

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

HUMBERTO YUKI HIGA

ESTUDO E PROPOSIÇÃO PARA REDUÇÃO DE CONSUMO DO  
MOTOR FLEX-FUEL

SÃO PAULO  
2011

HUMBERTO YUKI HIGA

4942328

ESTUDO E PROPOSIÇÃO PARA REDUÇÃO DE CONSUMO DO  
MOTOR FLEX-FUEL

Trabalho de Formatura PME2600  
Projeto Integrado III.

Área de Concentração:  
Engenharia Mecânica.

Orientador:  
Prof. Dr. Marcos de Mattos Pimenta

SÃO PAULO  
2011

## FICHA CATALOGRÁFICA

Higa, Humberto Yuki

Estudo e proposição de redução de consumo do motor flex-fuel / H.Y. Higa. – São Paulo, 2011.

75 p.

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

1. Motores de combustão interna 2. Combustíveis (Rendimento; Redução) 3. Consumo 4. Etanol 5. Flex-fuel I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.

## Resumo

Inicialmente, o presente trabalho fez uma recordação histórica que culminou na criação dos motores Flex-Fuel. Também uma revisão bibliográfica foi necessário para o melhor entendimento da problemática do motor Flex-Fuel, ou seja, entender melhor o porquê esse tipo de motor consumir mais do que seus equivalentes movidos a um combustível só. Também foram abordadas algumas questões tecnológicas como a da Sonda Lambda e alguns conceitos teóricos também foram discutidos. Foi proposto um modelo matemático de uma combustão no motor e foi realizada uma simulação com o programa *SCILAB*. Feito isso, uma simulação foi realizada com a proposta de usar a tecnologia *Downsizing*. Por fim, foi feita a análise dos resultados e feita a conclusão.

Palavras-chave: Motor de Combustão Interna (MCI), Flex-Fuel, Rendimento, Consumo, Etanol, Downsizing.

## **Abstract**

Initially, this work made a historical that culminated in the creation of Flex-Fuel engine. Also a literature review was needed to better understand the problem of flex-fuel engines, or better understand why this type of engine to consume more. Also discussed were some technological issues such as the Lambda Sensor and some theoretical concepts were also discussed. We proposed a mathematical model of a combustion engine and the simulation was carried out with the program *SCILAB*. This simulation was performed with the proposal to use technology *Downsizing*. Finally, the analysis was made, and the results and the conclusion were obtained.

Keywords: Internal Combustion Engine (ICE), Flex-Fuel, Consumption, Ethanol, Downsizing.

# Sumário

|  | Pág.      |
|--|-----------|
| <b>1.Introdução.....</b>   | <b>11</b> |
| <b>2.Breve história.....</b>   | <b>11</b> |
| 2.1.Pró-álcool.....  | 11        |
| 2.2. O motor Flexível.....   | 14        |
| 2.3 Perspectivas ambientais e comerciais.....                          | 16        |
| 2.4. Curiosidades.....   | 17        |
| 2.4.1. Ford-T.....   | 17        |
| 2.4.2. Buick Regal Turbo Flex 2011.....                                | 18        |
| <b>3. Revisão teórica sobre motores a combustão interna.....</b>       | <b>19</b> |
| 3.1. Ciclo mecânico.....   | 23        |
| 3.2. Ciclo termodinâmico.....  | 25        |
| <b>4. Motor Flex-Fuel.....</b>   | <b>28</b> |
| 4.1. Equacionamento básico e pré-análise do consumo do motor Flex..... | 28        |
| 4.1.1. Octanagem do combustível.....                                   | 31        |
| 4.2. Pré-análise de dados reais.....                                   | 33        |
| 4.2.1.Funcionamento básico do motor Flex.....                          | 35        |
| 4.3. Características dos combustíveis.....                             | 36        |
| 4.3.1. Gasolina.....   | 36        |
| 4.3.2. Etanol.....   | 37        |
| 4.4. Relação ar/combustível da mistura e a sonda Lambda.....           | 38        |
| 4.5.Modelagem termodinâmica.....                                       | 42        |
| 4.5.1.Modelo zero-dimensional.....                                     | 43        |
| 4.6. Modelo proposto de um MCI em uma análise termodinâmica.....       | 44        |
| 4.6.1.Diferença entre o Ciclo Otto e o motor real.....                 | 44        |
| 4.6.2. Perda de calor por convecção.....                               | 48        |
| 4.6.3.Cálculo do coeficiente de transferência de calor.....            | 49        |
| 4.6.4. Cálculo do calor específico.....                                | 49        |
| 4.6.5. Equacionamento do motor.....                                    | 55        |
| 4.6.6. Cálculo da variação da temperatura na câmara de combustão.....  | 57        |
| 4.6.7. Cálculo da pressão da câmara de combustão.....                  | 57        |
| 4.7. Simulação e resultados do programa.....                           | 58        |

|   |           |
|---|-----------|
| 4.8. Análise, simulação e resultados da solução proposta: <i>Downsizing</i> ..... | 62        |
| <b>5- Conclusão.....</b>  | <b>70</b> |
| <b>7. Sugestões para trabalho futuro.....</b>                                     | <b>70</b> |
| <b>8. Referências bibliográficas.....</b>   | <b>71</b> |

## Lista de figuras.

- Figura 1: Fiat 147 1978 a álcool.
- Figura 2: Dodge 1800 1975 a álcool.
- Figura 3: Produção de açúcar versus álcool período 1975-2000
- Figura 4: Vendas de carro a álcool e gasolina.
- Figura 5: Volkswagen Total Flex 1.6 2003
- Figura 6: Sistema de Injeção eletrônica Flex-Fuel.
- Figura 7: Ford T 1910
- Figura 8: Buick Regal Flex-Fuel
- Figura 9: Buick Regal Flex-Fuel
- Figura 10: Aero-Willys 1959
- Figura 11: Rural Willys 1960
- Figura 12: Willys CJ 1961
- Figura 13: Vista em corte do motor Willys-Overland do Brasil
- Figura 14: Vista em corte do motor Willys-Overland do Brasil
- Figura 15: Vista em corte do motor Willys-Overland do Brasil
- Figura 16: Ciclo do Motor a Combustão Interna.
- Figura 17: Diagrama p-v para Ciclo Otto
- Figura 18: Diagrama T-s para Ciclo Otto
- Figura 19: Diagrama p-v para Ciclo real
- Figura 20: Diagrama rendimento e taxa de compressão.
- Figura 21: Pistão com furo devido a detonação.
- Figura 22: Vela danificada devido a detonação.
- Figura 23: Esquema do funcionamento do motor Flex
- Figura 24: Curva da reação da Sonda Lambda.
- Figura 25: Detalhe internos e de instalação da *Sonda Lambda*.
- Figura 26: Detalhe externo da *Sonda Lambda*
- Figura 27: Diferença de queima do ciclo Otto com Wiebe (DE MELO, 2007)
- Figura 28: Queima do ciclo Otto com Wiebe (Heywood, 1988, DE MELO, 2007)
- Figura 29: Queima do ciclo Otto com Wiebe (DE MELO, 2007)
- Figura 30: Queima do ciclo Otto com Wiebe (DE MELO, 2007)
- Figura 31: Rendimento da combustão.

Figura 32: Variação do calor específico da gasolina

Figura 33: Variação do calor específico do etanol

Figura 34: Variação do calor específico do gás carbono.

Figura 35: Variação do calor específico do oxigênio.

Figura 36: Variação do calor específico do nitrogênio.

Figura 37: Variação do calor específico da gasolina e etanol.

Figura 38: Variação do calor específico do ar e dos produtos da combustão do etanol.

Figura 39: Variação do calor específico do ar e dos produtos da combustão da gasolina.

Figura 40: Desenho de um MCI (DE MELLO.2007)

Figura 41: Pressão versus ângulo do girabrequim para motor 1.8.

Figura 42: Pressão versus volume da câmara de combustão para motor 1.8.

Figura 43: Pressão versus ângulo do girabrequim para motor 1.8 (etanol rico).

Figura 44: Pressão versus volume da câmara de combustão para motor 1.8(etanol rico).

Figura 45: Consumo por combustão

Figura 47: Motor 1.0 Ford Ecoobost.

Figura 48: VW Gol 1.0 16V Turbo.

Figura 49: Motor VW AT 1.0 16V Turbo

Figura 50: Ford Fiesta Supercharger

Figura 51: Motor Ford Zetec 1.0 Supercharged, com destaque no compressor.

Figura 52: Mapa do consumo específico

Figura 53: Força sobre o pistão versus ângulo do girabrequim.

Figura 54: Pressão versus ângulo do girabrequim.

Figura 55: Pressão versus volume da câmara de combustão.

Figura 57: Consumo por combustão

## Lista de tabelas.

Tabela 01: Vendas de veículos de acordo com o tipo de combustível.

Tabela 02: Chevrolet Monza 1989

Tabela 03: Chevrolet Vectra 2010

Tabela 04: Ford Focus 1.6 Flex

Tabela 05: Ford Focus 2.0 Gasolina

Tabela 06: Toyota Corolla 1.6 gasolina

Tabela 07: Toyota Corolla 1.8 Flex

Tabela 08: Características da gasolina.

Tabela 09: Características do etanol.

Tabela 10: Razão Ar/Combustível e resposta do sensor.

Tabela 11: Constantes dos reagentes e produtos da combustão.

Tabela 12: Dados do motor 1.8

Tabela 13: Dados do motor 1.0 *Downsizing*

## 1- Introdução.

Usualmente, os fabricantes de automóveis brasileiros, privilegiam uma taxa de compressão para um tipo de combustível, ou então usam uma taxa de compressão intermediária nos motores de combustão interna do tipo Flex-Fuel. Ambos os casos, de uma forma ou outra, o motor não funciona de forma eficiente, já que a taxa de compressão sempre é mantida constante tanto para a gasolina, quanto para o etanol. Dessa forma, o motor consumirá mais combustível e emitirá poluentes em maior quantidade comparando com um automóvel monocombustível. Intuito do presente trabalho é estudar o funcionamento dos motores Flex-Fuel e propor uma solução no que diz respeito no menor consumo.

## 2. Breve história.

### 2.1- Pró-álcool.

Com a crise do petróleo instalada na década de 70 (1973), promovida pelos países membros da OPEP, instigou nações dependentes do óleo mineral a buscar alternativas energéticas que pudessem substituir o petróleo de maneira mais adequada possível. No caso do Brasil, através do decreto nº 76.593 de 1975, cria-se o *Pró-álcool*. O programa visava substituir a escassa gasolina pelo álcool etílico carburante. A época da crise do petróleo, cerca de 80% do álcool era importado. Logo após, primeiras experiências com este tipo de combustível estavam sendo realizadas pelo *Centro Técnico Aeroespacial (CTA)* em São José dos Campos em conjunto com a *Chrysler-Dodge* oferecendo um modelo denominado de *Dodge 1800*. Com a pós implantação do programa, em 1976, o Brasil já produziria cerca de 600 milhões de litros. Em 1980, 3,4 bilhões e em 1987, 12,3 bilhões de litros de álcool etanol. O primeiro carro lançado comercialmente no Brasil movido a esse tipo de combustível, foi o Fiat 147 em 1978. Popularmente, era conhecido como *Cachacinha*.



Figura 1: Fiat 147 1978 a álcool.

Fonte: g1.globo.com



Figura 2: Dodge 1800 1975 a álcool.

Fonte: <http://www.iae.cta.br/?action=motor>

A partir daí, automóveis com esse tipo de combustível tiveram uma participação cada vez maior. A propaganda era muito forte e o mote era *Carro a álcool: você ainda terá um*. Já em 1986, praticamente 90% dos carros de passeio vendidos no Brasil era movida a esse tipo de combustível. Porém, o *Pró-álcool* começou a ruir quando o preço internacional do petróleo começou a baixar muito ao mesmo tempo em que o preço do açúcar

começou a subir. Pela Lei da demanda e oferta, os usineiros preferiram produzir mais açúcar do que o álcool.

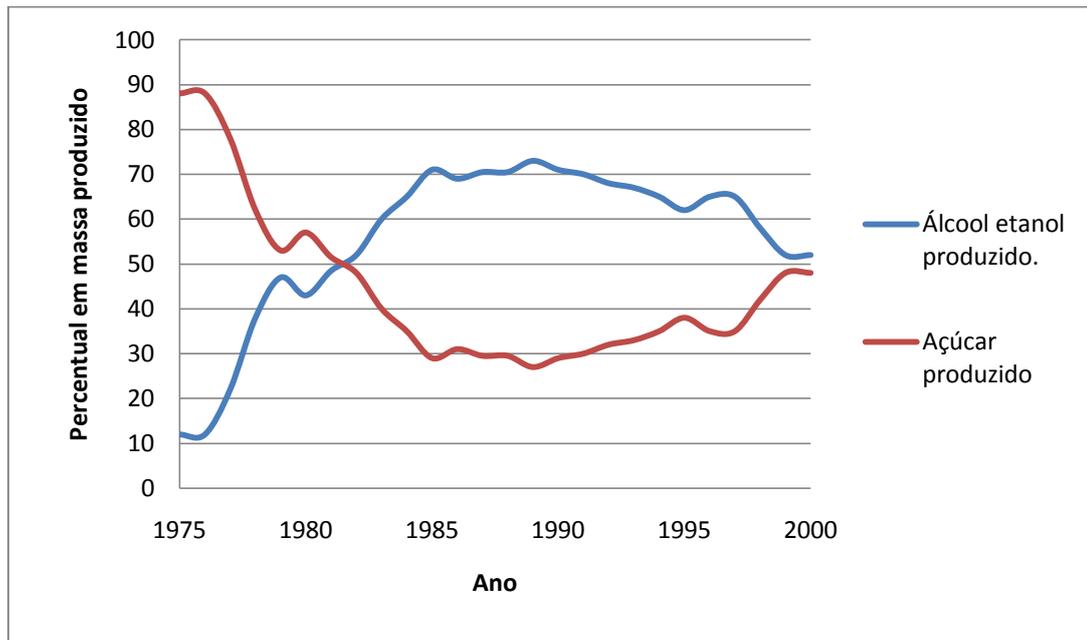


Figura 3: Produção de açúcar versus álcool período 1975-2000

Fonte: UNICA

Logo, o combustível começou a deixar de ser oferecido regularmente para o mercado e o aumento de preço foi considerável. Com crises sucessivas de abastecimento aliadas ao maior consumo do álcool pelos automóveis a esse tipo de combustível, levaram à descrença do consumidor na motorização à álcool. Já em 1989, automóveis a gasolina superaram em vendas comparando a aquelas movidas a etanol. De 1990 até o ano 2000, carros à álcool se tornou irrelevante. O *Pro-álcool* estava à beira do fracasso.

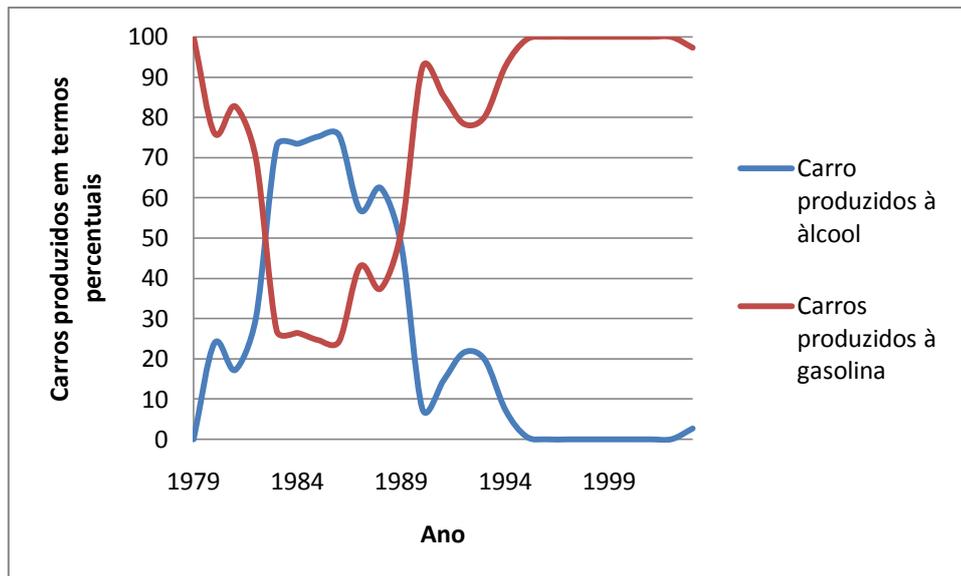


Figura 4: Vendas de carro a álcool e gasolina. Fonte: UNICA

## 2.2- O motor flexível.

O álcool combustível só se tornou interessante para o consumidor em uso automotivo com a tecnologia flexível. A novidade possibilitava ao motorista, abastecer o tanque de acordo com o preço do álcool/gasolina. O primeiro carro a ser lançado com essa tecnologia foi o *Volkswagen Gol Total Flex*, lançado em abril de 2003.



Figura 5: Volkswagen Total Flex 1.6 2003

Fonte: [www2.uol.com.br](http://www2.uol.com.br)

O sistema de injeção de combustível fora desenvolvida pela *Magnetti-Marelli*. A Bosch também vinha desenvolvendo esse sistema e em junho daquele mesmo ano, juntamente com a *Ford*, lança o *Fiesta Flex-Fuel*. A *GM* lança no mesmo mês, o *Corsa Flexpower* juntamente com a tecnologia da *Delphi*.

Atualmente (2010), carros com esse tipo de motorização representa quase que 80% da produção brasileira de automóveis de passeio.

Tabela 1: Vendas de veículos de acordo com o tipo de combustível. Fonte: Anfavea.

|                            | Janeiro        | Fevereiro      | Março          | Abril          | Maior          | Junho          | Julho          | Agosto         | TOTAL            |
|----------------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|------------------|
| <b>TOTAL GERAL</b>         | <b>245.890</b> | <b>250.510</b> | <b>339.749</b> | <b>292.060</b> | <b>323.868</b> | <b>306.357</b> | <b>318.318</b> | <b>338.939</b> | <b>2.415.691</b> |
| <b>1. AUTOMÓVEIS</b>       | <b>192.700</b> | <b>195.684</b> | <b>265.918</b> | <b>223.580</b> | <b>254.159</b> | <b>236.398</b> | <b>249.065</b> | <b>262.394</b> | <b>1.879.898</b> |
| GASOLINA                   | 40.597         | 40.272         | 47.405         | 41.086         | 46.762         | 46.650         | 51.835         | 57.475         | 373.962          |
| FLEX FUEL                  | 151.230        | 154.232        | 217.161        | 181.264        | 204.492        | 188.821        | 196.398        | 203.980        | 1.497.578        |
| ÁLCOOL                     | 81             | 85             | 80             | 52             | 75             | 118            | 13             | 0              | 504              |
| DIESEL                     | 792            | 1.095          | 1.272          | 1.198          | 830            | 909            | 819            | 939            | 7.854            |
| <b>2. COMERCIAIS LEVES</b> | <b>38.124</b>  | <b>38.264</b>  | <b>52.528</b>  | <b>48.783</b>  | <b>49.636</b>  | <b>49.453</b>  | <b>47.732</b>  | <b>54.030</b>  | <b>378.550</b>   |
| GASOLINA                   | 5.986          | 5.694          | 7.773          | 7.930          | 7.359          | 8.861          | 8.137          | 9.035          | 60.775           |
| FLEX FUEL                  | 25.748         | 24.524         | 34.849         | 31.714         | 33.046         | 31.715         | 31.720         | 34.994         | 248.110          |
| DIESEL                     | 6.390          | 8.046          | 10.106         | 9.139          | 9.231          | 8.877          | 7.875          | 10.001         | 69.665           |
| <b>3. CAMINHÕES</b>        | <b>11.595</b>  | <b>13.379</b>  | <b>17.005</b>  | <b>15.654</b>  | <b>15.749</b>  | <b>16.166</b>  | <b>17.660</b>  | <b>18.200</b>  | <b>125.408</b>   |
| DIESEL                     | 11.595         | 13.379         | 17.005         | 15.654         | 15.749         | 16.166         | 17.660         | 18.200         | 125.408          |
| <b>4. ÔNIBUS</b>           | <b>3.471</b>   | <b>3.183</b>   | <b>4.298</b>   | <b>4.043</b>   | <b>4.324</b>   | <b>4.340</b>   | <b>3.861</b>   | <b>4.315</b>   | <b>31.835</b>    |
| DIESEL                     | 3.471          | 3.183          | 4.298          | 4.043          | 4.324          | 4.340          | 3.861          | 4.315          | 31.835           |

Essa tecnologia que conhecemos hoje, não é exclusividade brasileira. Ela provém de experiências realizadas nos Estados Unidos. Ressentidos pela crise de petróleo, o governo federal dos EUA aprovaram em 1988, a lei *Ato dos Combustíveis Alternativos*. Essa lei estimulava o desenvolvimento de veículos Flex e limitava a mistura de álcool/gasolina em 85%. Atualmente, esse tipo de combustível é denominado nos EUA como *E-85*. A tecnologia Flex só foi possível ser implantada devido ao uso da injeção eletrônica, já disponível em grande escala no mercado norte-americano. Isso possibilitou implementar algoritmos que modificavam a resposta da injeção do combustível de acordo com o combustível misturado, utilizando sensores e software disponíveis no sistema.

