

CENTRO PAULA SOUZA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
FATEC SANTO ANDRÉ
Tecnologia em Eletrônica Automotiva

FILIPPE RIBEIRO PINHEIRO

FLÁVIO MATEUS LEME

EFICIÊNCIA DE MOTORES
SOBREALIMENTADOS (TURBO)

Santo André – São Paulo

2014

CENTRO PAULA SOUZA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
FATEC SANTO ANDRÉ
Tecnologia em Eletrônica Automotiva

FILIPPE RIBEIRO PINHEIRO
FLÁVIO MATEUS LEME

EFICIÊNCIA DE MOTORES
SOBREALIMENTADOS (TURBO)

Monografia apresentada ao Curso de Tecnologia em Eletrônica Automotiva da FATEC Santo André, como requisito parcial para conclusão do curso em Tecnologia em Eletrônica Automotiva.

Orientador: Prof. Marco Aurelio Froes

Santo André – São Paulo

2014

LISTA DE PRESENÇA

SANTO ANDRÉ, 17 de dezembro de 2014.

LISTA DE PRESENÇA REFERENTE À APRESENTAÇÃO DO TRABALHO
DE CONCLUSÃO DE CURSO COM O TEMA "EFICIÊNCIA de MOTORES
SOBRE ALIMENTADOS" DO ALUNO DO 6º SEMESTRE DESTA U.E.

BANCA

PRESIDENTE:

PROF. MSC. CLEBER WILLIAN GOMES

Cleber Willian Gomes

MEMBROS:

PROF. MARCO AURÉLIO FROES

Marco Aurélio Froes

PROF. MARCOS IOMBRILLER

Marcos Iombriller

ALUNO:

FILIPPE RIBEIRO PINHEIRO

Filipe Ribeiro Pinheiro

FLAVIO MATEUS LEME

Flavio Mateus Leme

Dedicamos este trabalho a nossa família e
aos nossos amigos que sempre estiveram
próximos durante esta jornada.

Gostaríamos de agradecer a todos aqueles que direta e indiretamente contribuíram para a realização deste trabalho e principalmente aos colegas de sala que mantiveram estímulos nos momentos mais árduos desta jornada. Agradecemos aos professores e colaboradores e funcionários da Fatec Santo André que sempre estiveram prontos a nos ajudar. Agradecemos aos nossos amigos e familiares que nos apoiaram durante o tempo que dedicamos nesse trabalho e ao tempo que estivemos na Fatec Santo André.

*“De que vale construir grandes arranha-céus
se não há mais almas humanas para morar
nelas”*

Érico Veríssimo

RESUMO

As montadoras de veículos automotores vem ao longo dos anos desenvolvendo formas de obter melhor desempenho de seus motores, fazendo com que estejam dentro das legislações de emissões de poluentes. Em busca desse melhor desempenho de consumo de combustível e aumento de potência, as montadoras utilizam o turbo compressor como um componente que aumenta o volume de ar admitido pelo motor, gerando maior potência sem ter que fazer alterações internas no motor para aumento da capacidade volumétrica. O turbo utiliza os gases de escape para movimentar a turbina que comprimi o ar atmosférico para dentro do motor aumentando a capacidade volumétrica, melhorando o torque e potência. As montadoras estão utilizando dessa estratégia, de construir motores menores com turbo compressor porém obtendo a mesma potência e desempenho de um motor de cilindrada maior.

Palavras chaves: turbo, motor, eficiência, potência.

ABSTRACT

The assemblers of vehicles has developing through the years new ways to obtain better performance of your engines, making that within the laws of emissions pollutants. To find this better consumption and more power, the assemblers use compressor tube as a component that provides more volume of air by the engine, becoming more powerful without making alterations in the engine. The turbo use the gases of exhaust to move the turbine that compress the volumetric capacity, rising the torque and the powerful. With motors less cylinder and utilizing compressor turbo, the assemblers use that as a strategy to be a better performance.

Keywords: turbo, engine efficiency, power.

Lista de ilustrações

Fig. 01 – Peças fixas do motor	15
Fig. 02 – Motores OHV, OHC e DOHC	16
Fig. 03 – Bloco do motor	17
Fig. 04 – Cabeçote do motor	18
Fig. 05 – Êmbolo	19
Fig. 06 – Biela	20
Fig. 07 – Árvore de manivelas	20
Fig. 08 – Motor ciclo Otto e Diesel	21
Fig. 09 – Motor por ignição com centelha	22
Fig. 10 – Motor por ignição espontânea	23
Fig. 11 – Fase de admissão	24
Fig. 12 – Fase de compressão	25
Fig. 13 – Fase de expansão	25
Fig. 14 – Fase de escapamento	26
Fig. 15 – Curso do motor	27
Fig. 16 – Ângulo da relação da manivela ao eixo do cilindro	28
Fig. 17 – Blower em corte	31
Fig. 18 – Compressor tipo Lysholm(Parafuso)	32
Fig. 19 – Compressor tipo Roots	32
Fig. 20 – Todos os componentes do turbocompressor	33
Fig. 21 – Caixa quente em destaque	34
Fig. 22 – Caixa quente vista superior	34
Fig. 23 – Turbina mais eixo	35
Fig. 24 – Mapa da turbina	36
Fig. 25 – Imagem da caixa fria instalada no turbocompressor	36
Fig. 26 – Compressor em destaque no eixo rotor	37

Fig. 27 – Mapa do compressor	38
Fig. 28 – Compressor instalado no turbocompressor	39
Fig. 29 – Eixo no turbocompressor (sistema de mancais)	40
Fig. 30 – Válvula de prioridade	41
Fig. 31 – Esquema da válvula Wastgate	42
Fig. 32 – Válvula Wastgate em destaque	42
Fig. 33 – Bypass controlado pela válvula Wastgate	43
Fig. 34 – Desenho mostrando o funcionamento da válvula Wastgate	43
Fig. 35 – Intercooler	45
Fig. 36 – Esquema de funcionamento do turbocompressor com intercooler	48
Fig. 37 – Turbo com maior comprimento do eixo	48
Fig. 38 – Sonda Lambda.....	50
Fig. 39 – Tabela de referência para a sonda lambda	50
Fig. 40 – Hallmeter	51
Fig. 41 – Dinamômetro de rolo	51
Fig. 42 – Dinamômetro de bancada	52
Fig. 43– Dados do veículo original	53
Fig. 44 – GM Corsa 1.6l.....	54
Fig. 45 – Mapa do turbocompressor kkk16	55
Fig. 46 – Injetor original	56
Fig. 47 – Injetor retrabalhado	56
Fig. 48 – Bomba de combustível do Gol GTI de 8 bar de pressão	57
Fig. 49 – Piggyback HIS	58
Fig. 50 – Dosador HPI	59
Fig. 51 – Motor com turbocompressor	60
Fig. 52 – Dados do veículo com turbocompressor	61

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	12
1.2 Objetivo e motivação	13
1.3 Conteúdo	13
2 MOTOR.....	15
2.1.1 Motores térmicos	15
2.1.2 Nomenclatura básica	15
2.1.3 Bloco.....	17
2.1.4 Cabeçote.....	17
2.1.5 Êmbolo	18
2.1.6 Biela	19
2.1.7 Árvore de manivelas.....	20
2.2.1 Classificação dos motores de combustão interna	20
2.2.2 Motor de ignição por centelha.....	22
2.2.3 Motor de ignição espontânea	22
2.2.4 Motores quadrados, subquadrados e superquadrados.....	23
2.3.1 Princípios de funcionamento	24
2.3.2 PMI, PMS e curso.....	26
2.3.3 Torque e potência	28
2.3.4 Consumo e consumo específico	29
3 SOBREALIMENTAÇÃO	30
3.1.1 Motor aspirado X motor sobrealimentado	30
3.2.1 Blower	31
3.2.2 Compressor mecânico	31
3.3.1 Turbocompressor	32
3.3.2 Caixa quente	34
3.3.3 Turbina	35
3.3.4 Caixa fria	36

3.3.5 Compressor	37
3.3.6 Eixo	40
3.3.7 Válvula de prioridade	41
3.3.8 Válvula Wastgate	42
3.3.9 Os efeitos da temperatura e o intercooler	44
4 METODOLOGIA	49
4.1 Objetivos	49
4.2.1 Componentes de medição	49
4.2.2 Sonda Lambda	49
4.2.3 Hallmeter	50
4.2.4 Dinamômetro	51
5 ESTUDO DE CASO	53
5.1 Apresentação do veículo	53
5.2 Seleção do turbocompressor	55
5.3 Injetores	56
5.4 Bomba de combustível	56
5.5 Dosador HPI	57
5.6 Gerenciamento da injeção eletrônica	58
5.7 Outras modificações	59
5.8 Testes e resultados	60
6 CONCLUSÃO	61
6.1 Propostas futuras	63
7 BIBLIOGRAFIA	64

1 INTRODUÇÃO

Atualmente uma das grandes preocupações da sociedade é a preservação do meio ambiente. Devido a isso os novos regimes de emissões estão cada vez mais rígidos em relação ao limite de emissões, determinados pelo PROCONVE.

Isso tem feito com que as fábricas introduzam novos conceitos de construção e de funcionamento em seus produtos. Simultaneamente ao desenvolvimento de tecnologias baseadas no uso da eletrônica ou de sistemas híbridos, elas têm buscado, incisivamente, explorar todas as possibilidades de otimização da eficiência dos atuais motores de combustão interna. Nesse sentido, a principal tendência tecnológica, hoje, é a diminuição da cilindrada do motor, recurso conhecido como *downsizing*, combinada com compressor ou turbocompressor e injeção direta de combustível.

A ideia central do nosso estudo é reduzir a cilindrada, ou seja o *downsizing*, mantendo potência, torque e resposta ao acelerador para que o motorista não sinta que a economia de combustível venha associada à menor agilidade do carro.

Uma das formas utilizadas para aumento de potência é a sobrealimentação, os engenheiros conseguem desenvolver cada vez mais, motores de baixa cilindrada, com baixo consumo de combustível utilizando um turbocompressor, que aumenta a capacidade volumétrica sem alterar a cilindrada.

1.1 OBJETIVOS E MOTIVAÇÃO

Este trabalho tem a pretensão de motivar cada vez mais a utilização de um turbocompressor, por ser uma das melhores formas de aumentar o desempenho do motor sem alterar o tamanho da cilindrada.

O Programa de Incentivo à Inovação Tecnológica e Adensamento da Cadeia Produtiva de Veículos Automotores (Inovar – Auto), é uma medida adotada pelo Governo Federal com o objetivo de estimular o investimento na indústria automobilística nacional. Fazendo com que veículos mais eficientes sejam construídos gerando uma diminuição do Imposto sobre Produtos Industrializados (IPI) sobre tais produtos.

A sobrealimentação consiste em aumentar a capacidade volumétrica e sua aplicação era mais comum em carros de alta performance. O turbocompressor foi muito

utilizado em carros esportivos, mas ao longo dos anos está sendo utilizado em carros de passeio, que além do aumento de potência, melhora o desempenho do consumo de combustível e diminuição da emissão de gases poluentes.

O turbocompressor faz com que o motor consiga admitir mais do que 100% da sua capacidade volumétrica, por comprimir muito mais ar dentro dos cilindros. Por comprimir o ar, o motor deixa de ser aspirado e passa ser turbinado, onde o pistão passa a ser empurrado no ciclo de admissão, em vez de “puxar” o ar para dentro do motor.

Será mostrado de forma pratica o funcionamento do turbo, os resultados do aumento de potência e consumo de combustível. Não será possível obter resultados 100% da eficiência do turbocompressor, por não termos acesso a um teste de dinamômetro de bancada, onde teríamos medir o motor em vários regimes de carga. Os ensaios apresentados neste trabalho, foram realizados em dinamômetro de rolo, onde só conseguimos obter a eficiência na aceleração do veículo.

1.2 CONTEÚDO

Este trabalho esta dividido assim: no capítulo 2 veremos o funcionamento do motor e seus componentes; no capítulo 3 serão abordados os tipos de sobrealimentação mais utilizados, no capítulo 4 veremos os componentes, os equipamentos de medição do motor, os ensaios, os resultados obtidos e as modificações no motor serão apresentados no capítulo 5. Verificaremos se a meta foi atingida e quais foram as dificuldades encontradas neste projeto. Finalmente, no capítulo 6 discorreremos sobre as conclusões obtidas dos resultados e a proposição de novos estudos e desafios.

1.3 METODOLOGIA

Nos testes desse trabalho foi utilizado um veículo Corsa 1.6, instalado um turbocompressor KKK16 da BorgWarner, um novo sistema de escapamento de maior diâmetro desde o coletor de escapamento até o escapamento intermediário, os injetores foram dimensionados para suprir a necessidade de combustível dentro do motor e uma bomba de combustível de maior vazão e pressão. O controle da injeção eletrônica será feito pelo modulo original do veículo, mas para melhorar a injeção de combustível, foi

instalado um dosador apropriado para controlar a pressão de combustível conforme a variação da pressão da turbina.

