

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO – ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

SIMULAÇÃO E ANÁLISE DO INTERCOOLER EM MOTORES OTTO
ORIGINAIS DE FÁBRICA

Anderson Moreira da Silva

São Paulo
2008

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO – ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

SIMULAÇÃO E ANÁLISE DO INTERCOOLER EM MOTORES OTTO
ORIGINAIS DE FÁBRICA

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

Anderson Moreira da Silva

Orientador: Prof. Dr. Marcos de Mattos Pimenta

Co-Orientador: Prof. Dr. Euryale de Jesus Godoy Zerbini

Área de Concentração:
Energia e Ambiente

São Paulo
2008

FICHA CATALOGRÁFICA

Silva, Anderson Moreira da

Simulação e análise do intercooler em motores otto originais de fábrica / A.M. da Silva. -- São Paulo, 2008.

28p.

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

1.Turbomotores 2.Trocadores de calor (Simulação computacional) 3.Motores de combustão interna 4.Compressores térmicos I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

RESUMO

Este trabalho mostra o funcionamento do intercooler, trocador de calor que equipa atualmente, vários motores de combustão interna que possuem sobrealimentação. Aqui o caso estudado é de um motor Otto a gasolina, com turboalimentação e baixa cilindrada. Prova-se aqui a eficiência do equipamento, resultado de uma melhor queima de combustível na câmara de combustão, além do ganho de potência e torque equivalentes aos automóveis de maior cilindrada. Através de simulações numéricas e o uso de dados de publicações especializadas, estuda-se um automóvel que possui dois motores distintos (aspirado e turboalimentado). Espera-se chegar às conclusões para o motor equipado com o trocador de calor, além de incentivar estudos futuros sobre essas condições.

ABSTRACT

This report shows an intercooler operation, a heat exchanger that currently equips many internal combustion engines that have over booster. Here, the studied case is a gas fuel Otto engine downsized, with turbocharger. Here it is proven better equipment efficiency, resulted from the better fuel combustion, aside the power and torque's gain. Through numerical simulations and specialized publication information, it is studies an automobile that has two different engine models (natural aspiration and turbocharged). The expected results as shown by the conclusions favor the engine equipped with the heat exchanger, besides the motivation of future studies under these conditions.

LISTA DE SÍMBOLOS

16V	Dezesseis válvulas
$\Delta\theta$	Incremento de ângulo do virabrequim
λ	Coeficiente de excesso de ar
ρ_{ar}	Densidade do ar
AAE	Avanço à abertura de escape
AFA	Atraso ao fechamento da admissão
C	Número de cilindros
CFM	Fluxo volumétrico de ar
CID	Deslocamento em polegada cúbica
D	Diâmetro do cilindro
Dissoc	Dissociação imposto
DV_{adm}	Diâmetro das válvulas de admissão
DV_{esc}	Diâmetro das válvulas de escape
E_i	Eficiência do intercooler
EV	Eficiência volumétrica
$Imp\eta_v$	Imposição de rendimento volumétrico
$ImpAAI$	Imposição do avanço da ignição
L	Curso do pistão
LB	Comprimento da biela
LV_{adm}	Comprimento das válvulas de admissão
LV_{esc}	Comprimento das válvulas de escape
MFA	Fluxo mássico de ar
n	Rotação
n_{max}	Rotação máxima
nC	Número de átomos de carbono no combustível
nH	Número de átomos de hidrogênio no combustível
nV_{adm}	Número de válvulas de admissão
Oct	Número de octanas
RC	Razão de compressão
RP	Razão de pressão

p_n	Pressão nominal do compressor
p_0	Pressão atmosférica
T_{cs}	Temperatura de saída do compressor
T_{ei}	Temperatura de entrada do intercooler
T_{si}	Temperatura de saída do intercooler
T_{atm}	Temperatura atmosférica
T_{gas}	Temperatura dos gases residuais
V_d	Volume deslocado
VW	Volkswagen

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

Fig. 01 – O turbocompressor e seu funcionamento básico	2
Fig. 02 – Válvula Wastegate	2
Fig. 03 – Diagrama de funcionamento de um motor com turbocompressor	3
Fig. 04 – <i>Intercooler</i>	4
Fig. 05 – O motor com turbocompressor e <i>intercooler</i>	5
Fig. 06 – Dutos estriados: corte frontal	6
Fig. 07 – Tubos expandidos: cortes lateral e frontal	6
Fig. 08 – Dutos retangulares e com labirintos brasados: corte frontal	7
Fig. 09 – Volkswagen Gol 1000 16V Turbo	8
Fig. 10 – Motor VW AT 1000 16V Turbo	9
Fig. 11 – Turbocompressor Garrett GT12	10
Fig. 12 – Mapa de funcionamento do compressor	13

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 01 – Mapa do compressor Garrett GT12	15
Gráfico 02 – Razão de pressão x temperatura de saída do compressor	16
Gráfico 03 – Fase da combustão: Temperatura X Giro do Virabrequim	22
Gráfico 04 – Fase da combustão: Pressão X Giro do Virabrequim	23

LISTA DE TABELAS

Tabela 01 – Dados iniciais	20
Tabela 02 – Performance dos motores	21
Tabela 03 – Pressão e temperatura na fase de combustão	22
Tabela 04 – Dados técnicos empíricos	24

1. INTRODUÇÃO	1
2. O TURBOCOMPRESSOR E SEU FUNCIONAMENTO	1
2.1. Ciclos de Funcionamento do Turbo	3
3. O <i>INTERCOOLER</i>	4
4. ESTUDO DE CASO	7
4.1. Características Básicas do Motor VW AT Turbo	8
4.2. Dados Técnicos do Motor	9
4.3. Características do Turbocompressor	10
5. LEVANTAMENTO DAS CARACTERÍSTICAS OPERACIONAIS DO TURBOCOMPRESSOR	11
5.1. Mapa do Compressor	11
5.1.1. Linha de Sobrecarga (<i>Surge Line</i>)	11
5.1.2. Linha de Estrangulamento (<i>Choke Line</i>)	11
5.1.3. Linhas de Velocidade do Turbo (<i>Turbo Speed Lines</i>)	12
5.1.4. Ilhas de Eficiência (<i>Efficiency Islands</i>)	12
5.2. Cálculo da Razão de Pressão	13
5.3. Cálculo do Fluxo Mássico de Ar	14
6. LEVANTAMENTO DAS CARACTERÍSTICAS OPERACIONAIS DO <i>INTERCOOLER</i>	17
7. MODELAGEM E SIMULAÇÃO DO MOTOR	17
7.1. O MotorIST	18
8. DADOS INICIAIS E RESULTADOS	19
8.1. Dados iniciais	19
8.2. Resultados	21
9. ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	23

10. CONCLUSÕES	26
11. BIBLIOGRAFIA	27
12. <i>SITES</i> RELACIONADOS	28

1. INTRODUÇÃO

Existem pouquíssimas publicações acadêmicas e no mercado dedicadas ao estudo do intercooler e sua real influência no trem-de-força do automóvel turboalimentado. E quando há, geralmente se dedica a motores Diesel.

Difícilmente as montadoras automotivas que produzem certo modelo de automóvel com motor turboalimentado (como a Volkswagen e FIAT, por exemplo) não divulgam seus dados técnicos sob o argumento de sigilo industrial. Quanto às empresas que fabricam o intercooler no Brasil, geralmente também para motores Diesel, produzem e especificam seus equipamentos somente através de dados empíricos.

Este trabalho visa, além de analisar numericamente o comportamento do intercooler num motor Otto turboalimentado, incentivar o estudo em futuros trabalhos na perspectiva de melhorar o rendimento, performance e aprimoração do equipamento.

2. O TURBOCOMPRESSOR E SEU FUNCIONAMENTO

O turbocompressor é um equipamento que tem a peculiaridade de aproveitar a energia residual ou a entalpia do fluxo dos gases de escape do motor para mover a turbina que, conectado a um eixo, faz rotacionar um compressor que está instalado no coletor de admissão. O compressor, por sua vez, eleva a pressão do ar e consegue que se melhore a alimentação, rendimento volumétrico na aspiração, do motor.

O turbo impulsionado pelos gases de escape alcança rotações acima de 100000 rpm e, portanto, há a necessidade de ter um sistema de lubrificação nos mancais onde apóia o eixo comum à turbina e ao compressor. Os gases de saída do motor, a que a turbina está submetida durante todo o processo, podem chegar a 750°C.

