pois a simulação foi feita com mistura estequiométrica (priorizando o consumo, tendo em vista o objetivo do trabalho), enquanto no motor real é utilizada mistura rica (como já dito anteriormente), que resfria a câmara e aumenta o torque, porém aumenta consideravelmente o consumo. Além disso, há alguma discrepância entre o modelo e o motor real pelas simplificações feitas na modelagem deste, bem como as otimizações de avanço para cada combustível.

Conseguiu-se então, abaixando a taxa, deixar o avanço próximo de seu ponto ótimo, melhorando o consumo em 2 %. A taxa ótima para esse ponto de operação ficou entre 9,5 e 9,7, o que condiz com a realidade tendo em vista que a gasolina utilizada na simulação tem octanagem ON de 92, que é uma gasolina de relativamente alta octanagem.

Para o etanol, nas mesmas condições e taxa do motor base, observou-se um valor muito próximo do torque entre valor declarado e simulado. Importante citar que a diferença de torque entre etanol e gasolina na simulação do motor base é de 11,3 %, próximo de valores reais que ficam em torno de 8 %. A análise de consumo foi feita calculando-se o consumo do etanol equivalente em gasolina, multiplicando o

consumo do etanol pela relação entre PCI do etanol e PCI da gasolina, que nesse caso é em torno de 0,63.

Conseguiu-se aumentar a taxa para o etanol até 14:1 em carga total. No entanto pode-se observar que o ganho não é muito maior do que para uma taxa de 13:1, visto que atrasos de faísca devem ser adicionados em taxas altas. Dessa forma, conseguiu-se então um aumento de torque de 3,4 % e diminuição de consumo próximo de 4,7 %, sendo que a taxa ótima é de 13,5:1 a 14:1, o que confere com dados reais.

Uma análise análoga feita para 4000 RPM mostrou que a taxa ótima para gasolina é de aproximadamente 10:1, o que é esperado para alta rotação com gasolina de alta octanagem. O consumo diminuiu em 1,3 % com um aumento de torque de 1,8 %. Para etanol, conseguiu-se chegar à taxa de 14:1 com pequena limitação por detonação, diminuindo o consumo em 4,5 % com um aumento de torque de 3,4 %.

Note que o etanol sempre apresentou um consumo específico menor que no caso da gasolina, como esperado pelas características desse combustível e como essas características podem ser exploradas para este fim. A seguir, as diferenças de consumo entre combustíveis para o motor base simulado (10,7:1) e para cada com sua taxa de compressão ótima.

2000 RPM

- Base: Consumo 5,3 % menor que gasolina e torque 13 % maior.
- Otimizado: Consumo 7 % menor que gasolina e torque 11,7 % maior.

4000 RPM

- Base: Consumo 3 % menor que gasolina e torque 8,7 % maior.
- Otimizado: Consumo 5,9 % menor que gasolina e torque 10,4 % maior.

5.2.4 Cargas parciais

A seguir, tem-se os resultados para a simulação em carga parcial de aproximadamente 2,5 bar e 2000 RPM, tendo em vista que é um dos regimes mais utilizados em trechos urbanos.

Tabela 15 - Diversas taxas de compressão (gasolina, 2000 RPM, carga parcial)

Combustível	RPM	Carga (BMEP)	CR	lambda	avanço ótimo (sem knock)	avanço ótimo (com knock)	BSFC
Gasolina	2000	2,5 bar	10,7	1	-16	-16	336,3
Gasolina	2000	2,5 bar	12	1	-14	-14	328,8
Gasolina	2000	2,5 bar	14	1	-12	-12	321,8

Tabela 16 - Diversas taxas de compressão (etanol, 2000 RPM, carga parcial)

Combustível	RPM	Carga (BMEP)	CR	lambda	avanço ótimo (sem knock)	avanço ótimo (com knock)	BSFC	BSFC (eq. gasolina)
Etanol	2000	2,5 bar	10,7	1	-11	-11	525	331,3
Etanol	2000	2,5 bar	12	1	-10	-10	511,8	322,9
Etanol	2000	2,5 bar	14	1	-8	-8	498,8	314,7

