

Universidade Federal de Juiz de Fora
Faculdade de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

Vagner Serafim Garcia

Conversão de um motor naturalmente aspirado em motor turbo alimentado

Juiz de Fora
2017

Vagner Serafim Garcia

Conversão de um motor naturalmente aspirado em motor turbo alimentado

Trabalho de Conclusão de Curso apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Juiz de Fora como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Marco Aurélio da Cunha Alves

Juiz de Fora

2017

Ficha catalográfica elaborada através do Modelo Latex do CDC da UFJF
com os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

Garcia, Vagner.

Conversão de um motor naturalmente aspirado em motor turbo alimentado / Vagner Serafim Garcia. – 2017.

54 f. : il.

Orientador: Marco Aurélio da Cunha Alves

Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade Federal de Juiz de Fora, Faculdade de Engenharia. Departamento de Engenharia Mecânica, 2017.

1. Ricardo WAVE. 2. Turbo-alimentação. 3. Turbo-compressor. I. Alves, Marco, orient. II. Título.

Vagner Serafim Garcia

Conversão de um motor naturalmente aspirado em motor turbo alimentado

Trabalho de Conclusão de Curso apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Juiz de Fora como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovada em:

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Marco Aurélio da Cunha Alves - Orientador
Universidade Federal de Juiz de Fora

Professor Dr. Alexandre da Silva Scari
Universidade Federal de Juiz de Fora

Professor Dr. Julio Cesar Costa Campos
Universidade Federal de Viçosa

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus que permitiu que tudo isso acontecesse, ao longo de minha vida, e não somente nestes anos como universitário, mas que em todos os momentos é o maior mestre que alguém pode conhecer.

Agradeço de forma especial ao meu pai, Gilmar, e à minha mãe, Rosemar, por não medirem esforços para que eu pudesse levar meus estudos adiante.

Ao professor Marco Alves, pela orientação, apoio e confiança.

Agradeço aos meus amigos, por confiarem em mim e estarem do meu lado em todos os momentos da vida.

À equipe Escuderia UFJF, pela oportunidade de poder trabalhar e aprender.

“Quando penso que cheguei ao meu limite, descubro que tenho forças para ir além”
Ayrton Senna

RESUMO

Este trabalho tem como objetivo especificar um turbocompressor a ser utilizado na conversão de um motor naturalmente aspirado em motor turboalimentador e comparar o desempenho desses dois motores. Devido a uma grande exigência da sociedade por motores menos poluentes e mais econômicos, uma tendência na tecnologia automobilística é o processo de downsizing, que consiste na redução do tamanho dos motores sem alterar seu desempenho. Em motores de ignição por faísca o downsizing ocorre com a diminuição do tamanho do motor e de sua cilindrada. A diminuição da cilindrada faz com que a quantidade volumétrica de ar que é admitido pelo motor seja menor. Como a potência do motor está diretamente relacionada com a massa de ar que é admitida, em um motor com cilindrada menor faz-se necessária uma maior eficiência volumétrica e uma admissão de ar com maior densidade. Para a admissão de uma maior quantidade de ar no cilindro a turbo alimentação é altamente indicada. A turbina do turbo alimentador retira a potência dos gases de escape do motor para, através do compressor, comprimir o ar de admissão, podendo assim entrar uma maior massa de ar no cilindro. Foram feitos cálculos para estimar a vazão mássica de ar e as pressões de admissão para realizar a escolha do turbocompressor que mais se adequa ao motor utilizado. Posteriormente utilizou-se o software Ricardo WAVE para validar a escolha e comparar o desempenho do motor em três diferentes configurações que são naturalmente aspirado, turbo alimentado sem restrição de pressão de admissão e turbo com restrição de pressão. Observou-se ganhos de 63% de torque e 92,8% na potência, para turbo com controle da pressão de admissão (válvula wastegate operando), que gera uma maior dirigibilidade, e um aumento de 105,5% no torque e 118,7% na potência para o modelo com válvula wastegate desligada.

Palavras-chave: Ricardo WAVE. Turbo-alimentação. Turbo-compressor. Simulação de motores.

ABSTRACT

Nowadays a major tendency in the automotive market is called downsizing, which is the use of smaller components but with greater or equal performance than the larger ones. In Otto cycle engines, downsizing occurs with the reduction of the volume of air displaced by the pistons, reducing the capacity of the engine, making smaller in volume the amount of air that is admitted by the engine. As the engine power is directly related to the burned fuel mass, and this is proportional to the air mass that is admitted by the engine. In an engine with smaller volumetric capacity a higher efficiency and an air intake with greater density is required. Therefore the supercharging is highly indicated. The turbocharger is used for supercharging. It removes the power of the exhaust gases to compress the intake air, thus being able to get a greater air mass in the combustion chamber. This work has as an Intuit to compare the maximum power, maximum torque, effective mean pressure and specific fuel consumption in a naturally aspirated and turbocharged engine and to analyze the feasibility of this conversion. For this purpose Ricardo WAVE software was used to make virtual modeling and analysis of results. There was a gain of 63 % of torque and 92.8 % in turbo power with intake pressure control, which generates the greatest drivability, and a 105.5 % increase in torque and 118.7 % in power for the model with wastegate valve off.

Key-words: Ricardo WAVE. Turbocharging. Turbocharger. Engine simulation.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Funcionamento motor 4 tempos	16
Figura 2 – Supercompressor centrífugo	18
Figura 3 – Supercompressor Lysholm	19
Figura 4 – Supercompressor Roots	19
Figura 5 – Turbo compressor	20
Figura 6 – Mapa do compressor	21
Figura 7 – Wastegate incorporada	23
Figura 8 – Wastegate externa	23
Figura 9 – Componentes de um carburador	24
Figura 10 – Injeção eletrônica	25
Figura 11 – Comparação de pressão média efetiva de carros esportivos e de corrida	27
Figura 12 – Curva de Torque e Potência de um motor	28
Figura 13 – Perfil de abertura da válvula de admissão	34
Figura 14 – Perfil de abertura da válvula de escape	35
Figura 15 – Entrada de dados do modelo de atrito no WAVE	35
Figura 16 – Entrada de dados do modelo de combustão no WAVE	36
Figura 17 – Modelo virtual naturalmente aspirado	37
Figura 18 – Modelo virtual turbo-alimentado	37
Figura 19 – Mapa do compressor 1	39
Figura 20 – Mapa do compressor 2	40
Figura 21 – Curva Característica do Motor Aspirado	41
Figura 22 – Mapa do compressor com dados gerados pelo WAVE	42
Figura 23 – Curva Característica do Motor Turboalimentado	43
Figura 24 – Mapa do compressor com dados gerados pelo WAVE sem restrição	44
Figura 25 – Curva Característica do Motor Turboalimentado Sem Restrições	44
Figura 26 – Gráficos de Potência	45
Figura 27 – Gráficos de Torque	46
Figura 28 – Gráficos de Pressão Média Efetiva	46
Figura 29 – Gráficos de Consumo Específico	47
Figura 30 – Gráficos de Consumo de Combustível	48
Figura 31 – Gráficos de Eficiência Volumétrica	49
Figura 32 – Gráficos de Pressão Máxima no cilindro	49
Figura 33 – Mapa da turbina no primeiro caso	50
Figura 34 – Mapa da turbina no segundo caso	51

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

θ_0	Angulo de Início da Combustão
θ	Angulo do Virabrequin
d	Braço de Alavanca
V	Capacidade volumétrica
C_e	Consumo Específico de Combustível
ρ_{ar}	Densidade do Ar
$\Delta\theta$	Duração da Combustão
η_g	Eficiência Global
η_t	Eficiência Térmica
η_{vc}	Eficiência volumétrica do coletor
F	Força Aplicada
MCI	Motor de Combustão Interna
MIF	Motor de Ignição por Faísca
NA	Naturalmente Aspirado
a	Parâmetro de Velocidade de combustão
m	Parâmetro exponencial de Wiebe
PCI	Poder Calorífico Inferior
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
W	Porcentagem de gases queimados
N_e	Potência efetiva
N_i	Potência Indicada
P_{1c}	Pressão antes do compressor
P_{2c}	Pressão depois do compressor
PME	Pressão Média Efetiva

PMI	Pressão Média Indicada
A/F	Razão Ar-Combustível
F	Razão Combustível-Ar
r	Razão de compressão no compressor
n	Rotação
n_P	Rotação em potência máxima
n_T	Rotação em torque máximo
T_{1c}	Temperatura antes do compressor
T_{2c}	Temperatura depois do compressor
T	Torque
\dot{m}_a	Vazão Mássica de Ar
\dot{m}_{ar}^c	Vazão Mássica de Ar Corrigida
\dot{m}_{arP}^c	Vazão Mássica de Ar Corrigida em potência máxima
\dot{m}_{arT}^c	Vazão Mássica de Ar Corrigida em torque máximo
\dot{m}_{arP}	Vazão Mássica de Ar em potência máxima
\dot{m}_{arT}	Vazão Mássica de Ar em torque máximo
\dot{m}_{comb}	Vazão Mássico de Combustível

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
2	OBJETIVO	13
2.1	OBJETIVO GERAL	13
2.2	OBJETIVO ESPECÍFICO	13
3	ESTADO DA ARTE	14
4	REVISÃO TEÓRICA	15
4.1	MÁQUINAS TÉRMICAS	15
4.2	MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA	15
4.3	FUNCIONAMENTO DO MOTOR A COMBUSTÃO INTERNA CICLO OTTO 4 TEMPOS	16
4.4	SISTEMA DE ALIMENTAÇÃO DE AR	17
4.4.1	Normalmente aspirado	17
4.4.2	Sobrealimentado	17
4.4.2.1	<i>Supercompressores</i>	18
4.4.2.2	<i>Turbo-compressores</i>	20
4.4.2.3	<i>Wastegate</i>	22
4.5	SISTEMA DE ALIMENTAÇÃO DE COMBUSTÍVEL	23
4.5.1	Carburador	24
4.5.2	Injeção eletrônica	24
4.5.3	Relação ar-cobustível	25
4.6	OUTRAS GRANDEZAS IMPORTANTES	26
4.6.1	Pressão média indicada	26
4.6.2	Pressão média efetiva	26
4.6.3	Consumo específico de combustível	27
4.6.4	Eficiência global	27
4.6.5	Eficiência volumétrica	28
4.6.6	Torque e Potência	28
4.7	RICARDO WAVE	29
4.7.1	Funções do WAVE	29
4.7.2	Desempenho de motores	30
5	METODOLOGIA	31
5.1	AQUISIÇÃO DE DADOS	31
5.1.1	Dados geométricos	31

5.1.2	Dados do motor	31
5.1.3	Parâmetros de operação	31
5.2	PREPARAÇÃO DE DADOS	32
5.3	CONSTRUINDO O MODELO NO WAVEBUILD	32
5.3.1	Junções básicas	32
5.3.1.1	<i>Orifício</i>	32
5.3.1.2	<i>Ambiente</i>	33
5.3.1.3	<i>Cilindro do motor</i>	33
5.3.1.4	<i>Juntas Y</i>	33
5.3.2	Dutos básicos	33
5.4	DESENVOLVIMENTO DO MODELO VIRTUAL	33
5.4.1	Características do motor em análise	34
5.4.2	Modelo de atrito	35
5.4.3	Modelo de combustão	36
5.5	MODELO VIRTUAL NORMALMENTE ASPIRADO	37
5.6	MODELO VIRTUAL TURBO-ALIMENTADO	37
5.7	ESCOLHA DO TURBO COMPRESSOR	38
6	RESULTADOS	41
6.1	RESULTADOS MODELO NATURALMENTE ASPIRADO	41
6.2	RESULTADOS MODELO TURBOALIMENTADO	42
6.3	COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS OBTIDOS	45
6.3.1	Potência	45
6.3.2	Torque	45
6.3.3	Pressão Média Efetiva	46
6.3.4	Consumo Específico	47
6.3.5	Consumo de Combustível	48
6.3.6	Eficiência Volumétrica	48
6.3.7	Pressão Máxima no cilindro	49
6.3.8	Eficiência da Turbina	50
6.3.9	Outros dados importantes	51
7	CONCLUSÃO	53
	REFERÊNCIAS	54

1 INTRODUÇÃO

Atualmente, devido à exigência da sociedade por veículos menos poluentes, menores, com menor consumo e maior potência, uma grande tendência no mercado automobilístico é a chamada *downsizing*, que consiste na utilização de componentes menores, mas com igual ou maior desempenho que componentes maiores.

Em motores de ciclo Otto, o *downsizing* ocorre com a diminuição do volume de ar deslocado pelos pistões, reduzindo a capacidade do motor (“cilindrada”), fazendo com que a quantidade de ar que é admitido pelo motor, em volume, seja menor.

Como a potência do motor está diretamente relacionada com a massa de combustível queimada, sendo essa proporcional à massa de ar que é admitida pelo motor, em um motor com capacidade volumétrica menor faz-se necessária uma maior eficiência e uma admissão de ar com maior densidade. Para isso a sobre alimentação é altamente indicada.

Este tipo de motor vem ganhando espaço no mercado; já está presente em automóveis populares, como o Gol 1.0 16V turbo, produzido entre 2000 e 2003, o Fiesta 1.0 supercharger e atualmente no Up 1.0 TSI. Outros veículos já utilizavam este tipo de alimentação como o Golf 1.4 TSI, o Jetta 2.0 TSI, o Punto T-Jet, entre outros.

Outra motivação seria a aplicação de um motor ciclo Otto em um projeto de Fórmula SAE. A Fórmula SAE é uma competição entre estudantes de engenharia que tem como objetivos estimular o trabalho em equipe, colocar em prática os conhecimentos obtidos em sala de aula e desenvolver novas tecnologias.

O motor a ser utilizado para a conversão é um motor Suzuki original de uma GS 500E de 1996, que usa como alimentação dois carburadores e é naturalmente aspirado. O motor possui dois cilindros paralelos.