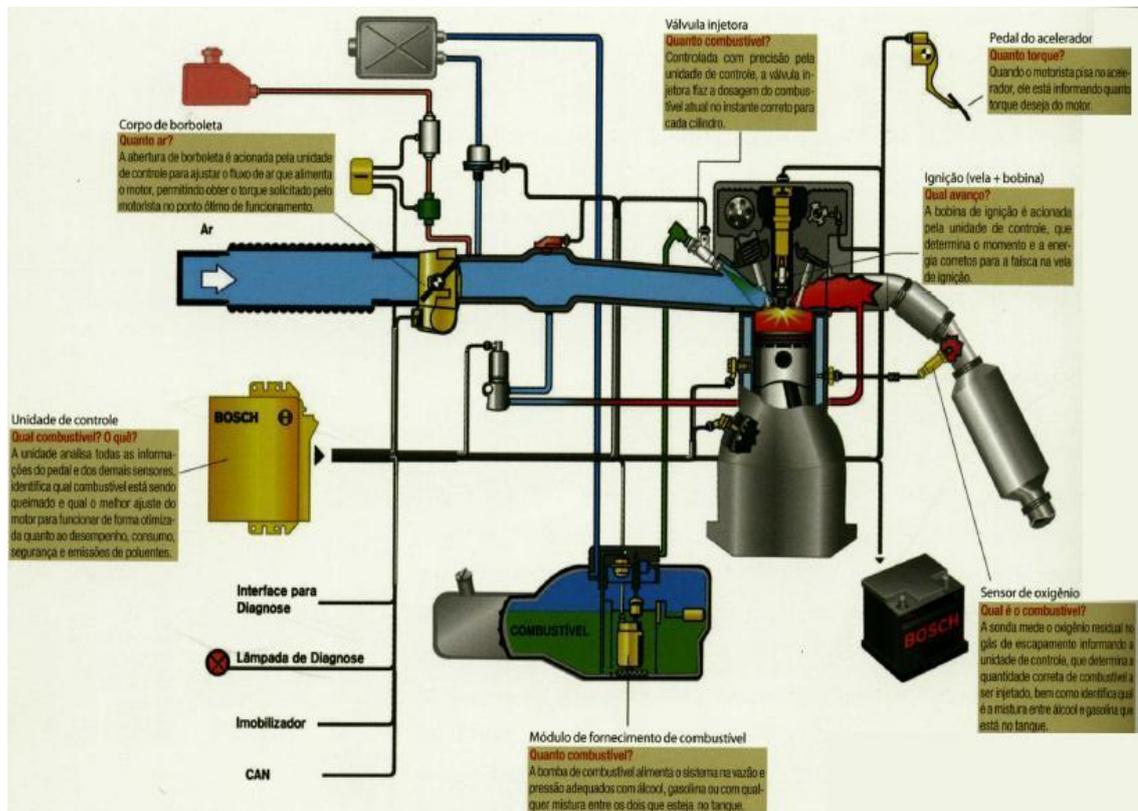


Figura 6: Sistema de Injeção eletrônica Flex-Fuel.

Fonte: [www.redetec.org.br](http://www.redetec.org.br)

O primeiro fabricante de sistemistas a pesquisar essa tecnologia foi a filial da *Bosch* nos Estados Unidos. Já em 1992, a *General Motors* lança o primeiro carro Flex. Estima-se que cerca de 2,5 milhões de unidades, foram vendidas entre os anos de 1992 a 2005.

No Brasil, esta tecnologia foi desenvolvida a partir de 1994 pela *Bosch*. Paralelamente, a *Magneti-Marelli* também começou a desenvolver o sistema em 1999 e ela foi a pioneira a lançar no mercado, essa tecnologia em 2003 com o *Volkswagen Gol 1.6 TotalFlex*.

### 2.3. Perspectivas ambientais e comerciais.

Em termos ambientais, na perspectiva brasileira e não mundial, o Flex é imbatível na questão de emissões do gás carbono. Basicamente, o gás carbono que é liberado durante a combustão do etanol, é reabsorvido a partir do plantio da cana de açúcar, ou seja, o ciclo do gás carbono se fecha. Um outro dado importante, uma mistura simples de apenas 25% na

gasolina(o que de fato é realizado no Brasil) é tão eficaz na redução de gás carbono quanto um carro híbrido movida por gasolina pura. Ou seja, é uma solução muito mais simples e barata que os caros híbridos se considerarmos uma perspectiva de curto e médio prazo. A diferença de preço de um modelo convencional a gasolina com um modelo Flex, não é mais que 150 dólares enquanto que se compararmos com um modelo híbrido com um modelo convencional, o preço supera os 30% do valor total do carro e esse preço é com incentivos governamentais.

## 2.4- Curiosidades.

### 2.4.1. Ford T.

O primeiro carro Flex vendido no mundo foi o *Ford T*. A venda não foi em larga escala, apenas para clientes específicos. Este *Ford*, possuía um carburador com injeção ajustável, bem como a sua ignição. *Henry Ford* defendeu o uso do álcool, nem com a *Lei Seca* o desestimulou. Apesar disso, o uso da gasolina é que prevaleceu devido a baixo custo da época.



Figura 7: Ford T 1910

Fonte: [www.webmotors.com.br](http://www.webmotors.com.br)

#### 2.4.2. Buick Regal Turbo Flex 2011.

Recentemente, a *Buick*, divisão pertencente à *General Motors*, anunciou que lançará nos meados de 2011 um modelo Flex, com *Turbo* e *Injeção Direta* de combustível. O automóvel em questão, utilizará uma mistura de combustível até numa graduação de 85% em volume de etanol. Esse tipo de combustível denomina-se de E-85. Existe a perspectiva que com o uso do *Turbo* e da *Injeção Direta*, a flexibilidade do modelo seja melhor aproveitada do que é feito atualmente. O projeto é proveniente da Europa da *Opel*, divisão europeia da *GM*.



Figura 8: Buick Regal Flex-Fuel

Fonte: <http://green.autoblog.com/2010/05/03/all-2011-buick-regals-to-be-flex-fuel-capable-from-this-fall/>



Figura 9: Buick Regal Flex-Fuel

Fonte: <http://green.autoblog.com/2010/05/03/all-2011-buick-regals-to-be-flex-fuel-capable-from-this-fall/>

### 3. Revisão teórica sobre motores a combustão interna(MCI) .

Basicamente, o motor de combustão interna é uma máquina térmica que envolve a combustão do seu fluido de trabalho, interna ao seu bloco do motor. Pode ser classificado de acordo com a sua configuração de funcionamento, tais como ser de 2 ou 4 tempos, por ignição de centelha ou por combustão espontânea, por injeção direta ou indireta entre outras. Porém, neste presente trabalho, abordaremos aspectos de um motor a combustão interna de 4 tempos por ignição de centelha com pistão alternativo e injeção indireta. A seguir, está uma figura esquemática de um motor 6 cilindros que equipou a linha Willys-Overland do Brasil(Aero Willys, Jeep e Rural Willys) nos anos de 1958 a 1962.O motor era denominado de BF-161.



Figura 10: Aero-Willys 1959

Fonte:

[http://www.carroantigo.com/portugues/conteudo/curio\\_nacionais\\_willys.htm](http://www.carroantigo.com/portugues/conteudo/curio_nacionais_willys.htm)



Figura 11: Rural Willys 1960

Fonte: [http://www.carroantigo.com/portugues/conteudo/curio\\_nacionais\\_willys.htm](http://www.carroantigo.com/portugues/conteudo/curio_nacionais_willys.htm)



Figura 12: Willys CJ 1961

Fonte: [http://www.carroantigo.com/portugues/conteudo/curio\\_nacionais\\_willys.htm](http://www.carroantigo.com/portugues/conteudo/curio_nacionais_willys.htm)

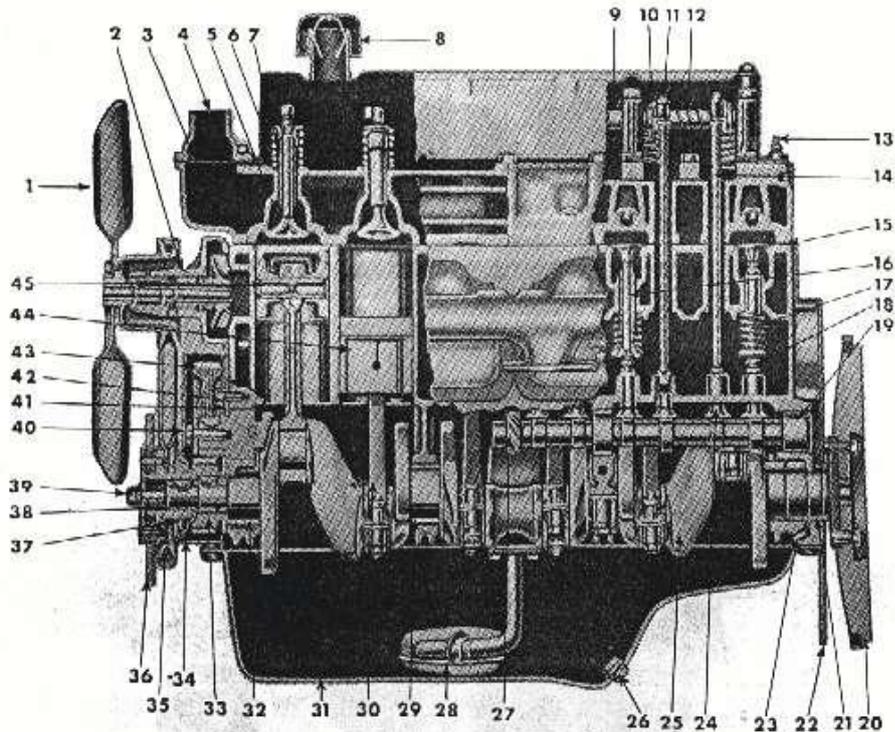


Fig. 8. Corte vertical do motor BF-161, visto de lado

- |  |   |
|--|---|
| 1 Ventilador   | 25 Árvore de manivelas (virabrequim)                        |
| 2 Bomba d'água   | 26 Bujão de escoamento do cárter                            |
| 3 Afastamento para válvula termostática                      | 27 Engrenagem de comando de bomba de óleo                   |
| 4 Conexão de saída da água                                   | 28 Filtro-boia (pescador) de óleo                           |
| 5 Válvula de admissão  | 29 Casquilho (bronzina) de mancal                           |
| 6 Mola da válvula de admissão                                | 30 Biela  |
| 7 Guia da válvula de admissão                                | 31 Cárter do motor  |
| 8 Tampa do tubo de enchimento do óleo do cárter, com respiro | 32 Casquilho de mancal da árvore de manivelas               |
| 9 Eixo dos balancins   | 33 Engrenagem da árvore de manivelas                        |
| 10 Balancim  | 34 Cárter (tampa) da distribuição                           |
| 11 Parafuso de regulagem                                     | 35 Polia do motor   |
| 12 Mola do eixo dos balancins                                | 36 Disco amortecedor de vibração                            |
| 13 Tubo de entrada de óleo                                   | 37 Vedador de óleo  |
| 14 Haste de comando do balancim                              | 38 Placa dianteira do motor                                 |
| 15 Junta do cabeçote   | 39 Parafuso da engrenagem da árvore de manivelas            |
| 16 Guia da válvula de escapamento                            | 40 Parafuso da engrenagem da árvore de comando das válvulas |
| 17 Mola da válvula de escapamento                            | 41 Espaçador de folga da árvore de comando das válvulas     |
| 18 Parafuso de regulagem da folga da válvula                 | 42 Calço de folga da árvore de comando das válvulas         |
| 19 Árvore de comando das válvulas                            | 43 Engrenagem da árvore de comando das válvulas             |
| 20 Volante do motor  | 44 Êmbolo (pistão)  |
| 21 Vedador de óleo   | 45 Pino do êmbolo   |
| 22 Placa traseira do suporte do motor                        |   |
| 23 Canal de retorno do óleo                                  |   |
| 24 Tucho de válvula  |   |

Figura 13: Vista em corte do motor Willys-Overland do Brasil

Fonte: Manual Willys-Overland do Brasil.

## MOTOR

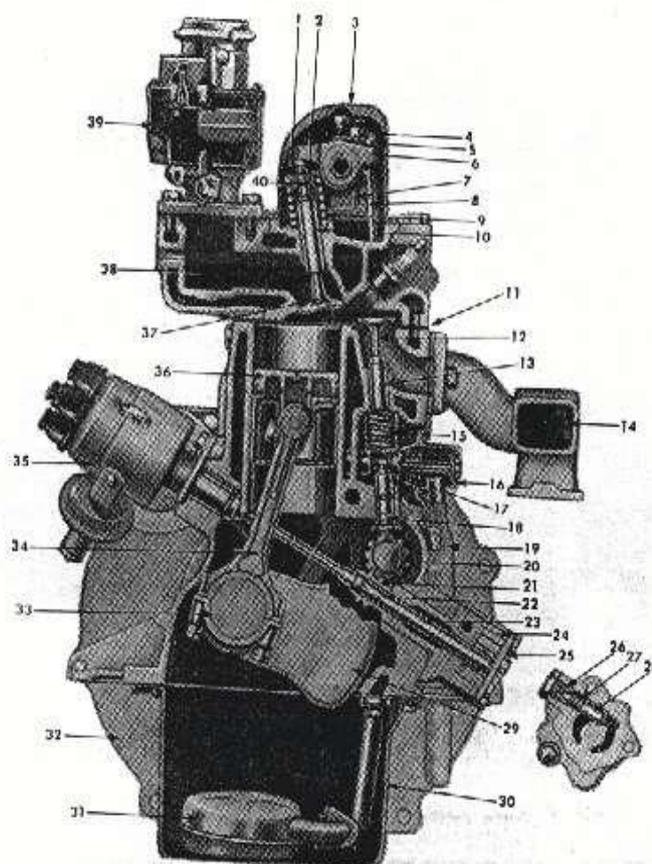


Fig. 9. Corte vertical do motor BF-161, visto de frente

- |   |   |
|---|---|
| 1 Prato de retenção da mola da válvula de admissão          | 21 Engrenagem da bomba de óleo                                  |
| 2 Trava do prato de retenção da mola da válvula de admissão | 22 Pino de retenção da engrenagem da bomba de óleo              |
| 3 Tampa dos balancins                                       | 23 Eixo da bomba de óleo  |
| 4 Parafuso de ajustagem                                     | 24 Bomba de óleo  |
| 5 Porca-trava do parafuso de ajustagem                      | 25 Tampa da bomba de óleo                                       |
| 6 Balancim  | 26 Bujão de retenção da mola da válvula de regulagem da pressão |
| 7 Suporte do eixo dos balancins                             | 27 Mola da válvula reguladora da pressão do óleo                |
| 8 Haste de comando dos balancins                            | 28 Êmbolo da válvula da pressão do óleo                         |
| 9 Mola da válvula de admissão                               | 29 Árvore de manivelas (virabrequim)                            |
| 10 Guia da válvula de admissão                              | 30 Cárter do motor  |
| 11 Junta do cabeçote  | 31 Filtro-bola de óleo  |
| 12 Válvula de escapamento                                   | 32 Placa traseira suporte da motor                              |
| 13 Guia da válvula de escapamento                           | 33 Casquilho (bronzina) de biela                                |
| 14 Coletor de escapamento                                   | 34 Biela  |
| 15 Mola da válvula de escapamento                           | 35 Distribuidor   |
| 16 Respiro da bloca do motor                                | 36 Êmbolo (pistão)  |
| 17 Deflector do motor                                       | 37 Válvula de admissão  |
| 18 Tucha da válvula de escapamento                          | 38 Coletor de admissão  |
| 19 Tubo do respiro da bloca do motor                        | 39 Carburador   |
| 20 Engrenagem de acionamento da bomba de óleo               | 40 Vedador de óleo da válvula de admissão                       |

Figura 14: Vista em corte do motor Willys-Overland do Brasil

Fonte: Manual Willys-Overland do Brasil.

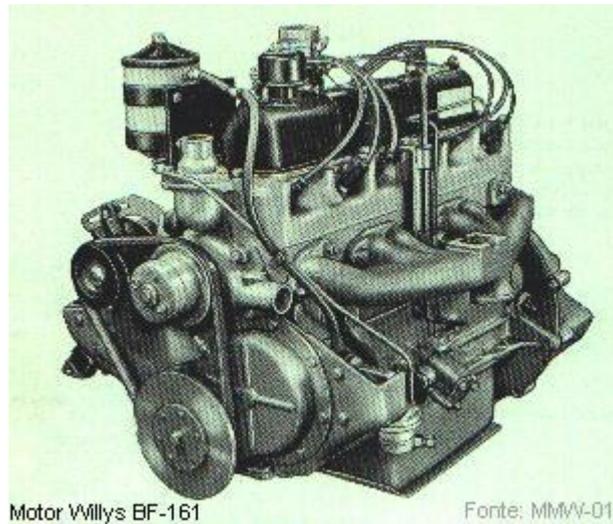


Figura 15: Vista em corte do motor Willys-Overland do Brasil  
Fonte: Manual Willys-Overland do Brasil.

### 3.1. Ciclo mecânico.

Resumidamente, o ciclo mecânico restringe ao tempo de aberturas das válvulas, da ignição e do movimento alternativo do pistão. Pode-se dividir o ciclo em 4 tempos. São elas.

- Admissão: O pistão desloca-se no sentido descendente no intuito de aspirar a mistura combustível/ar que se encontra no coletor/cabeçote. Essa admissão é possível devido a abertura da válvula de admissão. No ponto mais baixo do deslocamento do pistão, denomina-se de PMI (Ponto Morto Inferior).
- Compressão: No PMI, o volume ocupado é o máximo. Sendo assim, a válvula de admissão fecha-se e inicia o deslocamento do pistão de forma ascendente até atingir o ponto mais alto. Denominamos este ponto de PMS (Ponto Morto Superior). Nesta condição, a compressão é máxima.
- Combustão/Expansão: A combustão inicia-se praticamente no PMS, na verdade ocorre um pouco antes. O início do processo da queima do combustível, se dá através de uma vela de ignição que fornece

energia para a reação em cadeia. A combustão ocorre praticamente a volume constante. Com esse fenômeno, ocorre um aumento da temperatura considerável e com a coexistência de um pico de pressão. Conseqüentemente, o fluido fornece trabalho no movimento descendente do pistão, expandindo o volume ocupado.