Para carga parcial de BMEP igual a 2,5 bar (que é uma taxa relativamente baixa, obtido com aproximadamente 5° de abertura da borboleta), observou-se que para ambos os combustíveis, conseguiu-se chegar à taxa de 14:1. Em nenhum caso houve limitação de avanço por detonação, embora para gasolina a 14:1 isso quase ocorreu. Os valores obtidos mostraram uma queda no consumo de 5,3 % para etanol e 4,5 % para gasolina. O valor teórico calculado para o aumento de eficiência quando a taxa varia de 10,7:1 para 14:1 pela Eq. (1) é de 6,5 %. Na realidade, esse valor deve ser um pouco menor tendo em vista a perda mecânica que o aumento da taxa proporciona. Portanto, os valores obtidos estão de acordo com o esperado.

O consumo para o caso de taxa 14:1 é 2,2 % menor no caso do etanol em relação à gasolina. Como ambos estão no ponto de ótimo avanço a uma mesma taxa, esse valor é explicado pelo menor trabalho de compressão que a mistura ar etanol proporciona.

6. Conclusão

O mecanismo de taxa de compressão variável sintetizado com base no sistema Multilink da Nissan apresentou ótimos ganhos em eficiência, bem como na diminuição da vibração do motor.

O segundo harmônico do movimento do pistão, um dos principais responsáveis pela vibração, que no motor base possui 32 % da magnitude da aceleração do primeiro harmônico, atingiu um valor de apenas 1,7 % durante operação na taxa maior definida (14:1) e 4,9 % na taxa de 9,2:1.

Na parte de consumo, quando alimentado com etanol, conseguiu-se diminuir o consumo em 4,5 % no regime de 4000 RPM e carga total e um aumento de torque de 3,4 %. Para gasolina, sob as mesmas condições, diminuição de consumo de 1,3 %, com um aumento de torque de 1,8 %.

Em cargas parciais, que são mais utilizadas, a economia foi ainda maior, diminuindo o consumo em 5,3 % com etanol e 4,5 % com gasolina. Analisando agora a diferença de consumo entre os combustíveis, o etanol apresentou um consumo 2,2 % menor que a gasolina. Note que esses resultados estão de acordo com o esperado.

Portanto, o sistema possibilita uma grande economia do consumo do motor flex, além de corrigir a deficiência que esse tipo de motor tem (buscar uma solução de compromisso entre os dois combustíveis).

7. Próximas etapas

Apesar de cumprir os objetivos propostos do presente trabalho de formatura: projetar um sistema de variação de taxa de compressão para motores flex, o tempo limitado para o desenvolvimento do mesmo deixa margem para aprimoramentos e detalhamentos do trabalho. Além disso, por tratar-se de um projeto de graduação, existem ainda algumas limitações de recursos e conhecimentos para aprofundar os estudos à respeito do tema. Portanto, a seguir, alguns aprimoramentos e próximas etapas do trabalho são apresentadas.

7.1 Dimensionamento dos components à fadiga

A etapa seguinte à simulação do motor e ajustes de ponto de ignição e respectivas taxas de compressão para o sistema de variação de taxa de compressão em estudo seria o dimensionamento dos componentes físicos do sistema. Um motor flex à combustão interna atinge rotações de aproximadamente 6000 rpm que variam durante o seu funcionamento na faixa de 1000 até 6000 rpm e portanto, seus componentes atingem acelerações elevadas. Dessa forma, é fundamental, para a durabilidade e funcionamento adequado do motor que seu projeto envolva o dimensionamento à fadiga.

Dessa forma, pela complexidade geométrica dos componentes do sistema, seria indicado utilizar um software de simulação para analisar as tensões em função do tempo para um dimensionamento mais preciso.

7.2 Aprimoramento da síntese do mecanismo

Em relação à síntese da cinemática do sistema utilizando o software Adams, seria possível realizar uma otimização da posição dos pontos mais precisa, com variações de deslocamentos menores (por exemplo: 1 mm).

Além disso, também seria possível otimizar a forma do componente central do sistema que une biela, virabrequim e a biela do excêntrico. A variação do ângulo interno desse componente afeta a aceleração do pistão, portanto, sua otimização afetaria os níveis de vibração do motor.