Para melhorar a dirigibilidade, foi instalado um disco de embreagem de cerâmica e um platô com pressão maior que o original, para que o conjunto não “patine”. As rodas foram substituídas por outras de maior diâmetro e uma suspensão que permita que o carro não perca estabilidade.

2 MOTOR

2.1.1 MOTORES TÉRMICOS

São dispositivos que convertem energia térmica em trabalho mecânico, divide-se em dois grupos:

- **Combustão interna** - a mistura admitida para dentro do motor é queimada e sua energia térmica é transformada em energia mecânica.

- **Combustão externa** - usa-se o combustível para aquecimento de uma caldeira, onde ocorre a vaporização do líquido que será usado para a propulsão do aparelho que transformará a energia térmica em energia mecânica. Ex. Máquina a vapor, turbina a vapor, etc.

2.1.2 NOMENCLATURA BÁSICA

Um motor de combustão interna, alternativo, se divide em três partes principais:

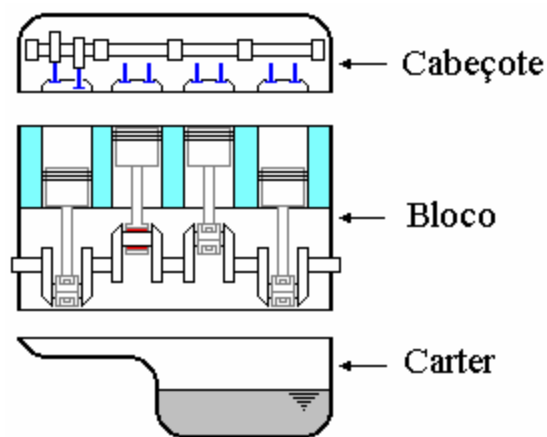


Fig. O1 - Peças fixas do motor

Componentes do motor:

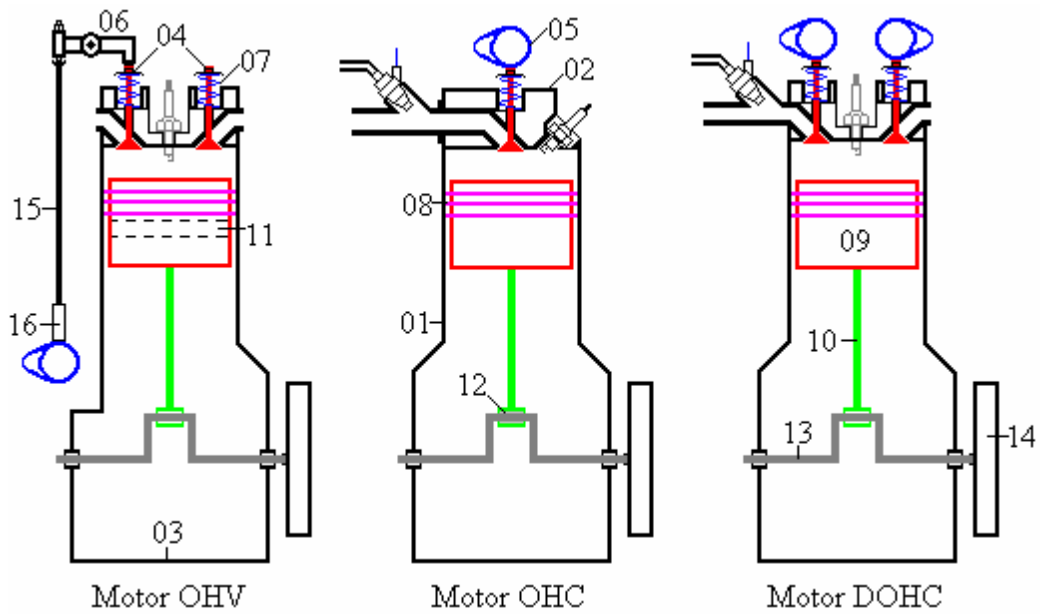


Fig. 02 – Motores OHV, OHC e DOHC

- 01 – Bloco 09
- 02 – Cabeçote
- 03 – Carter
- 04 – Válvulas
- 05 - Eixo comando de válvulas
- 06 - Balancim (eixo de balancins)
- 07 – Molas
- 08 – Anéis
- 09 – Pistão
- 10 – Biela
- 11 – Pino do pistão
- 12 – Bronzinas
- 13 – Arvore de manivelas (Virabrequim)
- 14 – Volante do motor
- 15 – Vareta
- 16 – Tucho

OHV- “over head valves” – válvulas no cabeçote

OHC - “over head camshaft” - eixo comando de válvulas no cabeçote

DOHC - “double over head camshaft” - dois eixos comando de válvulas no Cabeçote

2.1.3 BLOCO

A unidade do bloco de motor e cárter suporta o mecanismo de transferência de força entre o cabeçote do cilindro e o conjunto da árvore de manivelas. Ele apoia os mancais de suporte do conjunto da árvore de manivelas e incorpora (ou apoia) os forros do cilindro. Também estão incluídas: uma camisa d’água separadas e câmaras de galerias de óleo vedadas. O bloco também é utilizado como superfície de montagem e suporte para a maioria das unidades auxiliares do motor.

O bloco fundido e a unidade da árvore de manivelas constituem a configuração padrão para as aplicações automotivas. Os parafusos do cabeçote do cilindro opõem as forças de gás para facilitar uma transferência de força com linearidade máxima e tendência mínima de flexão através das paredes de suporte e para os mancais principais. Para maior resistência, o cárter é frequentemente prolongado abaixo do eixo central da árvore de manivelas. Os pistões em motores com ignição por centelha quase sempre operam em cilindros integrais, usinados com a fundição do bloco. Em motores a Diesel, forros secos ou molhados, fabricados com materiais especiais resistentes a desgastes são usados normalmente.



Fig. 03 – Bloco do motor

2.1.4 CABEÇOTE

O cabeçote do cilindro veda a extremidade superior do bloco e cilindro(s). Ele aloja as válvulas de troca de gás, assim como as velas e/ou injetores de combustível. Junto com o pistão, ele também assegura o formato desejado da câmara de combustão. Na grande maioria dos motores de carro de passeio o comando de válvulas também é montado no cabeçote do cilindro. As válvulas são responsáveis pelo controle de entrada

e saída de gases (entrada de ar e saída dos gases de escapamento), sendo acionadas pelo comando de válvulas que estão em sincronismo com o virabrequim do bloco do motor.

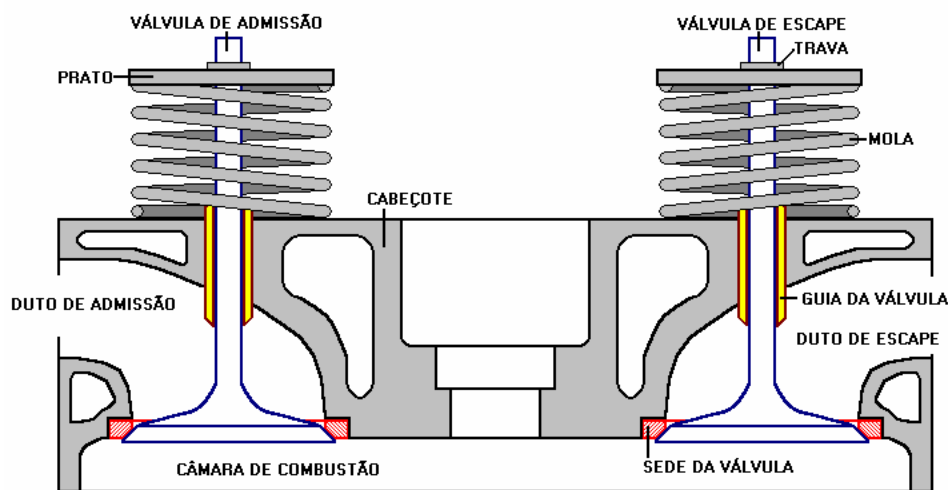


Fig. 04 – Cabeçote do motor

2.1.5 ÊMBOLO

Os êmbolos nos motores atuais de veículo automotor devem desempenhar uma grande variedade de funções:

- Eles transmitem a força gerada pelo gás de combustão às bielas.
- Eles são usados como prolongamento para definir os percursos das bielas dentro do cilindro.
- Eles apoiam a força normal aplicada contra as paredes do cilindro, enquanto a pressão do cilindro é transportada para a barra de ligação.
- Junto com seus elementos de vedação, eles vedam a câmara de combustão da árvore de manivelas.
- Eles absorvem calor para transferência subsequente ao sistema de arrefecimento.

O design do êmbolo e a configuração do pino do êmbolo, utilizados para transferir as forças do gás de combustão a barra de ligação são determinados pelo formato da câmara de combustão, incluindo a geometria da coroa do pistão, enquanto outras variáveis incluem o processo de combustão selecionado e a pressão associada máxima. A prioridade é operar o êmbolo mais levemente possível em uma unidade capaz de suportar forças intensas durante a operação, em um ambiente com temperaturas que

podem atingir os limites físicos dos materiais usados em sua fabricação. A definição precisa das dimensões dos êmbolo, pino do êmbolo e buchas do pino do êmbolo é essencial para atingir este objetivo.

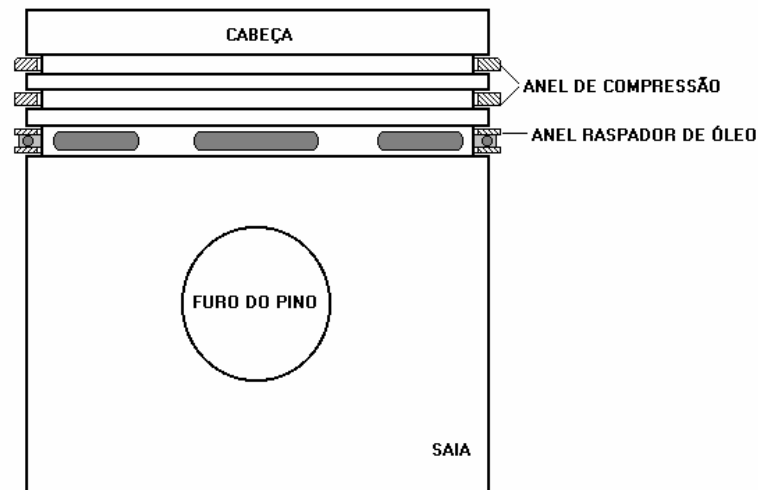


Fig. 05 - Êmbolo

2.1.6 BIELA

A biela é o elemento de junção entre o pistão e o eixo de manivelas. Ele é submetido a compressão de tração e esforços de flexão, alojando ao mesmo tempo as buchas do pino do êmbolo e rolamentos da árvore de manivela. O comprimento da biela é determinado pelo curso do pistão e raio do contrapeso: assim, a altura do motor também pode ser um fator importante.



Fig. 06 – Biela

2.1.7 ÁRVORE DE MANIVELAS

A árvore de manivelas, com suas extensões de haste, converte o movimento alternado dos pistões – transmitidos pelas bielas – em movimento rotativo, disponibilizando o torque efetivo na extremidade da árvore de manivelas. As forças que agem na árvore de manivelas são caracterizadas por periodicidade altamente variáveis e variam muito conforme a localização. Estes torques e momentos de flexão e as vibrações secundárias geradas por eles representam fatores de tensão intensos e altamente complexos para a própria árvore de manivelas. Em função disso, suas prioridades estruturais e padrões de resposta de vibrações repousam em cálculos precisos e dimensões definidas cuidadosamente. Assim, o cálculo e o dimensionamento são ainda mais complicados por causa da instalação de um grande número de múltiplos mancais radiais, como uma medida de precaução.



Fig. 07 – Árvore de manivelas

2.2.1 CLASSIFICAÇÃO DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Quanto ao tipo de movimento:

- Alternativos (a pistão)
- Rotativos (Turbinas a gás - Wankel)

Quanto à forma de iniciar a combustão:

- Ignição por faísca (motores a gasolina e álcool)
- Ignição espontânea (motores diesel)

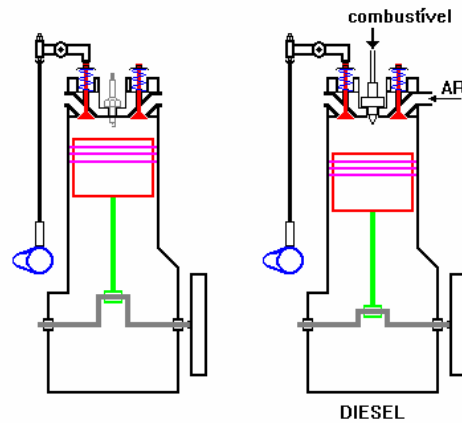


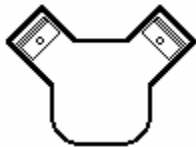
Fig. 08 – Motor ciclo Otto e Diesel

Quanto à disposição dos motores:

- Em linha



- Em V



- Opostos



Quanto ao número de cursos do pistão por ciclo motor:

- Dois tempos (dois cursos do pistão por ciclo)
- Quatro tempos (quatro cursos por ciclo)
- (Um ciclo motor é composto de quatro fases: admissão, compressão, expansão e escapamento.)