2 OBJETIVO

2.1 OBJETIVO GERAL

O presente trabalho tem como objetivo a escolha do compressor a ser utilizado na conversão do motor naturalmente aspirado em turbo-alimentado, na validação da escolha, na comparação de desempenho e uma breve avaliação das alterações necessárias para essa conversão, utilizando como ferramenta o software Ricardo WAVE.

Na seleção de um compressor, deve-se optar por um modelo que trabalhe a maior parte do tempo na zona de maior eficiência e não ultrapasse a linha de choque. Para isso são feitos cálculos e, posteriormente, simulações utilizando o software.

2.2 OBJETIVO ESPECÍFICO

Através das simulações serão comparados os valores obtidos de consumo específico, a vazão mássica de combustível, a eficiência volumétrica, a pressão média efetiva, o torque e a potência com finalidade de comparar o desempenho do motor na configuração naturalmente aspirado, turbo alimentado com limitação de pressão de admissão e turbo sem limitação.

Os valores de vazão mássica de combustível serão utilizados posteriormente para a escolha dos bicos injetores e da bomba de combustível.

3 ESTADO DA ARTE

Como mencionado anteriormente, o *downsizing* vem sendo bastante empregado no mercado automobilístico. Com isso estudos vem sendo feitos na área com finalidade de comprovar a diminuição do consumo e da emissão de poluentes.

Sroka (2011) avaliou a redução do volume do cilindro, diminuindo tanto o diâmetro do pistão quanto o curso de 5 em 5% até atingir um tamanho 80% menor em ambas as dimensões. Foram analisados a emissão de CO_2 , a potência, o consumo específico de combustível, pressão média efetiva. De acordo com o autor os melhores resultados foram obtidos para o cilindro do motor com 80% de diâmetro e 90% do curso, apresentando uma potência efetiva até 50% maior e um aumento de 53% da pressão média efetiva. Para isso, um aumento de 44% na pressão do ar de admissão e uma diminuição de 18% da taxa de compressão de forma a proteger o motor de pré-ignição, foram implementados no motor. Em todos os casos obteve-se uma redução da emissão de CO_2 , mas não ultrapassou 10%.

Attard e Watson (2006) relataram sobre o projeto de um motor para um carro de fórmula SAE com potência constante na maior parte de sua faixa de trabalho. Como as regras da fórmula SAE limitam a admissão com a utilização de um restritor antes do compressor, o maior desafio foi manter o fluxo de ar durante toda a faixa de trabalho constante e igual ao fluxo de choque. Foi utilizado um turbo compressor afim de manter o fluxo de ar constante. Obteve-se uma potência aproximadamente constante e próxima 60 kW entre 6000 e 10000 rpm e um pico de torque de 90 Nm variando até 70 Nm na máxima rpm.

4 REVISÃO TEÓRICA

4.1 MÁQUINAS TÉRMICAS

São denominados máquinas térmicas os dispositivos que transformam energia térmica em energia mecânica (MARTINS, 2013). A energia térmica é fornecida por uma queima entre um combustível e um comburente, em que na maioria das vezes o comburente é o ar.

Máquinas térmicas são utilizadas principalmente para locomoção e geração de energia elétrica. Na locomoção, estão presentes em todos os tipos de transporte, como terrestre, aéreo, aquático e espacial. Na geração de energia elétrica encontram-se nas usinas termoelétricas e em motogeradores à combustão.

As máquinas térmicas possuem diversas classificações. Elas podem ser classificadas quanto ao tipo de combustão, interna ou externa, quanto ao tipo de atuação do fluido motor, volumétricas ou dinâmicas, e quanto ao movimento, alternativas ou rotativas.

O motor a ser estudado é uma máquina térmica de combustão interna, volumétrica e alternativa.

4.2 MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

O motor de combustão interna (MCI) é a mais frequente fonte de energia para os veículos automotores. Os MCI convertem a energia química do combustível em energia térmica, e essa é transformada em trabalho. Esse processo ocorre pela combustão, que é responsável pela transformação da energia química em energia térmica, que em forma de calor aumenta a pressão do fluido de trabalho, assim com a expansão é gerado o trabalho mecânico (BRUNETTI, 2012).

Os MCI possuem diversos tipos de classificações, dentre elas:

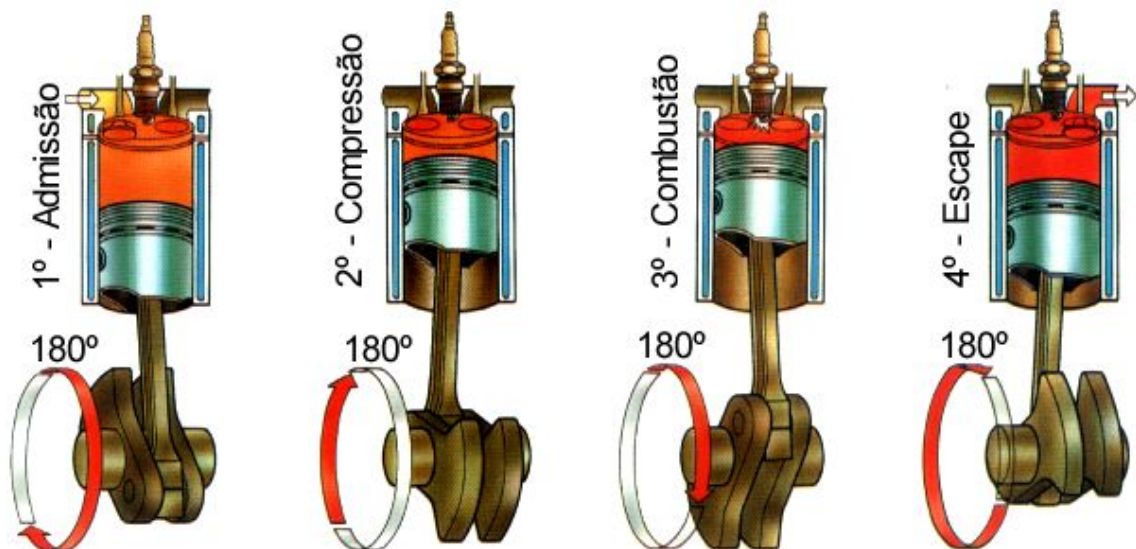
- Quanto ao tipo de ciclo, podendo ser principalmente 2 ou 4 tempos;
- Quanto a ignição, podendo ser por centelha ou espontânea;
- Quanto ao combustível;
- Quanto ao posicionamento das válvulas, podendo ser laterais, à cabeça ou rotativas;
- Quanto a alimentação de ar, podendo ser aspirado ou sobrealimentado;
- Quanto a disposição dos cilindros;
- Quanto a preparação da mistura;

4.3 FUNCIONAMENTO DO MOTOR A COMBUSTÃO INTERNA CICLO OTTO 4 TEMPOS

O MCI ciclo Otto de 4 tempos utiliza um sistema biela-manivela para transformar a energia térmica em trabalho mecânico. Os tempos do motor são: admissão, compressão, expansão e exaustão. No processo de admissão, a mistura ar-combustível, passando pela válvula de admissão aberta, entra no cilindro devido uma depressão causada pelo movimento descendente do pistão. A compressão começa quando o pistão chega ao ponto morto inferior (PMI), a válvula de admissão é fechada e o pistão começa um movimento ascendente até o ponto morto superior (PMS). A ignição ocorre pouco antes do PMS e inicia-se o processo de expansão. Este se dá até alcançar novamente o PMI e é o tempo em que o motor transforma energia térmica em trabalho. A ignição é iniciada por uma faísca gerada pela vela de ignição. Quando o pistão atinge novamente o PMI a válvula de escape é aberta e inicia-se o processo de exaustão, em que os gases queimados são liberados e expelidos da câmara de combustão e levados ao sistema de escapamento enquanto o pistão está em movimento sentido o PMS (BRUNETTI, 2012). A Figura 1 esboça este funcionamento.

No motor 4 tempos, o ciclo dura 2 voltas do eixo virabrequim, ou seja, a cada duas voltas uma nova mistura ar-combustível é admitida, queimada e é gerado o trabalho.

Figura 1 – Funcionamento motor 4 tempos



Fonte: <http://www.antonioguilherme.web.br.com/Arquivos/motores.php>

4.4 SISTEMA DE ALIMENTAÇÃO DE AR

Pela Equação 4.1, dada por Brunetti (2012), temos que a potência indicada (N_i) de um motor é proporcional ao fluxo mássico de ar (\dot{m}_a) que passa pela câmara de combustão, mantendo constante a razão combustível-ar (F) e, próximo do valor estequiométrico, o poder calorífico inferior (PCI) do combustível e a eficiência térmica (η_t).

$$N_i = \dot{m}_{ar} \cdot F \cdot pci \cdot \eta_t \quad (4.1)$$

Nos motores de ignição por faísca (MIF) a potência é controlada pela pressão de admissão que, de acordo com o fechamento do corpo de borboleta do acelerador, é diminuída.

Como a potência é dependente da massa de ar admitida, melhorias no sistema de admissão são fundamentais para o aumento de potência.

4.4.1 Normalmente aspirado

Nos motores naturalmente aspirados (NA), o ar de admissão é sugado para dentro da câmara de combustão através da depressão gerada pelo movimento do pistão, indo do ponto morto superior para o ponto morto inferior. Assim, o gradiente de pressão gerado no processo de admissão será no máximo a pressão atmosférica.

Neste caso, algumas rotações são favorecidas pelo efeito de ressonância que ocorre nos dutos de admissão. Esse fenômeno se dá pelo fato do ar contido em um tubo vibrar em uma frequência inversamente proporcional ao seu comprimento. Assim, quanto mais longo for o duto, menor será a rotação do motor onde ocorrerá o pico de torque.

Outro fator que influi na eficiência volumétrica é o enchimento inercial. Este fenômeno acontece devido ao fato do ar, em movimento, possuir uma massa e, conseqüentemente, uma energia cinética. Como o ar não consegue mudar de velocidade instantaneamente, ele continua a encher o cilindro mesmo quando o pistão reverte o movimento e começa a subir. Isso aumenta a pressão do ar no cilindro e, conseqüentemente, sua densidade (BRUNETTI, 2012).

Por esses fatores é possível encontrar valores de eficiência volumétrica maiores que 100%.

4.4.2 Sobrealimentado

A sobrealimentação é uma das muitas maneiras de se aumentar a potência de um motor sem muitos ganhos no peso e sem aumentar o volume deslocado pelo pistão do

motor. Nos motores sobrealimentados a pressão de admissão é menor ou igual a atmosférica até uma determinada rotação, onde começa a atuação do sobrealimentador. Ele atua comprimindo o ar para dentro do motor aumentando o fluxo de ar, podendo assim queimar uma maior quantidade de combustível, gerando maior potência.

Os principais tipos de sobrealimentadores são os supercompressores e os turbo-compressores.

4.4.2.1 *Supercompressores*

Nos supercompressores o compressor é acionado mecanicamente, ou seja, é retirada potência de eixo do motor para fazer a compressão do ar de admissão.

Esse efeito parasita é a maior desvantagem desse método. Como referência, a potência consumida pelo compressor pode chegar a aproximadamente 15% da potência efetiva em aplicações automotivas, variando de modo significativo em função da eficiência do compressor utilizado. A vantagem fundamental do compressor é o fato de que, se o mesmo for de deslocamento positivo, o aumento da pressão do ar independeria da rotação, o que seria verdade se o rendimento fosse constante (BRUNETTI,2012). Outra vantagem é a ter uma resposta rápida e conseguir grandes ganhos de torque em baixa rotação.

Existem diversos tipos de supercompressores, podendo ser de deslocamento positivo ou dinâmico. Dentre os modelos mais utilizados em veículos estão os centrífugos, Lysholm e roots. Estes são exemplificados nas Figuras 2, 3 e 4, respectivamente.

Figura 2 – Supercompressor centrífugo



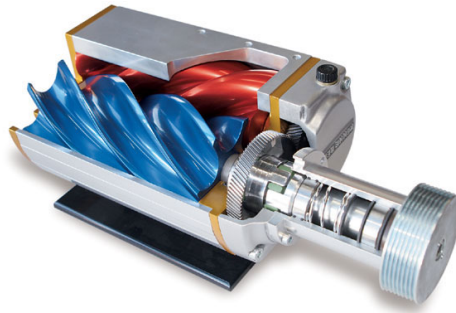
Fonte: <https://www.shopcar.com.br/noticias/saiba-como-funcionam-blowers-e-compressores-de-pot-ncia/23-03-2010/2364>

O modelo centrífugo se assemelha a um turbo, mas sem a turbina em si. Enquanto um turbocompressor gira a uma rotação de 200.000 rpm, o compressor centrífugo chega,

em média, a 50.000 rpm. Esse modelo tem como principal vantagem o baixo peso e simplicidade.

O compressor Lysholm também chamado de "parafuso", é bem comum e equipa, por exemplo, o Fiesta Supercharger e o Camaro.

Figura 3 – Supercompressor Lysholm

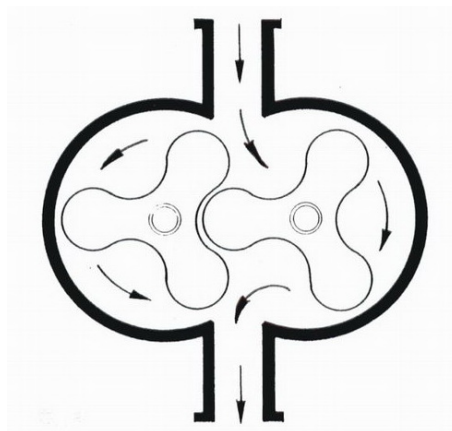


Fonte: <https://www.shopcar.com.br/noticias/saiba-como-funcionam-blowers-e-compressores-de-pot-ncia/23-03-2010/2364>

Ele funciona com dois parafusos paralelos que sugam o ar e o comprimem para o motor. Dentre os modelos é o mais eficiente, mas é caro, pois precisa de uma grande precisão na sua fabricação e, além disso, é o mais pesado.