Por fim, também seria possível obter equacionamentos mais complexos que correlacionem os parâmetros físicos do sistema com a eficiência (consumo específico) e vibração do motor. No entanto, essa etapa demandaria muito mais tempo para desenvolvimento do projeto.

7.3 Aprimoramento da modelagem aplicada no software de simulações de motores

Para simplificar as simulações dos vários casos no software de motores, utilizou-se os combustíveis já embutidos no próprio software. Nesse caso, há um

desvio de representatividade, pois os combustíveis simulados foram etanol anidro e gasolina pura de octanagem 92. No entanto, no Brasil, o etanol distribuído nos postos de abastecimento é hidratado e a gasolina, além de apresentar menor índice de octanagem, ela apresenta em sua composição 25%, em volume, de etanol anidro.

Além disso, também é possível melhorar a representatividade do modelo por meio da importação dos modelos em CAD de cilindros, pistões, válvulas, cabeçotes e dutos do motor utilizado.

Outro parâmetro que poderia ser mais detalhado é o modelo de knocking utilizado. Para efeitos de simplificação, utilizou-se o modelo embutido no próprio software, porém é possível desenvolver um modelo de knocking personalizado e incluí-lo na simulação.

Por fim, também seria possível incluir na simulação do motor a cinemática exata do sistema multilink no software de motores.

7.4 Controle do excêntrico

Uma etapa mais avançada do projeto seria desenvolver o controle do sistema de excêntrico responsável por variar a altura do pistão em PMS e consequentemente variar a taxa de compressão. No entanto, essa etapa levaria muito tempo e dedicação pois envolveria também a seleção de sensores e atuadores compatíveis com a proposta do sistema.

7.5 Protótipo

Finalmente, a etapa final do projeto envolveria a construção de um protótipo físico para realização de ensaios em bancada e compará-los com os resultados obtidos em simulações tanto de motores quanto da cinemática do sistema e possivelmente validar os resultados simulados.

8. Referências Bibliográficas

- [1] KASSERIS, E. P. **Knock Limits in Spark Ignited Direct Injected Engines Using Gasoline/Ethanol Blends**, Massachusetts Institute of Technology. 2011.
- [2] HEYWOOD, J. B., **Internal Combustion Engine Fundamentals**. New York, McGraw-Hill, 1988.
- [3] SERDAR, Y. H. SOZEN, A. TOPGÜL. ARCAKLIOGLU, E. **Comparative study of mathematical and experimental analysis of spark ignition engine performance used ethanol-gasoline blend fuel**. Gazi University, Ankara, Turkey. Kırıkkale University, Kırıkkale, Turkey. 2006.
- [4] BAYRAKTAR, H. **Theoretical investigation of flame propagation process in an SI engine running on gasoline–ethanol blends**. Trabzon 61080, Turkey. Out. 2006.
- [7] SZYBIST, J. et. al. **Investigation of Knock Limited Compression Ratio of Ethanol Gasoline Blends**. SAE International. December 4th, 2010
- [8] MCR-5 VCRI. Lyon, França. Apresenta as especificações técnicas e princípios de funcionamento do motor MCR-5 VCRI.
Disponível em: <<http://www.mce-5.com/english/index.html>>. Acesso em: 20 Set. 2013.
- [9] NISSAN MOTOR COMPANY. Apresenta princípios de funcionamento do mecanismo de taxa de compressão variável *multilink*. Disponível em:
<<http://www.nissan-global.com/EN/TECHNOLOGY/OVERVIEW/vcr.html>>. Acesso em: 20 Set. 2013.
- [10] WOOK, H. et al. **Concept Development of a Variable Compression Ratio Engine Using TRIZ**. Hyundai-Kia Motors R&D Center.

[11] SAAB NETWORK. Apresenta as especificações técnicas e princípios de funcionamento do motor SAAB SVC.

Disponível em: <<http://www.mce-5.com/english/index.html>>. Acesso em: 20 Set. 2013.

[12] AUTOZINE. Apresenta uma análise do motor SAAB SVC. Disponível em: <http://www.autozine.org/technical_school/engine/tech_engine_4.htm>. Acesso em: 20 Set. 2013.

[13] AUTOCENTRAL. Apresenta uma análise do motor SAAB SVC. Disponível em: <<http://www.autocentral.com/doc/saab-details-variable-compression-engine-conc-0001>>. Acesso em: 20 Set. 2013.