2.2.2 MOTOR DE IGNIÇÃO POR CENTELHA

O sistema de ignição deve realizar com confiabilidade, a ignição da mistura comprimida em momento definido com precisão, mesmo sob condições operacionais dinâmicas com as flutuações substanciais nos padrões de fluxo da mistura e relações ar/combustível. A ignição confiável pode ser obtida através da seleção das localizações da vela de ignição com um bom acesso da mistura e padrões eficientes de turbilhonamento. Estas são considerações especialmente importantes para uma operação pobre, com aberturas de estrangulamento muito baixas.

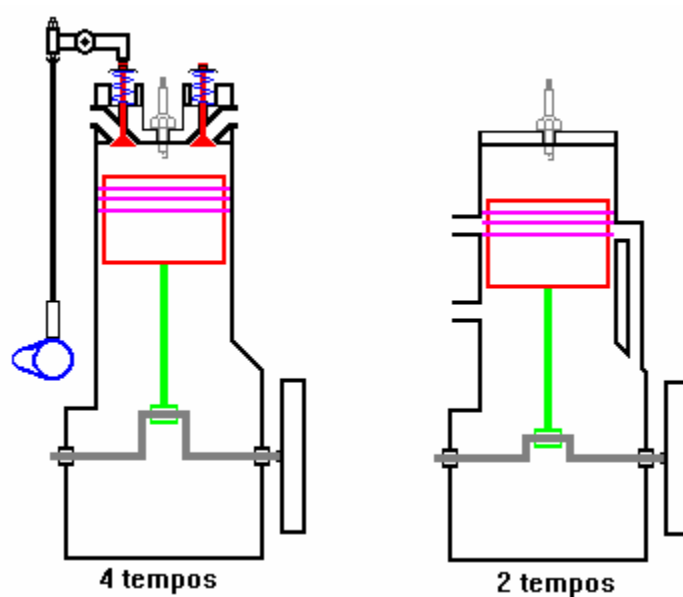


Fig. 09 – Motor por ignição com centelha

2.2.3 MOTOR DE IGNIÇÃO ESPONTÂNEA

Em motores de ignição espontânea, o ar de admissão é comprimido entre 30 a 110 bar, de modo que sua temperatura aumenta entre 700° a 900° C. Esta temperatura é suficiente para induzir a auto-ignição no combustível injetado nos cilindros um pouco antes do final do tempo de compressão, quando o pistão se aproxima do PMS.

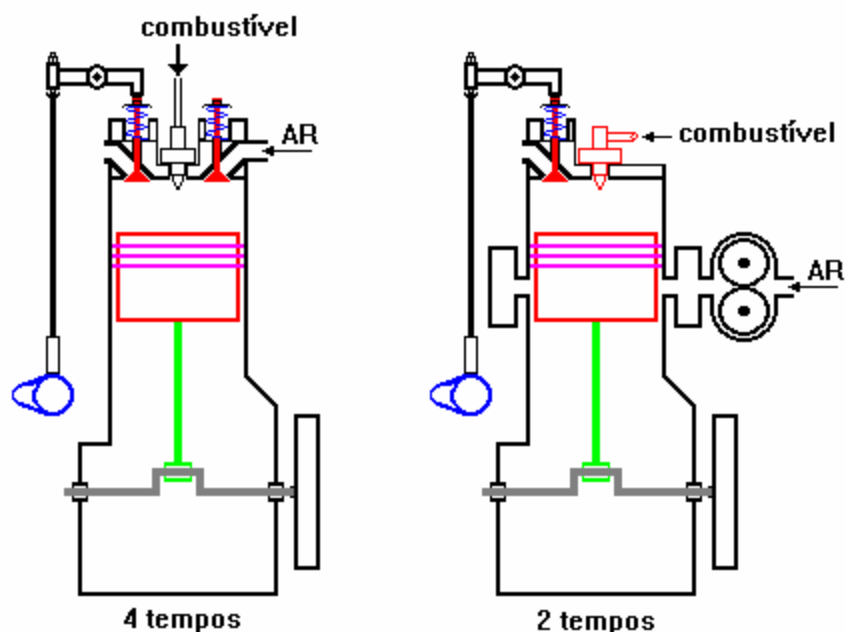


Fig. 10 – Motor por ignição espontânea

2.2.4 MOTORES QUADRADOS, SUBQUADRADOS E SUPERQUADRADOS

Motores de curso longo tendem a obter funcionamento suave, bom torque em baixas rotações e combustão mais completa, pois o percurso da frente de chama no momento da queima é menor e as perdas de calor diminuem – com benefícios ao consumo e emissões de poluentes. No entanto, se o comprimento das bielas não for adequado ao longo curso, o motor pode conseguir relação r/l desfavorável, o que resulta em vibrações e aspereza. Esse inconveniente era claro nos primeiros Fiestas 1.5, mas foi bastante reduzido quando de sua adoção no Palio.

O caso oposto, motor de curso curto ou superquadrado, é a solução preferida em propulsores esportivos. Permite um motor mais baixo, virabrequim mais leve e compacto, bielas mais curtas e leves e mais espaço para as válvulas na câmara de combustão (pois os cilindros devem ter maior diâmetro para chegar à mesma cilindrada), além de menor velocidade média dos pistões. Disso resultam maior potência em altos regimes, facilidade para subir de giros, suavidade de funcionamento em altas rotações e tendência a maior durabilidade nessas condições de uso.

Compromisso intermediário pode ser obtido com diâmetro e curso iguais ou equivalentes, no chamado motor quadrado: é o caso dos 2,0-litros a gasolina da GM, da Peugeot/Citroën e também do motor diesel Mazda que equipa Tracker e Grand Vitara: todos possuem exatos 86 mm em ambas as medidas.

O aumento de cilindrada a partir do mesmo bloco pode ser efetuado, mas muitos componentes terão de ser substituídos ou modificados, como virabrequim, bielas e em alguns casos, pistões e válvulas. O fabricante pode também ter efetuado alterações no comando de válvulas, cárter e outros elementos, sem falar nos sistemas de injeção e ignição.

2.3.1 PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO

Em 1862 Beau de Rochas propôs uma sequência de operação em quatro tempos, que é, até hoje, típica dos motores de ignição por faísca. Em 1876 Nikolaus August Otto, construiu um motor utilizando as ideias de Beau de Rochas, que funcionou perfeitamente. Desde então essa sequência passou a ser conhecida como ciclo de Otto ou ciclo Otto e é mostrada a seguir.

1- Admissão:

Válvula de admissão aberta. Válvula de escape fechada. O pistão se desloca do PMS ao PMI admitindo para dentro do cilindro a mistura combustível/ar.

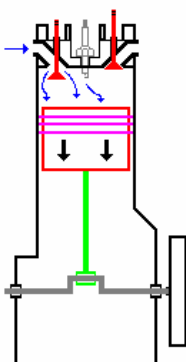


Fig. 11 – Fase de admissão

2 - Compressão:

Válvula de admissão fechada. Válvula de escape fechada. O pistão se desloca do PMI ao PMS, comprimindo a mistura. Antes do pistão atingir o PMS, ocorre a centelha, dando origem à combustão.

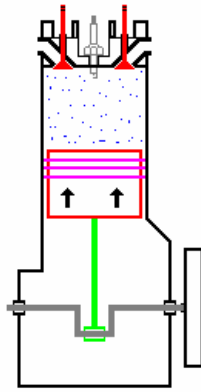


Fig. 12 – Fase de compressão

3 - Expansão:

Válvula de admissão fechada. Válvula de escape fechada. A combustão causada pela centelha da vela de ignição provoca a expansão dos gases que empurram o pistão, fazendo-o se deslocar do PMS ao PMI.

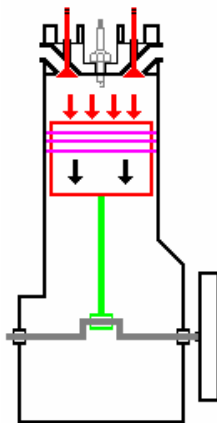


Fig. 13 – Fase de expansão

4 - Escapamento:

Válvula de admissão fechada. Válvula de escape aberta. O pistão se desloca do PMI ao PMS, empurrando para fora os gases queimados.

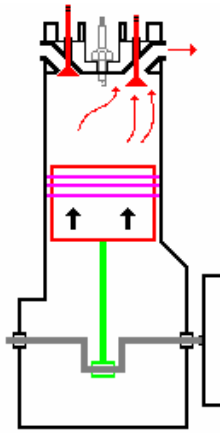


Fig. 14 – Fase de escapamento.

OBS. Para se completar um ciclo motor de 4 tempos são necessárias duas voltas completas da árvore de manivelas.

Aplicações: Veículos de passeio, pequenos veículos de carga, pequenos aviões e pequenas embarcações.

2.3.2 PMS, PMI E CURSO

PMS - Ponto morto superior é o ponto de máximo afastamento da cabeça do pistão em relação à árvore de manivelas

PMI - Ponto morto inferior é o ponto de mínimo afastamento da cabeça do pistão em relação à árvore de manivelas

CURSO (s) - É a distância entre o PMI e o PMS. É o dobro do raio da manivela ($s = 2r$)

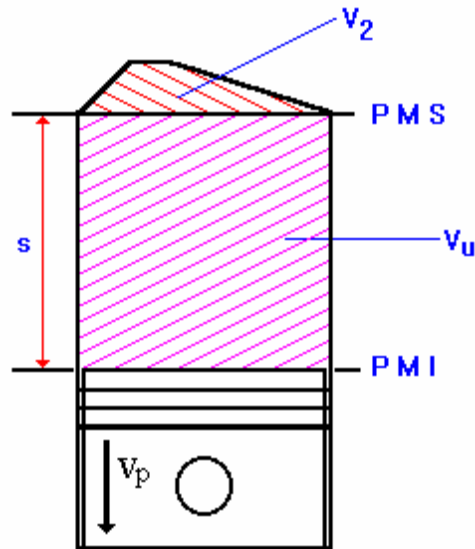


Fig. 15 – Curso do motor

Cilindrada unitária (V_u) - É o volume deslocado pelo pistão entre o PMI e o PMS. Onde “D” é o diâmetro do pistão.

$$V_u = \frac{\pi D^2}{4} s$$

Cilindrada total (V) - É a cilindrada unitária multiplicada pelo número de cilindros do motor. Onde “z” é o número de cilindros do motor.

$$V = V_u \cdot z$$

Volume morto (V_2) - É o volume onde será comprimida a mistura ar/combustível. É o volume da câmara de combustão.

Volume total do cilindro (V_1) $V_1 = V_u + V_2$

Taxa de compressão (r_v) - É a relação entre o volume total do cilindro e o volume morto.

$$r_v = \frac{V_1}{V_2}$$

Velocidade média do pistão (v_p) - $v_p = 2 s n$ onde “n” é a rotação do motor.

Velocidade angular da árvore de manivelas (ω) - $\omega = 2 \pi n$

Velocidade angular do comando de válvulas (ω_v)

- Motor 4 tempos - $\omega_v = \omega / 2$
- Motor 2 tempos - $\omega_v = \omega$

Ângulo- É o ângulo descrito pela manivela em relação ao eixo do cilindro. Raio da manivela (r) - $r = s / 2$

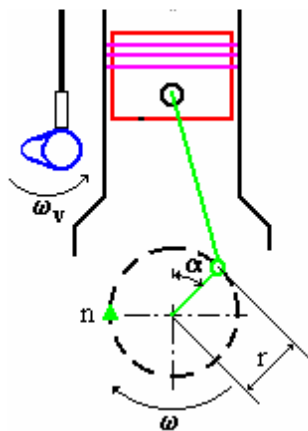


Fig. 16 – Ângulo da relação da manivela ao eixo do cilindro

Comentário: Outra forma de classificar os motores de combustão interna é através da relação diâmetro x curso do pistão.

2.3.3 TORQUE E POTÊNCIA

Torque: Age como momento de forças que causam a rotação do motor. Esse torque aumenta proporcionalmente com a rotação do motor até seu nível máximo. A partir deste ponto, inicia-se a perda do torque pois, em regimes elevados, os tempos de admissão e escape são reduzidos, o que ocasiona uma queima de combustível não perfeita.