- Escape: Com a descida do pistão, um pouco antes do PMI, abre-se a válvula de escape. Os gases queimados ou não, são expulsos por conta própria devido a pressão residual da combustão. Para que a expulsão se dê uma maneira mais completa, o pistão move em direção ascendente na direção do PMS com a válvula de escape aberta, sendo assim, praticamente todo gás residual é expulso.

Com esses 4 tempos, o ciclo se encerra. Sendo assim, com o movimento alternativo do pistão, converte-se a força e a energia gerada pelo ciclo de potência da combustão em movimento rotativo através da biela e girabrequim. A figura a seguir ilustra bem o ciclo.

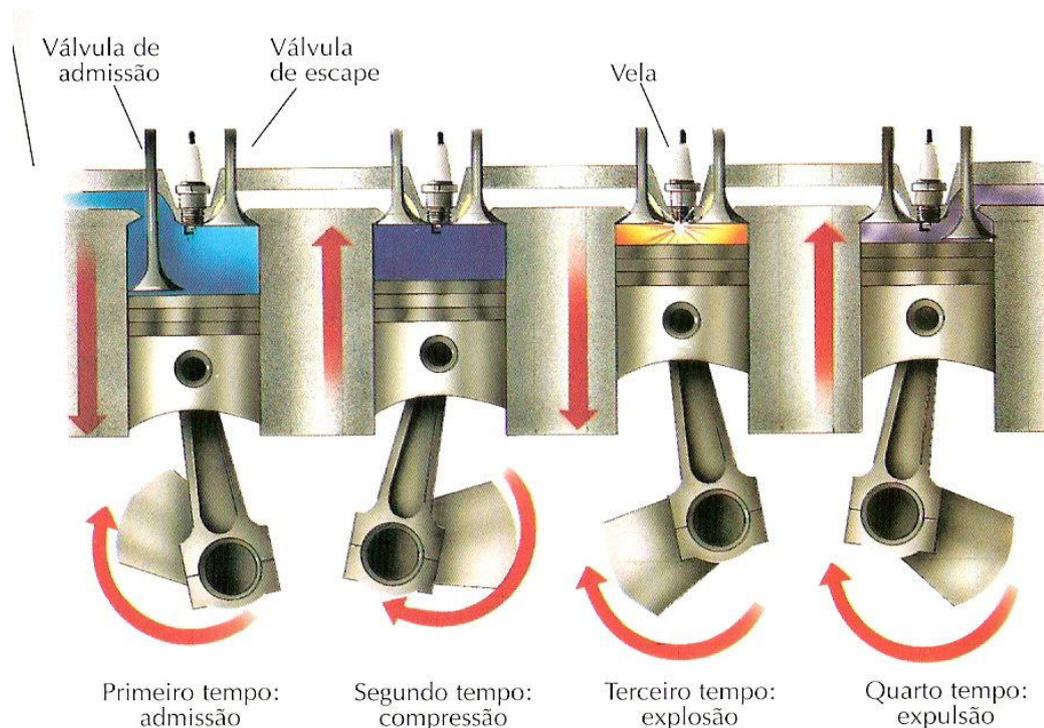


Figura 16: Ciclo do Motor a Combustão Interna.

Fonte:

[http://4.bp.blogspot.com/\\_TmCihpsmK8Q/TKCPHEBeoSI/AAAAAAAAAFw/k9FIGqfj3Q/s1600/av2-alcool.html\\_m63dcf6bd.jpg](http://4.bp.blogspot.com/_TmCihpsmK8Q/TKCPHEBeoSI/AAAAAAAAAFw/k9FIGqfj3Q/s1600/av2-alcool.html_m63dcf6bd.jpg)

### 3.2. Ciclo termodinâmico.

Apesar na termodinâmica definir *Ciclo* em processos fechados, contínuos e com recirculação, para fins de análise, é possível uma comparação com processos abertos que é o caso de um motor a combustão interna para o *Ciclo Otto*. Para isso, desde já são aplicadas algumas hipóteses simplificadoras, tais como:

- O processo de combustão é substituído pelas trocas de calor com o meio.
- O fluido de trabalho se comporta como um gás perfeito.
- A combustão não interfere no calor específico e se mantém constante durante o processo.
- As transformações são internamente reversíveis.

Com essas hipóteses, definimos como motor de *Ciclo Otto*. No caso real, o *Ciclo Otto* não se aplica, devido às irreversibilidades do sistema e das constantes variarem durante o ciclo, entre outros. No rigor científico, erroneamente, muitos profissionais do setor automotivo, afirmam que um tipo de motor real é o próprio motor de *Ciclo Otto*. Esse tipo de ciclo pressupõe que tais hipóteses simplificadoras sejam seguidas no mundo real, o que não é verdade. Porém, o *Ciclo Otto* é a maneira mais próxima de avaliarmos um motor real. É adequado para uma análise qualitativa.

Pode-se representar o ciclo através de diagramas p-v (Pressão-Volume específico) e T-s (Temperatura-Entropia):

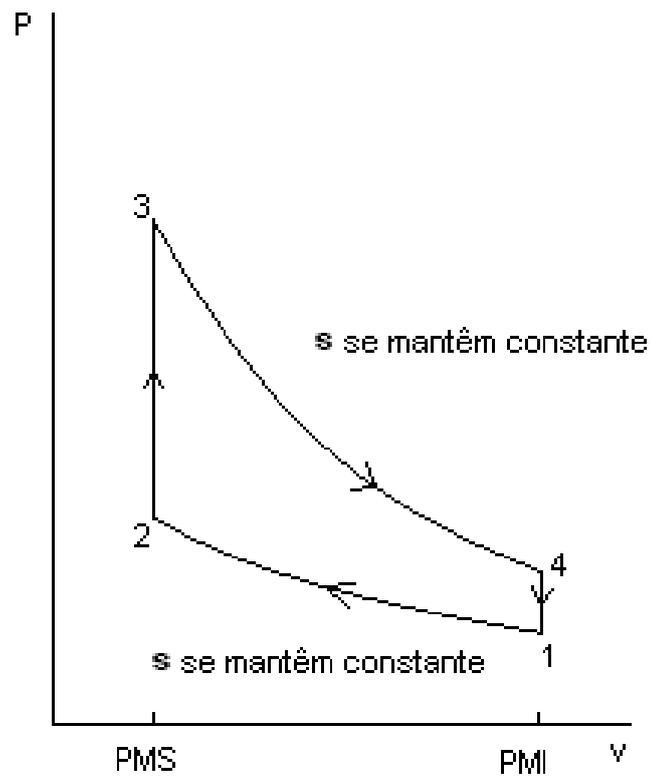


Figura 17: Diagrama p-v para Ciclo Otto

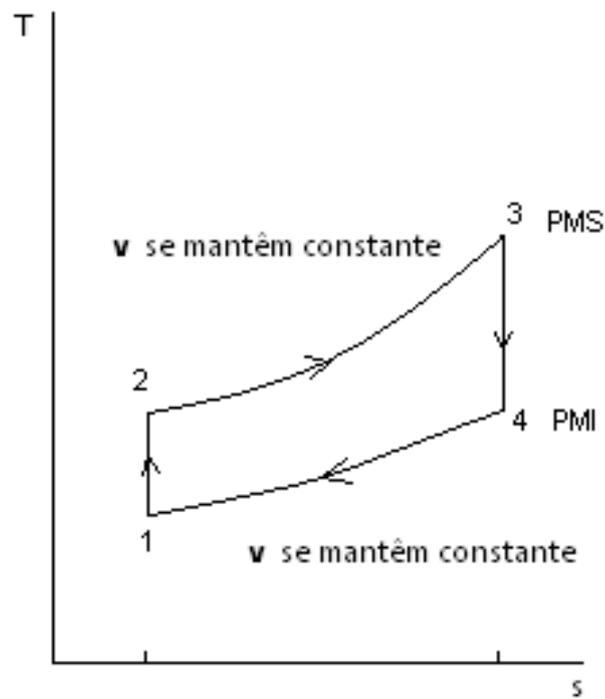


Figura 18: Diagrama T-s para Ciclo Otto

Temos pela figura, o ciclo termodinâmico:

- De 1 para 2: Ocorre a compressão e conseqüente aumento de temperatura e pressão. É um fenômeno isoentrópico devido as hipóteses simplificadores citadas. O fluido recebe trabalho da inércia do motor através proveniente do volante do motor.
- De 2 para 3: Ocorre o processo de combustão e o aumento da temperatura é significativa, bem como surge o pico de pressão simultaneamente. O sistema ganha calor devido a combustão.
- De 3 para 4: O processo de expansão é verificado e pelas hipóteses, é isoentrópico. Nesse momento, o fluido fornece trabalho ao sistema.
- De 4 para 1: Ocorre o descarte do calor.

Para um motor real, desconsiderando todas hipóteses simplicadoras, teremos.

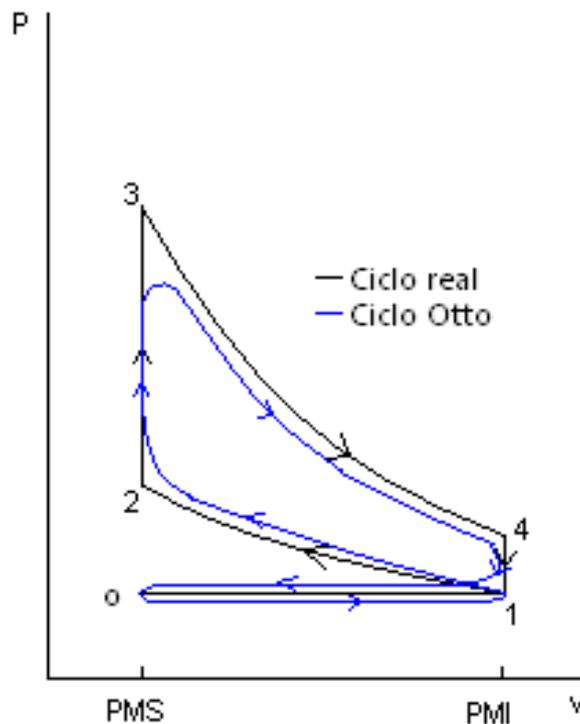


Figura 19: Diagrama p-v para Ciclo real

Como se observa, para o motor real é o que está representado pelo traço vermelho, e acrescentando:

- De 0 para 1: Ocorre a admissão da mistura ar/combustível.
- De 1 para 0: Ocorre a expulsão dos gases.

## 4. Motor Flex-Fuel.

### 4.1. Equacionamento básico e pré-análise do consumo do motor Flex.

Um dos parâmetros para avaliarmos as características do motor é o rendimento térmico. A fórmula é dada a seguir:

$$\eta_{Térmico} = 1 - \frac{Q_s}{Q_e} \quad (1)$$

Sendo que:

$$\dot{Q}_e = \dot{m} \cdot c_v \cdot (T_4 - T_1) \quad (2)$$

$$\dot{Q}_s = \dot{m} \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2) \quad (3)$$

$\dot{Q}_e \Rightarrow$  Calor que entra

$\dot{Q}_s \Rightarrow$  Calor que sai

$\dot{m} \Rightarrow$  Fluxo de massa da mistura

$c_v \Rightarrow$  Calor específico

Como possui processos isoentrópicos, podemos afirmar:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \quad (4)$$

Substituindo (4), (2) e (3) em (1), obtemos:

$$\eta_{Térmico} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (5)$$

Porém, também temos:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3} \quad (6)$$

Assim como:

$$\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{k-1} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \quad (7)$$

E definindo a taxa de compressão como a relação de volumes:

$$r = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3} \quad (8)$$

E substituindo (8) em (7) e o resultado substituindo em (5), finalmente obtemos:

$$\eta_{T\acute{e}mico} = 1 - r^{1-k} \quad (9)$$

Nota-se que quanto maior a taxa de compressão, maior será o seu rendimento térmico. Isso é observado pelo gráfico a seguir.

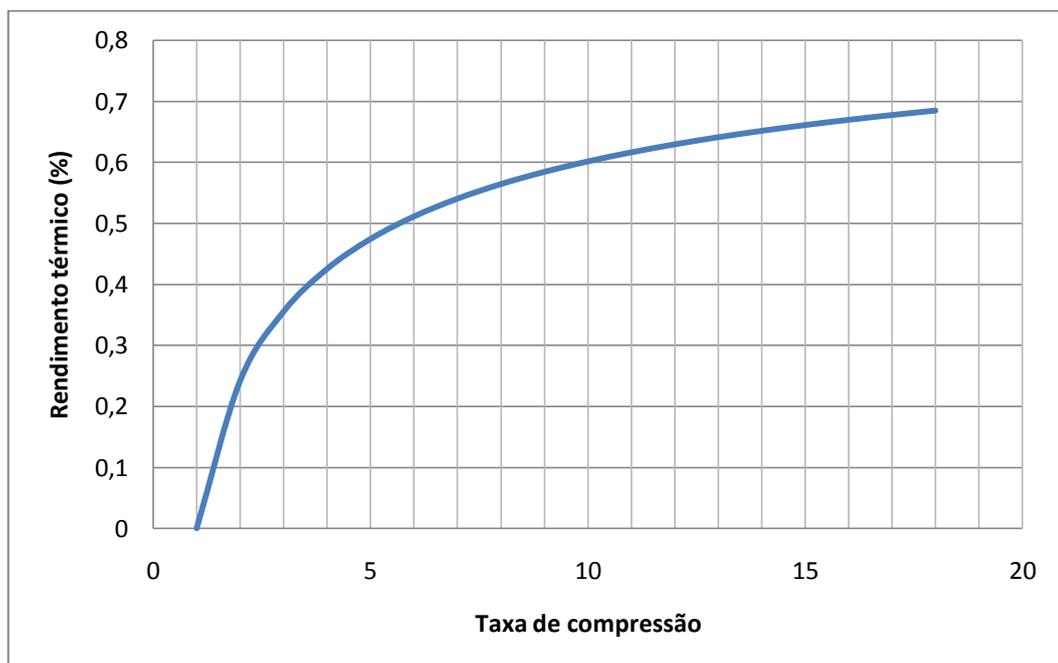


Figura 20: Diagrama rendimento e taxa de compressão.

A importância do rendimento térmico está relacionado ao desempenho do motor e a sua economia. A potência efetiva do motor pode ser calculada como:

$$N_e = \dot{m}_c \cdot PCI \cdot \eta_{T\acute{e}rmico} \cdot \eta_{Mec\hat{a}nico} \quad (10)$$

$N_e \Rightarrow$  *Potência efetiva*

$\dot{m}_c \Rightarrow$  *Vazão do combustível*

$PCI \Rightarrow$  *Podercaloríferoinferior*

$\eta_{T\acute{e}rmico} \Rightarrow$  *Rendimento térmico*

$\eta_{Mec\hat{a}nico} \Rightarrow$  *Rendimento Mecânico*

Como se observa, a potência do motor é diretamente proporcional ao rendimento térmico

A economia, ou seja, o consumo específico (kg/cv h), está relacionado pela fórmula:

$$C_e = \frac{632}{PCI \cdot \eta_{T\acute{e}rmico} \cdot \eta_{Mec\hat{a}nico}} \quad (11)$$

Normalmente, o PCI do álcool é menor que a da gasolina, o que contribui com a menor potência efetiva. Porém, para compensar este efeito, o rendimento térmico do motor exclusivamente a álcool é maior, pois trabalha com taxa de compressão maior. Sendo assim, a potência específica é equivalente ou maior que o motor exclusivamente a gasolina. Considerando o motor Flex, observa-se que o rendimento térmico se mantém constante, já que a taxa de compressão não varia com os dois combustíveis. Como o rendimento térmico é o mesmo e o PCI do álcool é menor e para que não haja modificações em sua potência efetiva, pela fórmula (10), uma das únicas formas é aumentando a vazão do combustível, ou seja, aumenta-se

o consumo de combustível. Também aumenta o consumo específico. É por isso que o carro Flex possui um consumo maior que um motor exclusivamente a álcool. Então porque não dimensionar um motor que privilegie o álcool aumentando a taxa de compressão, já que a gasolina também será beneficiada com esse aumento? Existe um parâmetro físico que impede isso. Denomina-se de Octanagem do combustível.

#### 4.1.1. Octanagem do combustível.

Octanagem é a resistência do combustível à compressão sem que ela inicie uma auto-ignição denominado de detonação. A detonação é ultra-prejudicial ao motor, já que apresenta picos altíssimos de pressão, temperatura e de vibração, podendo até furar o pistão e outros componentes mecânicos. Esse fenômeno é conhecido pelos mecânicos como *Batida de Pino* e é percebido como um som metálico durante o funcionamento do motor. O nome *Octanagem*, provém da substância iso-octanos. Das diversas substâncias que existem na gasolina, o iso-octano é o que mais resiste à compressão. Quanto maior a quantidade de iso-octano, maior será a resistência, logo, maior será a octanagem. O álcool etanol não possui iso-octanos, sendo assim, foi criado um índice anti-detonante para poder comparar vários tipos de combustíveis incluindo aqueles que não possuem o iso-octano, dada pela fórmula (MAURO, CONTANI, 2004)[11]:

$$IA = \frac{RON + MON}{2} \quad (12)$$

Sendo que o *RON*(*Research Octane Number*) e o *MON*(*Motor Octane Number*) são parâmetros definidos por padrões da *ASTM*(*American Society for Testing and Materials*).

O índice de octanas para a gasolina comum fica ao redor de 85 e o álcool, passa facilmente de 100. Devido a essa característica, a taxa de compressão para o motor a gasolina fica limitado, sendo assim, fabricantes

preferem dimensionar o motor para a gasolina usando a taxa de compressão deste combustível, e compensar durante o funcionamento com o álcool, com o consumo. Outros dimensionam o motor com uma taxa de compressão intermediária, porém, como foi visto, existe um risco grande à detonação.



Figura 21: Pistão com furo devido a detonação.

Fonte: [http://4.bp.blogspot.com/\\_TITPdhX-Bfk/SvgyL152rLI/AAAAAAAAAFu0/bECNJBGqFnM/s400/Fig5\\_32.jpg](http://4.bp.blogspot.com/_TITPdhX-Bfk/SvgyL152rLI/AAAAAAAAAFu0/bECNJBGqFnM/s400/Fig5_32.jpg)



Figura 22: Vela danificada devido a detonação.

Fonte : [http://www.envenenado.com.br/manutencao/velas/vela\\_07.jpg](http://www.envenenado.com.br/manutencao/velas/vela_07.jpg)

#### 4.2. Pré-análise de dados reais.

Como foi citado anteriormente, motores Flex tendem a consumir mais e algumas emissões tendem a ser maiores se comparados a modelos monocombustíveis.

Temos pela tabela:

Tabela 2: Chevrolet Monza 1989  
(fonte: revista Mecânica Março/89)

| Chevrolet Monza 1.8 1989 |        |          |
|--------------------------|--------|----------|
| km/h                     | álcool | gasolina |
| 60                       | 11,9   | 17,4     |
| 80                       | 10,6   | 16       |
| 100                      | 9,5    | 14,1     |
| 120                      | 8,5    | 11,8     |

Tabela 3: Chevrolet Vectra 2010  
(fonte: Best Cars)

| Chevrolet Vectra 2.0 Flex 2010 |        |          |
|--------------------------------|--------|----------|
| km/h                           | álcool | gasolina |
| 60                             | 8,8    | 12,4     |
| 80                             | 8,1    | 11,3     |
| 100                            | 7,4    | 10,2     |
| 120                            | 9,1    | 6,6      |

Observa-se que um Chevrolet Monza SL/E de 1989 monocombustível, com toda limitação tecnológica da época com o uso do carburador, consegue ser mais econômico que um Vectra atual com motorização Flex. Ambos os motores são equivalentes, pertencem à Família II da linha GM, porém com uma cilindrada levemente superior no Vectra, porém, isso não justifica um aumento de consumo em demasia. No Monza a álcool, em média, consegue ser 21% mais econômico que um Vectra Flex utilizando álcool. No Monza a gasolina, a economia chega a 46% frente ao Vectra Flex utilizando gasolina à velocidade constante.