O compressor tipo Roots, também conhecido como Blower é o menos eficiente, podendo ter uma eficiência menor que 50%. Ele possui dois rotores que giram no sentido contrário e sopram o ar para dentro do motor.

Figura 4 – Supercompressor Roots



Fonte: <https://www.shopcar.com.br/noticias/saiba-como-funcionam-blowers-e-compressores-de-pot-ncia/23-03-2010/2364>

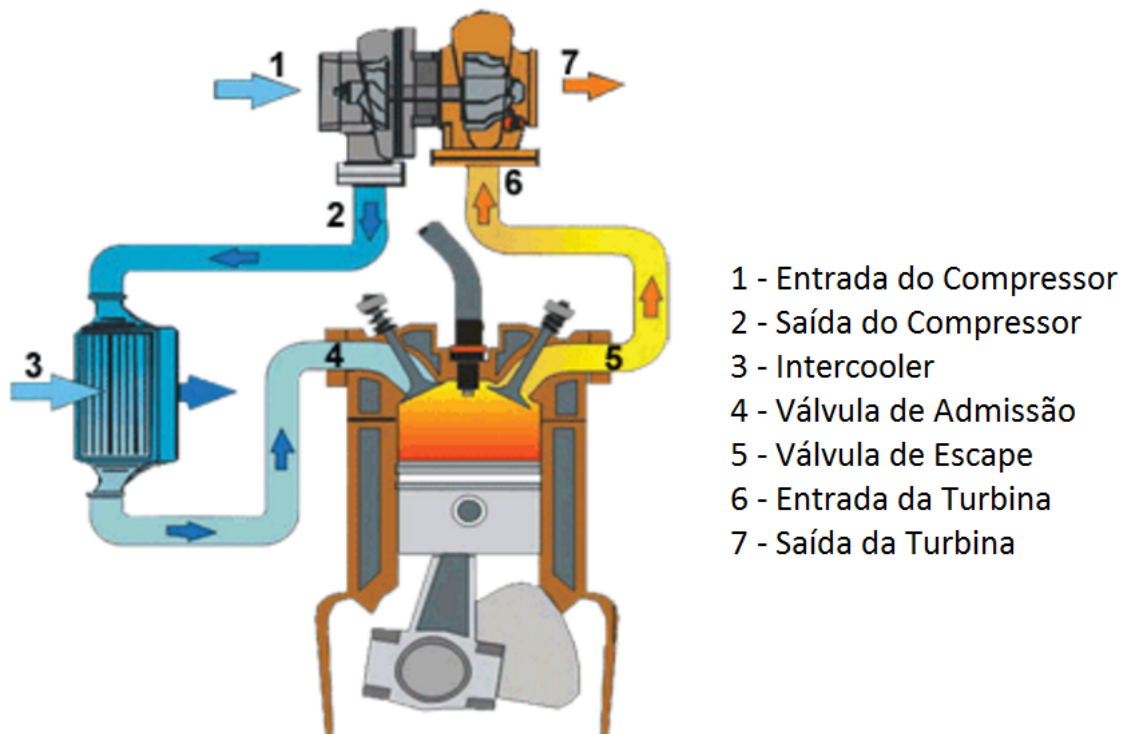
4.4.2.2 Turbo-compressores

Os turbo-compressores são divididos em dois elementos, a turbina e o compressor, montados no mesmo eixo. Eles retiram energia dos gases de escape, através da expansão dos mesmos na turbina e transformam em trabalho útil pelo compressor, utilizando este para comprimir o ar de admissão. A energia presente nos gases de escape não seria aproveitada em um motor normalmente aspirado ou que utiliza sobrealimentação mecânica.

Os turbo-compressores tem como desvantagem o fato de a turbina e o compressor possuírem uma faixa de operação com eficiências mais altas. Neste caso um turbocompressor não trabalha com alta eficiência durante toda a curva de funcionamento do motor, atuando melhor em médias e altas rotações.

Os gases de escape são liberados do cilindro ao abrir a válvula de escape, sendo direcionados pelo coletor de escape à turbina, onde são expandidos. Um compressor ligado no mesmo eixo da turbina é acionado comprimindo o ar, inicialmente à pressão atmosférica. Este ar pode ou não passar por um intercooler para ser resfriado antes de entrar no motor. O ar normalmente é resfriado, pois no processo de compressão ocorre o aumento da temperatura do mesmo. O esquema é mostrado pela Figura 5.

Figura 5 – Turbo compressor



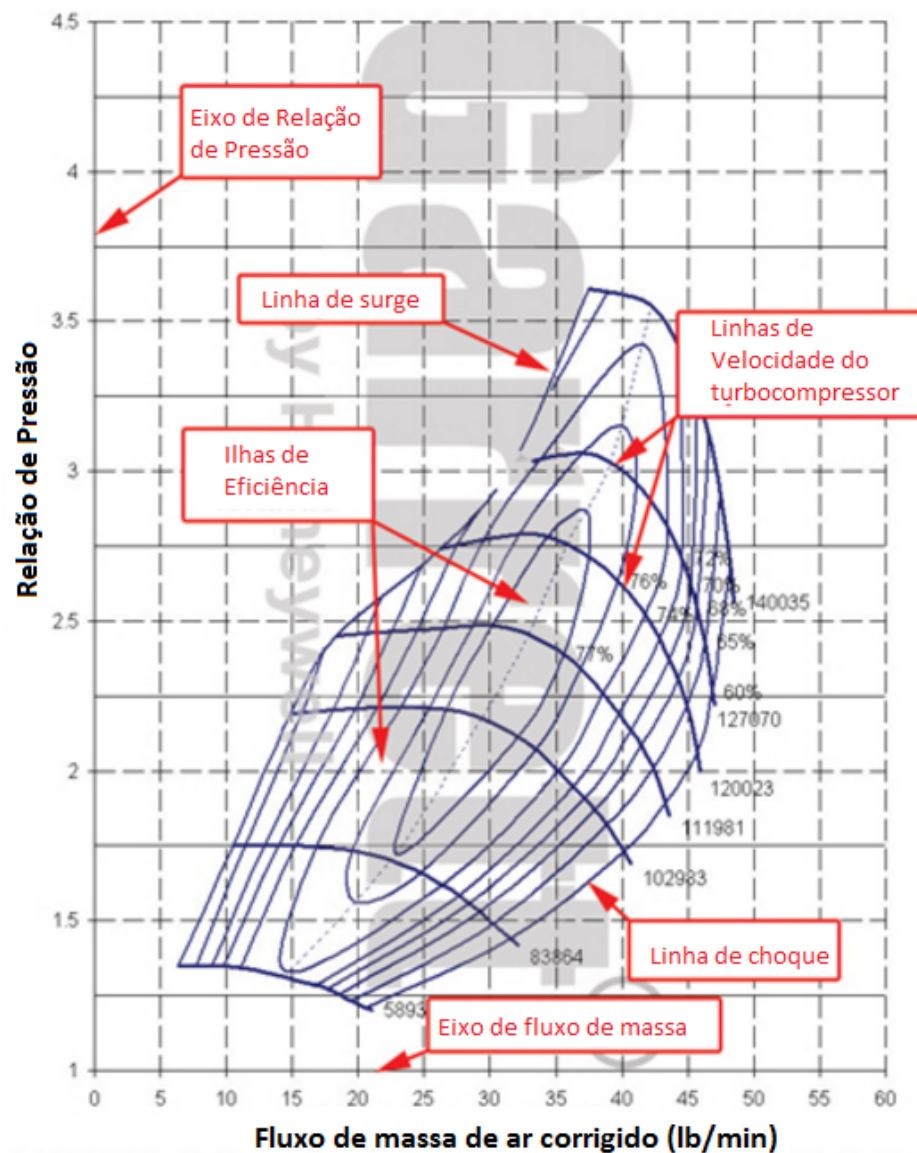
Fonte: <https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/basic> - adaptado

Um bom dimensionamento é de suma importância, tendo em vista que turbo-compressores pequenos precisam de um fluxo menor de ar para serem acionados, o que

geraria um ganho maior em baixas rotações, podendo não alcançar um fluxo de ar alto que seria exigido em altas rotações, atingindo assim a linha de choque do compressor. Já a utilização de um turbo-compressor muito grande apenas traria benefícios a altas rotações, podendo também não atingir a compressão necessária para a potência desejada.

Cada compressor possui a sua curva característica. Na Figura 6 temos uma curva característica de um compressor marcando as principais zonas e identificações.

Figura 6 – Mapa do compressor



Fonte: https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/compressor_maps - adaptado

- Linhas de velocidade do turbo-compressor: As linhas de velocidade são as partes da curva onde as velocidades são constantes. Com o aumento da velocidade do rotor

uma maior pressão e/ou um maior fluxo de ar é incrementado. Valores de velocidade fora das linhas podem ser calculados por interpolação;

- Fluxo mássico de ar: é a quantidade de massa de ar corrigida que passa pelo compressor em um determinado tempo, geralmente em kg/s ou lb/min;
- Relação de pressão: é a razão entre a pressão de saída e entrada do ar;
- Ilhas de eficiência: elas indicam a eficiência do compressor em determinadas regiões. A eficiência aumenta quanto mais ao centro do mapa e diminui quanto mais externas as ilhas até atingir as linhas de sobrecarga e choque;
- Linha de surge: é o limite esquerdo da curva característica; à esquerda desta linha encontra-se uma região de instabilidade. Trabalhar nesta área pode causar uma falha prematura do compressor. Pode-se atingir esta região em duas situações. A primeira quando há um mau dimensionamento e o motor está atuando em baixas cargas. Outra ocasião é quando o acelerador é rapidamente fechado, o fluxo de ar decresce instantaneamente e o compressor está em altas rotações; a pressão aumenta bruscamente. Para o segundo caso a instalação de uma válvula de prioridade (*blow off valve*) pode solucionar o problema;
- Linha de choque: é o limite direito do mapa do compressor. Nesta área a eficiência do mesmo é considerada baixa ficando menor que 58% e a velocidade do rotor atinge níveis extremamente elevados.

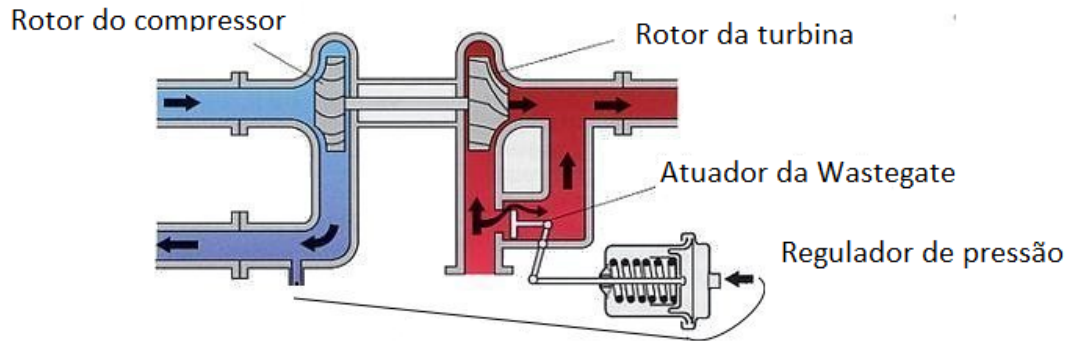
4.4.2.3 *Wastegate*

A válvula Wastegate tem como função limitar a pressão máxima no coletor de admissão com intuito de aumentar a vida útil do motor. Com o aumento da pressão no coletor de admissão parte dos gases de escape são desviados, indo do coletor de escape para a atmosfera sem passar pelas palhetas da turbina. Desta forma, a pressão do ar de admissão é regulada através da velocidade de rotação do turbocompressor.

A válvula Wastegate pode ser incorporada ao turbocompressor ou não. No primeiro caso ela é montada na carcaça da turbina e sua abertura é controlada por um braço mecânico e um atuador por pressão, como podemos ver na Figura 7.

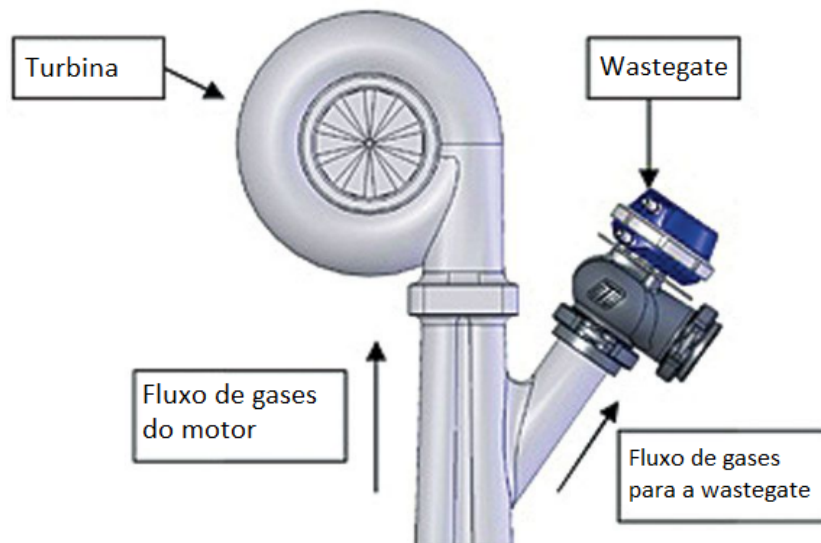
A maioria dos turbocompressores não são equipados com Wastegate integradas. Neste caso o uso de válvula externa é necessário. A Wastegate é acoplada ao coletor de escape e, através de uma membrana e um atuador por pressão, a passagem dos gases é controlada. Este modelo é exibido da Figura 8.