O torque é calculado pela fórmula $T = F \cdot d$, na qual a força “F” representa a força gerada pela expansão dos gases na câmara, que empurra o pistão para baixo e “d” representa a distância que existe entre a linha de centro do eixo de manivelas e o centro do diâmetro da biela, onde:

- T = Torque (N.m)

- F= Força (N)
- D = distancia (m)

Potência: Um motor converte a energia química do combustível em trabalho, através da queima do mesmo. A potência é o trabalho desenvolvido pelo motor, em uma determinada unidade de tempo. A potência de um motor é usualmente expressa em Watts ou em CV (Cavalo Vapor), onde $1 \text{ CV} \approx 736 \text{ Watts}$.²⁹

De posse do torque e em que rotação ocorre, é possível determinar a potência desprendida pelo motor naquele instante, bastando multiplicar o torque pelo RPM. A potência máxima de um motor ocorre à determinada rotação inferior à rotação máxima admitida pelo mesmo.

2.3.4 CONSUMO E CONSUMO ESPECÍFICO

O consumo específico representa o consumo mássico de combustível por unidade de trabalho de saída. É um indicador utilizado na observação do comportamento de MCI em diferentes regimes de funcionamento (rotação e carga) e na comparação de diferentes combustíveis.

De acordo com Heywood (1988), essa medida representa o quanto de eficiência apresenta um motor levando-se em consideração o combustível utilizado.

$$CE = \frac{mf}{W}$$

Onde,

- CE = representa o consumo específico de combustível (g/kWh),
- mf = é a vazão mássica de combustível (g/h),
- W = representa a potência em unidade de energia (kW).

A relação entre o consumo específico de combustível e a eficiência da conversão de combustível, ou eficiência térmica, pode ser dada pela equação 2.7, abaixo (HEYWOOD, 1988):

$$\eta_1 = \frac{1}{CE \cdot PC}$$

3 SOBREALIMENTAÇÃO

3.1.1 MOTOR ASPIRADO X MOTOR SOBREALIMENTADO

Motores aspirados são os que não utilizam de nenhum artifício para aumento do fluxo de ar a não ser a aspiração natural resultante do movimento de descida do pistão no início de cada ciclo. Neste movimento o pistão gera vácuo parcial que resulta na entrada de ar, pois a pressão no cilindro é menor que a atmosférica causando assim uma deficiência no funcionamento, pois o cilindro não é totalmente preenchido. A eficiência do motor aspirado fica em torno de 20%, isso se dá devido o motor não conseguir injetar dentro do cilindro a capacidade volumétrica, o que está em torno 90%.

Sobrealimentação sem alterações da configuração interna do motor, se dá através da instalação de um sistema de compressão de ar, um turbo compressor ou compressor mecânico que com isso consegue ser injetado mais de 110% de ar dentro da câmara de combustão, gerando uma eficiência de mais de 40% do motor.

Ainda hoje, as fábricas preferem adotar o aumento da compressão interna do motor reduzindo a durabilidade dos mesmos, camuflando a ineficiência da aspiração natural ao invés de adotar o turbo como solução definitiva para esse problema. Essa atitude tende a ter um fim, visto que a globalização da informação e as exigências relativas à preservação do meio ambiente são cada vez mais evidentes.

Existem diversas formas de se sobrealimentar um motor, de forma mecânica ou utilizando as forças dos gases de escape. A que será analisada nesse estudo é por turbocompressor, que utiliza as forças dos gases de escape para girar um compressor, através de um eixo girado por uma turbina. Iremos fazer uma breve explicação sobre a outra forma, a mecânica, onde um compressor ou um blower são instalados junto ao motor, retirando um pouco da força do motor através de polias.

A principal utilização de sobrealimentação em motores é a de aumentar a eficiência volumétrica do motor aspirado. Pois com a instalação de um compressor no duto de admissão, seja ele mecânico ou pelas forças dos gases de escape, é possível aumentar a pressão ou a densidade de ar fornecido para o motor, melhorando sua eficiência volumétrica, pois quanto mais oxigênio for fornecido para o cilindro, mais combustível pode ser injetado ao motor, aumentando a força da combustão para realização do trabalho.

A eficiência volumétrica e a adiabática são essenciais na escolha do compressor, pois a volumétrica indica quanto de ar pode ser comprimido para o cilindro e a adiabática a quantidade de energia perdida em forma de calor para produzir potência.

3.2.1 BLOWER

É composto por um corpo metálico que dentro tem rotores, sendo instalado sobre o sistema de admissão de ar, girando através de polias e engrenagens conectadas ao virabrequim do motor. Sendo conhecido também como Compressor Volumétrico ou Supercharger.

Ou seja, seu princípio básico é igual ao de uma bomba de ar, só que ligada ao virabrequim, empurrando mais ar para dentro do cilindro.

Compressor mecânico tipo "Roots"

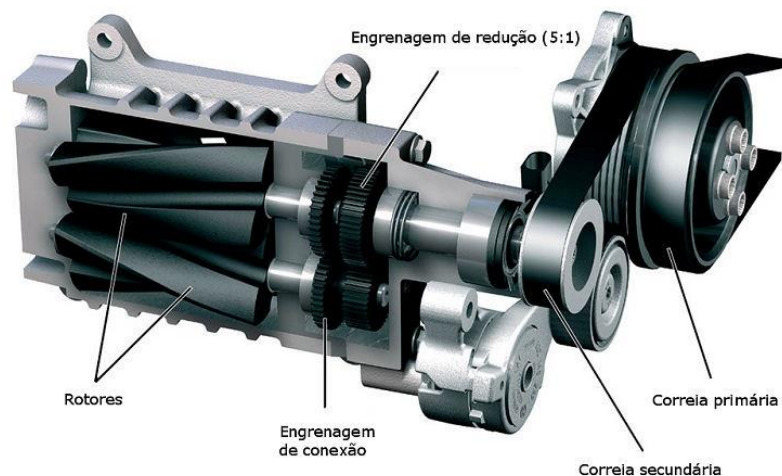


Fig. 17 – Blower em corte

3.2.2 COMPRESSOR MECÂNICO

Existem dois tipos principais de compressores mecânicos o tipo Lysholm, compressores dinâmicos e do tipo Roots, compressores com deslocamento positivo.

No caso do compressor, Lysholm ou parafuso, sua eficiência está ligada a forma como é comprimido o ar admitido. Os rotores estão dispostos de modo que se encaixam

perfeitamente, sem que haja atrito, comprimindo o ar de forma contínua no seu interior alcançando melhor eficiência volumétrica e adiabática.



Fig. 18 – Compressor tipo Lysholm (Parafuso)

Compressor do tipo Roots ou deslocamento positivo, a diferença em relação ao do tipo parafuso está na forma do deslocamento do ar, do tipo roots apenas empurra o ar para o cilindro. Como o volume deslocado é maior, a pressão na saída é maior, forçando a entrada de mais ar admitido.



Fig. 19 – Compressor tipo Roots

3.3.1 TURBOCOMPRESSOR

O compressor é movido por uma turbina, que é acionada pelos gases de escape do motor. A energia presente nos gases de escape não é aproveitada em um motor naturalmente aspirado, ou que utiliza sobrealimentação mecânica, sendo desperdiçada. A utilização da energia dos gases de escape altera o balanço energético do motor, possibilitando um aumento de sua eficiência térmica. (2009, Brunetti, Franco)

O turbocompressor é formado, principalmente, por quatro partes, são elas: caixa quente, caixa central, caixa fria e válvula wastegate.

O fundamento do turbocompressor está basicamente ligado na transformação da energia dos gases de escape em energia rotacional. Isto é feito através de um rotor

denominado turbina, que tem a função de receber a energia dos gases de escape e transforma-la em energia rotacional, estando acoplado através de um eixo a um compressor que comprime o ar no duto de admissão do motor.

Neste caso o compressor não tem ligações mecânicas com o motor, não consumindo potência de seu eixo. Diz-se que o turbocompressor é apenas “termodinamicamente” acoplado ao motor (2009, Brunetti Franco)



Fig. 20 – Todos componentes do turbocompressor

Para explicar melhor o funcionamento do turbocompressor, será feita uma explicação detalhada de cada parte, caixa quente onde encontra-se o rotor, turbina, caixa central onde está alojado o eixo, caixa fria onde encontra-se o rotor, compressor e a válvula *wastegate* para o controle da pressão.

3.3.2 CAIXA QUENTE

A caixa quente tem a função de direcionar os gases de escape, provenientes do motor, para a turbina que encontra-se no interior. Seu formato é de espiral, para propiciar uma melhor eficiência.

Como a temperatura dos gases de escape são elevadas, normalmente a caixa quente é feita de ferro carbono.



Fig. 21 – Caixa quente em destaque.



Fig. 22 – Caixa quente vista superior.

3.3.3 TURBINA

A função da turbina é fornecer ao eixo do compressor a potência necessária para que este possa executar o trabalho de compressão na zona de melhor rendimento atendendo a característica de consumo de ar de um dado motor, ainda assim impondo a menor restrição possível à exaustão dos gases de escape do motor. (2009 Brunetti, Franco).

Como para aplicações automotivas a turbina radial é a mais utilizada, analisaremos esta configuração.



Fig. 23 – Turbina mais eixo

Na carcaça da turbina (Caixa Quente), a pressão dos gases é convertida em energia cinética e direcionada para a turbina, a uma velocidade constante. A turbina transfere essa energia cinética para o eixo, que é projetado para que grande parte dessa energia cinética seja convertida em rotação.

O desempenho da turbina é melhorado quando a depressão entre a admissão e o escape aumenta, ou seja, quando mais gases de escape são expelidos da câmara de combustão do motor para a turbina.

O gráfico abaixo mostra o mapa característico de uma turbina. Podemos observar que a eficiência varia em relação à massa de ar e a pressão que passa pela turbina.

Analisando a curva em vermelho podemos observar que se aumentarmos a massa de ar, sem o devido controle, acabamos reduzindo a eficiência da turbina, pois, sua rotação será prejudicada, interferindo na rotação do compressor, devido ao fato da turbina e o compressor estarem mecanicamente ligados por um eixo rotor.

O modo de controlar essa massa de ar que vem dos gases de escape é utilizando a válvula *wastegate*. Ela faz com que a curva cresça exponencialmente, pois, abre uma passagem de ar na carcaça quente que é denominada by-pass, fazendo com que o fluxo

dos gases de escape seja dividido, uma parte passa pela turbina e a outra vai direto para o escapamento. A curva em verde mostra a atuação dessa válvula no controle da massa de ar que está passando pela turbina.

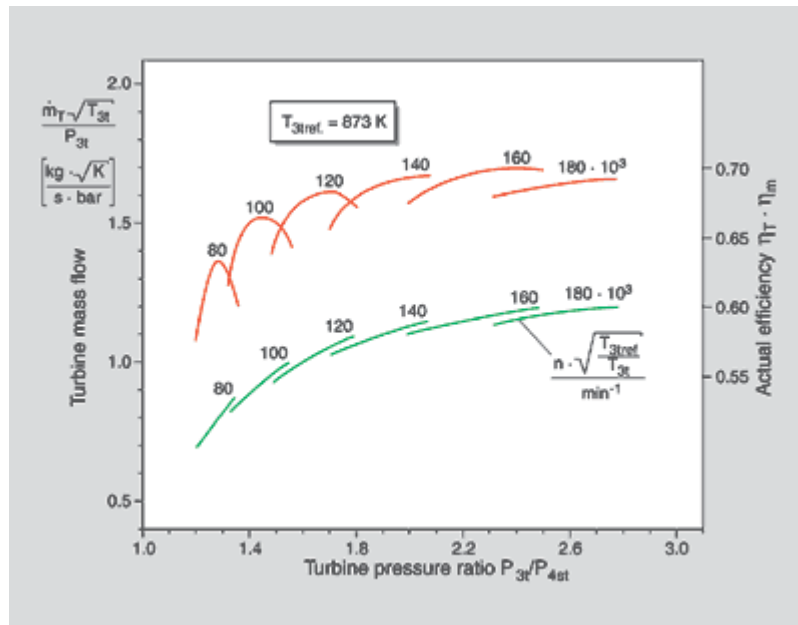


Fig. 24 – Mapa da turbina

3.3.4 CAIXA FRIA

A caixa fria do turbocompressor tem a função de direcionar o ar admitido da atmosfera para dentro do cilindro do motor.

Ela reduz a velocidade do ar, sem perdas consideráveis, para que a pressão e a temperatura dentro do duto de admissão aumentem.

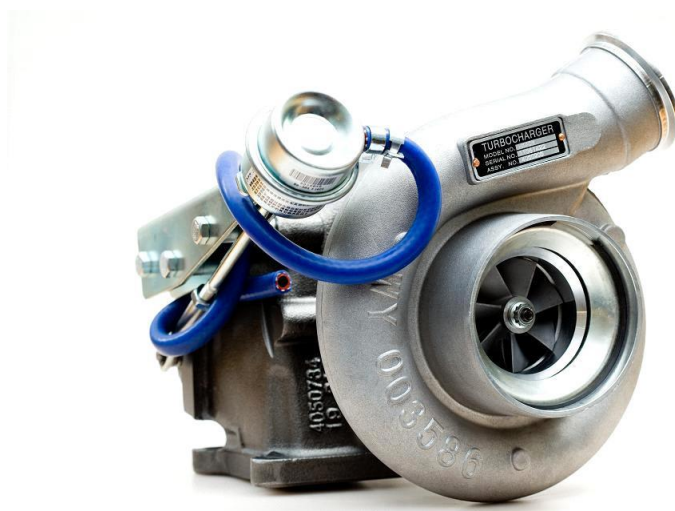


Fig. 25 – Imagem da Caixa Fria instalada no turbocompressor.

