

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

DEPARTAMENTO ACADÊMICO DA MECÂNICA

CURSO DE ENGENHARIA INDUSTRIAL MECÂNICA

**HERONILDO SOUZA LEITE**

**ANÁLISE DO AUMENTO DA RAZÃO DE COMPRESSÃO DE  
MOTORES CICLO OTTO**

**TCC**

**CORNÉLIO PROCÓPIO**

**2014**

**HERONILDO SOUZA LEITE**

**ANÁLISE DO AUMENTO DA RAZÃO DE COMPRESSÃO EM  
MOTORES DE CICLO OTTO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do Curso Superior de Engenharia Industrial Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica – DAMEC – da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, como requisito para obtenção do título de Engenheiro Industrial Mecânico.

Orientador: Prof. Me. José Carlos Pereira Pinto

**CORNÉLIO PROCÓPIO**

2014



---

## TERMO DE APROVAÇÃO

### ANÁLISE DO AUMENTO DA RAZÃO DE COMPRESSÃO EM MOTORES DE CICLO OTTO

HERONILDO SOUZA LEITE

Este trabalho de conclusão de curso foi apresentado às \_\_\_\_\_ do dia \_\_\_\_ de dezembro de 2014 como requisito parcial para obtenção do título de ENGENHEIRO MECÂNICO, linha de pesquisa – Termodinâmica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho \_\_\_\_\_.

(O termo de aprovação original encontra se na coordenadoria do curso).

---

Prof. Me. José Carlos Pereira Pinto  
(UTFPR)  
Orientador

---

Prof. Dr. Henrique Cotait Razuk  
(UTFPR)

---

Prof. Dr. João Roberto Sartori  
(UTFPR)

## DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus pais que muito me incentivaram para a conclusão desse trabalho, pela educação que eles me deram que facilitou em muito a conclusão desse trabalho.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço este trabalho primeiramente a Deus que me deu luz, força, entendimento, conhecimento e muita paz , para realização desse trabalho, pois é impossível que alguém realize algo de bom sem Sua ajuda.

Agradeço este trabalho a minha família que me apoiaram nos estudos até mesmo antes de entrar no curso de Engenharia Mecânica, pois não é fácil fazer um curso de Engenharia, agradeço também ao incentivo de muitos amigos e alguns parentes que sempre me apoiaram na realização desse trabalho.

Agradeço ao meu orientador, Prof. Me. José Carlos Pereira Pinto pelo grande apoio nos estudos realizados.

Leite, Heronildo Souza. Análise do aumento da razão de compressão em motores ciclo Otto. 2014. 63 f. Trabalho de Conclusão de Curso. Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Cornélio Procópio. 2014.

## RESUMO

Pela dificuldade que se encontra atualmente na obtenção de combustíveis e principalmente os utilizados em motores que operam no ciclo Otto, conseqüentemente tem se a necessidade de obter o melhor rendimento possível desses tipos de motores. Esse trabalho teve o objetivo de analisar o quanto aumentaria o rendimento do motor a ciclo Otto, operando com etanol, gasolina e GNV, analisando motores equipados em alguns veículos nacionais, tanto alimentado com injeção eletrônica de combustível como com carburadores. O trabalho foi realizado numa oficina mecânica independente própria, e os carros foram submetidos há um teste de consumo de combustível antes e depois do trabalho. Foi aumentada a razão de compressão dos motores tanto que operam com gasolina do tipo c, etanol e GNV, a razão de compressão variou de 8,8:1 até 10,6:1 na gasolina de 10:1 até 14,0:1 no etanol e GNV. Os resultados mostraram que com o aumento da razão de compressão diminui significativamente o consumo dos motores, mas os que mais tiveram um melhor rendimento são os que utilizam etanol, e etanol e GNV. Assim conclui se que com o aumento da razão de compressão aumenta o rendimento do motor de combustão interna, provando isso pela diminuição do consumo de combustível.

Palavras chaves: Motores ciclo Otto. Razão de compressão. Consumo de combustível.

Leite, Heronildo Souza. Análise do aumento da razão de compressão em motores ciclo Otto. 2014. 63 f. Trabalho de Conclusão de Curso. Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Cornélio Procópio. 2014.

### **ABSTRACT**

The difficulty which is currently in obtaining fuel and mainly used in engines operating in the Otto cycle, therefore we need to get the best possible performance of these types of engines. This work aimed to analyze how much increase the yield of motor Otto cycle, operating on ethanol, gasoline and CNG, analyzing engines fitted in some domestic vehicles, both powered with electronic fuel injection and with carburetors. The study was conducted in an independent own machine shop, and the cars were subjected to for a fuel consumption test before and after work. The compression ratio of both engines operating on gasoline type C, CNG and ethanol was increased, the compression ratio varied from 8.8: 1 to 10.6: 1 in the gas 10: 1 to 14.0: 1 in ethanol and GNV. Os results showed that with the increase in compression ratio significantly decreases consumption of engines, but they had more improved performance are those using ethanol and ethanol and CNG .Thus concluded that with increasing compression ratio increases the yield of the internal combustion engine, proving it by reducing fuel consumption.

Keywords: Otto cycle engines. Compression ratio. Fuel consumption.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Curso do êmbolo de um motor de combustão interna.....	17
Figura 2: Funcionamento dos Quatro tempos do motor ciclo Otto. ....	19
Figura 3: Diagrama p-v e T-s do ciclo de ar padrão Otto .....	20
Figura 4: Eficiência térmica do ciclo de ar-padrão Otto. $K = 1,4$ . ....	21
Figura 5: Características físicas da gasolina e do etanol. ....	22
Figura 6: Gráfico da temperatura e da pressão no interior do cilindro de um motor ciclo Otto em função da razão de compressão. ....	23
Figura 7: Definição da razão de compressão.....	24
Figura 8: Coletor de Admissão com corpo TBI e sensores (SPI). ....	26
Figura 9: Estratégias de injeção simultânea, em grupo e sequencial, para sistemas de injeção eletrônica multi-ponto.....	28
Figura 10: Coletor de admissão com sensores e bicos injetores da injeção eletrônica multi ponto.....	29
Figura 11: Medidor de compressão e centelhador. ....	33
Figura 12: Entrada de GNV no motor AP 2.0 com injeção eletrônica EFI. ....	35
Figura 13: Manômetro e redutor de pressão do GNV do motor AP 2.0.....	36
Figura 14: Reservatório de GNV com volume de 61 litros, instalado no porta malas do Verona.....	37
Figura 15: Volumes parciais que compõem a câmara de combustão.....	39
Figura 16: Placa de vidro utilizada para medição do volume da câmara de combustão.....	40
Figura 17: Balança digital e bureta.....	42
Figura 18: Motor AE 1.0, sem cabeçote.....	44
Figura 19: Cabeçote plainado do motor AE 1.0.....	45
Figura 20: Gráfico da diminuição do consumo de combustível x Aumento da razão de compressão.....	52



## LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Características do motor AP 2.0 8v gasolina.....	33
Tabela 2: Características do motor AP 2.0 8v álcool.....	34
Tabela 3: Características do motor Ford 1.4 8v gasolina .....	41
Tabela 4: Características do motor AE 1.0 8v gasolina.....	43
Tabela 5: Características do motor AE 1.6 8v álcool.....	46
Tabela 6: Resultado de consumo Ford Verona Motor AP 2.0 .....	48
Tabela 7: Resultado de consumo Ford Corcel I Motor 1.4 .....	49
Tabela 8: Resultado de consumo VW Gol Motor AE 1.0.....	50
Tabela 9: Resultado de consumo VW Gol Motor AE 1.6.....	51

## LISTA DE SIGLAS

APMS	Antes do ponto morto superior
Rc	Razão de compressão
VHC	Very High Compression
GNV	Gás natural veicular
GMV	Gás metano veicular
ANP	Agência Nacional do Petróleo
ICE	Ignição por centelha
ICO	Ignição por compressão
PMS	Ponto morto superior
PMI	Ponto morto inferior
MCI	Motor de combustão interna
ECU	Electronic Control Unit (Unidade de controle eletrônico)
A.Rc	Aumento da razão de compressão
C.C	Consumo de Combustível
V	Volume do cilindro do motor
v	Volume da câmara de combustão

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>12</b>
1.1 ASPECTOS GERAIS.....	12
<b>2 OJETIVOS</b> .....	<b>15</b>
2.1 GERAL .....	15
2.2 ESPECÍFICOS .....	15
<b>3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>16</b>
3.1 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA .....	16
3.2 EFICIÊNCIA TÉRMICA DE UM MOTOR CICLO OTTO. ....	19
3.3 RAZÃO DE COMPRESSÃO .....	23
3.4 SISTEMA DE ALIMENTAÇÃO DE COMBUSTIVEL DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA.....	24
3.4.1 Injeção direta de combustível.....	29
3.4.2 Injeção de combustível flex .....	31
<b>4 MATERIAIS E MÉTODOS</b> .....	<b>32</b>
4.1 DESCRIÇÃO DOS EXPERIMENTOS.....	32
4.1.1 Ensaio 1 .....	33
4.1.1.1 Descrição do ensaio 1 .....	34
4.1.1.2 Determinação do consumo de combustível.....	37
4.1.1.3 Cálculo das características do motor.....	37
4.1.1.4 Cálculo do volume do cilindro (V) .....	37
4.1.1.5 Cálculo do volume da câmara de combustão (v) .....	38
4.1.1.6 Determinação do volume da câmara de combustão por medição direta.....	38
4.1.1.6.1 Determinação do volume do cabeçote .....	39
4.1.1.6.2 Determinação do volume da cavidade do topo do pistão a face do bloco..	40
4.1.1.6.3 Determinação do volume da junta do cabeçote. ....	40
4.1.1.6.4 Determinação da nova razão de compressão. ....	41
4.1.2 Ensaio 2 .....	41
4.1.2.1 Determinação do consumo de combustível.....	42
4.1.2.2 Calculo da quantidade de km/l .....	43
4.1.3 Ensaio 3 .....	43
4.1.4 Ensaio 4 .....	45
<b>5 RESULTADOS E ANÁLISES</b> .....	<b>47</b>
5.1 ENSAIO 1 .....	47
5.2 ENSAIO 2 .....	48
5.3 ENSAIO 3 .....	49
5.4 ENSAIO 4 .....	50
5.5 SINTESE DOS RESULTADOS E ANÁLISES .....	51
<b>6 CONCLUSÃO</b> .....	<b>53</b>

<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>54</b>
<b>APÊNDICE.....</b>	<b>56</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo será relatado algumas consequências da utilização dos veículos que são equipados com motores de combustão interna que operam segundo o ciclo Otto.

### 1.1 ASPECTOS GERAIS

Os veículos que são utilizados dentro de grandes centros urbanos, seus motores sofrem severamente, pois do final do século xx até os dias atuais percebe-se um grande aumento na frota nacional de veículos (AMORIM,2005),principalmente os que possuem motor ICE que são utilizados na sua maioria nos grandes centros urbanos,com isso, o aumento na emissão de poluentes gerados pelos gases tóxicos resíduos da combustão desses motores que usam como combustível gasolina, etanol e GNV sendo este ultimo mais utilizado nesses últimos dez anos.

São utilizados em grande tempo em baixas rotações como num congestionamento, ou numa rotação do motor que varia muito no anda e para dos sinaleiros, cruzamento de ruas e assim por diante, com isso um motor que trabalha nestas condições necessitam sempre de trabalharem com uma mistura mais rica de combustível para facilitar a dirigibilidade dos mesmos ,assim aumenta o consumo de combustível e a queima do mesmo se torna incompleta pelo motor (WILDNER 2006) aumentando consideravelmente a emissão de poluentes na atmosfera, pois um motor de ciclo Otto que trabalha em baixas rotações tem mais dificuldade para realizar a queima completa do combustível do que em altas rotações,principalmente quando o motor funciona na rotação de marcha lenta, em baixas rotações a temperatura de combustão é menor do que em altas rotações e basicamente isso dificulta a velocidade de queima do combustível dentro da câmara de combustão,aumentando a razão de compressão consegue se aumentar a temperatura da câmara de combustão do motor, melhorando a queima do combustível e conseguintemente o mapeamento do sistema de injeção do motor pode ser refeito para trabalhar com uma mistura mais pobre em baixas solicitações do motor como na utilização desses grandes centros urbanos. E também tem se que considerar que como os recursos das energias disponíveis estão cada vez mais

limitados pela alta demanda desses últimos anos, principalmente em relação aos combustíveis, tem que ser ocupado o tempo em melhorar a eficiência nos motores que utilizam esses combustíveis tanto os fósseis quanto os renováveis, a gasolina e o GNV é um combustível fóssil e o etanol é um combustível renovável (YOGÉ, 2007) mas também é limitado a sua produção, pois, necessitam se de grandes áreas de terras para se cultivar a cana de açúcar.