Quanto ao níveis de emissões, têm-se:

Tabela 4: Ford Focus 1.6 Flex

(fonte:CONAMA 2010)

| Ford Focus 1.6 (Flex) |       |
|-----------------------|-------|
| NMHC (g/km)           | 0,032 |
| CO(g/km)              | 0,347 |

Tabela 5: Ford Focus 2.0 Gasolina

(fonte:CONAMA 2010)

| Ford Focus 2.0<br>Gasolina |       |
|----------------------------|-------|
| NMHC (g/km)                | 0,015 |
| CO(g/km)                   | 0,086 |

Tabela 6: Toyota Corolla 1.6 gasolina

(fonte:CONAMA 2010)

| Toyota Corolla<br>1.6(gasolina) |       |
|---------------------------------|-------|
| NMHC (g/km)                     | 0,032 |
| CO(g/km)                        | 0,162 |

Tabela 7: Toyota Corolla 1.8 Flex

(fonte:CONAMA 2010)

| Toyota Corolla 1.8 Flex |       |
|-------------------------|-------|
| NMHC (g/km)             | 0,039 |
| CO(g/km)                | 0,552 |

Nota-se que em motores Flex, as emissões de monóxido de carbono são maiores que seus equivalentes monocombustível. No Ford Focus, os níveis de emissões desse gás, chegam a ser 188,37% maiores que o modelo equivalente. Mesmo o modelo monocombustível tendo uma cilindrada maior, que em tese, deveria poluir mais que o motor 1.6. Quanto ao Toyota Corolla, a diferença chega 340% maior. Emissões de monóxido de carbono também é um indicativo que o combustível é subaproveitado.

#### 4.2.1. Funcionamento básico do motor Flex.

O esquema básico a seguir demonstra como funciona o motor Flex.

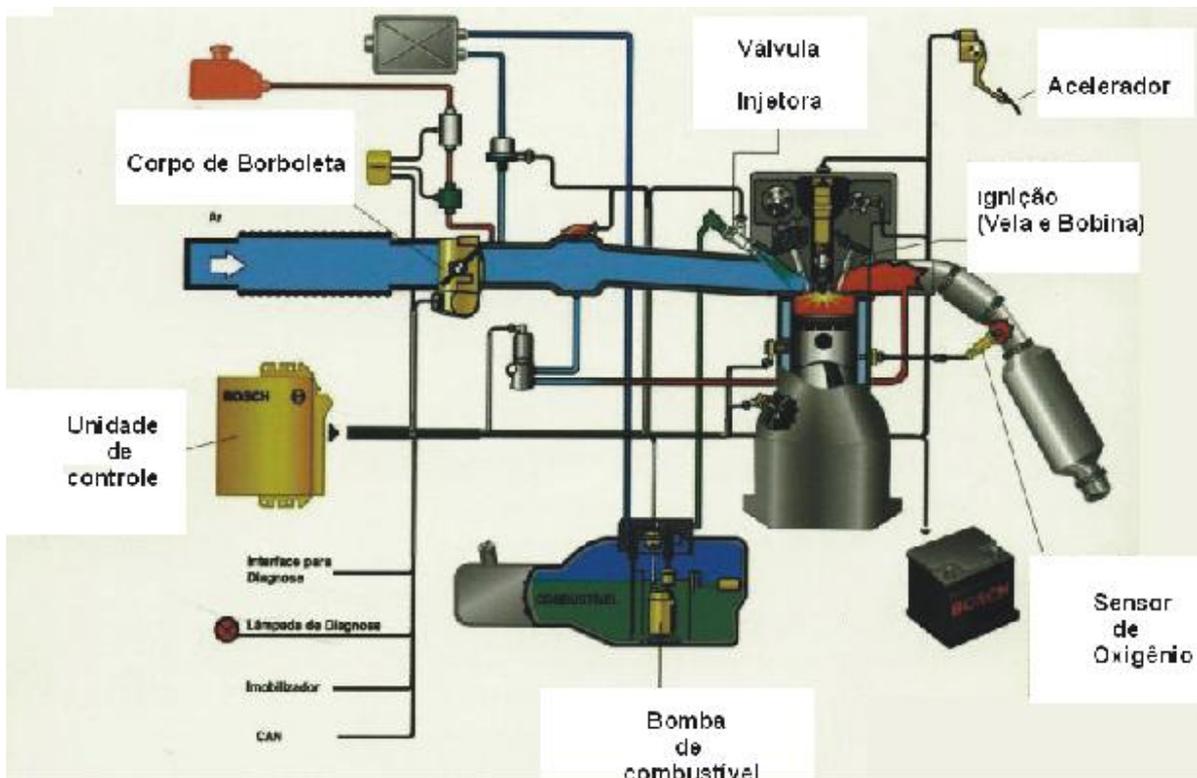


Figura 23: Esquema do funcionamento do motor Flex

- Pedal do acelerador: Sensor que capta o comando do motorista em termos de torque e potência.
- Ignição (Vela e Bobina): Ambas são controladas pela unidade de controle (*Módulo da Injeção Eletrônica*).
- Sensor de oxigênio: Também conhecido como *Sonda Lambda*, determina o nível de oxigênio residual da combustão. O sinal é enviado a unidade de controle em forma de ddp. Com essas informações, o Módulo define a quantidade exata de combustível a ser injetada, bem como percebe se está queimando álcool ou gasolina.

- Bomba de combustível: A bomba está submersa no tanque em álcool, gasolina, ou a mistura de ambos. É controlado pelo Módulo.
- Unidade de Controle: Também conhecido como *Módulo da Injeção Eletrônica*, recebe todas as informações de todos os sensores e decide como o motor deva funcionar otimizando o desempenho, consumo e as emissões atmosféricas.
- Corpo de borboleta: Está ligado diretamente ao acelerador. A borboleta controla a solicitação de potência, torque e de rotação do motor. Atualmente, a ligação borboleta/acelerador não é mais direta. O acionamento da borboleta é controlado pelo Módulo em modelos mais atuais com equipamento do tipo *Drive-By-Wire*.
- Válvula Injetora: Também conhecido como bico injetor, é a peça responsável na injeção do combustível no coletor de admissão. Possui função equivalente do Giclê do carburador. Também é controlado pelo módulo eletrônico.

#### 4.3. Características dos combustíveis.

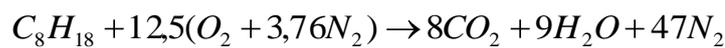
##### 4.3.1. Gasolina

Atualmente no Brasil, a gasolina vendida nos postos de combustível não é totalmente derivado do petróleo. O combustível nacional é oferecida com uma mistura de álcool anidro de cerca de 25% em volume, podendo variar de acordo com a legislação vigente. Também é conhecido como *Gasool*. O intuito é de retardar o fenômeno da detonação nos motores MCI. Atua como um aditivo á gasolina em substituição à *chumbo-tetraetila* no aumento da octanagem, muito comum em gasolinas da década de 70. Também era popularmente conhecido como *gasolina azul*, devido à coloração azulada do combustível. Este composto derivado de chumbo é muito poluente e é extremamente nocivo á saúde humana. Concentrações elevadas desse

agente tóxico pode levar ao ser humano à problemas neurológicos induzindo patologias como o *Saturnismo*.

A octanagem está ligada diretamente à sua composição química. Quanto maior a quantidade de hidrocarbonetos de cadeia ramificada e de pequeno peso, considerando que a gasolina é uma mistura de vários hidrocarbonetos, maior será a sua resistência à detonação. O iso-octano é o que possui essas características e está em maior quantidade na gasolina.

A equação que representa a combustão do iso-octano está à seguir:



A seguir, algumas características da gasolina:

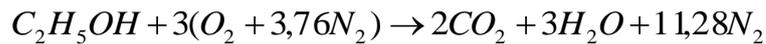
Tabela 8: Características da gasolina.

| Gasolina                            |           |
|-------------------------------------|-----------|
| Calor específico (kJ/kg)            | 43500     |
| RON                                 | 91        |
| MON                                 | 80        |
| Razão estequiométrica Ar/Comb.      | 14,5      |
| Calor latente de vaporização(kJ/kg) | 376 a 502 |
| Temperatura de ignição(°C)          | 220       |

#### 4.3.2. Etanol

Atualmente, o etanol vendido nos postos de gasolina brasileiro é o álcool hidratado. O álcool anidro, é exclusivamente destinado à mistura com a gasolina enquanto que o álcool hidratado, é vendido como um produto único. O álcool hidratado possui este nome pois da mesma forma que a gasolina brasileira não é pura, o etanol brasileiro também não é. Cerca de 95,2 % em volume do combustível é o etanol de fato. O restante, basicamente é água.

A reação de combustão do etanol está a seguir:



A seguir, algumas características do etanol:

Tabela 9: Características do etanol.

| Etanol                              |       |
|-------------------------------------|-------|
| Calor específico (kJ/kg)            | 28225 |
| RON                                 | 109   |
| MON                                 | 98    |
| Razão estequiométrica Ar/Comb.      | 9     |
| Calor latente de vaporização(kJ/kg) | 903   |
| Temperatura de ignição(°C)          | 420   |

#### 4.4. Relação ar/combustível da mistura e a sonda Lambda.

Como se se pode observar, para cada tipo de combustível, existe uma necessidade ideal da quantidade de ar. No entanto, nem sempre a oferta de ar é igual á demanda pelo combustível. Ora pode estar em quantidades estequiométricas, reduzidas ou até em excesso. Quando o ar está em excesso, diz-se que o motor está com uma mistura pobre e enquanto que o ar está em falta, diz-se que o motor está com uma mistura rica. Essa relação de mistura Combustível/Ar pode ser representada a seguir:

$$C / A = m_{Combustível} / m_{Ar} \quad (13)$$

ou

$$C / A = n_{Combustível} / n_{Ar} \quad (14)$$

Porém, essa relação usualmente é representada por uma relação adimensional, como se segue:

$$\phi = \frac{C / A}{C / A_{Estequiométrica}} \quad (15)$$

Sendo que:

$\Phi < 1$ : Mistura pobre.

$\Phi > 1$ : Mistura rica.

$\Phi = 1$ : Mistura estequiométrica.

Segundo HEYWOOD, a potência máxima no regime WOT (Wide Open Throttle, ou seja, borboleta totalmente aberta), se obtêm em misturas ricas com:

$$\Phi \approx 1,1$$

Esta relação, é uma informação que o motor necessita e é obtida através de um sensor que está instalado no coletor de escapamento. Este sensor denomina-se *Sonda Lambda*. Basicamente, esta peça detecta a quantidade de oxigênio dos produtos da combustão, definindo assim, se a mistura está é rica ou pobre. O sensor é uma célula com um eletrólito sólido e quando passa corrente, os elétrons são levadas pelo íons dos oxigênios. A equação da reação está a seguir:



A resposta do *Sonda Lambda*, é uma voltagem. Através da equação de Nernst, e considerando as pressões parciais da atmosfera e do escapamento, temos:

$$V_{Resposta} = \frac{R \cdot T}{4 \cdot F} \cdot \ln \left( \frac{P_{O_2atm}}{P_{O_2Escapamento}} \right) \quad (16)$$

Sendo que R é a constante universal dos gases perfeitos, T é a temperatura da saída dos gases e F é a constante de Faraday.

O nome *Lambda*, provêm da unidade básica do sensor.

Temos:

$$1/\Phi = \lambda \quad (17)$$

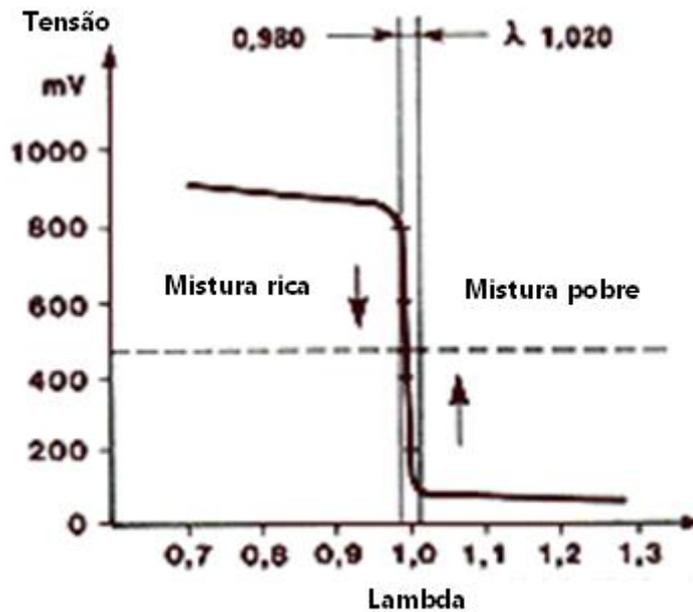


Figura 24: Curva da reação da Sonda Lambda.

Fonte: [http://www.multifiat.com.br/biblioteca/Tempra/Sequenc/1056bs5\\_2.html](http://www.multifiat.com.br/biblioteca/Tempra/Sequenc/1056bs5_2.html)

$\lambda > 1$ : Mistura pobre.

$\lambda < 1$ : Mistura rica.

$\lambda = 1$ : Mistura estequiométrica.

Como se pode observar, a transição é abrupta da região da mistura rica para a região da mistura pobre. Para  $\lambda = 1$ , a mistura é estequiométrica.

Esse dado é processado na *Unidade de Controle da Injeção Eletrônica*, e injeta a quantidade exata de combustível e percebe que combustível estará usando, já que a demanda de oxigênio e a razão Ar/Combustível é diferente entre o etanol e a gasolina.

A razão Ar/Combustível (AFR-Air Fuel Ratio) e a resposta ideal do sensor para o bom funcionamento do motor está a seguir para cada combustível.

Tabela 10: Razão Ar/Combustível e resposta do sensor.

| AFR    |          |        |
|--------|----------|--------|
| Lambda | Gasolina | Etanol |
| 0,7    | 10,3     | 6,3    |
| 0,75   | 11       | 6,8    |
| 0,8    | 11,8     | 7,2    |
| 0,85   | 12,5     | 7,7    |
| 0,9    | 13,2     | 8,1    |
| 0,95   | 14       | 8,8    |
| 1      | 14,7     | 9      |
| 1,05   | 15,4     | 9,5    |
| 1,1    | 16,2     | 9,9    |
| 1,15   | 16,9     | 10,4   |
| 1,2    | 17,6     | 10,8   |
| 1,25   | 18,4     | 11,3   |
| 1,3    | 19,1     | 11,7   |

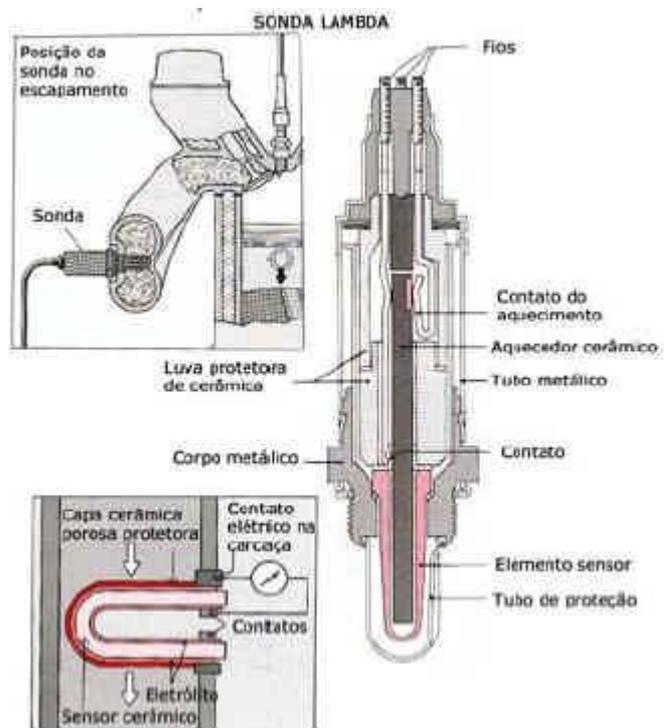


Figura 25: Detalhe internos e de instalação da Sonda Lambda.

Fonte: [http://www.fazerfacil.com.br/carros/injecao\\_4.htm](http://www.fazerfacil.com.br/carros/injecao_4.htm)



Figura 26: Detalhe externo da *Sonda Lambda*

Fonte:<http://www.quantums.info/injection.htm>

#### 4.5. Modelagem termodinâmica.

De acordo com (HEYWOOD,1988)[13], existem três tipos de modelos que simulam a combustão de um MCI. São elas:

- Zero-dimensionais
- Quasi-dimensionais
- Multidimensionais

O zero dimensionais é um modelo baseado considerando o tempo como a única variável independente e se baseia na primeira lei da termodinâmica. A taxa da queima do combustível é obtida empiricamente. O modelo quasi-dimensional, é baseado na turbulência que o fluido em turbulência pode ter. Subdivide-se em duas zonas, a dos gases queimados e a dos gases não queimados. Por simplificação, para este modelo, a frente de chama é um modelo esférico que se expande a certa velocidade. O quasi-dimensional é bastante adequado em prever emissões de poluentes tais como o NO<sub>x</sub>, hidrocarbonetos não queimados e até particulados. O modelo multidimensional é um dos mais completos, pois alia tanto a proposição do zero-dimensional, tanto quanto o quasi-dimensional. Também acrescenta reações químicas, camada limite entre outros. Possui equações diferenciais ordinárias de conservação de energia e é resolvida numericamente nas variáveis de tempo e espaço.

Deve ser fornecida ao modelo a geometria da frente de chama e a sua geometria da propagação. Este último modelo, é um modelo complexo e requer um computador de alto desempenho para simular numericamente. Para este trabalho, o modelo adotado será inspirado no zero-dimensional, já que possui formulações matemáticas mais simples, portanto, apto a qualquer computador pessoal a calcular.

#### 4.5.1. Modelo zero-dimensional.

Por este modelo, aplica-se em quatro situações diferentes, apenas considerando a variação ou não do calor específico ( $k$ ) ou considerar ou não a transferência de calor pela parede do cilindro. São elas:

- Pela primeira lei da termodinâmica,  $k$  é constante e a transferência de calor pela parede do cilindro não é considerado.
- Pela primeira lei da termodinâmica,  $k$  é variável e a transferência de calor pela parede do cilindro não é considerado.
- Pela primeira lei da termodinâmica,  $k$  é variável e a transferência de calor pela parede do cilindro é considerado.
- Pela primeira lei da termodinâmica,  $k$  é constante e a transferência de calor pela parede do cilindro é considerado.

O modelo em que o  $k$  é variável e considerado a troca de calor pela parede do cilindro, é o mais próximo da realidade.

O modelo de Wiebe(HEYWOOD,1988)[13], descreve a evolução da combustão(taxa da queima do combustível) e Woschni (DE MELO, 2007)[12] propôs como o coeficiente de transferência de calor variava durante a combustão. Para a validação da proposta de Woschni, foram consideradas algumas hipóteses simplificadoras, tais como:

- A mistura ar-combustível é homogênea
- Gás ideal, e a queima do combustível era todo vaporizada e queimada.