3.3.5 COMPRESSOR

Os compressores de aplicação automotivas são centrífugos segundo Franco Brunetti, “Motores de combustão interna”¹ No rotor centrífugo, as pás são curvadas para trás na região de saída visando aumentar a faixa de operação do compressor. O rotor gira em altíssima rotação impelido pela turbina.

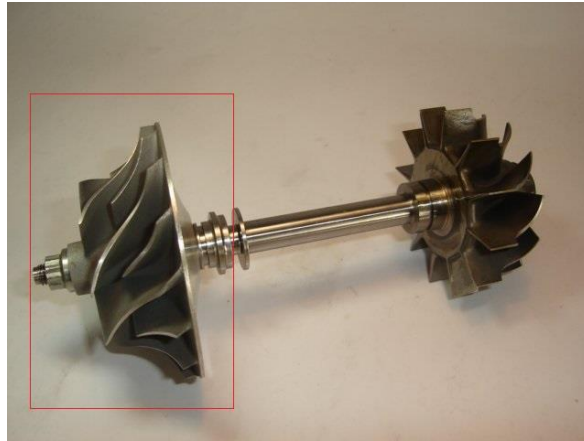


Fig. 26 – Compressor em destaque no eixo rotor

O ar entra no compressor na direção axial, é acelerado pelas pás e deixa o rotor na direção radial. Em seguida, passa pelo difusor, formado pela própria carcaça e pelo prato do compressor, onde é desacelerado “suavemente”, transformando a energia cinética em pressão. O processo de difusão, que tem início ainda nos canais do rotor, termina na carcaça do compressor, que ainda conduz o ar para a saída do estágio.

O comportamento do compressor é definido por gráficos, que mostram a relação entre a pressão e o volume de ar que passam pelo compressor em determinada rotação.

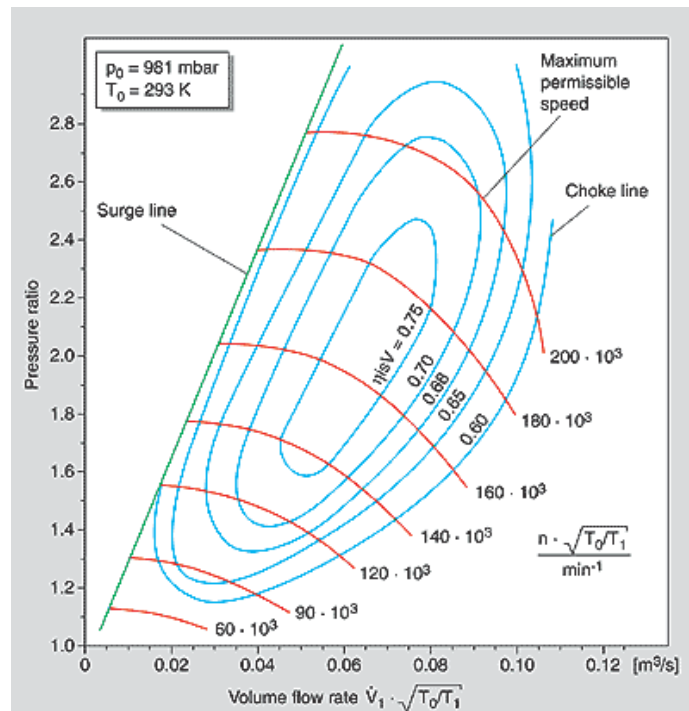


Fig. 27 – Mapa do compressor

A área útil do gráfico, que define a eficiência do compressor, está em azul mostrando que em determinada rotação, linhas em vermelho, tem uma determinada razão de pressão por volume de ar.

Esta área é limitada por curvas de sobrecarga, de estrangulamento e rotação máxima.

O lado esquerdo do mapa está limitado pela linha de sobrecarga (surge line), ocorrendo basicamente a “interrupção” do fluxo de ar na entrada do compressor. Onde se tem uma vazão volumétrica muito pequena em relação a pressão, sendo esta muito elevada.

A parte superior do canto direito do gráfico é limitada pela área de estrangulamento e rotação, onde respectivamente os valores de pressão aumentam e a rotação também podendo danificar o compressor e o eixo, devido a altas pressões e rotação, sendo assim conhecida como linha de choque.

Um dos maiores desafios na seleção do turbocompressor para um dado motor é a adequação de uma máquina de fluxo (turbocompressor), caracterizada por uma faixa de operações com elevada eficiência relativamente restrita, a uma máquina de deslocamento positivo (motor), que tem por características a operação em uma ampla

gama de vazões. No projeto de turbocompressores busca-se, portanto, o melhor compromisso entre objetivos conflitantes para uma máquina de fluxo: eficiência elevada em uma ampla faixa de vazões. (2009, Brunetti, Franco)

A adequação (ou matching) do turbocompressor ao motor se inicia pela seleção de um compressor que atenda às necessidades de consumo de ar e pressões de sobrealimentação do motor, atingindo os objetivos de potência, torque, consumo de combustível e emissões, entre outros. Uma vez selecionado o compressor (rotor, diâmetro, carcaça e trim), é necessário definir-se uma turbina para acioná-lo. Como a turbina está montada no mesmo eixo que o compressor, a seleção da turbina é feita assumindo-se que a potência da turbina é igual à potência do compressor, o que é válido em condição estabilizada de funcionamento (não transiente). Via de regra, os fabricantes de turbocompressores ajustam o compressor à turbina de maneira que esta opere próxima ao seu pico de eficiência. Por consequência, há uma relação otimizada entre o diâmetro maior do rotor do compressor e o diâmetro maior do rotor da turbina. Especificamente no caso de compressores centrífugos associados a turbinas radiais (maioria das aplicações de turbocompressores automotivos), diâmetros máximos de rotores de compressor e de turbina similares resultam em altas eficiências. (2009, Brunetti, Franco).



Fig. 28 – Compressor instalado no turbocompressor.

3.3.6 Eixo

O eixo do turbocompressor e a turbina, rotor da caixa quente, formam um conjunto único podendo atingir até 300.000 RPM.

Para que seja atingida essas altas rotações a um custo razoável são utilizados mancais deslizantes a óleo, especialmente projetados para turbocompressores.

O mancal deslizante a óleo fornece baixo atrito entre os metais, pois, uma película de óleo fica entre as bucha de bronze flutuantes e a caixa central, reduzindo significativamente o atrito.

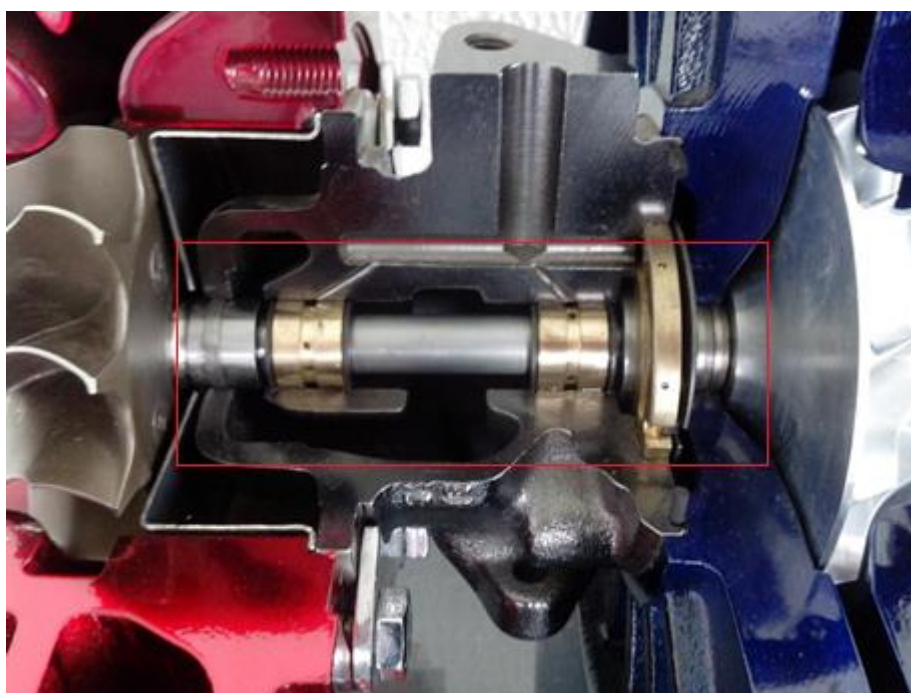


Fig. 29 – Eixo do turbocompressor (sistemas de mancais)

O fornecimento do óleo para os mancais é proveniente do próprio circuito de lubrificação do motor, entrando sobre pressão, envolve os mancais com óleo para que seja evitado o contato com os metais, garantido altas rotações, retornando ao cárter pela força da gravidade. Além de ter função lubrificante e de arrefecer o eixo o óleo também exerce uma função amortecedora, que contribui para a uma melhor estabilidade do eixo e rotores. Essas folga onde o óleo fica são de apenas alguns centésimos de milímetros.

3.3.7 Válvula de prioridade

Durante a aceleração do motor a borboleta do acelerador está aberta, quando ela se fecha o duto de admissão está pressurizado. Esta pressão entre o compressor e a válvula borboleta pode elevar-se muito, devido a inercia do compressor, gerando uma região instável chamada “surge”.

Para se evitar essa pressurização no duto de admissão durante as desacelerações é utilizada um válvula de alívio, conhecida como válvula de prioridade.

Esta válvula é responsável em aliviar a pressão, abrindo uma passagem livre, para que o ar que está sendo pressurizado possa sair, evitando a região de surge.

A atuação desta válvula é perceptivo ao ouvido humano, ela que proporciona o conhecido assobio do turbo, popularmente conhecido como espirro da turbina.

A válvula de alívio tem uma tomada de vácuo no duto de admissão. Quando o motor é acelerado o duto de admissão gera uma pressão no diafragma da válvula de prioridade. Assim que o motorista deixa de acionar o acelerador a válvula borboleta é fechada gerando um vácuo no duto de admissão, fazendo com que o diafragma seja deslocado, por causa da diferença de pressão, abrindo um alívio para que o ar que está dentro do duto de admissão seja espirrado para fora, evitando assim a turbulência no compressor, que acabaria diminuindo a eficiência em trocas de marcha.



Fig. 30 – Válvula de prioridade

3.3.8 VÁLVULA WASTEGATE

A válvula *wastegate* é um componente do turbo muito importante. Ela exerce a função de aliviar a pressão do compressor, para que não ocorra uma sobre carga de pressão, o que acabaria danificando o rotor e as pás.

É uma válvula pneumática que contém um diafragma, uma mola, uma haste móvel e uma tomada de pressão na caixa fria do turbo.

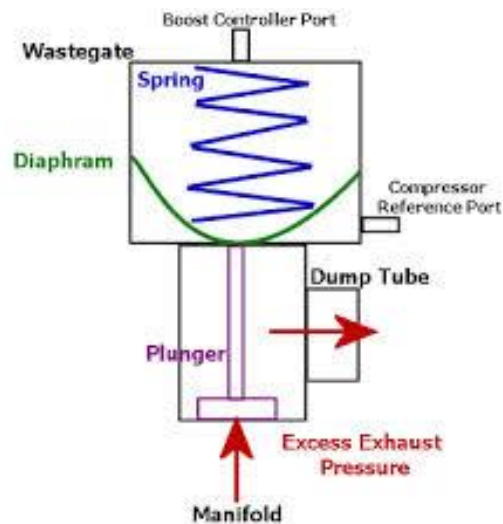


Fig. 31 – Esquema da válvula *wastegate*

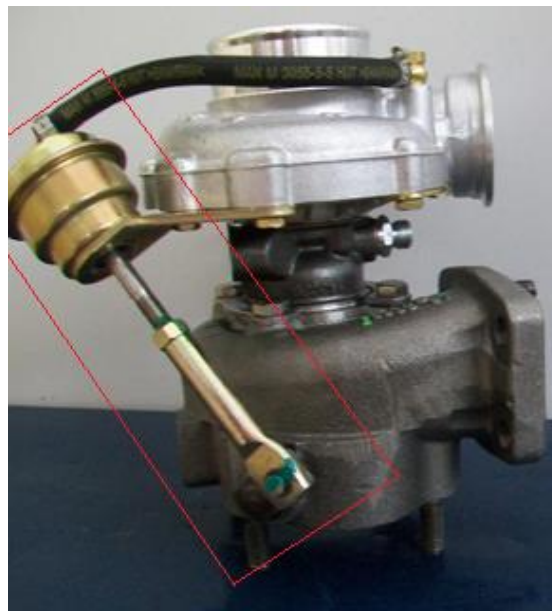


Fig. 32 – Válvula *wastegate* em destaque.