A gasolina é o principal combustível para veículos de passeio no Brasil e no mundo. Uma outra grande parte da frota mundial é baseada em óleo diesel. Porém, a gasolina, como o óleo diesel, é derivada do petróleo, um recurso natural não renovável cuja previsão é de que seus reservatórios tenham aproximadamente 50 anos de duração (DAL BEM, 2008). O preço do barril do petróleo no mercado internacional é instável e, atualmente, tem uma tendência de alta devido a grande elevação do consumo por parte de países emergentes como a China. Os maiores produtores de petróleo têm dificuldades para manter o estoque de petróleo suficiente para atender a demanda.

O álcool brasileiro, também conhecido como etanol hidratado ou álcool etílico hidratado, é extraído da cana de açúcar e é composto de 94% de etanol e 6% de água. Devido a sua origem ser a mesma do açúcar, a variação da demanda de açúcar no mercado internacional pode ocasionar variação do preço no mercado interno. (GALLO, 1990).

O gás natural, também conhecido como GNV - gás natural veicular, ou GMV – gás metano veicular, é uma alternativa viável tanto para motores de ciclo OTTO quanto para motores de ciclo DIESEL pelo seu alto número de octanos (DAL BEM, 2008). Este é composto principalmente por gás metano, aproximadamente 90% , sendo os outros dez por cento compostos por etano, butano, propano, nitrogênio e gás carbônico. O GMV é considerado um dos melhores substitutos para a gasolina por ser um combustível pouco poluente, sendo este um critério muito importante do ponto de vista prático devido às severas leis de emissões atualmente em vigor na Europa e EUA ou mesmo as que estarão em vigor em poucos anos no Brasil.

Com o início da produção em série de veículos que utilizam motores flexíveis isto é que utilizam etanol e gasolina em qualquer proporção ao mesmo tempo, embora maioria dos donos desses automóveis não utilizam misturas, mas

sim um combustível ou outro. Mas como esses motores são projetados para utilizarem tanto gasolina do tipo c quanto o etanol, a razão de compressão fica prejudicada, pois no Brasil hoje temos carros com motor flex 1.0 com razão de compressão de 13,0:1, como o VW Gol, e essa razão de compressão é muito alta para utilização de gasolina do tipo c embora que antes dos flex a GM do Brasil lançou o motor denominado VHC que utilizava exclusivamente gasolina do tipo c com  $R_c = 12,4:1$  (CARVALHO, 2011) e esse carro ao ser utilizado no dia a dia detonava muito nas retomadas de aceleração. Hoje em dia pode-se dizer que 100% da produção de carros no Brasil são flex. Com isso fica difícil de termos um motor de combustão interna mais eficiente, pois cada combustível tem suas características térmicas e para um motor de combustão interna é importantíssimo o número de octanas de cada combustível e a gasolina tipo c o etanol e o GNV possui números de octanas bem diferentes ficando mais próximos o etanol e o GNV mas o GNV possui mais octanas entre eles.

Como a injeção direta de combustível esta se popularizando nos últimos lançamento de automóveis que opera com motor ICE, pois com a injeção direta de combustível se consegue uma melhor atomização do combustível com o ar e também esse sistema trabalha com um modo estratificado que é mistura pobre de combustível, isto é, o motor admite mais ar que combustível e o modo homogêneo que nessa situação o motor opera na mistura estequiométrica de combustível, e pela razão desse motor injetar diretamente o combustível dentro do cilindro, pois a vaporização do combustível quando injetado dentro do cilindro do motor diminui a temperatura da câmara de combustão e assim pode se aumentar a razão de compressão do motor para aumentar a eficiência da queima do combustível pelo motor de injeção direta sem se preocupar com o fenômeno da detonação, com isso aumenta-se a eficiência desses motores.

Detonação ocorre quando a queima do combustível dentro do cilindro do motor ocorre antes do ponto morto superior, que pode ser causado por acúmulo de resíduos no topo do êmbolo do motor, por combustível com baixa octanagem (BARROS 2003), isto é combustível adulterado, por mal regulagem do motor, por deficiência no sistema de ignição, velas de grau térmico “quente”, por alta razão de compressão, entre outros.

## 2 OBJETIVOS

Neste capítulo será relatado o motivo da realização desse trabalho.

### 2.1 GERAL

Verificar através do aumento da razão de compressão uma melhora na eficiência de um motor ciclo Otto utilizando como combustíveis: gasolina do tipo c, etanol e GNV.

### 2.2 ESPECÍFICOS

Serão utilizados alguns tipos de carros com motores diferentes tanto com alimentação com carburador quanto com injeção eletrônica, para assim analisar em quais tipos de motores, isto é, qual o projeto de cada motor, que com o aumento da razão de compressão, se obterá maior percentual no rendimento. O fator mais importante a ser analisado é o quanto diminuirá o consumo de combustível, pois segundo os engenheiros mecânicos “é o melhor parâmetro para medir a eficiência térmica de um motor de combustão interna” (OBERT, 1971), e a melhora na dirigibilidade do mesmo.



### 3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo será relatado o embasamento teórico a respeito desse estudo e do seu objetivo.

#### 3.1 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Embora a maioria das turbinas a gás, sejam também motores de combustão interna, o nome é normalmente aplicado a motores de combustão interna alternativos do tipo comumente usado em automóveis, caminhões e ônibus. Estes motores são considerados alternativos porque os processos ocorrem dentro de arranjos cilindro-pistão com movimento alternativo. (SHAPIRO,2002).

Existem dois tipos de motores de combustão interna alternativos, são o motor de ignição por centelha (ICE) e o motor com ignição por compressão (ICO) . Num motor por ignição por centelha, uma mistura de combustível e ar é incendiada por uma vela. Num motor de ignição por compressão, o ar é comprimido até uma pressão e temperaturas elevadas o suficiente para que a combustão ocorra espontaneamente quando o combustível for injetado.(OBERT,1971).

Motores de combustão interna são máquinas nas quais energia química é convertida para energia térmica como resultado da combustão de uma mistura ignescente de ar e combustível e parte desta energia é transformada em energia mecânica.(GALLO,1990).

O propósito de um motor de combustão interna é a produção de potência mecânica vinda da energia química contida no combustível. Em um motor de combustão interna essa energia é liberada pela queima ou oxidação do combustível dentro do motor.(MARTINELLI, 2005).

Ciclo de ar-padrão Otto (Nikolaus Otto). É o ciclo ideal que idealiza o funcionamento de motores de combustão interna de ignição por centelha. Os motores de ciclo Otto a quatro tempos são muito utilizados no automobilismo e na aviação, o ciclo destes motores realizam-se em quatro fases a saber:

1º tempo – Admissão

2º tempo – Compressão

3º tempo – Combustão

4º tempo – Exaustão

A figura abaixo mostra o movimento de subida e descida do pistão(curso) de um motor de combustão interna onde PMS é o ponto mais alto que pode chegar o pistão e PMI é o ponto mais baixo que pode chegar o pistão.

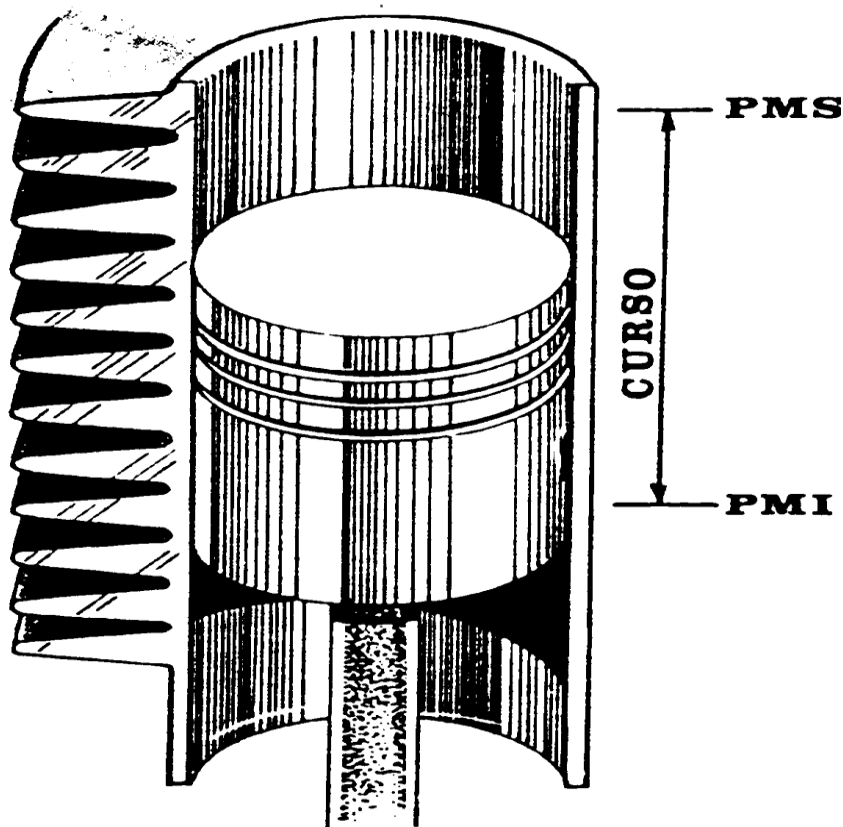


Figura 1: Curso do êmbolo de um motor de combustão interna

Fonte: Martinelli (2005, p.35).

Admissão, é quando o êmbolo do motor executa um movimento descendente [do ponto morto superior (PMS), até o ponto morto inferior (PMI)] aspirando o ar proveniente do coletor de admissão de ar, nesta condição a válvula de admissão esta aberta e a válvula de exaustão fechada.

Compressão, é quando o ar(mistura) é comprimido do ponto morto inferior até o ponto morto superior e antes do fim da compressão o sistema de ignição libera uma centelha elétrica para a explosão da mistura, na compressão as válvulas de admissão e exaustão permanecem fechadas.

Combustão, é quando a mistura ar/combustível explode no interior do cilindro do motor, esse é o único ciclo que realiza trabalho para o funcionamento do motor, o embolo vai do PMS até o PMI.

Exaustão, é o movimento de expulsar os gases provenientes da combustão, o embolo vai do PMI até o PMS, na exaustão só fica aberta a válvula de exaustão .

Teoricamente cada um desses estágios são realizados num ângulo de 180° da árvore de manivelas do motor (virabrequim), assim, para realizar um ciclo completo o motor necessita de 720° ou duas voltas completas na árvore de manivelas.(MARTINELLI,2005).

A diferença básica do motor Diesel para o Otto, no Diesel não precisa de centelha elétrica para ocorrer a combustão, pois no Diesel a combustão ocorre espontaneamente, por utilizar uma razão de compressão, que é quantas vezes o ar é comprimido no interior da câmara de combustão, bem mais alta que o motor ciclo Otto. Abaixo na figura verifica-se o funcionamento dos quatro tempos do motor ciclo Otto.