Figura 7 – Wastegate incorporada



Fonte: <http://autokult.pl/14157,wg-bov-dv-zawory-regulujace-cisnienie-w-ukladach-z-turbosprezarka> - adaptado

Figura 8 – Wastegate externa



Fonte: <http://www.superstreetonline.com/how-to/engine/1306-external-wastegate-positioning/> - adaptado

4.5 SISTEMA DE ALIMENTAÇÃO DE COMBUSTÍVEL

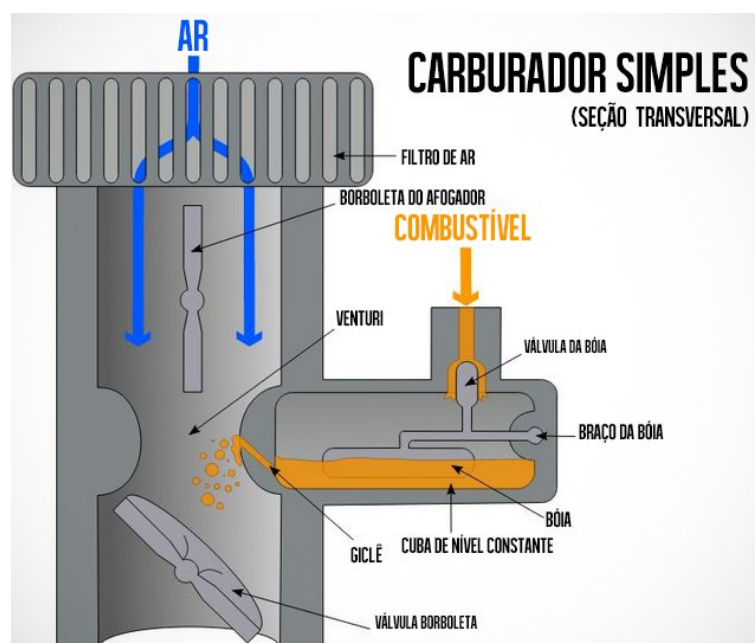
Este sistema é responsável por adicionar combustível ao ar para que possa ser queimado no motor. Fazem parte deste sistema o tanque, a bomba de combustível, o filtro, as mangueiras, o carburador ou em caso da injeção eletrônica, o bico injetor, os sensores e o sistema de gerenciamento.

4.5.1 Carburador

O carburador foi utilizado por muito tempo como ferramenta principal para a alimentação de combustível em motores automotivos, mas atualmente vem entrando em desuso. Ele promove a dosagem de combustível desejada, para determinada vazão de ar admitida no motor.

Constitui-se de um reservatório onde o volume de combustível é mantido constante por uma válvula de agulha, que é comandada por uma boia, controlando assim a passagem do combustível que vem da bomba. O ar de admissão passa por um venturi onde é criado um vácuo e assim o combustível é sugado do reservatório passando pelo gicleur. A passagem do ar é controlada por uma válvula tipo borboleta que é acionada pelo pedal de acelerador. Um modelo esquemático pode ser visto na Figura 9.

Figura 9 – Componentes de um carburador



Fonte: <https://www.flatout.com.br/como-funciona-um-carburador/>

4.5.2 Injeção eletrônica

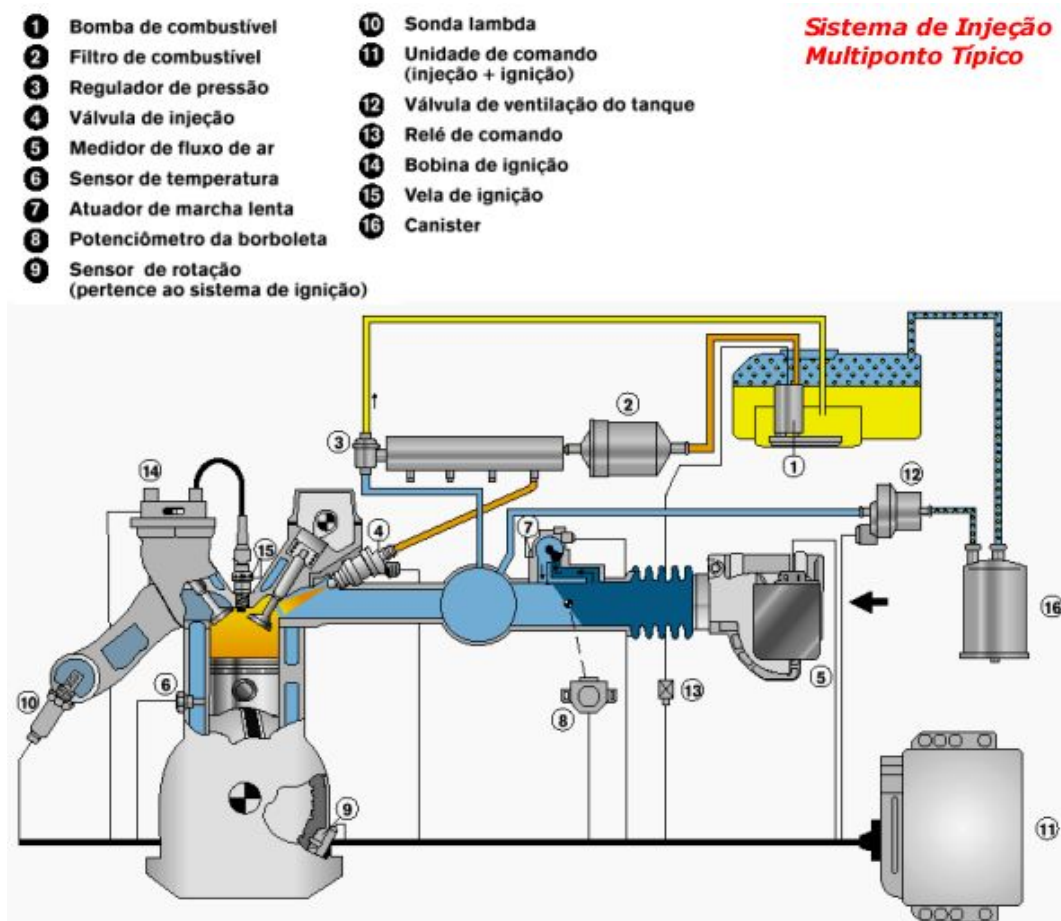
Na injeção eletrônica uma central é responsável por receber os dados fornecidos pelos sensores, que indicam a quantidade de ar que está entrando e a qualidade da mistura, e controlar os atuadores, que injetam mais ou menos combustível com finalidade de atingir a relação ar-combustível que a central foi programada.

Alguns sensores importantes para o gerenciamento da injeção é o sensor de posição do corpo de borboleta, que indica a quantidade de aceleração que o motorista quer, a

sonda lambda, na qual é medida a qualidade da mistura e o sensor de rotação, que verifica a velocidade do motor.

Já os principais atuadores são os bicos injetores, que injetam o combustível e a bomba de combustível, que é responsável por transportá-lo do tanque aos bicos. A Figura 10 apresenta esses atuadores.

Figura 10 – Injeção eletrônica



Fonte: <http://autos.culturamix.com/mecanica/limpeza-da-injecao-eletronica>

4.5.3 Relação ar-cobustível

É a relação entre a massa de ar, ou vazão mássica de ar, e a massa de combustível, ou a vazão em massa de ar, que formam a mistura. A relação ar-cobustível pode ser calculada pela Equação 4.2 (HEYWOOD, 1988).

$$A/F = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{comb}} \quad (4.2)$$

A relação estequiométrica se dá quando ocorre a combustão completa, isto é, todo o combustível é queimado, sem haver excesso de oxigênio. Esse valor é usado como referência,

e a razão entre este e a relação ar-combustível utilizada é chamada de fração relativa ar-combustível (λ). Para valores de fração relativa maiores que 1 dizemos que a mistura é pobre, ou seja, menos combustível que a razão estequiométrica, para valores menores que 1 dizemos que a mistura é rica e para o valor 1 dizemos que a mistura é estequiométrica.

A relação ar-combustível influi no consumo de combustível e na potência produzida pelo motor.

Para uma maior economia, uma mistura levemente pobre, de modo que o excesso de ar provoque uma queima completa e adequada do combustível admitido, é desejada. Neste caso o motor gera um mínimo consumo específico.

Já para retirar a máxima potência do motor, uma mistura levemente rica é preferível, de forma que o excesso de combustível provoque a combustão completa de mais combustível, gerando assim mais calor.

4.6 OUTRAS GRANDEZAS IMPORTANTES

4.6.1 Pressão média indicada

Pressão média indicada (PMI) é a pressão que, aplicada constantemente na superfície de um pistão ao longo de todo o curso, produz um trabalho equivalente ao do ciclo e pode ser calculada pela Equação 4.3 (HEYWOOD, 1988).

$$PMI = \frac{N_i}{\frac{n}{2} \times V} \quad (4.3)$$

A pressão média indicada se diferencia da pressão média efetiva, pois não considera a eficiência mecânica do motor

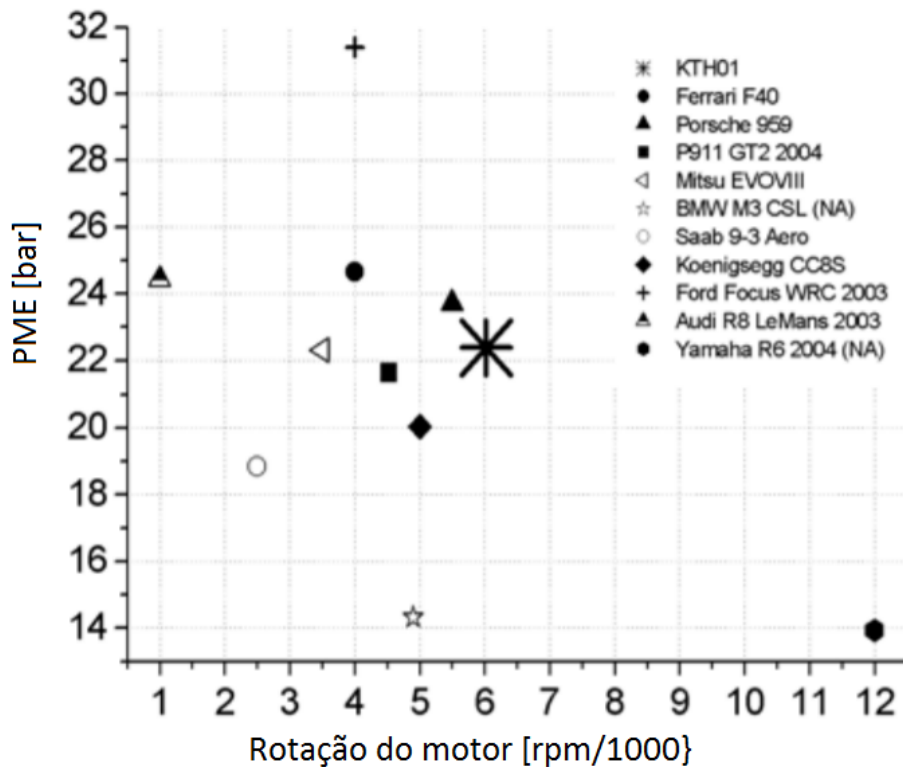
4.6.2 Pressão média efetiva

A pressão média efetiva (PME) é um parâmetro importante na comparação de desempenho entre motores, pois compara o trabalho efetuado por unidade de volume varrido pelos pistões do motor. Assim é possível comparar o desempenho entre motores de cilindrada diferente afim de saber qual teve maior aproveitamento da cilindrada.

A PME pode ser calculada com base no torque gerado pelo motor, pela potência efetiva ou pelo trabalho realizado. Na Figura 11 são mostrados valores de PME para alguns veículos, dando maior destaque para um veículo de fórmula SAE do *Kungliga Tekniska Högskolan* (Instituto Real de Tecnologia) em Estocolmo na Suécia.

Heywood (1988) diz que, para motores normalmente aspirados a gasolina, a pressão média efetiva varia entre 8,5 e 10,5 bar. Em motores sobrealimentados os valores de PME podem chegar a 30 bar. Em motores que atingem altos valores de PME combustíveis de

Figura 11 – Comparação de pressão média efetiva de carros esportivos e de corrida



Fonte: WESTIN (2005) - adaptado

alta octanagem devem ser usados, tendo em vista que, nestas condições são mais propícias à pré-ignição.

4.6.3 Consumo específico de combustível

O consumo específico (C_e) de combustível é utilizado para comparar a capacidade de um motor de combustão interna para transformar a energia química do combustível em trabalho. Para estabelecer o valor de consumo específico é utilizada a razão entre o fluxo mássico de combustível e a potência de eixo produzida pelo motor.

$$C_e = \frac{\dot{m}_{comb}}{N_e} \quad (4.4)$$

Valores menores de consumo específico de combustível são desejados. De acordo com Heywood (1988) os valores típicos de um MCI são próximos de 200 g/kW.h.

4.6.4 Eficiência global

Uma forma de comparação adimensional entre motores é o rendimento global (η_g). O rendimento global ou eficiência global é a razão entre o trabalho gerado pelo motor e a

energia química cedida pelo combustível.

$$\eta_g = \frac{N_e}{\dot{m}_{comb} \times PCI} \quad (4.5)$$

4.6.5 Eficiência volumétrica

Algumas partes do sistema de admissão, como filtro de ar, coletor de admissão, dutos, válvulas de admissão e corpo de borboleta do acelerador, restringem a quantidade de ar que seria capaz de entrar no motor. O parâmetro usado para mensurar a efetividade do sistema de admissão é chamado de rendimento volumétrico ou eficiência volumétrica (η_v). Eficiência volumétrica é definida como a relação entre a massa de mistura que entra no cilindro pela massa que encheria o cilindro, nas condições atmosféricas.