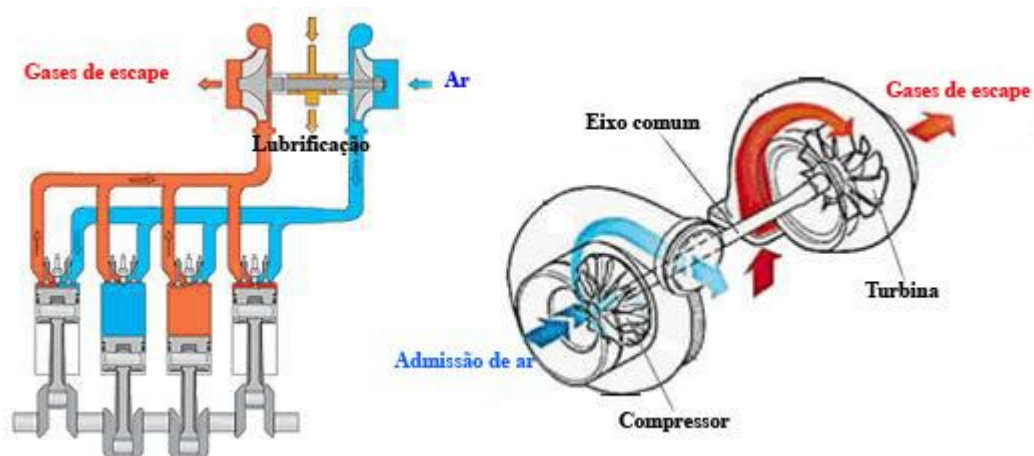


Fig. 01 – O turbocompressor e seu funcionamento básico.

Para evitar o aumento excessivo de rotações de turbina e compressor como consequência da maior pressão dos gases de escape à medida que se aumenta a rotação do motor, usa-se uma válvula de segurança chamada de válvula de descarga, ou *Wastegate*, que é instalado na tubulação de escape e antes de chegar na turbina, expelindo os gases para a saída.

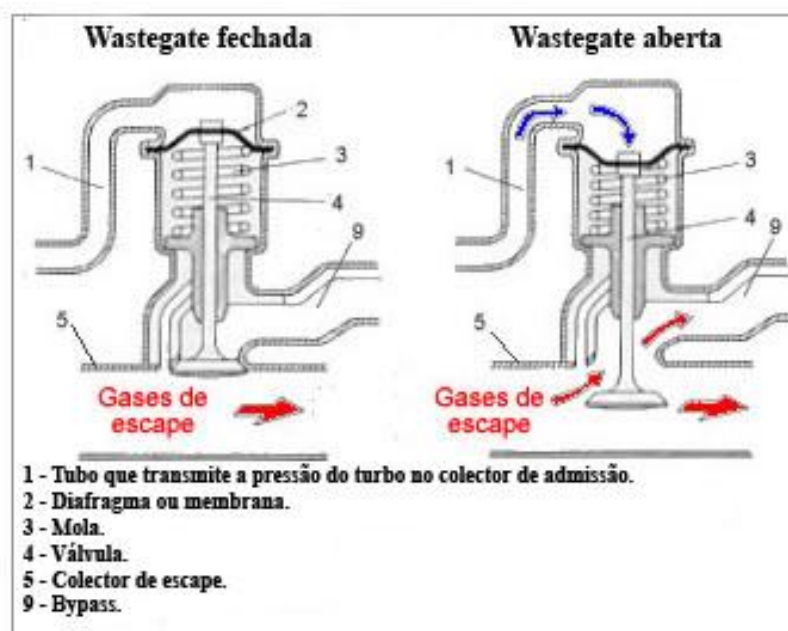


Fig. 02 – Válvula *Wastegate*.

Segue-se a figura que ilustra o funcionamento de um motor moderno com turbocompressor.

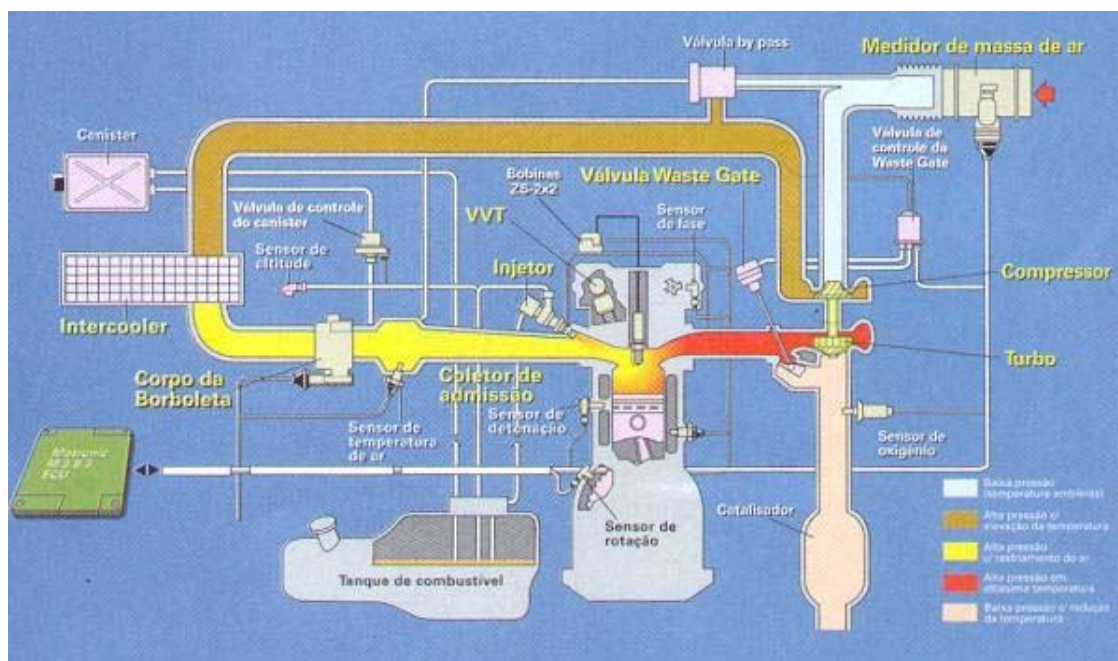


Fig. 03 – Diagrama de funcionamento de um motor com turbocompressor.

2.1. Ciclos de Funcionamento do Turbo

Há três tipos de ciclos:

- **Funcionamento ao ralenti e a carga parcial inferior:** nestas condições, as pás da turbina são impulsionadas por meio da baixa energia dos gases de escape, e o ar atmosférico aspirado não será pré-comprimido pelo rotor do compressor, apenas aspirado pelo motor.
- **Funcionamento a carga parcial média:** quando a pressão no coletor de admissão se aproxima a da atmosférica, as pás da turbina giram a um regime de rotações mais elevadas e o ar aspirado pelo rotor do compressor é pré-comprimido e enviado até a câmara de combustão sobre pressão atmosférica ou ligeiramente superior, atuando o turbo já na sobrealimentação do motor.

- **Funcionamento a carga parcial média:** quando a pressão no coletor de admissão se aproxima a da atmosférica, as pás da turbina giram a um regime de rotações mais elevadas e o ar aspirado pelo rotor do compressor é pré-comprimido e enviado até a câmara de combustão sobre pressão atmosférica ou ligeiramente superior, atuando o turbo já na sobrealimentação do motor.

- **Funcionamento a carga superior ou a plena carga:** nesta fase continua a aumentar a energia dos gases de escape sobre a turbina do turbo e se alcançará o valor máximo de pressão no coletor de admissão que deve ser limitada pela válvula de descarga (*Wastegate*). O ar aspirado pelo rotor do compressor é comprimido a máxima pressão suportável pela construção.

3. O INTERCOOLER

O *intercooler* é um trocador de calor compacto de fluxo cruzado em que os fluidos não são misturados (ar-ar ou ar-água). Geralmente instalados em motores turboalimentados Diesel e Otto, o *intercooler* é o seu maior aliado, pois elimina o maior problema do sistema de propulsão desse tipo: o de “empurrar” ar quente para dentro da câmara de combustão do motor.



Fig. 04 – Intercooler.

