

DANILLO GABRIEL NAKANO

***ESTUDO SOBRE INSTALAÇÃO DE UM
TURBOCOMPRESSOR EM AUTOMÓVEL NACIONAL***

: ANÁLISE DE PROJETO E ANÁLISE DE CASO

São Paulo

2007

OK
//

DANILLO GABRIEL NAKANO

***ESTUDO SOBRE INSTALAÇÃO DE UM
TURBOCOMPRESSOR EM AUTOMÓVEL NACIONAL***

: ANÁLISE DE PROJETO E ANÁLISE DE CASO

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para a obtenção de título de Mestre em
Engenharia

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica Automotiva

Orientador:
Prof. Doutor Marcos de Mattos Pimenta

São Paulo

2007

DEDICATÓRIA

Dedico esta obra a:

Todos que com sua insatisfação e espírito contestador contribuíram para a elaboração deste estudo, de forma a termos um material para pesquisa e direcionamento na arte de lidarmos com motores a combustão interna em veículos automotivos.

AGRADECIMENTOS

Ao Professor Doutor Marcos de Mattos Pimenta, pela orientação, apoio, auxílio e estímulos ao bom andamento desta obra.

Aos meus familiares, Pedro Nakano, Mirna Nakano e irmãos, que contribuíram para o bom andamento da criação desta obra.

A Cátia Petri pela paciência, amparo, apoio e suporte, seja nas noites ajustando motores para este trabalho, sejam nos fins de semana, onde compromissos eram desmarcados em prol de um trabalho que se misturava com *hobby*.

Aos amigos, que não são poucos. Amigos que auxiliaram, apoiaram nos ensinaram e indicaram caminhos, mesmo que nem sempre corretos de modo a produzirmos esta obra.

A todos que vierem a utilizar desta obra, em especial àqueles que com o espírito acadêmico venham a difundir os conhecimentos adquiridos e, principalmente, venham a engrandecer esta obra através de contribuições próprias.

Sorte é a combinação de preparação e oportunidade.

RESUMO

Com o estudo sobre a instalação de um turbocompressor em automóvel nacional, se objetivou a análise do status atual da indústria nesta área, os resultados que são possíveis com este sistema além do estudo de um caso em particular, de forma a elucidar esta obra. No caso apresentado se obteve ganhos de potência da ordem de 60% a 80% em relação ao inicial, atingindo uma aceleração de 0-100 km/h em menos de 8s, confirmando dados simulados. Portanto, com os dados obtidos se conclui que é possível a instalação de um sistema com turbocompressor para obtenção de aumento de potência em automóvel nacional, com as devidas adaptações do sistema. Importante notar que ocorrem perdas na durabilidade do sistema como um todo, aumento no consumo de combustível, conforme existe uma maior entrega de potência.

Palavras-chave: Turbocompressor. Turbina. Turbo. Motor a combustão interna.

Aumento de potência.

ABSTRACT

This study, about installing a turbocharger in a Brazilian automobile, has the objective of analyzing the actual status of this industry sector. The results at using this system are presented, and include the study of a particular case, in order to illustrate this work. In this case, it was obtained a power gain about 60% to 80% comparing with the initial, reaching acceleration from 0-100 km/h (near 0-62 mph) below 8s, confirming the simulated data. On this way, with the acquired data, it is shown that it is possible to install a turbocharger system to achieve an increase in power of a Brazilian automobile, with the necessaries adaptations at the system. It is important to note that there are losses in durability of the whole system, fuel mileage increase, as well as there is a higher power delivery.

Keywords: Turbocharger. Turbine. Turbo. Internal Combustion Engine. Power increase.

LISTA DE FIGURAS

Fig. 01 – Esquema de um turbocompressor	20
Fig. 02 – Esquema de um turbocompressor com <i>intercooler</i>	22
Fig. 03 - Pistão de motor combustão interna ciclo Otto moderno	44
Fig. 04 - Conjunto de anéis de pistão (BOSCH, 2004)	47
Fig. 05 – Bronzinas	48
Fig. 06 – Biela	49
Fig. 07 – Escapamento 2,0pol para GM corsa com um abafador traseiro	54
Fig. 08 – Tubulação de admissão	59
Fig. 09 – <i>Intercooler</i>	61
Fig. 10 – Coletor de escape com turbocompressor e <i>wastegate</i>	64
Fig. 11 – Embreagem de modelo com pastilhas de cerâmica	66
Fig. 12 – Embreagem de modelo tradicional	66
Fig. 13 – Bomba de combustível	68
Fig. 14 – Bico injetor de combustível	67
Fig. 15 – Bico injetor de combustível	67
Fig. 16 – Dosador de combustível 1:1 com regulagem	71
Fig. 17 – Dosador de combustível HPi	72
Fig. 18 – Linha de combustível e retorno adaptado a tanque de combustível	74
Fig. 19 – Válvula de alivio externa	76
Fig. 20 – Válvula de alivio integrada	76
Fig. 21 – Válvula de prioridade	77
Fig. 22 – Sonda Lambda	84
Fig. 23 – <i>Hallmeter</i>	88

Fig. 24 – Turbocompressor em corte	95
Fig. 25 – Eixo e mancal em corte	97
Fig. 26 – Fluxo no turbocompressor	101
Fig. 27 – Pickup Corsa Branca	124
Fig. 28 – Motor com turbocompressor	124
Fig. 29 – Veículo no dinamômetro	125
Fig. 30 – Corsa <i>Hatch</i> Branca	126
Fig. 31 – Motor com turbocompressor	126
Fig. 32 – Veículo no dinamômetro	127

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 01 – Perdas em um motor a combustão interna	23
Gráfico 02 - Pressão na câmara e ângulo de virabrequim	43
Gráfico 03 - Esforço de pressão de combustão na Biela	49
Gráfico 04 - Esforço de forças de inércia na Biela	50
Gráfico 05 - Esforço de forças somadas na Biela	51
Gráfico 06 – Diâmetro de escapamento (pol) x potência desejada (cv)	54
Gráfico 07 – Mapa da turbina	100
Gráfico 08 – Mapa de um compressor	102
Gráfico 09 – Ajuste do compressor	103
Gráfico 10 – Mapa de APL525 A/R 0,42 rotor 47,5mm	108
Gráfico 11 – Mapa do compressor da KKK K16	109
Gráfico 12 – Medição de Dinamômetro	125
Gráfico 13 – Medição de Dinamômetro	127

LISTA DE TABELAS

Tabela 01 – Relação estequiométrica e voltagem na sonda lambda	85
Tabela 02 – Relação de peças com HPi	110
Tabela 03 – Ficha do motor HPi 148cv	114
Tabela 04 – Relação de peças com Bico Suplementar	116
Tabela 05 – Ficha do motor com bico suplementar 152cv	118
Tabela 06 – Ficha do motor com bico suplementar 187cv	120
Tabela 07 – Relação de peças com <i>intercooler</i>	121
Tabela 08 – Relação de veículos com peso/potência	122
Tabela 09 – Ficha do motor com <i>intercooler</i> 232cv	123
Tabela 10 – Ficha da pickup corsa branca	125
Tabela 11 – Ficha do corsa <i>hatch</i> branco	127

LISTA DE ABREVIATURAS

A/R	Area/Radius, Aspecto área/raio da turbina ou compressor
BMEP	Break Mean effective pressure, pressão media efetiva
E0, E22, E100	X% Gasoline and (100-X)% Ethanol, proporção de etanol na gasolina
ECU	Eletronic Control Unit, Central da injeção eletrônica
MAP	Manifold Air Pressure, Sensor de pressão de ar na admissão
OEM	Original Equipment Manufacturer, Montadora de automóveis
PCP	Peak of Combustion Pressure, pico de pressão de combustão
R/L	Radius/Length, raio de manivela do virabrequim/comprimento biela
WOT	Wide Open Throttle, borboleta totalmente aberta

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área da cabeça do pistão/Área do tubo de escape
c_v	Calor de vaporização
c_{Latente}	Calor latente
$D_{\text{escapamento}}$	Diâmetro do tubo de escapamento
E_i	Eficiência do <i>intercooler</i>
$F_{\text{inércia}}$	Força de inércia
l	Comprimento do braço do virabrequim
N	número de cilindros/2 * rotação por minuto (rpm)
P	Densidade do ar
p	pressão média na cabeça do pistão (<i>bmep</i>)
P	Potência
T	Torque
T_n	Temperatura de n
v	Velocidade dos gases de admissão/velocidade limite na tubulação
V	Volume dos gases de admissão
w	Velocidade angular

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	19
1.1 Objetivos, a indústria e o conhecimento	19
1.2 O funcionamento do motor turboalimentado	19
2. O ESTUDO	25
2.1 Análise dos Sistemas e Subsistemas	25
2.2 Estudo de caso	25
3. ANÁLISE PRELIMINAR	26
3.1 Comparação entre diferentes metodologias para aumento de potência	26
3.1.1 Aspiração natural	26
3.1.2 Sobrealimentação por compressor mecânico	28
3.1.3 Sobrealimentação por turbocompressor	29
3.2 Estudo se um ganho de 60% a 80% em potência é suficiente para aceleração de 0 a 100km/h ao redor de 8s	31
3.2.1 Um veículo nacional de pequeno porte GM Corsa 1,6 8V ano 96	31
3.2.2 Um veículo nacional de pequeno porte VW Gol 1,0 16V ano 02	32
3.2.3 Um veículo nacional de médio porte VW Golf 1,8 20V Turbo ano 02	33
3.2.4 Um veículo nacional de grande porte Marea 2,0 20V Turbo ano 02	33
3.3 Aprofundamento do estudo se um ganho de 60% a 80% em potência é suficiente para aceleração de 0 a 100km/h ao redor de 8s	34
4. CONSIDERAÇÕES SOBRE A ADAPTAÇÃO	

DO TURBOCOMPRESSOR	40
4.1 Durabilidade de um motor com turbocompressor	40
4.1.1 Pistão	41
4.1.2 Anel	46
4.1.3 Bronzina	47
4.1.4 Virabrequim	48
4.1.5 Biela, pino e trava	49
4.2 Durabilidade e testes de longa duração ou dinamômetro	52
5. ESTUDO DOS SISTEMAS E SUBSISTEMAS	54
5.1 Sistema de exaustão de gases – Escapamento	54
5.2 Sistema de admissão de ar	58
5.3 <i>Intercooler</i>	61
5.4 Coletor de escape	64
5.5 Conjunto de embreagem e platô	65
5.6 Bomba de Combustível	67
5.7 Bico injetor de combustível	69
5.8 Dosador de combustível	70
5.8.1 Utilização de um ou mais bicos auxiliares	71
5.8.2 Utilização de dosador HPi na linha	71
5.9 Linha de combustível	74
5.10 Válvula de alívio	75
5.11 Válvula de prioridade	76
5.12 Controlador de Bico Auxiliar	78
5.13 O Bico Auxiliar	80

5.14 Sonda Lambda	84
5.15 Medidores	86
5.15.1 Conta-giros	86
5.15.2 Manômetro de pressão no coletor	87
5.15.3 Medidor de mistura – <i>Hallmeter</i>	87
5.15.4 Termômetro de água	89
5.15.5 Manômetro de pressão de combustível	89
5.15.6 Manômetro de pressão de óleo	90
5.15.7 Termômetro de óleo	91
5.16 <i>ECU</i>	91
5.16.1 Manter configuração original do <i>ECU</i>	92
5.16.2 Programar a <i>ECU</i> para o pior caso	93
5.16.3 Instalar um controlador capaz de atrasar o ponto de ignição proporcionalmente ao aumento de pressão	94
5.16.4 Trocar o <i>MAP</i> por um modelo capaz de medir pressão positiva e reprogramar a <i>ECU</i>	94
5.17 Turbocompressor	95
5.17.1 Eixo	96
5.17.2 Turbina	98
5.17.3 Compressor	101
6. ESTUDO DE CASO	106
6.1 GM Corsa <i>Hatch</i> cor vinho motor 1,6L 8v MPFI ano 96	106
6.1.1 Apresentação do veículo	106
6.1.2 A adaptação do turbocompressor	107
6.1.2.1 Adaptação do turbocompressor com alimentação por	

dosador HPi	107
6.1.2.2 Adaptação do turbocompressor com alimentação por controlador e bico suplementar	115
6.1.2.3 Instalação do <i>intercooler</i>	121
6.2 GM Pickup Corsa Branco 1,6L 8v MPFI ano 02	124
6.2.1 Apresentação do veículo	124
6.2.2 Ficha do veículo	125
6.2.3 Avaliação do veículo	126
6.3 GM Corsa <i>Hatch</i> Branco 1,0L 8v MPFI ano 01	126
6.3.1 Apresentação do veículo	126
6.3.2 Ficha do veículo	127
6.2.3 Avaliação do veículo	128
7. COMENTÁRIOS FINAIS E CONCLUSÕES	129
8. RECOMENDAÇÃO PARA TRABALHOS FUTUROS	132
9. BIBLIOGRAFIA	133

1. INTRODUÇÃO

1.1 Objetivos, a indústria e o conhecimento

Revisando a literatura referente a motores a combustão para automóveis nacionais, pouco foi encontrado, devido aos poucos estudos acadêmicos nesta área de conhecimento assim como à falta de iniciativa de membros da indústria para compartilhar conhecimento prático. Este trabalho tem dentre seus objetivos a disseminação do conhecimento sobre motores a combustão interna.

A indústria nacional de automóveis vem enfrentando grande pressão dos consumidores por veículos a preços menores, fazendo com que a diversidade de motorização dos automóveis diminua. Se os preços finais ao consumidor são otimizados com esta medida, alguns nichos de mercado, como o de automóveis esportivos, acabam sendo relegados a segundo plano. O objetivo primário deste estudo é analisar o processo e resultado da alteração de potência em um automóvel nacional, através da instalação de um turbocompressor.

No presente momento, este estudo será importante para um nicho de mercado, mas no futuro com a pressão por maior economia de combustível e diminuição de emissões, os fabricantes de automóveis estarão mais inclinados à utilização de turbocompressores em seus projetos, devido à inerente vantagem deste sistema ao regenerar parte da energia térmica e cinética que seria desperdiçada nos gases de escape.

1.2 O funcionamento do motor turboalimentado

Para auxiliar no entendimento sobre o funcionamento de um motor turboalimentado por um turbocompressor instalado em um motor originalmente aspirado e as

diferenças entre um motor originalmente aspirado e um originalmente turbo serão feitas algumas considerações sobre o tema.

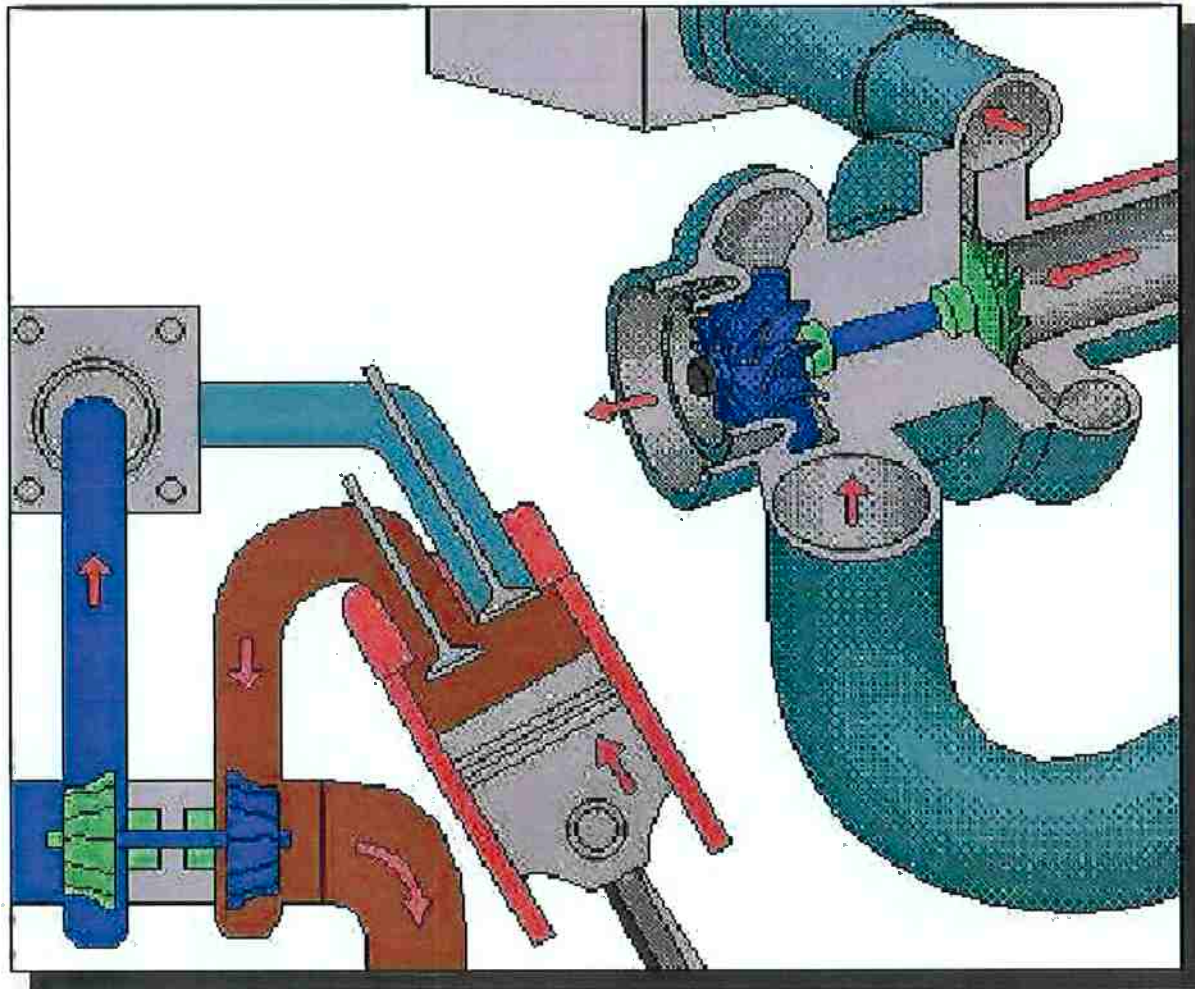


Fig. 01 – Esquema de um turbocompressor

Logo na admissão do ar atmosférico já existem diferenças entre os motores. Em um motor originalmente aspirado, que passaremos a chamar somente de aspirado, o ar é admitido no motor pela depressão gerada pelo movimento descendente do pistão (em ciclo de admissão). O mesmo acontece com os motores turbo (originalmente turboalimentados) e turbinados (motores naturalmente aspirados onde foi instalado um turbocompressor) quando o compressor do turbocompressor não tem rotação suficiente para gerar pressão positiva no coletor (pressão positiva é quando a

pressão no coletor de admissão é maior que a atmosférica). Logo nestes regimes, o motor turbinado trabalha exatamente como um aspirado com as desvantagens que em um motor turbo ou turbinado a taxa de compressão é baixa, gerando um baixo aproveitamento térmico do combustível neste regime.

Quando a turbina passa a ter fluxo de gases de escape suficiente para gerar pressão positiva no coletor, é que aparece a vantagem dos motores turboalimentados. No motor turbo existe um pico de pressão e depois a curva de pressão cai com o aumento de rotação através de um controle eletro-pneumático comandado pela *ECU*, de forma a minimizar os esforços no motor e garantir uma durabilidade longa. No motor turbinado, o controle da pressão no coletor é mecânico através da válvula de alívio. Com isto, após se atingir a pressão regulada, a válvula mantém uma pressão constante no motor conforme a rotação aumenta. Em motores turbinados, é usual a utilização de turbinas maiores, de modo a adiar o início da pressurização do compressor e diminuir a *backpressure*, para diminuir os esforços no motor.

No compressor, a compressão do ar gera um aumento na temperatura deste que é desfavorável para o motor. O uso do álcool, que absorve uma quantidade de energia do ar considerável quando se vaporiza, é uma vantagem quando em regimes de carga plena, já que abaixa a temperatura do ar admitido. Porém, isto é um problema quando o motor se encontra frio, pois o combustível não irá se vaporizar e a mistura não será homogênea, gerando uma combustão incompleta e sintomas de falta de combustível, mesmo quando a mistura estiver rica. Aconselha-se o uso de coletor com aquecimento para aperfeiçoar o desempenho do veículo a álcool, principalmente quando sistemas de realimentação não estão presentes, como em

motores carburados. Para evitar problemas na partida a frio do motor, é necessário instalar o sistema de partida a frio.

O ar ao sair comprimido e quente do compressor ruma para o *intercooler*, conforme Fig. 02, quando este existe, onde sofre um resfriamento antes de entrar no motor, garantindo uma maior confiabilidade no motor, e alguma potência a mais, pois o ar resfria e fica mais denso.

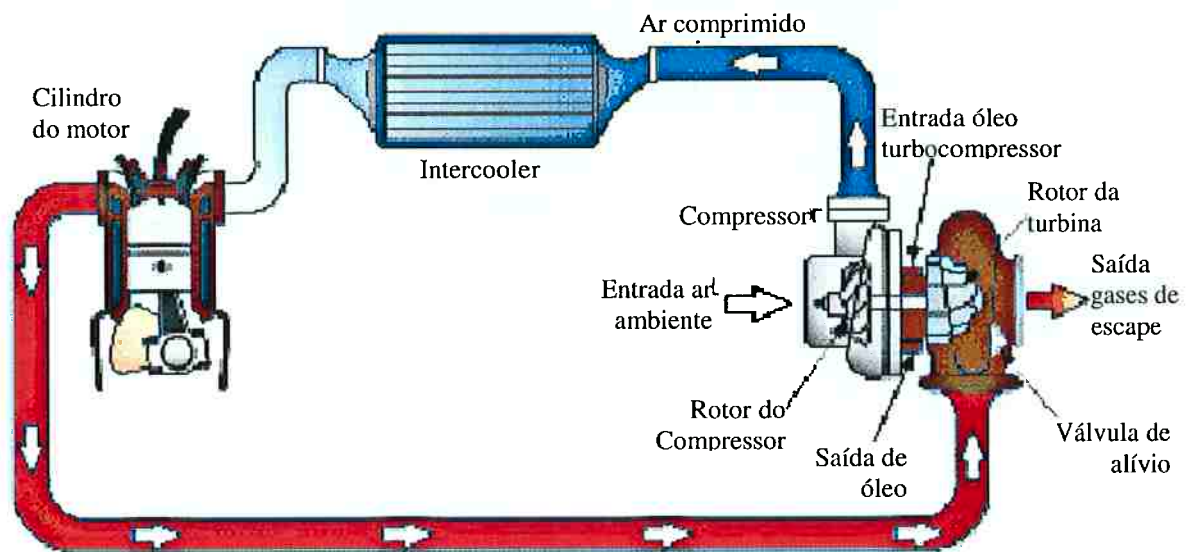


Fig. 02 – Esquema de um turbocompressor com *intercooler*

Do *intercooler*, se este existir, o ar passa pelo corpo de borboleta, conforme fig. 01, rumando para o coletor de admissão. Quando o motor encontra-se pressurizado e a borboleta se fecha, a válvula de prioridade¹ alivia a pressão que tenderia a crescer com a inércia do compressor e poderia danificar a tubulação, a borboleta e até romper o eixo do turbocompressor, gerando prejuízos. Portanto, não se aconselha rodar sem válvula de prioridade, além de evitar que o compressor entre em *surge*².

¹ Válvula de prioridade, válvula entre borboleta e compressor responsável por diminuir pressão antes da borboleta quando esta estiver fechada

² *Surge*: Ponto de funcionamento instável do compressor

Após passar pelo coletor de admissão onde o ar é nebulizado com o combustível pelos bicos injetores, a mistura ar-combustível passa pelas válvulas de admissão e entra na câmara de combustão, conforme visto na Fig. 02.

Na câmara de combustão ocorre uma queima mais limpa e homogênea quando pressurizado, devido à maior pressão e turbulência existente na câmara, em relação a um motor aspirado, gerando uma melhor homogeneização da mistura ar-combustível e uma propagação de chama mais rápida e completa (TAYLOR, 1985).

As solicitações mecânicas e térmicas dentro da câmara são maiores, proporcionando uma diminuição da vida útil do motor, lembrando que a PCP³ de um motor turboalimentado é levemente maior, gerando uma solicitação mecânica maior. É interessante notar que existe pouca correlação entre o aumento da potência via instalação de turbocompressor e potência de atrito em um motor à combustão interna, o que significa que um motor turboalimentado provavelmente será mais eficiente que um naturalmente aspirado, já que haverá mesma quantidade de atrito para uma maior entrega de potência, veja gráfico 01 sobre perdas no motor.



Gráfico 01 – Perdas em um motor a combustão interna (PARAMINS POST, 1998)

³ PCP: *Peak Combustion Pressure*, pressão de pico na combustão. É a pressão máxima que ocorre dentro da câmara de combustão e é um dos principais parâmetros no dimensionamento de um motor

As temperaturas de escape são superiores em motores turboalimentados, podendo chegar a até 1200°C na válvula de escape, início do trajeto vermelho na Fig. 02, o que gera um desgaste muito acentuado deste componente. Assim em motores turbinados se deve evitar longos períodos a plena carga, pois o regime de carga elevada e constante pode fadigar termicamente o material da válvula de escape rapidamente, além dos perigos de um veículo de 250cv durante 1 minuto em aceleração máxima. Este não é um problema em motores turbo, pois este tem válvulas de escape com materiais nobres como válvulas com uma câmara interna sódio líquido, que é ótimo condutor térmico e alivia as altas temperaturas de escape (BOSCH, 2004).

No escape, os gases encontram-se a altas temperaturas quando em regimes críticos, podendo atingir 1000°C na entrada da turbina, seguindo trajeto vermelho na Fig. 02 (BELLS, CORKEY, 1997). Assim é importante que o turbocompressor esteja em perfeitas condições de uso, caso contrário o motor terá seu funcionamento seriamente comprometido.

Após passar pelas pás da turbina e transformar parte da temperatura e pressão em energia mecânica, os gases de escape entram no sistema de exaustão, passam pela sonda lambda e são devolvidos à atmosfera.

Ao efetuar a adaptação de um turbocompressor em um motor se efetua alterações no sistema de exaustão, incluindo a retirada do catalisador. Com a retirada do catalisador, aliado à nova regulagem do motor privilegiando o ganho de potência em detrimento, dentre outros, de emissões, é possível que o motor não consiga satisfazer as legislações vigentes de emissões. A maneira como outros países como EUA e Japão evitam a emissão excessiva de poluentes por motores modificados é através da realização regular de fiscalização com medição do índice de emissões.

2. O ESTUDO

O estudo sobre instalação de um turbocompressor em automóvel nacional será dividido basicamente em duas partes:

- Análise dos Sistemas e Subsistemas
- Estudo de caso

2.1 Análise dos Sistemas e Subsistemas

A **Análise dos Sistemas e Subsistemas** será feita com base na literatura, nas práticas da indústria e nas metodologias desenvolvidas ao longo deste estudo, abordando os componentes influenciados pela instalação do turbocompressor.

2.2 Estudo de caso

O **Estudo de caso** será a análise do processo de adaptação do turbocompressor, o resultado final desta adaptação visando desempenho dinâmico, conforto, durabilidade e dirigibilidade do veículo antes e após a adaptação.

Dentro do Estudo de caso será dada ênfase para uma adaptação de turbocompressor que visa ganhos de potência entre 60% e 80% da potência original do veículo.

O caso desenvolvido foi a adaptação de um turbocompressor em um veículo GM Corsa *hatch* 1,6L 8v MPFI ano 1996. Foram verificadas diferentes metodologias de alimentação, diferentes pressões no coletor e presença ou não de *intercooler*.

3. ANÁLISE PRELIMINAR

3.1 Comparação entre diferentes metodologias para aumento de potência

O escopo deste estudo é analisar a adaptação de um turbocompressor em automóvel nacional, no intuito de aumentar a potência do veículo. Porém é importante comparar o desempenho da solução adotada com outras soluções existentes.

Iremos comparar três soluções:

- Aspiração natural;
- Sobrealimentação por compressor mecânico (ou blower);
- Sobrealimentação por turbocompressor.

3.1.1 Aspiração natural

A aspiração natural é a maneira mais comum de motores a combustão interna ciclo Otto. Para facilitar o entendimento e estudo, estaremos nos atendo apenas a motores com combustível álcool ou gasolina, ou seja, motores a ignição por centelha, excetuando motores a gás natural, devido esta tecnologia ainda estar em consolidação.

A aspiração natural é caracterizada por:

- Menor quantidade de mistura ar-combustível nos cilindros (em relação a sobrealimentação), já que existem perdas de carga no sistema de admissão;
- Resposta instantânea de entrega de potência conforme abertura de borboleta de acelerador e rotação;
- Dificuldade de ganhos de potência expressivos sem perda de dirigibilidade, ou soluções de difícil adaptação;

A maneira clássica de ganho de potência em motores com aspiração natural visa manter o torque em um patamar constante e aumentar a rotação máxima do motor (BELLS, CORKY, 1997). Dado que:

$$P = T \times \omega, \quad \text{Eq. 01}$$

$$P = \text{Potência}$$

$$T = \text{Torque}$$

$$\omega = \text{velocidade angular} \left(\frac{\text{RPM} \times 2\pi}{60} \right)$$

Assim, para termos um aumento de 30% na potência máxima, teríamos que ter um aumento de 30% na rotação, para um mesmo torque. Sabemos que as forças de inércia aumentam com o quadrado da rotação⁴:

$$\omega^2 \propto F_{\text{inércia}} \quad \text{Eq. 02}$$

$$\omega_{\text{nova}} = 1,30 \times \omega_{\text{antiga}} \Rightarrow$$

$$F_{\text{inércia.nova}} = 1,69 \times F_{\text{inércia.antiga}}$$

Logo teríamos um aumento de 69% nas forças de inércia. As forças de inércia têm uma ordem de grandeza igual ao da pressão de combustão em um motor de um automóvel moderno. Assim um aumento desta magnitude pode ser danoso ao motor, e certamente provocará falhas rapidamente, já que um dos maiores problemas do aumento das forças de inércia é que estas estão se alterando entre compressão, quando no ponto morto inferior após a queima, e tração, quando no ponto morto superior com válvulas de escape e admissão abertas.