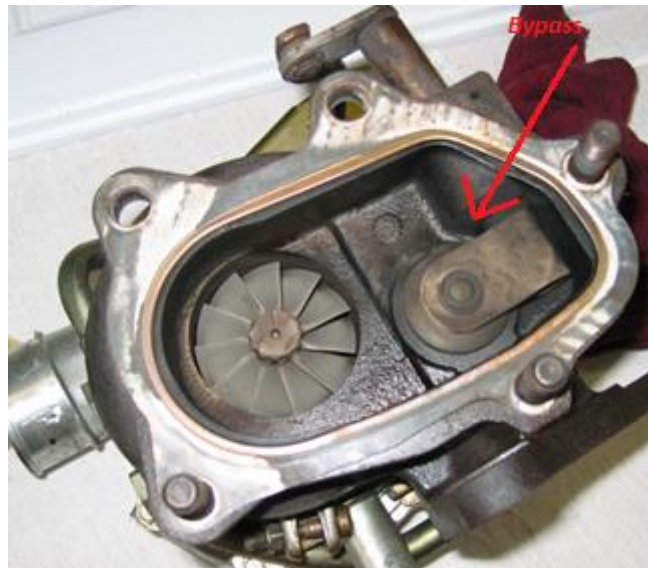


Fig. 33 – Bypass controlado pela válvula wastegate

Quando a pressão no compressor passa do ponto de eficiência aceitável a válvula começa a atuar. O excesso de pressão no compressor passa pela tomada de pressão da válvula fazendo com que desloque o diafragma para cima movimentando a mola e consequentemente a haste, gerando a abertura de uma passagem na caixa quente, chamada “*by pass*”, diminuindo o fluxo de gases de escape que passam pela turbina e consequentemente a rotação do compressor é reduzida mantendo a pressão em um nível aceitável, sem prejudicar o rotor do compressor e o balanço do eixo.

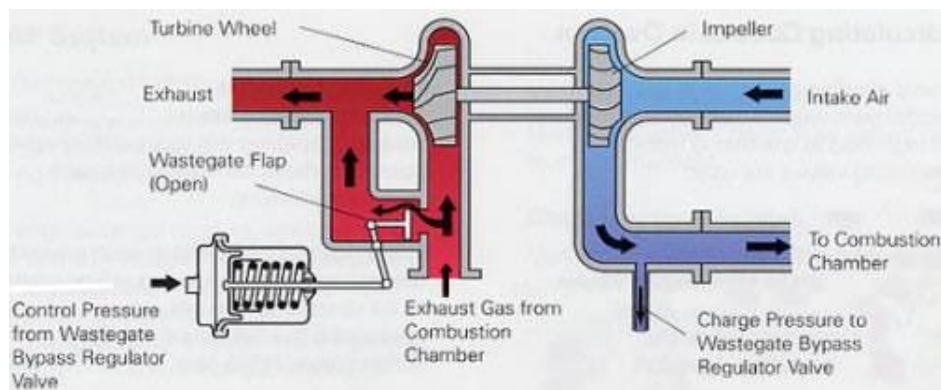


Fig. 34 – Desenho mostrando o funcionamento da válvula wastegate

3.3.9 OS EFEITOS DA TEMPERATURA E O INTERCOOLER

Uma desvantagem de sobrealimentação por turbo ou compressor mecânico, é que comprimir o ar aumenta a sua temperatura. Quando um compressor é usado em um motor de combustão interna, a temperatura da carga de ar / combustível torna-se um importante fator limitante no desempenho do motor. As temperaturas extremas farão com que haja detonação da mistura ar-combustível e danos ao motor. Nos carros, isso pode causar um problema em um dia quente ou quando um nível excessivo de impulso é atingido.

É possível estimar o aumento de temperatura através de um supercharger, modelando-o da seguinte forma.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Onde:

T_1 = Temperatura do ar ambiente

T_2 = Temperatura depois do compressor

p_1 = Pressão atmosférica ambiente (absoluto)

p_2 = Pressão após o compressor (absoluto)

γ = Relação de calores específicos = $C_p/C_v = 1,4$ para o ar

C_p = Calor específico a pressão constante

C_v = Calor específico a volume constante

Por exemplo, se a pressão do turbo compressor está pressurizada com 0,69 bar de impulso ao nível do mar (pressão ambiente de 1,01 bar), temperatura ambiente de 24 ° C, a pressão final de admissão vai estar entorno de 1.7 bar, pois acrescentamos a pressão gerada do turbo compressor, mais a pressão atmosférica.

A temperatura do ar depois do compressor vai estar entorno 71,4 ° C, pois como o ar foi pressurizado, acabou elevando sua temperatura. Esta temperatura é conhecida como a temperatura de descarga do compressor (CDT) e por isso é importante um método para arrefecimento do ar depois do compressor.

Além de causar possível detonação e danos, a entrada de ar quente diminui a sua densidade. Com uma menor densidade do ar, não conseguimos uma queima completa,

pois falta oxigênio na câmara de combustão, diminuindo assim a eficiência do compressor.

Para diminuir essa temperatura do ar, é necessária a instalação de um Intercooler, que faz parte integrante do sistema de admissão de ar que será analisado separado do resto do sistema neste estudo, conforme BELLS, 1997 em Maximum Boost.



Fig. 35 – Intercooler

A função do intercooler é resfriar o ar que foi aquecido durante o processo de pressurização pelo compressor. Como se sabe, todo fluído quando pressurizado sofre um aumento sa temperatura.

Neste item, estaremos tratando do intercooler do tipo ar de fluxo cruzado, comum nestas aplicações.

Um bom intercooler tem que ser capaz de resfriar eficientemente o ar e ao mesmo tempo causar uma baixa perda de carga. Para tanto, algumas características são importantes:

- Baixa perda de carga, afinal não faz sentido aquecer o ar enquanto se pressuriza, para depois perder pressão por um intercooler ineficiente;
- Alta eficiência na capacidade de resfriar ar;
- Instalação em local adequado, onde haja corrente de ar abundante para que a troca de calor seja eficiente.

Para um intercooler ter baixa perda de carga é necessário verificar se existe área suficiente para a passagem do fluido pressurizado por este, de maneira eficiente. Desta forma já se eliminam os intercoolers com pequena área lateral e longo comprimento, pois sua construção já favorece altas perdas de carga.

A eficiência de um intercooler é ditada pela sua capacidade de resfriar o ar pressurizado segundo formula abaixo. É recomendável um intercooler com eficiência mínima de 60% com perda de carga inferior a 0,15bar (15kPa). Vamos verificar o que isto significa:

- E_i = Eficiência do intercooler
- T_n = Temperatura de n

$$E_i = \frac{T \text{ antes pressurizado} - T \text{ depois pressurizado}}{T \text{ antes pressurizado} - T \text{ ambiente}}$$

Para um intercooler com: $E_i = 60\%$

- $T \text{ ambiente} = 25^\circ\text{C} = 273 + 25 = 293\text{K}$
- $T \text{ antes pressurizado} = 25^\circ\text{C} + 105^\circ\text{C} = 130^\circ\text{C} = 423\text{K}$ (compressor com 60% eficiência a 1bar de pressão)
- $T \text{ depois pressurizado} = T \text{ antes pressurizado} - (T \text{ antes pressurizado} - T \text{ ambiente}) \times E_i$
 $= 423 - (423 - 293) \times 60\% = T \text{ depois pressurizado} = 345\text{K} = 345 - 273 = 72^\circ\text{C}$

Assim a variação de temperatura foi de 58°C

Grosseiramente se adotarmos a variação de densidade do ar como o ganho de potência pelo uso do intercooler, mantendo a pressão constante teria:

$$\Delta\rho = \frac{\text{temperatura absoluta inicial}}{\text{temperatura absoluta final}} - 1 = \frac{130 + 272}{58 + 273} - 1 = 16,8\%$$

Porém se adotarmos uma perda de carga de 15kPa e utilizarmos o mesmo raciocínio:

$\Delta p = \text{Variação de carga} \propto \Delta P = \text{Variação de potência}$

$$\Delta p = \frac{\text{pressão final}}{\text{pressão inicial}} - 1 = \frac{(1 + 1 - 0,15)\text{atm}}{(1 + 1)\text{atm}} - 1 = -7,5\%$$

Sendo assim quase metade dos ganhos do intercooler foi perdida nesta simulação, devido à perda de carga do intercooler.

O modo correto de lidarmos com este problema seria uma abordagem experimental, onde:

1. O sistema é acertado com uma pressão de trabalho, medida após a borboleta (e consequentemente o compressor) porém sem o intercooler. São medidos temperatura na borboleta e pressão.
2. É colocado o intercooler. Ajusta-se a regulagem do sistema para termos exatamente a mesma pressão após a borboleta. É medida a temperatura no mesmo ponto que o anterior.

Com a variação da temperatura, teremos a eficiência real do intercooler no sistema, e não como um componente isolado. Com esta medição será possível avaliar os ganhos reais no sistema.

Medindo as pressões no compressor para a situação 1 e 2 conseguiremos medir a diferença entre estas, e a perda de carga no intercooler, devido à diminuição da temperatura pelo intercooler, e a perda de carga deste componente conjuntamente. Para fins práticos não é interessante desassociar os efeitos (caso haja interesse em analisar a perda de carga individualmente, basta simular o intercooler com o ar pressurizado à temperatura ambiente, não havendo desta forma troca líquida de calor), análise baseada em INCROPERA, 2003.

Relativo à localização do intercooler, sugerimos a instalação deste componente em local com alta pressão, como na frente do veículo, ou junto à caixa de rodas (BELLS, CORKY, 1997). Isto é primordial para que o intercooler receba fluxo de ar ambiente e possa trocar calor com o ambiente. Não aconselhamos a instalação do intercooler dentro do cofre do motor, pois este local não tem bom fluxo de ar e o ar ambiente dentro desta região é de alta temperatura, diminuindo a possibilidade de troca de calor pelo intercooler.

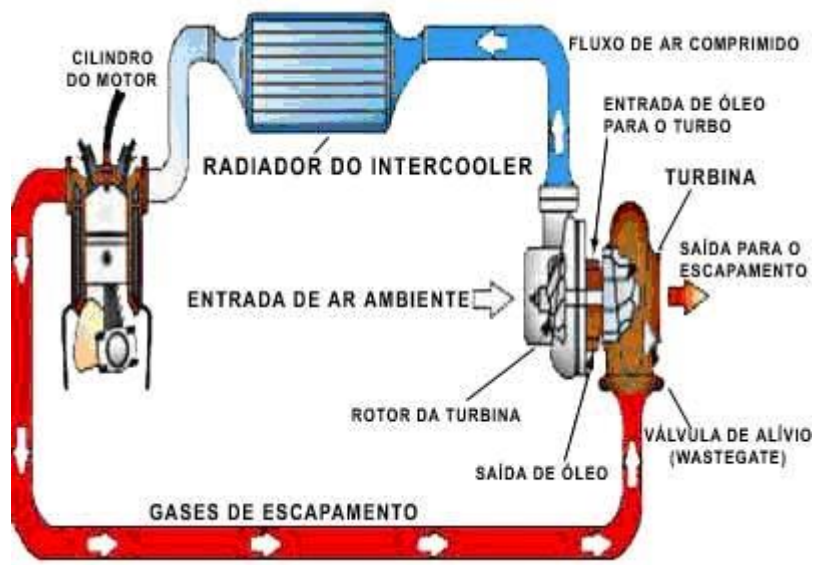


Fig. 36 – Esquema de funcionamento do turbocompressor com intercooler

Uma alternativa adotada para minimizar a temperatura de entrada do motor sem adicionar um intercooler, é aumentar a distância entre a caixa quente e a caixa fria, mas essa tecnologia não diminui a temperatura do ar devido ao aumento de pressão, por não existir um dispositivo que resfrie o ar. Essa tecnologia está sendo adotada em carros de alta performance de competição por ocupar um espaço maior do que um turbo normal e diminuir a ação do turbo lag, por ter um menor espaço para a pressurização.



Fig. 37 – Turbocompressor com maior comprimento de eixo

4 METODOLOGIA

4.1 OBJETIVOS

Nesse capítulo serão abordados os métodos e equipamentos que serão utilizados na medição do veículo e as formas de medição da potência e torque do motor.

4.2.1 COMPONENTES DE MEDIÇÃO

4.2.2 SONDA LAMBDA

A Sonda Lambda é um sensor instalado no duto de escapamento, que faz a medição da concentração de oxigênio nos gases de escape.