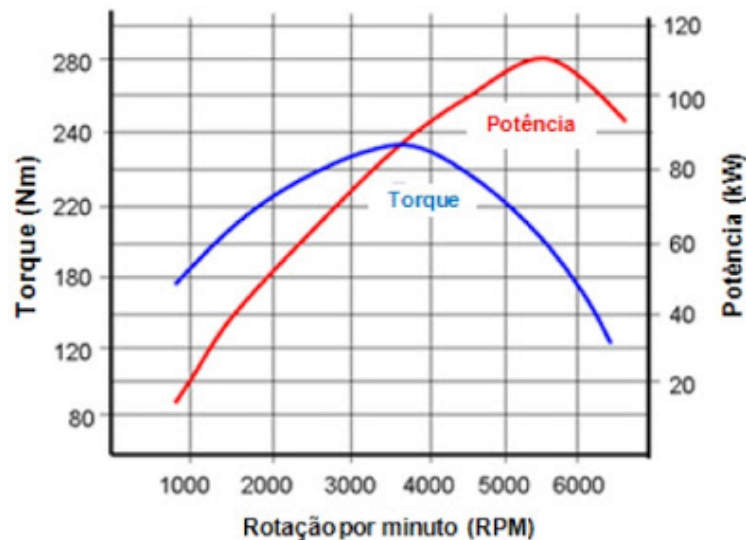
$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{ar}}{\frac{n}{2} \times V \times \rho_{ar}} \quad (4.6)$$

Na busca de melhoria de performance, quanto melhor o rendimento volumétrico nas rotações de trabalho, melhor o resultado.

4.6.6 Torque e Potência

Torque é o momento gerado pela força tangencial exercida na manivela do virabrequim. A força tangencial é derivada da força aplicada no pistão. Como está última é dependente da pressão no pistão, que varia de acordo com o ângulo do virabrequim, o

Figura 12 – Curva de Torque e Potência de um motor



Fonte: <http://dicasparacarros.blogspot.com.br/2013/06/qual-diferenca-entre-torque-e-potencia.html>

torque também é variável. O torque pode ser medido utilizando um dinamômetro.

O dinamômetro através de uma célula de carga mede a força aplicada em um determinado braço de alavanca, assim o torque é calculado da seguinte forma:

$$T = F \times d \quad (4.7)$$

A Potência entregue pelo motor pode ser calculada pelo produto entre o torque e a velocidade angular.

$$N_e = T \times 2\pi \times \frac{n}{60} \quad (4.8)$$

Como trabalho é o produto entre um momento e a variação angular de um eixo, podemos afirmar que o trabalho é a capacidade de um motor a realizar trabalho e a potência é a taxa com que esse trabalho é realizado. Um exemplo de curva de torque e potência é visto na Figura 12.

4.7 RICARDO WAVE

Ricardo WAVE é um pacote de software de simulação de dinâmica dos gases em uma dimensão e motores, líder de mercado ISO aprovado. Ele é um algoritmo de engenharia desenvolvido para analisar vazões mássicas, ondas de pressão e perdas de energia em dutos e coletores de admissão de vários sistemas e máquinas.

WAVE fornece um tratamento totalmente integrado da dinâmica dos fluidos e da termodinâmica dependentes do tempo por meio de uma formulação unidimensional que permite realizar simulações de desempenho com base em variadas configurações de admissão, combustão e exaustão.

WAVE é usado mundialmente em diversos setores da indústria incluindo os automóveis de passageiro, motocicletas, caminhões, locomotivas, esportes motorizados, marinha e geração de energia.

4.7.1 Funções do WAVE

WAVE modela redes de fluidos de fluxo compressível geral e complexo em termos de elementos de modelagem, que incluem tubos constantes e tubos cônicos, junções de múltiplas condutas, orifícios e pontos de terminação tais como plenums infinitos (ambientes) e limites anecóicos.

Wave também inclui uma biblioteca de elementos de especiais de maquinas como cilindros, compressores alternativos, turbocompressores e supercompressores, e bombas.

Esses elementos podem ser acoplados nas linhas de fluxo. Esses recursos tornam o WAVE uma ótima ferramenta de simulação de motores de combustão interna.

4.7.2 Desempenho de motores

WAVE é usado durante o processo de projeto de motor desde os estudos de conceito iniciais até investigações detalhadas. O software pode ser usado na busca por melhora na eficiência volumétrica, aumento de desempenho no sistema de turbo e para extrair a máxima potência de um motor a combustão interna, por exemplo de um carro de corrida.

Algumas aplicações comuns são nos estudos de resposta de torque, no projeto de coletores de admissão e escape, predição do consumo de combustível e na escolha de supercompressores e turbocompressores.

5 METODOLOGIA

Na construção de um modelo no WAVE do zero, três passos devem ser seguidos. São eles, aquisição de dados, preparação dos dados e a construção do modelo. Quanto maior o acesso aos componentes do motor, juntamente com o maior número de resultados de testes possíveis, maior será a aproximação das simulações.

Aqui será destacado o que é minimamente sugerido nas etapas de reunir dados necessários para a preparação do modelo.

5.1 AQUISIÇÃO DE DADOS

Antes de construir o modelo, uma vasta gama de informações são necessárias, e podem ser divididos em três categorias principais: dados geométricos, dados do motor e parâmetros de operação.

5.1.1 Dados geométricos

Esta etapa pode ser a que consome mais tempo na obtenção do modelo. As dimensões de todo os sistemas de admissão e escape são requeridas para uma curva de performance mais próxima da real. Apesar de ser uma das partes mais fáceis de se obter dados, é necessário um alto grau de precisão.

5.1.2 Dados do motor

Dados do motor se referem a todas as dimensões e características associadas com o mesmo, o que inclui o cilindro e as válvulas de admissão e escape.

São informações necessárias para a construção de um modelo básico as dimensões de diâmetro e curso do pistão, o comprimento da biela, a razão de compressão, detalhes de atrito, ordem e tempo de ignição, diâmetro das válvulas, coeficiente de fluxo nas entradas de admissão e escape, e o perfil e posicionamento dos comandos de válvulas.

5.1.3 Parâmetros de operação

Os parâmetros de operação se referem às condições em que a simulação será executada. Os dados típicos requeridos para um motor são as temperaturas da parede da admissão e escape, velocidade de operação do motor, relação de ar-combustível, temperatura média da face do pistão, cabeçote e camisa, condições do ambiente e dados da combustão.

5.2 PREPARAÇÃO DE DADOS

Antes da entrada de qualquer informação dos dutos no WAVE é necessário organizar como a geometria do sistema será dividida e modelada.

Deve-se fazer um esboço do sistema real, representando todas as curvas, seções rugosas, filtro de ar, abafadores, catalisadores e plenuns. Este será usado como ferramenta de referência na entrada de dados e na montagem do *layout*.

Após feito o esboço deve-se dividir os dutos de acordo com mudanças de seções, início e fim de curvas, mudança de material e soluções rugosas.

Catalisadores, intercoolers, abafadores e filtros de ar devem ser divididos em diversos subvolumes, de forma a representar melhor o fluxo por eles.

5.3 CONSTRUINDO O MODELO NO WAVEBUILD

WaveBuild é utilizado para construir os modelos geométricos e fornecer todos os dados de entrada para os modelos físicos necessários para a realização de um análise no WAVE. Ele é constituído por uma tela de entrada, onde são colocados todas as estruturas básicas que representam a geometria do modelo. As estruturas podem ser editadas de forma a representar de forma precisa o sistema real.

Com o modelo completo ele pode ser executado de diversas formas no ambiente WaveBuild. Com finalidade de confirmar se a geometria entrada é aceitável, mas não necessariamente correta, pode ser feita uma verificação de entrada. E posteriormente os dados podem ser executados.

Serão descritos a seguir os blocos de construção básicos que serão utilizados nas simulações.

5.3.1 Junções básicas

As junções possuem diversas funções como conectar dutos, representar cilindros do motor e modelar sistemas que são feitos de largos volumes. Existem diversos tipos de junções disponíveis no WaveBuild. Serão descritos as junções comumente usadas em uma modelagem básica.

5.3.1.1 Orifício

O orifício é uma junção simples usada para unir dois dutos. Ele não possui comprimento físico e é necessário possuir dutos conectados aos dois lados, que podem possuir diâmetros iguais ou diferentes. Ele pode também ser usado como uma restrição no sistema, possuindo diâmetro diferente dos dutos.

O único dado de entrada é o diâmetro do orifício, que pode ser setado como igual ou menor ao diâmetro do menor duto. Se mantido como AUTO, o diâmetro do menor duto é usado.

5.3.1.2 *Ambiente*

O ambiente básico é usado para representar as extremidades do fluxo, tanto a admissão quanto escape, ou a terminação de um fluxo. Para a terminação de um fluxo utiliza-se o diâmetro como 0. O ambiente só pode ser ligado por um duto, então se existir uma ou mais entrada de ar ou saída devem haver uma junção ambiente para cada.

5.3.1.3 *Cilindro do motor*

Uma junção de cilindro do motor representa o cilindro de potência de um motor de combustão interna, podendo ser 2 ou 4 tempos. Cada cilindro colocado na tela tem suas próprias propriedades e cada ponto de conexão representa uma válvula do motor. Em caso de um cilindro com mais de duas válvulas, deve-se utilizar uma conexão para cada válvula.

5.3.1.4 *Juntas Y*

AS junções y são usadas para modelar partes mais complexas que não podem ser representadas como dutos. Estão disponíveis dois tipos de juntas, simples e complexas. A primeira é utilizada para representar volumes esféricos. Já as juntas complexas funcionam de forma parecida, mas são utilizados para representar volumes arbitrariamente formatados. As junções Y são utilizadas para modelar junções de mais de dois dutos ou para representar elementos mais complexos como filtro de ar, coletores de admissão e escape, e abafadores.

5.3.2 **Dutos básicos**

Os dutos têm dois propósitos básicos, modelar a geometria da linha e conectar sub-volumes para criar volumes maiores. O ponto de início do fluxo através do duto será a terminação da esquerda e o final do duto será a terminação da direita. Eles podem aparecer de formas diferente na tela de trabalho para indicar se está completamente ou definido.

5.4 **DESENVOLVIMENTO DO MODELO VIRTUAL**

Durante o desenvolvimento deste trabalho foram feitas simulações utilizando o software Ricardo WAVE para a determinação de desempenho do motor com formas de alimentação de ar diferentes, uma naturalmente aspirado e em duas configurações turbo alimentadas, uma sem a utilização de wastegate e a outra com utilização de wastegate.

Foi seguido o manual do programa para a construção do modelo e para as simulações realizadas.

5.4.1 Características do motor em análise

O motor a ser utilizado nas simulações é original da GS 500 E da Suzuki, este será utilizado pela equipe de Fórmula SAE da Universidade Federal de Juiz de Fora, a Escuderia UFJF, na construção do seu primeiro bólido.

Foram utilizados os valores apresentados na Tabela 1 para a geração do modelo virtual. O combustível utilizado foi a gasolina, que está presente na biblioteca do software.

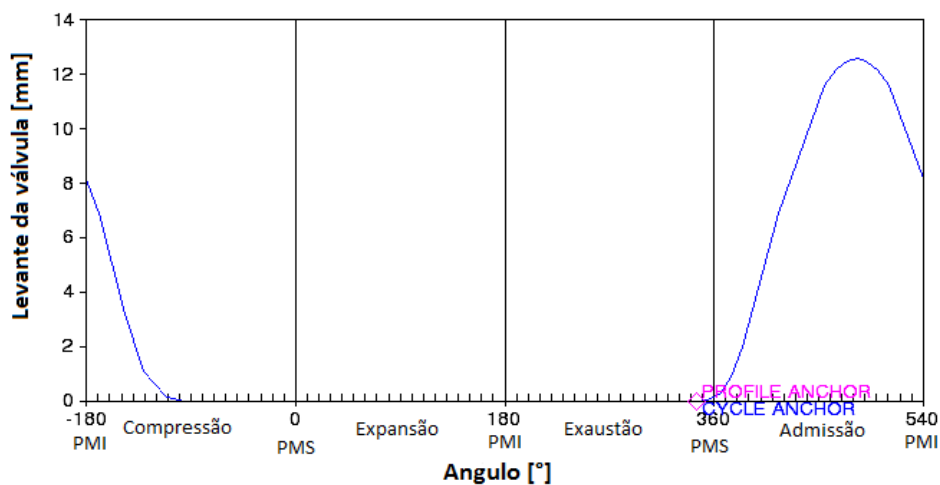
Tabela 1 – Dados Geométricos do Motor

Numero de Cilindros	2	-
Diâmetro do Pistão	74	mm
Curso do Pistão	56,6	mm
Razão de Compressão	9	-
Comprimento da Biela	114	mm

Fonte: O Autor

Os perfis de abertura das válvulas de admissão e escape utilizados não são os originais do motor, mas sim encontrados, já definidos, na biblioteca do software pronto que está presente. Será apenas adaptado para o levante máximo encontrado no manual de serviço da moto. Para utilizar o perfil original do motor é necessária a medição do comando de válvulas.

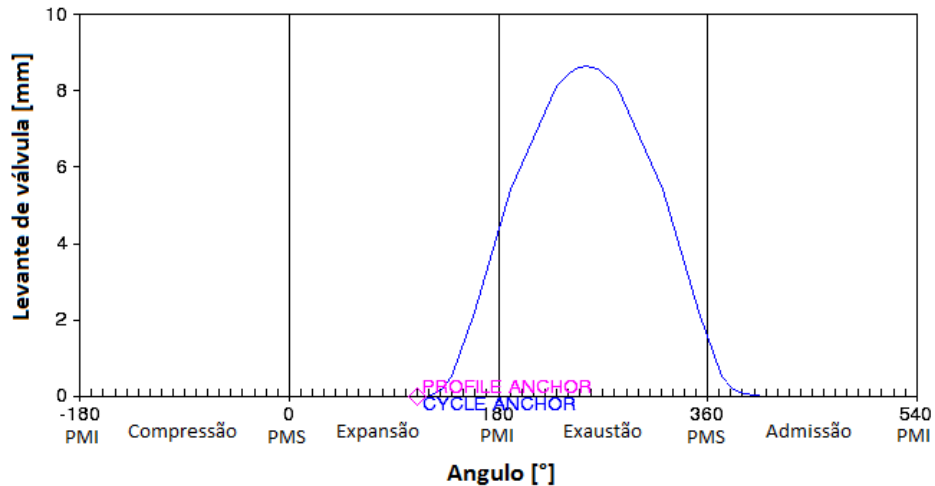
Figura 13 – Perfil de abertura da válvula de admissão



Fonte: O Autor

O perfil de abertura das válvulas de admissão e escape ficaram como nas Figuras 13 e 14, respectivamente .