[14] QUATRO RODAS. Apresenta uma análise do motor SAAB SVC. Disponível em: <http://quatrorodas.abril.com.br/reportagens/novastecnologias/conteudo_143929.shtml>. Acesso em: 20 Set. 2013.

[15] WITTEK, K. **Development of a Two-stage Variable Compression Ratio Engine**. FEV Motorentechnik GmbH, Aachen, Germany.

[16] TOMAZIC, D. et al. **Two-Stage Variable Compression Ratio (VCR) System to Increase Efficiency in Gasoline Powertrains**. DEER Conference 2012, Dearborn, October 16th, 2012

[17] STYRON, J. P., et. al. **Variable Compression Ratio Engine**. US6.668.768 B2. December 30th, 2003

[18] CHABOT, F. et. al. **Embiellage élastique pour moteurs à explosion**. FR1.1562.247. 1958

[19] BREVICK, J. E. **Variable Compression Ratio Piston**. US5.755.192. May 26th, 1998

[20] ROBERTS, M. **Benefits and Challenges of Variable Compression Ratio (VCR)**. Prodrive Ltd. 2002. SAE Paper Number 03P-227.

[21] CORFIELD, G. HARRISON, K. **Optimization Of Gomecsys Variable Compression Ratio Engine With Gt-Power Simulations Tools**. Prodrive Automotive Technology, Warwickshire, England. October 9th, 2006

[22] NISSAN, **Service Manual - Engine Mechanical HR16DE**.

[23] SHUNICHI, A. K.; ARAI, Y. T.; MOTEKI, T. K. **Internal Combustion Engine with a Supercharger and an Improved Piston Crank Mechanism**, US 6,516,757 B2, 11 Fev. 2013.

Anexo A – Informações técnicas do motor utilizado com a tecnologia VCRI [8]

The main characteristics of the MCE-5 VCRI engine prototypes	
Architecture	L4
Bore (mm)	75
Stroke (mm)	84
Capacity per cylinder (cc)	371
Total capacity (cc)	1484
Rod/crank ratio	4.2
Piston motion	Conventional
Variation in piston motion	No variation
Variation in CA for TDC	No variation
VCRI control stroke [possible] (mm)	10.58 [13]
CR min	6:1
CR max	15:1
CR control	Continuous
CR control flexibility	Cylinder selective
CR precision (piston altitude in mm)	+/- 0.02
Max responsiveness CR max to CR min (ms)	50
Min responsiveness CR min to CR max (ms)	300
Max in-cylinder pressure (bar)	120
Speed limit at normal security factor (rpm)	6500

Equipment of current MCE-5 VCRI prototypes (2 versions)	
Injection (version 1)	Dual jet MPFI (Marelli – on the shelf)
Injection (version 2)	GDI (Bosch - specific)
Supercharging	2 stage turbo
Intake cooling	Inter and after cooler
Base EMS	Continental
CR specific ECU and amplifier	Mototron – Clesse Electronique

Performance of current MCE-5 VCRI prototypes (2 versions)		
1.5 L	Power (kW)	Torque@1500rpm (Nm)
MPFI	160	420 (35 bar BMEP)
GDI	200	480 (40 bar BMEP)

Informações técnicas do motor Saab SVC [15]

Engine displacement	1.598 liter
Number of cylinders	5
Cylinder bore	68 mm
Piston stroke	88 mm
Compression ratio	8:1 to 14:1, depending on engine load
Max. compressor boost pressure	2.8 bar (40 psi)
Max. monohead tilt angle	4 degrees
Maximum torque	224 lb.-ft.
Maximum horsepower	225 hp

Anexo B – Especificações e informações adicionais do motor ensaiado no artigo de referência [3]

Tipo de motor	Hydra, arrefecimento liquid, ignição por faísca	
Número de cilindros	1	
Diâmetro do cilindro	80,26 mm	
Curso	88,9 mm	
Taxa de compressão	5:1 – 13:1	
Ponto de ignição	70° antes do PMS até 20° após o PMS	
Disposição das válvulas	OHC (eixo árvore de cames na cabeça), 2 válvulas verticais	
Folga das válvulas	Admissão	Escape
	0,3 – 0,4 mm	Não especificado