#### 4.6. Modelo proposto de um MCI em uma análise termodinâmica.

##### 4.6.1. Diferença entre o Ciclo Otto e o motor real.

No ciclo Otto, considera-se a queima do combustível a volume constante, porém, no motor real, a combustão não é da mesma maneira, já que o combustível possui um certo atraso de queima com relação a posição do pistão do motor. A câmara se expande ao mesmo tempo que o combustível é queimado. Essa variação de volume não é desprezível como poderia supor o ciclo Otto. Pela figura 25, SANTOS JÚNIOR(2004) (DE MELO 2007)[12] demonstrou as diferenças entre essas duas situações. Sendo  $x(\theta)$  a fração de massa de combustível queimada e  $\theta$  o ângulo da manivela do eixo do motor(girabrequim) sendo que o ponto zero é o PMS(Ponto Morto Superior).

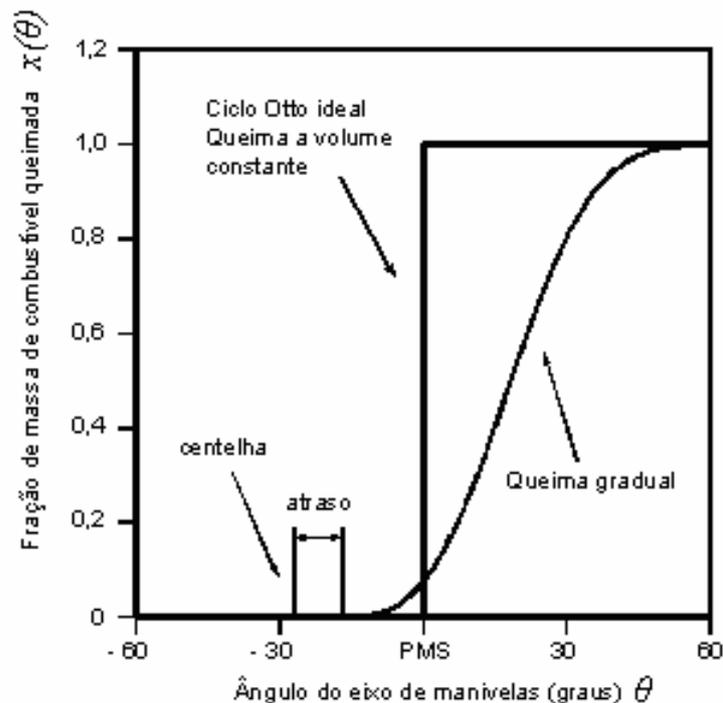


Figura 27: Diferença de queima do ciclo Otto com Wiebe (DE MELO, 2007)

Wiebe propôs uma equação que representava a taxa da queima do combustível. Temos a seguir:

$$x(\theta) = 1 - \exp \left[ -a \cdot \left( \frac{\theta - \theta_i}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right] \quad (18)$$

Sendo que  $a$  representa a quantidade ou posição da vela da ignição e  $m$ , representa o comportamento da frente de chama do combustível. Também é conhecido como fator de forma da câmara de combustão.

O ângulo do instante de ignição  $\theta_s$ , o início da queima do combustível  $\theta_i$  (o combustível possui um atraso com relação ao instante da ignição) e a duração da queima do combustível, está representada a seguir (HEYWOOD, 1988; DE MELO, 2007)[13][12]:

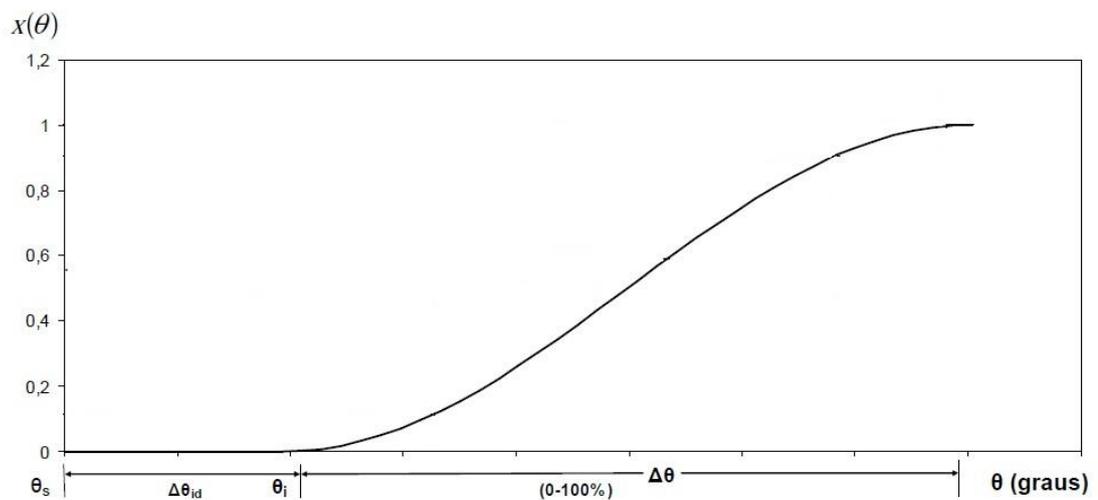


Figura 28: Queima do ciclo Otto com Wiebe (Heywood, 1988, DE MELO, 2007)[12]

Considerando  $m = 2$  e  $a$  variável, tem-se a seguir:

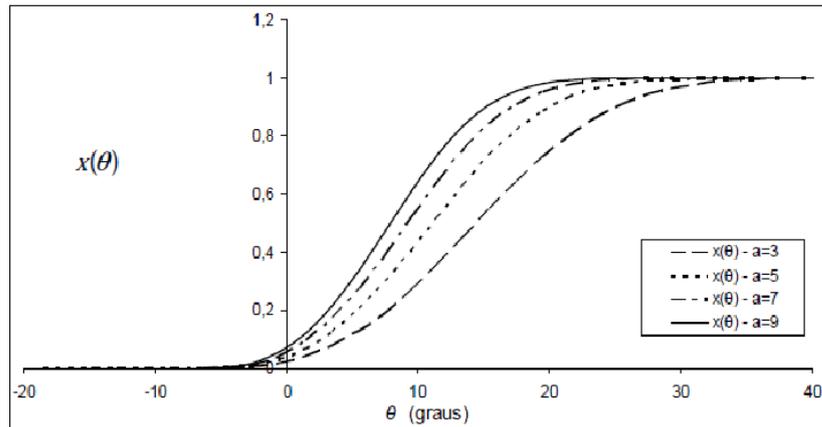


Figura 29: Queima do ciclo Otto com Wiebe (DE MELO, 2007)[12]

Considerando  $\alpha = 5$  e  $m$  constante, temos:

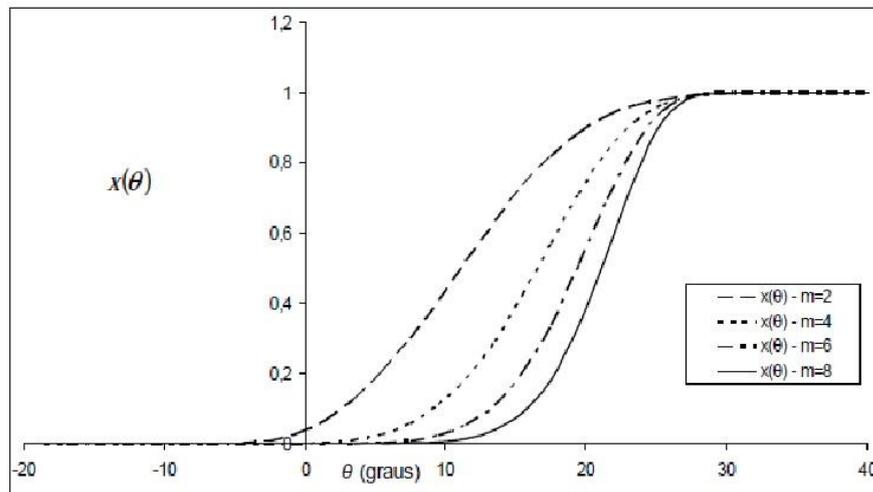


Figura 30: Queima do ciclo Otto com Wiebe (DE MELO, 2007)[12]

Segundo HEYWOOD (DE MELO, 2007)[12], o uso de valores de  $\alpha = 5$  e  $m = 2$  se mostraram bastante adequados.

Estabelecidos os parâmetros, define-se a quantidade total de energia fornecida ao sistema, segundo HEYWOOD(DE MELO, 2007)[12]. Sendo assim, tem-se:

$$Q_{Total} = \eta_{combust\tilde{a}o} \cdot m_{combust\tilde{i}vel} \cdot PCI \quad (19)$$

Sendo que  $\eta_{combust\tilde{a}o}$  é a eficiência da combust\~ao,  $m_{combust\tilde{i}vel}$  é a massa do combust\~ivel e PCI é o poder calor\~ifero inferior do combust\~ivel.

Essa mesma f\~ormula pode ser substitu\~ida por:

$$Q_{Total} = \eta_{combust\tilde{a}o} \cdot \frac{m_{mistura}}{\left(1 + \frac{m_{ar}}{m_{combust\tilde{i}vel}}\right)} \cdot PCI \quad (20)$$

$$m_{mistura} = m_{combust\tilde{i}vel} + m_{ar} \quad (21)$$

Sendo que  $m_{ar}$  é a massa do ar admitido.

Segundo ALLA (DE MELO, 2007)[12], a eficiência da combust\~ao  $\eta_{combust\tilde{a}o}$  pode ser determinada por:

$$\eta_{combust\tilde{a}o} = \eta_{m\acute{a}xima} \cdot (-1,6082 + 4,6509 \cdot \lambda - 2,0764 \cdot \lambda^2) \quad (22)$$

E segundo HEYWOOD (DE MELO, 2007)[12], a eficiência m\~axima de combust\~ao  $\eta_{m\acute{a}xima}$  para um motor a igni\~cao por centelha é de cerca de 90%.

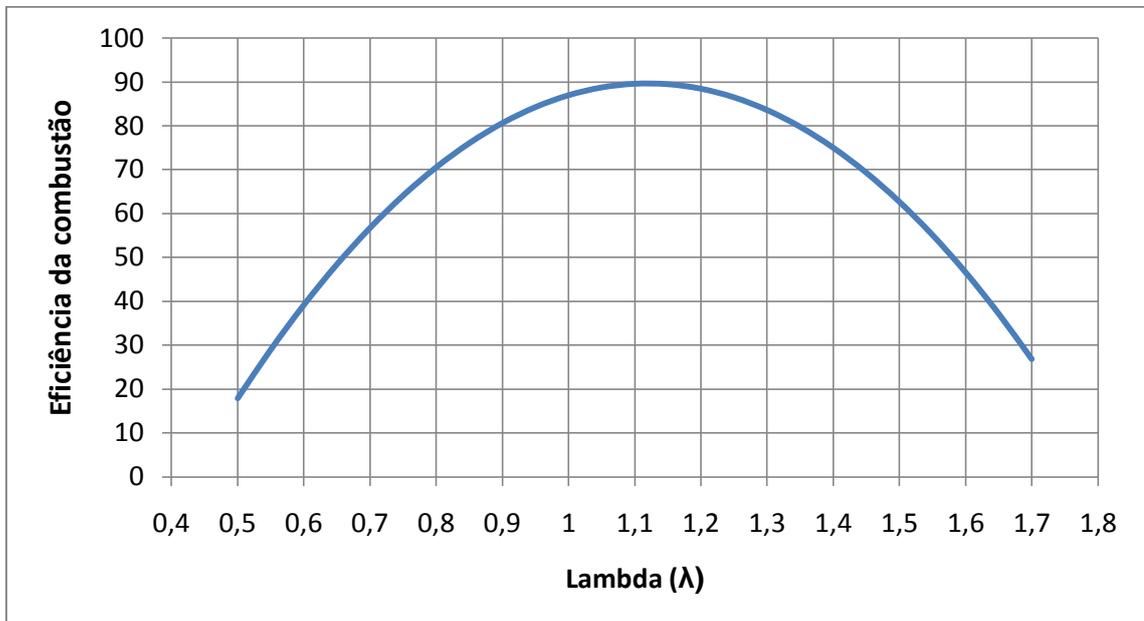


Figura 31: Rendimento da combust\~ao.

Pelo gráfico, nota-se que a eficiência da combustão máxima é atingido com um lambda de cerca de 15% maior, ou seja, uma mistura levemente pobre. Combinando as equações de Wiebe com a da quantidade total de energia fornecida, tem-se uma formulação do fornecimento da energia em função da posição do girabrequim. Tem-se:

$$Q_{Total}(\theta) = Q_{Total} \cdot x(\theta) \quad (23)$$

Porém, deve se considerar a perda de calor pelas paredes do cilindro por convecção, dessa forma, obtêm-se a energia útil:

$$Q_{Útil}(\theta) = Q_{Total} \cdot x(\theta) - Q_{Convecção}(\theta) \quad (24)$$

#### 4.6.2. Perda de calor por convecção.

Pelo princípio da transmissão de calor (KREITH, 1958)[14], a perda de calor por convecção se dá através da seguinte expressão:

$$Q_{Convecção}(\theta) = hA(\theta)(T(\theta) - T_{parede}) \quad (25)$$

Sendo que:

$h$  = Coeficiente de transferência de calor

$A(\theta)$  = Área instantânea do cilindro em função do ângulo do girabrequim

$T(\theta)$  = Temperatura instantânea do fluido

$T_{parede}$  = Temperatura da parede do cilindro

A área instantânea é obtido pela fórmula (30) e o h pela fórmula (27) que estão apresentadas nos capítulos subseqüentes.

#### 4.6.3. Cálculo do coeficiente de transferência de calor

Temos uma equação proposta por Woschni (DE MELO, 2007)[12]:

$$h = 0,013D^{-0,2}P^{0,8}T^{-0,53}v_g^{0,8} \quad (26)$$

Sendo que:

$$v_g = 2,28v_p + 0,00324(P - P_o)V_dT_1/(P_1V_1) \quad (27)$$

$$v_p = 2NS \quad (28)$$

Sendo que :

$D$  = Diâmetro do cilindro

$P_o$  = Pressão de compressão antes da ocorrência da combustão

$V_d$  = Volume deslocado pelo pistão

$T_1$  = Temperatura quando a válvula de admissão fecha

$P_1$  = Pressão quando a válvula de admissão fecha

$V_1$  = Volume quando a válvula de admissão fecha

$N$  = Rotação do motor em rad/s

$S$  = Curso do pistão

#### 4.6.4. Cálculo do calor específico.

Segundo HEYWOOD (DE MELO, 2007)[12], a variação do calor específico é função da temperatura e obedece a seguinte expressão:

$$c_p(T) = a_o + a_1(\ln T)^1 + a_2(\ln T)^2 + a_3(\ln T)^3 + a_4(\ln T)^4 + a_5(\ln T)^5 \quad (29)$$

Para o interesse do presente trabalho, as constantes estão apresentadas na seguinte tabela (DE MELO, 2007)[12]:

Tabela 11: Constantes dos reagentes e produtos da combustão.

| Elemento    | $a_0$     | $a_1$    | $a_2$    | $a_3$   | $a_4$  | $a_5$ |
|-------------|-----------|----------|----------|---------|--------|-------|
| Etanol      | -12834,48 | 10834,12 | -3579,02 | 578,33  | -45,6  | 1,41  |
| Gasol       | -8102,97  | 7963,2   | -2923,24 | 509,14  | -42,28 | 1,35  |
| Gás carbono | -1412,37  | 1288,47  | -452,81  | 77,55   | -6,44  | 0,21  |
| Oxigênio    | 10228,34  | -7184,92 | 2010,87  | -279,69 | 19,35  | -0,53 |
| Nitrogênio  | -7513,36  | 5708,38  | -1712,17 | 254,3   | -18,7  | 0,54  |
| Água        | -11780,76 | 8490,52  | -2414,78 | 339,34  | -23,54 | 0,65  |

Sendo que *Gasol*, é a gasolina brasileira vendida com adição de 25% de volume de etanol.

A seguir, os gráficos dos calores específicos em função da temperatura. Os gráficos foram obtidos através de uma programação no ambiente do software livre *SCILAB*.