O ar quente, de menor densidade mássica, ocupa um maior volume na câmara sem condições de obter um melhor rendimento na queima do combustível (mistura pobre). Isso se deve ao fato da estrutura do próprio turbocompressor, pois por ser formado por dois caracóis (frio e quente), montado em um único eixo e próximos um ao outro, o caracol quente, que recebe os gases de exaustão do motor, transfere calor ao caracol frio, que recebe os gases de admissão (ar atmosférico a temperatura ambiente).

Devido à influência do caracol quente, o ar atmosférico, sob temperatura aquecida e forte pressão, tem um aumento significativo de sua temperatura ao sair do caracol frio, expandindo as suas moléculas e impedindo a entrada de ar em maior quantidade. Como consequência, ocorre uma má queima do combustível dentro da câmara de combustão fazendo com que, assim, diminua a vida útil do motor.

A função do intercooler é resfriar o ar quente antes de entrar na câmara de combustão do motor. Resfriando, o ar aumenta a sua densidade mássica conseguindo um melhor desempenho causado pela melhor queima de combustível.

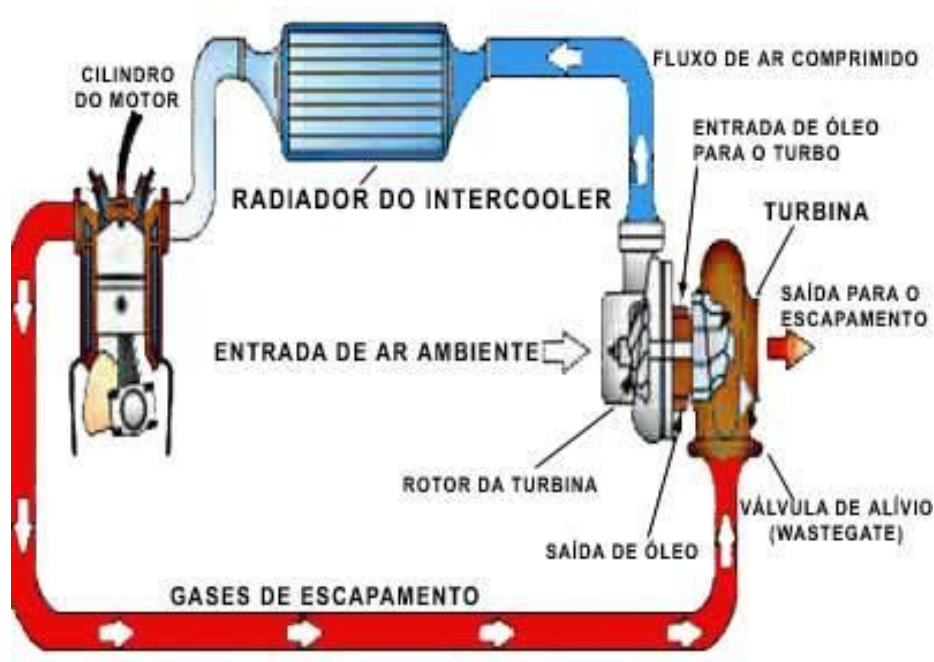


Fig. 05 – O motor com turbocompressor e *intercooler*.

Sua estrutura básica é composta por canais (ou dutos) por onde passam ar quente vindo do compressor. Entre esses dutos existem aletas em zigue-zague, que fazem a troca do ar quente por ar resfriado num fluxo cruzado com o ar ambiente ou um fluido qualquer.

No mercado existem várias formas de dutos:

- **estriados:** normalmente de forma retangular e com bordas arredondadas e brasados, tem paredes mais grossas e, como consequência, trocam calor com menos eficiência.

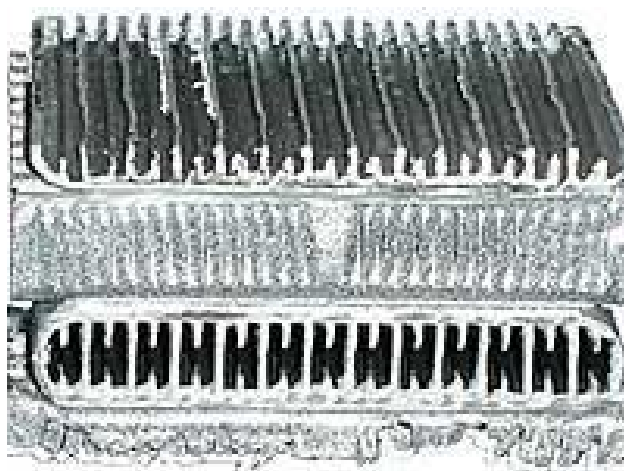


Fig. 06 – Dutos estriados: corte frontal.

- **tubos expandidos:** constituídos de tubos redondos, possuem paredes médias e trocam menos calor ainda. Quando passa pelos tubos, o ar escoa por turbilhonamento sem que o núcleo tenha contato com as paredes do trocador de calor;

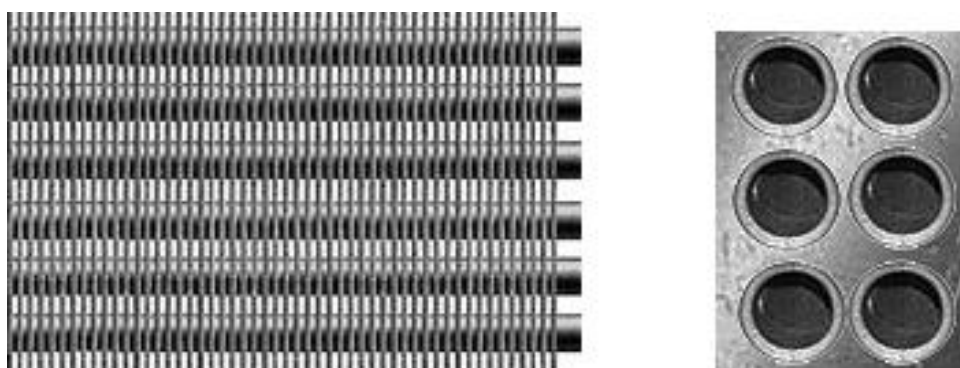


Fig. 07 – Tubos expandidos: cortes lateral e frontal.

- **retangulares e com labirintos brasados:** são os melhores dutos para se obter uma eficiente troca de calor com o meio, porque possuem paredes finas. E em seu interior, há pequenas aletas desencontradas que tem por finalidade obter o máximo em dissipação de calor.

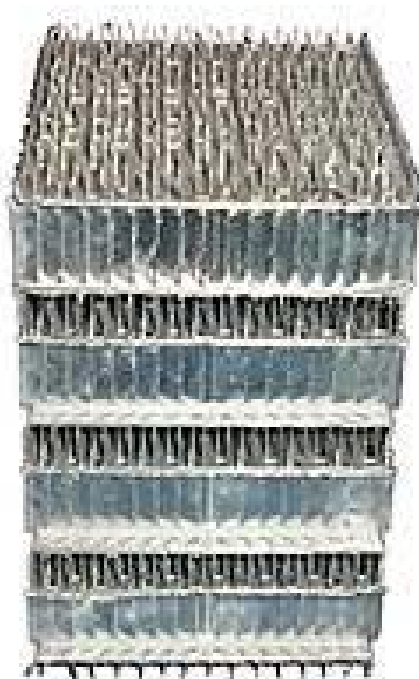


Fig. 08 – Dutos retangulares e com labirintos brasados: corte frontal.

4. ESTUDO DE CASO

Na indústria automotiva brasileira fabricaram-se diversos automóveis equipados com motores turboalimentados tais como os VW Golf GTI, Gol e Parati Turbo, e os Fiat Tempra, Uno e Marea Turbo. Todos eles saíram equipados com *intercooler* de fábrica.

Mas para este trabalho, selecionou-se o VW Gol Turbo para as simulações computacionais que serão feitas. Foram usados como critérios:

1. Ser o automóvel mais vendido do país;
2. Para uma mesma configuração, o acréscimo do turbocompressor e do *intercooler* no motor quase que dobrou a potência (de 76 para 112 cv);
3. Aliada a uma alta performance, o automóvel possui baixo consumo de combustível.



Fig. 09 – Volkswagen Gol 1000 16V Turbo.

Segundo a revista Engenharia Automotiva e Aeroespacial, devido às normas de restrição e controle da poluição do ar em vigor no mundo, as montadoras começaram a investir em motores turboalimentados de baixa cilindrada devido ao “(...) trinômio potência - menor consumo - menores emissões” e o seu maior exemplo aqui no Brasil se deve a este modelo da VW, que possuía um consumo de 1.0L, potência de 1.6L e desempenho de 2.0L.