Além do fator durabilidade, a dirigibilidade de um automóvel naturalmente aspirado com 30% a mais de potência é comprometida, pois são necessários comandos de válvula com alta permanência, grandes cruzamentos de válvulas e altas taxas de compressão, afetando a dirigibilidade principalmente em baixas rotações.

O consumo de combustível costuma ser alto em motores desta natureza.

⁴ *Lag*: Demora para a resposta entre a solicitação no acelerador e a entrega d potência pelo motor

Para chegar aos 60% a 80% de ganhos de potência máxima estimado no motor turbinado, ainda teríamos que aumentar o diâmetro dos cilindros e o curso do virabrequim, o que vai acabar sendo bastante custoso e trabalhoso para quem desejar se arriscar nesta empreitada. Note que apenas o custo do aumento da cilindrada do motor já está equivalente ao custo do kit turbo e seus periféricos.

3.1.2 Sobrealimentação por compressor mecânico

A sobrealimentação com a instalação de um compressor mecânico é uma das formas de se obter um ganho de 60% a 80% de potência em um motor naturalmente aspirado.

Esta sobrealimentação trata da adaptação de um compressor mecânico, em geral do tipo *roots* que trabalha com rotações de até 20mil rpm, dependendo do modelo. A energia para movimentar o compressor é originária de uma polia ligada ao virabrequim via correia.

A sobrealimentação por compressor mecânico é caracterizada por:

- Resposta instantânea de entrega de potência conforme abertura da borboleta do acelerador e rotação;
- Alta capacidade de geração de potência (porém inferior ao turbocompressor);
- Alto consumo de combustível;
- Dificuldade de adaptação devido ao tamanho dos componentes. Não são todos os veículos que tem espaço suficiente no compartimento do motor;
- Custo superior ao do turbocompressor;

É uma solução bastante interessante, mas pouco difundida no Brasil. Devido à inexistência do *lag*² dos motores turbinados, esta solução seria tecnicamente adequada a motores de baixa cilindrada, onde a fase aspirada não é capaz de

proporcionar potência para situações cotidianas, exigindo a sobrealimentação em diversas ocasiões. Devido à construção do compressor, este não é tão eficiente quanto o compressor de um turbocompressor, porém a maior desvantagem do compressor mecânico em relação ao turbocompressor é a fonte de energia. O compressor mecânico obtém energia do virabrequim, ou seja, “rouba” potência que seria entregue às rodas, para condições idênticas de operação. Este é o principal motivo dos motores turbo gerarem maior potência que os com compressor mecânico. Um problema comercial é a falta de modelos de compressores mecânico para os motores nacionais, caracterizados por baixo deslocamento volumétrico, porém diversas empresas têm expandido este mercado e soluções “de prateleira” já são encontradas.

3.1.3 Sobrealimentação por turbocompressor

A sobrealimentação com a instalação de um turbocompressor é a forma atualmente mais utilizada para a obtenção de acréscimo de potência da ordem de 60% a 80% sobre a original. Sua base de funcionamento está em uma turbina ligada a um compressor, pressuriza o ar proveniente da atmosfera para o motor. A energia para movimentar a turbina é proveniente dos gases de escape. A energia provem em parte dos gases de escape que de outra forma seria desperdiçada e outra parte é proveniente do aumento na contra-pressão do escape, logo sistema pode ser caracterizado como regenerativo. Assim um sistema deste é energeticamente mais eficiente que um sistema aspirado ou com compressor mecânico, com potência e torque de mesma ordem.

A sobrealimentação por turbocompressor é caracterizada por:

- Resposta com *lag* de entrega de potência conforme abertura da borboleta do acelerador e rotação. O que significa um atraso entre a pressurização do sistema e entrega de potência, em relação à demanda no acelerador;
- Alta capacidade de geração de potência (maior dentre os três sistemas);
- Menor consumo de combustível dentre as três opções com alteração de potência do motor;
- Maior disponibilidade de peças e conhecimento, dentro do mercado brasileiro;
- Menor custo por potência (R\$/cv) dentre as opções;

Trata-se da solução adotada neste estudo, devido ao menor custo por potência, facilidade de adaptação, baixo consumo de combustível e presença de soluções prontas no mercado. Apesar destas características, o sistema tem poucas fontes de consulta no Brasil.

A adaptação de um turbocompressor em um motor naturalmente aspirado é uma solução bastante interessante para algumas aplicações, como a automotiva. O motor permanece original e somente quando existe uma grande demanda por potência (quando o acelerador está todo aberto, WOT⁵) o turbocompressor passa a pressurizar o ar que irá para o motor, como consequência o aumento de potência.

É necessário acertar o ponto de ignição e a mistura, de forma a otimizarmos o funcionamento do motor para as novas condições de uso. Estas adaptações e acertos serão discutidos nos capítulos posteriores.

3.2 Estudo se um ganho de 60% a 80% em potência é suficiente para aceleração de 0 a 100km/h ao redor de 8s

⁵ WOT, *Wide Open Throttle*, tradução: Borboleta totalmente aberta. Está é a condição que temos em um motor quando o pedal do acelerador está totalmente acionado. Trata-se da demanda máxima por potência a uma determinada rotação

Utilizaremos um modelo para verificar se a hipótese é válida, levando em conta algumas simplificações:

- A aceleração média do veículo será constante;
- Haverá duas trocas de marcha, cada uma com 0,25s, totalizando uma penalização de 0,5s no resultado;
- As perdas dissipativas são pequenas;
- A formulação básica será através de conservação de energia, conforme visto abaixo:

$$W = \int m \cdot v \cdot dv = \frac{1}{2} m \cdot v^2 \quad \text{Eq. 03}$$

$$P = \frac{dW}{dt} = \frac{m \cdot v^2}{2 \cdot \Delta t} \quad \text{Eq. 04}$$

3.2.1 Um veículo nacional de pequeno porte GM Corsa 1,6 8V ano 96

Massa: 1100kg (com motorista)

Tempo de aceleração: 11,0s

Potência original: 92cv=69kW

$$\Delta v = 27,78 \text{ m/s} (= 100 \text{ km/h})$$

$$m = 1100 \text{ kg}$$

$$\Delta t_{\text{original}} = (11,0 \text{ s} - 0,5 \text{ s}) = 10,5 \text{ s}$$

$$P_{\text{original}} = \frac{m \cdot v^2}{2 \cdot \Delta t} = 40,41 \text{ kW}$$

$$\Delta t_{\text{turbo}} = (8,0 \text{ s} - 0,5 \text{ s}) = 7,5 \text{ s}$$

$$P_{\text{turbo}} = \frac{m \cdot v^2}{2 \cdot \Delta t} = 56,58 \text{ kW}$$

$$\frac{P_{\text{turbo}}}{P_{\text{original}}} = 1,40$$

Pela formulação notamos que para termos uma diminuição de tempo de aceleração de 11s para 8s necessitaríamos de um acréscimo de potência da ordem de 40% para este caso.

Importante notar que:

- O fator entre a potência média e a máxima é de 58,57%;
- Utilizando este fator, teremos uma potência máxima de 96,6kW (~129cv);
- O fator Peso/Potência era 11,9kg/cv e passou para 8,5kg/cv;
- Neste modelo não estamos analisando a derrapagem dos pneus, logo teremos variações no desempenho conforme aumentamos a potência, já que a aceleração máxima será limitada pela aderência da pista/pneu

3.2.2 Um veículo nacional de pequeno porte VW Gol 1,0 16V ano 02

Esta análise será para validar este modelo

Massa: 1100kg (com motorista)

Tempo de aceleração aspirado: 16,0s@69cv

Tempo de aceleração turbo: 10,0s@112cv

$$\Delta v = 27,78m/s (= 100km/h)$$

$$m = 1100kg$$

$$\Delta t_{original} = (16,0s - 0,5s) = 15,5s$$

$$P_{original} = \frac{m \cdot v^2}{2 \cdot \Delta t} = 27,38kW$$

$$\Delta t_{turbo} = (10,0s - 0,5s) = 9,5s$$

$$P_{turbo} = \frac{m \cdot v^2}{2 \cdot \Delta t} = 44,67kW$$

$$\frac{P_{turbo}}{P_{original\ simulada}} = 1,63$$

$$\frac{P_{turbo}}{P_{original\ real}} = \frac{112cv}{69cv} = 1,62$$

Importante notar que:

- O modelo esta ajustado, já que a diferença entre as potências ficou em menos de 1%, conforme visto acima;

3.2.3 Um veículo nacional de médio porte VW Golf 1,8 20V Turbo ano 02

Esta análise será para analisar o peso/potência

Massa: 1300kg (com motorista)

Tempo de aceleração turbo: 8,2s@150cv

$$\Delta v = 27,78m/s (= 100km/h)$$

$$m = 1300kg$$

$$\Delta t_{turbo} = (8,2s - 0,5s) = 7,7s$$

$$P_{turbo} = \frac{m \cdot v^2}{2 \cdot \Delta t} = 65,14kW (= 86,84cv)$$

$$\frac{Peso_{kg}}{Potência_{cv \text{ real}}} = \frac{1300kg}{150cv} = 8,66 \frac{kg}{cv}$$

Importante notar que:

- O tempo de aceleração está levemente acima dos 8s, assim como a relação peso/potência ao compararmos com o modelo A, o corsa turbo. Assim notamos a importância do fator peso/potência para a análise de tempos de aceleração;

3.2.4 Um veículo nacional de grande porte Fiat Marea 2,0 20V Turbo ano 02

Esta análise será para analisar o peso/potência

Massa: 1450kg (com motorista)

Tempo de aceleração turbo: 7,9s@182cv

$$\Delta v = 27,78m/s (= 100km/h)$$

$$m = 1450kg$$

$$\Delta t_{turbo} = (7,9s - 0,5s) = 7,4s$$

$$P_{turbo} = \frac{m \cdot v^2}{2 \cdot \Delta t} = 75,60kW (= 100,1cv)$$

$$\frac{Peso_{kg}}{Potência_{cv \text{ real}}} = \frac{1450kg}{182cv} = 7,97 \frac{kg}{cv}$$

Importante notar que:

- O tempo de aceleração está levemente abaixo dos 8s, condizente com a relação peso/potência ao compararmos com o modelo A, com o corsa turbo e ao modelo C, o Golf Turbo. Assim notamos a importância do fator peso/potência para a análise de tempos de aceleração;

Com estas análises teremos as seguintes conclusões:

- Para obtermos aceleração de 0 a 100km/h em tempo menor que 8s é necessário uma relação peso/potência abaixo de 8,0kg/cv;
- O modelo pode ser utilizado para verificar qual a necessidade de potência, dependendo das requisições a serem atingidas, para valores perto dos referenciados;

3.3 Aprofundamento do estudo se um ganho de 60% a 80% em potência é suficiente para aceleração de 0 a 100km/h ao redor de 8s

Para o GM Corsa 1,6 8V ano 96 efetuaremos a mesma análise com um maior nível de aprofundamento:

Aceleração de veículo (0 – 100 km/h)

$$i = (3,55; 2,14; 1,43; 1,12) \cdot \frac{3,74}{r}, r = 0,242m$$

$$J_{eq} = 0,13 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$\frac{i}{r} = 54,9 \quad 1^{\text{a}} \text{marcha} \quad 1,40\text{M} \quad 0 - 40\text{km/h} (11,10\text{m/s})$$

$$\frac{i}{r} = 33,1 \quad 2^{\text{a}} \text{marcha} \quad 1,14\text{M} \quad 40 - 67\text{km/h} (18,60\text{m/s})$$

$$\frac{i}{r} = 22,1 \quad 3^{\text{a}} \text{marcha} \quad 1,06\text{M} \quad 67 - 100\text{km/h} (27,78\text{m/s})$$

Essencialmente, o motor trabalha de 3.600 a 6.000 rpm, ou seja, do torque máximo à potência máxima.

Neste caso, $M = 1.100\text{kg}$, corrigindo a variação de energia cinética.

$$1^{\text{a}} \text{marcha} \rightarrow 95,10\text{kJ}$$

$$2^{\text{a}} \text{marcha} \rightarrow 139,50\text{kJ}$$

$$3^{\text{a}} \text{marcha} \rightarrow 248,20\text{kJ}$$

O rendimento da transmissão é da ordem 90% e existem as resistências ao rolamento e ao ar.

$$k_m \cdot M \cdot \frac{\partial v}{\partial A} = F(x)dx - M \cdot g \cdot f \cdot dx - c_d \cdot A \cdot \rho \cdot \frac{x^2}{2} \cdot dx = \gamma(\zeta(a)w dt - \zeta_f w dt - \zeta_a w dt) \quad \text{Eq. 05}$$

Vamos dizer que em 1ª marcha a resistência ao rolamento é significativa.

$$M \cdot g \cdot f = 1.100 \cdot 10 \cdot 0,016 = 176\text{N} \rightarrow \frac{176 \cdot \gamma}{i} = 3,2\text{Nm}$$

Caso o torque do motor seja cerca de 110Nm temos $3,2\text{Nm} = 2,91\%$ Eq. 06

Portanto, na 1ª marcha, a potência aplicada pelo motor deverá ser $\frac{1}{0,900} \cdot \frac{1}{0,971}$ maior que a disponível para acelerar o carro. Assim, a energia total fornecida pelo motor deverá ser $\frac{95,1\text{kJ}}{0,874} = 108,8\text{kJ}$.

Na 2ª marcha a resistência do ar também começa a influenciar

$$F_{ar} \sim 0,4 \cdot F_{rol} \therefore 176 \cdot 1,4 = 246\text{N} \rightarrow 7,43\text{Nm} \rightarrow \sim 6,8\% \text{ do torque total.}$$

O rendimento "global" em 2ª marcha será $\frac{1}{0,900} \cdot \frac{1}{0,932} = \frac{1}{0,85} \therefore \frac{139,5}{0,85} = 166,3\text{kJ}$ deverá ser disponibilizado pelo motor.

Em 3ª marcha a resistência do ar já é o dobro da de rolamento

$$\therefore F_{ar} = 2 \cdot 176N = 352N \rightarrow 15,9Nm$$

Observamos que isto já corresponde à $\frac{15,9Nm}{110Nm} \cong 14,5\%$ de torque no motor.

Portanto, será necessária uma energia cinética pelo motor de

$$248,2kJ \cdot \frac{1}{0,90} \cdot 1,145 = 315,8kJ.$$

Se um motor aspirado tem um torque $T_0 = 1,2T_p$, $n_0 = 0,6n_p$

$$P_0 = T_0 \cdot \omega_0 = 1,2T_p \cdot 0,6n_p = 0,72P_p$$

Eq. 07

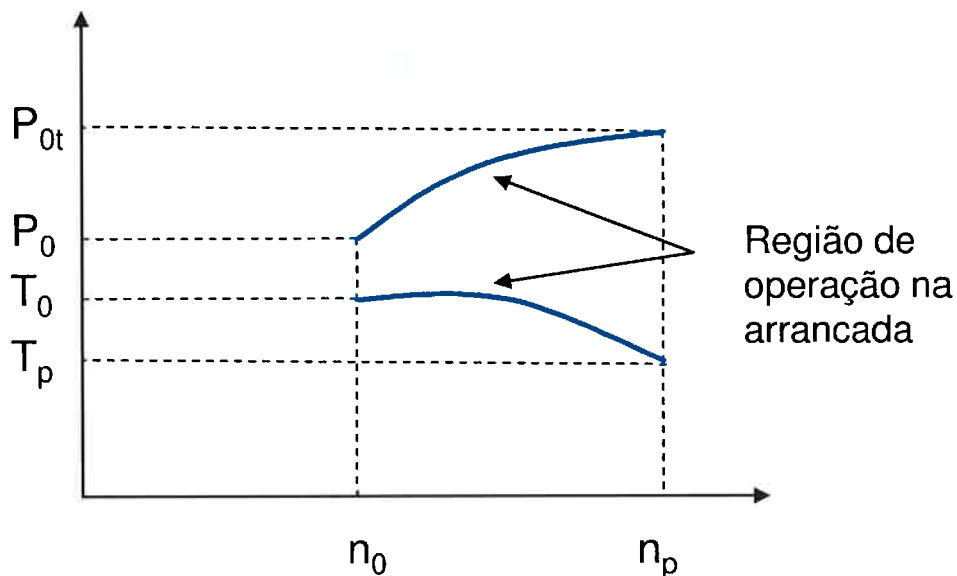


Gráfico XX – Região de operação na arrancada

Para calcular como esta potência vira trabalho realizado, podemos admitir só uma resistência por inércia. Portanto:

$$J_{eq} \cdot \frac{dw}{dt} = T(w) \quad \therefore \frac{dw}{T(w)} = \frac{1}{J_{eq}} dt, \text{ ou seja} \quad \text{Eq. 08}$$

$$\int_{w_0}^{w_p} \frac{dw}{T(w)} = \frac{1}{J_{eq}} \int_{t_1}^{t_2} dt \text{ ou } \int_{w_0}^{w_p} \frac{dw}{T(w)} = \frac{1}{J_{eq}} \Delta t \quad \text{Eq. 09}$$

$$\text{Mas } T(w) \cong T_p \left[1,2 - \frac{0,2}{0,16} \left(\frac{w}{w_p} - \frac{w_0}{w_p} \right)^2 \right]$$

$$\frac{2}{w_p^2} \int_{w_0}^{w_p} \frac{dw}{T(w)} = \frac{1}{J_{eq} \cdot w_p^2 / 2} \cdot \Delta t = \frac{2}{w_p} \cdot \int_{0,6}^1 \frac{d(w/w_p)}{T_p [1,2 - 0,2/0,16 (w/w_p - 0,6)^2]} = \quad \text{Eq. 10}$$

$$\frac{2}{w_p T_p} \cdot \int_{0,6}^1 \frac{d\alpha}{1,2 - 1,25 \cdot (\alpha - 0,6)^2} = \frac{2}{P_p} \cdot \text{Int} \quad \text{Eq. 11}$$

$$\text{Int} = \int_{0,6}^1 \frac{d\alpha}{-1,25\alpha^2 + 1,5\alpha + 0,75} = \frac{1}{1,25} \int_{0,6}^1 \frac{d\alpha}{(\alpha - \alpha_1) \cdot (\alpha_2 - \alpha)} \quad \text{Eq. 12}$$

com $\alpha_1 = 0,3136$ e $\alpha_2 = 1,9136$

$$\text{Int} = \frac{1}{1,25 \times 1,6} \int_{0,6}^1 \left(\frac{d\alpha}{(\alpha + 0,3136)} + \frac{d\alpha}{(1,9136 - \alpha)} \right) = \quad \text{Eq. 13}$$

$$0,5 \left\{ [\ln(\alpha + 0,3136)] \Big|_{\alpha=0,6}^{\alpha=1} + [\ln(1,9136 - \alpha)] \Big|_{\alpha=0,6}^{\alpha=1} \right\} = 0,5 \cdot 0,7262$$

Portanto

$$\frac{2}{P_p} \cdot 0,7262 \cdot 0,5 = \frac{1}{J_{eq} \cdot w_p^2 / 2} \cdot \Delta t \quad \therefore \frac{J_{eq} \cdot w_p^2}{2} = 1,377 \cdot P_p \cdot \Delta t$$

$$J_{eq} \cdot \left(\frac{w_p^2 - w_0^2}{2} \right) = \frac{J_{eq} \cdot w_p^2}{2} \cdot 0,64 \quad \text{Eq. 14}$$

$$J_{eq} \cdot \left(\frac{w_p^2 - w_0^2}{2} \right) = 0,64 \cdot 1,377 \cdot P_p \cdot \Delta t = 0,8813 \cdot P_p \cdot \Delta t = \bar{P}_{ot} \cdot \Delta t \quad \text{Eq. 15}$$

$$\frac{2}{w_p^2} \int_{w_0}^{w_p} \frac{dw}{T(w)} = \frac{2}{w_p^2} \int_{w_0}^{w_p} \frac{dw}{\bar{P}_{ot}/w} = \frac{2}{\bar{P}_{ot}/w_p^2} \cdot \left(\frac{w_p^2 - w_0^2}{2} \right) \quad \text{Eq. 16}$$

$$\frac{2}{w_p T_p} \cdot \int_{0,6}^1 \frac{d(w/w_p)}{T/T_p (w/w_p)} = \frac{0,64}{\bar{P}_{ot}} = \frac{0,7262}{P_p} \therefore \bar{P}_{ot} = 0,8813 P_p \quad \text{Eq. 17}$$

Podemos calcular os tempos de aceleração do veículo

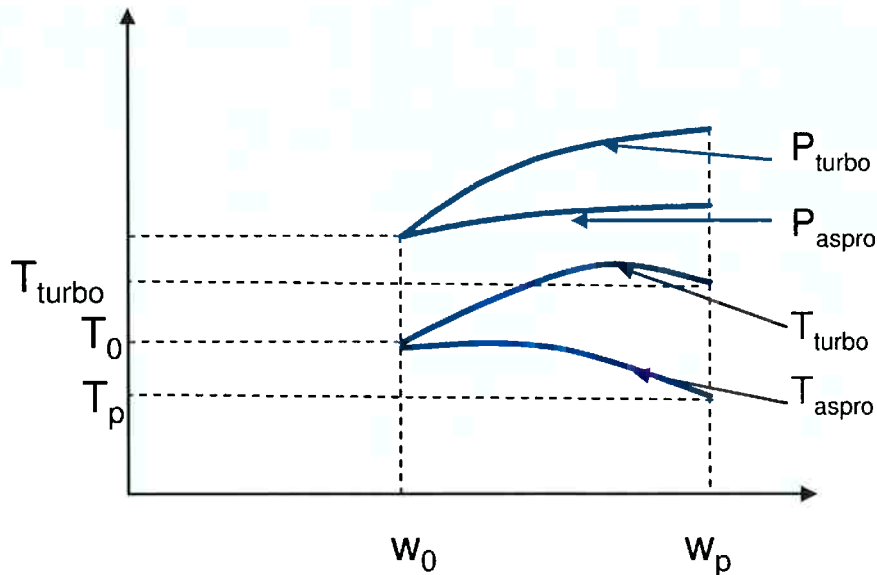
$$108,8\text{kJ} = 0,8813 \cdot 69\text{kW} \cdot \Delta t_1 \therefore \Delta t_1 = 1,78\text{s}$$

$$166,3\text{kJ} = 0,8813 \cdot 69\text{kW} \cdot \Delta t_2 \therefore \Delta t_2 = 2,73\text{s}$$

$$315,8\text{kJ} = 0,8813 \cdot 69\text{kW} \cdot \Delta t_3 \therefore \Delta t_3 = 5,20\text{s}$$

Totalizando $\therefore \Delta t = 10,3s$

Se fizermos para o motor turbinado, admitindo que as curvas se comportem diferentemente:



$$\bar{P}_{\text{turbo}} = 0,773 \cdot P_{\text{turbo}}, \text{ obtido por } T_{\text{turbo}} = 1,6 \cdot T_p \quad \text{Eq. 18}$$

$$T = \left[1 - 0,7144 \cdot \left(\frac{w}{w_p} - \frac{w_0}{w_p} \right) \right] \cdot 1,2T_p + (T_{\text{turbo}} - 0,7144 \cdot 1,2T_p) \cdot \left[0,6857 - \left(\frac{w}{w_p} - \frac{w_0}{w_p} \right) \right] \cdot \left(\frac{w}{w_p} - \frac{w_0}{w_p} \right) \cdot 8,75 \quad \text{Eq. 19}$$

Se $T_{\text{turbo}} = 1,4 \cdot T_p$, vem

$$T = T_{\text{turbo}} \cdot \{1,2246 - 0,6124\alpha + 3,3919 \cdot (1,2857 - \alpha) \cdot (\alpha - 0,6)\} = T_{\text{turbo}} \cdot \{-3,3919\alpha^2 + 5,7837\alpha - 1,3919\} = T_{\text{turbo}} \cdot 3,3919[-\alpha^2 + 1,5072\alpha - 0,4104]$$

$$\alpha_1 = 0,8526 - 0,5626 = 0,29$$

$$\alpha_2 = 0,8526 + 0,5626 = 1,4152$$

$$\begin{aligned} & \frac{2}{w_p T_{\text{turbo}}} \cdot \int_{0,6}^1 \frac{d\alpha}{3,3919(\alpha - 0,29)(1,4152 - \alpha)} = \\ & = \frac{2}{T_{\text{turbo}} \cdot 3,3919 \cdot 1,1252} \int_{0,6}^1 \frac{d\alpha}{(\alpha - 0,29)} + \frac{d\alpha}{(1,4152 - \alpha)} \\ & = \frac{1}{1,908 \cdot P_{\text{turbo}}} \cdot (\ln(0,71) - \ln(0,31) + \ln(0,8117) - \ln(0,4117)) = \frac{0,790}{P_{\text{turbo}}} = \frac{0,64}{\bar{P}_{\text{turbo}}} \quad \text{Eq. 20} \end{aligned}$$

$$\bar{P}_{\text{turbo}} = 0,81 \cdot P_{\text{turbo}}$$

Adotando $\bar{P}_{\text{turbo}} = 0,81 \cdot P_{\text{turbo}}$ temos:

$$(315,8+166,3+108,2)\text{kJ} = 590,3\text{kJ} = 0,81 \cdot \bar{P}_{\text{turbo}} \cdot \Delta t_{\text{turbo}}$$

Sendo $\Delta t_{\text{turbo}} < 8,0\text{s}$ então:

$$590,3\text{kJ} < 0,81 \cdot \bar{P}_{\text{turbo}} \cdot 8,0\text{s} \quad , \text{ logo:}$$

$$\bar{P}_{\text{turbo}} > 91,1\text{kJ} \quad \text{Eq. 21}$$

$$\text{Se } \bar{P}_{\text{turbo}} = 0,81 \cdot P_{\text{turbo}} \rightarrow P_{\text{turbo}} = 112,5\text{kJ} \quad \text{Eq. 22}$$

$$\text{Se } \bar{P}_{\text{turbo}} = 0,773 \cdot P_{\text{turbo}} \rightarrow P_{\text{turbo}} = 117,8\text{kJ} \quad \text{Eq. 23}$$

Logo a faixa de aumento necessário para atingir 0-100km/h em menos que 8,0s é entre 63% e 70% segundo esta metodologia.

4. CONSIDERAÇÕES SOBRE A ADAPTAÇÃO DO TURBOCOMPRESSOR

Um dos assuntos mais controvertido ao tratarmos de uma adaptação de um turbocompressor, está relacionado à durabilidade do sistema com esta adaptação, assunto citado por diversos autores (GM SPORT, 2004), (BELLS, 1997). Considerações sobre consumo de combustível, modificações nos sistemas de alimentação e gerenciamento do motor são outros tópicos de interesse.

Este capítulo destina-se a elucidar dúvidas relativas às modificações ao adaptarmos um turbocompressor em um motor naturalmente aspirado.

4.1 Durabilidade de um motor com turbocompressor

A maior preocupação com a adaptação de um turbocompressor num motor automotivo ciclo Otto naturalmente aspirado, está relacionada à durabilidade das partes móveis do motor (aqui estaremos preocupados com o que se chama popularmente de parte de baixo, ou seja, pistão, biela, anéis, pino, trava, bronzinas e virabrequim).

O senso comum diz que ao dobrarmos a potência de um motor, estaremos dobrando as solicitações dentro do motor, o que não é correto. Cada um dos componentes sofre um efeito diferente com o aumento de potência, e principalmente, conforme a maneira como foi obtido o aumento de potência.

Para facilitar o estudo dividiremos a análise em:

- Pistão;
- Anel;
- Bronzina;
- Virabrequim;

- Biela, pino e trava;

Observe-se que cada um dos componentes citados poderia ter um capítulo, caso fosse desejável aprofundar sobre o tema. Assim o objetivo aqui é considerar alguns aspectos básicos da dinâmica e cargas dos componentes analisados de modo a entender seus princípios de funcionamento e como estes serão influenciados pela adaptação de um turbocompressor.

A análise adotará que a potência do motor foi dobrada, para facilitar o estudo e alguns cálculos que serão necessários.

Estas análises serão para um motor a combustão interna ciclo Otto movido a gasolina (E0⁶ ou E22) ou etanol hidratado (E100), disponíveis nas bombas de postos de combustíveis no Brasil.

4.1.1 Pistão

O pistão é o elemento que está em contato com a frente de chama. Ele está sujeito a condições mais elevadas de carga ao adaptarmos um turbocompressor no motor. Uma pessoa desatenta irá sugerir que como a potência dobrou, a carga sobre o pistão dobrou o que é um grande erro.