Ela é formada por um eletrólito cerâmico de óxido de zircônio (ZrO_2) estabilizado por óxido de ítrio (Y_2O_3), e forma de cadinho, coberto por platina nas superfícies interior e exterior. A superfície interior está em contato com o ar e a exterior com os gases de escape, que os converte para o seu equilíbrio termodinâmico. A camada exterior de platina é ligada à massa e o sinal da sonda é retirado da camada interior. A altas temperaturas ($>300^\circ C$) o eletrólito de oxigênio dos gases de escape. Existe ainda uma fina camada cerâmica porosa a revestir o eletrólito externo da sonda, de modo a protegê-la externamente da agressão dos gases de escape. (Brunetti, Franco)

O funcionamento da sonda lambda baseia-se nas propriedades elétricas de um material cerâmico de gerar uma diferença de potencial elétrico quando submetido a diferentes concentrações de oxigênio. O sensor de oxigênio envia uma tensão elétrica que varia em função da condição da mistura queimada. A maioria dos sensores de oxigênio de Zircônio para aplicação automotiva referenciam misturas pobres para tensões elétricas abaixo de 450 milivolts e acima de 450 milivolts para misturas ricas em combustível. O valor de aproximadamente 450 milivolts corresponde a uma mistura ideal, que o sistema de controle eletrônico objetiva alcançar na maior parte do funcionamento do motor.

Para que haja um monitoramento da quantidade de oxigênio é importante utilizar uma sonda lambda junto com um *hallmeter* ou um multímetro, no caso está sendo utilizado um *hallmeter*.



Fig. 38 – Sonda lambda

Na tabela abaixo mostra em volts qual o comportamento do motor em um regime pobre, ideal e rico.

Volts (V)	Mistura	Regime de trabalho
0,100	Pobre	Não trabalhar
0,200	Pobre	Econômico
0,300	Pobre	Econômico
0,400	Estequiométrico	Econômico
0,500	Estequiométrico	Econômico
0,550	Estequiométrico	Regime Constante
0,600	Estequiométrico	Regime Constante
0,700	Estequiométrico	Regime Constante
0,800	Rico	Aceleração
0,850	Rico	Aceleração
0,880	Rico	Aceleração
0,900	Rico	Aceleração
0,950	Muito Rico	Aceleração
1,000	Muito Rico	Não trabalhar

Fig. 39 – Tabela de referência para Sonda Lambda

4.2.3 HALLMETER

O *hallmeter* é um medidor que tem a função de mostrar os valores obtidos da leitura da sonda lambda, necessário para o acerto do motor, verificando se a mistura esta rica, pobre ou estequiométrica.

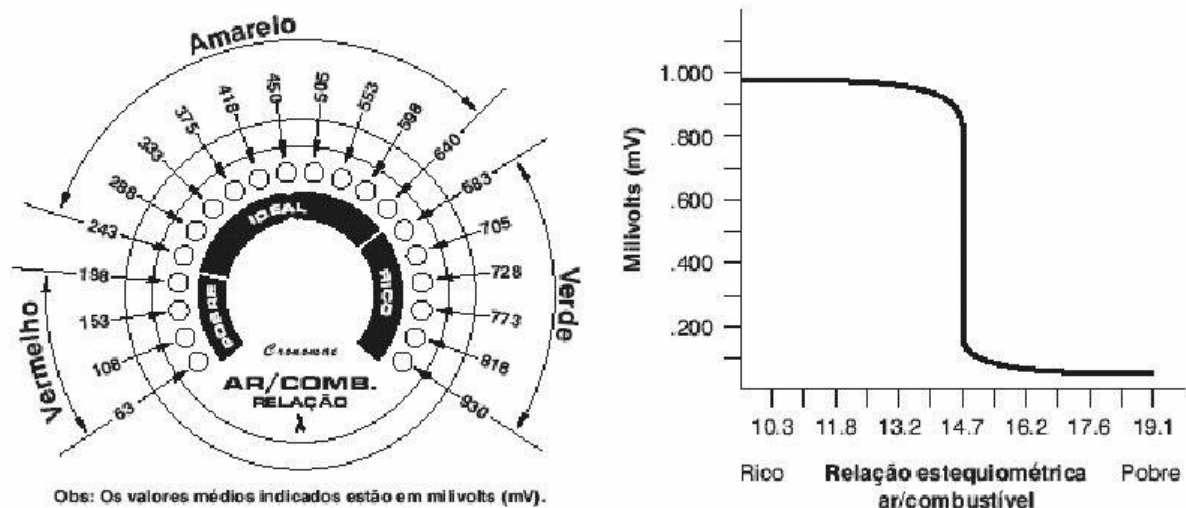


Fig. 40 – Hallmeter

4.2.4 DINAMÔMETRO DE ROLO X BANCADA

Para extrair as características do motor como potência, torque, rendimento, etc, é utilizado um dinamômetro que equilibra a rotação do motor por meio de uma aplicação de um torque externo.

Para fazer essas medições são utilizados dois tipos de dinamômetros, o de bancada e de rolo, onde para medirmos a eficiência do motor em uma determinada carga e rotação, o dinamômetro de bancada é o mais recomendado. No dinamômetro de rolo o motor é submetido a plena carga, sendo medido somente a máxima potência e torque, não sendo possível estabilizar em uma certa rotação e carga.



Fig. 41 – Dinamômetro de rolo

Nesse projeto será utilizado o dinamômetro de rolo por ser mais prático e por ser mais acessível. No de bancada o motor precisa ser retirado do veículo, instalado em uma sala que contém todos os periféricos para o funcionamento do motor, como sistema de escapamento, arrefecimento, entre outros.



Fig. 42 – Dinamômetro de bancada

5 ESTUDO DE CASO

5.1 APRESENTAÇÃO DO VEÍCULO

Depois de apresentar todos os componentes Do projeto, o objetivo é extrair uma potência do motor entre 60% e 80% superior ao motor aspirado. Foi escolhido o veículo GM Corsa 1.6l ano 1999, que possui as seguintes características:

Cilindros: 4 em linha
Válvulas por cilindro: 2
Taxa de compressão: 9,4:1
Cilindrada: 1598 cm ³
Combustível: gasolina
Peso/potência: 10,67 kg/cv
Peso/torque: 75,54 kg/kgfm
Aspiração: atmosférica
Alimentação: injeção multiponto
Comando de válvulas: simples no cabeçote, correia dentada
Diâmetro do cilindro: 79mm
Curso dos pistões: 81,5mm
Potência: 92cv @ 5600rpm
Torque: 13kgfm @2800rpm
Velocidade máxima: 176,7km/h
Aceleração 0-100km/h: 12s
Consumo urbano: 12,7km/l
Consumo rodoviário: 17,5km/l

Fig.43 – Dados do veículo original



Fig. 44 – GM Corsa 1.6l

Para exemplificar a quantidade de ar que o motor admite aspirado, será considerado que o motor admita 100% da sua capacidade volumétrica e as seguintes características:

- Da ρ = densidade do ar = $1,2\text{kg/m}^3$ à 20°C
- RC = regime de carga = 100% (borboleta toda aberta/plena carga)
- Cilindrada do motor = 1,6l 1,6l/ciclo
- Rotação = 4000rpm
- CM = Ciclo do motor = 2000
- Deslocamento volumétrico do motor = $2000\text{CM} \times 1,6\text{l/ciclo} = 3200\text{l/min}$
- DM = deslocamento mássico
- $1600\text{DM} = 3200 \times 1,2\text{Da}$ $\text{DM} = 2,4\text{kg/min} = 40\text{g/s}$

Dessa forma mostramos a quantidade de ar que o motor está admitindo no regime de plena carga à 4000rpm, para ser um parâmetro de quanto ar o motor vai admitir depois da instalação do turbocompressor.

Nos próximos capítulos vamos abordar as modificações que foram feitas no veículo e no motor para obter os resultados que foram propostos.

5.2 SELEÇÃO DO TURBOCOMPRESSOR

Para a escolha do turbocompressor adequado para o motor do projeto, precisam ser consideradas as seguintes características:

- Cilindrada = 1,6l
- Rotação máxima = 6000rpm
- ρ_{ar} = densidade do ar = 1,22 kg/m³ à 20°C
- η_v = eficiência da capacidade volumétrica = 90%
- $\dot{m}$ = volume na saída do turbocompressor

$$\dot{m} = 0,0016 \times \frac{6000}{60 \times 2} \times 1,22 \times 0,90 = 0,088 \text{ kg/s} = 0,072 \text{ m}^3/\text{s}$$

Verificando o mapa da fig. 44, utilizando uma pressão entre 0,6 à 1,0 bar, o turbocompressor kkk16 trabalha com uma eficiência de 75% da sua capacidade, sendo indicado para o motor que está no projeto.

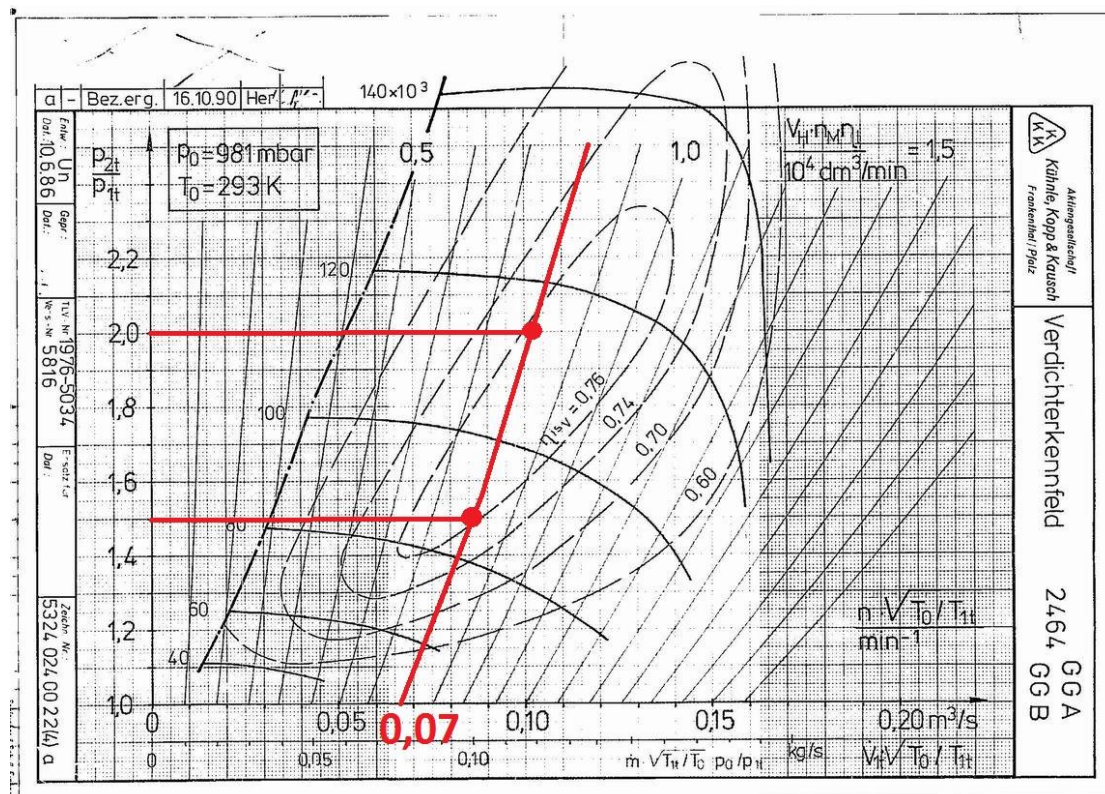


Fig. 45 – Mapa do turbocompressor kkk16: <http://www.not2fast.com/turbo/maps/all.html>

5.3 INJETORES

Os injetores que foram utilizados no projeto são os originais do motor, onde a vazão de combustível testada em bancada são entre 20 a 23ml por minuto com uma pressão de 3 bar e para atender a nova demanda, foi feita a abertura dos furos do injetor que fez a vazão ficar entre 40 a 43ml por minuto a 3 bar.



Fig. 46 – Injetor original



Fig. 47 – Injetor retrabalhado

5.4 BOMBA DE COMBUSTIVEL

A bomba de combustível original tem uma pressão final de 6 bar, foi alterada por uma de pressão final de 8 bar, para atender a necessidade de maior volume de combustível na fase do turbo.



Fig. 48 – Bomba de combustível do Gol GTI de 8 bar de pressão

O motor original tem uma pressão de trabalho entre 2,4 a 2,6 bar. Com a nova bomba de combustível e dosador, a pressão inicial (marcha lenta) ficou em 1,1 bar devido ao retrabalho que aumentou a vazão de combustível e em fase de plena carga acima de 4000rpm a pressão se mantém a 6 bar, rotação em que a turbina chegou na pressão que foi calibrada.

5.5 GERENCIAMENTO DA INJEÇÃO ELETRÔNICA

Para se ter uma melhor performance e eficiência do motor, precisamos utilizar um sistema de injeção eletrônica onde pudemos controlar o débito de combustível e o avanço de ignição. Foi instalado um Piggyback da HIS, mas tivemos alguns problemas e como o objetivo é mostrar a eficiência do turbocompressor, o equipamento foi retirado do projeto.