4.1. Características Básicas do Motor VW AT Turbo

Várias alterações foram feitas no motor (VW AT 1000 16V), em relação ao original, para receber os equipamentos para um maior ganho de performance. Recebeu um novo conjunto de pistões forjados (ao invés de fundidos), com uma lateral em camada de grafite para diminuição do atrito, ruídos e aumento da vida útil.

Recebeu jatos de óleo para refrigerar os pistões durante os movimentos descendentes, que possibilitou num aumento da taxa de compressão e um avanço no ponto de ignição, sem risco de detonação. As válvulas de admissão são feitas de uma liga de aço mais resistente e de menor atrito, enquanto que as de escapamento suportam a temperaturas de até 1100°C. Todas as válvulas receberam um novo

tratamento superficial para resistir melhor ao desgaste e suas sedes são produzidas com um novo aço sinterizado. O bloco do motor foi reforçado estruturalmente e recebeu um trocador de calor para o óleo do motor.

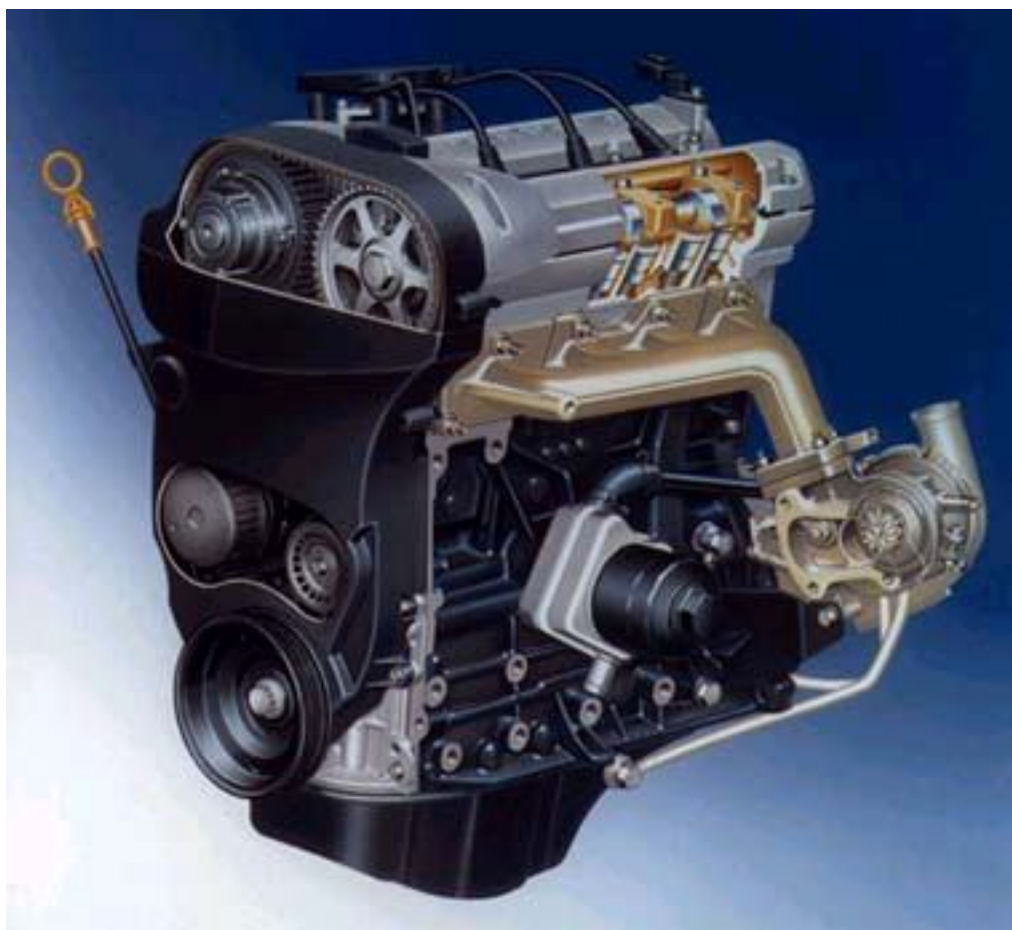


Fig. 10 – Motor VW AT 1000 16V Turbo.

4.2. Dados Técnicos do Motor

- Longitudinal, quatro cilindros em linha, quatro válvulas por cilindro;
- Bloco de ferro fundido com cabeçote em alumínio;
- Injeção multiponto seqüencial;
- Turbocompressor e *intercooler*;
- Duplo comando no cabeçote com variador de fase;
- Diâmetro X Curso: 67,1 X 70,6 mm;

- Taxa de Compressão: 8,5:1;
- Cilindrada: 999 cm³;
- Potência Máxima: 112 cv (82,38 kW) a 5500 rpm;
- Torque Máximo: 15,8 kgfm (155 Nm) a 2000 rpm.

4.3. Características do Turbocompressor

O turbocompressor usado neste motor é um Garrett GT12, que em regime nominal produz uma pressão de **0,4 bar**, chegando a **1,2 bar** de pico. Possuindo dimensões pequenas, ele ganha giro rapidamente, chegando a 245000 rpm.



Fig. 11 – Turbocompressor Garrett GT12.

5. LEVANTAMENTO DAS CARACTERÍSTICAS OPERACIONAIS DO TURBOCOMPRESSOR

Possuindo os dados técnicos do motor e do modelo de turbocompressor, procurou-se na página do fabricante Garrett o mapa do compressor, necessário para os cálculos em que se acha a eficiência do compressor e a temperatura de saída do compressor, que será, posteriormente, a temperatura de entrada do intercooler.

5.1. Mapa do Compressor

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

5.1.1. Linha de Sobrecarga (*Surge Line*)

O gráfico é limitado à esquerda pela linha de sobrecarga, que é basicamente a “interrupção” do fluxo de ar na entrada do compressor. Com vazão volumétrica muito pequena e razão de pressão muito elevada, a vazão não consegue mais aderir ao lado de sucção das palhetas resultando na interrupção do processo de descarga. O fluxo de ar do 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 instabilidade na vazão continua com frequência fixa e o ruído resultante é conhecido como ressonância.

5.1.2. Linha de Estrangulamento (*Choke Line*)

A vazão volumétrica máxima de um compressor é normalmente limitada pela área de admissão do compressor. Quando a vazão na admissão do rotor atinge a

velocidade sônica, não é mais possível nenhum aumento na vazão volumétrica. A linha de estrangulamento pode ser reconhecida pelas curvas de velocidade acentuadamente descendentes à direita do mapa do compressor.

5.1.3. Linhas de Velocidade do Turbo (*Turbo Speed Lines*)

São as linhas de velocidade constante do turbo. A velocidade do turbo por pontos entre essas linhas pode ser obtida através da interpolação. Aumentando a razão de pressão e ou o fluxo mássico (ou volumétrico), aumenta a velocidade do turbo. As linhas são limitadas pelas linhas de sobrecarga e de estrangulamento.

5.1.4. Ilhas de Eficiência (*Efficiency Islands*)

São as regiões onde se concentra a eficiência do compressor em qualquer ponto do mapa. A menor ilha próxima do centro do mapa está o maior pico de eficiência. Essas curvas, assim como as linhas de velocidade do turbo, são limitadas pelas linhas de sobrecarga e de estrangulamento.