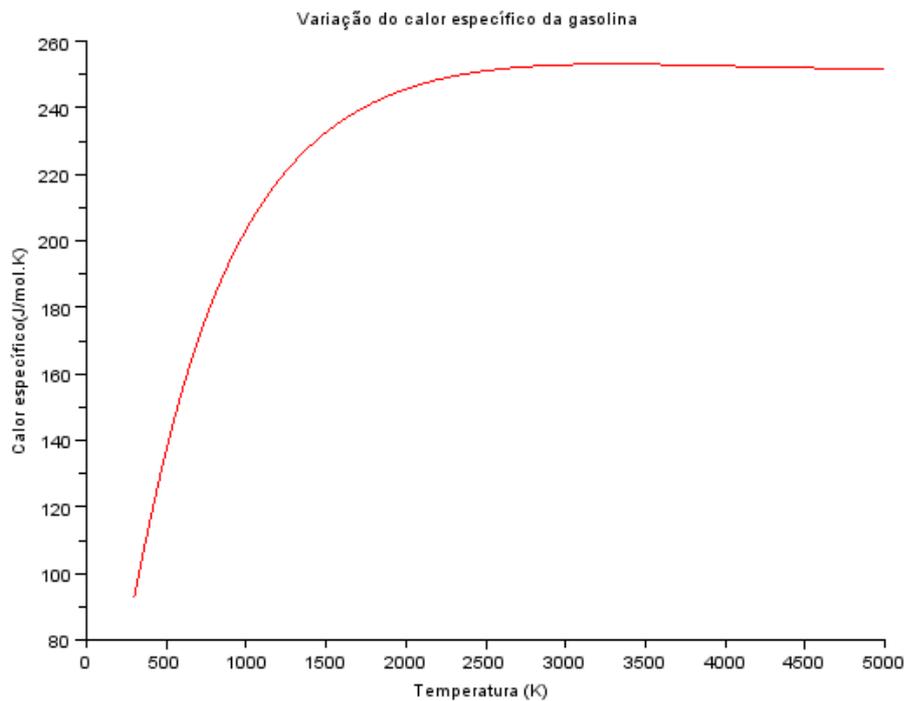


Figura 32: Variação do calor específico da gasolina

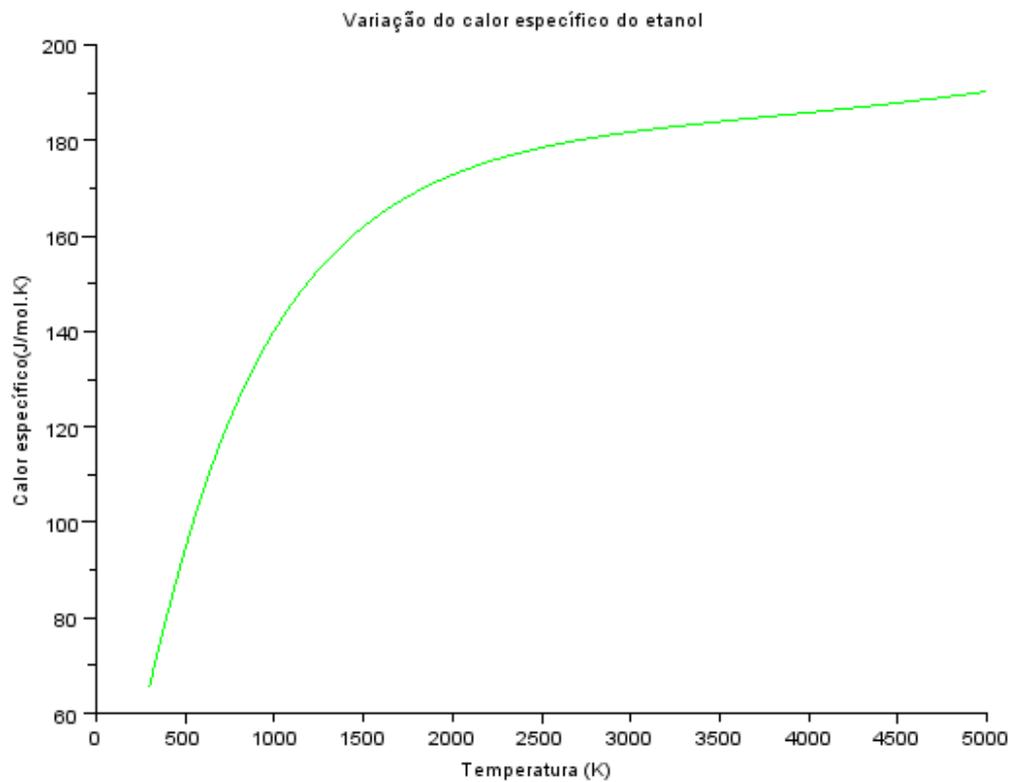


Figura 33: Variação do calor específico do etanol

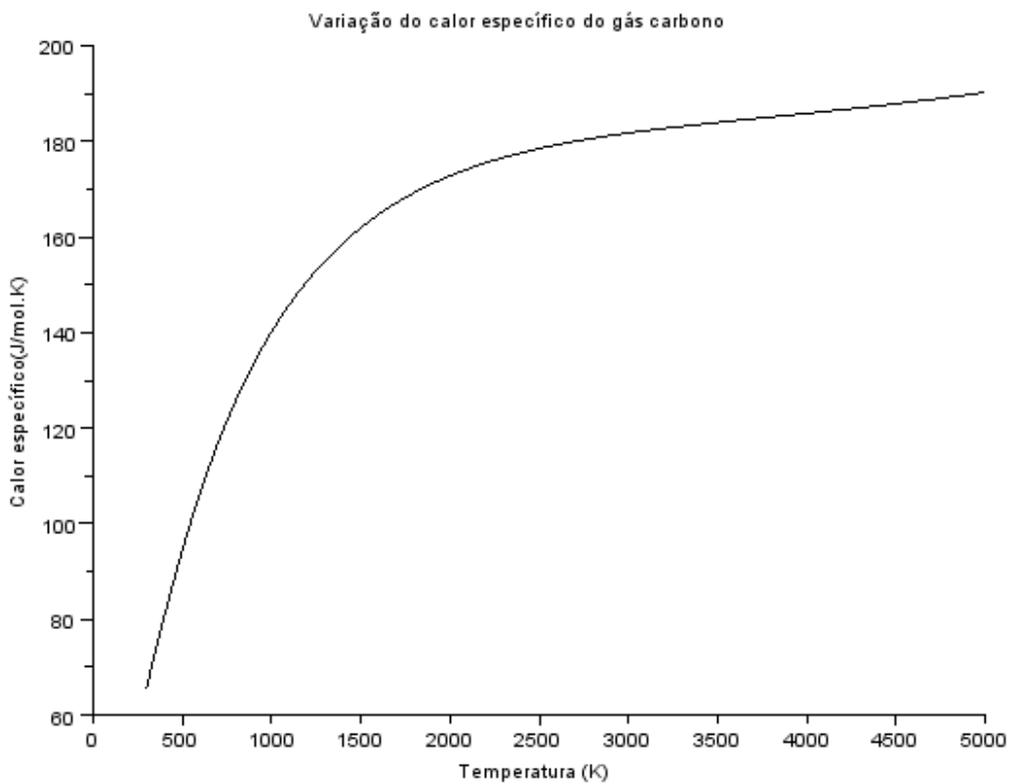


Figura 34: Variação do calor específico do gás carbono.

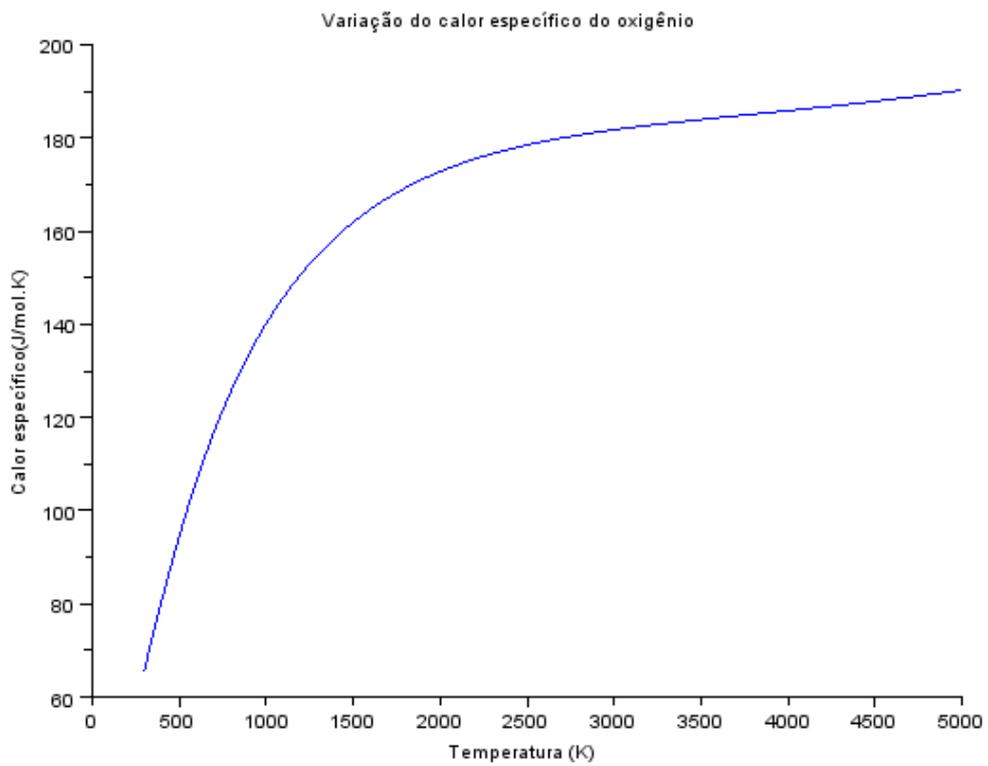


Figura 35: Variação do calor específico do oxigênio.

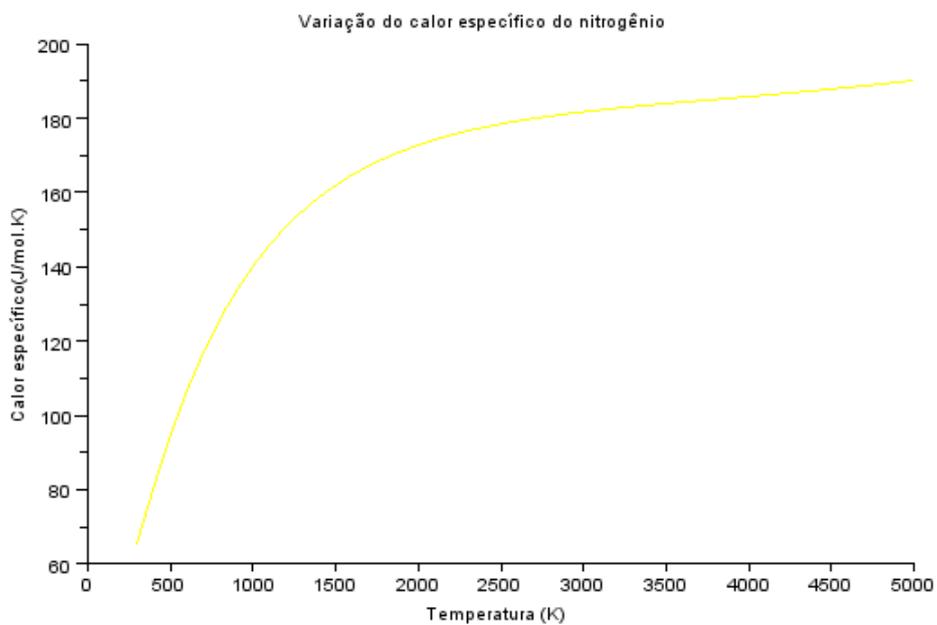


Figura 36: Variação do calor específico do nitrogênio.

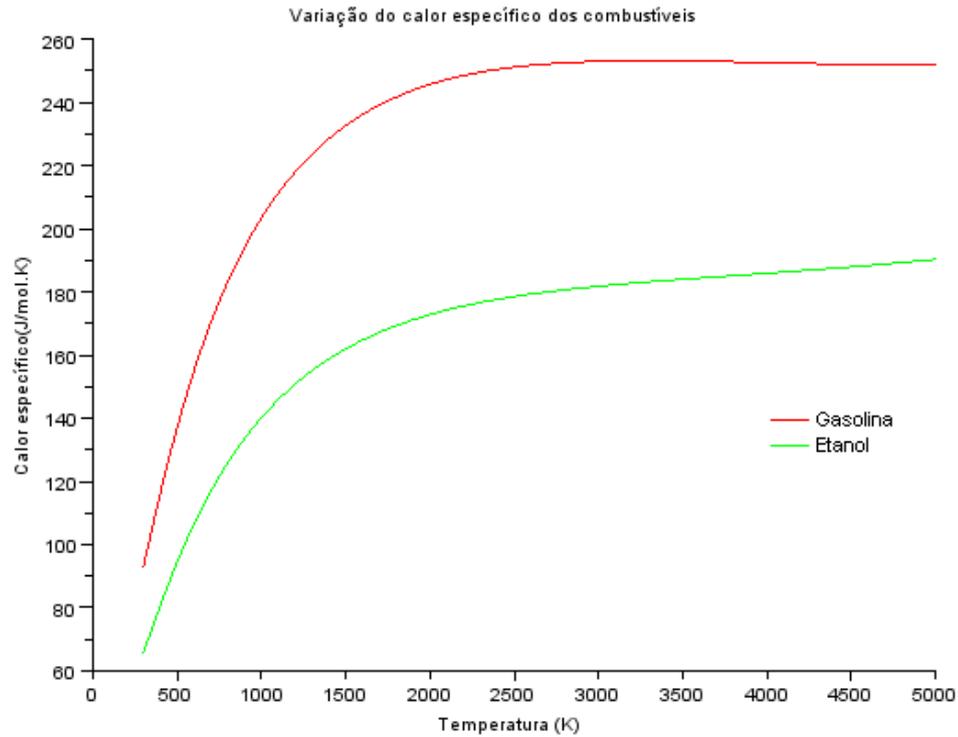


Figura 37: Variação do calor específico da gasolina e etanol.

Ainda, têm-se (DE MELO, 2007, HEYWOOD, 1988)[12][13]:

$$k = \frac{c_p}{c_p - R} \quad (61)$$

Para uma mistura de gases, pode-se fazer uma média ponderada para a mistura (DE MELO, 2007)[12], ou seja, um calor específico equivalente:

$$c_p = \frac{\sum c_{p_i} N_i}{N_t} \quad (61)$$

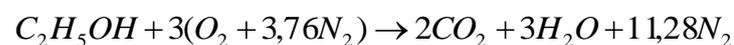
Sendo que:

$c_{p_i}$  = Calor específico de cada gás

$N_i$  = Número de Mols de cada gás

$N_t$  = Número de Mols total

Dessa forma, para a combustão do etanol, seguindo a reação química:



Obtêm-se a variação do coeficientes do calor específico do ar e dos produtos da combustão.

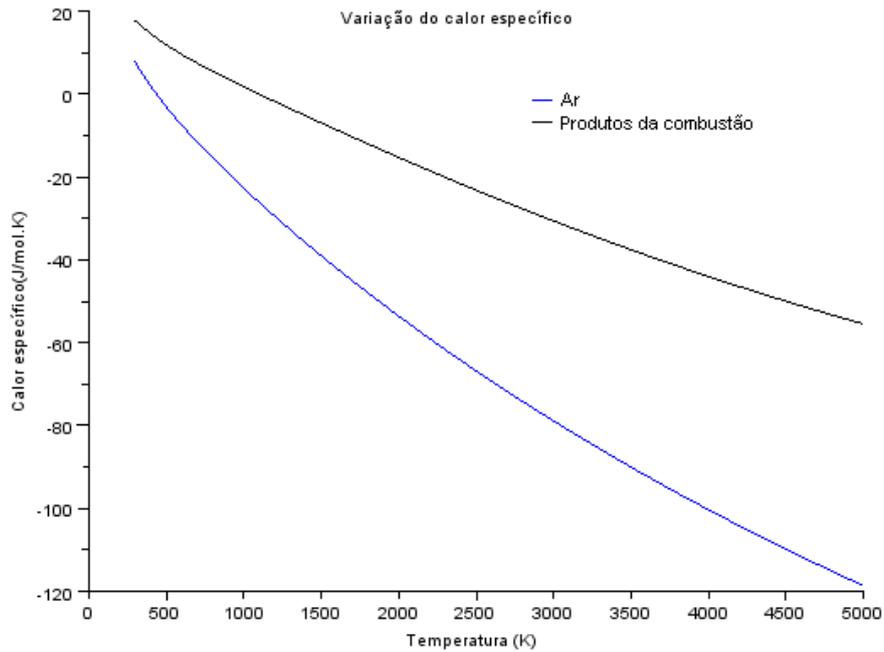
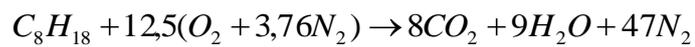


Figura 38: Variação do calor específico do ar e dos produtos da combustão do etanol.

Dessa forma, para a combustão da gasolina, seguindo a reação química:



Obtêm-se a variação do coeficientes do calor específico do ar e dos produtos da combustão.

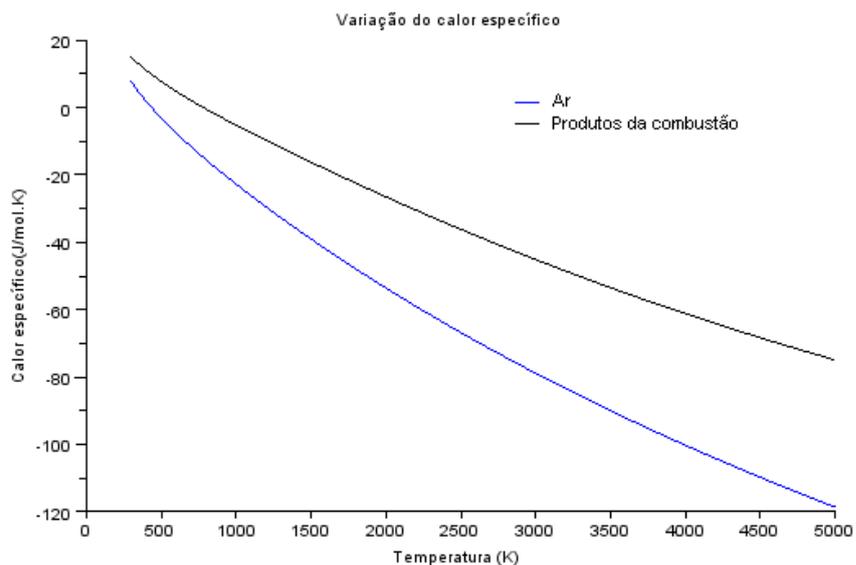


Figura 39: Variação do calor específico do ar e dos produtos da combustão da gasolina.

#### 4.6.5. Equacionamento do motor.

Pela figura, têm-se uma representação física simplificada do motor.

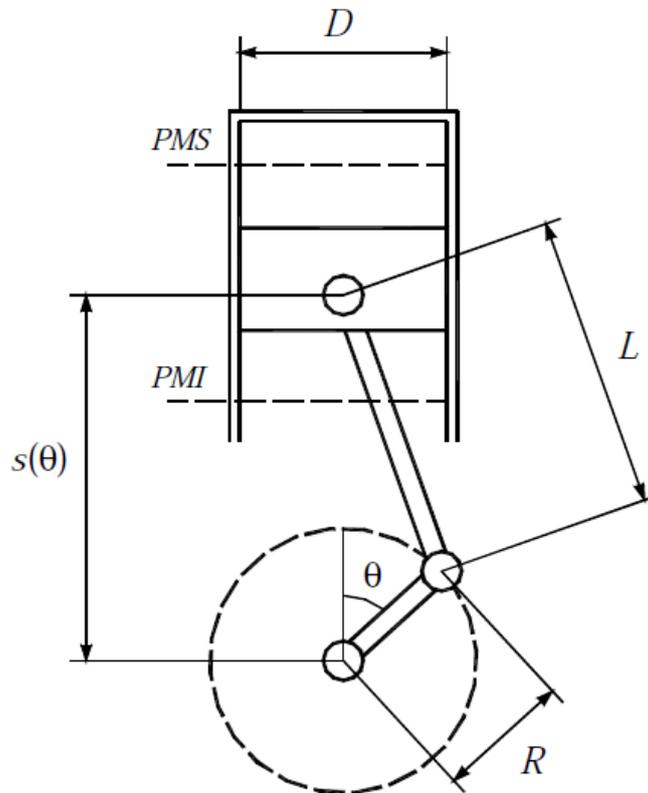


Figura 40: Desenho de um MCI (DE MELLO.2007)[12]

Sendo que  $D$  é o diâmetro do pistão,  $L$  é o comprimento da biela do motor,  $R$  é o raio da circunferência em que o girabrequim descreve,  $\theta$  é o ângulo da manivela do eixo do motor (Girabrequim).

Entre o cabeçote do motor e o PMS (Ponto Morto Superior), existe um volume denominado de *região de volume morto*.

A área da região onde ocorre a combustão (cabeçote, topo do pistão e as paredes do cilindro), é importante principalmente nas questões referentes as trocas de calor e de distribuição de pressões. Sendo assim, têm-se:

Considerando que o topo do pistão e o topo do cabeçote sejam iguais, temos assim, a área total:

$$A_{pistão e cabeçote} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (62)$$

A área lateral da parede do cilindro que se forma ao longo da trajetória do curso do pistão, segue:

$$A_{lateral} = \pi \cdot D \cdot [L + R - s(\theta)] \quad (63)$$

Sendo que  $s(\theta)$  é a distância entre o pino do pistão e o centro do girabrequim. Temos então:

$$s(\theta) = R \cdot \cos\theta + \sqrt{L^2 - R^2 \cdot \sin^2\theta} \quad (64)$$

Porém, deve se considerar também a região da área morta. Tem-se dessa forma:

$$A_{morta} = \pi \cdot D \cdot \frac{2 \cdot R}{(r-1)} \quad (65)$$

Sendo que  $2 \cdot R$  é o curso do pistão e  $r$  é a relação de compressão como foi vista inicialmente na secção do equacionamento básico.

Assim sendo, a área superficial total é dada pela soma de todas as áreas consideradas, através da seguinte fórmula:

$$A_{total} = A_{pistão e cabeçote} + A_{lateral} + A_{morta} \quad (66)$$

Obtendo finalmente:

$$A_{total} = \pi \cdot D \cdot \left[ \frac{D}{2} + L + R - s(\theta) + \frac{2 \cdot R}{(r-1)} \right] \quad (67)$$

Para o volume deslocado devido ao curso do pistão, têm-se:

$$V_{deslocado} = \frac{\pi \cdot D^2}{2} \cdot R \quad (68)$$

Para o volume total, têm-se:

$$V_{total} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \left[ L + R - s(\theta) + \frac{2 \cdot R}{(r-1)} \right] \quad (69)$$

#### 4.6.6. Cálculo da variação da temperatura na câmara de combustão.

Para o cálculo da temperatura durante a compressão do gás, utiliza-se a seguinte formulação politrópica:

$$T_2 = T_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} \quad (71)$$

Por simplificação, considera-se  $k=1,4$  apenas durante a compressão. Para o cálculo da variação da temperatura, durante a queima do combustível e a expansão do gás na câmara de combustão, têm-se:

$$Q = mc_p \Delta T \quad (70)$$

Porém, para o trabalho presente, têm-se:

$$\Delta T = \frac{Q_{\text{útil}}}{(m_{\text{ar}}c_{p_{\text{ar}}} + m_{\text{combustível}}c_{p_{\text{combustível}}})(1-x) + m_{\text{resíduos}}c_{p_{\text{resíduos}}}x} \quad (71)$$

A massa de ar e a massa de combustível, é consumido durante o processo, enquanto que a massa de resíduo é produzido durante a combustão. As constantes de calor específico também varia ao longo da reação e está em função da temperatura como foi mostrado anteriormente.