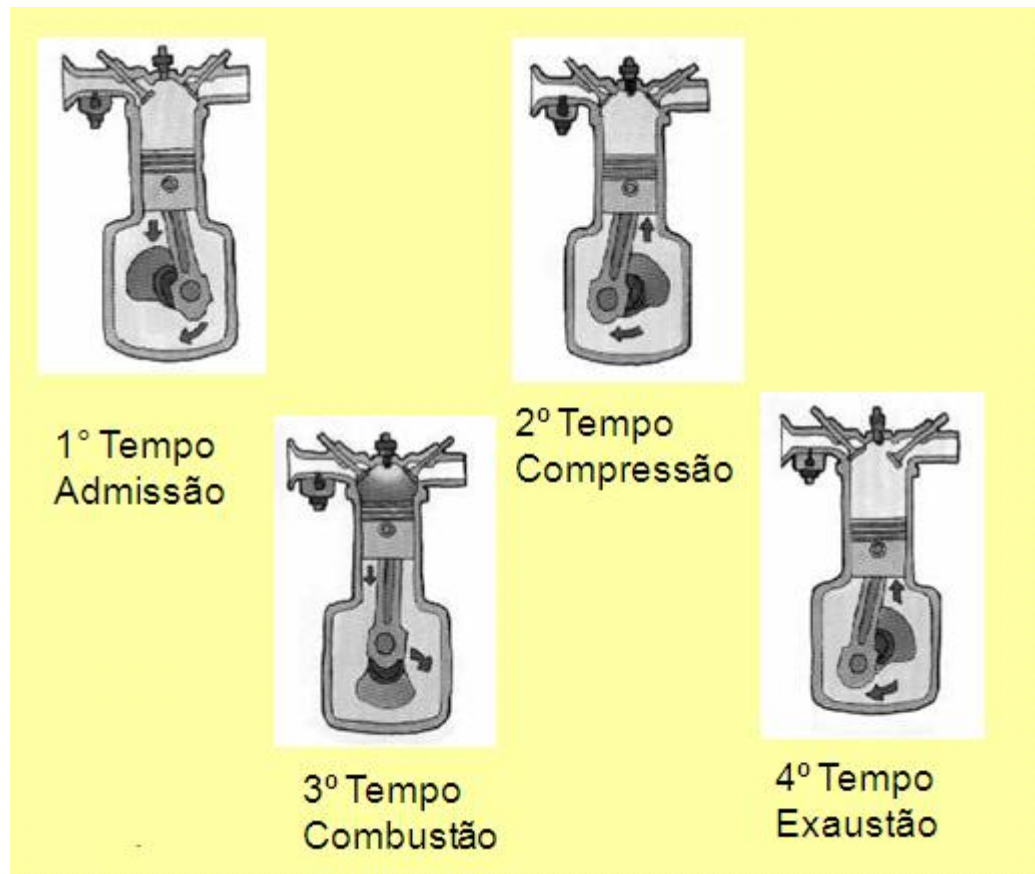


Figura 2: Funcionamento dos Quatro tempos do motor ciclo Otto.

Fonte: Adaptada Martinelli (2005, p.45).

### 3.2 EFICIÊNCIA TÉRMICA DE UM MOTOR CICLO OTTO.

Como o ciclo padrão Otto é composto por processos internamente reversíveis. Analisando a figura abaixo pode se perceber também que com o aumento da temperatura que é causada pelo aumento da razão de compressão no gráfico  $T \times s$  isto é, temperatura versus a entropia percebe se que a área formada pelos pontos 1- 2'-3'-4-1 é maior que a área formada por 1-2-3-4-1, como essa área determina o calor liquido do processo pode se concluir que com aumento da temperatura causada pelo aumento da  $R_c$  aumenta se a eficiência do motor.

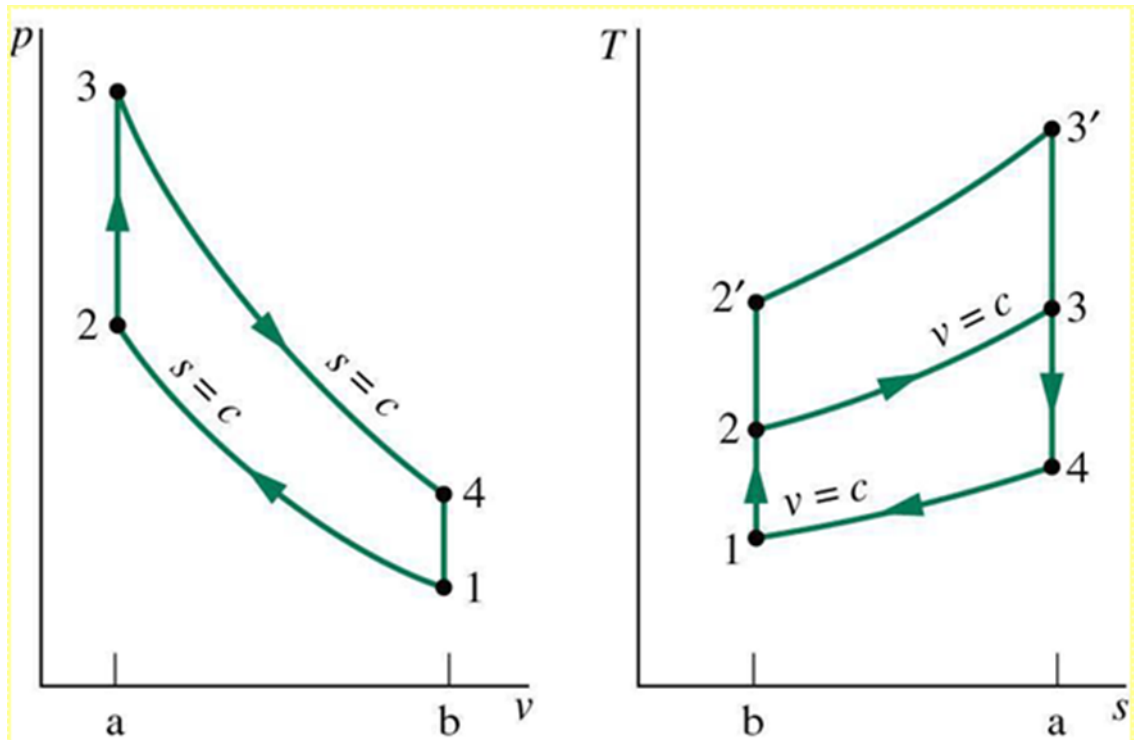


Figura 3: Diagrama p-v e T-s do ciclo de ar padrão Otto

Fonte: Shapiro (2002).

Pelo gráfico acima pode se obter a fórmula para cálculo da eficiência de um motor de combustão interna que opera segundo o ciclo de Otto, pois analisando o gráfico  $T \times s$  como já dito acima, a área formada pelos pontos 1-2'-3'-4-1 é maior que a área formada pelos pontos 1-2-3-4-1, como a área de rejeição de calor são as mesmas para os dois processos como podemos ver pelo gráfico acima que é formada pelos pontos 1-4-a-b-1, conclui se que a eficiência é maior quando se eleva a razão de compressão do motor, formadas pelos pontos 1-2'-3'-4-1. E tomando coeficiente volumétrico constante pode se obter a fórmula para cálculo da eficiência térmica para um motor que opera segundo o ciclo padrão ar frio Otto mostrada abaixo:

$$\eta = 1 - 1/r^{k-1} \quad (1)$$

E verifica se a validade desta fórmula analisando o gráfico abaixo, onde aumentando se a (taxa) razão de compressão aumenta se a eficiência do motor.

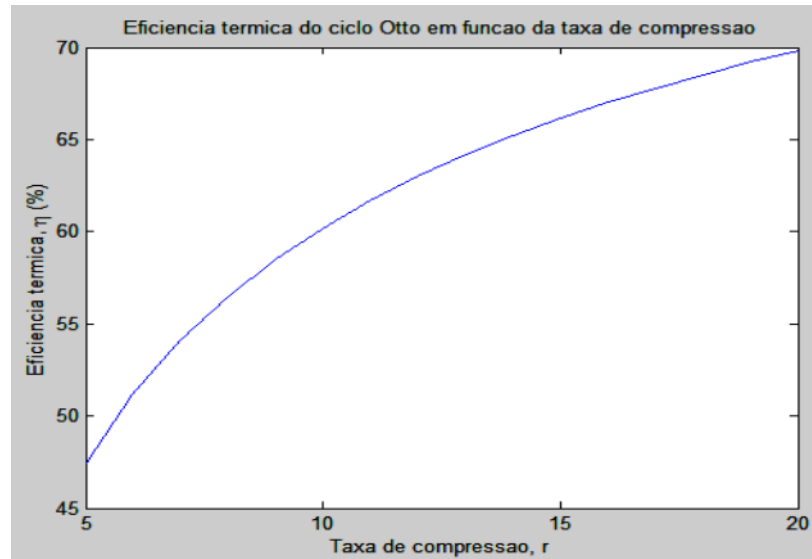


Figura 4: Eficiência térmica do ciclo de ar-padrão Otto.  $K = 1,4$ .

Fonte: Van Wylen.(1995).

Analisando o gráfico acima para ciclo ar padrão frio Otto, percebe-se que com o aumento da razão de compressão ( $r$ ), aumenta-se a eficiência térmica do motor.

Embora que o aumento da eficiência térmica do motor esta limitado pelo combustível utilizado no mesmo, pois combustível com baixo índice de octanagem não resistem a altas razão de compressão, como a gasolina. Na figura abaixo se verifica as características físicas da gasolina e do etanol inclusive o numero de octano tanto obtido no modo RON quanto MON, pois basicamente a diferenças entre eles é que no RON o motor é submetido a pouca carga enquanto no MON o motor é submetido a carga plena.(CARVALHO,2011).

	GASOLINA	ETANOL
Calor específico (kJ/kg)	34.900	26.700
N.º de Octano (RON/MON)	91/80	109/98
Calor latente de vaporização (kJ/kg)	376 ~ 502	903
Temperatura de ignição (°C)	220	420
Razão Estequiométrica Ar/Combustível	14,5	9

Figura 5: Características físicas da gasolina e do etanol.

Fonte: Martinelli (2005,p.38).

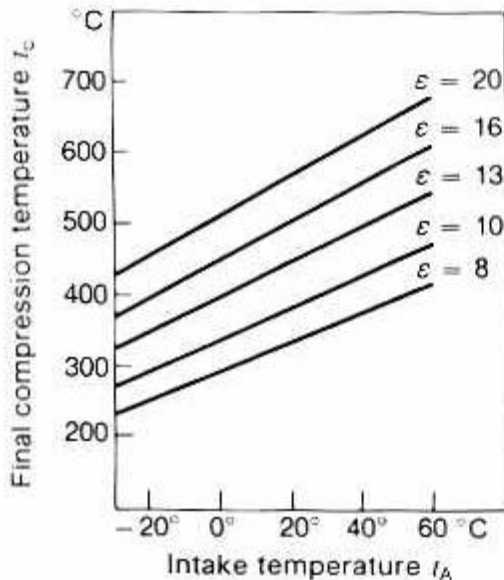
Nos motores modernos a gasolina utilizam hoje numa faixa de  $R_c = 10:1$  à  $R_c=10,5:1$  e os flexíveis chegam a utilizar,  $R_c = 13,0:1$ , mas só funcionam bem no etanol, pois na gasolina nesses motores flexíveis ocorrem o fenômeno da detonação que é totalmente prejudicial ao motor.

No etanol e no GNV por possuírem uma octanagem maior, pode se ter um aumento na eficiência dos motores que utilizam esses combustíveis, aumentando significadamente a razão de compressão. (YOGÉ,2007).

Com a adoção da injeção direta de combustível nos motores que operam no ciclo Otto ,que aos poucos a injeção direta de combustível vem ganhando espaço na indústria automotiva. Esse tipo de sistema pulveriza o combustível na câmara de combustão sem o intermédio dos coletores de admissão, cria uma turbulência dentro da mesma e permite o funcionamento do motor em taxas maiores de compressão, o que melhora o seu desempenho.

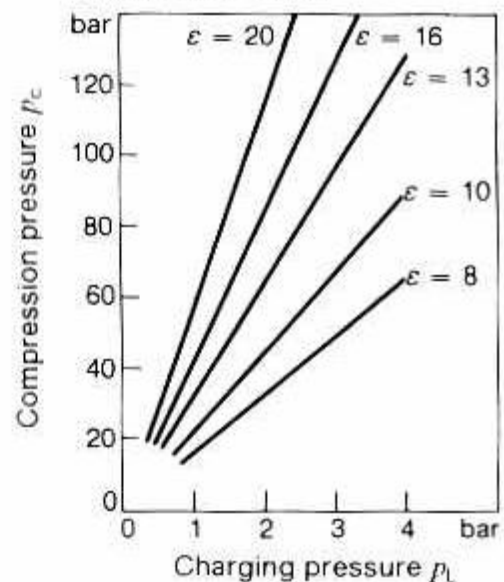
### Temperatura e pressão no Final da Compressão

A temperatura no final da compressão é uma função da taxa de compressão e da temperatura de admissão



$$t_c = T_c - 273,15 \text{ K}; T_c = T_A \cdot \epsilon^{n-1}; n = 1,35$$

A pressão no final da compressão é uma função da taxa de compressão e da pressão de admissão



$$p_c = p_L \cdot \epsilon^n; n = 1,35$$

Figura 6: Gráfico da temperatura e da pressão no interior do cilindro de um motor ciclo Otto em função da razão de compressão.

Fonte: Martinelli (2005,p.46).

Analisando esses dois gráficos acima se percebe também que com o aumento da taxa de compressão que tem o mesmo significado que razão de compressão também aumenta a temperatura no final da compressão e o mesmo ocorre para a pressão maior a taxa de compressão maior a pressão no final do tempo de compressão, por conseguinte temos mais facilidade de ocorrer a queima completa do combustível com o aumento da razão de compressão.