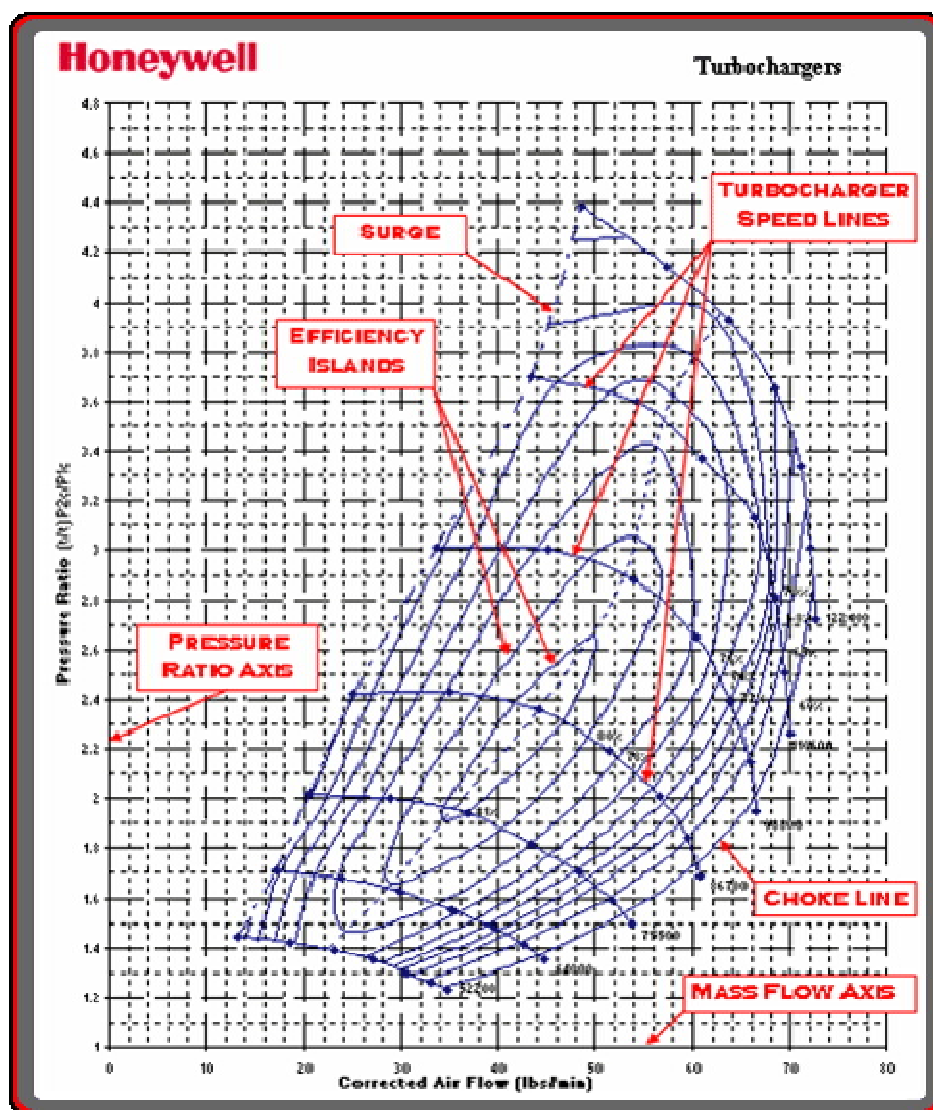


Fig. 12 – Mapa de funcionamento do compressor.

5.2. Cálculo da Razão de Pressão

A razão de pressão é dada por:

$$RP = \frac{p_n + p_0}{p_0} \quad (1)$$

, em que:

- $p_n = 0,4 \text{ bar} = 5,81 \text{ psia}$;
- $p_0 = 1 \text{ bar} = 14,50 \text{ psia}$.

Assim:

$$RP = \frac{5,81 + 14,50}{14,50} = 1,40$$

5.3. Cálculo do Fluxo Mássico de Ar

Para acharmos o fluxo mássico de ar, devemos seguir os seguintes cálculos:

- **Cálculo do deslocamento em polegada cúbica:**

$$CID = C \cdot V_d \quad (2)$$

, em que:

- $C = 4$;
- $V_d = 999 \text{ cm}^3$.

Sabendo que $1 \text{ dm}^3 = 61,02 \text{ pol}^3 / \text{dm}^3$, temos:

$$CID = 4 \cdot 999 \cdot 10^{-3} \cdot 61,02 (\text{pol}^3 / \text{dm}^3) = 243,84 \text{ pol}^3$$

- **Cálculo do Fluxo Volumétrico de Ar:**

$$CFM = \frac{CID \cdot n \cdot EV}{3456} \quad (3)$$

, em que:

- $n = 5500 \text{ rpm}$;
- $EV = 0,96$ (para 4 válvulas por cilindro).

Então:

$$CFM = \frac{243,84 \cdot 5500 \cdot 0,96}{3456} = 372,53 \frac{\text{ft}^3}{\text{min}}$$

Sabendo que o $\rho_{ar} = 0,076 \text{ lb/ft}^3$:

$$\therefore MFA = CFM \cdot \rho_{ar}$$

$$MFA = 372,53 \cdot 0,076 = 28,31 \frac{\text{lb}}{\text{min}} \quad (4)$$

Inserindo os pontos no gráfico abaixo:

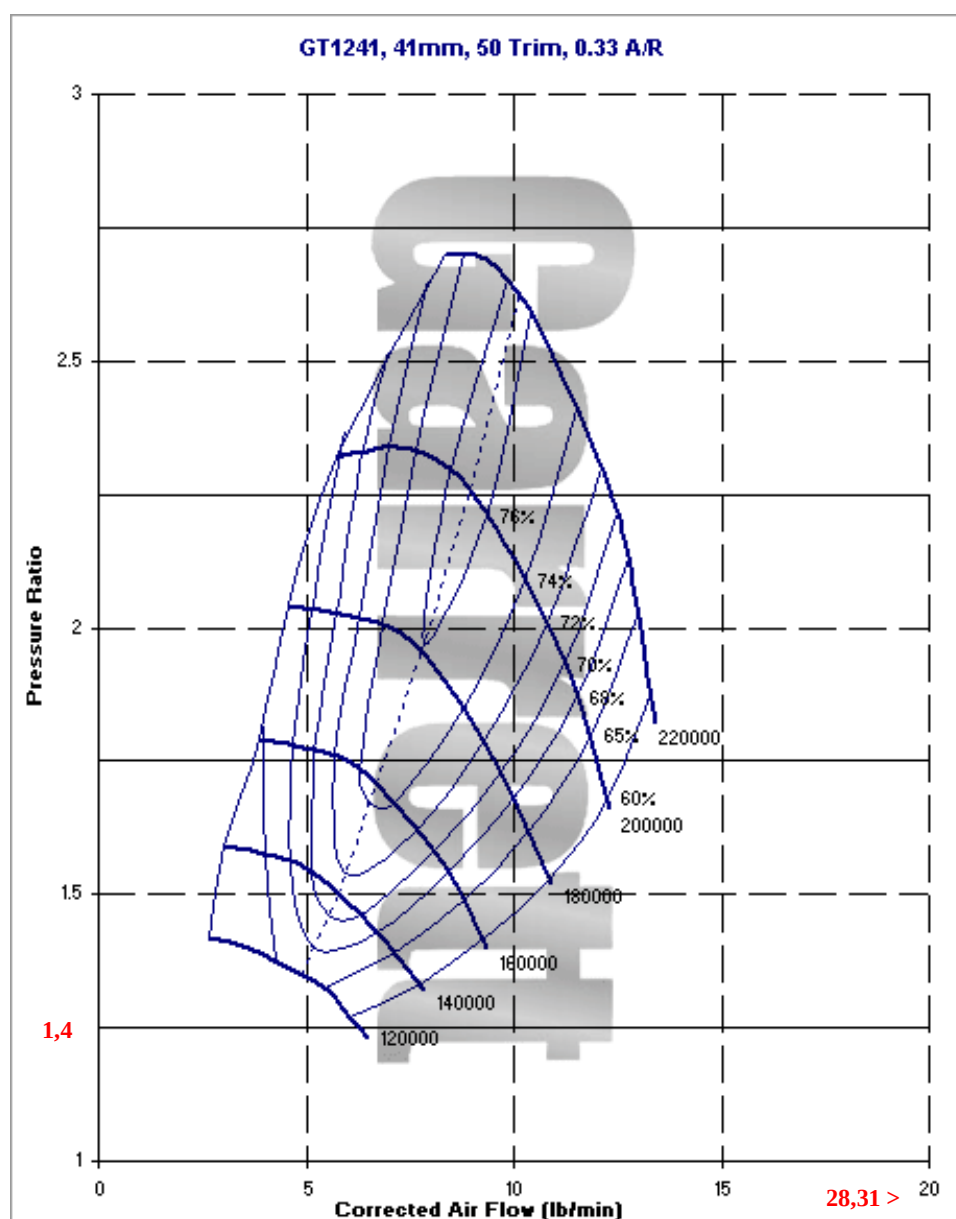


Gráfico 01 – Mapa do compressor Garrett GT12.