Todos concordam que:

$$P = p \times A \times l \times N \times cte$$

Eq. 24

$$P = \text{Potência}$$

$$p = bmep \cdot (\text{pressão} \cdot \text{média} \cdot \text{na} \cdot \text{cabeça} \cdot \text{do} \cdot \text{pistão})$$

$$A = \text{Área} \cdot \text{da} \cdot \text{cabeça} \cdot \text{do} \cdot \text{pistão}$$

$$l = \text{comprimento} \cdot \text{do} \cdot \text{braço} \cdot \text{do} \cdot \text{virabrequim}$$

$$N = \frac{\text{número} \cdot \text{de} \cdot \text{cilindros}}{2} \times \text{rotação} \cdot \text{por} \cdot \text{minuto} \cdot (\text{rpm})$$

$$cte = \text{constante} \cdot \text{a} \cdot \text{ser} \cdot \text{definida} \cdot \text{conforme} \cdot \text{sistema} \cdot \text{adotado}$$

Assim para dobramos a potência podemos:

⁶ E0: Combustível Brasileiro com 100% de Gasolina e 0% de Etanol; E22: Combustível Brasileiro com 78% de Gasolina e 22% de Etanol; E100: Combustível Brasileiro com 0% de Gasolina e 100% de Etanol

- i. Dobrar a pressão média efetiva sobre o pistão, b_{mep} ,⁷ ou;
- ii. Dobrar a área da cabeça do pistão, ou;
- iii. Dobrar o comprimento do braço do virabrequim, ou;
- iv. Dobrar a rotação, ou;
- v. Adotar parcialmente cada uma das soluções acima, de modo a dobrar a potência.

O aumento volumétrico do motor, ou seja, aumentar a área da cabeça do pistão e o comprimento do braço do virabrequim é o método utilizado pelos fabricantes. Para uma adaptação este método é bastante limitado, pois:

- As paredes do bloco não permitem grandes aumentos da área da cabeça do pistão e braço do virabrequim;
- A relação R/L fica afetada ao aumentar o braço do virabrequim, causando problemas de funcionamento estável ao motor;
- O aumento da rotação causa um aumento drástico nas cargas de inércia (já que às cargas de inércia são proporcionais ao quadrado a rotação);
- Custos elevados de se trocar os componentes internos do motor, como pistão, biela e virabrequim.

Por estas razões, dentre outras, a maneira mais fácil de dobrar a potência está em se dobrar a b_{mep} .

O b_{mep} é a pressão média efetiva sobre a cabeça do pistão durante um ciclo de explosão do motor.

É obvio que se dobrarmos a pressão sobre a cabeça do pistão, este componente poderá vir a falhar, devido ao esforço excessivo. A verdade é que a pressão máxima sobre o pistão aumenta cerca de 20% para dobrarmos a potência, se os devidos

⁷ b_{mep} -brake mean effective pressure, tradução: pressão média efetiva (sendo o *brake*, ou parada, referente à medição ser feita em dinamômetro)

acertos de ponto de ignição e alimentação forem ajustados de maneira correta. Veja gráfico 02 abaixo para entender a pressão no cilindro.

No Gráfico 02- Pressão na câmara x ângulo de virabrequim é claro que a área da pressão no turbo é maior que área de pressão na câmara do motor aspirado (aspro no gráfico 02). Apesar de a área ser maior, o pico de pressão, que é o esforço máximo é apenas 20% maior.

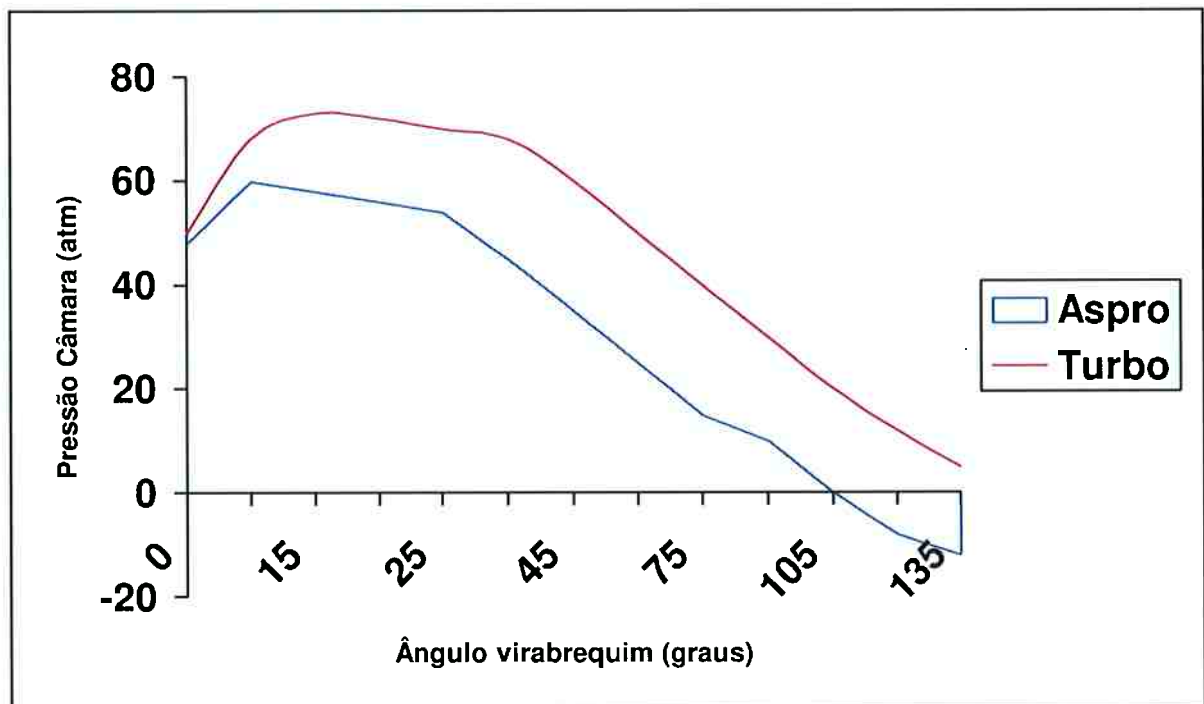


Gráfico 02 - Pressão na câmara e ângulo de virabrequim (BELLS, 1997)

Entretanto a temperatura na câmara e escape sofrerá um aumento considerável, se for mantido mistura estequiométrica. Portanto é necessário um bom ajuste, mantendo a mistura levemente mais rica que a estequiométrica para máxima potência, para obter um bom compromisso entre potência e durabilidade (BELLS, 1997). Qualquer mistura diferente da estequiométrica para a máxima potência causa perda de potência (TAYLOR, 1985).

Assim é possível perceber que ao utilizar um turbocompressor a eficiência do motor pode aumentar, já que teremos um maior ângulo de virabrequim com trabalho útil, possibilitando maior potência sem a proporcionalidade do aumento nas forças de atrito e de inércia. Além disto, obtemos uma mistura mais homogênea e uma queima mais completa devido à maior pressão e turbulência na câmara antes da faísca. Porém pode ocorrer de termos que utilizar mais combustível que o ideal para queima, de forma a mantermos a temperatura na câmara e escape em níveis seguros.

Desta forma os motores turbocomprimidos costumam ser mais econômicos, em consumo de combustível que seus pares de mesma potência aspirados.



Fig. 03 - Pistão de motor à combustão interna ciclo Otto moderno

Com a maior solicitação térmica e mecânica do pistão, ao adaptarmos o turbocompressor, algumas falhas podem ocorrer. Baseado na experiência e pesquisa de campo o pistão poderá apresentar falhas nos seguintes locais (em ordem de probabilidade):

- **Canaletas:** As canaletas são responsáveis pelo suporte aos anéis. A região inter canaleta, ou seja, a região entre uma canaleta e outra sofre fadiga, devido à alta temperatura e o maior esforço mecânico e pode quebrar, diminuindo a capacidade do conjunto de anéis de reter a pressão na câmara, aumentando o atrito e consumo de óleo. Evita-se este problema ao diminuir o avanço do ponto de ignição e pressão, de maneira a diminuir a pressão sobre o componente, e diminuindo temperatura na câmara, para não diminuir a resistência do componente a ruptura. Também se pode enriquecer a mistura para diminuir a temperatura da câmara;
- **Saia:** A região da saia do pistão apresenta desgaste excessivo e contato com o bloco/camisa. Este problema é devido o excesso de temperatura na câmara, que leva a uma dilatação excessiva da região da saia e contato metal/metal com bloco/camisa. Evita-se o problema com o controle de temperatura na câmara;
- **Topo ou cabeça:** O topo ou cabeça do pistão apresenta desgaste ou em casos graves furo. No caso de desgaste, este pode ser ocasionado por excesso de pressão, e levar a uma quebra da canaleta. Caso o topo do pistão apresente aspecto de “casca de laranja”, ou seja, pequenos orifícios, distribuídos sobre a superfície trata-se da detonação. A detonação é bastante perigosa, quando não controlada, pois leva a um aumento brusco de pressão e temperatura dentro da câmara, que ocasiona aumento na troca de calor entre o meio e a cabeça do pistão literalmente derretendo a cabeça do pistão e destruindo o motor. Evita-se

a pré-detonação pela diminuição do avanço da ignição e manutenção da temperatura na câmara.

- Furo para pino: O furo para pino não costuma ser afetado pela adaptação do turbocompressor, mas sim pelo excesso de rotação, que leva ao rompimento do componente. Com o turbocompressor, o aumento da rotação do motor ocorre de maneira muito rápida. Com isto existe a possibilidade de perda do controle da rotação do motor, levando a um excesso de rotação, às vezes 50% a mais da rotação máxima recomendada, levando à quebra deste componente. Basta manter um sistema de limitação à rotação que este componente não apresentará problemas.

4.1.2 Anel

O conjunto de anéis de pistão é o elemento com finalidade de selar o espaço entre a câmara de combustão e o cárter. Seu ajuste correto é necessário para um correto consumo de óleo, vedação de câmara e manutenção das folgas dos pistões.

O conjunto de anéis de pistão é composto em sua maioria por três anéis por pistão:

- anel de compressão (ou 1º anel);
- anel misto (ou 2º anel);
- anel raspador de óleo (ou 3º anel).

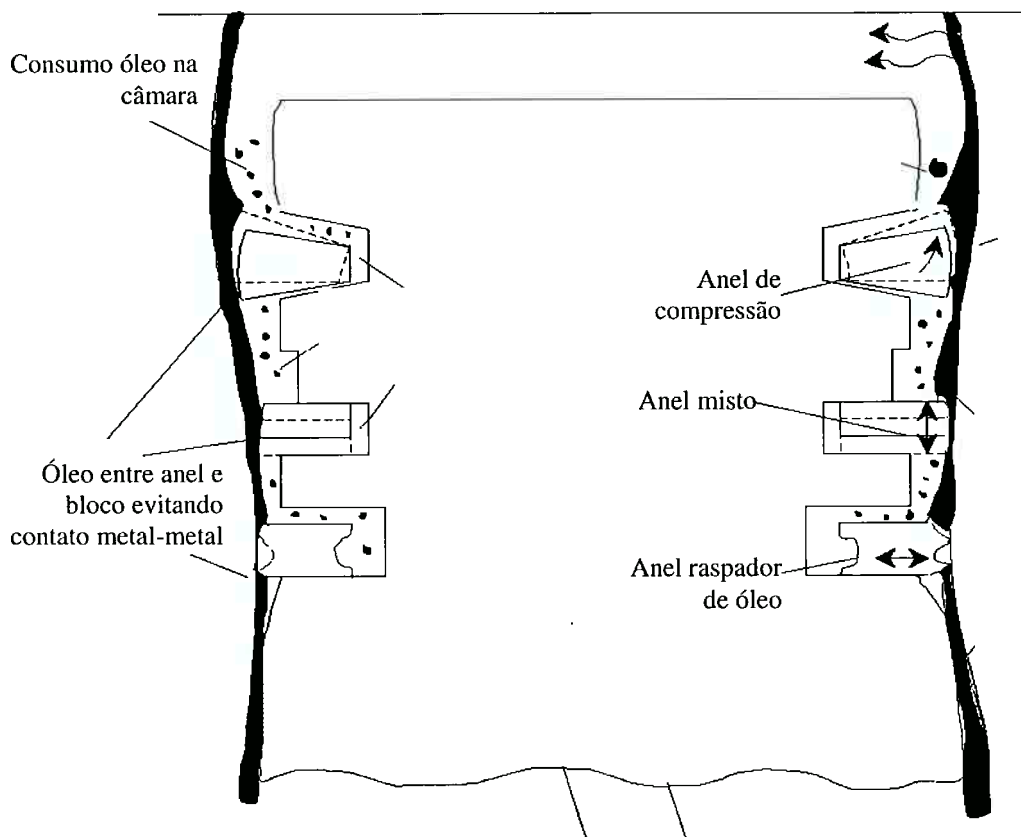


Fig. 04 - Conjunto de anéis de pistão (BOSCH, 2004)

O conjunto de anéis tem uma folga específica, que é ajustada pela distância entre suas pontas. Devido a uma falha no ajuste das folgas, ou mesmo por um excesso de temperatura na câmara, as pontas dos anéis encostam, levando a um atrito metal/metal entre as paredes do bloco/camisa e os anéis. Evita-se pela montagem correta do motor, e manutenção da temperatura na câmara de combustão abaixo de valores críticos.

4.1.3 Bronzina

As bronzinas são componentes importantes do motor. Estas são responsáveis pela manutenção da folga correta entre biela e virabrequim, e entre virabrequim e bloco, manter o correto filme de óleo entre estas partes, além de servir como material de desgaste, protegendo as bielas e o virabrequim, em caso de desgaste.

Funcionando como um mancal hidrodinâmico, as bronzinas sofrem grande desgaste a baixas velocidades, e alto torque, ou seja, quando o motor está em baixa rotação e WOT.

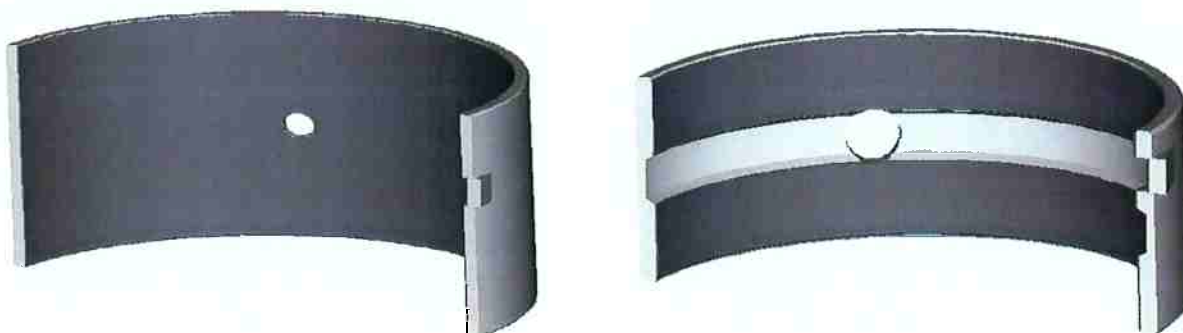


Fig. 05 - Bronzinas

Assim as bronzinas não costumam sofrer muito com a instalação do turbocompressor, desde que não haja um grande aumento no pico de pressão da câmara. Dependendo do perfil do usuário, este componente podem ter sua vida diminuída ou não. É importante notar que motores bem cuidados, principalmente no quesito troca de óleo, costumam ter conjunto de bronzinas durando mais de 200 mil km. Porém este componente costuma falhar antes disto por problemas de lubrificação, como falta de óleo, óleo velho, ou mesmo superaquecimento do óleo, o que leva a perder suas características lubrificantes e refrigerantes.

4.1.4 Virabrequim

O virabrequim é uma peça bastante complexa e resistente. Falhas no virabrequim ocorrerão no caso de falta de óleo ou superaquecimento do óleo. Não encontramos casos de falha no virabrequim em pesquisa de campo.

4.1.5 Biela, pino e trava

A biela assim como o pino e a trava de pistão, são elementos de ligação entre o pistão e o virabrequim. Uma das principais preocupações ao se aumentar o torque do motor, através da instalação de um turbocompressor, recai sobre estes componentes.

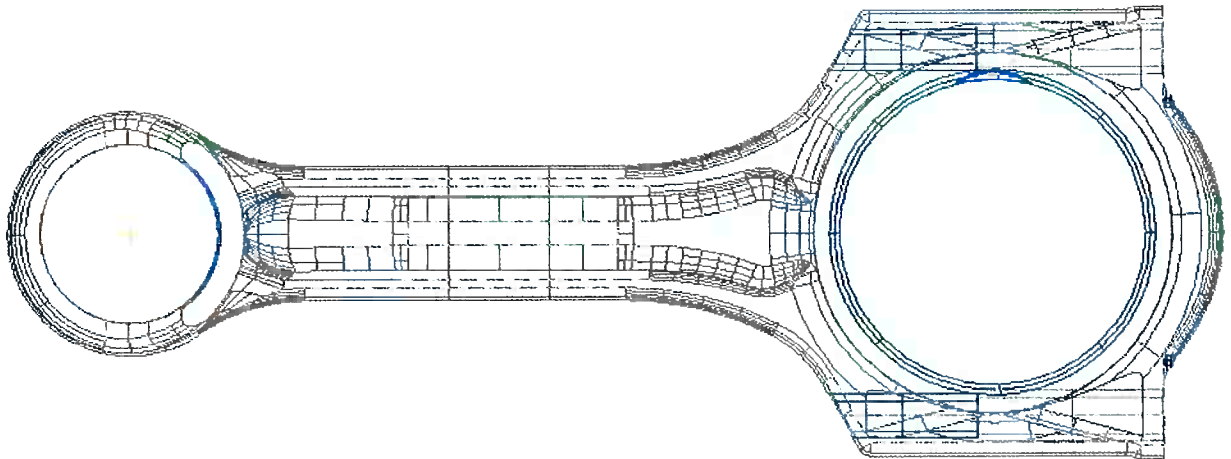


Fig. 06 - Biela

Vamos analisar o que o senso comum diria sobre os esforços neste componente:

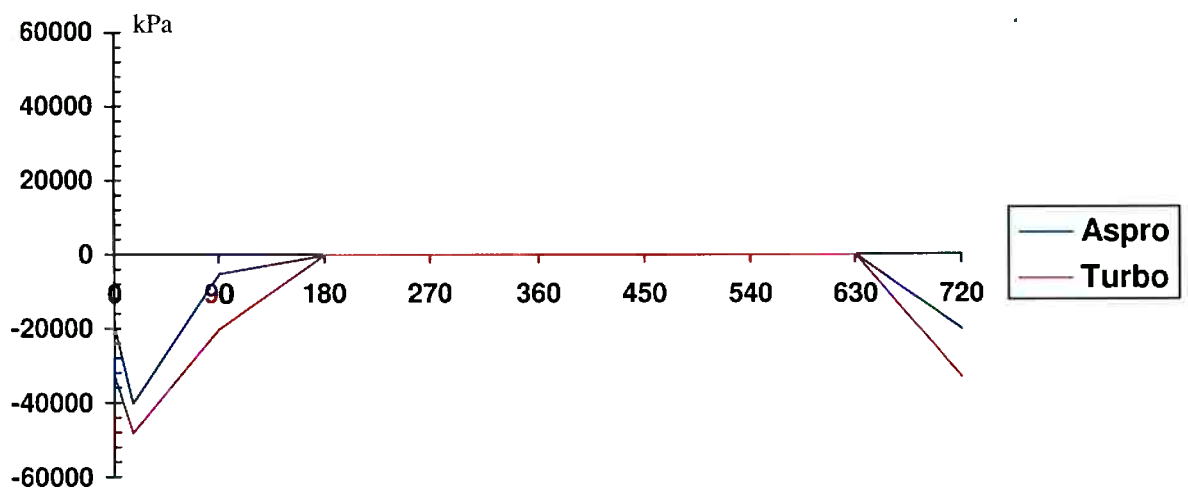


Gráfico 03 - Solicitação de pressão de combustão na Biela (NAKANO, 2004)

Pelo gráfico acima (análise sobre motor quatro cilindros ciclo Otto e 0,5L por cilindro e PCP de 50Mpa) notamos que o esforço na biela é superior ao lidarmos com o motor turbinado em relação ao aspirado. Cruzando estes com os dados obtidos pela pressão de combustão no pistão, notamos que o esforço de compressão sobre a biela obteve um aumento de 20% ao dobrarmos a potência em um motor turbinado. Isto diria que o componente estaria muito sujeito a falhas, devido ao grande aumento de compressão sobre sua estrutura, em especial na alma da biela, região compreendida entre o olhal menor e o olhal maior. Mas nesta análise falta a consideração de um fator muito importante: a força de inércia!

Vamos plotar um gráfico referente à força de inércia (transformada para pressão) e verificar como esta se comporta somada às forças de combustão para termos uma figura completa dos esforços sobre a biela:

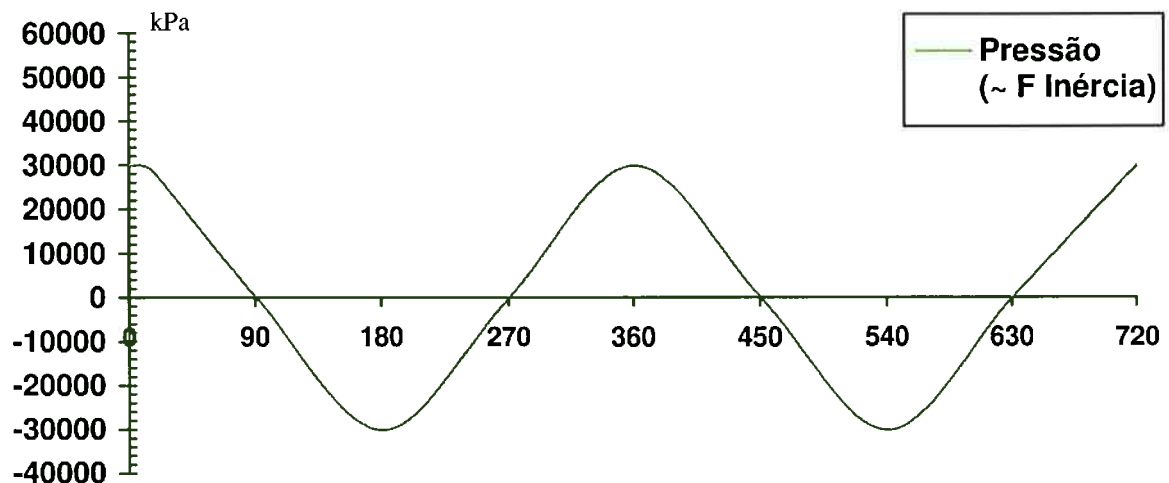
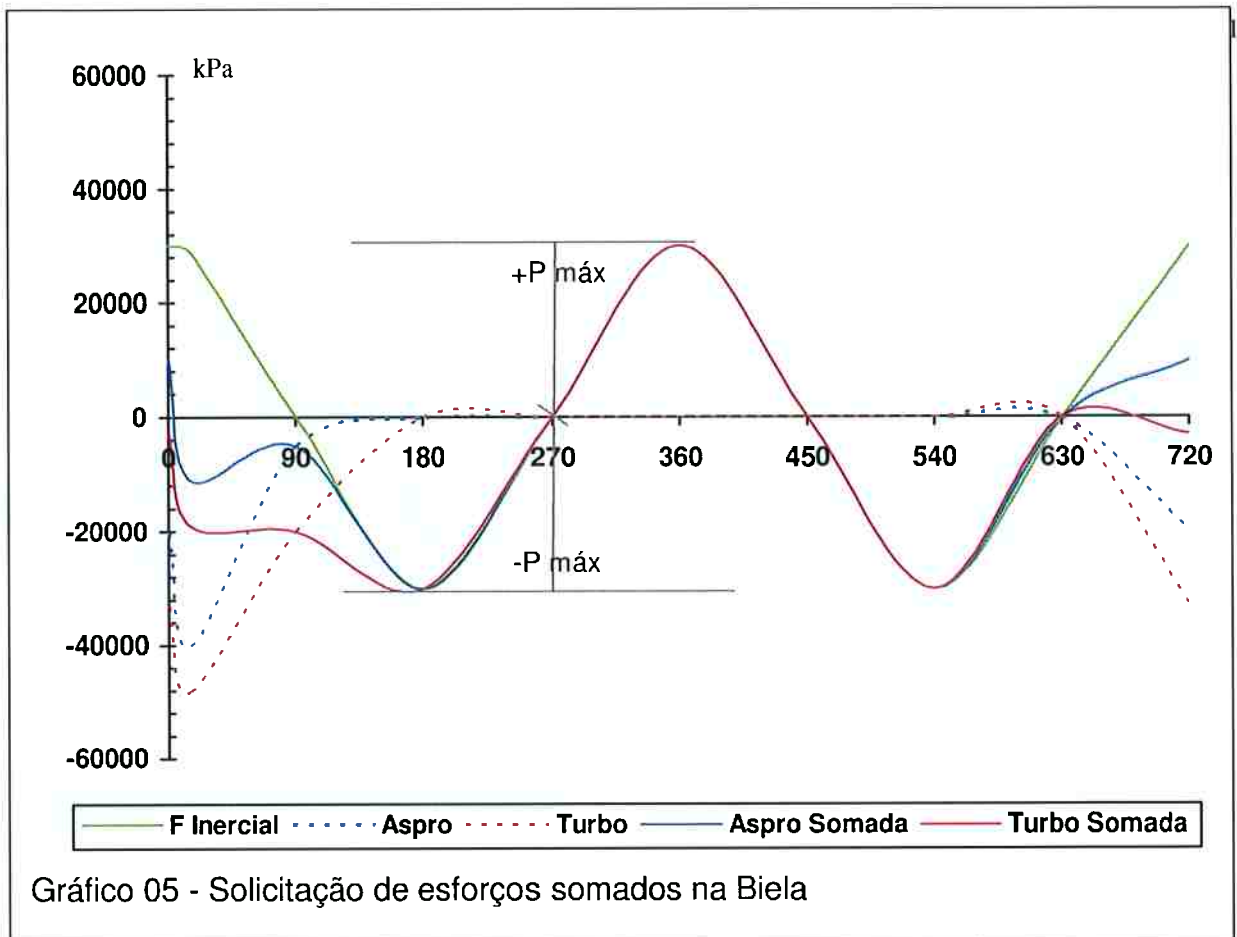


Gráfico 04 – Solicitação de esforços de inércia na Biela

Pelo gráfico dos esforços da biela, notamos que este é em valores absolutos cerca de 75% do valor de tensão no motor aspirado passando para 62,5% do valor no motor turbinado. Porém plotando os gráficos conjuntamente:



Somando os esforços de inércia e de combustão, notamos que nos pontos onde a força de combustão é alta, temos seu efeito compensado pela força de inércia, obtendo forças que estão abaixo dos pontos de máxima compressão e tração, pontos estes dados pela força de inércia.

Para outras faixas de rotação (este exemplo adotou 3000 rpm, onde temos o toque máximo) teremos um resultado diferente. Adotando a mesma pressão de combustão à uma rotação maior, teremos maior esforço de inércia. Para rotações menores teremos menor influência da força de inércia e maior da força de combustão. Porém a pressão de combustão será menor ao ponto de torque máximo, não sendo este ponto crítico para a biela.

Portanto a biela não deve ser um problema para um aumento moderado de potência com a adaptação do turbocompressor. Porém é importante notar que este componente sofrerá com o aumento na rotação do motor, logo é importante

dimensionar os componentes de forma a não exceder a rotação máxima do motor (levando em conta padrões do fabricante).

Ressaltamos que diferentes motores têm resistências diferentes para cada componente. Um exemplo são os motores GM Fam I 1,8L que não suportam altas rotações e grandes aumentos de torque, devido à fragilidade da região da alma de suas bielas. Nestes casos seria interessante a troca do componente por outro de maior resistência.

As falhas das bielas são mais comuns em sua alma, que pode ocasionar o rompimento desta região no caso de tração, ou flambagem inelástica (curvamento) da mesma no caso de compressão. Outro item crítico importante são os parafusos que fixam o colo da biela. Este componente necessita a devida atenção em seu torque, e no caso de substituição, procurar por modelo com maior resistência.

4.2 Durabilidade e testes de longa duração ou dinamômetro

Um aspecto levantado por engenheiros e entusiastas está ligado à durabilidade do motor no caso de testes de longa duração ou dinamômetros, onde o motor opera por muito tempo (horas) ciclando entre torque máximo e potência máxima para certificação de durabilidade, nos moldes de uma OEM onde, por exemplo, os motores ficam 50h em ciclo entre torque máximo e potência máxima (BOSCH, 2004).

Não são claros os limites de durabilidade de um motor com turbocompressor adaptado, com ganhos maiores que 30% em testes como estes, pois estes não refletem a maneira na qual o veículo será utilizado. Façamos um exercício de abstração para vermos que estes testes não se aplicam à realidade deste estudo:

Um automóvel sedan médio com massa ao redor de 1300kg com sua potência original ao redor de 130cv. Com um turbocompressor acertado para um ganho de 70% teríamos um veículo com cerca de 220cv. Assim um veículo deste original após 30s em WOT, saindo do zero, estaria com velocidade estimada em 150km/h enquanto o mesmo veículo após a adaptação do turbocompressor estaria a uma velocidade estimada perto de 200km/h.

Portanto, é irreal pensarmos em um veículo com turbocompressor adaptado conforme sugerido e apresentado neste estudo sob condições de teste tão severas quanto às de validação de um motor por um OEM, já que este motor nunca se encontrará sob estas condições, sem contar dos riscos à vida e penalidades pelas leis vigentes no país para o uso sob tais condições.

Caso o uso do veículo seja adaptado para um prova de longa duração, como uma competição automotiva, uma série de outras adequações são necessárias, para a segurança do motorista/piloto e durabilidade do sistema.