### 3.3 RAZÃO DE COMPRESSÃO

A razão de compressão é uma relação matemática que é quantas vezes o ar ou a mistura ar/combustível é comprimida dentro do cilindro (na câmara de combustão) de um MCI, e como vimos acima segundo a termodinâmica ela é diretamente ligada a eficiência de um MCI, pois com o aumento da Rc tem se o melhor aproveitamento das energias dos combustíveis utilizados nos MCI, é lógico



limitados ao efeito da detonação que está ligado esse diretamente na propriedade físico química de cada combustível. Assim num motor que tem  $R_c$  igual a 8:1 significa que o ar aspirado no tempo de admissão teve seu volume diminuído em 8 vezes antes que ocorresse a combustão dentro dos cilindros do MCI.(MARTINELLI,2005). Na figura abaixo é mostrado a relação entre o volume do cilindro e o volume da câmara de combustão.

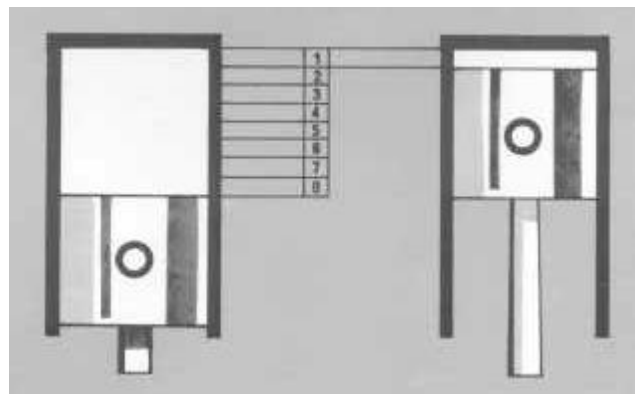


Figura 7: Definição da razão de compressão

Fonte: Martinelli (2005, p.38).

A fórmula para se calcular a razão de compressão é dada abaixo:

Tomando  $V$  como o volume do cilindro e  $v$  como o volume da câmara de combustão temos:

$$R_c = V + v/v \quad (2)$$

### 3.4 SISTEMA DE ALIMENTAÇÃO DE COMBUSTÍVEL DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA.

Com o forte crescimento na produção de veículos na década de 70/80, as legislações ambientais começaram a ficar mais rigorosas e os sistemas de gerenciamento mecânicos não conseguiam mais suprir as necessidades da época. Com isso, o sistema de dosagem de combustível antes feito por carburador foi

substituído, inicialmente por um sistema chamado de carburador eletrônico e posteriormente pela injeção eletrônica monoponto, seguida pela injeção eletrônica multiponto e por fim a injeção direta de combustível embora sendo ainda utilizadas em carros com um valor maior agregado. Nos motores diesel substituíram a bomba injetora mecânica, por uma com controle eletrônico, e agora utilizam unidades totalmente eletrônicas e o sistema common-rail.

Os motores ciclo Otto utilizaram primeiro o carburador para dosar a mistura ar/combustível para o interior dos cilindros. O carburador não injeta o combustível no coletor de admissão, o combustível é arrastado de dentro da cuba pela depressão criada no tempo de admissão do motor no coletor de admissão. O carburador por ser um dispositivo mecânico ele não consegue manter a mistura estequiométrica do motor em todas as condições de uso do mesmo, assim com o rigor para diminuir os gases poluentes fora necessário ser substituídos pela injeção eletrônica de combustível.

Depois do carburador veio a injeção eletrônica analógica, isto é, não possui alto programação nem memória para armazenar códigos de defeito, fora utilizada no Brasil pela primeira vez no Gol GTI no ano de 1988, fabricada pela Bosch denominada Le-Jetronic. Esse sistema já melhorou muito o rendimento dos Motores ciclo Otto, aumentando significativamente a eficiência e com isso a diminuição dos gases poluentes, esse sistema utiliza sensores para determinar a quantidade de combustível mais precisa em qualquer regime e condição de utilização do motor e o sistema de ignição também é controlado pelo mesmo, mas esse sistema trabalha com malha aberta, isto é, não possui um controle total dos gases de escape. Com isso esse sistema fora substituídos nos veículos a partir do ano de 1992 no Brasil pelo sistema de injeção eletrônica digital, onde esse já possui memória de defeitos possui alto programação, possui o sensor de oxigênio que vai instalado próximo ao coletor de escapamento para verificar a quantidade de oxigênio contida nos gases de escape e fazer a cada ciclo do motor a adequação mais precisa da mistura estequiométrica do motor, a primeira injeção desse tipo era single-point (SPI), isto é, possuía um único bico injetor, e essa condição limitou muito o desempenho desse tipo de injeção de combustível, logo fora substituída pela injeção multi-point (MPI), um bico injetor para cada cilindro. Com isso o combustível é injetado na entrada das válvulas de admissão resultando num aumento de torque e potencia na ordem de 12%. Esse sistema pode ser sequencial, semi sequencial ou simultâneo, o sistema

MPI é utilizado na totalidade dos carros de hoje em dia, mas ela está sendo substituída pela injeção direta de combustível.

A injeção SPI possui um único bico injetor que é instalado no corpo TBI onde vão instalados os sensores de posição da borboleta de aceleração, temperatura do ar de admissão, regulador de pressão de combustível, o corpo TBI é instalado no coletor de admissão como o carburador era instalado, assim o combustível é injetado e atomizado com o ar, e esse combustível percorre uma distância igual a do carburador vindo a condensar nas paredes do coletor de admissão e até mesmo nos dutos do cabeçote e nas válvulas de admissão do mesmo, com isso o sistema SPI ficou limitado em relação a eficiência da injeção eletrônica de combustível digital. Abaixo verifica-se na figura 8 um sistema de injeção com um único bico injetor.

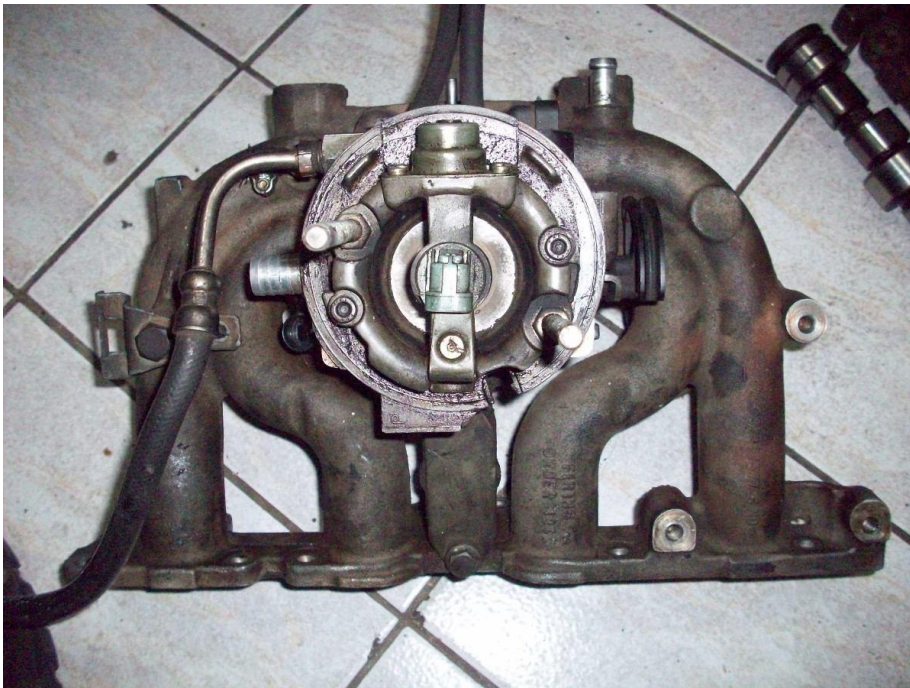


Figura 8: Coletor de Admissão com corpo TBI e sensores (SPI).

Fonte: Própria(2014).

O sistema MPI já utiliza um bico injetor para cada cilindro, e os mesmos são instalados no fim dos dutos do coletor de admissão próximo a entrada do cabeçote

ou no próprio cabeçote instalados bem próximo a válvula de admissão do cabeçote, esse sistema pode ser sequencial, semi sequencial ou simultâneo.

As válvulas injetoras de cada cilindro só injeta o combustível no tempo de admissão do ar dos respectivos cilindros( a quantidade necessária para cadê cilindro naquele instante),este sistema é o mais eficiente entre todos, pois não ocorre a condensação de combustível no interior do coletor de admissão embora é o mais caro de todos pois necessitam de sensores de fase para saber em que tempo e qual o cilindro que vai admitir o ar e sensor da posição da arvore de manivelas sendo que os dois sensores trabalham em conjunto, fora mais o trabalho para programação da Central eletrônica,este sistema é utilizado nos carros mais luxuosos das montadoras.

No sistema semi sequencial funciona dois bicos injetores de uma única vez, ou seja, o modulo de controle eletrônico da injeção envia um pulso para dois bicos injetores simultaneamente o bico do cilindro que esta admitindo o ar e o bico do cilindro que esta no tempo de escape ,assim cada bico injeta a metade do combustível necessário para a combustão no cilindro que esta no tempo de admissão, com isso o combustível que esta sendo injetado no cilindro que esta no tempo de escape é arrastado para o cilindro que esta admitindo o ar com isso uma parte do combustível se condensa no interior do coletor de admissão, mas mesmo assim é um sistema que compensa, pois é mais barato que o Sequencial e também tem um bom rendimento.

No sistema simultâneo as válvulas injetoras injetam o combustível todas juntas em cada tempo de admissão de cada cilindro perdendo uma parte considerável de combustível por condensação no interior do coletor de admissão(menos que no SPI) assim a cada ciclo de trabalho as válvulas injetoras injetam combustível quatro vezes simultaneamente, esse sistema em relação os outros dois é o mais barato mais perde muito em eficiência e não conseguiu atender os limites de anti poluição. Na figura abaixo verifica-se o funcionamento das válvulas injetoras de combustível do sistema multi- point(um bico injetor para cada cilindro) e o instante da centelha na vela de ignição, olhando na figura de cima para baixo,primeiro é o modo de injeção simultâneo, segundo o modo semi sequencial e por último o sequencial.

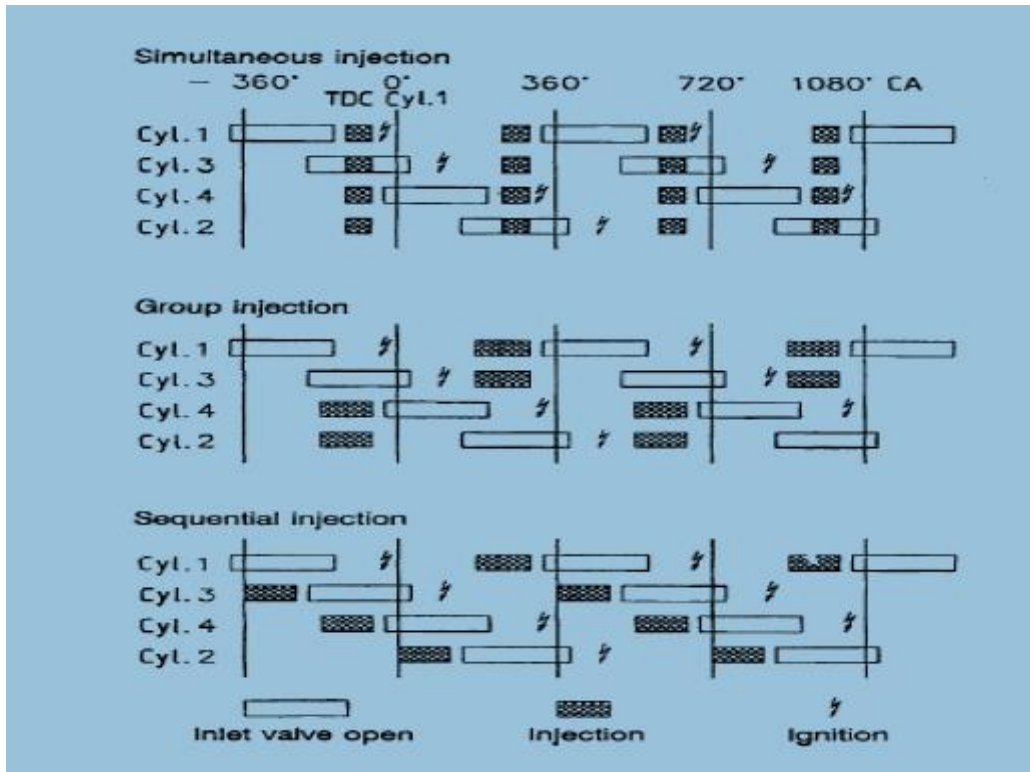


Figura 9: Estratégias de injeção simultânea, em grupo e sequencial, para sistemas de injeção eletrônica multi-ponto.