Figura 14 – Perfil de abertura da válvula de escape



Fonte: O Autor

5.4.2 Modelo de atrito

O modelo de atrito utilizado pelo WAVE é uma forma modificada da correlação de Cheb-Flynn. Essa correlação possui um termo constante, um termo que varia de acordo com a pressão máxima no interior do cilindro, que representa uma relação com a carga aplicada ao motor, um terceiro termo linearmente dependente com a velocidade média do pistão, e um termo que relaciona de forma quadrática a velocidade média do pistão. A entrada de dados do modelo de atrito no WAVE é feita na tela representada pela Figura 15.

Figura 15 – Entrada de dados do modelo de atrito no WAVE

Friction Correlation	
ACF	0.25
BCF	0.005
CCF	400
QCF	0.2

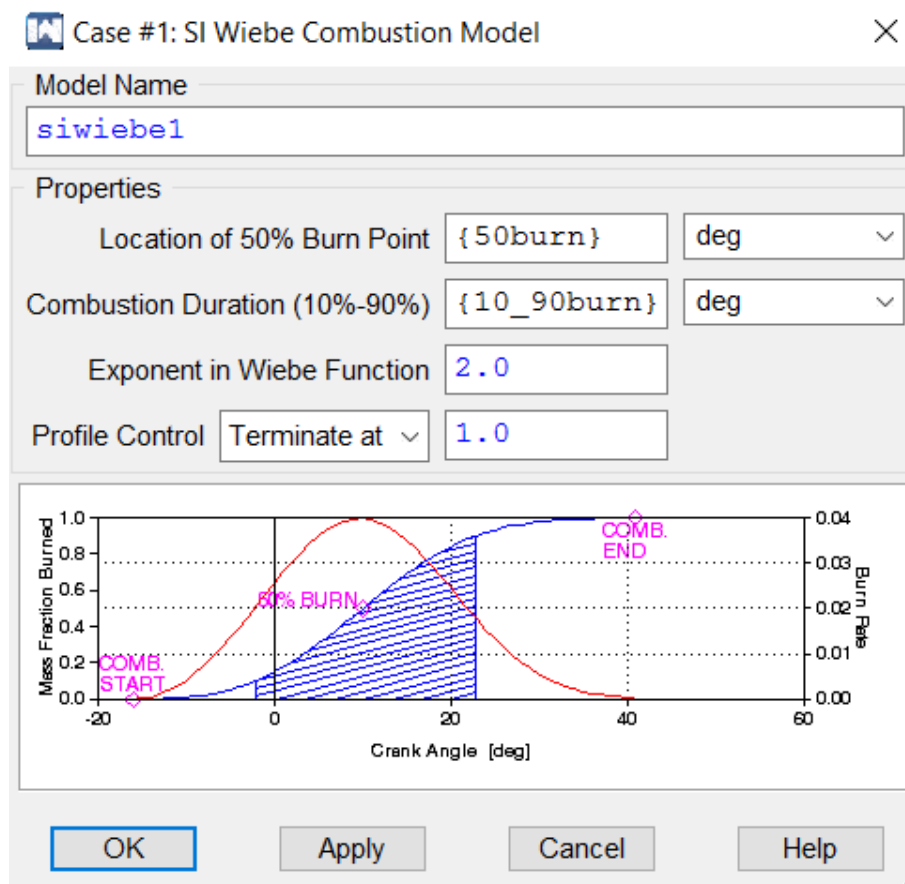
Fonte: O Autor

5.4.3 Modelo de combustão

No WAVE diversas modelos de combustão estão disponíveis. Neste trabalho o modelo de ignição por faísca de Wiebe foi utilizado. A função SI Wiebe é amplamente utilizada para descrever a taxa de massa de combustível queimada em cálculos termodinâmicos. Esta relação permite a entrada independente de parâmetros do perfil da função e a duração da combustão.

É um modelo de combustão primário e o mais usado em motores de ignição por faísca. A entrada de dados é dado pela tela mostrada na Figura 16.

Figura 16 – Entrada de dados do modelo de combustão no WAVE



Fonte: O Autor

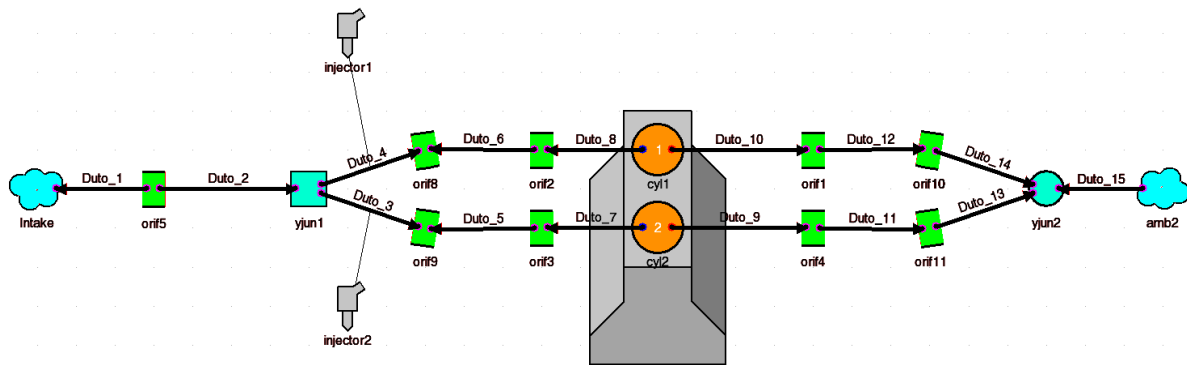
A função que calcula a fração de massa de gases queimados de acordo com a posição do ângulo de virabrequim é dada:

$$W = 1 - \exp\left(-a\left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}\right)^{(m+1)}\right) \quad (5.1)$$

5.5 MODELO VIRTUAL NORMALMENTE ASPIRADO

O primeiro modelo a ser ensaiado representa a forma original do motor, incluindo apenas os elementos básicos para o funcionamento do MCI a ser analisado. Contendo apenas o coletor de admissão, os dutos do cabeçote, o bico injetor, e o coletor de escape. Sua configuração no Wavebuild ficou como na Figura 17.

Figura 17 – Modelo virtual naturalmente aspirado

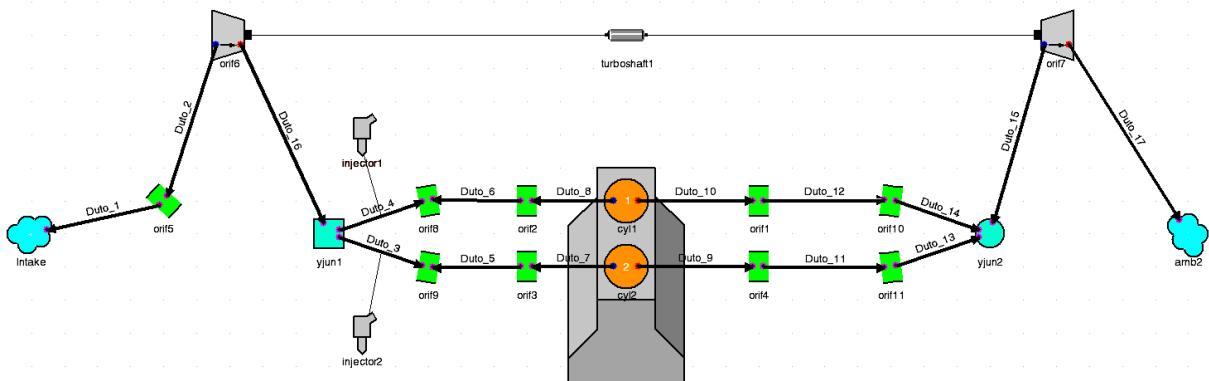


Fonte: O Autor

5.6 MODELO VIRTUAL TURBO-ALIMENTADO

O modelo virtual turbo alimentado foi construído de forma semelhante ao normalmente aspirado, com exceção de mais um duto ante do compressor e um posterior a turbina. Foram mantidas as dimensões dos dutos já existentes na configuração naturalmente aspirado. Assim, sua representação é mostrada na Figura 18.

Figura 18 – Modelo virtual turbo-alimentado



Fonte: O Autor

5.7 ESCOLHA DO TURBO COMPRESSOR

O primeiro passo para a conversão de um motor naturalmente aspirado em turbo alimentado é a escolha de um turbocompressor que seja compatível com o projeto desejado. Para isso deve-se ter a capacidade volumétrica do motor (V), rotação de potência máxima (n_P) e a rotação de torque máximo (n_T), e a potência desejada (N_e).

Tem-se como potência máxima alvo 90 hp e desempenhada a uma rotação de 10500 rpm. A capacidade volumétrica do motor é de 500 cc e o torque máximo é desejado à 6500 rpm.

De posse desses dados e os valores de consumo específico (C_e), $0,32 \frac{kg}{kW.h}$, e relação ar-combustível (A/F), 13,36, calculou-se o fluxo mássico para máxima potência (\dot{m}_{arP}) e para máximo torque (\dot{m}_{arT}), que passa pelo compressor utilizando a Equação 5.2.

$$\dot{m}_a = N_e \times A/F \times \frac{C_e}{PCI \times 60} \quad (5.2)$$

Considerando a pressão atmosférica (P_{1c}), 1 bar, e a temperatura (T_{1c}), 299 K, calcula-se o fluxo mássico de ar corrigido para máxima potência (\dot{m}_{arP}^c) e máximo torque (\dot{m}_{arT}^c) utilizando a Equação 5.3.

$$\dot{m}_{ar}^c = \frac{\dot{m}_a \sqrt{\frac{T_{1c}}{288}}}{\frac{P_{1c}}{101325}} \quad (5.3)$$

Neste caso não será avaliada a utilização de intercooler, logo, calcula-se a pressão de admissão (P_{2c}) pela Equação 5.4, utilizando como temperatura do ar no coletor de admissão (T_{2c}) $100^\circ C$ e considerando a eficiência volumétrica no coletor (η_{vc}) de admissão de 90%.

$$P_{2c} = \frac{\dot{m}_{arP} \times R \times T_{2c}}{\frac{n}{2} \times \eta_{vc} \times V} \quad (5.4)$$

Com a utilização do intercooler uma menor temperatura seria utilizada para o cálculo da pressão após o compressor, gerando valores menores de pressão.

De posse das pressões de entrada e saída do compressor calculou-se a razão entre as pressões (r) pela equação 5.5.

$$r = \frac{P_{2c}}{P_{1c}} \quad (5.5)$$

Os valores encontrados para vazão mássica de ar, pressão e razão de compressão foram os citados na Tabela 2.

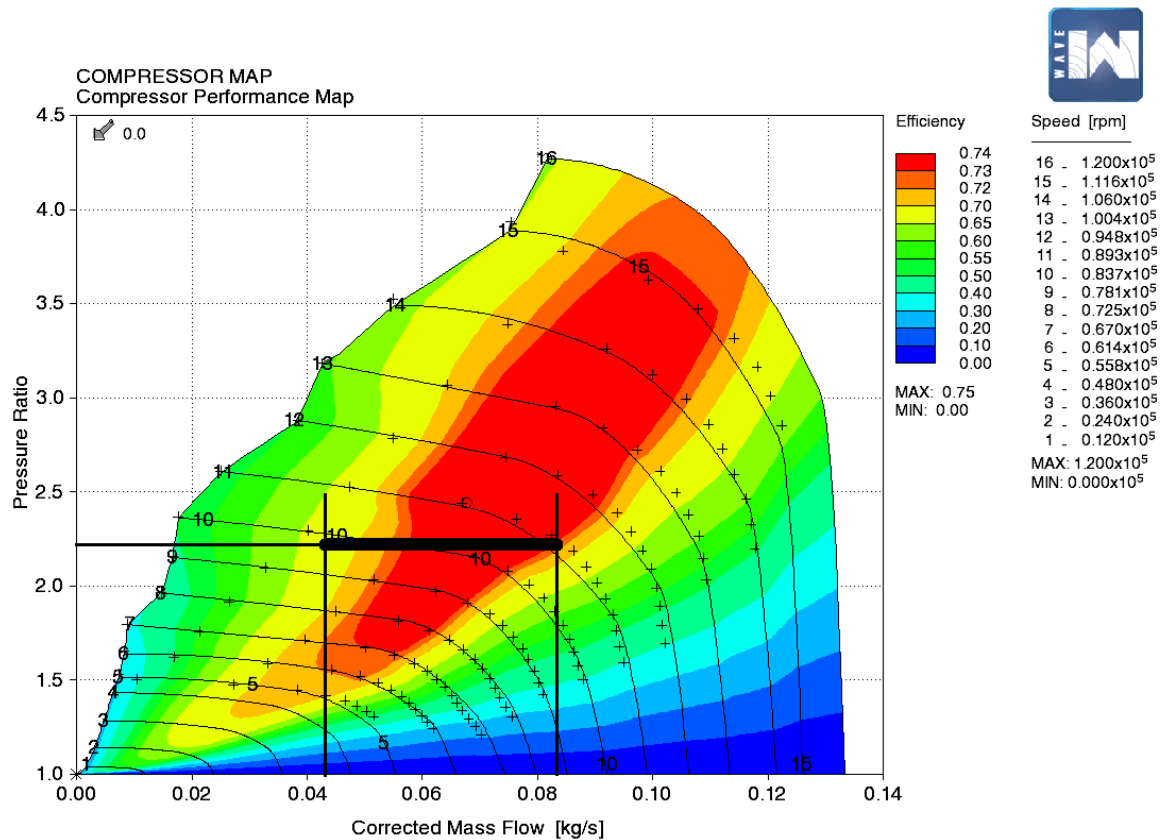
Tabela 2 – Valores obtidos para escolha do compressor

\dot{m}_{arP}	10,55 lb/min	0,08 kg/s
\dot{m}_{arT}	5,5 lb/min	0,041 kg/s
(\dot{m}_{arP}^c)	10,89 lb/min	0,082 kg/s
(\dot{m}_{arT}^c)	5,7 lb/min	0,043 kg/s
P_{2c}	2,25 bar	
r	2,25	

Fonte: O Autor

Analisou-se dois modelos de compressores existentes na biblioteca do Ricardo WAVE. O primeiro com vazão mássica de ar corrigida de 0,135 kg/s ou 17,85 lb/min e máxima razão de compressão igual a 4,25. Já o segundo compressor com fluxo mássico de ar de 0,139 kg/s ou 18,38 lb/min e razão de compressão máxima igual a 2,7. Outro fator que diferencia os compressores são as ilhas de eficiência, o primeiro possui ilhas de maior eficiência maiores que o segundo.