5. ESTUDO DOS SISTEMAS E SUBSISTEMAS

Ao instalar um turbocompressor, ou qualquer outro sistema de sobrealimentação em um motor naturalmente aspirado, certos componentes e sistemas deverão ser alterados ou substituídos. Isto será discutido neste capítulo. É fundamental notar que existirão variações entre os resultados para diferentes veículos e que o nível de solicitação, usualmente, está diretamente relacionado ao ganho de potência ajustado pelo sistema. Note que a margem de segurança entre diferentes projetos também influencia a durabilidade dos componentes.

5.1 Sistema de exaustão de gases - Escapamento

O sistema de exaustão de gases, popular escapamento, é uma parte muito importante do trem de força, pois é o responsável por basicamente três funções:

- Retirar os gases residuais da exaustão, junto do calor, para longe do motor, de forma a manter o cofre do motor com uma temperatura adequada;
- Equalizar a perda de carga e o fluxo dos gases de forma a garantir um motor com funcionamento linear, suave e gerar ganhos de bombeamento nas rotações corretas;
- Diminuir os ruídos provenientes do escoamento dos gases de exaustão, através da utilização de abafadores e silenciadores.

A tecnologia envolvida para o projeto do sistema de exaustão de gases é bastante complexa, por tratar de um fluido compressível, a altas temperaturas, com as temperaturas variando ao longo do tubo de escape e em um escoamento pulsante e transiente. O dimensionamento deve evitar restrições ao escoamento assim como gerar excesso de contra-pressão (*backpressure*) para o motor.



Fig. 07 – Escapamento 2,0pol para GM corsa com um abafador traseiro

Devido à dificuldade em se projetar o sistema de exaustão dos gases, vamos utilizar algumas regras que tem gerado bons resultados, segundo BELLS, 1997. As regras:

- Seguir Gráfico 06 como indicativo para diâmetro da tubulação de escapamento⁸;

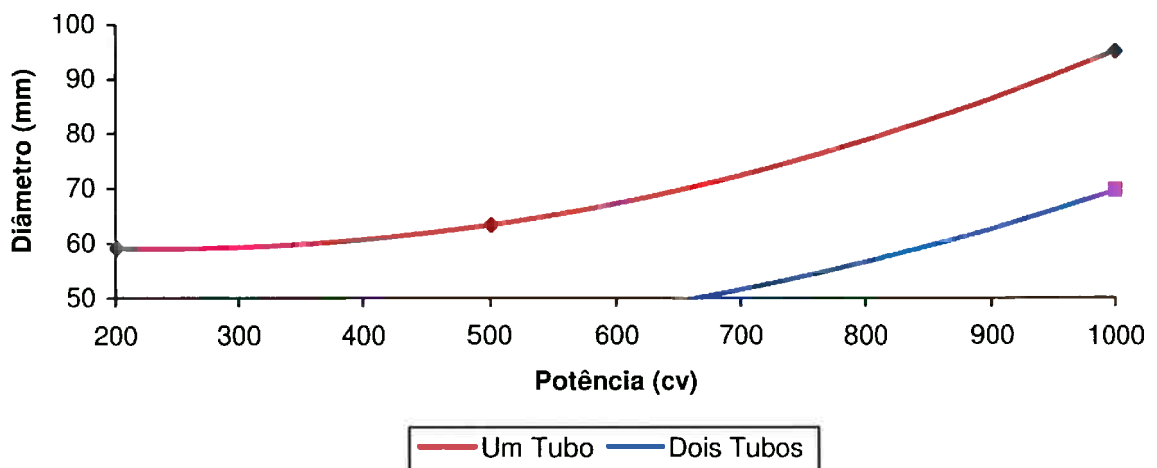


Gráfico 06 – Diâmetro de escapamento x potência desejada (BELLS, 1997)

⁸ Fonte: BELLS, CORKY; Maximum Boost: designing, testing and installing turbocharger systems, 1997

- ROTHBART, 1995 sugere a utilização de um tubo com diâmetro 10% superior ao diâmetro de saída da turbina (caixa quente);
- GM SPORT sugere que a velocidade máxima dos gases de escape fique em 75m/s tomando por referência o volume de gases de admissão (23°C e 1,0atm).

Vejamos um exemplo:

$$v = \frac{\dot{V}}{A} \quad \text{Eq. 25}$$

$v = \text{velocidade dos gases}$

$$\dot{V} = \frac{\text{Volume dos gases de admissão}}{\text{tempo}}$$

$A = \text{Área do tubo de escapamento}$

$D_{\text{escapamento}} = \text{Diâmetro do tubo de escapamento}$

$$\dot{V} = 1,6L @ 6600rpm @ 2bar \cdot (\text{absoluto}) =$$

$$= 1,6e-3m^3 \times 6600rpm \times \frac{1\text{rotação}}{60rpm} \times \frac{1\text{ciclo}}{2\text{rotação}} \times 2 \frac{bar}{bar} = 0,176 \frac{m^3}{s} \quad \text{Eq. 26}$$

$$D_{\text{escapamento}} = 2,25\text{pol} \Rightarrow A = \frac{(2,25)^2 \text{pol}^2}{4} \times 3,14 = 3,974\text{pol}^2 \times \left(\frac{25,4e-3m}{1\text{pol}}\right)^2 = 2,56e-3m^2$$

$$v = \frac{0,176 \frac{m^3}{s}}{2,56e-3m^2} = 68,64 \frac{m}{s} \leq 75 \frac{m}{s}$$

- Dentre as três opções acima, sugiro o gráfico como melhor opção, seguido do cálculo e por último a simples opção pelo aumento de diâmetro, conforme a saída da turbina;
- Utilização de dois (ou pelo menos um) abafadores do tipo oco⁹. A utilização de flange e escape original não é recomendada devido às restrições ao fluxo que esta configuração gera. A utilização de um sistema sem abafadores seria inviável para o dia-a-dia pelo nível de ruído que o veículo geraria. Lembramos que a

⁹ Abafador do tipo oco: Tipo de abafador de escape formado por dois tubos concêntricos e uma malha forrando o espaço entre os tubos. Tem restrição ao fluxo menor que o escapamento do tipo labirinto, mas apresenta menor capacidade de restrição de ruído

legislação brasileira exige o uso de pelo menos um abafador, segundo CONAMA, 1993;

- Evitar curvas acentuadas nos tubos de escapamento. Cada vez que os gases têm a direção de seu escoamento alterada, isto gera uma perda de carga singular. Para minimizarmos esta perda, devemos projetar o mínimo de curvas e as que forem necessárias que sejam suaves;

Com a utilização destas regras básicas, se consegue um bom projeto de escape. É interessante notar que existem oficinas onde o projeto do tubo de escapamento já é bem desenvolvido. Neste caso basta levar o veículo para estes locais e efetuar a adaptação de um sistema, conforme o número de abafadores desejado, e o diâmetro de tubo escolhido.

O escapamento é o responsável, junto da turbina em um motor turboalimentado, pelo controle da *backpressure*¹⁰ que é a contra-pressão no coletor de escape. Esta pressão é função das restrições de fluxo da turbina e sistema de escapamento, somadas. Assim para garantir pressões adequadas, deve-se ter uma baixa restrição. Logo a troca do sistema de escape é necessária, já que este tem altas restrições para o novo volume de gases.

O controle da *backpressure* é importante para manter a câmara de combustão em menores temperaturas, com uma boa lavagem da câmara¹¹ (TAYLOR, 1985). A diminuição no *backpressure* é uma maneira bastante eficiente de se liberar potência de um motor turboalimentado, principalmente em altas rotações.

¹⁰ *Backpressure*: Contra-pressão no escapamento devido a perdas de carga na turbina e nas tubulações

¹¹ Lavagem da câmara: Processo que ocorre na câmara de combustão quando as válvulas de escape e admissão encontram-se abertas ao mesmo tempo, possibilitando a entrada de gases de admissão e saída dos mesmos sem queima

Outro modo de se diminuir a *backpressure* é o aumento do A/R^{12} da turbina. O inconveniente deste método é a possibilidade de aumentar rotação na qual o compressor passa a pressurizar o sistema, devido à menor velocidade de entrada dos gases. Este assunto será discutido em detalhes no estudo do turbocompressor secção 5.17.

5.2 Sistema de admissão de ar

O sistema de admissão tem por função levar o ar até o motor, depois de passar pelo compressor. Após o ar ter sido comprimido pelo compressor, sua temperatura é aumentada. Para estimativas deste aumento de temperatura, adotaremos que a compressão ocorre em processo adiabático reversível, que não há transferência de calor da turbina para o compressor e as fronteiras estão fechadas. Logo:

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

com: $p_1 = 0,1\text{MPa}$

$T_1 = 27^\circ\text{C} = 300\text{K}$

$k = 1,4$ (adotando ar como fluido) teremos:

Casos	Caso a	Caso b	Caso c	Caso d
P2 =	0,16MPa=>0,6bar	0,18MPa=>0,8bar	0,20MPa=>1,0bar	0,22MPa=>1,2bar
T2 =	70°C	82°C	93°C	103°C

Com isto percebemos que para pressões de até 0,6bar, utilizando-se o álcool como combustível, podemos trabalhar sem a presença de um *intercooler*, já que as temperaturas na admissão não serão demasiadamente altas e tenderão a diminuir,

¹² A/R : *Área / Radius aspect*. Aspecto Área/Raio, ou seja, proporção entre a área de passagem dos gases na turbina/compressor e seu raio em relação ao centro da turbina/compressor

devido ao calor necessário para a vaporização do álcool. Mas para pressões acima de 0,6bar teremos que utilizar o *intercooler*, pois as temperaturas serão muito altas e poderão gerar pré-ignição da mistura ao ser comprimida nos cilindros do motor. É importante ressaltar que a temperatura na qual o ar é admitido no motor será menor que esta encontrada no cálculo, devido ao álcool absorver energia térmica ao ser vaporizado, baixando a temperatura da mistura, e as perdas de energia para as fronteiras com o meio externo. Aqui não foi equacionado o fato de o compressor não ser adiabático.



Fig. 08 – Tubulação de admissão

Devido à necessidade da turbina ficar alocada junto ao coletor de escape do motor, é necessário que o compressor fique ao lado da turbina. Com isto é necessária toda uma tubulação levando o ar comprimido pelo compressor até a borboleta e posteriormente ao coletor de admissão do motor,

conhecida popularmente como pressurização. Alguns *kit's* turbo já vem com a pressurização, enquanto outros requerem que esta tubulação seja feita sob encomenda. Para isto basta procurar uma loja de escapamentos especiais.

É importante ressaltar que devido ao sistema de admissão trabalhar sob pressão positiva, e este sistema não ter sido projetado para isto, alguns cuidados são necessários. Na tubulação deve-se procurar usar o máximo de metal possível, como os tubos de aço carbono ou inox, evitando a utilização de tubos de borracha ao mínimo possível, pois estes tendem a rachar e rasgar com as solicitações impostas.

Portanto, limita-se a utilização de tubos de borracha apenas nas junções entre tubos de metal, de forma a garantir a vedação do sistema. Existem modelos prontos desta tubulação em borracha para as adaptações em lojas especializadas em equipamentos para preparação de motores. A perda de pressão pelo sistema de admissão costuma ser uma falha muito comum em adaptações de sistemas de sobrealimentação e sua maior causa costuma ser falhas na vedação do sistema.

Para cálculo do diâmetro da tubulação recomenda-se que a velocidade de escoamento do sistema seja inferior a (Mach) $M < 0,3$ de modo a termos um baixo coeficiente de arrasto na tubulação do sistema. Vejamos um exemplo:

$v = \text{velocidade} \cdot \text{limite} \cdot \text{na} \cdot \text{tubulação}$

$$v_{mack} = 345 \frac{m}{s} \quad \text{Eq. 27}$$

$$\dot{V} = \frac{\text{Volume} \cdot \text{dos} \cdot \text{gases} \cdot \text{de} \cdot \text{admissão}}{\text{tempo}}$$

$A = \text{Área} \cdot \text{da} \cdot \text{tubulação}$

$D_{\text{tubulação}} = \text{Diâmetro} \cdot \text{da} \cdot \text{tubulação}$

$$v_{\text{limite}} = 0,3 \times v_{mack} = 0,3 \times 345 \frac{m}{s} = 103,5 \frac{m}{s}$$

$$v_{\text{limite}} = \frac{\dot{V}}{A} \Leftrightarrow A = \frac{\dot{V}}{v_{\text{limite}}} \quad \text{Eq. 28}$$

$$\dot{V} = 1,6L @ 6600rpm = 1,6e-3m^3 \times 6600rpm \times \frac{1\text{rotação}}{60rpm} \times \frac{1\text{ciclo}}{2\text{rotação}} = 8,8e-2 \frac{m^3}{s}$$

$$A = \frac{\dot{V}}{v_{\text{limite}}} = \frac{8,8e-2 \frac{m^3}{s}}{103,5 \frac{m}{s}} = 8,5e-4 m^2 \Rightarrow$$

$$D_{\text{tubulação}} = \sqrt{\frac{4 \times A}{3,14}} = \sqrt{\frac{4 \times 8,5e-4}{3,14}} = 3,29e-2 m = 1,29 \text{ pol} \quad \text{Eq. 29}$$

Como temos alguns padrões para a disponibilidade de tubos de admissão no mercado, poderemos utilizar para este caso a tubulação de 2,0pol. Não se recomenda aumentos elevados da tubulação, sob pena de aumentar o volume a ser pressurizado antes da admissão, e conseqüentemente o lag do turbocompressor.

Note que este modelo não leva em conta o aumento de pressão do ar realizada pelo compressor, já que estudos mostram pouca correlação entre o aumento de pressão e o aumento de arrasto. O modelo acima não leva em conta o aumento de temperatura do ar pelo compressor, já que este irá por consequência aumentar o valor do número de Mach, sendo, portanto, um modelo conservador.

5.3 *Intercooler*

O *intercooler* apesar de ser parte integrante do sistema de admissão de ar, é um componente muito importante, de modo a ser analisado em separado do resto do sistema neste estudo, conforme BELLS, 1997 em *Maximum Boost*.

A função do *intercooler* é resfriar o ar que foi aquecido durante o processo de pressurização pelo compressor. Como se sabe todo compressor, ao pressurizar o fluido, gera o seu aquecimento.

Neste item, estaremos tratando do *intercooler* do tipo ar-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 para não aquecer o ar enquanto se pressuriza e 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.



Fig. 09 – Intercooler

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 elimina 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 fórmula 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:

$$E_i = \text{Eficiência} \cdot \text{do} \cdot \text{intercooler}$$

$$T_n = \text{Temperatura} \cdot \text{de} \cdot n. (\text{sempre utilizar temperaturas absolutas em Kelvin})$$

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

Eq. 30

para um intercooler com:

$$E_i = 60\%$$

$$T_{\text{ambiente}} = 25^\circ\text{C} = 273 + 25 = 293\text{K}$$

$$T_{\text{pressurizado}}^{\text{antes}} = 25^\circ\text{C} + 105^\circ\text{C} = 130^\circ\text{C} = 423\text{K} \cdot (\text{compressor com } 60\% \cdot \text{eficiência @ 1bar})$$

$$T_{\text{pressurizado}}^{\text{depois}} = T_{\text{pressurizado}}^{\text{antes}} - (T_{\text{pressurizado}}^{\text{antes}} - T_{\text{ambiente}}) \times E_i = 423 - (423 - 293) \cdot 60\% =$$

$$T_{\text{pressurizado}}^{\text{depois}} = 345\text{K} = 345 - 273 = 72^\circ\text{C}$$

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:

$$\Delta\rho = \text{Variação} \cdot \text{de} \cdot \text{densidade}$$

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

Eq. 31

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:

i. 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.

ii. 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 anteriormente.

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 i e ii, 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 sozinha, 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*.

5.4 Coletor de escape

O coletor de escape é a tubulação que conduz os gases de escape para a turbina, que da turbina irão para o sistema de escapamento.

O coletor de escape de veículos com grande volume de vendas já possuem modelos prontos, em ferro fundido. Os veículos onde não existem coletores prontos necessitam da construção do coletor de escape em tubos.



Fig. 10 – Coletor de escape com turbocompressor e wastegate

Algumas recomendações são feitas em relação ao coletor de escape:

- Deve ser o mais curto possível, para evitar a perda de energia térmica para o ambiente antes dos gases passarem pela turbina;
- Devem ter dutos de comprimento igual, para que efeitos como ressonância, entre outros, ocorram à mesma frequência;
- O diâmetro do duto deve seguir o do cabeçote, nunca sendo menor. Isto evitará diminuição ou aumento de velocidade do fluxo. Caso deseje atrasar a entrada do turbocompressor, pode-se optar por um tubo com diâmetro levemente superior ao do cabeçote, mas devido à complexidade do assunto, sugere-se evitar esta medida;
- Evitar curvas acentuadas para não haver mudanças repentinas no fluxo e conseqüente perda de carga e tensão localizada no material;
- Sugerimos a utilização de isolamento por meio de mantas térmicas, pois a energia em forma de calor neste componente tende a aumentar consideravelmente a temperatura no cofre do motor, além de ser uma energia que não será utilizada na movimentação das pás da turbina.

Um aspecto a ser considerado com o coletor de escape é que o desenho deste deve possibilitar o correto posicionamento e manutenção do turbocompressor (GM SPORT, 2004). Alguns modelos existentes no mercado ainda não têm o refinamento necessário para uma correta adaptação e posicionamento.

5.5 Conjunto de embreagem e platô

O conjunto de embreagem e platô tem por função efetuar o acoplamento do volante do motor à transmissão. O parâmetro mais crítico para o dimensionamento de uma embreagem é o torque a ser transmitido.



Fig. 11 e 12 – Embreagem de modelo com pastilhas de cerâmica e tradicional

Em um motor turbinado o meio de aumentar a potência é o aumento do torque, conforme visto na secção 1.2. Assim, a embreagem passa a ter sua durabilidade muito comprometida, havendo casos onde a embreagem não consegue se manter acoplada com o novo torque gerado.

Para aumentar a capacidade de transmissão de torque da embreagem existem algumas técnicas:

- Aumentar a área de contato por onde será transmitido torque. Esta técnica é difícil de aplicar, pois a área já foi otimizada pelo fabricante da embreagem, portanto o aumento da área teria de ser interno, pois externamente este seria limitado pela carcaça da transmissão.
- O aumento da carga das molas seria um método muito interessante, porém este método aumenta muito o desgaste do material de contato da embreagem, por aquecê-la demasiadamente diminuindo muito a vida útil da embreagem. Para pequenos acréscimos de potência, este método seria muito interessante, mas para nossa meta de ganho não é o recomendado.
- Recomendamos a troca da embreagem e platô por um sistema com material de contato em pastilhas de cerâmica sinterizada com molas para diminuir a vibração

durante o acoplamento junto da utilização de uma carga mais alta nas molas do platô, segundo orientação do fabricante. Este método tem uma boa vida útil, custo pouco acima do original porém tem três grandes desvantagens:

- com o aumento na carga do platô (em média 900lbf) o pedal fica pesado para o acionamento;
- as pastilhas não permitem a utilização de uma mola entre o disco de embreagem e o material de contato/desgaste, como as embreagens de lona tradicionais, o que torna o acoplamento da embreagem muito brusco e gera trepidações, causando desconforto aos ocupantes o veículo;
- o acoplamento brusco da embreagem pode causar danos em coxins do motor e transmissão além de possibilitar problemas nas engrenagens por micro fissuras.

É importante frisar que a embreagem deve ter sua carga dimensionada pelo fabricante do novo sistema de forma a transmitir todo o torque necessário, mesmo quando a temperatura de funcionamento aumenta com o uso constante, porém não deve gerar acoplamentos muito bruscos, já que estes danificam a transmissão.

5.6 Bomba de Combustível

Devido a necessidade de trabalhar com álcool, que naturalmente já exige maior vazão (já que a proporção estequiométrica é de 8,4:1 enquanto a gasolina é de 13,5:1) e devido à necessidade de maior pressão na linha de combustível quando existe pressão positiva no coletor, há a necessidade de se trocar a bomba original do veículo por uma de maior vazão, caracterizando uma alteração necessária.

Para veículos nacionais com turbocompressor adaptado, recomenda-se a utilização da bomba elétrica original do gol GTI. Esta bomba é interessante devido a sua

capacidade de suportar a oxidação gerada pela utilização de álcool e devido a seu dimensionamento suportar os novos regimes de trabalho do motor. Testes em campo demonstram que esta bomba é capaz de alimentar motores de até 250cv, trabalhando a 3bar (a uma vazão de 2,5L/min). A bomba de combustível da GM Blazer 6 cilindros é uma alternativa viável com menor custo (com curva de vazão e pressão similar, mas menor durabilidade). Bombas de combustível de carros originalmente a álcool seriam hipóteses a se testar, principalmente com o advento dos motores bi-combustíveis. Existem testes em campo onde se utiliza a bomba do Fox Flex, mas ainda não são conclusivos.



Fig. 13 – Bomba de combustível (DINAMICA BOMBAS, 2006)

Devem-se evitar pressões muito altas, como acima de 5bar, quando com pressão positiva no coletor devido à diminuição acentuada da vida útil da bomba elétrica de combustível ao operar com pressões elevadas (DINAMICA BOMBAS, 2006). A utilização de alta pressão na linha é o motivo mais comum na qual a bomba apresenta defeito, sendo seguida pelo superaquecimento da bomba por aspiração de ar, ou pela pouca quantidade de combustível, sendo que a mistura em quantidades altas de água também causa uma falha à bomba de combustível. Caso

seja necessária uma alta pressão na linha de combustível, recomendamos a utilização de duas bombas em série.

Pressões abaixo de 1,5bar, mesmo em regimes parciais, não são recomendadas devido à possibilidade do bico injetor não atomizar adequadamente o combustível e gerar o "gotejamento", que é a má atomização do combustível, gerando uma mistura não suficientemente homogênea, que ocasionam uma combustão incompleta dentro da câmara já que as moléculas de combustível não conseguem se misturar adequadamente com as de oxigênio para gerar uma combustão completa.

5.7 Bico injetor de combustível

Os bicos injetores de combustível são orifícios fechados por uma agulha, onde a dosagem da quantidade de combustível se dá pela regulação do tempo de abertura da agulha do bico injetor e pela pressão da linha de combustível por ciclo do motor.



Fig. 14 e 15 – Bico injetor de combustível

Como os bicos originais costumam ser a gasolina temos que trocá-los por bicos a álcool com cerca de 50% a mais de vazão para o correto funcionamento do motor

trabalhando com álcool (mantendo a pressão de trabalho constante). Devem-se procurar bicos originais de motores a álcool com a mesma impedância (em geral 16Ω para bicos multiponto, dependendo do fabricante do motor) e a vazão próxima à desejada, e o acerto fino da mistura se dará pela regulagem da pressão da linha de combustível, que deve ser próxima à da condição original do motor. Desta forma estaremos suprindo o motor com a quantidade necessária de combustível durante sua fase aspirada.

Para alimentar o motor com a quantidade extra de combustível necessária, quando o compressor inicia a pressão positiva no coletor, temos duas soluções:

- i. Aumento da pressão na linha quando houver pressão positiva no coletor de modo a suprir a demanda maior de combustível. Esta técnica necessita de um dosador de combustível que faça a leitura da pressão no coletor e a relacione com o aumento de pressão na linha;
- ii. Instalação de um ou mais bicos extras que entrarão em atuação quando o motor passar a ter pressão positiva no coletor;

Cada método tem suas vantagens e desvantagens que serão discutidas posteriormente nas seções 5.13 e 5.18, mas já é válido adiantar que o método com bico suplementar permite maior flexibilidade, mas tem um custo superior.

5.8 Dosador de combustível

O dosador de combustível tem por função manter a linha de combustível pressurizado, a uma dada pressão, e manter um diferencial entre a pressão no coletor e a linha de combustível. Assim não importa se a borboleta está aberta (pressão atmosférica no coletor) ou fechada (pressão negativa no coletor) teremos sempre o mesmo diferencial entre os bicos injetores e o coletor (em geral este

diferencial para motores com um injetor para cada cilindro é de 2,0bar, logo com borboleta aberta a pressão na linha deve ser de 3,0bar), para motores originais de fábrica.



Fig. 16 – Dosador de combustível 1:1 com regulagem (SPA, 2006)

5.8.1 Utilização de um ou mais bicos auxiliares

Para a alimentação do motor seja pelo uso de um ou mais bicos auxiliares, é necessário um dosador que tenha a pressão inicial regulável, para um ajuste fino nos bicos de baixa (ou regime aspirado) e um bom controlador para o(s) bico(s) auxiliar. Dependendo da vazão de combustível requerida, será preciso o uso de uma linha extra somente para o(s) bico(s) auxiliar com seu próprio dosador.

5.8.2 Utilização de dosador HPi na linha

Caso a escolha para a alimentação seja pelo uso de um dosador HPi, será necessário o acerto deste dosador, de forma a regular uma proporção entre o ganho de pressão na linha e a subida de pressão pelo compressor.

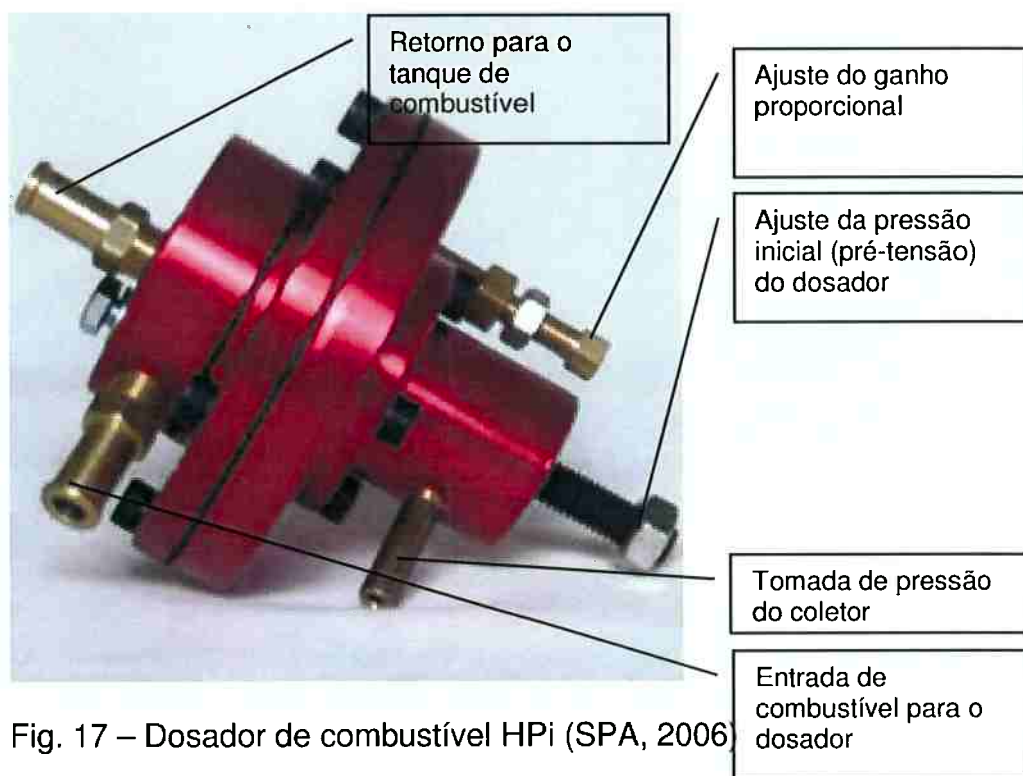


Fig. 17 – Dosador de combustível HPi (SPA, 2006)

O dosador HPi substituirá o dosador original do motor. Ele terá:

- Entrada de combustível para o dosador: Que é onde se conecta a linha de combustível após a flauta;
- Retorno para o tanque de combustível: Onde se conecta a linha de retorno do combustível ao tanque;
- Tomada de pressão no coletor: A tomada de pressão do coletor será conectada ao coletor para indicar como será o ganho de pressão na linha, em função da pressão no coletor;
- Ajuste da pressão inicial do dosador: Tem função de ajustar a pressão da linha de combustível a certo patamar. Um sistema bem ajustado tem a pressão inicial perto da pressão inicial de um veículo original;
- Ajuste do ganho proporcional: válvula que ajusta o ganho na qual o dosador irá trabalhar. Em geral pode-se ajustar de 1:1 até mesmo 5:1;

O ajuste do combustível pelo HPi é relativamente simples.

- i. Com a pressurização desconectada, de forma a não haver pressão positiva no coletor, se ajusta a pressão inicial do sistema, de forma ao veículo ter o máximo de desempenho com linearidade para o regime aspirado do motor.
- ii. Com a pressurização conectada se ajusta o ganho do HPI para ter uma mistura adequada quando houver pressão positiva no sistema.

A utilização do HPI é bastante interessante, desde que não se ultrapasse algumas limitações de projeto:

- Os bicos não funcionam corretamente com altas pressões de linha. Logo se deve evitar uma pressão diferencial (entre linha de combustível e coletor) maior que 5bar, pois o tempo de abertura e fechamento do bico passa a ser afetado;
- A pressão inicial não deve ser excessivamente baixa, pois o combustível não conseguirá um bom leque e não haverá uma boa vaporização, gerando uma queima incompleta e aumento no consumo de combustível;
- A pressão na linha não deve ser excessivamente alta, pois as mangueiras e conexões podem apresentar problemas de vazamento, gerando um grave risco à segurança, e a bomba irá apresentar problemas muito cedo, pois existe um alto desgaste da bomba com altas pressões;
- Cuidado com variações climáticas, pois a regulagem do dosador é sensível. Logo recomenda-se uma regulagem conservadora.