Fonte: Barbosa (1997).

Na figura 10 é mostrado um coletor de admissão completo com atuadores e sensores de um sistema de injeção multi-ponto, pela figura nota-se pela disposição dos bicos injetores como a injeção de combustível já ocorre perto da entrada do cabeçote.





Figura 10: Coletor de admissão com sensores e bicos injetores da injeção eletrônica multi ponto.

Fonte: Própria (2014).

### 3.4.1 Injeção direta de combustível

Aos poucos a instalação de sistemas de injeção direta de combustível vem ganhando espaço na indústria automotiva. Esse tipo de sistema, pulverizando o combustível na câmara de combustão sem o intermédio dos coletores de admissão, cria uma turbulência dentro da mesma e permite o funcionamento do motor em taxas maiores de compressão, o que melhora o seu desempenho. A injeção estratificada foi utilizada pela primeira vez no Mitsubishi Carisma.

A injeção direta de combustível FSI, tem dois tipos fundamentais de operação, mistura estratificada e mistura homogênea enquanto nos motores convencionais de ciclo Otto estão projetado para uma mistura homogêneo.(SINDIREPA,2012).

O funcionamento no modo estratificado, é quando o motor precisa de pouco torque quando o condutor do veículo esta trafegando com o veículo numa estrada plana mantendo apenas a velocidade de deslocamento do mesmo, assim uma borboleta que fica dentro do coletor de admissão é fechada totalmente para que o ar admitido passe por um canal menor formando um turbilhona mento no ar que entra para dentro dos cilindros e nessa situação a válvula borboleta(principal) esta totalmente aberta para minimizar as perdas do estrangulamento, o ar que é admitido para dentro do cilindro é comprimido e perto do final do curso de compressão antes da centelha da vela ser dada, numa região próxima a vela de ignição é injetado combustível, assim,nessa região forma uma nuvem de mistura de ótima inflamabilidade que é inflamada no tempo de compressão, e o ar que entrou propositadamente em excesso, fica situado na região em redor do cilindro minimizando assim a transferência de calor para as paredes do mesmo, com isso a energia de calor transformada em energia mecânica é maior, aumentando a eficiência do motor.

O funcionamento no modo homogêneo é dado quando o condutor do veículo precisa de torque Maximo do motor, exemplo, para realizar uma ultrapassagem com segurança, para vencer uma ladeira onde o mesmo pisa totalmente no pedal do acelerador,nessa situação a borboleta que fica dentro do coletor de admissão esta totalmente aberta junto com a borboleta(principal) e a injeção de combustível se dá no inicio do tempo de admissão fazendo com que a mistura que entra para dentro do cilindro fique homogênea (estequiométrica), a queima é realizada totalmente dentro do cilindro sem sobrar ar isolante. A vantagem da mistura homogênea em relação a mistura homogênea convencional é que na injeção direta o combustível é injetado dentro da câmara de combustão diminuindo a temperatura do ar admitido pela vaporização do combustível assim pode se utilizar razão de compressão maiores pois o efeito da detonação é minimizado.

### 3.4.2 Injeção de combustível flex

A injeção flex teve início no Brasil com o veículo Gol da VW, depois todas as montadoras foram instalando este sistema de injeção nos seus veículos, atualmente todos os veículos que são emplacados no Brasil são flex. Os primeiros carros com injeção flex que saíram não foram tão eficientes (baixa razão de compressão) deixaram a desejar pois utilizaram um motor a gasolina e colocaram para funcionar com os dois combustíveis ao mesmo tempo, isso graças ao desenvolvimento da eletrônica embarcada utilizada no sistema de injeção de combustível, quando utilizava apenas etanol o motor flex consumia mais combustível do que o modelo fabricado apenas com motor a etanol, mais com o passar do tempo foram melhorando os motores e a maioria dos carros flex já rodam com razões de compressão até maiores do que o motor puramente a etanol. O funcionamento da injeção de combustível flex se dá basicamente pelo sinal utilizado do sensor sonda lambda, esse sensor envia um sinal para o módulo entre 0,1 a 0,9 volts e o módulo da injeção interpreta este sinal e aumenta ou diminui a quantidade de combustível injetada, dependendo do combustível que está sendo utilizado no momento ou a mistura deles.



## 4 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo será relatado a maneira da realização dos experimentos e os materiais utilizados nos ensaios.

### 4.1 DESCRIÇÃO DOS EXPERIMENTOS

A realização dos ensaios processou-se por meio de ensaio de motores de combustão interna ciclo Otto, utilizados em alguns veículos.

Em todos os ensaios foram primeiramente testados os componentes do sistema de alimentação, de ignição, de combustível e a compressão dos motores antes de realizar-se o aumento da razão de compressão. Depois dos testes foram feitos em todos os veículos as medidas do consumo de combustível deles num percurso de 30 km, quando da utilização do etanol ou da gasolina e quando da utilização do GNV foi realizado um percurso até o consumo total do GNV contido dentro do reservatório. Depois destes testes foram aumentadas as razões de compressão e assim realizou-se outra medida do consumo de combustível feito no mesmo percurso de antes do aumento da razão de compressão. Abaixo na figura 11 o medidor de compressão utilizado para medir a compressão dos cilindros e o centelhador utilizado para medir a intensidade da centelha da bobina de ignição.



Figura 11: Medidor de compressão e centelhador.

Fonte: Própria (2014).

#### 4.1.1 Ensaio 1

O primeiro ensaio foi realizado no veículo Ford Verona equipado com motor AP 2.0 8V gasolina e GNV. Esse motor equipado com injeção eletrônica Magnetti Marelli EFI EEC-IV equipado com GNV de 2ª geração do fabricante White Martins. Na tabela abaixo se verifica as características técnicas do motor AP 2.0 8v gasolina.

**Tabela 1: Características do motor AP 2.0 8v gasolina**

Potência Max. -Rotação.(cv-rpm)	116- 5600
Torque Max.-Rotação (Nm-rpm)	173,5-3200
Número de cilindros	4
Curso do pistão (mm)	92,8
Diâmetro do cilindro (mm)	82,5
Cilindrada (cm <sup>3</sup> )	1984
Potencia/cilindrada (cv/litro)	58,47
Razão de compressão	10:1
Ponto inicial de ignição (graus-APMS)	13

(Fonte: Ford do Brasil , 1994).

Na tabela abaixo esta relatado as características do motor AP 2.0 depois da conversão para o álcool(etanol) o diâmetro do cilindro foi aumentado para 83 mm pelo motivo de haver um pequeno desgaste nos cilindros 2º e 3º pois com o uso frequente do veículo poderia num futuro não longe ter uma perda de rendimento do motor . Os dados que não tem em relação a tabela anterior foi por motivo de não ser obtidos em aparelhos específicos.

**Tabela 2: Características do motor AP 2.0 8v álcool**

Potência Max. -Rotação.(cv-rpm)	-
Torque Max.-Rotação (Nm-rpm)	-
Número de cilindros	4
Curso do pistão (mm)	92,8
Diâmetro do cilindro (mm)	83,0
Cilindrada (cm <sup>3</sup> )	2008
Potencia/cilindrada (cv/litro)	-
Razão de compressão	13,8:1
Ponto inicial de ignição (graus-APMS)	2

( Fonte: própria,2014)

#### 4.1.1.1 Descrição do ensaio 1

. Nesse veículo que é equipado com bomba de combustível dentro do tanque e é elétrica foi feito apenas o teste de consumo na utilização do GNV pelo motivo da dificuldade e da falta de recursos financeiros para a construção de um reservatório de combustível para facilitar a medida do consumo de combustível líquido.

O ensaio foi realizado utilizando o motor do veículo em baixa e média carga num percurso entre Vicentinópolis e Araçatuba cidades do estado de São Paulo, pelo motivo que existe posto de abastecimento de GNV em Araçatuba. A velocidade foi mantida a aproximadamente 100 km/h e foi feito este percurso até o término do GNV dentro do cilindro.

Nesse Verona Ghia foi realizado a troca dos pistões de gasolina para os pistões do álcool(etanol) e ainda realizado um rebaixamento no cabeçote de 1,3 mm.

Abaixo na figura 12 é mostrada a imagem do motor AP 2.0 com injeção eletrônica multi-point e a mangueira de alimentação de GNV para o motor.



Figura 12: Entrada de GNV no motor AP 2.0 com injeção eletrônica EFI.

Fonte: Própria(2014).

Na figura 13 é mostrado o redutor de pressão do GNV que sai do cilindro e entra no redutor de pressão e vai para a mangueira de alimentação de GNV para o motor e também junto com o redutor de pressão o manômetro de pressão do cilindro do GNV.

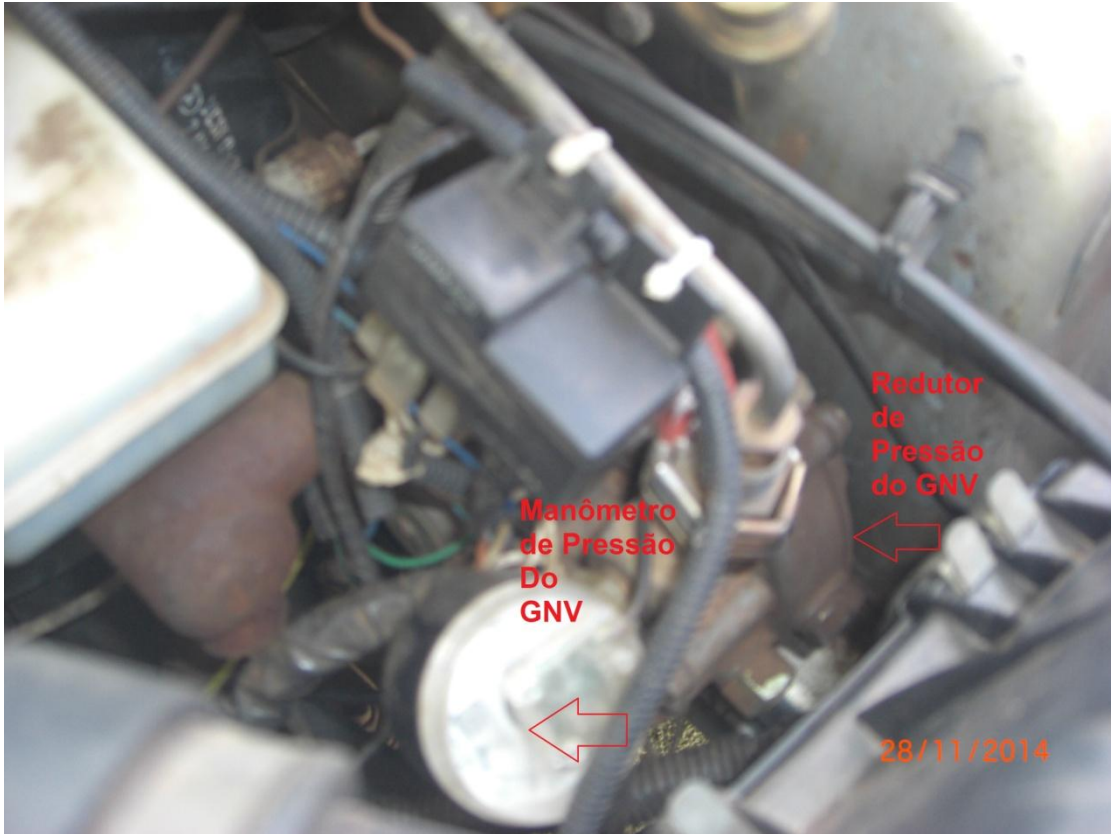


Figura 13: Manômetro e redutor de pressão do GNV do motor AP 2.0.

Fonte: Própria (2014).

A figura abaixo mostra o reservatório de GNV com capacidade de 61 litros pois a capacidade em  $m^3$  fica condicionada a temperatura ambiente ou seja quanto maior a temperatura menor a quantidade de GNV armazenada.



Figura 14: Reservatório de GNV com volume de 61 litros, instalado no porta malas do Verona.

Fonte: Própria (2014).

#### 4.1.1.2 Determinação do consumo de combustível

Para determinação de consumo de combustível foi marcado a pressão máxima abastecido no cilindro e a quantidade em  $m^3$  de GNV na hora do abastecimento, e depois para fazer o consumo pegou se a quantidade de km rodados e dividiu pela quantidade de  $m^3$  de GNV. Esse método foi adotado tanto antes do aumento da razão de compressão e também depois do aumento da razão de compressão.