Tabela de coeficientes do equacionamento de torque e consumo específico do motor por ANN:

I	C _{1i}	C _{2i}	C _{3i}	C _{4i}	C _{5i}
1	-2.2753	- 3.8347	19.4730	4.3442	- 12.1507
2	0.2404	- 0.8147	5.3566	- 12.8796	6.8558
3	- 3.4752	- 0.6864	0.6412	8.4430	- 7.3031
4	0.0777	- 0.3220	2.2603	- 6.7594	4.4431
5	2.1736	3.9603	-19.2574	- 2.9460	10.8469

Tabela de valores para normalização dos parâmetros do motor:

Propriedades	
Torque do motor (T)	T/40
Consumo Específico de Combustível (CEC)	CEC/500
Ponto de Ignição (PI)	PI/40
Razão ar-combustível relativa (RACR)	RACR/1,5
Taxa de Compressão (TC)	TC/16
Densidade do combustível (ρ)	ρ /1000

Anexo C – Tabela do ensaio realizado no paper [7]

	1. 1500 RPM WOT				2. 2000 RPM WOT				3. 2500 RPM WOT				4. 1500 RPM Throttled 90 kPa MAP				5. 1500 RPM LIVC 90 kPa MAP Equiv			
	Spark	ISFC	ITE	IMEP	Spark	ISFC	ITE	IMEP	Spark	ISFC	ITE	IMEP	Spark	ISFC	ITE	IMEP	Spark	ISFC	ITE	IMEP
	CA BTDC	g/kW-h	%	kPa	CA BTDC	g/kW-h	%	kPa	CA BTDC	g/kW-h	%	kPa	CA BTDC	g/kW-h	%	kPa	CA BTDC	g/kW-h	%	kPa
9.20 Compression Ratio																				
RG	10	233.6	35.8	1028.2	13	230.1	36.4	1081.8	17	229.0	36.5	1024.6	13	239.8	34.9	871.2	14	235.2	35.6	892.1
HO	13	228.7	36.8	1056.6	14	229.9	36.6	1103.3	17	226.4	37.2	1031.9	14	238.3	35.3	890.8	14	235.4	35.7	921.3
E10	13	241.1	36.0	1055.6	15	236.9	36.6	1111.0	18	231.0	37.5	1042.0	13	245.0	35.4	895.9	15	242.3	35.8	915.9
E50	14	278.6	37.1	1101.9	15	277.2	37.3	1151.2	21	279.1	37.1	1067.1	16	288.5	35.9	937.0	16	285.2	36.3	949.1
E85	16	326.2	38.0	1116.2	17	324.6	38.2	1171.5	17	315.7	39.3	1092.0	15	336.3	36.9	954.0	15	332.3	37.3	979.0
11.85 Compression Ratio																				
RG					3	239.5	34.9	1053.4	7	229.9	36.4	1040.9	2	247.7	33.8	870.6	6	232.7	36.0	915.1
HO	5	235.1	35.8	1048.0	8	227.1	37.0	1119.4	12	219.7	38.3	1076.3	7	235.4	35.7	926.0	10	229.0	36.7	942.7
E10	3	253.5	34.2	1022.2	8	237.7	36.5	1105.0	13	231.4	37.5	1070.5	6	254.8	34.0	897.6	8	243.4	35.6	930.4
E50	14	270.4	38.3	1142.9	14	269.6	38.4	1196.4	18	264.7	39.1	1121.9	13	275.1	37.6	979.3	15	271.9	38.0	979.4
E85	14	317.7	39.0	1155.1	15	318.5	38.9	1205.1	18	303.4	40.9	1135.2	14	323.9	38.3	987.5	12	322.2	38.5	997.7
12.78 Compression Ratio																				
RG									3	240.5	34.8	1022.8								
HO					5	233.1	36.1	1107.4	8	218.1	38.6	1110.4	2	240.7	34.9	917.0	5	225.7	37.3	966.8