Assim percebemos que o uso do HPI é indicado para veículos onde a pressão do turbocompressor é baixa (de 0,6bar para menos), havendo uma baixa necessidade de aumento no consumo de combustível.

Para casos onde se deseja pressões de turbocompressor alta, é recomendada a utilização de outras metodologias para a alimentação do motor, já que a variação da pressão de combustível seria muito grande.

5.9 Linha de combustível

A linha de combustível tem por função levar o combustível do tanque para o motor, e efetuar a volta do excesso de combustível para o tanque (linha de retorno). A utilização da linha de combustível original é possível, mas não se recomenda devido

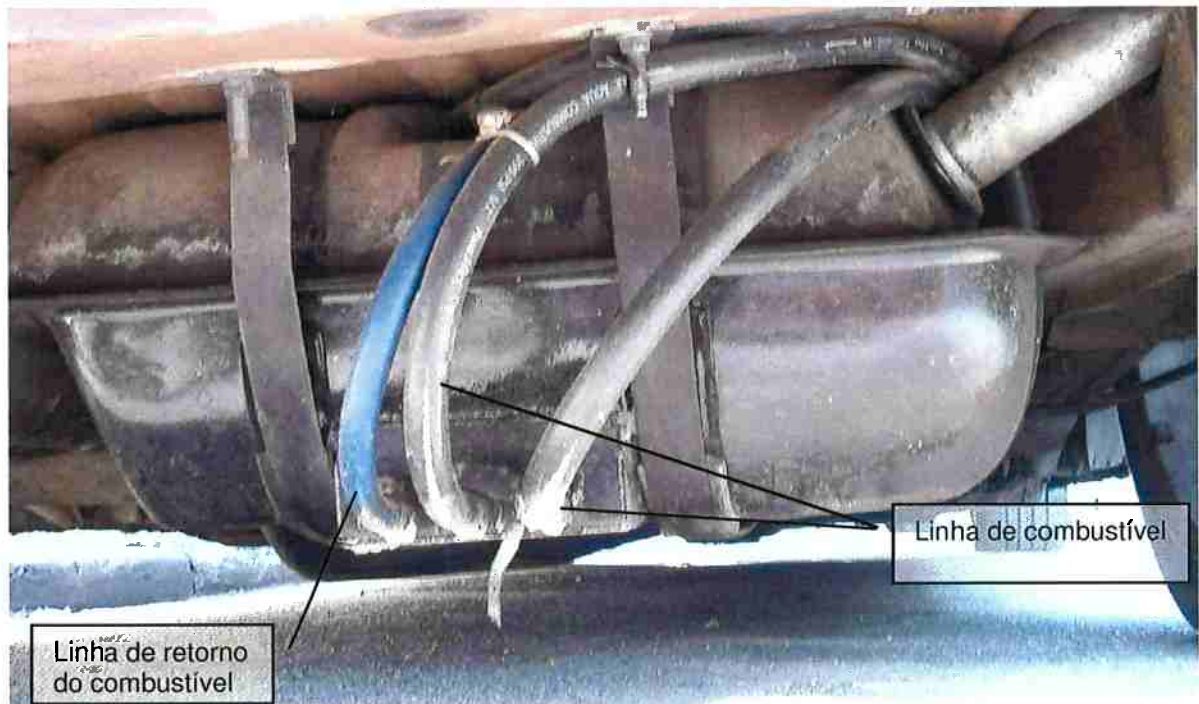


Fig. 18 – Linha de combustível e retorno adaptado a tanque de combustível

ao aumento de pressão de trabalho na linha e o maior volume de combustível necessário por se trabalhar com álcool. Lembrar que, ao existir pressão positiva no coletor, o dosador HPi estrangula o retorno da linha, aumentando a pressão na linha e possibilitando a ocorrência de vazamentos. Para evitar este problema, troca-se a linha original por uma de maior diâmetro e resistente a pressões de até 10bar, que possibilita maior vazão, e conseqüentemente menores perdas de carga, exigindo menos esforço da bomba de combustível.

Em relação ao diâmetro da linha de combustível, 70% a mais de diâmetro que o original será o suficiente para uma pressão no coletor de 0,6bar. Uma metodologia para o cálculo do diâmetro da linha seria:

$$D_n = \text{Diâmetro} \cdot \text{da} \cdot \text{mangueira} \cdot n$$

$$D_{turbo} = 1,2 \times D_{original} \times \sqrt{1 + p_{positiva-coletor}} \quad \text{Eq. 32}$$

Exemplo:

$$D_{original} = 6,0mm$$

$$p_{positiva-coletor} = +1,0bar$$

$$D_{turbo} = 1,2 \times 6,0 \times \sqrt{1+1} = 10mm$$

Apesar da simplicidade da substituição da linha de combustível é necessário cuidado, pois qualquer vazamento pode causar até fogo no veículo, sendo este um componente bastante crítico necessitando cuidado na escolha do material e execução da alteração.

5.10 Válvula de alívio

A válvula de alívio tem a função de regular a pressão máxima que o compressor irá pressurizar o coletor. Seu funcionamento é através do desvio para a atmosfera ou escapamento dos gases de escape antes destes passarem pela turbina (rotor quente) de modo a limitar a pressão gerada no coletor pelo compressor (ver secção 1.2).

O uso da válvula de alívio é necessário para impedir o aumento descontrolado da pressão no coletor de admissão do motor. Este controle é muito importante para a durabilidade e funcionamento do motor.



Fig. 19 e 20 – Válvula de alívio externa e integrada

A válvula de alívio tem uma tomada de pressão, em geral na saída do compressor, e uma regulação para a correta seleção da pressão na qual ela desviará parte dos gases de escape criando um *bypass* entre o coletor de escape e o escapamento.

Basicamente temos dois tipos de válvulas de alívio:

- Integradas: onde estas são parte da caixa quente;
- Externas: onde a válvula é posicionada no coletor;

As válvulas externas têm tido resultados mais adequados, porém as válvulas integradas (ou integrais) costumam ocupar menos espaço, facilitando a instalação.

A válvula de alívio é um componente bastante robusto, mas uma falha neste componente poderá provocar a quebra do motor por excesso de esforços. Logo um manômetro de pressão no coletor é fundamental para monitorar o funcionamento desta válvula.

5.11 Válvula de prioridade

Na operação do motor quando a borboleta do acelerador se fecha e o sistema de admissão está pressurizado, a pressão entre o compressor e a borboleta pode subir

muito e danificar o sistema devido à inércia do compressor, já que o compressor entra em *surge*, que é uma região de operação instável. Para isto se utiliza a válvula de prioridade, que é alojada entre o compressor e a borboleta de admissão. Ela é a responsável pelo conhecido assobio quando se alivia o pé do acelerador, conhecido popularmente por espirro da turbina.



Fig. 21 – Válvula de prioridade

A válvula pode ser por membrana ou pistão. As de pistão costumam ter um melhor desempenho a um custo maior.

A válvula de alívio tem uma tomada de vácuo, que irá auxiliar a válvula a abrir quando houver vácuo no coletor e pressão na pressurização. É importante a tomada de vácuo estar funcionando perfeitamente, caso contrário a válvula não funcionará. A não abertura da válvula de prioridade gera um ruído alternado de média frequência na boca do compressor.

Deve ser posicionada perto da borboleta ou no *intercooler*.

5.12 Controlador de Bico Auxiliar

Para a alimentação da quantidade extra de combustível necessária pelo uso do turbocompressor, a utilização de um ou mais bicos extra de combustível é uma metodologia eficaz.

Além do bico injetor de combustível é necessário um controlador para o bico extra capaz de entregar a quantidade correta de combustível ao motor, conforme sua necessidade momentânea quando com pressão positiva no coletor.

Assim como a alimentação do motor via um dosador HPI, a utilização de um controlador de bico extra tem algumas características próprias com seus prós e contras:

- Maior versatilidade e possibilidade de ajustes (possibilidade de utilização de maior pressão no coletor, sem a desvantagem de baixa pressão inicial na linha de combustível, como no HPI);
- Maior quantidade de ajustes;
- Maior complexidade com mais componentes sujeitos a falhas;
- Maior custo, devido a maior número de componentes e complexidade.

Como o objetivo do controlador de bico extra é um ajuste adequado da quantidade extra de combustível necessária para o motor, quando operando com pressão positiva no coletor, é necessário que seu funcionamento básico seja uma função da pressão no coletor e rotação.

$$\text{Tempo de injeção} = f(\text{Rotação}; \text{Pressão no coletor})$$

Logo o controlador deverá ajustar a quantidade correta de combustível, de modo que o motor trabalhe nas condições desejadas (seja para máxima potência, controle da temperatura de escape ou outra).

Para este controle existem controladores digitais e analógicos.

Os controladores analógicos possuem menor quantidade de recursos, porém costumam ser bastante simples de operar. Seu funcionamento baseia-se na extrapolação de uma curva teórica de consumo de combustível em função da rotação do motor e pressão no coletor. Com três ajustes básicos, consegue-se um bom resultado para a alimentação do motor:

- Início da pressão na qual o bico injetor irá pulsar (ex. pulsar a partir de 0,2bar);
- Ajuste da baixa, que é o ajuste do tempo de abertura do bico para baixa rotação e baixa pressão positiva no coletor (ex. pulsar 0,02ms por ciclo a 2000rpm e 0,3bar);
- Ajuste da alta, que é o ajuste do tempo de abertura do bico para alta rotação e alta pressão positiva no coletor (ex. pulsar 4,0ms por ciclo a 6000rpm e 1,5bar).

Assim se consegue acertar a quantidade de combustível conforme a necessidade do motor em carga e rotação.

Um controlador, como o acima, é capaz de um bom ajuste da quantidade necessária de combustível no motor, em geral melhor que com um dosador HPi, que tem sua regulagem bastante sensível a condições do ambiente (temperatura, pressão, umidade, etc).

Porém se um ajuste maior for desejado existem sistemas mais complexos. Como estes sistemas são em sua maioria digitais, citaremos aqui suas características mais comuns, segundo informações dos fabricantes:

- Correção por mapa pressão x rotação;
 - Mapa construído ponto a ponto, e não por ajuste de curva básica.
- Realimentação e correção por sonda lambda;
- Correção por temperatura da água;
- Correção por variação na voltagem;
- Correção por temperatura do ar ambiente.

Existem outras correções possíveis, mas estas são as básicas. As correções são importantes, sendo uma das fundamentais a por sonda lambda, apesar de sua utilização requerer cuidados com perigo de obtermos altas temperaturas no escape e possibilidade de quebras, se mal ajustado. Porém o maior diferencial dos controladores digitais dos analógicos está na possibilidade de construção do mapa pressão x rotação ponto a ponto. Ao possibilitar uma maior liberdade ao técnico responsável pelo ajuste este controlador possibilita um ajuste mais fino do sistema. Do mesmo modo a complexidade e possibilidade de erro no ajuste também crescem. Logo é importante pesar entre um sistema mais simples e outro mais complexo e verificar se o excesso de alternativas não levará a erro ou ajuste errado.

5.13 O Bico Auxiliar

O bico auxiliar é o componente para ser utilizado conjuntamente com o controlador de bico extra. Com o bico extra, a metodologia de alimentação do motor na fase turbo está relacionada à existência de mais um (ou mais) bico pulsando conforme necessidade, e não mais ao aumento na pressão da linha.

Em um motor quatro cilindros pode-se optar por quatro bicos, um em cada cilindro.

Esta seria a melhor metodologia, mas esbarra em dois problemas:

- Construção do coletor de admissão com dois bicos para cada cilindro/duto de admissão. Esta construção é trabalhosa, e nem sempre existe espaço físico suficiente. Sugere-se esta construção para veículos onde se busca grandes aumentos de potência, quando apenas um bico não seja suficiente;
- Maior custo e complexidade, devido a necessidade de quatro bicos extra, ao invés de apenas um, além de mangueiras e nova flauta para alimentação.

Ao invés de quatro bicos no coletor de admissão, se utiliza apenas um bico mono na pressurização, pouco antes da borboleta. Esta metodologia tem o mérito de ser mais fácil de instalar, porém terá o aumento de potência limitado à vazão do bico. Um bico muito utilizado é o bico do GM Monza monoponto a álcool. Este bico originalmente alimentava um veículo com mais de 100cv. Assim, pode-se supor que alimentará ao menos mais 100cv, pois ao aumentar a potência de um motor, via sobrealimentação, as perdas internas do motor por atrito não aumentam na mesma medida que o aumento de potência.

Para a instalação de bicos na pressurização recomenda-se a utilização de bicos monoponto (em geral 3Ω) preferencialmente a álcool, devido a maior vazão destes. Para a instalação de bicos no coletor, recomenda-se a utilização de bicos multiponto (em geral 16Ω), preferencialmente a álcool. Para aplicações severas, com ganhos de potência acima de três vezes o original, tem-se utilizado bicos monoponto em paralelo com bicos multiponto no coletor. Para conseguir alimentar a quantidade necessária de combustível que um motor como este demanda, e lembrando também que motores como estes giram a rotações muito altas, o bico acaba tendo diminuído seu tempo de injeção.

Uma das vantagens do uso de um bico extra na pressurização está na vaporização do combustível antes da câmara e conseqüente diminuição da temperatura da mistura ar-combustível.

Vamos fazer uma simulação para vermos quanto um combustível como o álcool pode baixar a temperatura da mistura ar-combustível ao ser injetado na admissão:

A simulação é para um motor 1,6L com:

$$V_{motor} = 1,6L = 1,6 \times 10^{-3} m^3$$

$$E_v = 90\%$$

$$rpm = 6000rpm = 100Hz$$

$$\rho_{ar@20^\circ C@1bar} = 1,22kg / m^3$$

$$\dot{m}_{ar-antes} = 1,6 \times 10^{-3} \times \frac{100}{2} \times 0,90 \times 1,22 = 8,78 \times 10^{-2} kg / s \quad \text{Eq. 33}$$

$$T_{antes-bico} = 126^\circ C \cdot (Temp \cdot ap\u00f3s \cdot compressor \cdot 1 + 1bar \cdot @ \cdot 60\% \cdot efici\u00eancia)$$

$$\rho_{ar@126^\circ C@1+1bar} = 1,80kg / m^3$$

$$\dot{m}_{ar-depois} = 1,6 \times 10^{-3} \times \frac{100}{2} \times 0,90 \times 1,80 = 12,96 \times 10^{-2} kg / s$$

$$\Delta \dot{m}_{ar} = 4,18 \times 10^{-2} kg / s$$

$$Ado \ tan \ do \cdot \ rela\u00e7\u00e3o \cdot \ estequiom\u00e9trica \cdot \ m\u00e1ssica \cdot \ ar \ : \ \u00e1lcool = 8 : 1$$

no \ bico \ teremos :

$$\dot{m}_{\u00e1lcool} = \frac{4,18 \times 10^{-2}}{8} = 5,22 \times 10^{-3} kg / s \quad \text{Eq. 34}$$

$$Para \cdot t = 1,0s$$

$$c_v^{\u00e1lcool} = 8,58 \times 10^5 J / kg \cdot (vaporiza \ @ \ 78,3^\circ C)$$

$$c_{latente}^{\u00e1lcool} = 2,41 \times 10^3 J / (kg \times K)$$

$$c_{latente}^{ar} = 1,00 \times 10^3 J / (kg \times K)$$

Supondo \ apenas \ vaporiza\u00e7\u00e3o \ do \ \u00e1lcool :

$$Q_{\u00e1lcool} = m_{\u00e1lcool} \times c_v^{\u00e1lcool} = 5,22 \times 10^{-3} \times 8,58 \times 10^5 = 4,48 \times 10^3 J \quad \text{Eq. 35}$$

$$Q_{\u00e1lcool} = Q_{ar-depois} = m_{ar-depois} \times c_{latente}^{ar} = 12,96 \times 10^{-2} \times 1,00 \times 10^3 \times \Delta T = 4,48 \times 10^3 \quad \text{Eq. 36}$$

$$\Delta T_{ar-depois} = 34,6^\circ C, e :$$

$$\Delta T_{ar} = 107,1^\circ C$$

Assim notamos que o \u00e1lcool tem papel fundamental no controle da temperatura da mistura admitida no motor. Notamos que a vaporiza\u00e7\u00e3o do combust\u00edvel injetado pelo bico extra gera uma varia\u00e7\u00e3o de:

$$\Delta T_{ar-depois} = 34,6^\circ C$$

O que \u00e9 significantemente importante. Tamb\u00e9m, \u00e9 muito importante notar que, a varia\u00e7\u00e3o total de temperatura para todo o volume controle (cinco bicos e todo o volume de ar admitido) \u00e9 de:

$$\Delta T_{ar} = 107,1^\circ C$$

Assim a temperatura realmente admitida pelo motor seria ao redor de:

$$T_{motor} = 126 - 107,1 = 19,9^{\circ}C$$

Esta temperatura já pode ser considerada acima do normal, dado que o combustível ao vaporizar, em uma situação normal levaria a mistura ar-combustível a uma temperatura menor que esta.

Assim, a partir deste ponto, seria interessante passar a pensar na utilização de um *intercooler*, de maneira a baixar a temperatura de admissão da mistura pelo motor.

A simulação anterior também serviu para exemplificar a importância da relação ar-combustível no controle da temperatura de admissão, e posteriormente escape.

Vamos verificar o quanto a temperatura é afetada:

$$\dot{m}_{ar-antes} = 8,78 \times 10^{-2} \text{ kg / s}$$

$$T_{antes-bico} = 126^{\circ}C \cdot (Temp \cdot após \cdot compressor \cdot 1 + 1bar \cdot @ \cdot 60\% \cdot eficiência)$$

$$\dot{m}_{ar-depois} = 12,96 \times 10^{-2} \text{ kg / s}$$

$$\Delta \dot{m}_{ar} = 4,18 \times 10^{-2} \text{ kg / s}$$

Relação estequiométrica mássica ar :

$$\dot{m}_{álcool}^{9:1} = \frac{4,18 \times 10^{-2}}{9} = 4,64 \times 10^{-3} \text{ kg / s}$$

Eq. 37

$$\dot{m}_{álcool}^{8:1} = \frac{4,18 \times 10^{-2}}{8} = 5,22 \times 10^{-3} \text{ kg / s}$$

$$\dot{m}_{álcool}^{7:1} = \frac{4,18 \times 10^{-2}}{7} = 5,97 \times 10^{-3} \text{ kg / s}$$

Assim teremos :

$$\Delta T_{ar-depois}^{9:1} = 30,7^{\circ}C$$

$$\Delta T_{ar-depois}^{8:1} = 34,6^{\circ}C$$

$$\Delta T_{ar-depois}^{7:1} = 39,5^{\circ}C, e :$$

$$\Delta T_{ar}^{9:1} = 95,2^{\circ}C$$

$$\Delta T_{ar}^{8:1} = 107,1^{\circ}C$$

$$\Delta T_{ar}^{7:1} = 122,5^{\circ}C$$

Notamos claramente que uma mistura mais rica (7:1 em relação a 9:1) proporciona uma mistura com até 27°C menos. Assim um leve enriquecimento da mistura pode

funcionar como um meio eficaz de garantir o controle de temperatura no motor. Porém é importante notar que ao trabalhar com mistura rica o motor tem um consumo maior de combustível e menor rendimento, em relação ao ponto estequiométrico de maior potência. Logo este método deve ser utilizado com ressalva, um bom *intercooler* é muito mais eficiente que uma mistura rica.

5.14 Sonda Lambda

A sonda lambda é um elemento em forma de dedal, fabricado de dióxido de Zircônio (um material cerâmico), coberto interna e externamente por uma fina camada de platina microporosa (MTE-THOMPSON, 2005). Esse elemento é, na verdade uma célula galvânica (pilha). Quando o dióxido de Zircônio é aquecido acima de aproximadamente 300°C, ele se torna um condutor elétrico conduzindo íons de oxigênio da camada interna de platina (em contato com a atmosfera), para a externa (em contato com os gases de escape).

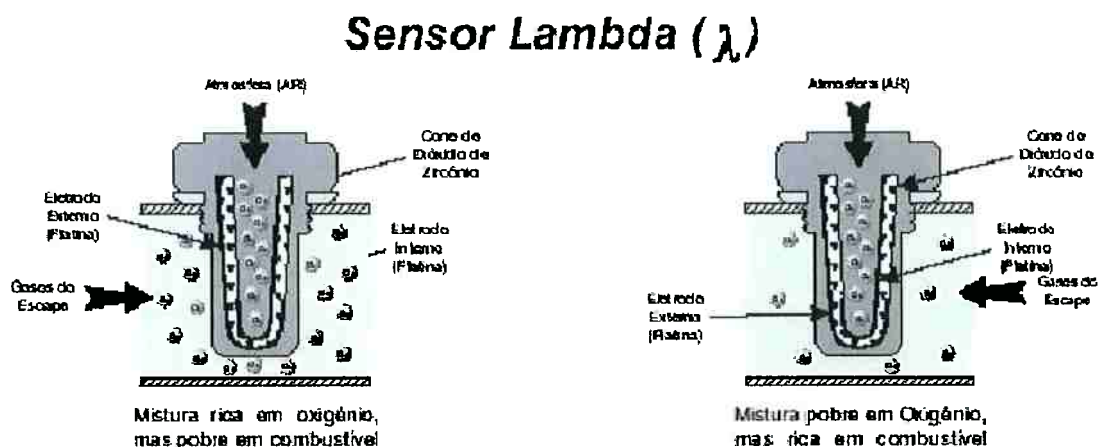


Fig. 22 – Sonda Lambda (MTE-Thompson, 2005)

Valores altos de tensão elétrica na sonda Lambda significam que praticamente todo o oxigênio injetado na câmara de combustão foi consumido, restando baixa concentração nos gases de escape. Valores baixos de tensão significam que o oxigênio está sendo injetado além do necessário para a queima do combustível. Portanto, ainda haverá oxigênio nos gases de escape. Lendo esta tensão, o módulo de injeção (*ECU*) pode ajustar a mistura ar/combustível, deixando-a o mais próximo possível do ideal¹³.

Valores de referência para a Sonda Lambda		
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

Tabela 01 – Relação estequiométrica e voltagem na sonda lambda (CRONOMAC, 2005)

Portanto é sempre importante utilizar uma sonda lambda e um *hallmeter* ou multímetro como forma de monitorar a mistura em um motor. Lembre que a sonda lambda tem uma pequena faixa de precisão, servindo para saber se temos mistura rica ou pobre. O acerto do motor deve levar em conta outros fatores como temperatura de escape e se possível empregar um sensor lambda linear, capaz de dizer qual a Lambda em cada momento. E importante lembrar que se o motor estiver com problemas de ignição, o sensor poderá acusar mistura pobre, pois haverá

¹³ Explicação segunda MTE-Thompson em seu website www.mte-thompson.com.br

oxigênio não reagido nos gases de escape. Então uma visão geral do motor é sempre necessária antes de efetuar alterações nas regulagens.

A sonda lambda deve ser instalada vinte centímetros após a turbina.

5.15 Medidores

Para a manutenção do bom funcionamento do motor é necessário saber como está o funcionamento de alguns componentes do motor. Para tanto são utilizados medidores diversos sendo que os mais importantes estarão listados abaixo:

5.15.1 Conta-giros

O conta-giros é um equipamento importante para o funcionamento do motor de um veículo. Serve para medir a rotação em que o motor se encontra. O usuário deve manter o motor abaixo da faixa de rotações máxima, de forma a não solicitar exageradamente o motor. Como em motores sobrealimentados buscamos um aumento do torque do motor, e não da rotação, como forma de aumento de potência, deve-se evitar exceder a rotação máxima especificado pelo fabricante, de modo a garantir uma vida longa ao motor. O excesso de rotação é a forma mais comum de mau uso de um motor sobrealimentado gerando sua quebra. Sua escala usual vai de 0 a 7000rpm, sendo encontrado até 10000rpm, mas esta faixa de rotação é muito incomum em motores autmotivos, apesar de comuns em motores de competição.

O uso de um conta-giros é considerado extremamente necessário, para garantir a vida do motor.

5.15.2 Manômetro de pressão no coletor

É um medidor importante, sendo seu uso considerado necessário tanto para o acerto do carro, quanto para a verificação da regulagem do sistema através da verificação de leituras incomuns. Mede a pressão que está no coletor de admissão. Usualmente aponta qual a pressão no motor acima da atmosférica (pressão positiva). É o principal parâmetro em um motor sobrealimentado, após o conta-giros. Para nosso escopo a pressão máxima será entre 0,6bar e 0,8bar, para que alcancemos cerca de 80% de aumento de potência.

5.15.3 Medidor de mistura - *Hallmeter*

O *hallmeter* tem por função verificar como se encontra a mistura ar-combustível. Logo é um medidor necessário para o acerto do motor assim como para a verificação se este se encontra dentro das condições especificadas, ou seja, com mistura rica em acelerações e estequiométrica em regimes constantes. Ele faz a leitura da sonda lambda e diz se a mistura está rica, estequiométrica ou pobre através de uma leitura em milivolts. A sonda lambda detecta o teor de oxigênio nos gases de escape e assim consegue estabelecer uma correlação entre o teor de oxigênio e a qualidade da mistura após a queima: quanto mais oxigênio mais pobre a mistura. Devido ao catalisador de um carro com injeção eletrônica necessitar trabalhar sob condições de mistura muito acertadas ($0,97 < \lambda < 1,03$) a injeção eletrônica utiliza a sonda lambda para efetuar estes ajustes continuamente e garantir uma relação ar/comb. muito próxima de 1,00. Ao efetuar o acerto da mistura ar/comb. em um motor com turbocompressor, o *hallmeter* auxilia para mostrar se a mistura encontra-se pobre ou rica.

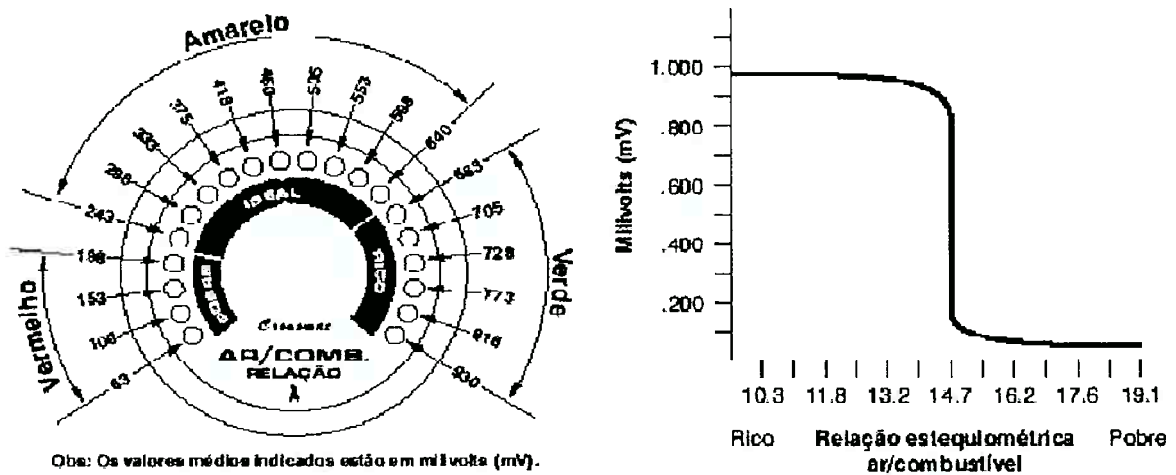


Fig. 23 – Hallmeter

Como se vê pelo gráfico entre a relação estequiométrica (quantidade de ar dividido pela quantidade de combustível) x voltagem. A voltagem é acima de 0,900V quando a mistura está rica e abaixo de 0,150V quando a mistura está pobre. A faixa estequiométrica ideal é muito curta, logo é difícil se acertar um motor para trabalhar com as variações de temperatura, altitude e pressão podendo fazer com que a mistura saia da faixa ideal. Ao trabalhar com a mistura pobre a temperatura dentro da câmara de combustão sobe muito. Logo se deve acertar um carro turbo para trabalhar com a mistura entre o ideal e o rico, nunca pobre. Misturas ricas não são aconselhadas, pois geram perda de potência, consumo excessivo e poluição excessiva. Como o *hallmeter* tem uma faixa de medição curta, este serve para dizer se a mistura está rica ou pobre e efetuar um acerto com uma qualidade mediana. A quantidade na qual a mistura está rica ou o quanto está pobre o *hallmeter* não consegue quantificar fora de uma faixa pequena, logo não se consegue acertar com precisão uma mistura rica com o *hallmeter*. A faixa ideal de trabalho da mistura em um motor não é com $\lambda = 1,00$ e sim com $\lambda \sim 0,86$ ou ao redor deste valor para obtermos potência máxima (variando um pouco de motor a motor). Mas se a mistura

estiver muito rica (como $\lambda < 0,75$) há risco da diluição do filme de óleo entre a parede do cilindro e os anéis/pistão e desgaste prematuro. Também pode ocorrer a contaminação do óleo por combustível, causando perda da viscosidade do óleo e perda do filme de óleo em regiões específicas, causando contato metal-metal podendo gerar desgaste prematuro do motor e posterior engripamento. Em misturas excessivamente ricas, como ocorre quando um bico injetor trava aberto pode ocasionar o calço hidráulico do motor, que pode até quebrar o bloco, sem contar perda de bronzinas, bielas, pistão, anéis e virabrequim (BRUNETTI, 1992).