#### 4.1.1.3 Cálculo das características do motor

Para cálculo da razão de compressão foi utilizada a equação 2 do tópico 2.3

#### 4.1.1.4 Cálculo do volume do cilindro (V)

Para se calcular o volume de um cilindro de um motor de combustão interna é utilizada a mesma fórmula para se calcular um cilindro geométrico, assim a fórmula abaixo calcula a volume de um cilindro de um motor de combustão interna alternativo.

$$V = \pi \cdot D^2 \cdot h / 4 \quad (3)$$

Em que:

D = diâmetro do cilindro;

h = curso do cilindro;

#### 4.1.1.5 Cálculo do volume da câmara de combustão (v)

Conhecendo o volume do cilindro e a razão de compressão obtém se o volume da câmara de combustão. Manipulando a equação (2) obtém-se a fórmula para cálculo do volume direto da câmara de combustão verificada abaixo.

$$v = V \cdot (Rc - 1)^{-1} \quad (4)$$

#### 4.1.1.6 Determinação do volume da câmara de combustão por medição direta.

O volume da câmara de combustão calculado anteriormente é formado pela soma de três volumes menores, esquematizados na figura abaixo:

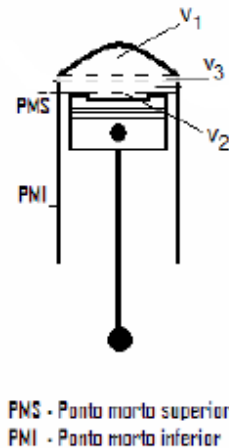


Figura 15: Volumes parciais que compõem a câmara de combustão

Fonte: Adaptada de Dal Bem (2008).

- Volume encontrado no cabeçote ( $v_1$  na figura 6);
- Volume encontrado na cavidade do topo do pistão a face do bloco ( $v_2$  na figura 15);
- Volume encontrado na junta do cabeçote ( $v_3$  na figura 15);

Os procedimentos para determinação de cada volume desses são mostrados a seguir: Esses procedimentos foram utilizados para todos os motores.

#### 4.1.1.6.1 Determinação do volume do cabeçote

Para encontrar esse volume foi utilizado uma placa de vidro apoiada sobre a face do cabeçote e passado vaselina sólida na face do cabeçote para a vedação do etanol pois esse mostrou mais fácil de ser usado do que fluido de freio. A placa de vidro foi furada com um furo de 8 mm no seu centro, para nesse ser colocado o etanol. Para a colocação do etanol foi utilizada uma pipeta graduada de precisão aferida pelo fabricante com pipetador.

Marca: MC

Modelo: pipeta de vidro com pipetador

Graduação: 25 ml com resolução de 0,1 ml



A determinação desse volume foi realizada com repetição de três medidas para cada cilindro e os resultados estão nas tabelas nos Apêndices. A figura 16 mostra a placa de vidro utilizada nos ensaios com um furo de 8 mm no centro da mesma.



Figura 16: Placa de vidro utilizada para medição do volume da câmara de combustão.

Fonte: Própria (2014).

#### 4.1.1.6.2 Determinação do volume da cavidade do topo do pistão a face do bloco.

Essa medição foi realizada de maneira semelhante a anterior, usando placa de acrílico passado vaselina sólida na superfície do bloco para a vedação do etanol, e enchendo o espaço entre a cava do pistão até o bloco. Também foram realizadas três medidas em cada pistão e os resultados estão nos apêndices.

#### 4.1.1.6.3 Determinação do volume da junta do cabeçote.

Para encontrar esse volume foi utilizada uma junta usada medido o diâmetro de cada cilindro e a espessura da junta e utilizando a equação (3) onde  $h$  é tomado como a espessura da junta assim determinou se o volume da junta. Foi feita uma medição em cada cilindro e os resultados encontram se nos apêndices.

#### 4.1.1.6.4 Determinação da nova razão de compressão.

Como não foi a intenção aqui ter uma precisão na nova razão de compressão que se queria obter para ter uma noção de quanto se plainaria o cabeçote para encontrar a nova razão de compressão foi feito o procedimento idêntico ao do item 4.1.1.6.1 mas colocado no interior do volume apenas a quantidade necessária para a nova razão de compressão, e com um paquímetro da marca Mitutoyo com capacidade de medição de 0 à 150 mm com resolução de 0,05 mm, media se a distancia entre a superfície do etanol ate a face do cabeçote depois os cabeçotes eram levados para retifica e plainados, depois de plainados para ter uma precisão melhor foi tomada outra vez o procedimento usado no item 4.1.1.6.1, assim determinou se a nova razão de compressão.

#### 4.1.2 Ensaio 2

O segundo ensaio foi realizado no veiculo Ford Corcel I equipado com motor 1.4 8v equipado com carburador de corpo simples Weber 228 a gasolina utilizando sistema de ignição eletrônica Bosch adaptada do Ford Corcel 2.

**Tabela 3: Características do motor Ford 1.4 8v gasolina**

Potência Max. -Rotação.(cv-rpm)	62- 5600
Torque Max.-Rotação (Nm-rpm)	119,6-3600
Número de cilindros	4
Curso do pistão (mm)	77
Diâmetro do cilindro (mm)	75,3
Cilindrada (cm <sup>3</sup> )	1366
Potencia/cilindrada (cv/litro)	45,39
Razão de compressão	8:1
Ponto inicial de ignição (graus-APMS)	7

(Fonte: Ford do Brasil , 1976).

No teste de consumo desse Ford Corcel foi estabelecida uma velocidade de 90 km/h, pois o percurso foi em uma estrada vicinal com muitas curvas, esse

percurso foi escolhido também por haver algumas subidas e assim ter que solicitar um pouco mais de torque do motor para manter a velocidade desenvolvida. No interior do veículo estava apenas o condutor do mesmo.

#### 4.1.2.1 Determinação do consumo de combustível.

Para a determinação do consumo de combustível foi utilizado uma balança digital de 0 à 10 kg de capacidade com resolução de 1 grama aferida pelo fabricante, para determinar a massa de combustível em um litro do mesmo foi utilizado uma bureta de vidro aferida pelo fabricante de 1 litro com resolução de 0,01 litro.

Na figura 17 a balança digital pesando o combustível(gasolina) para realização dos testes de consumo e a bureta com 1 litro de gasolina.



Figura 17: Balança digital e bureta.

Fonte: Própria (2014).

Para realizar a medida do consumo tomou-se um galão de capacidade de 5 litros e encheu-o até três quartos da sua capacidade e determinou sua massa com a do combustível, anotava-se essa medição, e com um pescador de combustível

colocava se perto da bomba de combustível do veículo e saia se para o teste, andava o percurso completo de ida e volta que totalizava 29,6 km. Quando da chegada do veículo realizava outra pesagem no galão, assim subtraía se a primeira pesagem da segunda, esse resultado dividia se pela massa específica do combustível assim encontrava o consumo de combustível no percurso.

#### 4.1.2.2 Calculo da quantidade de km/l

Para se calcular o quanto o veículo consegue rodar com um litro de combustível é verificado na formula abaixo.

$$Km.l^{-1} = [Distância\ percorrida\ (km)]. [Quantidade\ de\ combustível(l)]^{-1} \quad (5)$$

.

#### 4.1.3 Ensaio 3

O terceiro ensaio foi realizado no veículo VW Gol com motor AE 1.0 8v gasolina equipado com carburador Weber 460 de corpo duplo com segundo estágio com acionamento á vácuo e progressivo, com sistema de ignição Bosch com sensor hall.

**Tabela 4: Características do motor AE 1.0 8v gasolina**

Potência Max. -Rotação.(cv-rpm)	50- 5800
Torque Max.-Rotação (Nm-rpm)	71,59-3500
Número de cilindros	4
Curso do pistão (mm)	64,2
Diâmetro do cilindro (mm)	70,3
Cilindrada (cm <sup>3</sup> )	997
Potencia/cilindrada (cv/litro)	50,1
Razão de compressão	9:1
Ponto inicial de ignição (graus-APMS)	9

(Fonte: Ford do Brasil , 1994).

Abaixo na figura 18 a imagem do motor AE 1.0 sem o cabeçote e mostrado o distribuidor de ignição equipado com sensor Hall.



Figura 18: Motor AE 1.0, sem cabeçote.

Fonte: Própria (2014).

Na figura 19 é mostrado o cabeçote do motor AE 1.0 retificado e como indicado a visualização da câmara de combustão do cabeçote.



Figura 19: Cabeçote plainado do motor AE 1.0.

Fonte: Própria (2014).

Os procedimentos desse ensaio foi idêntico a do ensaio 2, a única diferença é que o dono do veículo estava junto na realização do percurso e foi utilizada a velocidade de 90 km/h pois é a média que o dono do veículo desenvolve nas rodovias.

#### 4.1.4 Ensaio 4

O quarto ensaio foi realizado no veículo VW Gol com motor AE 1.6 8v álcool(etanol) equipado com carburador Brosol Solex 30/34 BLFA de corpo duplo com 2º estágio com acionamento à vácuo e progressivo, com sistema de ignição Bosch.

**Tabela 5: Características do motor AE 1.6 8v álcool**

Potência Max. -Rotação.(cv-rpm)	82- 5600
Torque Max.-Rotação (Nm-rpm)	133,37-3200
Número de cilindros	4
Curso do pistão (mm)	83,5
Diâmetro do cilindro (mm)	77
Cilindrada (cm <sup>3</sup> )	1555
Potencia/cilindrada (cv/litro)	52,73
Razão de compressão	12:1
Ponto inicial de ignição (graus-APMS)	13

(Fonte: Ford do Brasil , 1991).

Esse ensaio foi realizado no mesmo percurso dos ensaios anteriores mas numa velocidade de aproximadamente 100km/h mesmo sendo a pista cheio de curvas pois esse Gol já tem uma melhor estabilidade e o dono do veiculo também estava junto no percurso.

## 5 RESULTADOS E ANÁLISES

Os dados dos volumes parciais do volume da câmara de combustão estão apresentados nos apêndices.

### 5.1 ENSAIO 1

Nesse ensaio verificou se antes do aumento da razão de compressão que o veículo tinha uma certa dificuldade para ganhar velocidade mesmo com a regulagem da mistura do GNV um pouco aberta ou seja mistura ligeiramente rica, assim tinha que se acelerar um pouco mais o motor do veículo isto é aumentar a rotação para depois trocar as marchas mesmo sendo esse um motor AP 2.0 que possui um bom torque verificado esse na tabela 1. Nesse ensaio o motor foi desmontado para a realização da troca dos pistões de gasolina para álcool e o cabeçote rebaixado 1,3 mm e os cilindros foram abertos de 0,50 mm para uma pequena correção de desgaste nos cilindros 2º e 3º que num futuro não longe poderiam diminuir o rendimento do motor, assim depois de montado no veículo o motor e ajustado o ponto de ignição e a nova vazão dos bicos injetores para utilização do etanol como combustível líquido e a substituição das velas para velas mais frias por causa do aumento da razão de compressão, velas mais frias tem uma capacidade maior de troca de calor das suas pontas igníferas, assim diminui se consideravelmente o efeito da detonação, percebeu nos testes feitos quando do acerto do motor com razão de compressão aumentada 13,8: 1 que o mesmo utilizando etanol como combustível acelerava bem mais que com gasolina com a antiga razão de compressão de 10,0:1. Depois de feito o teste para não ocorrer o efeito da detonação no motor, foi realizado o novo teste de consumo de combustível (GNV) e aqui já se verificou também uma melhora na aceleração do veículo não precisando mais aumentar tanto a rotação do motor para as trocas de marchas e para manter a velocidade nas subidas também precisou se de menos aceleração. Na tabela abaixo verifica-se os dados para a realização dos consumos de combustíveis antes e depois do aumento da Rc.



---

**Tabela 6: Resultado de consumo Ford Verona Motor AP 2.0**


---

Dados antes do aumento da Rc:

Km percorrido (km)	161,70
Consumo de GNV (m <sup>3</sup> )	10,80
Consumo de GNV(km/l)	14,97

Dados depois do aumento da Rc:

Km percorrido (km)	185,30
Consumo de GNV (m <sup>3</sup> )	10,80
Consumo de GNV(km/m <sup>3</sup> )	17,16
<b>Diminuição no consumo de GNV(%)</b>	<b>12,70</b>

---

(Fonte: Própria, 2014)

## 5.2 ENSAIO 2

Nesse ensaio foi aumentada a razão de compressão de 8,8: 1 para 10,6: 1, só foi aumentado a razão de compressão nesse motor nessa proporção pelo mesmo ser equipado com sistema de ignição eletrônica pois se fosse equipado com o sistema original que é a platinado era certo que perderia o rendimento pois com o aumento da razão de compressão a centelha que é emitida nas velas pelo sistema de ignição tem mais dificuldade de saltar entre a massa e o eletrodo da vela, conseqüentemente teria que se fechar as velas para a centelha saltar entre seus eletrodos e fechando a mesma, a energia seria menor e dificultaria a queima do combustível e fora que combustível mal queimado dentro da câmara de combustão tende a aumentar o fenômeno da detonação, por consequência para aumentar a razão de compressão o sistema de ignição tem que ter a capacidade de suportar esse aumento.