#### 4.6.7. Cálculo da pressão da câmara de combustão.

Para o cálculo da pressão, durante a compressão do gás, da queima do combustível, da expansão da câmara de combustão do motor e por hipótese, desconsiderando o fator de correção, têm-se a seguinte formulação:

$$PV = mRT \quad (72)$$

Porém, para o presente trabalho, têm-se:

$$P = \frac{TR_{eq}((m_{ar} + m_{combustivel})(1 - x) + m_{residuos}x)}{V_{total}} \quad (73)$$

A massa de ar e a massa de combustível, é consumido durante o processo, enquanto que a massa de resíduo é produzido. As constantes de calor específico também varia ao longo da reação e está em função da temperatura como foi mostrado anteriormente. O volume também varia de acordo com a equação (69). A temperatura varia de acordo com a equação (71).

#### 4.7. Simulação e resultados do programa.

A partir dos equacionamentos obtidos, a simulação e programação (Anexo) foram efetuadas no ambiente do *SCILAB*.

O motor simulado, possui características adotadas na seguinte tabela.

Tabela 12: Dados do motor 1.8

|                          |          |
|--------------------------|----------|
| Diâmetro do cilindro (D) | 81,01 mm |
| Curso do pistão (s)      | 86,04 mm |
| Comprimento da biela (L) | 144,0 mm |
| Taxa de compressão       | 11       |
| Cilindrada Total         | 1,781 L  |

Supondo ainmda, por hipótese, que o motor esteja em na condição de WOT e está a 5500 rpm, a mistura admitida é estequiométrica e o ar aspirado, se encontra a cerca de 300 K de temperatura.

Simulando o programa, obtemos inicialmente, um gráfico da pressão em função do ângulo do girabrequim para uma combustão, do motor sendo movido à etanol e à gasolina.

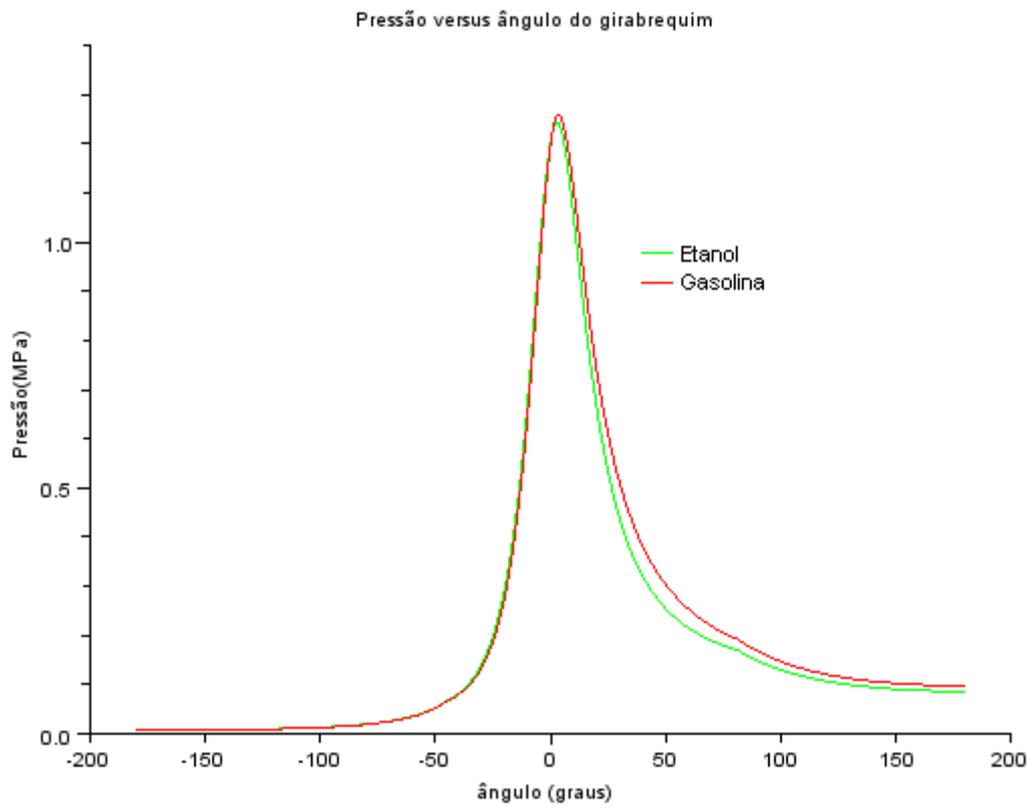


Figura 41: Pressão versus ângulo do girabrequim para motor 1.8.

A seguir, o gráfico da pressão em função do volume instantâneo total.

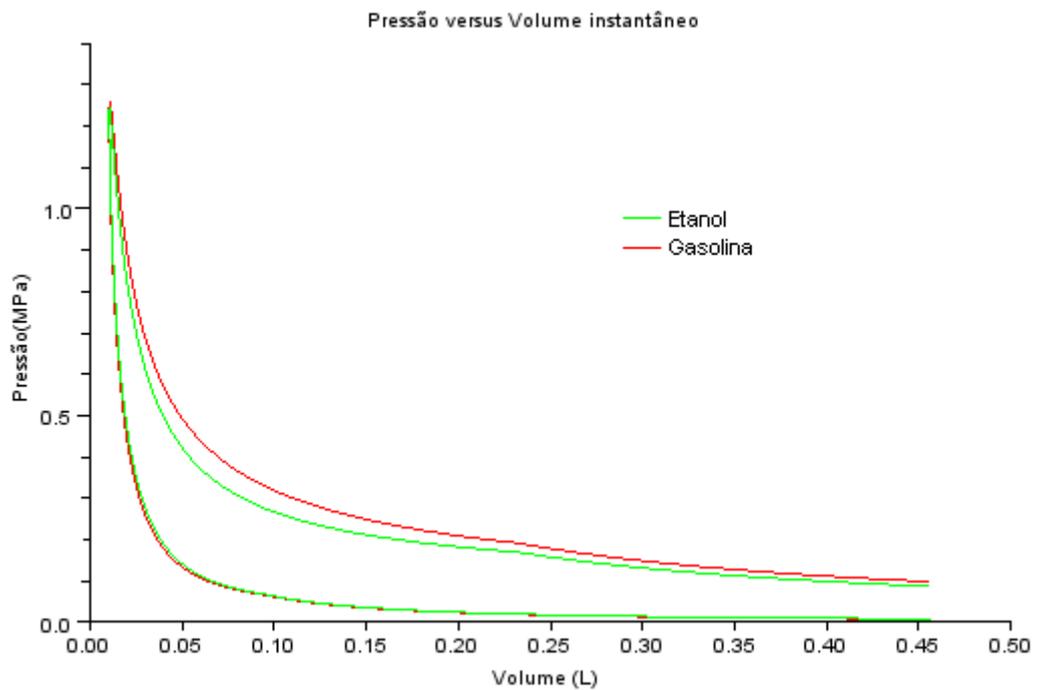


Figura 42: Pressão versus volume da câmara de combustão para motor 1.8.

Nota-se que existem diferenças de desempenho com relação aos dois combustíveis, principalmente no gráfico *pressão versus volume instantâneo*, já que a área interior desse gráfico, representa o trabalho total. Isso já era esperado, pois o PCI do etanol é menor que a da gasolina. Sendo assim, para obter o mesmo desempenho de potência e torque para qualquer combustível usado, o etanol, por possuir menor PCI, deve ser injetado em maior quantidade. Como não existe a possibilidade de injetar mais ar/combustível, pois a câmara só consegue sugar uma quantidade limitada pela geometria fixa do motor, opta-se em injetar mais o combustível utilizado(etanol), ou seja, opta-se por uma mistura rica.

Sendo assim, observou se que para o etanol obter o mesmo desempenho da gasolina, deve ser injetado mais 10% de massa comparado se o etanol funcionasse de forma estequiométrica. Sendo assim, obteve-se os seguintes resultados com a nova mistura rica.

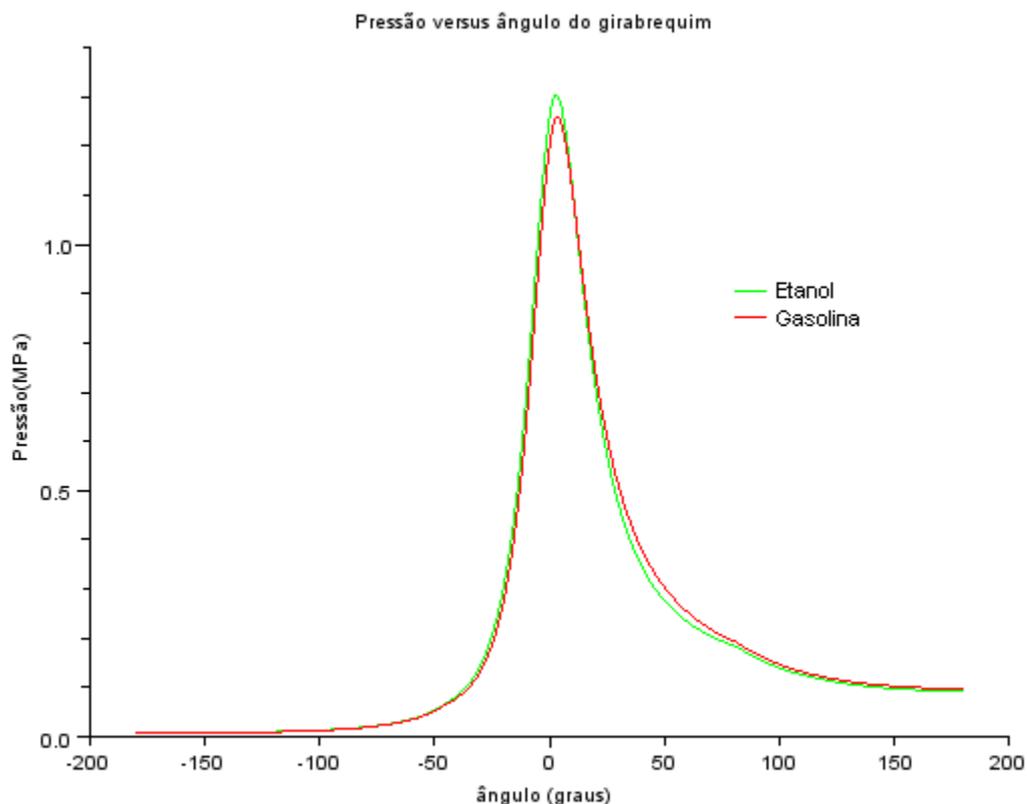


Figura 43: Pressão versus ângulo do girabrequim para motor 1.8 (etanol rico).

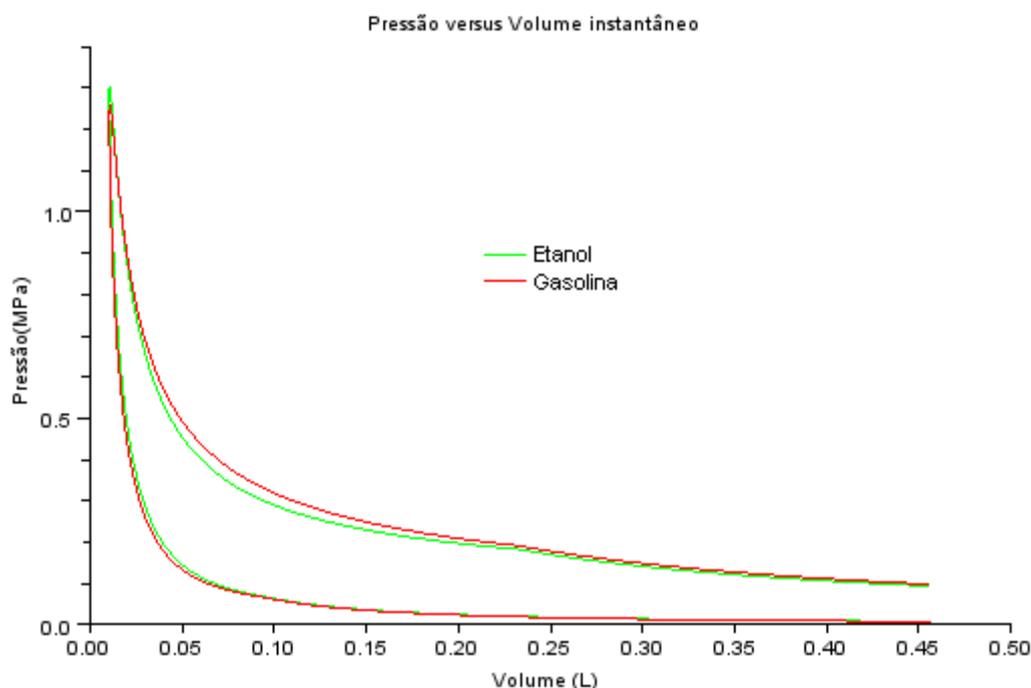


Figura 44: Pressão versus volume da câmara de combustão para motor 1.8(etanol rico).

Pode se agora, observar que o desempenho do álcool, se aproxima da gasolina. Porém, uma mistura mais rica do que é desejado, não é o ideal, pois isso influi diretamente no consumo do combustível e na poluição, já que misturas ricas tendem a formar hidrocarbonetos não queimados ou subaproveitados. Além disso, como foi demonstrado anteriormente, misturas ricas tendem a ter uma eficiência de combustão menor, logo, o motor aproveitará menos o combustível utilizado.

A seguir, têm-se um gráfico do consumo dos combustíveis de um ciclo de potência como foi representada a seguir.

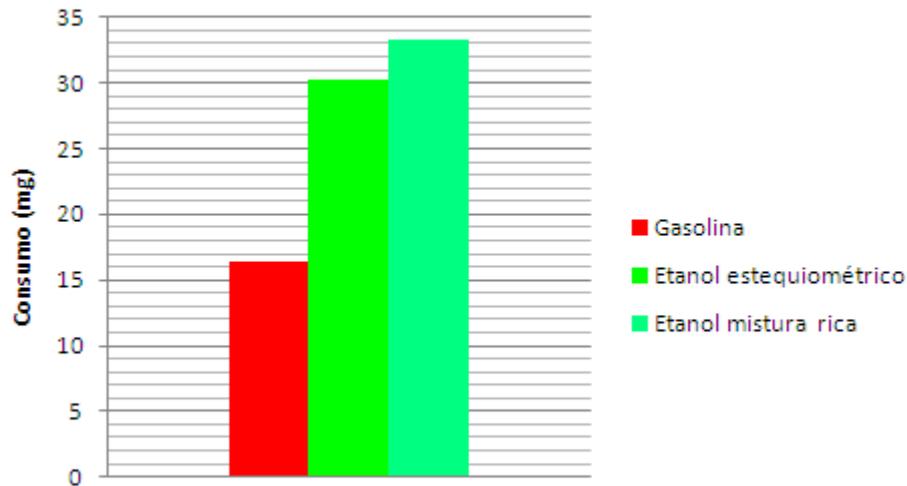


Figura 45: Consumo por combustão

Sendo assim, observa-se que existe um consumo a mais de etanol, de cerca de 3 mg por combustão, ou seja, cerca de 10% a mais de consumo. Isso significa que se por exemplo, o motor estivesse em média a 3600 rpm, sendo usado à uma hora, considerando que a densidade do etanol é de 746 g/L, desperdiçam-se cerca de :

$$L_{desperdiçada} = \frac{3600 \text{ rot}}{2 \text{ rot p/explosão}} \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ min}} \frac{3 \text{ mg}}{1} \frac{1 \text{ L}}{746 \text{ g}} = 0,43 \text{ L}$$

Logo, será de cerca de 0,43 litros de etanol desperdiçada em uma hora.

#### 4.8. Análise, simulação e resultados da solução proposta: *Downsizing*.

Atualmente, o termo *Downsizing* está em voga. Isso representa no mundo automotivo, um motor com capacidade cúbica menor, porém com desempenho potência e torque semelhantes a um motor de capacidade cúbica maior. Isso é possível sobrealimentando o motor menor com um compressor (*Blower*) ou um turbo-compressor.

Um exemplo real é a nova família de motores *Ecoobost* da Ford. Um motor 1.0 dessa família, com sobrealimentação obtida por um turbocompressor, consegue extrair cerca de 120 cv e 17 kgfm de torque, ou seja, um motor 1.0 consegue render quase que a potência de um motor 1.8 tradicional.



Figura 47: Motor 1.0 Ford Ecoobost.

Fonte:<http://www.insidemotors.com.br>

No Brasil, muitos automóveis também tiveram este conceito. Dois exemplos memoráveis eram o *Ford Fiesta/Ecosport Supercharger*(Lançado em 2003) e o *Volkswagen Gol/Parati 1.0 16V Turbo*(Lançado em 2000). Ambos possuíam motores 1.0, porém sobrealimentados por um compressor, no caso do *Ford*, e turbocomprimido no caso do *Volkswagen*. Conseguiram extrair 90 cv e 112 cv respectivamente, potência equivalente a um motor 1.6 e 2.0 tradicionais à época.



Figura 48: VW Gol 1.0 16V Turbo.