E10					4	250.6	34.6	1093.6	8	229.0	37.8	1107.4	2	254.8	34.0	917.7				
E50	11	261.8	39.5	1195.8	12	257.8	40.1	1261.9	13	255.6	40.5	1196.4	9	270.1	38.3	1003.6	11	265.9	38.9	1011.7
E85	11	301.9	41.1	1237.5	13	298.1	41.6	1301.8	16	291.3	42.6	1247.5	11	307.8	40.3	1041.2	13	303.6	40.8	1048.4
6. 1500 RPM EIVC 90 kPa MAP Equiv					7. 1500 RPM EIVC Asym 90 kPa MAP Equiv				8. 1500 RPM Throttled 80 kPa MAP				9. 1500 RPM LIVC 80 kPa MAP Equiv				10. 1500 RPM EIVC 80 kPa MAP Equiv			
	Spark	ISFC	ITE	IMEP	Spark	ISFC	ITE	IMEP	Spark	ISFC	ITE	IMEP	Spark	ISFC	ITE	IMEP	Spark	ISFC	ITE	IMEP
	CA BTDC	g/kW-h	%	kPa	CA BTDC	g/kW-h	%	kPa	CA BTDC	g/kW-h	%	kPa	CA BTDC	g/kW-h	%	kPa	CA BTDC	g/kW-h	%	kPa
9.20 Compression Ratio																				
RG	23	235.3	35.5	878.2	18	234.7	35.6	883.8	14	244.4	34.2	749.1	15	237.2	35.3	777.0	29	235.4	35.5	769.9
HO	25	231.0	36.4	915.1	20	232.9	36.1	916.5	16	243.9	34.5	752.8	16	232.4	36.2	776.6	30	232.5	36.2	778.5
E10	25	237.5	36.5	916.9	21	240.3	36.1	913.0	15	253.7	34.2	762.1	17	243.1	35.7	786.0	29	241.3	35.9	785.0
E50	24	283.1	36.5	937.5	21	285.1	36.3	937.0	15	295.9	35.0	788.5	16	285.6	36.2	810.8	31	286.0	36.2	806.9
E85	27	326.0	38.0	970.9	23	325.2	38.1	966.9	15	337.9	36.7	819.7	17	330.0	37.6	833.5	26	332.0	37.3	825.2
11.85 Compression Ratio																				
RG	13	233.9	35.8	891.6	6	242.9	34.4	875.6	5	248.3	33.7	774.6	11	228.0	36.7	813.8	21	228.9	36.6	808.5
HO	18	227.5	37.0	937.6	12	230.5	36.5	927.5	9	240.0	35.0	800.3	14	226.9	37.1	822.8	28	225.5	37.3	820.5
E10	18	244.7	35.4	913.1	10	245.7	35.3	907.3	8	255.6	33.9	785.8	13	240.5	36.0	809.8	25	241.9	35.8	808.0
E50	24	272.0	38.0	991.7	20	269.8	38.3	996.1	13	283.3	36.5	833.6	15	274.6	37.7	845.5	28	275.7	37.5	841.6
E85	23	320.3	38.7	999.1	22	316.6	39.2	1020.2	14	333.0	37.2	838.9	14	323.4	38.3	855.1	28	326.0	38.0	834.5
12.78 Compression Ratio																				
RG									1	246.4	34.0	787.8	5	228.1	36.7	831.8	12	229.1	36.5	820.6
HO	10	228.9	36.7	952.2	8	229.5	36.7	943.0	4	237.4	35.4	799.0	8	224.2	37.5	845.8	19	221.2	38.0	847.2
E10	10	243.2	35.6	946.9	6	249.3	34.8	928.6	4	252.5	34.3	813.1	8	238.2	36.4	852.9	18	239.7	36.2	843.8
E50	20	266.3	38.9	1013.0	15	269.6	38.4	1004.8	10	276.6	37.4	862.8	11	268.3	38.6	884.1	24	270.7	38.2	875.9
E85	20	307.4	40.3	1041.4	19	297.7	41.6	1065.7	11	314.8	39.4	891.6	13	305.0	40.7	906.5	25	312.5	39.7	904.4