Como no ensaio anterior verificou um aumento significativo na dirigibilidade do veículo, mas antes de aumentar a razão de compressão foi feito um teste para ver como o veículo obedecia ao comando do acelerador em baixas rotações na última marcha do veículo sendo esse Ford Corcel I equipado com um câmbio 4 marchas a frente, e este mesmo procedimento foi feito depois de ter aumentado a

razão de compressão, e mesmo que não fora realizado nenhuma marcação para este teste, pois o objetivo era sentir ao usar o veículo no dia a dia a melhoria na dirigibilidade do mesmo, e isto foi verificado, o carro teve mais força para acelerar em baixas e altas rotações, e fazendo este teste também foi acertado o ponto inicial de ignição para não ocorrer o fenômeno da detonação, depois de acertado o motor foi realizado o outro teste de consumo de combustível onde percebeu também uma melhoria no consumo do mesmo. Mas o que dá para perceber é que como esse carro é mais antigo suas relações de marchas mais curtas esse veículo para desenvolver uma velocidade de 90 km/h necessitava que o motor girasse muito assim pelos resultados não diminui se tanto o consumo de combustível pelo aumento da razão de compressão. Na tabela abaixo se verifica os dados para a realização dos consumos de combustíveis antes e depois do aumento da Rc.

---

**Tabela 7: Resultado de consumo Ford Corcel I Motor 1.4**

---

Dados antes do aumento da Rc:

Km percorrido (km)	29,60
Consumo de gasolina (l)	2,35
Consumo de gasolina(km/l)	12,60

Dados depois do aumento da Rc:

Km percorrido (km)	29,60
Consumo de gasolina (l)	2,25
Consumo de gasolina (km/l)	13,15
<b>Diminuição no consumo de gasolina (%)</b>	<b>4,25</b>

---

(Fonte: Própria, 2014)

### 5.3 ENSAIO 3

Nesse VW Gol 1.0 ano de fabricação 1994 equipado com motor AE a gasolina, foi aumentada a razão de compressão de 9,2:1 para 10,4:1 e o procedimento do ensaio foi o mesmo que no ensaio 2 assim também foi percebida uma melhor dirigibilidade no veículo, mas ao contrario do veículo testado no ensaio 2 este Gol já é equipado com câmbio de 5 marchas a frente mesmo que possui

relação de marchas mais curtas do que o Gol 1.6 AE a álcool,mas as marchas do Gol 1.0 principalmente na ultima marcha percebe se que é mais longa do que a do Corcel I, assim mesmo com o menor aumento em relação a razão de compressão realizado no ensaio 2 percebeu que o Gol 1.0 teve uma diminuição mais significativa no consumo de combustível embora também esse Gol já é equipado com sistema de ignição com sensor Hall, este sistema de ignição com sensor hall possui um mapeamento do ponto de avanço da centelha mais variável e mais preciso fora que a intensidade da centelha na vela é mais forte que no sistema de ignição que equipa o Ford Corcel I, e também usa velas mais modernas. Na tabela abaixo se verifica os dados para a realização dos consumos de combustíveis antes e depois do aumento da Rc.

---

**Tabela 8: Resultado de consumo VW Gol Motor AE 1.0**

---

Dados antes do aumento da Rc:

Km percorrido (km)	29,60
Consumo de gasolina (l)	2,28
Consumo de gasolina(km/l)	12,98

Dados depois do aumento da Rc:

Km percorrido (km)	29,60
Consumo de gasolina (l)	2,17
Consumo de gasolina (km/l)	13,64
<b>Diminuição no consumo de gasolina(%)</b>	<b>4,82</b>

---

(Fonte:Própria, 2014)

#### 5.4 ENSAIO 4

Esse motor AE 1.6 álcool possui um excelente torque desde baixas rotações, mesmo antes de se aumentar a razão de compressão esse Gol já teve uma boa dirigibilidade e também boas acelerações, mas com o aumento da razão de compressão de 12:1 para 14:1 ai se percebeu nitidamente o quanto melhorou a aceleração do veiculo e a melhoria na dirigibilidade do mesmo retomou com

facilidade em quinta marcha numa velocidade inicial de 30km/h,e também por possuir um câmbio com relações de marcha mais longa do que os outros carros utilizados no ensaio a diminuição no consumo de combustível foi mais significativo. . Na tabela abaixo se verifica os dados para a realização dos consumos de combustíveis antes e depois do aumento da Rc.

---

**Tabela 9:Resultado de consumo VW Gol Motor AE 1.6**

---

Dados antes do aumento da Rc:

Km percorrido (km)	29,60
Consumo de etanol (l)	2,77
Consumo de etanol (km/l)	10,68

Dados depois do aumento da Rc:

Km percorrido (km)	29,60
Consumo de etanol (l)	2,62
Consumo de etanol (km/l)	11,30
<b>Diminuição no consumo de etanol(%)</b>	<b>5,42</b>

---

(Fonte: Própria, 2014)

## 5.5 SINTESE DOS RESULTADOS E ANÁLISES

Na figura 20 é apresentado o gráfico da diminuição no consumo de combustível em relação ao aumento da razão de compressão, onde C.C e A.Rc são a diminuição no consumo de combustível e o aumento da Rc respectivamente.

C.C1 e A.Rc1 é relacionado com o ensaio 3

C.C2 e A.Rc2 é relacionado com o ensaio 4

C.C3 e A.Rc3 é relacionado com o ensaio 2

C.C4 e A.Rc4 é relacionado com o ensaio 1

Pelo gráfico nota-se a diminuição da relação entre o aumento da razão de compressão com a diminuição do consumo de combustível ocorrido no ensaio 2 pois nesta região do gráfico a reta tende a horizontal e na região do ensaio 1 verifica-se a melhor relação entre o aumento da Rc e a diminuição do consumo de combustível

pois a reta fica mais inclinada formando um ângulo de aproximadamente  $45^\circ$  com a horizontal.

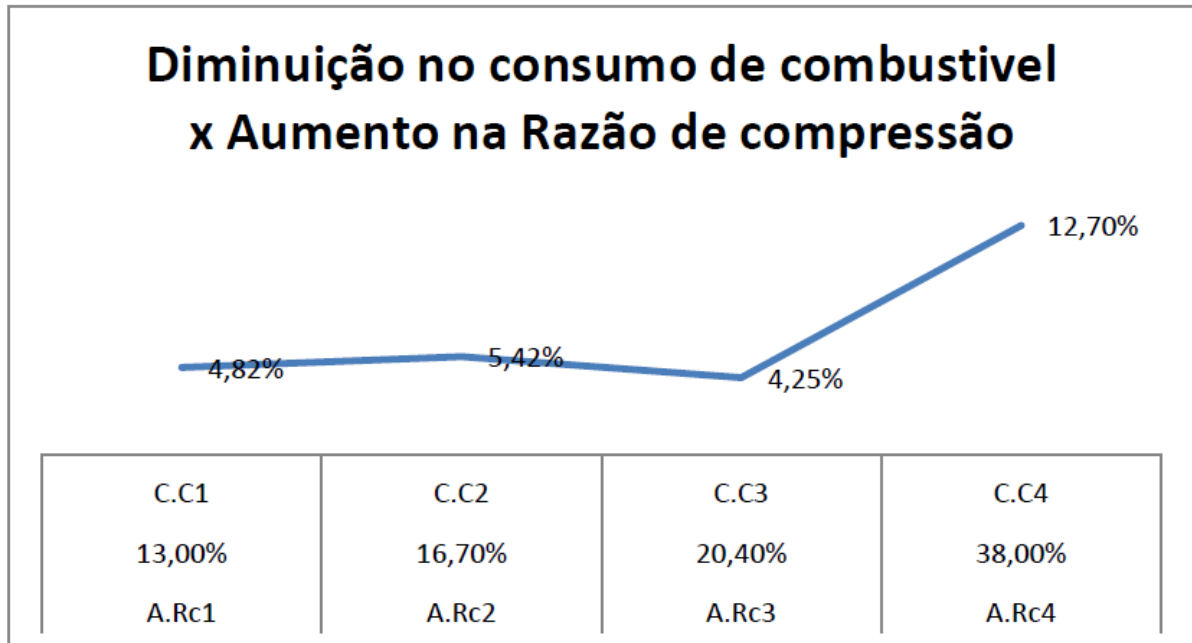


Figura 20: Gráfico da diminuição do consumo de combustível x Aumento da razão de compressão.

Fonte: Própria (2014).

## 6 CONCLUSÃO

Como o objetivo desse estudo foi analisar quanto aumentaria a eficiência dos motores de combustão a ciclo Otto medindo o consumo de combustível dos mesmos antes e depois dos ensaios, pode-se perceber com a utilização dos veículos uma melhoria significativa na dirigibilidade e diminuição considerável no consumo de combustível dos veículos depois do aumento da razão de compressão.

O que fora percebido também com os resultados e na condução dos veículos é que o Ford Verona com injeção eletrônica foi o que teve uma melhora mais perceptível na dirigibilidade e no consumo de combustível embora nesse veículo não ter sido realizado o teste do consumo de combustível líquido mesmo porque não daria um bom resultado pois o mesmo teve modificação de combustível por causa do aumento da razão de compressão e também o GNV possui um índice de octanagem maior que os outros combustíveis do teste, e o que apresentou o menor índice de dirigibilidade e uma diminuição menor no consumo de combustível foi o Ford Corcel I devido ser seu projeto mais antigo principalmente em relação a aerodinâmica e transmissão.

## REFERÊNCIAS

AMORIM, Rogério Jorge. **Análise do aumento da razão volumétrica de compressão de um motor flexível multicombustível visando melhoria de desempenho.** 2005. 217 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2005. Disponível em:< [http://www.bibliotecadigital.ufmg.br/dspace/bitstream/handle/1843/SBPS-7B6JSS/disserta\\_o\\_rog\\_rio\\_jorge\\_amorim.pdf?sequence=1](http://www.bibliotecadigital.ufmg.br/dspace/bitstream/handle/1843/SBPS-7B6JSS/disserta_o_rog_rio_jorge_amorim.pdf?sequence=1)> acesso em 16/dezembro/2013.

ARMANDO, José Dal Bem. **Análise de desempenho de um motor ciclo Otto alimentado com álcool de 75 INPM.** 2008. 231 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) Universidade de São Paulo, São Carlos, 2008. Disponível em :< [www.fipai.org.br/Minerva%2006\(02\)%2011](http://www.fipai.org.br/Minerva%2006(02)%2011)>. Acesso em 30/ setembro/2014.

BARROS, José Eduardo Maltone. **Estudo de Motores de Combustão Interna Aplicando Análise Orientada a Objetos.**2003.39 f. Tese (Engenharia Mecânica) Universidade Federal de Minas Gerais Escola de Engenharia, Belo Horizonte, 2003. Disponível em:< [http://www.mautone.eng.br/works/PhDThesis/Cap0a3\\_Introducao%26Revisao.pdf](http://www.mautone.eng.br/works/PhDThesis/Cap0a3_Introducao%26Revisao.pdf) > acesso em 14/janeiro/2014

BUENO, André Valente. **Análise da Operação de Motores Diesel com Misturas Parciais de Biodiesel.**2006. 120 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica). Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2006. Disponível em:< [http://www.repositorio.ufc.br/bitstream/riufc/2121/1/2006\\_tese\\_avbueno.pdf](http://www.repositorio.ufc.br/bitstream/riufc/2121/1/2006_tese_avbueno.pdf)> acesso em 13/janeiro/2014.

CARVALHO, Márcio Augusto Sampaio de. **Avaliação de um motor de combustão interna ciclo Otto utilizando diferentes tipos de combustíveis.** 2011. 168 f. Dissertação (mestrado em Engenharia Industrial) Universidade Federal da Bahia Escola Politécnica, Salvador, 2011 Disponível em:< [http://www.pei.ufba.br/novo/uploads/biblioteca/Dissertacao\\_de\\_Mestrado\\_PEI\\_Marcio\\_Carvalho.pdf](http://www.pei.ufba.br/novo/uploads/biblioteca/Dissertacao_de_Mestrado_PEI_Marcio_Carvalho.pdf)> acesso em 15/dezembro/2013.