Fonte:Quatro Rodas

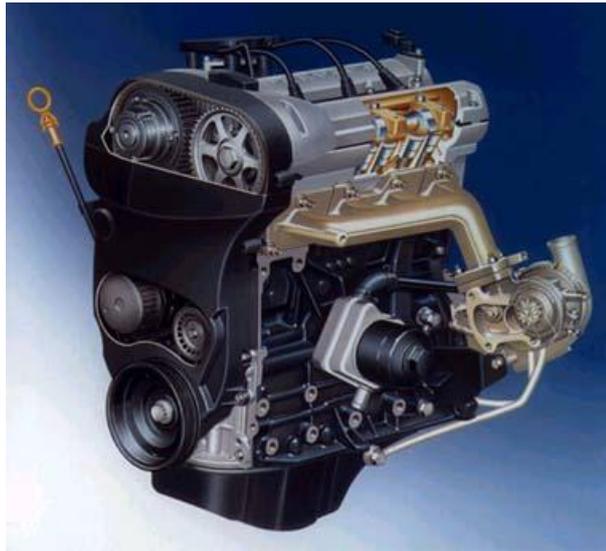


Figura 49: Motor VW AT 1.0 16V Turbo  
Fonte: Quatro Rodas



Figura 50: Ford Fiesta Supercharger.  
Fonte: Quatro Rodas



Figura 51: Motor Ford Zetec 1.0 Supercharged, com destaque no compressor.  
Fonte: Quatro Rodas

Uma das explicações para o menor consumo do motor *Downsizing*, está no fato que este tipo de tecnologia, possibilita que o motor trabalhe em uma uma região do mapa do consumo específico, favorável no baixo consumo. Segunda a equação que representa o PME (Pressão Média Efetiva) sobre o pistão, mantendo constante a condição de potência e rotação do motor, têm-se:

$$PME = \frac{2P_{Potência}}{V_{deslocado}N}$$

Sendo que o volume deslocado em um motor pequeno é menor, o PME do motor *Downsizing*, é maior do que o motor tradicional. E seguindo o mapa do consumo específico, obtêm-se:

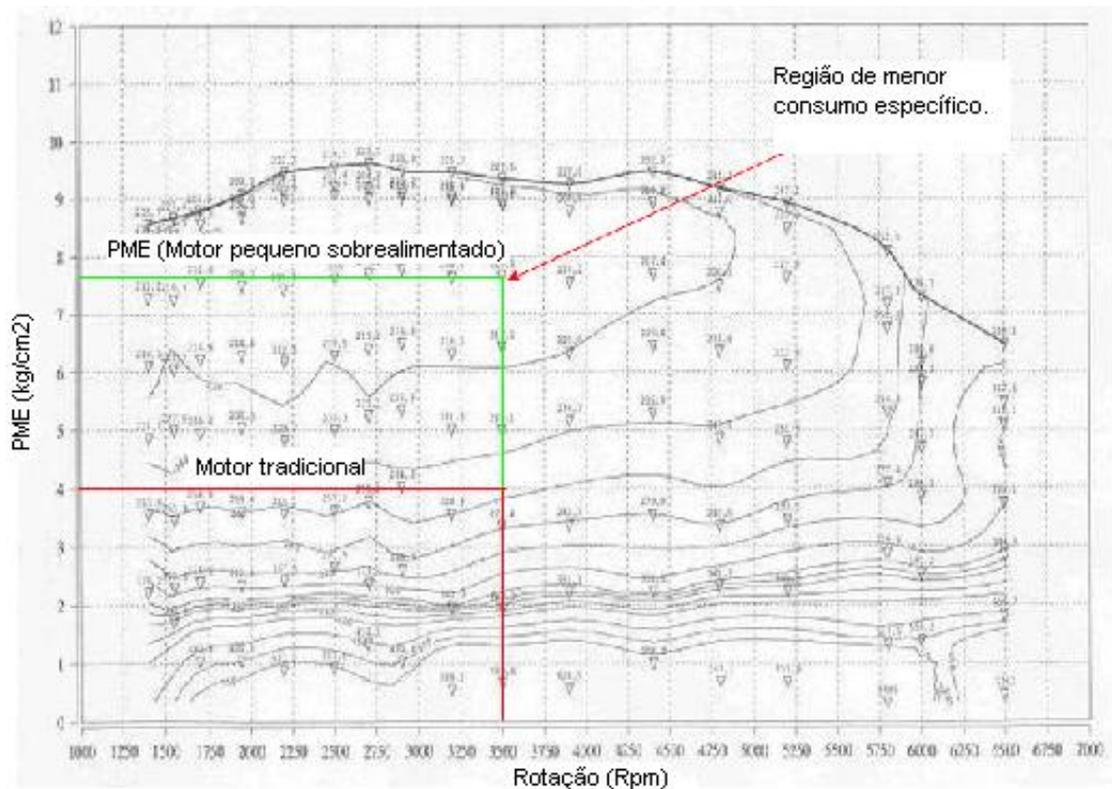


Figura 52: Mapa do consumo específico

Fonte: Fiat Powertrain

Nota-se que o motor opera em um regime que privilegia o menor consumo específico pois atua na região do mapa favorável à isso.

Porém, para o presente trabalho, será investigado qual o benefício termodinâmico do consumo do combustível, principalmente do álcool. Supondo que tem-se as seguintes características do novo motor, porém sobrealimentado seguindo os conceitos do *Downsizing* e apenas reduzindo o diâmetro do cilindro.

Tabela 13: Dados do motor 1.0 *Downsizing*

|                          |          |
|--------------------------|----------|
| Diâmetro do cilindro (D) | 61,01 mm |
| Curso do pistão (s)      | 86,04 mm |
| Comprimento da biela (L) | 144,0 mm |
| Taxa de compressão       | 11       |
| Cilindrada Total         | 1,006 L  |

Porém, para poder comparar com o motor 1.8 anterior, deseja-se que a potência e o torque no novo motor 1.0 seja mantido. O parâmetro da força que a cabeça do pistão recebe durante a combustão, deve ser mantido para manter todos os dados de desempenho. Têm se:

$$F_{pistão} = PA_{pistão} \quad (74)$$

Sendo que a  $A_{pistão}$  é a área superior do pistão.

Sendo assim, testou-se para o novo motor, a quantidade de sobrealimentação para que o novo motor, mantivesse tal força. Concluiu-se que no caso da gasolina, a sobrealimentação no novo motor ficou perto de 76,3 %, enquanto que no caso do álcool, em torno de 85%. A vantagem da sobrealimentação, é que o motor pode trabalhar de uma forma mais próxima da estequiométrica principalmente no etanol, e supondo que a vazão da sobrealimentação, é variável em cada tipo de combustível. Isso será benéfico para o consumo do combustível. A seguir, o gráfico da força sobre o pistão será demonstrado. Note que o gráfico deve ser aproximado para manter as condições de desempenho de potência e torque. A base de comparação é o motor 1.8 tradicional movido a gasolina. Supondo ainda, por hipótese, que o motor esteja em

na condição de WOT e está a 5500 rpm, a mistura admitida é estequiométrica e o ar aspirado se encontra a cerca de 300 K de temperatura.

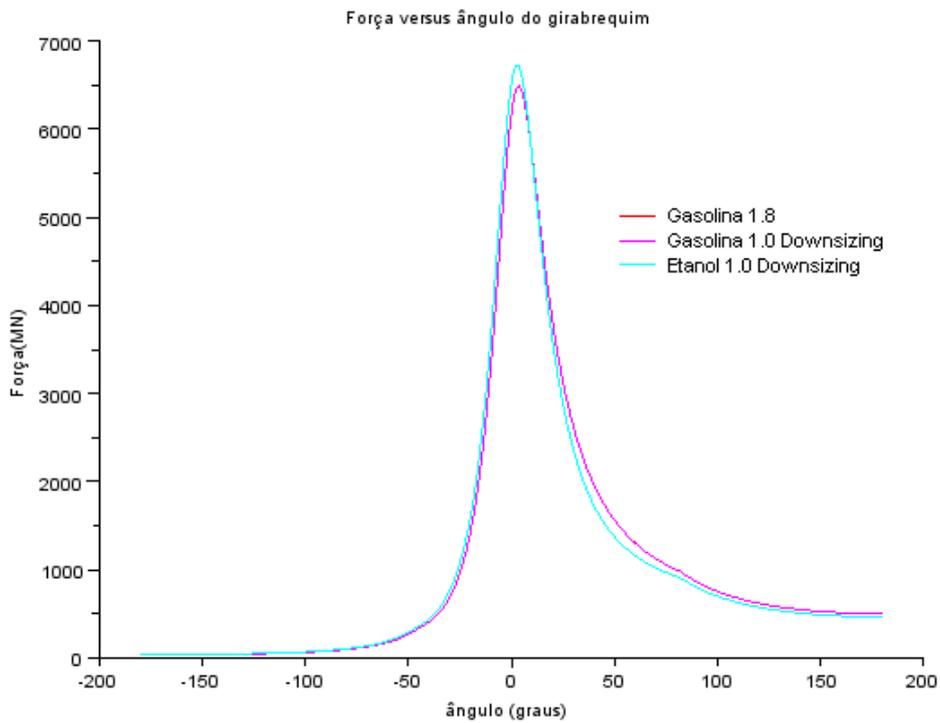


Figura 53: Força sobre o pistão versus ângulo do girabrequim.

Como se observa, seguindo de acordo com a sobrealimentação de cada combustível, a força sobre o pistão se conserva

Simulando o programa novamente, obtemos um gráfico da pressão em função do ângulo do girabrequim para uma combustão, do motor sendo movido à etanol e à gasolina.

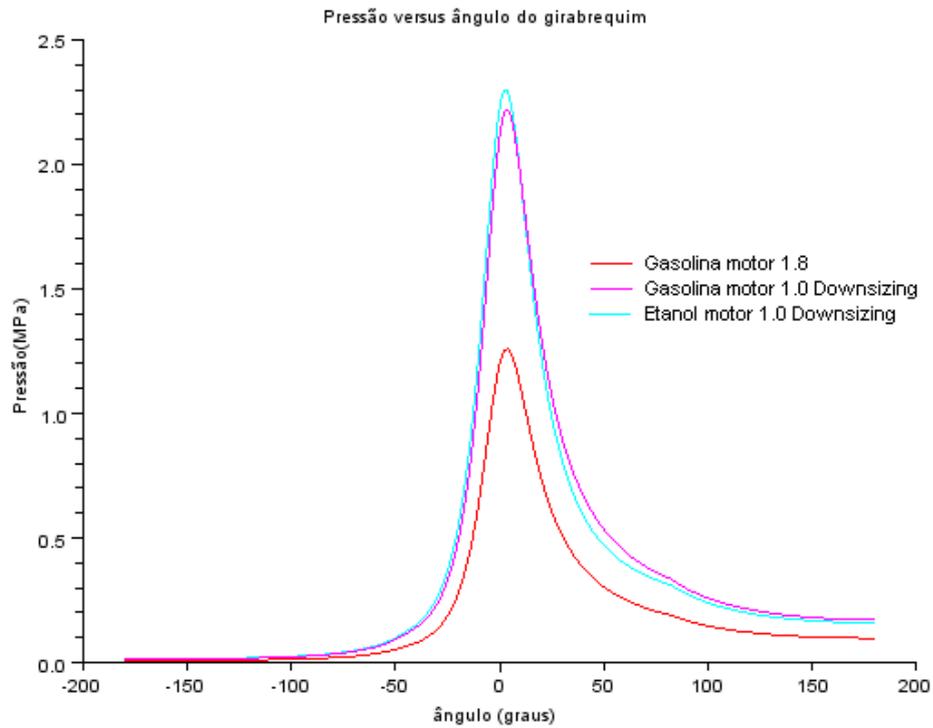


Figura 54: Pressão versus ângulo do girabrequim.

Como era de se esperar, motores sobrealimentados possuem uma pressão maior na cabeça do pistão. Isso é benéfico para o consumo específico como foi demonstrado anteriormente.

A seguir, o gráfico da pressão em função do volume instantâneo total.

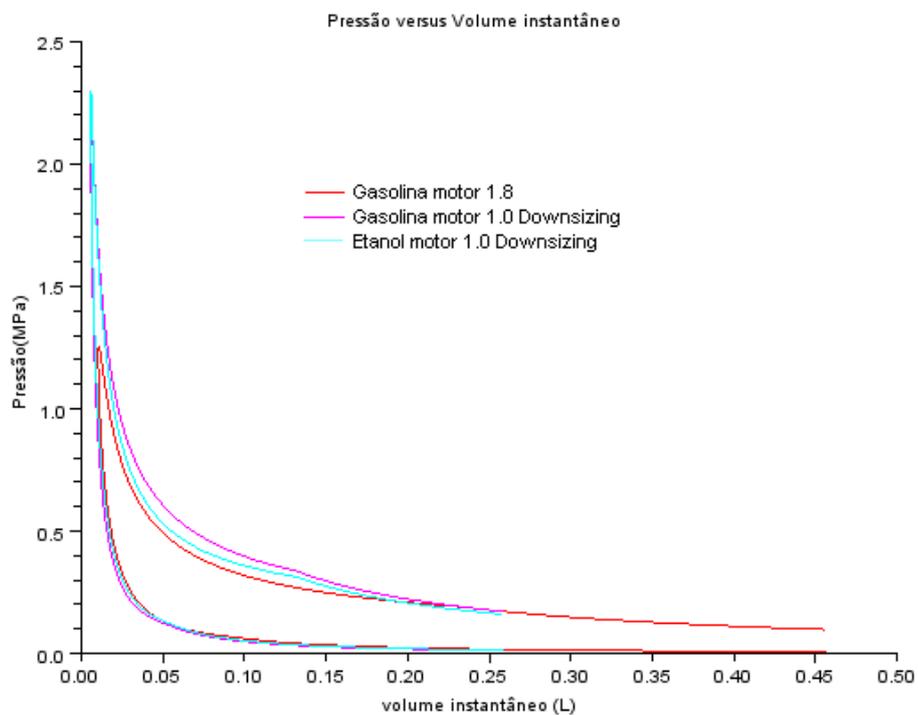


Figura 55: Pressão versus volume da câmara de combustão.

Nota-se que o trabalho líquido, que é a área dentro da curva, se conserva, logo mantêm-se constante, os requisitos de potência e torque.

A seguir, têm-se um gráfico do consumo dos combustíveis de um ciclo de potência como foi representada a seguir.

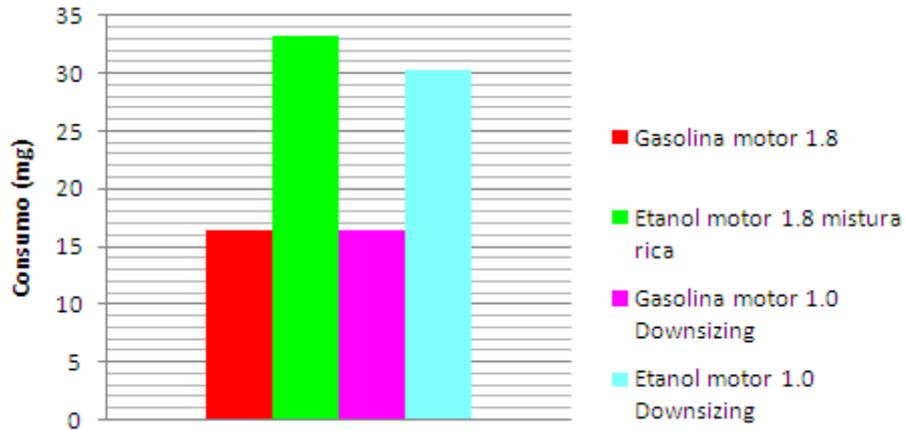


Figura 57: Consumo por combustão

Como se observa, o motor 1.0 Downsizing movido à etanol, é cerca de 1,5 mg mais econômico por combustão, se comparado com o motor 1.8 tradicional movido à etanol com uma mistura rica. Sendo assim, economiza-se em combustível, colocando-se as mesmas hipóteses da questão anterior, ou seja, o motor estivesse em média a 3600 rpm, sendo usado à uma hora, considerando que a densidade do etanol é de 746 g/L, têm-se:

$$L_{Economizados} = \frac{3600 \text{ rot}}{2 \text{ rot p/explosão}} \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ min}} \frac{1,5 \text{ mg}}{1} \frac{1 \text{ L}}{746 \text{ g}} = 0,215 \text{ L}$$

Economiza-se cerca de 215 ml de etanol. Sendo assim, o *Downsizing* é muito adequado para o aproveitamento energético do combustível, principalmente do etanol.

## **5- Conclusão.**

A solução da redução de consumo em motores Flex, seria interferir de alguma maneira na taxa de compressão de acordo com o combustível utilizado, porém é um processo demasiadamente caro e complicado. Como se pode observar, motores Flex tendem a consumir mais devido a alguns fatores, tais como, para se manter a mesma condição de potência e torque da gasolina, como o PCI do etanol é menor, é necessário que haja uma injeção maior de etanol se comparado com o motor exclusivamente à álcool. Sendo assim, pelo estudo **qualitativo** anterior, a mistura que vai na câmara de combustão é rica e influi na eficiência da queima do combustível e também nas emissões atmosféricas de monóxido de carbono e de número de hidrocarbonetos. Tudo isso resulta no consumo maior. O *downsizing* é muito benéfico para motores Flex-Fuel, pois promove uma mistura mais próxima da estequiométrica. Além disso, como foi demonstrado anteriormente, motores sobrealimentados possuem uma PME maior do que seu equivalente de mesma potência porém de maior cilindrada. Isso influi em um consumo específico menor. Sem contar que, motores menores, possuem pistões menores (mais leves), portanto, o momento de inércia do motor é menor, resultando assim, menores esforços do gás em mover o motor. Tudo isso, influi diretamente na redução de consumo, principalmente se o combustível utilizado for o etanol.

## **7. Sugestões para trabalho futuro.**

Para o leitor que tenha interesse neste assunto, outras tecnologias que podem influir na redução de consumo dos motores Flex-Fuel podem ser estudadas. Tais como:

- Motores Flex-Fuel com injeção direta.
- Válvulas com tempo de abertura controlada (VVTI)
- Válvulas com controle eletrônico de abertura (Fiat MultiAir)

- Associação de MCI Flex com motorização híbrida.
- Motores com taxa de compressão variável (GM-Saab).
- Associação de todas essas tecnologias.

## 8. Referências bibliográficas.

- [1] BARBOSA JUNIOR, Carlos Eduardo. *Modelagem unidimensional e simulação de um motor com ignição por centelha*. Dissertação(Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, USP 2009.
- [2] VEIGA, Márcio Ferreira . *Avaliação do efeito da variação da razão ar-combustível por cilindro em motores de combustão interna de ignição por centelha*. Dissertação(Mestrado profissionalizante) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, USP 2009.
- [3] NAKANO, Danillo Gabriel . *Estudo sobre instalação de um turbocompressor em automóvel nacional : análise de projeto e análise de caso*. Dissertação(Mestrado profissionalizante) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, USP 2007.
- [4] BRAMBILA, Jean Amadeo. *Estudo experimental e simulação termodinâmica de desempenho em um motor de combustão interna operando com óleo diesel e etanol*. Dissertação(Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, USP 2006.
- [5] FERRAZ, Clayton Vinícius. *Sistemas controlados de propulsão de veículos automotores*. Dissertação(Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, USP 2004.
- [6] NAKANO, Danillo Gabriel. *Estudo sobre instalação de um turbocompressor em automóvel* . TCC - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, USP 2004.

- [7] NIGRO, Roberto Bueno. *Análise de um simulador de motor de combustão interna de motor de combustão interna de ignição por centelha*. TCC- Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, USP 1994.
  
- [8] GANTUS, Ricardo Adib . *Simulação de um motor de combustão interna utilizando o código CFD Kiva*. TCC- Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, USP 2002.
  
- [9] GUTIERREZ Junior, Henedino. *Motor de ignição por centelha de alta compressão com limitação de pressão de combustão*. Tese(Doutorado)- Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, USP 2001.
  
- [10] NEGRI, Jean Cesare. *Modelagem analítica multidimensional para simulação de câmaras de motores de combustão interna : estado da arte e utilização introdutória do método de elementos finitos*. Dissertação (Mestrado)- Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, USP 1989.
  
- [11] MAURO, Bruno Ribeiro; CONTANI, Eduardo A. do Rosário. *Estudo da emissão de poluentes em motor bi-combustível álcool-gasolina*. TCC- Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, USP 2004.
  
- [12] MELO, Tadeu Cavalcante Cordeiro, *Modelagem Termodinâmica de um motor do ciclo Otto tipo Flex-Fuel, funcionando com gasolina, álcool e gás natural*. Dissertação (Mestrado)- Escola de engenharia da Universidade Federal do Rio de Janeiro, UFRJ 2007.
  
- [13] HEYWOOD, JohnB. *Internal combustion engine fundamentals*.- New York MacGraw-Hill, 1988.

- [14] KREITH, Frank; *Princípios da Transmissão de Calor*. São Paulo Edgard Blucher, 1973.
- [15] MEDEIROS, João Irineu; RODRIGUES, Erlon; VENTURA, Jerônimo. *Motor Fire 1.4L T-Jet: A Introdução do conceito de downsizing no Brasil pela FPT- Powertrain Technologies*.
- [16] JUNIOR, Armando Mariante Carvalho; RAMUNDO, Júlio Cesar Maciel; CAVALCANTI, Carlos Eduardo de Siqueira; FILHO, Paulo de Sá Campello Faveret; PFEFER, Nelson Isaac; ROSA, Sergio Eduardo Silveira; MILANEZ, Artur Yabe; GALVÃO, Antonio Carlos; POPPE, Marcelo Khaled; NOGUEIRA, Luiz Augusto Horta; SEABRA, Joaquim Eugênio Abel; BEST, Gustavo; LEAL, Manoel Regis Lima Verde; RODRÍGUEZ, Adrián; GÓMEZ José Javier; SAMANIEGO, Joseluis; COVIELLO, Manlio; DIRVEN, Martine; SAUCEDO, Alberto; SCHUETZ, Guilherme: *Bioetanol de cana-de-açúcar Energia para o desenvolvimento sustentável*.- BNDES CGEE, Rio de Janeiro 2008.