Nota-se que os pontos RP, equação (1), e MFA, equação (4), não interceptam as curvas de rendimento do compressor. Portanto, adotaremos o rendimento mínimo admissível no compressor igual a 60%.

Segundo o livro Maximum Boost (1997), usando o gráfico RP versus temperatura de saída do compressor, temos:

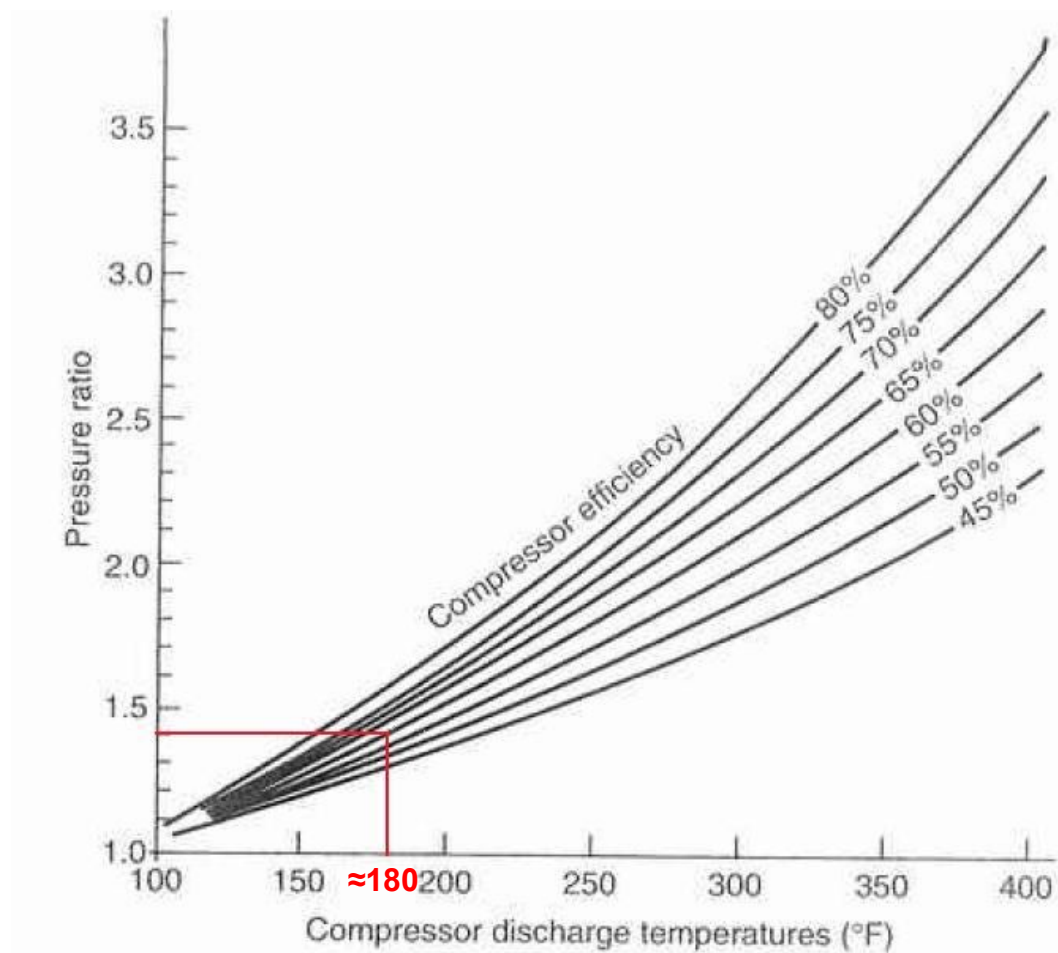


Gráfico 02 – Razão de pressão x temperatura de saída do compressor.

$$T_{cs} \cong 180^{\circ}F = 82,22^{\circ}C$$

A temperatura de saída do compressor será a temperatura de entrada do intercooler (T_{ei}).

6. LEVANTAMENTO DAS CARACTERÍSTICAS OPERACIONAIS DO INTERCOOLER

Nos automóveis modernos, o ideal de eficiência para um intercooler fica entre 65 e 75%, segundo pesquisas realizadas em *sites* especializados em preparação de motores de alta performance. Para este caso, estimando a eficiência mínima em 65% para motores originais de fábrica, temos:

$$E_i = \frac{T_{ei} - T_{si}}{T_{ei} - T_{atm}} = \frac{82,22 - T_{si}}{82,22 - 27} = 0,65 \quad (5)$$

$$T_{si} = 46,33^\circ C$$

O valor de 46,33°C será a temperatura de saída do *intercooler* para a câmara de combustão do motor.

7. MODELAGEM E SIMULAÇÃO DO MOTOR

Na impossibilidade de arranjar dois automóveis VW Gol 1000 semelhantes, um com o motor aspirado e o outro com motor com turbocompressor de fábrica, decidiu-se fazer uma modelagem computacional para simular o comportamento do motor em seus quatro tempos: admissão, compressão, combustão e escape.

Simularam-se as seguintes situações:

- Motor com aspiração forçada;
- Motor com turbocompressor e sem intercooler;
- Motor com turbocompressor e com intercooler;

A hipótese de um motor aspirado e com intercooler está descartada, pois, ao se usar a temperatura de entrada do intercooler (T_{ei}) como a igual à temperatura atmosférica (T_{atm}), a variação entre a entrada e a saída do intercooler é nula. Sendo assim:

$$T_{si} = T_{atm}$$

Para esta simulação, usou-se o programa MotorIST.

7.1. O MotorIST

O programa MotorIST, escrito na linguagem FORTRAN, foi desenvolvido pelo Instituto Superior Técnico (IST) de Lisboa, Portugal. Feito em modelagem termodinâmica (zero-dimensional), este programa tem como função simular numericamente o ciclo completo de um motor a combustão de quatro tempos (ciclo Otto), cujos resultados permitem uma análise global de funcionamento do motor, além de detalhar o seu comportamento durante os seus ciclos de compressão, combustão e escape.

Para isto, o modelo é constituído de um programa principal e de um conjunto de subrotinas individuais e independentes entre si. São discretizados os tempos de compressão e expansão a partir do fechamento das válvulas de admissão até a abertura das válvulas de escape. Os cálculos principais, tais como temperatura da câmara de combustão, por exemplo, é realizado para cada variação do ângulo de giro do virabrequim.

As subrotinas utilizadas nesta simulação são:

- Rendimento Volumétrico;
- Composição inicial: supondo que há mistura de ar, vapor de combustível e gases residuais;
- Transferência de calor instantânea: pois os motores não são adiabáticos;
- *Lei da ignição*: a ignição é antecipada em relação ao ciclo ideal;
- Submodelo para o final da combustão: combustão não é instantânea;
- *Lei da queima de combustível*: a queima do combustível não é estacionária;
- Submodelo para dissociação e recombinação: as temperaturas atingidas são elevadas e ocorre dissociação durante a combustão e recombinação durante a expansão;
- Submodelo para a detonação;
- Submodelo para escape espontâneo: a discretização termina quando a válvula abre;
- Submodelo para a troca térmica durante o escape;
- Submodelo para as perdas mecânicas: os cálculos são realizados para o que se acontece dentro da câmara de combustão.

Inicialmente, o MotorIST foi modelado inicialmente para simular um motor FIAT de 4 cilindros, 2000 cm³ e 16 válvulas por uma equipe de professores e estudantes do IST. Para este trabalho se fez diversas adaptações, como a alteração do volume dos cilindros (1000 cm³) e a adição de sobrealimentação no motor (devido ao turbocompressor), por exemplo, para se tentar aproximar com os dados de fábrica.

8. DADOS INICIAIS E RESULTADOS

8.1. Dados iniciais

O programa MotorIST, para realizar a sua simulação necessitou dos seguintes dados iniciais:

- Velocidade de rotação;
- Porcentagem da abertura da borboleta;
- Razão de sobrealimentação;
- Número de cilindros;
- Diâmetro dos cilindros, das válvulas de admissão e de escape;
- Curso no cilindro, das válvulas de admissão e de escape;
- Razão de compressão;
- Incremento de ângulo para os cálculos;
- Coeficiente de excesso de ar;
- Temperatura atmosférica;
- Temperatura dos gases residuais;
- Temperatura da mistura (ar mais combustível);
- Pressão do ar;
- Número de átomos de carbono e de hidrogênio do combustível;
- Índice de octanagem do combustível;
- Avanço de abertura do escape;
- Atraso de fechamento da admissão;
- Velocidade de rotação máxima;
- Número de válvulas de admissão;
- Imposição dos rendimentos, volumétrico e mecânico;

- Avanço de ignição imposta;
- Cálculos com dissociação;
- Tipo de motor.