GALLO, Waldir Luis Ribeiro. **Análise exergética de motores álcool e gasolina.**1990. 280 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1990. Disponível em:< <http://www.bibliotecadigital.unicamp.br/document/?code=vtls000026825>> acesso em 17/janeiro/2014.

MARTINELLI Jr., Luis Carlos. **Motores de combustão interna.** 68 f. Apostila. Unijuí. Campus Panambi, Engenharia Mecânica. Panambi. Disponível em:<

<https://kaiohdutra.files.wordpress.com/.../motores-de-combustao-interna3>> Acesso em 01/outubro/2014.

MORAN, Michael J. ; SHAPIRO, Howard N. **Termodinâmica: Princípios de termodinâmica para engenharia**. 4ªed. Rio de Janeiro RJ: Editora LTC , 2002.

OBERT, Edward Frederick. **Motores de combustão interna**. Porto Alegre-RS.1ªed. Editora Globo, 1971.

SINDIREPA .**Injeção direta** – FSI. Informação técnica.2012 Disponível em:< [http://www.sindirepa-sp.org.br/pdfs/encarte\\_nov08.pdf](http://www.sindirepa-sp.org.br/pdfs/encarte_nov08.pdf) > acesso em 12/janeiro/2014.

VAN WYLEN, Gordon J. **Fundamentos da termodinâmica clássica**.4ª Ed. São Paulo SP: Editora Edgard Blucher LTDA, 1995.

WILDNER, Fabiano Disconzi.**Estudo experimental da variação de velocidade de combustão para diferentes combustíveis, relações de mistura e relações de compressão em um motor ASTM CFR**.2006. 122 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) Universidade Federal do Rio Grande do Sul,Porto Alegre, 2006. Disponível em:< <http://www.lume.ufrgs.br/handle/10183/8704>>. Acesso em 18/janeiro/2014.

YOGE, Jeronimo Ramos da Costa. **Análises Energética e Exergética de um Motor de Combustão Interna Operando com Mistura de Diesel e Gás Natural**. 2007. 209 f. Tese . ( Doutorado em Engenharia de Processos). Universidade Federal de Campina Grande. Centro de Ciências e Tecnologia, Campina Grande, 2007.. Disponível em:< [http://www.dominiopublico.gov.br/pesquisa/DetalheObraForm.do?select\\_action=&co\\_obra=133123](http://www.dominiopublico.gov.br/pesquisa/DetalheObraForm.do?select_action=&co_obra=133123) > acesso em 15/janeiro/2014.



**APÊNDICE A** – Determinação das medidas dos volumes parciais que compõem a câmara de combustão do motor AP 2.0 do veículo Ford Verona.

Abaixo, são apresentados os resultados dos procedimentos para a determinação dos volumes parciais que compõem a câmara de combustão, referentes ao volume do cabeçote ao volume do topo do pistão à face do bloco e a determinação do volume da junta do cabeçote. Os procedimentos foram relatados no capítulo 4.

**Tabela A<sub>1</sub>: Volumes do cabeçote (ml).**

CILINDRO	PRIMEIRA	SEGUNDA	TERCEIRA	MÉDIA
PRIMEIRO	32,30	32,30	32,30	32,30
SEGUNDO	32,40	32,40	32,40	32,40
TERCEIRO	32,40	32,40	32,40	32,40
QUARTO	32,30	32,30	32,30	32,30
MÉDIA	-	-	-	<b>32,35</b>

(Fonte:Própria, 2014)

**Tabela A<sub>2</sub>: Volume do topo do pistão a face do bloco (ml).**

CILINDRO	PRIMEIRA	SEGUNDA	MÉDIA
PRIMEIRO	11,90	11,90	11,90
SEGUNDO	11,90	11,90	11,90
TERCEIRO	12,10	12,10	12,10
QUARTO	12,00	12,00	12,00
MÉDIA	-	-	<b>11,98</b>

(Fonte:Própria, 2014)

**Tabela A<sub>3</sub>: volumes da junta do cabeçote (ml).**

CILINDRO	PRIMEIRA	MÉDIA
PRIMEIRO	10,78	
SEGUNDO	10,78	
TERCEIRO	10,78	
QUARTO	10,78	
MÉDIA	-	<b>10,78</b>

**(Fonte:Própria, 2014)****Tabela A<sub>4</sub>: volumes do cabeçote após usinagem (ml).**

CILINDRO	PRIMEIRA	SEGUNDA	TERCEIRA	MÉDIA
PRIMEIRO	28,40	28,40	28,40	28,40
SEGUNDO	28,50	28,50	28,50	28,50
TERCEIRO	28,50	28,50	28,50	28,50
QUARTO	28,40	28,40	28,40	28,40
MÉDIA	-	-	-	<b>28,45</b>

**(Fonte:Própria, 2014)****Tabela A<sub>5</sub>: volumes do topo do pistão a face do bloco após troca dos pistões**

	CILINDRO	PRIMEIRA	MÉDIA
PRIMEIRO	0,00		
SEGUNDO	0,00		
TERCEIRO	0,00		
QUARTO	0,00		
MÉDIA		0,00	

**(Fonte:Própria, 2014)**

Nota: Os resultados dos volumes foram “zero” por motivo da cabeça do pistão ser plana e este ter ficado rente a face do bloco do motor.

**APÊNDICE B-** Determinação das medidas dos volumes parciais que compõem a câmara de combustão do motor Ford 1.4 do veículo Ford Corcel I.

Abaixo, são apresentados os resultados dos procedimentos para a determinação dos volumes parciais que compõem a câmara de combustão, referentes ao volume do cabeçote ao volume do topo do pistão à face do bloco e a determinação do volume da junta do cabeçote. Os procedimentos foram relatados no capítulo 4.

**Tabela B<sub>1</sub>: volumes do cabeçote (ml).**

CILINDRO	PRIMEIRA	SEGUNDA	TERCEIRA	MÉDIA
PRIMEIRO	34,50	34,50	34,50	34,50
SEGUNDO	34,40	34,40	34,40	34,40
TERCEIRO	34,50	34,50	34,50	34,50
QUARTO	34,60	34,60	34,60	34,60
MÉDIA	-	-	-	<b>34,50</b>

(Fonte:Própria, 2014)

**Tabela B<sub>2</sub>: volumes do topo do pistão a face do bloco (ml).**

CILINDRO	PRIMEIRA	SEGUNDA	MÉDIA
PRIMEIRO	2,20	2,20	2,20
SEGUNDO	2,20	2,20	2,20
TERCEIRO	2,20	2,20	2,20
QUARTO	2,30	2,30	2,30
MÉDIA	-	-	<b>2,23</b>

(Fonte:Própria, 2014)

**Tabela B<sub>3</sub>: volumes da junta do cabeçote (ml).**

CILINDRO	PRIMEIRA	MÉDIA
PRIMEIRO	7,17	
SEGUNDO	7,17	
TERCEIRO	7,17	
QUARTO	7,17	
MÉDIA	-	<b>7,17</b>

**(Fonte:Própria, 2014)****Tabela B<sub>4</sub>: volumes do cabeçote após usinagem (ml).**

CILINDRO	PRIMEIRA	SEGUNDA	TERCEIRA	MÉDIA
PRIMEIRO	26,30	26,30	26,30	26,30
SEGUNDO	26,20	26,20	26,20	26,20
TERCEIRO	26,30	26,30	26,30	26,30
QUARTO	26,40	26,40	26,40	26,40
MÉDIA	-	-	-	<b>26,30</b>

**(Fonte:Própria, 2014)**

**APÊNDICE C** - Determinação das medidas dos volumes parciais que compõem a câmara de combustão do motor AE 1.0 do veículo VW Gol.

Abaixo, são apresentados os resultados dos procedimentos para a determinação dos volumes parciais que compõem a câmara de combustão, referentes ao volume do cabeçote ao volume do topo do pistão à face do bloco e a determinação do volume da junta do cabeçote. Os procedimentos foram relatados no capítulo 4.

**Tabela C<sub>1</sub>: volumes do cabeçote (ml).**

CILINDRO	PRIMEIRA	SEGUNDA	TERCEIRA	MÉDIA
PRIMEIRO	23,00	23,00	23,00	23,00
SEGUNDO	23,10	23,10	23,10	23,10
TERCEIRO	23,10	23,10	23,10	23,10
QUARTO	22,90	22,90	22,90	22,90
MÉDIA	-	-	-	<b>23,02</b>

(Fonte:Própria, 2014)

**Tabela C<sub>2</sub>: volumes do topo do pistão a face do bloco (ml).**

CILINDRO	PRIMEIRA	SEGUNDA	MÉDIA
PRIMEIRO	0,80	0,80	0,80
SEGUNDO	0,60	0,60	0,60
TERCEIRO	0,70	0,70	0,70
QUARTO	0,70	0,70	0,70
MÉDIA	-	-	<b>0,70</b>

(Fonte:Própria, 2014)

**Tabela C<sub>3</sub>: volumes da junta do cabeçote (ml).**

CILINDRO	PRIMEIRA	MÉDIA
PRIMEIRO	6,43	
SEGUNDO	6,43	
TERCEIRO	6,43	
QUARTO	6,43	
MÉDIA	-	<b>6,43</b>

**(Fonte:Própria, 2014)**

Nota: Essa junta que estava nesse motor é do motor AE 1.6

**Tabela C<sub>4</sub>: volumes do cabeçote após usinagem (ml).**

CILINDRO	PRIMEIRA	SEGUNDA	TERCEIRA	MÉDIA
PRIMEIRO	20,20	20,20	20,20	20,20
SEGUNDO	20,20	20,20	20,20	20,20
TERCEIRO	20,30	20,30	20,30	20,30
QUARTO	20,10	20,10	20,10	20,10
MÉDIA	-	-	-	<b>20,20</b>

**(Fonte:Própria, 2014)****Tabela C<sub>5</sub>: volumes da junta do cabeçote (ml).**

CILINDRO	PRIMEIRA	MÉDIA
PRIMEIRO	5,50	
SEGUNDO	5,50	
TERCEIRO	5,50	
QUARTO	5,50	
MÉDIA	-	<b>5,50</b>

**(Fonte:Própria, 2014)**

Nota: Junta original do motor AE 1.0

**APÊNDICE D-** Determinação das medidas dos volumes parciais que compõem a câmara de combustão do motor AE 1.6 do veículo VW Gol.

Abaixo, são apresentados os resultados dos procedimentos para a determinação dos volumes parciais que compõem a câmara de combustão, referentes ao volume do cabeçote ao volume do topo do pistão à face do bloco e a determinação do volume da junta do cabeçote. Os procedimentos foram relatados no capítulo 4.

**Tabela D<sub>1</sub>: volumes do cabeçote após usinagem (ml).**

CILINDRO	PRIMEIRA	SEGUNDA	TERCEIRA	MÉDIA
PRIMEIRO	28,20	28,20	28,20	28,20
SEGUNDO	28,30	28,30	28,30	28,30
TERCEIRO	28,10	28,10	28,10	28,10
QUARTO	28,20	28,20	28,20	28,20
MÉDIA	-	-	-	<b>28,20</b>

**(Fonte:Própria, 2014)**

**Tabela D<sub>2</sub>: volumes do topo do pistão a face do bloco (ml).**

CILINDRO	PRIMEIRA	SEGUNDA	MÉDIA
PRIMEIRO	0,70	0,70	0,70
SEGUNDO	0,60	0,60	0,60
TERCEIRO	0,80	0,80	0,80
QUARTO	0,70	0,70	0,70
MÉDIA	-	-	<b>0,70</b>

**(Fonte:Própria, 2014)**

**Tabela D<sub>3</sub>: volumes da junta do cabeçote (ml).**

CILINDRO	PRIMEIRA	MÉDIA
PRIMEIRO	6,43	
SEGUNDO	6,43	
TERCEIRO	6,43	
QUARTO	6,43	
MÉDIA	-	<b>6,43</b>

**(Fonte:Própria, 2014)****Tabela D<sub>4</sub>: volumes do cabeçote após usinagem (ml).**

CILINDRO	PRIMEIRA	SEGUNDA	TERCEIRA	MÉDIA
PRIMEIRO	22,50	22,50	22,50	22,50
SEGUNDO	22,60	22,60	22,60	22,60
TERCEIRO	22,40	22,40	22,40	22,40
QUARTO	22,50	22,50	22,50	22,50
MÉDIA	-	-	-	<b>22,50</b>

**(Fonte:Própria, 2014)**