5.15.4 Termômetro de água

Item de série na maioria dos carros. Para os veículos onde este termômetro é item de série, um segundo marcador não é recomendado, pois os ganhos seriam apenas na forma de maior precisão na coleta de dados. Nos carros onde este termômetro não é item de série, ele é necessário para evitar problemas como empenamento do cabeçote por alta temperatura, já que quando o motor trabalhar por longos períodos sob plena carga, a capacidade do sistema de refrigeração pode não ser suficiente para as novas especificações de trabalho do motor, requerendo alterações. A faixa usual é de 70°C a 120°C, sendo que os motores devem trabalhar entre 90°C e 95°C.

5.15.5 Manômetro de pressão de combustível

O manômetro de pressão de combustível é um equipamento importante no acerto do motor com sobrealimentação por turbocompressor. Um dos métodos mais simples para se acertar a quantidade de combustível a ser injetada no motor, quando a pressão no coletor começa a subir, é o aumento da pressão na linha de combustível. Como qualquer queda ou variação na pressão da linha de combustível poderá

causar erros na dosagem de combustível, este manômetro é bastante útil tanto no acerto do motor quanto na verificação de falhas.

Como um preparador experiente pode acertar o veículo sem este manômetro, utilizando um manômetro próprio, e depois o retirando, este equipamento não é considerado obrigatório, mas recomendado. Sua faixa de trabalho é de 0bar a 7bar. Costuma-se estabilizar a pressão da linha de combustível em valores próximos ao original, e trabalha-se com aumentos na linha que podem chegar a até 5bar. É importante ter em mente que baixas pressões de combustível geram misturas mal pulverizadas, ou seja, alto consumo, enquanto altas pressões danificam a bomba de combustível, a linha e os bicos injetores.

5.15.6 Manômetro de pressão de óleo

O óleo do motor tem duas funções principais:

- manter um filme entre as partes móveis do motor minimizando o atrito e desgaste;
- retirar calor das partes móveis do motor, servindo como fluido arrefecedor.

Portanto, manter uma pressão de óleo adequada é fundamental para a saúde do motor. Quedas de pressão de óleo podem significar que existem problemas no sistema, como baixa viscosidade do óleo, problemas na bomba de óleo ou entupimento do pescado. Seu uso é recomendado, mas opcional, já que um turbocompressor com deficiência na lubrificação irá travar em poucos minutos de uso.

5.15.7 Termômetro de óleo

Como a temperatura da água é padrão na maior parte dos carros, será interessante ter um termômetro de óleo para saber se o motor está muito quente, pois este reflete muito mais rapidamente as alterações de temperatura do que o termômetro de água. A faixa usual da temperatura do óleo é de 85°C a 140°C. Em motores refrigerados a ar, o motor pode atingir temperaturas mais altas. Seu uso é opcional.

5.16 *ECU* - Módulo Central de Controle do Motor

Em um motor com turbocompressor adaptado, temos que nos preocupar com o ajuste do combustível e do ponto de ignição. O combustível foi ajustado ou via um controlador de bico extra ou pelo acerto de um dosador do tipo HPI. Porém o ponto de ignição merece alguns cuidados (BELLS , 1997).

Devido à baixa taxa de compressão para um motor a álcool, já que este combustível tem alta resistência à detonação (octanagem), o ponto de ignição deveria ser avançado, durante o regime aspirado do motor, para aumentar a eficiência do motor. Assim o motor consumiria menos combustível e obteria maior potência.

Quando o motor encontra-se com pressão positiva no coletor, teremos uma maior turbulência no fluxo, mistura levemente rica e uma maior pressão no meio, fatos que aceleram a velocidade de combustão da mistura. Com isto é necessário atrasarmos o ponto de ignição, tanto para diminuir o pico de pressão na câmara, como para evitar as detonações que podem rapidamente destruir um motor.

Assim, o ideal seria uma reprogramação na *ECU* de forma a avançarmos a curva de ignição do veículo quando ele se encontra em regime aspirado e atrasarmos o ponto quando houver pressão positiva no coletor.

Porém um motor naturalmente aspirado não tem nenhum componente capaz de medir a pressão positiva no coletor; então como acertar o funcionamento do motor para uma situação que o motor não sabe que existe? É importante notar que a maior parte dos veículos nacionais atuais obtém a pressão no coletor por meio de um MAP¹⁴, um sensor medidor de pressão. Porém, este sensor trabalha de 0 a 1atm (absoluto). Logo para pressão acima da atmosférica o sensor não é capaz de saber a pressão e informar ao *ECU*. Em modelos onde a pressão positiva gera uma leitura fora da escala e acusa erro na *ECU* se pode instalar um *clumper*, aparelho digital que trava a leitura da MAP em um valor máximo, impedindo o sistema de acusar erro.

Devido a esta limitação de projeto existem quatro saídas:

- Manter configuração original do *ECU*;
- Programar a *ECU* para o pior caso;
- Instalar um controlador capaz de atrasar o ponto de ignição proporcionalmente ao aumento de pressão;
- Trocar o MAP por um modelo capaz de medir pressão positiva e reprogramar a *ECU*.

Cada um dos métodos tem seus benefícios e problemas e serão discutidos nas secções a seguir;

5.16.1 Manter configuração original do *ECU*

Ao optar por manter configuração original do *ECU* existe uma grande hipótese a ser testada: o motor não apresentará detonação quando pressurizado. Caso se vá utilizar álcool em um veículo onde a taxa de compressão é original de gasolina e

¹⁴ MAP-*Manifold Air Pressure*, componente que mede a pressão no coletor de admissão e converte para um sinal elétrico, em geral tensão entre 0-5V

com uma pressão no coletor baixa até 0,7bar existem grandes chances de o motor trabalhar livre de detonação. Se não houver um grande pico de pressão, o que é improvável para esta pressão de coletor, o motor terá um funcionamento regular em toda sua faixa de rotação. Porém, motoristas mais exigentes notarão a falta de força antes de pressurizar, devido à falta de ponto de ignição sob este regime de trabalho. É importante notar que ao manter configuração original do *ECU*, os riscos de detonação aumentam severamente conforme aumentam a pressão positiva no coletor. Portanto este método é desaconselhável.

5.16.2 Programar a *ECU* para o pior caso

Este é o método que tem menor custo dentro dos que se escolhe alterar o ponto de ignição. Neste caso se aumenta o avanço do ponto de ignição em regimes de rotação onde o motor não pressuriza, por exemplo, entre 1000rpm a 3000rpm e WOT se aumenta o ponto de ignição em cerca de 8º para compensar a baixa taxa de compressão, sendo os valores exatos variam de motor a motor.

Em regimes onde o motor pode se encontrar pressurizado, como entre 3000 e 7000rpm e WOT ajusta-se o ponto para o pior caso, que é atrasado, de modo a evitar a detonação sob este regime.

Este método tem a desvantagem do motor estar com ponto atrasado quando estiver com rotação alta, porém sem pressurizar.

Se houver um profissional capacitado com os recursos necessários, este método é recomendado, devido seu baixo custo e facilidade, apesar de não ficar tão bom quanto a programação de um veículo turbo.

5.16.3 Instalar um controlador capaz de atrasar o ponto de ignição proporcionalmente ao aumento de pressão

Este método utiliza um controlador capaz de atrasar o ponto, em função do aumento de pressão e tem a óbvia vantagem de preservar o motor de detonação por excesso de ponto de ignição quando houver pressão positiva no coletor.

Mas ele não resolve a falta de ponto no regime aspirado e necessita ser bastante robusto, caso contrário levará à quebra do motor.

O custo desta solução é mediano e está baixando, conforme a solução é integrada com controladores de bico. O mercado oferece poucos modelos no momento, mas existem diversos fabricantes desenvolvendo novos produtos e será uma ótima opção para um futuro breve. Verificar site de fabricantes como HIS, Digipulse, Turbolink e FuelTech, com seus *links* na bibliografia deste estudo.

5.16.4 Trocar o MAP por um modelo capaz de medir pressão positiva e reprogramar a *ECU*

Esta é a solução tecnicamente mais correta. Consegue-se um desempenho ótimo para todas as condições de trabalho, mas é muito mais complexa e exige um profissional extremamente capacitado e um bom equipamento de suporte, preferencialmente com um dinamômetro com freio para simular as condições de trabalho do motor. É o processo parecido com a maneira como as montadoras fazem o acerto do motor.

Devido o seu alto custo esta solução é pouco utilizada.

5.17 Turbocompressor

O turbocompressor é um componente basicamente formado por uma turbina e um compressor acoplados por um eixo. O intuito do turbocompressor é utilizar a energia dos gases de escape através da turbina para comprimir o ar aspirado da atmosfera através do compressor. No Brasil encontra-se com facilidade os turbocompressores dos seguintes fabricantes: Master Power, SPA, Garrett, KKK, Biagio, Delphi, Holset, IHI e em caso de necessidade pode-se importar um turbocompressor sob encomenda de fabricantes como Turbonetics.

Existem outros métodos de comprimir o ar que será admitido no motor, mas estes métodos utilizam algum tipo de energia que seria utilizada pelo motor, como os compressores mecânicos que retiram energia do eixo virabrequim. Assim a maior vantagem do turbocompressor é utilizar parte de uma energia que não seria utilizada, a energia cinética dos gases de escape, apesar de gerar contra-pressão no escapamento e, conseqüentemente, no ciclo de exaustão do motor.

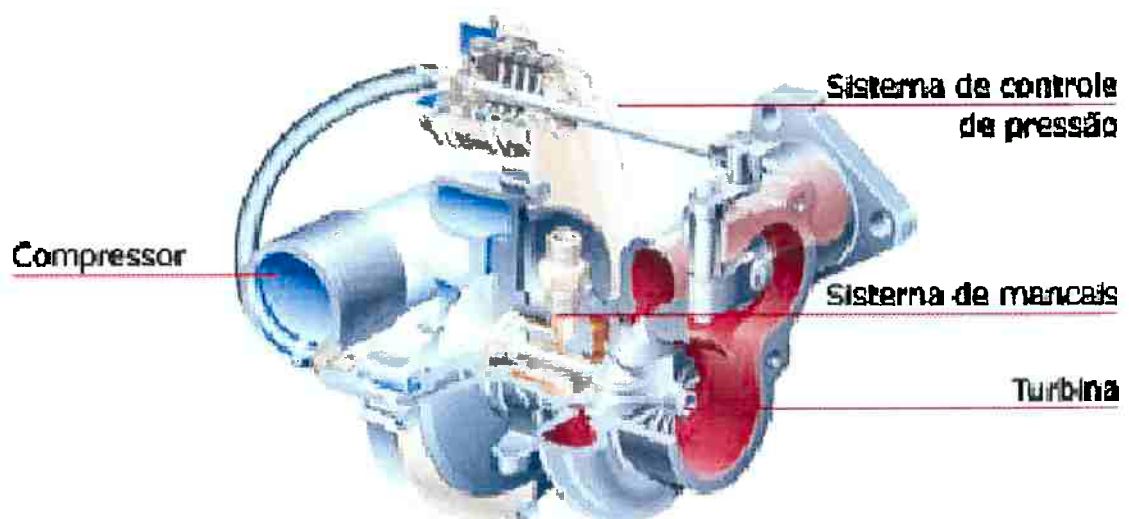


Fig. 24 – Turbocompressor em corte (GARRETT, 2006)

De modo a explicar o funcionamento do turbocompressor, será feita uma explicação detalhada de cada parte, sendo o turbocompressor dividido em: turbina, eixo e compressor.

5.17.1 Eixo

O conjunto formado pelo eixo do turbocompressor e rotor da turbina gira até 300.000 rpm. Apenas mancais deslizantes a óleo especialmente projetados para turbocompressores podem atender essas altas exigências com custo razoável. Atualmente, os mancais com rolamentos estão ganhando mercado, mas ainda tratam-se de produtos de nicho de mercado, segundo GARRET SPORT DIVISION em 2006. Também existem projetos para mancais a ar, mas estes não se encontram no mercado atualmente, sendo uma promessa para o futuro, segundo BELLS em 1997.

Com um mancal deslizante a óleo, o eixo gira com baixo atrito sobre uma película de óleo na bucha. Para o turbocompressor, o fornecimento de óleo vem do circuito de lubrificação do motor. O sistema de mancais é projetado de tal forma que as buchas de bronze flutuantes, girando a cerca de metade da rotação do eixo, situam-se entre a carcaça central fixa e o eixo de rotação, permitindo que esses mancais de alta velocidade sejam adaptados para que não haja contato de metal entre o eixo e os mancais em nenhum ponto de operação. Além da função lubrificante, a película de óleo na folga dos mancais também tem função amortecedora, que contribui para a estabilidade do eixo e rotores. A capacidade de sustentação de carga hidrodinâmica e as características amortecedoras dos mancais são otimizadas pelas folgas. A espessura do óleo lubrificante para as folgas internas é, portanto, selecionada segundo a força do mancal, enquanto as folgas externas são projetadas em relação

ao seu amortecimento. As folgas dos mancais são apenas alguns centésimos de milímetro.

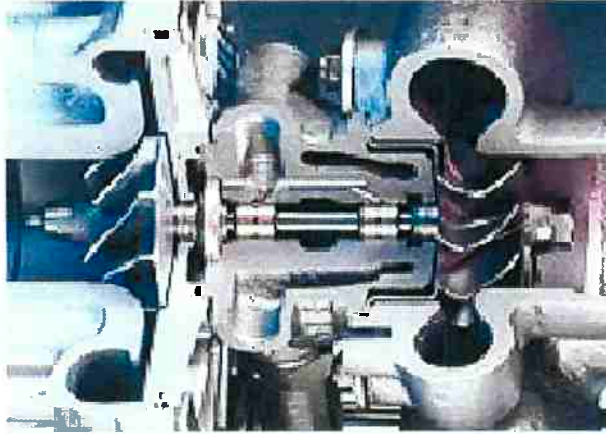


Fig. 25 – Eixo e mancal em corte

O óleo lubrificante flui para o turbocompressor a uma pressão entre 1 a 4 bar, dependendo da rotação da bomba de óleo. Como o óleo retorna a baixa pressão, o diâmetro do tubo de drenagem precisa ser maior do que o do tubo de admissão do óleo. Sempre que possível, o escoamento do óleo pelo mancal deve ser vertical, de cima para baixo, ou no máximo a 20°C em relação à vertical. O tubo de drenagem do óleo deve retornar ao cárter acima do nível de óleo do motor. Qualquer obstrução no tubo de drenagem do óleo resultará em contrapressão no sistema de mancais. O óleo então passa pelos anéis de vedação para o compressor e turbina, ou pior, o óleo não circulará não lubrificando os mancais, causando o engripamento do eixo com o mancal por excesso de temperatura.

A carcaça central precisa ser vedada contra os gases de escape quentes da turbina e perda de óleo. Instala-se um anel de segmento em um sulco no eixo do rotor tanto no lado do compressor quanto da turbina. Esses anéis não giram e são firmemente presos à carcaça central. Este tipo de vedação sem contato, forma uma vedação tipo labirinto que dificulta o vazamento de óleo em consequência de múltiplas

reversões de fluxo, garantindo que apenas pequenas quantidades de gases de escape cheguem ao cárter (GARRETT, 2006).

O dimensionamento do eixo está intimamente ligado ao do rotor da turbina, já que usualmente ambos são fundidos. O eixo deve ser suficientemente resistente para suportar as cargas sem ser excessivamente pesado para não afetar o *lag* do turbocompressor.

5.17.2 Turbina

A turbina do turbocompressor, que consiste em um rotor e carcaça, converte a entalpia total dos gases de escape do motor em energia mecânica para acionar o compressor, através do eixo.

O gás, que é restringido pela área da seção transversal de vazão da turbina, sofre queda de pressão e temperatura entre a admissão e saída. Esta queda de pressão é convertida pela turbina em energia cinética para mover o rotor da turbina.

Como a turbina radial é a mais aceita em aplicações automotivas, nos limitaremos a analisar apenas esta configuração. Na voluta de turbinas radiais ou centrípetas, a pressão dos gases de escape é convertida em energia cinética e este na circunferência do rotor é distribuída, a velocidade constante, para o rotor da turbina. A transferência de energia cinética para o eixo ocorre no rotor da turbina, que é projetado para que parte da energia cinética e térmica seja convertida quando o gás chegar à saída do rotor. Com isto, se recupera energia dos gases aumentando a eficiência do motor. Porém a presença da turbina aumenta a contra-pressão no escape, diminuindo a eficiência do motor (principalmente no ciclo de expansão).

O desempenho da turbina melhora quando a queda de pressão entre a admissão e a saída aumenta, ou seja, quando mais gases de escape são acumulados antes da

turbina, mas este efeito diminui a eficiência do motor, conforme explicado anteriormente.

O comportamento característico da turbina é determinado pela área específica de vazão, a seção transversal da garganta, na área de transição do canal de admissão até a voluta. Ao reduzir a seção transversal da garganta, maior a razão de pressão e maior a velocidade dos gases, o que melhora o desempenho da turbina. Uma seção transversal de vazão menor, portanto, resulta em pressões de alimentação mais elevadas. A área da seção transversal da vazão da turbina pode ser facilmente variada mudando-se a carcaça da turbina. Porém ao aumentar a pressão antes da turbina se pode gerar um problema para o motor, pois esta pressão, a *backpressure*, pode causar um aumento na temperatura da câmara e danos à válvula de escape, que sofrerá grandes solicitações térmicas.

Além da área da seção transversal de vazão da carcaça da turbina, a área de descarga na admissão do rotor também influencia a capacidade de escoamento em massa da turbina. A usinagem do perfil fundido do rotor de uma turbina permite que a área da seção transversal e, portanto, a pressão de alimentação seja ajustada. A ampliação do perfil resulta em maior área da seção transversal de vazão da turbina.

Na prática, as características operacionais de turbinas de turbocompressores por gás de escape são descritas por mapas mostrando os parâmetros de vazão em relação à razão de pressão da turbina. O mapa da turbina mostra as curvas de fluxo de massa e a eficiência da turbina para diversas velocidades. Para simplificar o mapa, as curvas de fluxo de massa, assim como a eficiência, podem ser representadas por uma curva média.

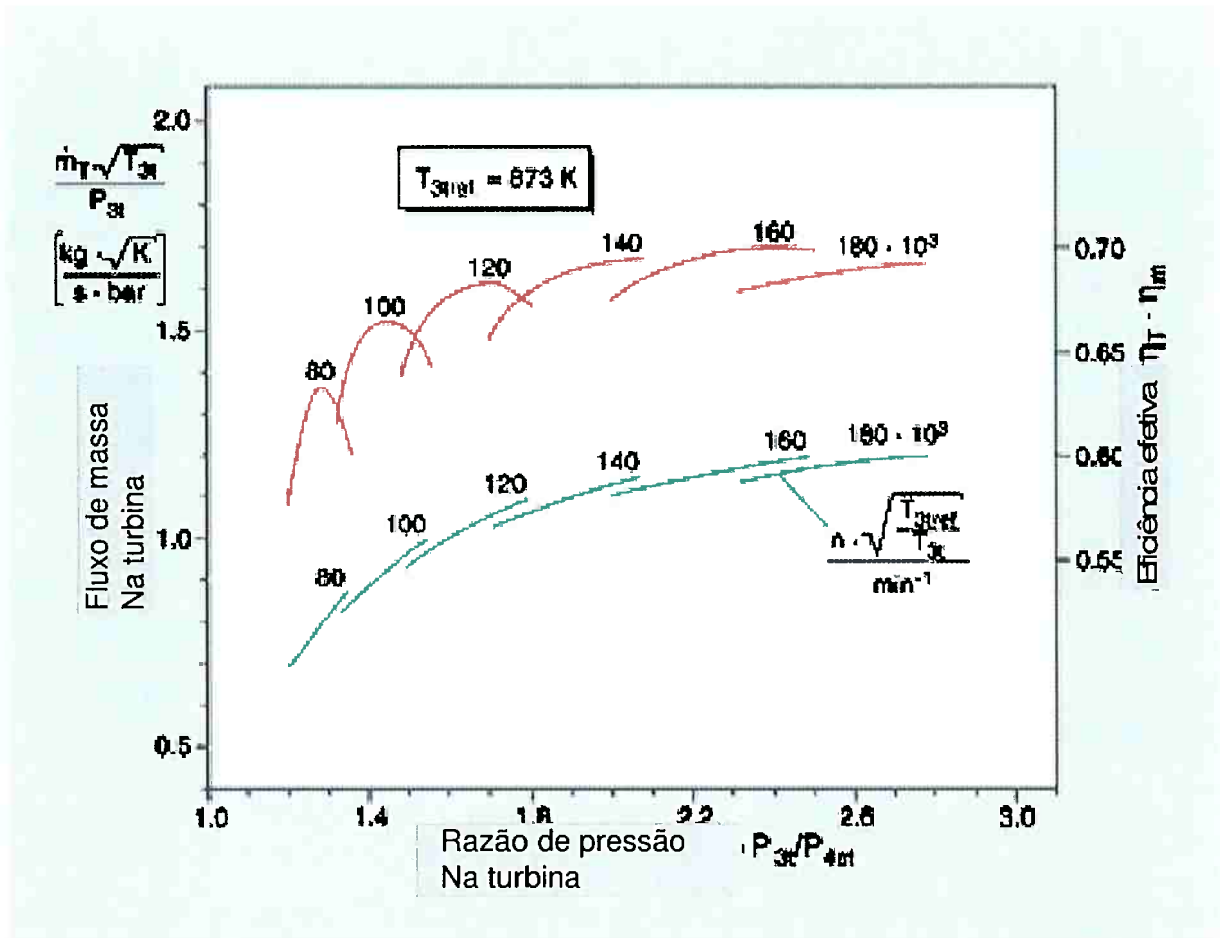


Gráfico 07 – Mapa da turbina (GARRETT, 2006)

Para uma alta eficiência geral do turbocompressor, a coordenação dos diâmetros do rotor da turbina e do compressor é de vital importância. A posição do ponto de operação no mapa do compressor determina a velocidade do turboalimentador. O diâmetro do rotor da turbina tem que ser tal que sua eficiência seja maximizada nesta faixa operacional, cruzando os valores de pressão e vazão mássica nos mapas da turbina.

Na prática, se utiliza conhecimentos prévios para acertar o conjunto eixo rotor da turbina. Após isto, se escolhe um rotor apropriado, utilizando a carcaça para o acerto fino do conjunto. Testes em campo mostram que uma turbina bem ajustada para uso em rua faz o compressor pressurizar a cerca de 40% do limite de rotações e não

gera *backpressure* ao ponto de limitar o desempenho perto do limite de rotação do motor. A curva de potência provavelmente terá o pico de torque deslocado para a direita e o pico de potência próximo ao original ou levemente à sua esquerda (estes dados podem ser obtidos em um dinamômetro). Caso o pico de potência esteja muito deslocado para a esquerda é possível que o sistema se encontre com uma alta *backpressure*.

5.17.3 Compressor

Os compressores de turbocompressores são centrífugos em aplicações automotivas, com três componentes essenciais: rotor, difusor e carcaça. Com a velocidade de rotação do rotor, o ar entra axialmente, é acelerado até atingir alta velocidade e depois expelido em direção radial.

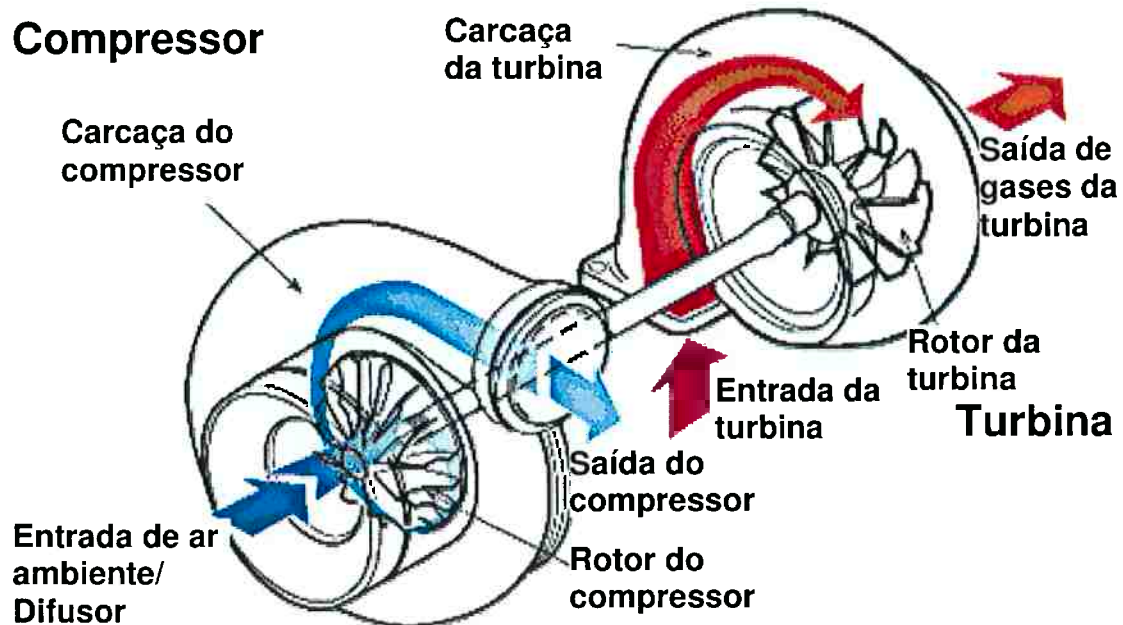


Fig. 26 – Fluxo no turbocompressor (GARRETT, 2004)

O difusor reduz a alta velocidade do ar, para que tanto a pressão quanto a temperatura aumentem. O difusor é formado pelo prato do compressor e uma parte

da carcaça espiral, que por sua vez coleta o ar e reduz ainda mais sua velocidade antes que ele chegue à saída do compressor.

O comportamento operacional do compressor é geralmente definido por gráficos mostrando a relação entre a razão de pressão e taxa de escoamento de massa ou volume. A área útil do gráfico relacionado aos compressores centrífugos é limitada por curvas de sobrecarga, de estrangulamento e velocidade máxima permissível do compressor.

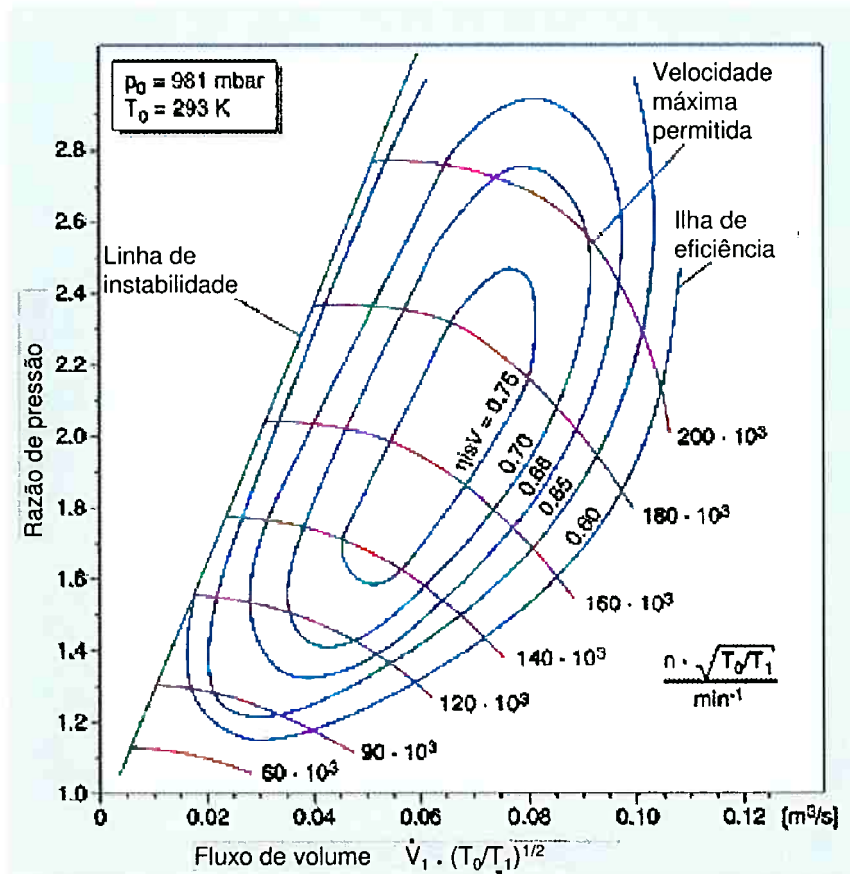


Gráfico 08 – Mapa de um compressor (GARRETT, 2006)

O gráfico é limitado à esquerda pela linha de instabilidade (*surge line*), que é basicamente a formação de ondas de choque na entrada do compressor. Com vazão volumétrica muito pequena e razão de pressão muito elevada, o escoamento descola do lado de sucção das palhetas resultando na interrupção do processo de

descarga (surge). O fluxo de ar pelo compressor é revertido até que uma razão de pressão estável com vazão volumétrica positiva seja alcançada, a pressão aumenta novamente e o ciclo se repete.

Esta condição de trabalho é danosa ao turbocompressor e deve ser evitada, sob pena de dano aos mancais e eixo. Uma maneira de evitar que o compressor trabalhe nesta faixa é através da utilização de uma válvula de alívio entre o compressor e a borboleta, conforme visto na secção 5.10.

A vazão volumétrica máxima de um compressor centrífugo é normalmente limitada pela área da admissão do compressor. Quando a vazão na admissão do rotor atinge velocidade sônica, não é mais possível nenhum aumento na vazão volumétrica. A linha de estrangulamento, que delimita esta limitação, pode ser reconhecida pelas curvas de velocidade acentuadamente descendentes à direita no mapa do compressor.