Anexo D – Código da cinemática do pistão para um motor quatro cilindros convencional

```

r = 0.0417; %raio da manivela
L = 0.1299; %comprimento da biela
rpm = 3000; %rotação do motor em rpm

w=rpm*pi/30; %rotação do motor em rad/s

lambda=r/L; %calcula do lambda

alfa=-90:1:270; %vetor da posição angular do virabrequim

x = 2*r-(r*(1-cos(alfa*pi/180))+lambda/4*(1-cos(2*alfa*pi/180)));
%cálculo da posição X do pistão

a = -(r*w^2*(cos(alfa*pi/180)+lambda*cos(2*alfa*pi/180)));
%cálculo da aceleração do pistão

figure(1)
plot(alfa,x);
title('posição do pistão');
xlabel('ângulo do virabrequim (°)      0° = TDC');
ylabel('posição a partir (m)      0 m = BDC');
xlim([-90 270]);
axh = gca;
set(axh, 'XTick', [-45:45:270]);
grid on;

figure(2)
plot(alfa,a);
title('aceleração do pistão para 3000 rpm');
xlabel('ângulo do virabrequim (°)      0° = TDC');
ylabel('aceleração m/s^2');
xlim([-90 270]);
axh = gca;
set(axh, 'XTick', [-45:45:270]);
grid on;

```

Anexo E – Código utilizado para obter a composição de harmônicos

```

clear;
clc;

%%% LÊ ARQUIVO .DAT E CRIA VARIÁVEL DATA %%%

newData1 = importdata('analysis');

vars = fieldnames(newData1);
for i = 1:length(vars)
    assignin('base', vars{i}, newData1.(vars{i}));
end

tam=size(data,1);

for i=1:1:tam

    t(i)=data(i,1);
    x(i)=data(i,2);
    a(i)=data(i,3);

end

%%% Arquivo de dados: tempo de 0 a 9.99s com step = 0.01s %%%

T=t(2)-t(1);
fs=1/T;

X = fft(x);
X_mag = 2*abs(X)/tam;
X_magn = X_mag/X_mag(11);
X_phase = angle(X);
X_phasen = X_phase-X_phase(11);
f=0:fs/tam:fs-1/fs;

A = fft(a);
A_mag = 2*abs(A)/tam;
A_magn = A_mag/A_mag(11);
A_phase = angle(A);
A_phasen = A_phase-A_phase(11);

for i=1:60

    if X_phasen(i)>pi
        X_phasen(i)=X_phasen(i)-2*pi;
    end

    if A_phasen(i)>pi
        A_phasen(i)=A_phasen(i)-2*pi;
    end

    if X_phasen(i)<-pi
        X_phasen(i)=X_phasen(i)+2*pi;
    end
end

```

```

    if A_phasen(i)<-pi
        A_phasen(i)=A_phasen(i)+2*pi;
    end
end

figure(1)
bar(f(2:55),X_mag(2:55));
title('Amplitude Spectrum of x(t)');
xlabel('Frequency (Hz)');
ylabel('|X(f)|');
print -dpng -f1 -r100 X_Amplitude_Spectrum

figure(2)
bar(f(2:55),X_magn(2:55));
title('Amplitude Spectrum of x(t) (normalized for 1st harmonic)');
xlabel('Frequency (Hz)');
ylabel('|X(f)|');
print -dpng -f2 -r100 X_Amplitude_Spectrum_normalized

figure(3)
bar(f(11:10:41),X_phasen(11:10:41));
title('Phase Spectrum of x(t)');
xlabel('Frequency (Hz)');
ylabel('Phase (rad)');
print -dpng -f3 -r100 X_Phase_Spectrum

figure(4)
bar(f(2:55),A_mag(2:55));
title('Amplitude Spectrum of a(t)');
xlabel('Frequency (Hz)');
ylabel('|A(f)|');
print -dpng -f4 -r100 A_Amplitude_Spectrum

figure(5)
bar(f(2:55),A_magn(2:55));
title('Amplitude Spectrum of a(t) (normalized for 1st harmonic)');
xlabel('Frequency (Hz)');
ylabel('|A(f)|');
print -dpng -f5 -r100 A_Amplitude_Spectrum_normalized

figure(6)
bar(f(11:10:41),A_phasen(11:10:41));
title('Phase Spectrum of a(t)');
xlabel('Frequency (Hz)');
ylabel('Phase (rad)');
print -dpng -f6 -r100 A_Phase_Spectrum

curso=max(x)-min(x)

fator=83.6/curso

```