Fig. 49 – Piggyback HIS

Para não termos problemas no avanço de ignição, a ECU do veículo adota um valor de 23° no avanço ao detectar uma pressão no coletor de admissão, pois devido ao aumento de pressão na câmara de combustão, a pressão também aumenta e com um avanço de ignição de um motor aspirado, começamos a ter a pré-ignição ou batida de pino, prejudicando a eficiência do motor e as peças.

5.6 DOSADOR HPI

Com a retirada do Piggyback que poderia ser alterado com uma simples programação, foi adotado um dosador de combustível HPI para controlar o débito do

combustível, onde a variação da pressão de combustível depende da pressão do coletor, que na fase do turbo aumenta a pressão de combustível, ou seja, podemos variar a pressão de acordo com a pressão que o turbo exerce no motor.

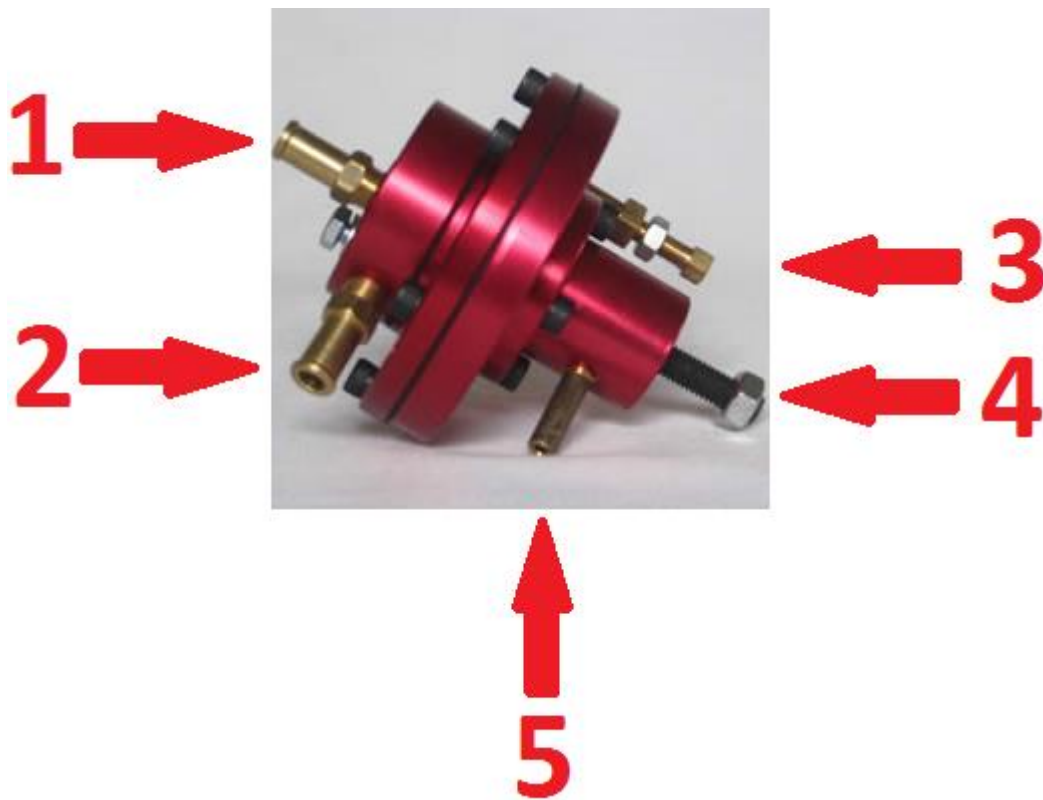


Fig. 50 – Dosador HPI

1. Retorno do combustível;
2. Entrada do combustível no dosador;
3. Ajuste do ganho proporcional;
4. Ajuste da pressão inicial;
5. Tomada de pressão do coletor.

5.7 OUTRAS MODIFICAÇÕES

Um dos pontos principais de um turbocompressor é a lubrificação, onde qualquer alteração nesse sistema, começa gerar problemas no funcionamento do componente e até mesmo no motor. Para isso precisa ser instalado um sistema de retorno de óleo do turbocompressor no cárter do motor e um sistema de pressurização que do óleo nos mancais. Para termos uma melhor dirigibilidade do veículo foi adotado uma embreagem de maior pressão no platô e com o disco de cerâmica, para que a

potência do motor seja transmitida as rodas, sem patinar. O sistema de escapamento foi alterado para de maior diâmetro, para que os gases de escape sejam expelidos com maior velocidade, auxiliando na eficiência do turbocompressor.

5.8 TESTES E RESULTADOS

Nos primeiros testes que foram realizados no dinamômetro de rolo, os resultados não foram satisfatórios, onde a pressão de turbo que estava sendo utilizado foi de 0,6 bar e o motor apresentou falta de combustível na fase de turbo, gerando uma potência de 128cv a rotação de 5200rpm e um torque de 19kgfm a rotação de 3600rpm, sendo que a compressão do turbocompressor se inicia a partir dos 2500rpm e chegando a 0,6 bar a 4500rpm.



Fig. 51 – Motor com turbocompressor

Foi observado que a pressão de combustível não estava aumentando de forma que suprisse a necessidade, gerando uma falta de combustível e isso se deu devido a válvula wastgate começar a liberar a pressão do turbocompressor com baixa rotação. Como a válvula utilizada não foi a original do turbocompressor, a pressão da turbina estava “vencendo” a força da mola quando foi ajustado para 0,6 bar e para resolver esse problema foi gerado maior pressão na mola da válvula wastgate e com isso a pressão foi alterada para 0,8 bar. Com essa alteração o motor apresentou o resultado de 165cv a

rotação de 4950rpm de potência e 25kgfm a rotação de 3700rpm e aumentou a potência em 79%, sendo satisfatório o resultado do motor, considerando que a compressão do turbocompressor se inicia a partir dos 2000rpm e chegando a 0,8 bar a 4000rpm. O veículo precisou passar por uma retifica no motor, pois devido a falta de combustível em um dos testes, houve superaquecimento da a câmara de combustão e danificou o embolo. Com essas modificações o motor está com as seguintes características após as devidas manutenções e instalação do turbocompressor:

Cilindros: 4 em linha
Válvulas por cilindro: 2
Taxa de compressão: 9,4:1
Cilindrada: 1617 cm ³
Combustível: álcool
Peso/potência: 5,95 kg/cv
Peso/torque: 39,28 kg/kgfm
Aspiração: turbo
Alimentação: injeção multiponto, com dosador HPI
Comando de válvulas: simples no cabeçote, correia dentada
Diâmetro do cilindro: 79,5mm
Curso dos pistões: 81,5mm
Potência: 165cv a 4900rpm
Torque: 25kgfm a 3700rpm
Velocidade máxima: 210km/h
Aceleração 0-100km/h: 7,7s
Consumo urbano: 7,5km/l
Consumo rodoviário: 12km/l

Fig. 52 – Dados do veículo com turbocompressor

Com o motor aspirado vimos em nosso modelo matemático no capítulo 5.1, que o motor admite 40g/s de ar, considerando a temperatura do ar à 20°, motor em plena carga à 4000rpm e depois dos testes vamos considerar a mesma rotação e carga, será somente alterado a temperatura do ar. Em função do projeto não possuir um intercooler, a temperatura do ar está em torno de 50°C a 4000rpm. Para calcular a nova densidade será considerada a seguinte equação:

$$\rho = n * \frac{P}{R * T}$$

Sendo que:

- ρ = densidade
- n = massa molar (ar = 29g/mol)
- R = constante geral dos gases ($0,082 \frac{\text{atm} \cdot \text{l}}{\text{K} \cdot \text{mol}}$)
- T = temperatura (Kelvin)
- P = pressão (atm)

Com a nova temperatura do ar (50°C) e pressão (0,8kg/m³), a densidade do ar ficou em 1,963kg/m³, sendo que nessas condições com a instalação do turbocompressor, o motor passou a admitir 65g/s, tendo um aumento de 62,5% à mais da sua capacidade volumétrica. Considerando esse ganho em cilindrada, o motor passou de 1,6l para 2,6l, comprovando a sobrealimentação do motor, sem alteração física da cilindrada, depois de instalado o turbocompressor.

Com a instalação de um intercooler e mantendo a temperatura do ar admitido em 20°C, o motor passa a consumir 72g/s de ar, aumentando em 80% a sua capacidade volumétrica e com isso a potência do motor iria aumentar de 165cv para em torno 182cv, mantendo a mesma configuração de calibração de injeção, ignição e pressão de turbo.

5.9 DIFICULDADES

Durante o desenvolvimento do projeto percebemos algumas dificuldades.

A primeira dificuldade esteve em achar material escrito, de qualidade. Quando os encontrava, muitos estavam em outro idioma. Boa parte do tempo foi dedicada em tradução de textos.

Outra dificuldade foi no controle da quantidade de combustível que era injetada no cilindro. Tentamos utilizar um módulo eletrônico (Piggy Back) para fazer o controle do tempo de injeção e o avanço da ignição, porém durante os testes percebemos que o tempo, de injeção de combustível, estava muito alto fazendo com que a mistura ficasse rica. O combustível não queimado, dentro do cilindro, ia direto para o duto de escapamento. Quando o combustível encontrava o duto de escape quente, devido às altas temperaturas dos gases de exaustão, ele entrava em combustão fazendo com que o escapamento virasse um “quinto cilindro” ocasionando um barulho muito alto. Após algumas tentativas e o problema acima descrito não se solucionava resolvemos remover o módulo eletrônico.

Com a remoção do módulo, percebemos uma falta de combustível nas acelerações, o que deixava a mistura pobre, gerando o aquecimento do motor e dificuldade para alcançar a potência desejada.

Com isso fizemos a troca da bomba de combustível, o que nos permitiu aumentar a pressão de combustível no bico injetor, aumentando a massa de combustível injetada no cilindro. Após essa medida conseguimos alcançar a potência desejada.

6 CONCLUSÃO

A conclusão do nosso estudo é de que o turbo compressor quando acoplado ao motor o torna mais eficiente volumetricamente. Como o ar é injetado para dentro do cilindro ao invés de aspirado, a quantidade de ar que entra em relação ao volume aspirado é maior.

Um outro fator que o turbo compressor gera, é o turbilhonamento da mistura ar/combustível. Devido ao fato de as moléculas de oxigênio estarem em contato com as

de hidrocarboneto, ou seja uma mistura homogênea, a queima do combustível se dá por completa, diminuindo os níveis de emissões.

Com a instalação do turbo compressor podemos reduzir o tamanho do motor sem perder características importantes como: torque, potência e emissões.

6.1 PROPOSTAS FUTURAS

Com a instalação do turbocompressor, várias oportunidades de estudos e melhoras podem ser implantadas para trabalhos e pesquisas futuras, sendo elas:

- Gerenciamento da injeção eletrônica;
- Instalação do intercooler;
- Estudo sobre a calibração da aplicação da embreagem de cerâmica;
- Instalação de catalizador e controle de emissões;
- Captação do ar admitido pelo turbocompressor;
- Partida a frio automática.

7 BIBLIOGRAFIA

- BELLS, CORKY, 1997, “Maximum Boost: designing, testing, and installing turbocharger systems / by Corky Bells”, Ed Robert Bentley, Inc, 1ª Ed.
- SENAI, 1988, “DOUTOR EM MOTORES”, Ed Senai, 4ª Ed.
- DINAMICA BOMBAS, São Paulo, SP, Brasil: www.dinamicabombas.com.br, acesso em 16/09/2014.

- HEYWOOD, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals, 1 ed. New York McGraw – Hill, Inc., 1995
- BOSCH (Brasil). Manual de Tecnologia Automotiva. 25º ed. São Paulo: Edgar Blücher, 2004.
- BRUNETTI, Franco. Motores de Combustão Interna: volume 2/Franco Brunetti. – São Paulo: Blücher, 2012.
- BRUNETTI, Franco. Motores de Combustão Interna: volume 1/Franco Brunetti. – São Paulo: Blücher, 2012.
- BORGWARNER, acesso em 15/10/2014: <http://www.3k-warner.de/pt/products/turbochargerCompressor.aspx>
- HONEYWELL, acesso em 08/09/2014: <http://turbohoneywell.com/turbo-basic/>
- NOT2FAST, <http://www.not2fast.com/turbo/maps/all.html>, acesso em 26/10/2014.
- SENAI, 2004, “ENASAIOS DINAMOMÉTRICOS”, Ed. Senai, 1ª Ed.
- CRONOMAC, São Paulo, SP, Brasil: www.cronomac.com.br, acesso em 26/10/2014.
- INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P., 2003, “Fundamentos da Transferência de Calor e Massa”, Ed LTC, 5ª Ed.
- ALBALADEJO, S. FELIPE, 2013, tese de mestrado, “Desenvolvimento de uma unidade de gerenciamento eletrônico para motores de combustão interna do ciclo Otto”.