Figura 19 – Mapa do compressor 1



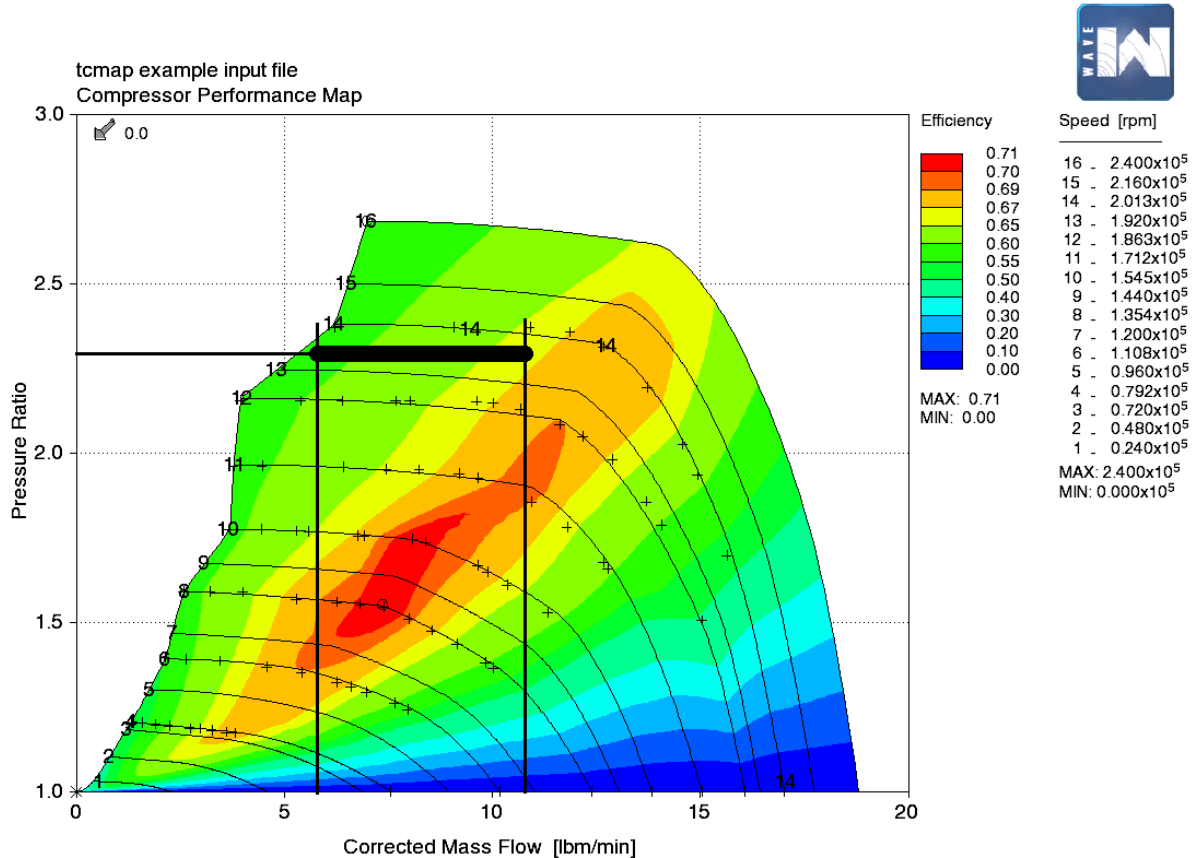
Fonte: O Autor

Fez-se marcações nos mapas dos compressores para uma melhor visualização da

região de trabalho de cada um. Utilizou-se para realizar a marcação os valores de vazão mássica corrigida em máxima potência e máximo torque e a razão de compressão.

Os mapas dos compressores com a marcação da faixa de atuação estão representados nas Figuras 19 e 20.

Figura 20 – Mapa do compressor 2



Fonte: O Autor

Percebeu-se que o compressor que trabalha com maior eficiência, regiões representada pelas colorações vermelhas, laranja e amarela que representam eficiência entre 70% e 74%, durante maior parte da faixa de trabalho era o compressor 1, além de apresentar uma margem maior para razão de compressão. Enquanto o compressor 2, que apresentou menor rendimento, trabalhou nas regiões de coloração amarela e verde, apresentando eficiência entre 40% e 67%.

Vale ressaltar também que o compressor 2 trabalharia próximo a linha de surge, o que não é desejado, pois pode gerar instabilidade no funcionamento do compressor atrapalhando o rendimento do motor e também podendo ocasionar falha no compressor.

6 RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados os resultados obtidos nas simulações dos modelos apresentados anteriormente. Serão discutidas grandezas como torque, potência, pressão média efetiva, eficiência volumétrica, consumo de combustível e o consumo específico de combustível, que são relacionadas ao desempenho.

Em seu manual, a Ricardo WAVE não aconselha que a pressão máxima no interior dos cilindros excedam 75 bar para a configuração naturalmente aspirado, e 85 bar para turboalimentado. Excedendo este limite há grandes riscos de ocorrer pré-ignição, evento indesejado nos motores.

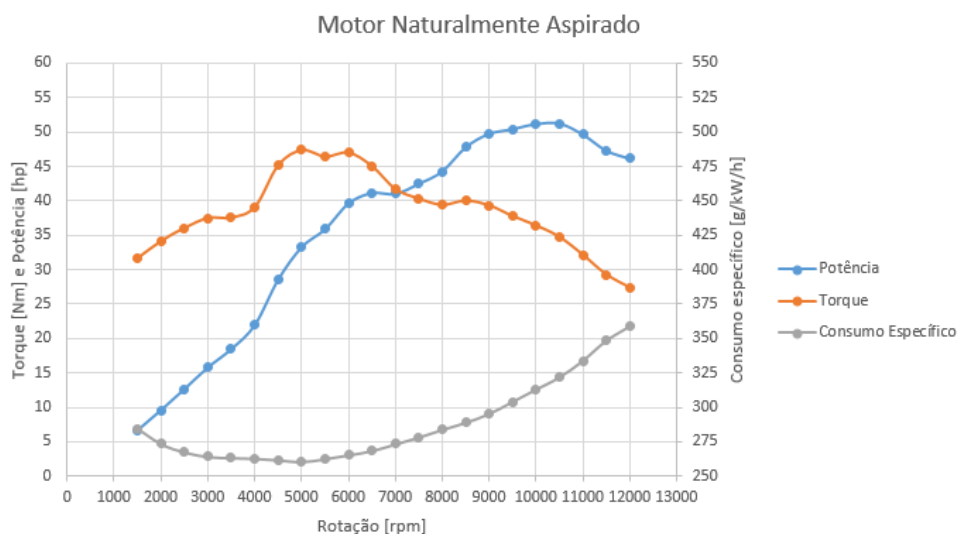
Com isso foram encontrados valores para o ângulo do virabrequim para que 50 % da queima estivesse completa, de forma a maximizar a pressão máxima nos cilindros sem ultrapassar os valores propostos pelo manual.

Os valores para o modelo de atrito foram estimados e mantido iguais em todos modelos, tendo em vista que podem variar devido a diversos fatores, como tipo e temperatura de óleo, e este não é motivo de estudo neste trabalho.

6.1 RESULTADOS MODELO NATURALMENTE ASPIRADO

Será apresentado, na Figura 21, um resumo de desempenho do motor na forma original. Observa-se uma variação do consumo específico entre $260,6 \frac{g}{kW.h}$ e $358,7 \frac{g}{kW.h}$, que a potência efetiva máxima do motor foi de 51,26 hp a uma rotação de 10500 rpm, e torque máximo de 47,4 Nm a uma rotação de 5000 rpm.

Figura 21 – Curva Característica do Motor Aspirado



Fonte: O Autor

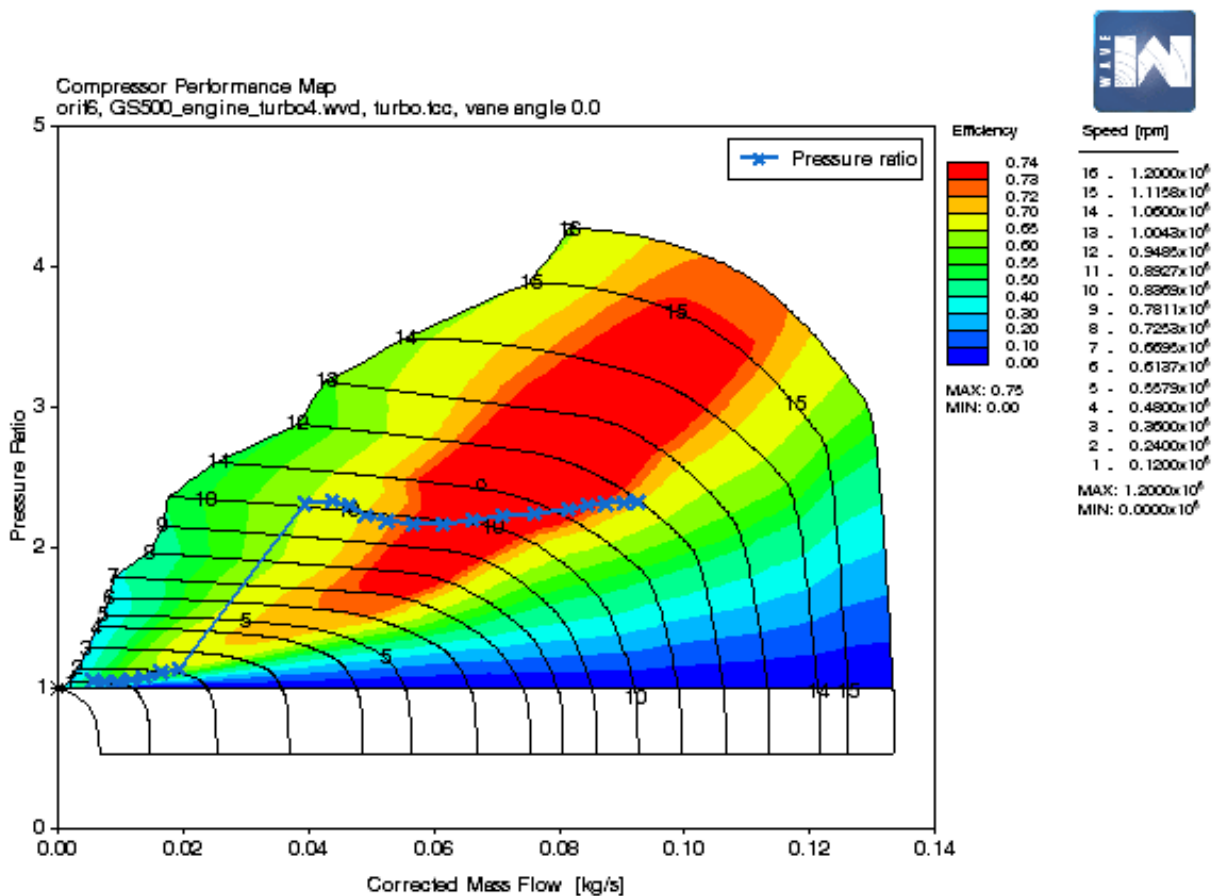
Considerando que a região de trabalho ideal do motor como a que apresenta um torque igual ou maior que a 80% do torque máximo desempenhado pelo motor, temos um faixa entre 4000 e 9000 rpm

6.2 RESULTADOS MODELO TURBOALIMENTADO

O motor turboalimentado foi simulado em duas configurações, uma com a válvula wastegate mantendo a pressão no coletor de admissão próxima de 2,3 bar, e outra com pressão de admissão livre.

Como previsto no dimensionamento do compressor, visto na seção 5.7, para a configuração com pressão limitada o compressor trabalhou a maior parte do tempo em sua região de maior eficiência, área marcada pelas colorações vermelha, laranja e amarela no mapa do compressor, como pode ser visto na Figura 22.

Figura 22 – Mapa do compressor com dados gerados pelo WAVE

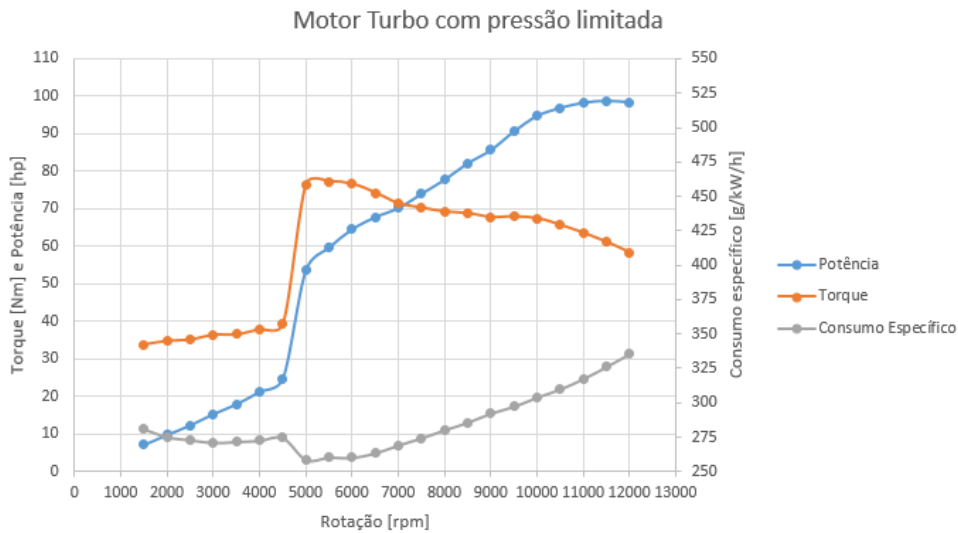


Fonte: O Autor

Nas curvas características do motor turboalimentado com pressão limitada, percebe-se uma variação de consumo específico entre $258,6 \frac{g}{kW.h}$ e $335,46 \frac{g}{kW.h}$, uma potência máxima de 98,4 hp a rotação de 11500 rpm, e torque máximo de 77,3 Nm e a 5500 rpm. Tendo uma região ideal de trabalho entre 5000 e 11000 rpm, maior do que 50% da rotação de trabalho.