A Tabela 01 indica os dados que foram usados nas simulações no motor do VW Gol, separados em: motor aspirado, motor turbo sem *intercooler* e motor turbo com *intercooler*.

Tabela 01 – Dados iniciais.

Dados iniciais	Aspirado	Turbo sem Intercooler	Turbo com Intercooler
n (rpm)	6000	5500	
PcBorb (%)	100		
RP	1	1,4	
C	4		
D (m)	0,0671		
L (m)	0,706		
LB (m)	0,144		
RC	11,5	8,5	
$\Delta\theta$ (°)	2		
λ	1		
Tatm (K)	298		
Tgas (K)	900		
Tmist (K)	315	380,22	344,33
p0 (kPa)	101,3		
nC	7,93		
nH	14,83		
Oct (RON)	95		
AAE (°)	30		
AFA (°)	35		
nmax (rpm)	6800		
nVadm	2		
DVadm (m)	0,033		
DVesc (m)	0,029		
LVadm (m)	0,0091		
LVesc (m)	0,0082		
Imp η_v (%)	NÃO		
ImpAAI (°)	6		
Imp η_{mec} (%)	NÃO		
Dissoc	SIM		
Tipo de Motor	normal	com admissão variável	

8.2. Resultados

Ao executar-se o programa MotorIST, forneceram-se diversos fatores e resultados. Mostram-se aqui os mais significativos com o objetivo proposto neste trabalho. Na Tabela 02, mostra-se os resultados técnicos de desempenho obtidos após a simulação para cada condição de motor.

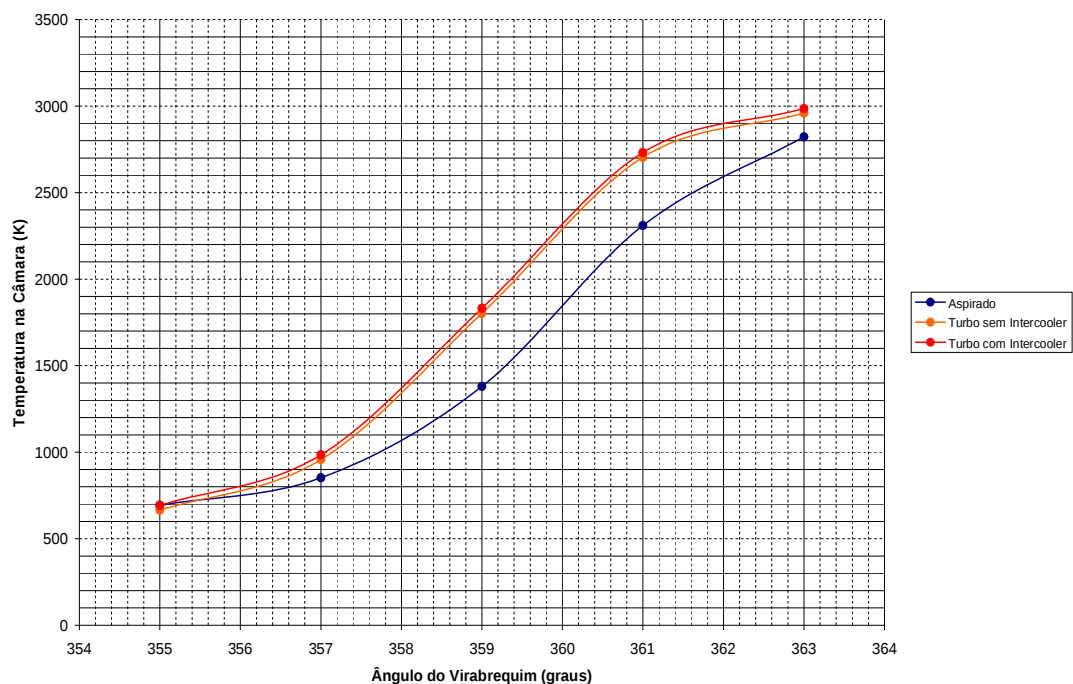
Tabela 02 – Performance dos motores.

	Aspirado	Turbo sem Intercooler	Turbo com Intercooler
Rendimento Volumétrico (%)	83,0	86,2	86,2
Rendimento Mecânico (%)	74,2	82,4	84,0
Razão Mássica de Ar/Combustível	14,5		
Massa de Combustível Admitida por Cilindro (g)	0,0169	0,0246	
Consumo Horário de Combustível (kg/h)	12,2	16,2	
Consumo Específico Indicado (g/kW)	210,3	224,0	210,8
Consumo Específico Efetivo (g/kW)	283,5	270,1	250,1
Potência Indicada (kW/cv)	57,9/78,7	72,4/98,4	77,2/104,9
Potência Efetiva (kW/cv)	42,9/58,4	60,0/81,6	64,8/88,1
Torque (Nm)	68,3	104,2	112,5
Temperatura Máxima Atingida no Ciclo (K)	2940,4	2959,0	2985,1
Pressão Máxima Atingida no Ciclo (MPa)	8,6	9,9	12,6
Ângulo de Pressão Máxima (°)	365,0	363,0	363,0
Tempertura no Escape (K)	920	917,8	879,7

O programa também indicou o comportamento da mistura ar-combustível dentro da câmara desde a admissão até o escape. Na Tabela 03, são dados os valores de pressão e temperatura em função do ângulo de giro do virabrequim apenas na fase da combustão para as três diferentes situações de motores. A plotagem dos valores estão no Gráfico 03 (temperatura) e Gráfico 04 (pressão).

Tabela 03 – Pressão e temperatura na fase de combustão

Ângulo de Giro do Virabrequim	Pressão (MPa)			Temperatura (K)		
	Aspirado	Turbo sem Intercooler	Turbo com Intercooler	Aspirado	Turbo sem Intercooler	Turbo com Intercooler
355	19,45	21,08	27,54	693,72	664,67	692,59
357	24,30	30,83	39,92	852,40	956,88	985,04
359	40,00	59,32	75,94	1.380,07	1.802,07	1.831,19
361	68,20	90,69	115,47	2.310,30	2.703,50	2.731,91
363	83,65	99,29	126,02	2.821,79	2.958,98	2.985,06

**Gráfico 03 – Fase de combustão: Temperatura X Giro do Virabrequim.**

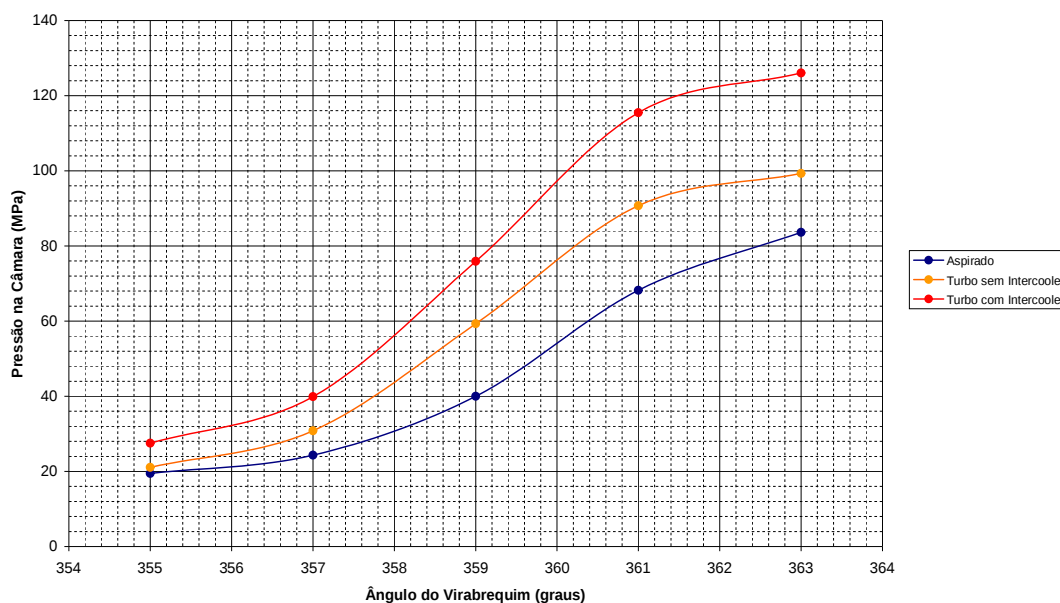


Gráfico 04 – Fase da combustão: Pressão X Giro do Virabrequim.

9. ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

A simulação indica que o valor do rendimento volumétrico do motor aspirado (83%) é ligeiramente menor que o dos motores turboalimentados (86,2%). Isso se deve à quantidade de ar que entra para o cilindro, que é maior nos que possuem turbocompressor instalado, independente de o motor com aspiração forçada possuir maior rotação (6000 rpm contra 5500 rpm) o que deveria, em princípio, influir nos resultados.

Nota-se também que para manter a relação mássica de ar/combustível semelhante nos três motores (14,5), houve um incremento de um pouco mais de 31% de massa de combustível admitida no cilindro do motor turboalimentado, o que faz que se aumente o seu consumo mássico de combustível por hora em comparação ao motor aspirado.

As diferenças entre os motores turboalimentados, sem e com intercooler, começam a surgir quando se analisam as potências indicada e efetiva e os respectivos torques. A potência indicada (dentro da câmara de combustão) e a efetiva (transmitida aos eixos) no motor com sobrealimentação e *intercooler* possui uma

diferença de 6,5 cv maior que o motor sem o trocador de calor compacto. Prova que um ar resfriado e com maior densidade mássica no interior da câmara de combustão resulta em uma melhor queima do combustível, o que resulta em menor temperatura na fase do escape (variação de 38,1 K menor ao motor sem o trocador de calor).

Em relação ao motor aspirado, a variação aumenta em 26,2 cv e 29,7 cv, nas potências indicada e efetiva, respectivamente, independente de a taxa de compressão do motor aspirado ser maior que a do motor turboalimentado (11,5 e 8,5, respectivamente).

Isso se reflete também no torque que é favorável ao motor sobrealimentado e com intercooler, com uma vantagem de 8,3 Nm em relação ao motor sem *intercooler* e de 44,2 Nm em relação ao motor aspirado.

Fez-se uma análise especial quando se compararam os valores obtidos numericamente com os valores reais divulgados pelos meios de comunicação especializados em automóveis e pela montadora VW. Na Tabela 04, mostram-se os valores que se obteve em testes empíricos, apenas para os motores aspirados e turboalimentados com *intercooler*.

Tabela 04 – Dados técnicos empíricos.

	VW Gol 1000 16V	VW Gol 1000 16V Turbo
Potência Máxima (cv) / Rotação (rpm)	76 / 4500	112 / 5500
Torque (Nm) / Rotação (rpm)	97 / 4500	158 / 4500

Curioso notar que o resultado numérico para a potência para o motor aspirado é maior que o indicado pelos dados reais, o que chega a ser discrepante em relação aos outros dados, seja na potência para o motor turbinado, seja na medição do torque para ambos motores.

Quando se analisa apenas o automóvel turboalimentado e com *intercooler*, há vários fatores que contribuem para que os valores obtidos por computação sejam menores:

- Valores dos dados obtidos no mapa do compressor, já que os pontos obtidos não interceptam as curvas;

- Valor da temperatura da mistura (T_{mist}), em que se supôs uma temperatura de combustível e gases residuais de 17°C, variando apenas a temperatura do ar de admissão;
- Valores do diâmetro de certos componentes dos dados iniciais para a simulação numérica, tais como o diâmetro e curso das válvulas, já que estes valores para o automóvel escolhido não estão disponíveis publicamente. Portanto usaram-se os valores de um automóvel similar de mesma capacidade volumétrica: GM Corsa 1.0;
- Alguns fatores no programa, como lógica de subrotinas, não foram possíveis de serem alteradas de devido à ausência de alguns dados técnicos do modelo do motor estudado.

Os gráficos 03 e 04 mostram que o tempo da combustão no motor acontece entre 355° e 363° da fase do virabrequim do carro. Comparando ambos motores turbos, com e sem *intercooler*, nota-se que a temperatura máxima obtida na combustão são semelhantes, porém a pressão máxima na combustão é maior no motor que possui o trocador de calor compacto (126 MPa) do que o que não possui o equipamento (99 MPa).

10. CONCLUSÕES

Com todas as análises feitas quando se compara os motores aspirados com os motores com sobrealimentação, neste caso com o turbocompressor, para uma mesma cilindrada, ganha-se uma vantagem enorme no ganho de potência e torque além de aumentar o rendimento do motor. O ganho ainda é maior quando se acrescenta ao motor turboalimentado o *intercooler*, que resulta num aumento de potência e torque em relação ao motor com turbocompressor sem o equipamento trocador de calor ar/ar na admissão, devido aos gases da atmosfera virem resfriadas e como consequência terem maior densidade. Uma melhor queima dos combustíveis resulta em menores emissões de poluentes e economia de combustível.

Isso mostra que no futuro uma das opções para os motores de automóveis de passeio, além dos elétricos, híbridos e movidos à biomassa, são os motores de menor cilindrada com sobrealimentação (sejam por compressores ou turbocompressores) e *intercooler*.

Por fim, lamenta-se que as montadoras brasileiras não invistam na criação de motores adequados à nossa realidade, mas sim adaptá-los de modelos europeus (a chamada “tropicalização”). E também por existirem poucas oportunidades nas universidades brasileiras em estudarem e analisarem através de simulações, reais ou numéricas, os motores de combustão interna e seus equipamentos, visando à necessidade, nos tempos atuais, de ser “ecologicamente correto”.

11. BIBLIOGRAFIA

- BELL, C. **Maximum boost: designing, testing and installing turbocharger systems.** Bentley Publishers. 1ªed.
- INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P. **Fundamentos da transferência de calor e massa.** LTC Editora. 5ª ed.
- MENDES LOPES, J.M.C.; BLANCARD, D.; CORDEIRO, A.; MEGA, J.; SALGADO, T. **MotorIST – Simulação de motor de explosão a 4 tempos.** Instituto Superior Técnico (Departamento de Engenharia Mecânica), Lisboa, Portugal, 2002.
- **REVISTA ENGENHARIA AUTOMOTIVA E AEROESPACIAL,** São Paulo, SP, Brasil, Ano 7, N° 31, SAE BRASIL, p. 24-26.
- VAN WYLEN, G.; SONNTAG, R.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da termodinâmica clássica.** Editora Edgard Blücher LTDA. 4ª ed.

12. SITES RELACIONADOS

- **AJ DESIGN SOFTWARE (Engine Calculator)**, São Paulo, SP, Brasil, disponível em http://www.ajdesigner.com/phpengine/engine_equations_cubic_inch_displacement.php, acessado em mai-2008.
- **BEST CARS WEB SITE**, São Paulo, SP, Brasil, disponível em <http://www.uol2.com.br/bestcars>, acessado em out-2008.
- **BORG WARNER TURBO SYSTEMS**, São Paulo, SP, Brasil, disponível em <http://www.turbodrive.com/pt/>, acessado em jun-2008.
- **CLUBE MITSUBISHI PORTUGAL (Fórum)**, São Paulo, SP, Brasil, disponível em <http://clubemitsubishi.com/forum/viewtopic.php?t=446>, acessado em jun-2008.
- **GARRETT**, São Paulo, SP, Brasil, disponível em <http://www.turbobygarrett.com>, acessado em abr-2008.
- **GOL 16V TURBO (Blog)**, São Paulo, SP, Brasil, disponível em <http://gol16vturbo.blogspot.com/>, acessado em mar-2008.
- **ICEVEX PERFORMANCE INTERCOOLER**, São Paulo, SP, Brasil, disponível em <http://www.icevex.com/>, acessado em mar-2008.
- **MAX COOLER**, São Paulo, SP, Brasil, disponível em <http://www.intercooler.com.br/>, acessado em nov-2007.
- **THE TURBO REGAL WEBSITE**, São Paulo, SP, Brasil, disponível em <http://www.gnttype.org/techarea/turbo/intercooler.html>, acessado em abr-2008.
- **XPEED CLUB**, São Paulo, SP, Brasil, disponível em <http://www.xspeedclub.com.br>, acessado em jun-2008.