Como qualquer equipamento mecânico, o compressor opera com melhor eficiência em uma zona delimitada. Esta zona é conhecida como ilha de maior eficiência e no Gráfico 08 corresponde à zona de 75% de eficiência. As ilhas de eficiência delimitam as regiões onde o compressor tem maior, ou menor, eficiência. É extremamente recomendável que o compressor seja dimensionado para trabalhar dentro das ilhas de eficiência maiores que 60%. Importante notar que, quanto maior a eficiência que o compressor trabalhar, maior a potência possível de ser extraída do motor.

Para se efetuar o dimensionamento de um compressor, o ideal é a procura por técnico especializado, pois as variáveis são muitas e nem sempre temos dados confiáveis sobre vazão do motor, ar, mapas precisos de eficiência do compressor e outras variáveis. Porém para termos um guia sobre como efetuar o dimensionamento do compressor temos que:

- Determinar a faixa de operação do motor;
- Determinar a potência que se deseja obter;
- Procurar um compressor que tenha a faixa de máxima eficiência perto da faixa de funcionamento do motor;
- Reavaliar se é possível alcançar os objetivos de potência com o compressor escolhido para o dado motor.

Vamos exemplificar esta metodologia por um exemplo simples:

Motor GM Família I 1,0L 8v MPFI com 60cv originais

Objetivo: Aumentar a potência em 70% para 100cv

$$E_v = 0,92$$

$$\dot{V} = \frac{1,6L / motor}{0,5ciclo / motor} \times 0,92 = 0,74 \times 10^{-3} m^3 / ciclo \quad \text{Eq. 38}$$

$$Rotação_{mínima} = 3000rpm = 50ciclos / s$$

$$Rotação_{máxima} = 6000rpm = 100ciclos / s$$

$$\dot{V}_{mínimo} = 0,74 \times 10^{-3} \times 50ciclos / s = 0,037m^3 / s \quad \text{Eq. 39}$$

$$\dot{V}_{máximo} = 0,74 \times 10^{-3} \times 100ciclos / s = 0,074m^3 / s$$

O aumento da pressão gera um aumento na temperatura do ar. Logo não se pode correlacionar linearmente o aumento da pressão com o aumento na quantidade de moléculas de oxigênio na câmara. Porém como as perdas do motor não aumentam linearmente com o aumento de potência e experimentos práticos tem demonstrado que na faixa de 0,4 a 1,0 bar de pressão positiva no coletor temos uma relação perto de linear para o aumento na potência. Logo a pressão que necessitaremos será ao redor de 0,7bar.

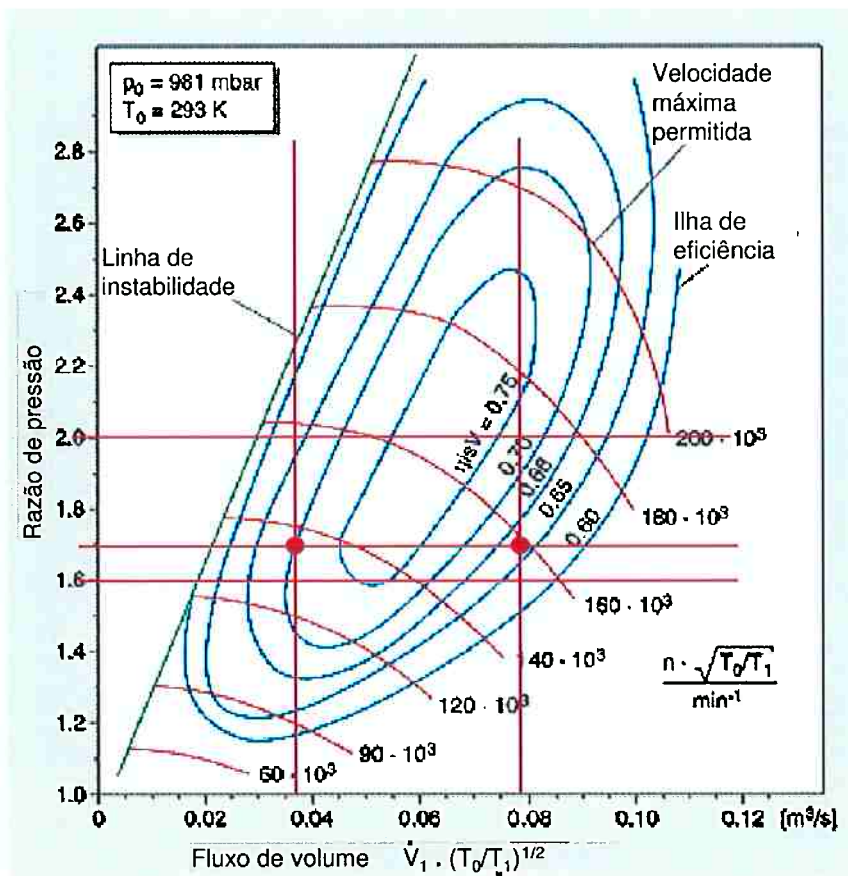


Gráfico 09 – Ajuste do compressor

Pelos dois pontos no gráfico acima, notamos que, com a pressão especificada o compressor trabalhará entre 70%, passando por 75% e caindo para 65% no final da curva. Com isto, teremos uma eficiência alta em toda a faixa de trabalho do compressor.

Também notamos que o compressor pode ser ajustado entre 0,6bar a 1,0bar que sua eficiência será alta. Assim, caso durante o ajuste se mantenha dentro deste quadrilátero, estaremos com uma boa faixa de trabalho e não teremos problemas para obter a meta de 70% desejada inicialmente no exercício.

6. ESTUDO DE CASO

Como parte do estudo sobre a adaptação de um turbocompressor em automóvel nacional, diversos casos foram analisados.

Nesta seção o intuito é analisar alguns casos reais, observar o resultado obtido e compará-lo com o que foi visto até agora. O primeiro caso foi construído especialmente para este estudo, logo ele será muito mais aprofundado que os outros casos. Os casos seguintes são ilustrativos, de forma a obtermos parâmetros para comparação de desempenho.

Os casos aqui apresentados serão:

- Corsa *hatch* cor vinho motor 1,6L 8v MPFI ano 96
- Pickup Corsa cor branca motor 1,6L 8v MPFI ano 02
- Corsa *hatch* cor branca motor 1,0 8v MPFI ano 01

6.1 GM Corsa *Hatch* cor vinho motor 1,6L 8v MPFI ano 96

6.1.1 Apresentação do veículo

Este automóvel foi adquirido com 9700km (o veículo foi escolhido pelo motor e baixa quilometragem). Com o motor GM Família I de 1,6L e injeção eletrônica ele é bastante representativo porque possui MAP, borboleta mecânica, um bico injetor por cilindro, sem distribuidor, uma bobina de ignição e não possui *Knock-sensor*¹⁵.

Após a verificação de todos os componentes e conserto de defeitos ou substituição de peças desgastadas, foi decidido adaptar um turbocompressor neste veículo.

¹⁵ *Knock-sensor*: sensor de detonação. Trata-se de um sensor com cristal pizeoelétrico que através da análise de ruído junto ao bloco detecta a existência, ou não, de detonação e atrasa o ponto de ignição

6.1.2 A adaptação do turbocompressor

O objetivo da adaptação do turbocompressor era testar diferentes metodologias, seus resultados, seus custos e desempenho dinâmico do veículo.

Podemos dividir o projeto em três etapas:

- Adaptação do turbocompressor com alimentação por dosador HPi;
- Adaptação do turbocompressor com alimentação por controlador e bico suplementar;
- Instalação do *intercooler*.

6.1.2.1 Adaptação do turbocompressor com alimentação por dosador HPi

A primeira fase foi a instalação do turbocompressor com quatro bicos de maior vazão e um dosador HPi para alimentar o motor quando este estiver na fase turbo.

A seleção do turbocompressor.

$$V = 1,6L$$

$$rpm = 6000rpm$$

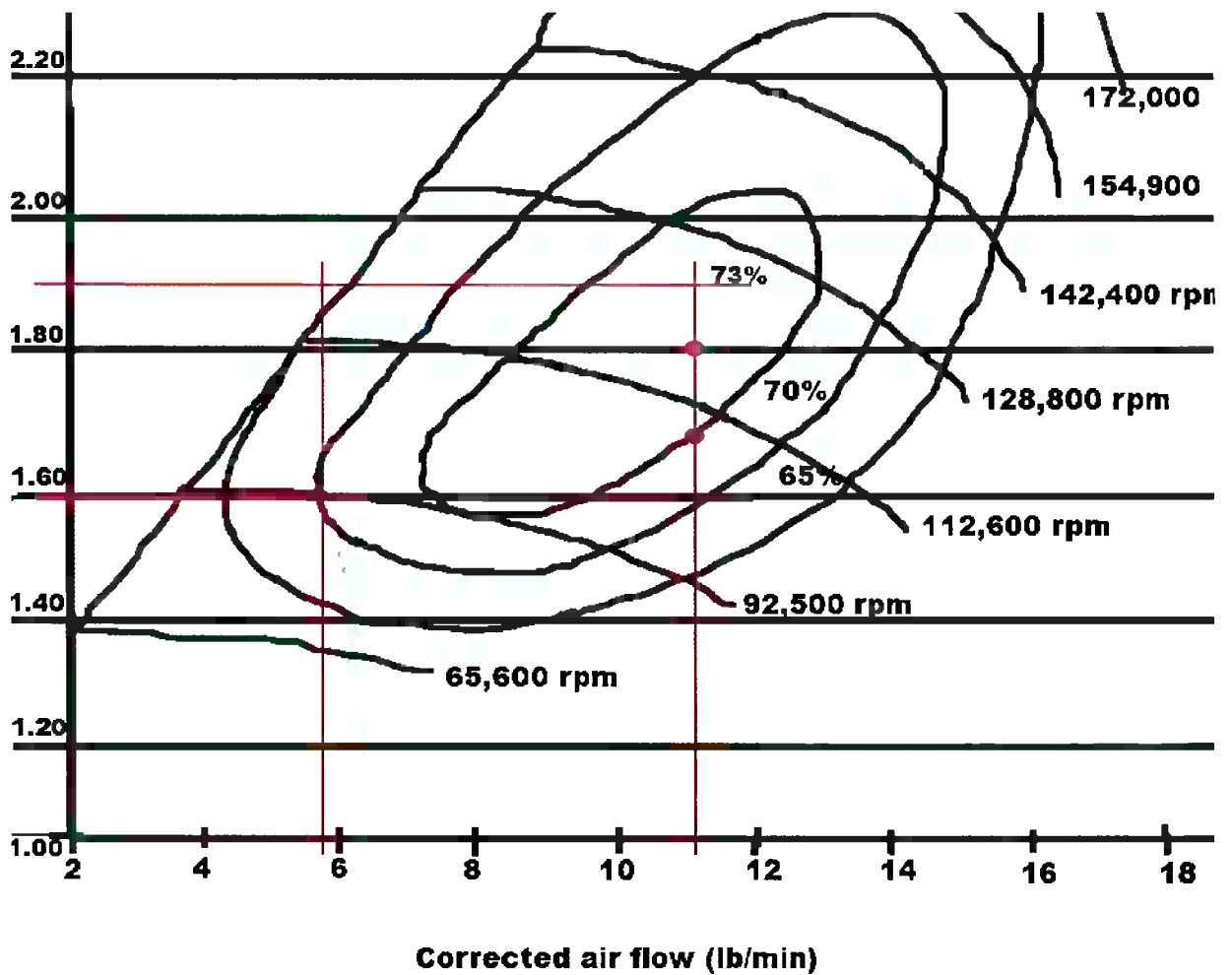
$$\rho_{ar} = 1,22kg / m^3$$

$$Ev = 0,90$$

$$\dot{m} = 1,6L @ 6000rpm = 1,6 \times 10^{-3} \times \frac{6000}{60 \times 2} \times 1,22 \times 0,90 = \text{Eq. 40}$$

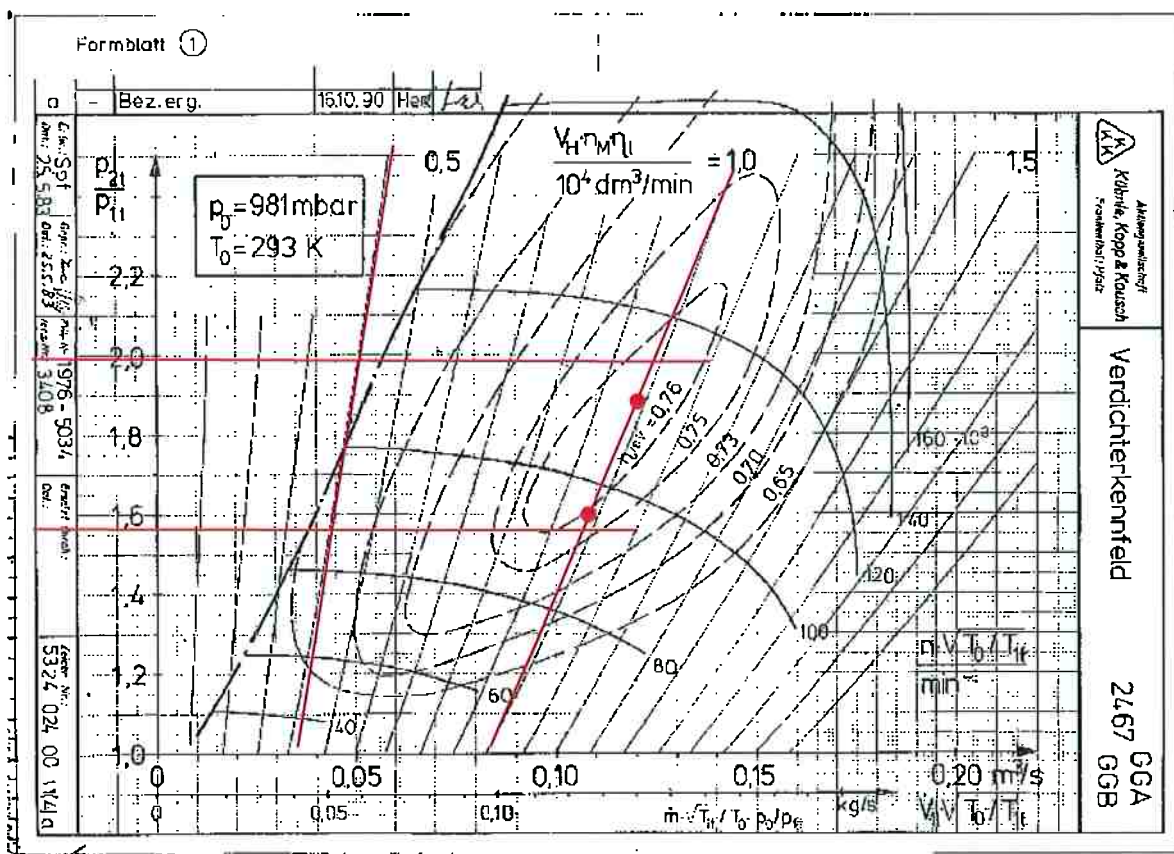
$$\dot{m} = 0,088kg / s = 11,6lb / min$$

$$\dot{V} = 0,072m^3 / s$$



Graf 10 – Mapa de APL525 A/R 0,42 rotor 47,5mm

Analisando o mapa deste compressor, notamos que ele se adapta bem a nossa aplicação, sendo que, ao redor do ponto de trabalho temos uma eficiência bastante alta do compressor (acima de 65%). Como a pressão a ser utilizada ainda não foi definida, porém estará entre 0,6 a 0,8bar, que deverá ser suficiente para atingir a meta de 60 a 80% de ganho, este compressor atenderá as duas pressões. Assim nossa escolha foi o compressor Garrett ou Master Power APL 525 A/R 0,42 e rotor 47,5mm.



Gráf 11 – Mapa do compressor da KKK K16 (TURBOCHARGER MAPS, 2006)

Caso desejemos uma alternativa ao compressor anterior temos a opção do KKK K16, conforme Gráfico 11. Devido à facilidade na compra, foi escolhido o modelo da Master Power (APL525) para o projeto.

Segue abaixo a relação de peças e preços para esta aplicação:

Qdade	Peça	Custo
01	Kit turbo (coletor de escape; turbocompressor APL 525 0,42f/0,48q; abraçadeiras; filtro de ar; válvula de prioridade; válvula de alívio; dosador HPI; mangueira de retorno do óleo; mangueira de alimentação de óleo para o turbocompressor; manômetro de óleo; saída de escape; niple de tomada de óleo para turbocompressor)	R\$1700,00
01	Pressurização em 2,0pol em aço carbono	R\$120,00
01	Escape com uma abafador em 2,25pol em aço carbono	R\$450,00
04	Vela NGK Competition Grau 7	R\$120,00
01	Bomba elétrica de combustível do Gol GTI interna	R\$300,00
04	Bicos astra 1,8L ano 2000 álcool	R\$600,00
04	Abertura do bico por eletroerosão	R\$50,00
10	Metro de mangueira de combustível em 9,0mm	R\$80,00

04	Abraçadeiras 2,0 e 2,5pol de inox com parafuso	R\$80,00
01	Manômetro de pressão de óleo	R\$65,00
01	Manômetro de pressão de combustível	R\$65,00
01	<i>Hallmeter</i>	R\$150,00
01	Sonda Lambda 4 fios MTE-Thompson genérica	R\$150,00
02	Porca para rosca de sonda	R\$50,00
04	Copo para manômetro	R\$60,00
01	Sistema de partida a frio com reservatório de gasolina	R\$120,00
01	Mão-de-obra	R\$800,00
	TOTAL	R\$4960,00

Tabela 02 – Relação de peças com HPI

O *Kit Turbo* e peças foram comprados em loja de peças para performance, e o escapamento e pressurização foi construído em casa de escapes especiais.

Notamos que o preço está na faixa de cinco mil reais, dentro das metas deste projeto. Este preço não varia muito entre veículos, pois os custos de peças e mão-de-obra são parecidos, mudando apenas os modelos para as diferentes aplicações.

Com as peças em mãos, foi instalado o turbocompressor seguindo as seguintes etapas:

1. Retirada do coletor de escape original e escapamento;
2. Retirada de tubulação e dutos de admissão antes da borboleta;
3. Retirada do carter para instalação do retorno de óleo (soldagem acima do nível do óleo no carter, de modo ao óleo sair por gravidade do eixo do turbocompressor). Troca do óleo e filtro de óleo (em nosso caso Valvoline Super Competition SJ 20W/50 e filtro de óleo original);
4. Retirada dos quatro bicos injetores;
5. Troca da bomba de combustível, pela do Gol GTI;
6. Instalação da nova linha de combustível com maior diâmetro e dosador HPI após a flauta;

7. Instalação da tomada de óleo para turbocompressor, saindo do sensor de óleo, ou outra saída, cuidando para não haver vazamentos;
8. Troca do coletor de escape incluindo válvula de alívio. Utilizando torque adequado, para evitar vazamento compressão pela junção do coletor com o bloco ou válvula ;
9. Instalação do turbocompressor, com cuidado com o ângulo do retorno de óleo e torque suficiente para evitar vazamentos;
10. Instalação dos novos bicos injetores, trocando anel de borracha, para evitar vazamentos;
11. Instalação do sistema de partida a frio com reservatório de gasolina, incluindo uma solenóide, de modo a não ser soprado ao motor quando o motor estiver em funcionamento;
12. Instalação da pressurização com válvula de prioridade e escapamento com roscas para sonda lambda (no casa de escapamentos),. Sistema com encaixe preciso, e apertando com torque adequado nas abraçadeiras, para evitar vazamentos de pressão entre tubulação e mangueira;
13. Instalação da nova sonda lambda e *hallmeter* para acerto de mistura;
14. Instalação de manômetros diversos, dependendo do caso;
15. Revisão das tomadas de pressão e vácuo (tomada de pressão/vácuo para válvula de alívio, válvula de prioridade e manômetro de pressão no coletor);
16. Ajuste da pressão inicial da linha de combustível de modo a obter funcionamento regular da fase aspirada;
17. Ajuste do diferencial (ou ganho) de pressão de linha para regime turbo;

Recomendações durante a adaptação:

- Caso necessário substituir juntas e anéis de vedação, para evitar vazamentos;

- Caso haja recomendação de torque, seguir instrução de fábrica;
- Revisar as mangueiras e tubulações antes de ligar o veículo, com ênfase para a linha de combustível e óleo procurando por vazamentos, desgastes ou outros problemas;
- Ligar o veículo, mantendo-o em marcha-lenta e procurar por vazamentos ou falhas na instalação. Verificar se o óleo está chegando corretamente ao eixo do turbocompressor e verificar se o turbocompressor gira livremente. Manter ao menos 15min com o veículo funcionando em marcha-lenta;
- Para o ajuste da fase aspirada, desconectar pressurização e regular o motor (evitar circular ou operar sem pressurização devido ao excesso de solicitação no turbocompressor);
- Revisar conexões e mangueiras, com suas respectivas abraçadeiras pois é fonte de vazamentos de pressão;
- Para a fase turbo, acertar inicialmente baixa pressão de coletor e grande ganho de combustível, de modo a garantir funcionamento rico do motor. Ir diminuindo quantidade de combustível até mistura ou temperatura de escape adequadas. Não operar com mistura pobre, pois é a maior causadora de quebras em motores turbo, seguido de ponto incorreto e problemas de lubrificação;

Durante o acerto, se verificou que a vazão do bico injetor não era suficiente, logo se optou por abri-lo mais 30% através de eletroerosão. Com isto a pressão inicial de combustível que estava em 2,2bar caiu para 1,5bar prejudicando a injeção de combustível.

Análise do desempenho do veículo:

O veículo rodou alguns milhares de quilômetros em vias públicas, onde se obtiveram as análises sobre seu consumo, linearidade de funcionamento dentre

outras análises, e para medição de aceleração utilizou-se uma pista particular nos arredores da cidade de São Paulo. O consumo de combustível foi avaliado em média com uso rotineiro, não seguindo os padrões brasileiros de medição.

Logo nos testes iniciais se notou a necessidade de ajustes na suspensão do veículo. Para tanto se diminuiu a altura e pressão da mola dianteira e se manteve a traseira original. Os amortecedores foram substituídos por modelos dupla ação, com cerca de 60% a mais de carga, sendo os dianteiros com haste reduzida para casar com a mola de menor altura. Optou-se por uma regulagem levemente negativa na cambagem para melhorar tração. O conjunto roda/pneu foi alterado por um de 15pol proveniente do veículo Vectra com especificação 195/50/15 82H.

O carro ganhou muita força com a adaptação do turbocompressor. A aceleração 0-100km/h que era feita em 11 a 12s e passou para menos de 8s após a adaptação. Em menos de 45s o veículo atinge 6500rpm em quinta marcha.

O turbocompressor passou a entrar a partir de 3000rpm, logo a dirigibilidade a baixa rotação está exatamente igual ao veículo original, exceto uma leve perda de potência neste regime, já que a programação da *ECU* manteve-se original enquanto o motor trabalha com álcool.

Partida a frio ficou comprometida, com o motor não conseguindo pegar em menos de cinco tentativas. O uso do reservatório de gasolina tornou-se obrigatório. Foi necessário aguardar cerca de 1min para o veículo atingir temperatura de trabalho, caso contrário, o veículo tem funcionamento falho.

Com carga a meio acelerador (velocidade constante de 150km/h), o veículo apresentou problemas de dirigibilidade (funcionamento irregular do motor por excesso de combustível), quando existe pressão positiva vindo do compressor, porém a borboleta se encontra parcialmente aberta. Com isto, a pressão no dosador

aumenta, enquanto não existe real demanda para aquele combustível, gerando mistura excessivamente rica. A injeção não conseguiu corrigir para termos um funcionamento constante sob este regime de operação.

Sob esta configuração, o veículo passou a apresentar um desempenho típico de um esportivo e alcançou os objetivos de desempenho especificados, porém em cargas parciais o veículo apresentou falhas. O consumo de combustível ficou um tanto alto, devido à pressão inicial de combustível ser baixa (ao redor de 1,5bar) prejudicando a atomização do combustível.

Portanto a ficha do veículo ficou:

Motor	GM Fam I 1,6L 8v originalmente a gasolina
Potência no motor	148cv@5900rpm (+61% sobre original)
Torque no motor	Não aferido
Quilometragem total	25700km
Quilometragem com turbo	5800km
Tempo com turbo	3 meses
Combustível	Alcool
Consumo (cidade/estrada)	5,0 / 7,0 km/l
Turbocompressor	Master Power APL 525 0,42f/0,48q rotor 47,5mm eixo 49mm
Pressão	0,6bar
0-100km/h	7,8s
Intercooler	Não
Velas	NGK Competition Grau 7
Transmissão	Original
Bomba elétrica	Adaptado gol GTI interna
Dosador	HPI Beep Turbo
Pressão de linha	Inicial de 1,5bar / Final de 6,0 bar
Bicos injetores	Astra 1,8 álcool com 30% a mais de vazão
Bico extra	Não
Controlador de bico extra	Não
Injeção eletrônica	Original
Embreagem	Displatec 4 pastilhas cerâmica com mola e platô de 780Lb
Escape	2,0 pol
Comando de válvulas	Original
Pistão, Bielas, anéis e bronzinas	Original
Cabeçote	Original
Suspensão	Rebaixada com quatro amortecedores de dupla ação e maior pressão
Freios	Original

Tabela 03 – Ficha do motor HPI 148cv

6.1.2.2 Adaptação do turbocompressor com alimentação por controlador e bico suplementar

A segunda fase foi a instalação do turbocompressor com alimentação por controlador e bico suplementar. Com isto se retirou o dosador HPI e foi colocado um com regulagem de pressão inicial mas ganho de pressão de 1:1, assim se a pressão no coletor sobe 0,5bar, a pressão na linha sobe na mesma medida, mantendo o delta de pressão entre o bico e o coletor sempre igual.

Este método tem maior possibilidade de acertos e propõe um ajuste mais fino. Ao trabalhar com pressão de combustível inicial mais alta que o método do HPI, temos uma melhor atomização do combustível e melhor consumo de combustível.

Foi necessário as seguintes alterações:

- Retirada do dosador HPI;
- Instalação do dosador com regulagem de pressão inicial e ganho 1:1 no local do dosador original;
- Troca dos bicos por outros de vazão correspondente a 150% dos originais a gasolina;
- Instalação do bico extra na admissão;
- Refazer chegada da linha de combustível para alimentar o bico extra;
- Instalação do controlador de bico extra;
- Acerto do motor sob novas condições.

Cada fabricante de controlador sugere a melhor maneira de acertar o veículo com seu controlador, para maiores detalhes verificar informações com fabricante. Importante ressaltar que é preferível começar com uma mistura rica e ir diminuindo até se chegar à mistura desejada.

A lista de materiais e preços com o bico suplementar e controlador ficou:

01	LISTA ANTERIOR	R\$4970,00
-01	Dosador HPi	(R\$150,00)
01	Dosador SPA com regulagem de pressão e delta 1:1	R\$70,00
01	Bico suplementar do monza monoponto álcool+ suporte	R\$150,00
01	Controlador – Digipulse pressure	R\$350,00
04	Bico multiponto (trocados)	R\$0,00
01	Metro de mangueira	R\$10,00
01	Mão-de-obra	R\$200,00
	TOTAL	R\$5600,00

Tabela 04 – Relação de peças com Bico Suplementar

Após a instalação do bico e primeiros testes para acerto do carro, devido às novas condições de alimentação, este acerto é bastante rápido, parte devido ao controlador escolhido onde se regula a pressão de início do trabalho do bico extra, a parte de baixo da curva de injeção e a parte de alta. Com apenas três acertos para serem feitos obtêm-se uma regulagem satisfatória rapidamente, onde se consegue estabilizar a sonda lambda em uma leitura específica.

Dependendo do controlador escolhido, o acerto é mais ou menos rápido e preciso. É importante balancear entre o grau de complexidade necessário e o requerido, para não trabalhar com um sistema demasiadamente complexo gastando muitos recursos para se chegar a um resultado positivo.

Análise do desempenho do veículo:

Os testes foram similares aos efetuados durante avaliação do motor com dosador HPi.

Com a alteração da metodologia de alimentação do veículo, nenhum ganho sensível de potência pôde ser notado durante os testes de dirigibilidade do veículo em WOT. Apesar de um pequeno ganho de potência, este não foi sensível, logo, o controlador não se justificou como um meio de obter maior precisão e conseqüentemente potência para a faixa de ganho que estamos trabalhando.

Porém, a dirigibilidade do veículo melhorou sensivelmente (não existem falhas e a rotação do motor cresce de forma suave) tanto na entrada da fase turbo, enquanto o compressor começa a pressurizar a linha, mas ainda não tem toda a pressão regulada, quanto no regime aspirado, melhorando sensivelmente o consumo de combustível do veículo, sendo a quilometragem média urbana mudando de 5,0 para 5,7km/l. Isto é uma ótima média considerando-se o mesmo motorista com um veículo Parati Flex 1,6L 0km havia obtido no mesmo período média de 6,1km/l no percurso urbano.

As falhas de funcionamento durante a fase de aquecimento do veículo e dificuldades na partida a frio continuaram, mas a dirigibilidade em cargas parciais ficou tão boa como a de um veículo original. O veículo tem uma boa linearidade em qualquer carga de acelerador, garantindo mais conforto durante a direção. Houve restrições para a entrada do bico suplementar, ou seja, o início de sua pulsação, pois nota-se uma pequena variação na aceleração devido à variação na relação ar/combustível neste ponto. Com o controlador escolhido, não foi alcançado um ajuste onde não se perceba a entrada do bico suplementar. Testes com outro veículo mostraram que outros controladores conseguem ser lineares ao ponto de não se perceber a entrada do bico extra.

Motor	GM Fam I 1,6L 8v originalmente a gasolina
Potência no motor	152cv@5900rpm (+65% sobre original)
Torque no motor	Não aferido
Quilometragem total	32300km
Quilometragem com turbo	6600+5800km=12400km
Tempo com turbo	6 meses
Combustível	Álcool
Consumo (cidade/estrada)	5,7 / 7,8 km/l
Turbocompressor	Master Power APL 525 0,42f/0,48q rotor 47,5mm eixo 49mm
Pressão	0,6bar
0-100km/h	7,8s
Intercooler	Não
Velas	NGK Competition Grau 7
Transmissão	Original

Bomba elétrica	Adaptado gol GTI interna
Dosador	Dosador SPA com regulagem de pressão e delta 1:1
Pressão de linha	Inicial de 2,2bar / Final de 3,8 bar
Bicos injetores	Astra 1,8 álcool multiponto
Bico extra	1 de monza monoponto álcool
Controlador de bico extra	Dugipulse pressure
Injeção eletrônica	Original
Embreagem	Displatec 4 pastilhas cerâmica com mola e platô de 780Lb
Escape	2,0 pol
Comando de válvulas	Original
Pistão, Bielas, anéis e bronzinas	Original
Cabeçote	Original
Suspensão	Rebaixada com quatro amortecedores de dupla ação e maior pressão
Freios	Original

Tabela 05 – Ficha do motor com bico suplementar 152cv

Novos testes:

Após estes testes foi decidido aumentar a pressão no coletor para se obter maior ganho de potência e análise dos resultados. A pressão regulada foi de 0,9bar positivo e não foi preciso alterar nada na regulagem do controlador.

Análise do desempenho do veículo:

Após o aumento para 0,9bar na pressão do coletor, o veículo ficou muito mais rápido. Enquanto com 0,6bar, ele já tinha desempenho ligeiramente superior aos veículos esportivos de linha brasileiros, com 0,9bar ele ficou mais rápido. O tempo de 0-100km/h passou de 7,8s para 7,0s e em cerca de 35s, o veículo chegava a 6500rpm em última marcha, que devido à relação de transmissão ser curta, estava ao redor de 210km/h. Obviamente, com uma relação de transmissão adequada a velocidade máxima aumentaria. Estima-se com base na potência obtida e valores com modelos similares que se atingiria algo ao redor de 250km/h, em caso de uma transmissão adequado, mas a estrutura do veículo não está dimensionada para velocidades tão altas, então este teste não foi realizado.

Tanto a primeira quanto a segunda marcha com o novo acerto os pneus destracionaram ao se acelerar em WOT, um efeito não desejável, que compromete a dirigibilidade do veículo.

A linearidade do motor continuou adequada e o tempo máximo de injeção com pressão máxima, 0,9bar, e rotação máxima, 6500rpm, não passou de 3,0ms, o que nos dá uma folga em relação ao bico injetor. Caso necessário, ainda temos uma folga para até 4,0ms em tempo de injeção para ajuste de consumo de combustível.

Os dados de potência passaram de 154cv@0,6bar para 198cv@0,9bar. Assim calcula-se uma relação peso/potência de:

$$\text{Peso} = 980\text{kgf}$$

$$\text{Potência} = 187\text{cv}$$

$$\frac{\text{Peso}}{\text{Potência}} = \frac{980}{187} = 5,24\text{kg / cv}$$

Eq. 41

Ou

$$\text{Peso.com.motorista} = 1100\text{kg}$$

$$\frac{\text{Peso.com.motorista}}{\text{Potência}} = 5,88\text{kg / cv}$$

Esta relação peso/potência melhor que a de modelos esportivos de alguns anos atrás como o Porsche 924 Carrera GT de 1985 com 1180kg e 210cv e peso/potência de 5,62kg/cv ou alguns esportivos atuais como o Subaru Imprenza WRX de 2007 com 1420kg, 250cv e peso/potência de 5,68kg/cv e estamos a par de veículos como o Mitsubishi Lancer Evo VIII de 2006 com 1480kg, 280cv e 2,59kg/cv. Um teste comparativo junto a um Audi TT de 2004 com 1280kg, 225cv e 5,69kg/cv mostrou que apesar do controle de tração que faz com que o Audi seja mais rápido até os 100km/h, após isto e até os 200km/h o Corsa ficou mais veloz, chegando a esta velocidade com mais de dois carros de diferença.

É claro que a relação de transmissão passa a ser um grande limitante em nosso projeto, além da obvia tração dianteira, que nos leva a destracionar os pneus de 0 a

80km/h demonstrando que já estamos com um excesso de potência para um veículo tração dianteira.

Os freios se mostraram insuficientes para este ganho de potência. É recomendado o aumento na capacidade de dissipação de calor do freio, através da adaptação de um disco, pinça e pastilha de um modelo maior ou mesmo um sistema esportivo. A partir da terceira frenagem forte a pastilha sofre *fadding*¹⁶ e perde poder de frenagem.

Um veículo com as configurações acima requer uma direção mais criteriosa. Logo se recomenda o início com uma regulagem conservadora antes deste estágio.

Motor	GM Fam I 1,6L 8v originalmente a gasolina
Potência no motor	187cv@5900rpm (+103% sobre original)
Torque no motor	Não aferido
Quilometragem total	33600km
Quilometragem com turbo	12400+1300km=13700km
Tempo com turbo	6 meses
Combustível	Álcool
Consumo (cidade/estrada)	5,7 / 7,8 km/l
Turbocompressor	Master Power APL 525 0,42f/0,48q rotor 47,5mm eixo 49mm
Pressão	0,9bar
0-100km/h	7,0s
Intercooler	Não
Velas	NGK Competition Grau 7
Transmissão	Original
Bomba elétrica	Adaptado gol GTI interna
Dosador	Dosador SPA com regulagem de pressão e delta 1:1
Pressão de linha	Inicial de 2,2bar / Final de 3,8 bar
Bicos injetores	Astra 1,8 álcool multiponto
Bico extra	1 de monza monoponto álcool
Controlador de bico extra	Dugipulse pressure
Injeção eletrônica	Original
Embreagem	Displatec 4 pastilhas cerâmica com mola e platô de 780Lb
Escape	2,0 pol
Comando de válvulas	Original
Pistão, Bielas, anéis e bronzinas	Original
Cabeçote	Original
Suspensão	Rebaixada com quatro amortecedores de dupla ação e maior pressão
Freios	Original

Tabela 06 – Ficha do motor com bico suplementar 187cv

¹⁶ *Fadding*, termo técnico para a perda gradual da potência de frenagem ocorrida em geral por excesso de temperatura na pastilha

6.1.2.3 Instalação do *intercooler*

A terceira fase do estudo incluiu a instalação de um *intercooler* no sistema. Conforme calculado anteriormente a uma pressão de 0,9bar o uso de um *intercooler* passa a ser necessário, como forma de garantir um controle adequado das temperatura no motor garantindo assim sua durabilidade.

Também foi instalado um sistema de booster de modo a possibilitar a regulagem de duas pressões diferentes de trabalho. O sistema atua através de uma solenóide automotiva interrompendo a linha de pressão da válvula de alívio.

-01	Pressurização sem <i>intercooler</i>	(R\$120,00)
01	Pressurização com <i>intercooler</i>	R\$350,00
01	<i>Intercooler</i> de 430x195x55mm	R\$450,00
01	Sistema de booster	R\$120,00
	TOTAL	R\$6400,00

Tabela 07 – Relação de peças com *intercooler*

Com o *intercooler* instalado foi ajustado o sistema para trabalhar a 0,7bar de pressão no coletor e 1,2bar no booster.

O *intercooler* foi instalado entre o pára-choque e o radiador. Neste local foi percebido que a refrigeração do radiador foi influenciada. O motor passou a trabalhar a uma temperatura maior, principalmente em baixas velocidades. Estuda-se a troca do radiador por um modelo maior para verificar se o problema se resolve.

Análise do desempenho do veículo:

O veículo teve seu *lag* um pouco aumentado. Notou-se uma maior demora para pressurizar a tubulação da pressurização em relação ao sistema anterior. Em certo ponto, isto chegou a ser benéfico, pois abrandou as resposta de torque do motor ao ser solicitado, deixando a entrada do ganho de potência mais suave. Não se percebeu outros ganhos ou perdas de potência no veículo trabalhando a 0,7bar. Não

foi possível medir a temperatura antes e depois do *intercooler* para calcularmos sua efetividade, mas se notou uma diferença de temperatura entre a entrada e a saída, demonstrando que o *intercooler* estava trabalhando efetivamente quando pressurizado.

O veículo com 1,2bar passou a ter 232cv, aferido em dinamômetro, o que nos leva a um relação peso/potência de 4,15kg/cv. Isto tem um grande significado. Segue uma tabela com veículos que tem relação peso/potência similar:

Veículo	Peso	Potência	Peso/Potência
Porsche 911 Carrera 3,6L ano 2007	1510kgf	325cv	4,65kg/s
Porsche 911 Carrera S 3,8L ano 2007	1420kgf	355cv	4,00kg/cv
Ferrari 512 BBi	1500kgf	345cv	4,34kg/cv
Ferrari Testarossa	1520kgf	390cv	3,90kg/cv

Tabela 08 – Relação de veículos com peso/potência (QUATRO RODAS, 2006)

Com esta tabela, nota-se que um veículo com baixo peso aliado a um bom projeto para adaptação de um turbocompressor tem um potencial para se tornar um veículo rápido, com um custo baixo perto das alternativas de outros métodos, ou mesmo compra de um veículo mais potente de fábrica. É importante notar que o sistema de freio está subdimensionado para a condição atual e que a suspensão requer um cuidado especial no seu reajuste para a nova condição de trabalho. Não se recomenda uma configuração como esta para motoristas não acostumados a veículos com potência similar. Uma idéia plausível seria o início com pressões conservadoras e aumento gradual. Note que sob as solicitações existentes nesta configuração a probabilidade de quebras aumenta consideravelmente.

Motor	GM Fam I 1,6L 8v originalmente a gasolina
Potência no motor	232cv@6200rpm (+152% sobre original)
Torque no motor	Não aferido
Quilometragem total	36600km
Quilometragem com turbo	13700+3000km=16700km
Tempo com turbo	9 meses
Combustível	Álcool

Consumo (cidade/estrada)	5,7 / 7,8 km/l
Turbocompressor	Master Power APL 525 0,42f/0,48q rotor 47,5mm eixo 49mm
Pressão	1,2bar
0-100km/h	6,9s
<i>Intercooler</i>	Sim, de 430x195x55mm
Velas	NGK Competition Grau 7
Transmissão	Original
Bomba elétrica	Adaptado gol GTI interna
Dosador	Dosador SPA com regulagem de pressão e delta 1:1
Pressão de linha	Inicial de 2,2bar / Final de 3,8 bar
Bicos injetores	Astra 1,8 álcool multiponto
Bico extra	1 de monza monoponto álcool
Controlador de bico extra	Dugipulse pressure
Injeção eletrônica	Original
Embreagem	Displatec 4 pastilhas cerâmica com mola e platô de 780Lb
Escape	2,0 pol
Comando de válvulas	Original
Pistão, Bielas, anéis e bronzinas	Original
Cabeçote	Original
Suspensão	Rebaixada com quatro amortecedores de dupla ação e maior pressão
Freios	Original

Tabela 09 – Ficha do motor com *intercooler 232cv*

Note que, com a configuração de 232cv o veículo baixou apenas um décimo de segundo no 0-100km/h, já que são necessárias duas trocas de marcha e o veículo destraciona tanto na 1ª quanto na 2ª marcha, sendo difícil reduzir o tempo atual.

Verifica-se que a bomba de combustível já se encontra no limite. Uma boa proposta seria a introdução de mais uma bomba em paralelo para aumentar a vazão de combustível disponível.

O tempo de injeção do bico suplementar está em 3,5ms. Logo ele estará com 80% de seu ciclo (4ms@6000rpm ou 3,4ms@7000rpm). Quando isto ocorrer será necessário a instalação de outro bico ou a troca por um modelo de maior vazão, caso se deseje aumentar a pressão do coletor ou mesmo um aumento na rotação máxima, para suprir a demanda de combustível.

O escapamento passou a causar restrição na configuração atual do motor. A troca por um de maior diâmetro seria recomendável.

A pressão do platô nesta configuração está no limite, já que em trocas de 3^a, 4^a e 5^a marcha ocorre um escorregamento acima do normal da embreagem. Neste caso um platô de maior pressão é necessário.

A transmissão está com um torque cerca de duas vezes e meia maior que o original. Nesta configuração provavelmente ocorrerão problemas. Recomenda-se a troca das engrenagens por modelos mais resistentes.

As peças internas do motor, pistão, biela, anel e bronzinas se encontram no limite com esta configuração. Recomenda-se a troca destas peças por um conjunto forjado para garantir a durabilidade do conjunto.

6.2 GM Pickup Corsa cor branca motor 1,6L 8v MPFI ano 02

6.2.1 Apresentação do veículo

Veículo com motor igual ao do caso anterior, porém com turbocompressor diferente, acertado com dosador HPI e pressão no coletor de 0,8bar.



Fig. 27 – Pickup Corsa Branca



Fig. 28 – Motor com turbocompressor

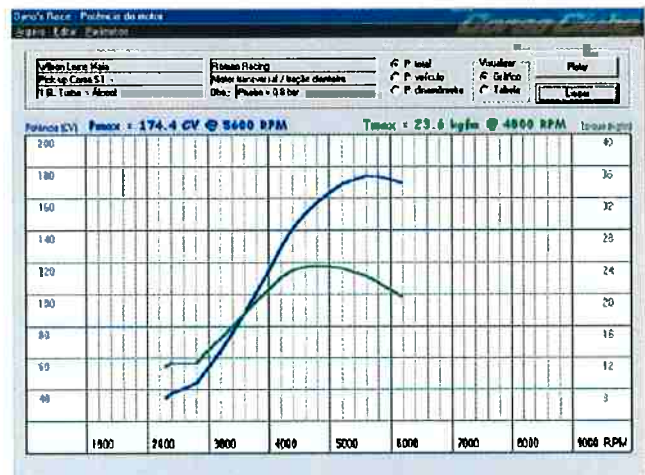


Fig. 29 – Veículo no dinamômetro

Gráfico 12 – Medição de Dinamômetro

6.2.2 Ficha do veículo

Motor	GM Fam I 1,6L 8v originalmente a gasolina
Potência no motor	274cv@5600rpm (+89% sobre original)
Torque no motor	236Nm@4800rpm (+79% sobre original)
Quilometragem total	40000km
Quilometragem com turbo	22700km
Tempo com turbo	1 ano 9 meses
Combustível	Álcool
Consumo (cidade/estrada)	6,0 / 9,0 km/l
Turbocompressor	Mitsubishi original do MWM Sprint 4cil (4.07TCE)
Pressão	0,8bar
0-100km/h	Não aferido
Intercooler	Não
Velas	NGK Grau 7
Transmissão	Original
Bomba elétrica	Blazer V6
Dosador	Dosador HPi
Pressão de linha	Inicial de 1,5bar / Final de 6,0 bar
Bicos injetores	Astra 2,0 gasolina multiponto retrabalhado por eletroerosão
Bico extra	Não
Controlador de bico extra	Não
Injeção eletrônica	Original
Embreagem	Displatec 4 pastilhas cerâmica com mola e platô de 980Lb
Escape	2,0 pol
Comando de válvulas	Original
Pistão, Bielas, anéis e bronzinas	Original
Cabeçote	Original
Suspensão	Rebaixada com quatro amortecedores de dupla ação e maior pressão
Freios	Original

Tabela 10 – Ficha da pickup corsa branca

6.2.3 Avaliação do veículo

Veículo com retomada a aceleração superior ao VW Golf GTI Turbo de 180cv. Funcionamento linear, sem falhas, com bastante potência, principalmente após 3000rpm quando o compressor passa a pressurizar. Utiliza sistema de partida a frio, e necessita esquentar para funcionamento linear. Embreagem pesada para os padrões originais. Um ótimo acerto para o dia-a-dia.

6.3 GM Corsa *Hatch* cor branca motor 1,0L 8v MPFI ano 01

6.3.1 Apresentação do veículo

Veículo com motor 1,0 8 válvulas. Turbocompressor Garrett série T2, acertado com dosador HPi e pressão no coletor de 0,7bar.



Fig. 30 – Corsa *Hatch* Branco



Fig. 31 – Motor com turbocompressor



Fig. 32 – Veículo no dinamômetro

Gráfico 13 – Medição de Dinamômetro

6.3.2 Ficha do veículo

Motor	GM Fam I 1,0L 8v originalmente a gasolina
Potência no motor	122cv@6000rpm (+103% sobre original)
Torque no motor	160Nm@4800rpm (+95% sobre original)
Quilometragem total	56000km
Quilometragem com turbo	12500km
Tempo com turbo	8 meses
Combustível	Álcool
Consumo (cidade/estrada)	6,5 / 9,0 km/l
Turbocompressor	Garrett T2 0,33f/0,36q
Pressão	0,7bar
0-100km/h	8,2s
Intercooler	Não
Velas	NGK Grau 7
Transmissão	Original
Bomba elétrica	Blazer V6
Dosador	Dosador HPi
Pressão de linha	Inicial de 1,2bar / Final de 5,0 bar
Bicos injetores	Original retrabalhado por eletroerosão
Bico extra	Não
Controlador de bico extra	Não
Injeção eletrônica	Original
Embreagem	Displatec 4 pastilhas cerâmica com mola e platô de 900Lb
Escape	2,0 pol
Comando de válvulas	Original
Pistão, Bielas, anéis e bronzinas	Original
Cabeçote	Original
Suspensão	Rebaixada com quatro amortecedores de dupla ação e maior pressão
Freios	Original

Tabela 11 – Ficha do corsa hatch branco

6.3.3 Avaliação do veículo

Ótimo veículo para cidade. Rápido na arrancada, porém a relação de transmissão curta exigem muitas trocas de marcha. Devido ao novo torque mais elevado do motor, torna-se necessária uma relação de transmissão mais longa para se obter uma condução mais agradável. Observou-se a necessidade de partida a frio. Existe a linearidade como quando original e ausência de falhas quando com motor quente. Ótima opção para veículos 1,0L. Interessante ter obtido 103% de ganho com pressão de 0,7bar. Isto è sinal que o compressor deve estar trabalhando em ilha de alta eficiência com um sistema bem dimensionado.

7. COMENTÁRIOS FINAIS E CONCLUSÕES

Com a análise dos componentes e sistemas influenciados, conclui-se que a adaptação de um turbocompressor em um automóvel nacional é possível e realizável. Existe um mercado de peças para troca e reposição, apesar deste mercado estar em processo de consolidação.

Em relação à durabilidade, haverá alguma perda, que está ligada à maneira na qual o motor é operado, e não ao ganho de potência em si, dado ganhos de potência moderados, ou seja, até 80% sobre o original.

O ganho esperado de 60 a 80% se concretizou, com pressão positiva no coletor ao redor de 0,6bar. A correlação de ganho está ao redor de 1:1, ou seja, para 1,0bar de pressão se consegue 100% a mais de potência, no intervalo de 0 a 100%.

Dentre as diferentes metodologias para a alimentação do motor sob as novas condições, a que forneceu melhores resultados foi a instalação de um bico injetor de combustível suplementar que só é acionado quando ocorrer pressão positiva no coletor, controlado por um controlador externo, independente da *ECU* do motor, e com os quatro bicos injetores de combustível originais trocados por modelos com maior vazão, para compensar a utilização de álcool como combustível. O uso do intercooler é recomendado para pressões no coletor acima de 0,6bar no coletor.

Durante o desenvolvimento deste estudo um motor rodou por 15mil km com turbocompressor instalado sem apresentar problemas relacionados à instalação do turbocompressor.

Dentre as diferentes configurações para o caso estudado com motor com turbocompressor adaptado, a mais representativa se obteve com 65% de ganho de potência sobre a potência do motor original com uso de um bico suplementar, controlado por um controlador de bico suplementar e sem intercooler trabalhando com 0,6bar de pressão no coletor de admissão. Sob esta configuração o veículo, um GM Corsa *hatch* motor 1,6L 8v ano 1996 efetuou-se a medição de 0-100km/h em 7,8s, ou seja, abaixo dos 8,0s conforme objetivo do estudo. Neste caso, o gasto para a modificação do motor para atingir esta configuração foi de R\$5600,00. O veículo manteve uma boa dirigibilidade, sem falhas ou funcionamento irregular sob condução normal. Para a partida a frio e durante a fase de aquecimento do motor, o motor apresentou funcionamento irregular. São então, recomendados a instalação de um sistema de partida a frio e o aquecimento do motor, para este atingir sua faixa de temperatura normal e funcionar sem falhas.

Para a adaptação de um turbocompressor em outros motores de veículos nacionais, este caso é bastante representativo já que ao instalar um turbocompressor, para um ganho de potência porcentualmente similar, os custos para a adaptação de todo o sistema variam ao redor de 15% para mais ou para menos.

Deste modo a instalação de um turbocompressor em automóvel nacional, de modo a obter ganhos de potência na ordem de 60 a 80% é possível, sem grandes perdas na durabilidade ou dirigibilidade do automóvel.

Neste estudo observou-se um ganho de potência entre 60% a até pouco mais de 150% sobre a potência do motor original. No início da faixa de ganho de potência, aos 60% de ganho, foi necessário alterações na suspensão e pneus do veículo,

para garantir a segurança e dirigibilidade do veículo. Conforme o ganho de potência cresce até atingir pouco mais de 150% de ganho sobre a potência do motor original, é necessário maior critério para a condução do veículo, devido à diminuição do tempo de resposta do motorista para as reações do veículo. O sistema de freio original se mostra ineficiente para as novas condições de operação, necessitando de uma adequação para ser mais robusto e a possibilidade de quebras se torna muito maior.

Recomenda-se a configuração do sistema para um ganho de potência moderado. Assim conforme o motorista se habitua às reações do veículo sob aquela configuração, pode-se aumentar por etapas o ganho de potência até o ganho que satisfaça o motorista (limitado pela expectativa de durabilidade e componentes empregados no sistema). Usualmente, um motorista que busca ganhos expressivos de potência se satisfaz com ganhos de 80% sobre o original, levando em conta que este deseje ter a durabilidade do veículo próxima da durabilidade de um veículo original.

Caso o motorista deseje ganhos maiores de potência do que o aqui estudado, são necessárias mudanças mais profundas no veículo, como alterações na transmissão, modificações no motor, com troca de componentes internos como pistão, biela e anéis dentre outras modificações. Um estudo sobre as etapas para maiores ganhos de potência seria uma continuação para este trabalho.

Uma análise das possíveis alterações na suspensão, freio e caso necessário transmissão, seria importante para complementar as análises vistas neste estudo. Este estudo permitiria uma visão mais abrangente de todas as alterações que se fazem necessárias em um veículo, quando se busca aumentos moderados de potência, ou mesmo grande aumento de potência.

8. RECOMENDAÇÃO PARA TRABALHOS FUTUROS

O escopo deste trabalho foi a adaptação de turbocompressor em automóvel nacional visando analisar a viabilidade de ganhos de até 80% sobre a potência original do motor.

Foram analisados os sistemas e subsistemas que necessitam de alterações. Foi efetuada a adaptação de um turbocompressor em um automóvel, como forma de validar o estudo.

Aos interessados em continuar o estudo, se recomenda um aprofundamento no tópico de gerenciamento do motor com turbocompressor, já que este é um dos pontos chave para o aumento de potência, confiabilidade e durabilidade do motor com turbocompressor adaptado. Em especial recomenda-se o estudo de estratégias para o ajuste do ponto de ignição quando o motor encontra-se pressurizado, com ênfase para o uso de KS¹⁷ (sensor de detonação) visando obter uma curva de avanço sem detonação excessiva.

A validação em laboratório, com um motor adequadamente instrumentado, da variação do PCP é recomendado para a verificação do aumento nas solicitações internas dentro da câmara, e conseqüentemente, do motor e sua durabilidade.

Um estudo estatístico com foco na durabilidade do motor com turbocompressor adaptado e diferentes aumentos de potência seria outro tópico que merece maiores estudos.

Uma análise das emissões em motores com turbocompressor adaptado é outro assunto que necessita ser estudado.

¹⁷ KS: *Knock-sensor* (sensor de detonação). Acelerômetro utilizado para verificação de ocorrência de detonação na câmara de combustão

9. BIBLIOGRAFIA

- BELLS, CORKY, 1997, “**Maximum Boost: designing, testing, and installing turbocharger systems / by Corky Bells**”, Ed Robert Bentley, Inc, 1ª Ed.
- BRUNETTI, FRANCO, 1992, “**Motores de Combustão Interna**”, Ed EDUSP, 8ª Ed
- GM SPORT COMPACT PERFORMANCE BUILD BOOK, 2004, “**ENGINE ASSEMBLY 600HP TO 1000HP**”, Ed GM Editions, 1ª Ed.
- HILDEBRAND JUNIOR, LEÔNIDAS, 1998, São Carlos, “**Análise do desempenho de um motor de ciclo Otto com injeção direta de álcool etílico hidratado pré-aquecido**”, Tese de Mestrado EESC
- INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P., 2003, “**Fundamentos da Transferência de Calor e Massa**”, Ed LTC, 5ª Ed.
- ROTHBART, HAROLD, 1995, “**A. Mechanical Design Handbook**”, Ed McGraw-Hill. 3ª Ed.
- SENAI, 1988, “**DOUTOR EM MOTORES**”, Ed Senai, 4ª Ed.
- SHAPIRO, MORAN, 2004, “**Fundamentals of Engineering Thermodynamics**”, Ed Wiley, 5ª Ed.
- TAYLOR, CHARLES FAYETTE, 1985, “**Internal combustion engine in theory and practice**”, Ed The MIT Press, 2ªEd.
- VAN WYLEN, BONNTAG, BORGNAKKE, 1998, “**Fundamentos da Termodinâmica**”, Ed Edgar Blucher, 5ª Ed.
- **PARAMINS POST**, 1998, Periódico Norte Americano, Ano 1998 tópico 68
- **REVISTA AUTOPOWER**, Curitiba, PR, Brasil, 2001-2007, diversas edições, Ed. ACE
- **REVISTA FULLPOWER**, São Paulo, SP, Brasil, 2001-2007, diversas edições, B7 Editora
- FORUM DE DISCUSSÃO GERAÇÃO TURBO, São Paulo, SP, Brasil, disponível em <www.geracaoturbo.com.br> Acesso em: 12-set-2001 a 01-fev-2007
- FORUM DE DISCUSSÃO PREPARADOS, São Paulo, SP, Brasil, disponível em <www.preparados.com.br> Acesso em: 18-jul-2005 a 01-fev-2007

- **BOSCH**, São Paulo, SP, Brasil, disponível em <www.bosch.com.br>, acesso em 26-jul-2005
- **CRONOMAC**, São Paulo, SP, Brasil, disponível em <www.cronomac.com.br>, acesso em 13-fev-2005
- **DIGIPULSE**, São Paulo, SP, Brasil, disponível em <www.digipulse.com.br>, acesso em 12-jan -2007
- **DINAMICA BOMBAS**, São Paulo, SP, Brasil, disponível em <www.dinamicabombas.com.br>, acesso em 26-jul-2005
- **FUELTECH**, São Paulo, SP, Brasil, disponível em <www.fueltech.com.br>, acesso em 12-jan -2007
- **GARRETT AFTERMARKET NORTH AMERICA**, São Paulo, SP, Brasil, disponível em <www.turbobygarrett.com>, acesso em 07-jun -2006
- **GM RACING**, São Paulo, SP, Brasil, disponível em <www.gm.com/company/racing/technology/FWDEngine.htm>, acesso em 07-jun -2006
- **HIS**, São Paulo, SP, Brasil, disponível em <www.his-power.com.br>, acesso em 12-jan -2007
- **MASTER POWER**, São Paulo, SP, Brasil, disponível em <www.masterpower.com.br>, acesso em 19-jul-2005
- **MAHLE METAL LEVE**, São Paulo, SP, Brasil, disponível em <www.mahle.com.br>, acesso em 26-jul-2005
- **MTE-THOMPSON**, São Paulo, SP, Brasil, disponível em <www.thomson-net.com.br>, acesso em 26-jul-2005
- **SINDUCAR**, São Paulo, SP, Brasil, disponível em <www.sindacucar.com.br>, acesso em 07-jun -2006
- **SPA TURBO**, São Paulo, SP, disponível em <www.spaturbo.com.br>, acesso em 12-jan -2007

- **TURBO MATCH**, São Paulo, SP, Brasil, disponível em <www.turbofast.com.au/TFmatch.html>, acesso em 07-jun -2006
- **TURBOCHARGER COMPRESSOR MAPS**, São Paulo, SP, Brasil, disponível em <www.stealth316.com/2-3s-compflowmaps.htm>, acesso em 07-jun -2006
- **TURBOCHARGER EFFICIENCY MAPS**, São Paulo, SP, Brasil, disponível em <not2fast.wryday.com/turbo/maps/>, acesso em 07-jun -2006
- **TURBODRIVEN**, São Paulo, SP, Brasil, disponível em <www.turbodriven.com/pt/>, acesso em 02-ago -2005
- **TURBONETICS**, São Paulo, SP, Brasil, disponível em <www.turbonetics.com>, acesso em 02-ago-2005
- **TURBOLINK**, São Paulo, SP, Brasil, disponível em <www.hardwarecar.com.br>, acesso em 12-jan -2007