Vale ressaltar que o motor atingiu a potência desejada a rotação de 9500 rpm e uma potência maior que a desejada à rotação de 10500 rpm tratada na seção 5.7. As curvas de torque, potência e consumo específico de combustível do motor são apresentadas na Figura 23.

Figura 23 – Curva Característica do Motor Turboalimentado



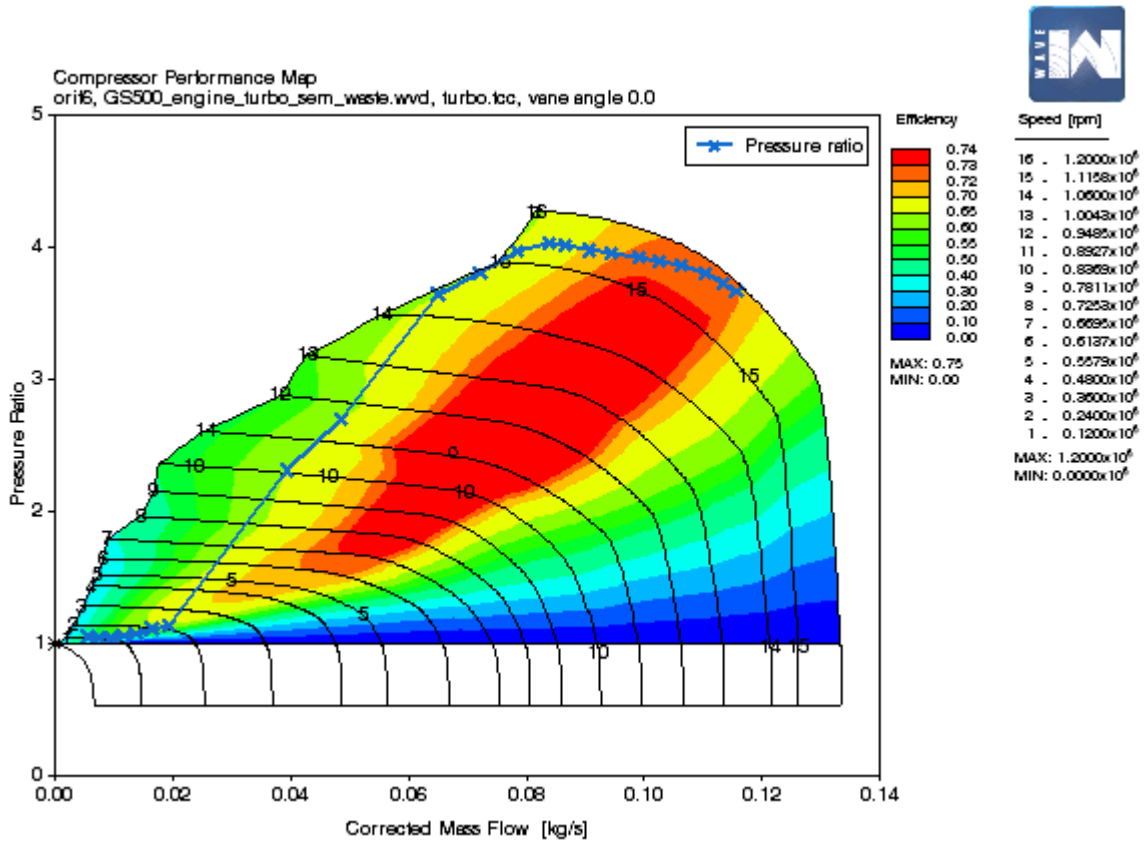
Fonte: O Autor

Já no modelo sem o funcionamento da wastegate, o compressor trabalhou durante todo o período com eficiência menor que a apresentada no caso anterior, não atingindo a ilha de máxima eficiência, e se aproximando bastante da linha de surge, podendo gerar uma grande instabilidade no compressor expondo-o a falha. Em altas rotações do motor, o compressor atingirá uma velocidade muito alta o que pode ser prejudicial. Isso pode ser constatado no mapa do compressor gerado pelo software na Figura 24.

Em suas curvas com o compressor sem restrição de pressão, nota-se que o consumo específico de combustível oscila entre $258,6 \frac{g}{kW.h}$ e $377,8 \frac{g}{kW.h}$, atingindo seu valor mínimo a rotação de 5000 rpm a potência máxima desempenhada é de 112,12 hp a 11000 rpm, e o torque máximo é de 97,4 a 6000 rpm. As curvas característica do motor são mostradas na Figura 25.

O motor nesta configuração apresenta uma faixa ideal de operação entre 5500 e

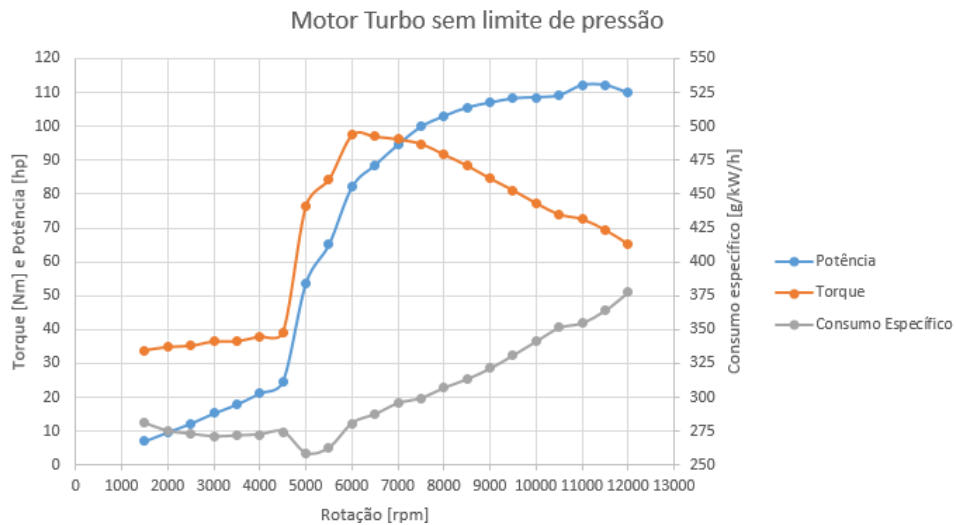
Figura 24 – Mapa do compressor com dados gerados pelo WAVE sem restrição



Fonte: O Autor

9500 rpm, mais curta que a apresentada configuração anterior, mas com valores de torque mais elevados.

Figura 25 – Curva Característica do Motor Turboalimentado Sem Restrições



Fonte: O Autor

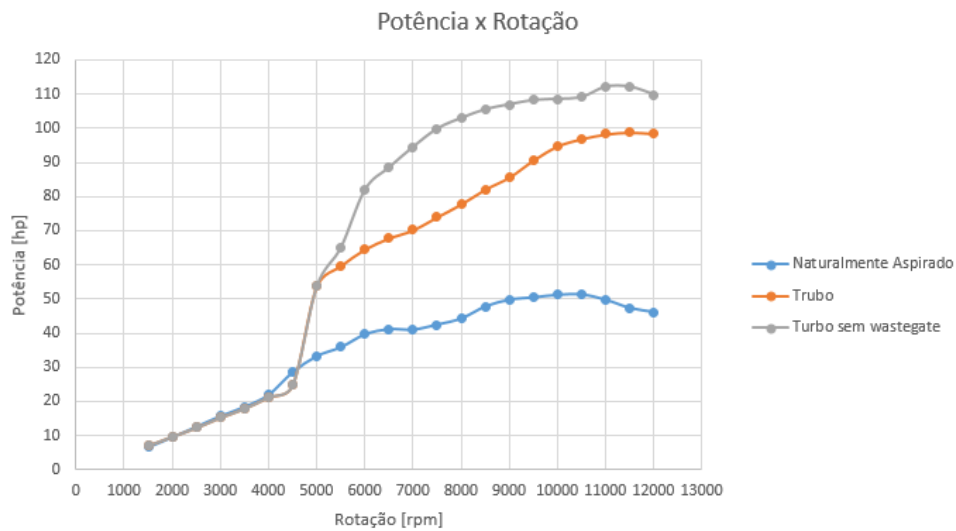
6.3 COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS OBTIDOS

Nesta seção serão comparados os resultados obtidos entre as simulações apresentadas previamente.

6.3.1 Potência

Como tratado na seção 4.6, a potência é a capacidade do motor em gerar trabalho. Ela é bastante utilizada na comparação entre motores. A Figura 26 apresenta os resultados de potência par as 3 configurações.

Figura 26 – Gráficos de Potência



Fonte: O Autor

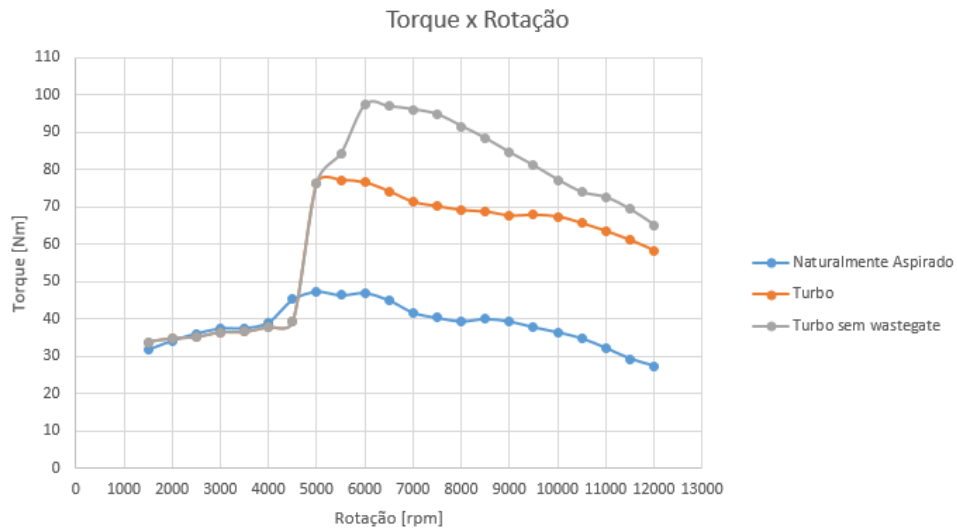
Comparando o motor em sua configuração original, naturalmente aspirado, e turboalimentado com restrição de pressão, pode-se perceber um ganho médio e máximo de 53,62% e 113,29%, respectivamente, na potência do motor com a instalação do turbocompressor.

Já analisando o motor naturalmente aspirado e o turboalimentado sem restrição, nota-se uma variação ainda maior, chegando a 78,35% de média e 137,99% no ponto de maior diferença.

6.3.2 Torque

Como a potência está diretamente ligada ao torque aplicado pelo motor, em motores que operam em mesmas rotações, aquele que possuir maior torque terá também maior potência, nas mesmas proporções. Na Figura 27 é feita uma comparação das curvas de torque obtidas.

Figura 27 – Gráficos de Torque



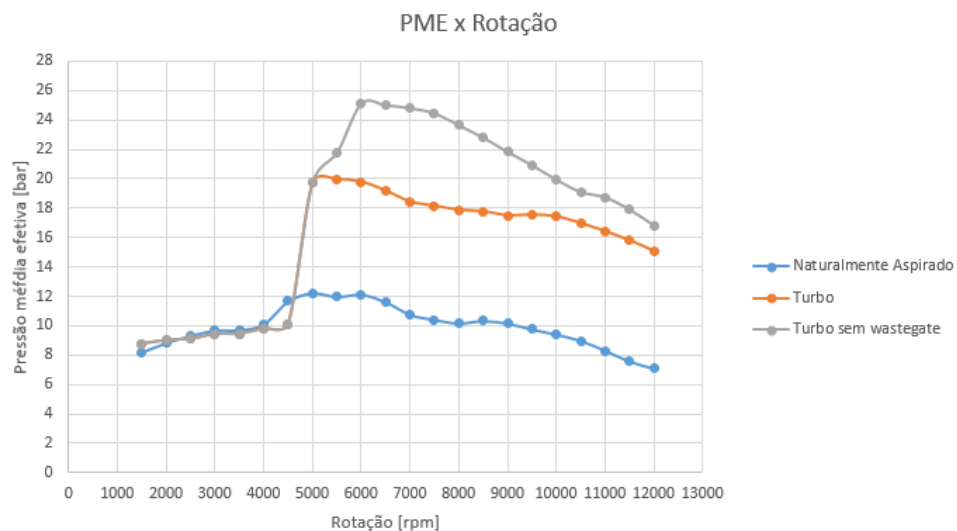
Fonte: O Autor

Observa-se que o motor turbo com restrições possui menor oscilação na curva de torque, tendo uma maior faixa de trabalho ideal.

6.3.3 Pressão Média Efetiva

Já tratado anteriormente na seção 4.6, a pressão média efetiva é de suma importância na comparação entre motores, pois permite avaliar MCI com capacidade volumétricas diferentes.

Figura 28 – Gráficos de Pressão Média Efetiva



Fonte: O Autor

A pressão média efetiva máxima nas três configurações ocorreram em rotações

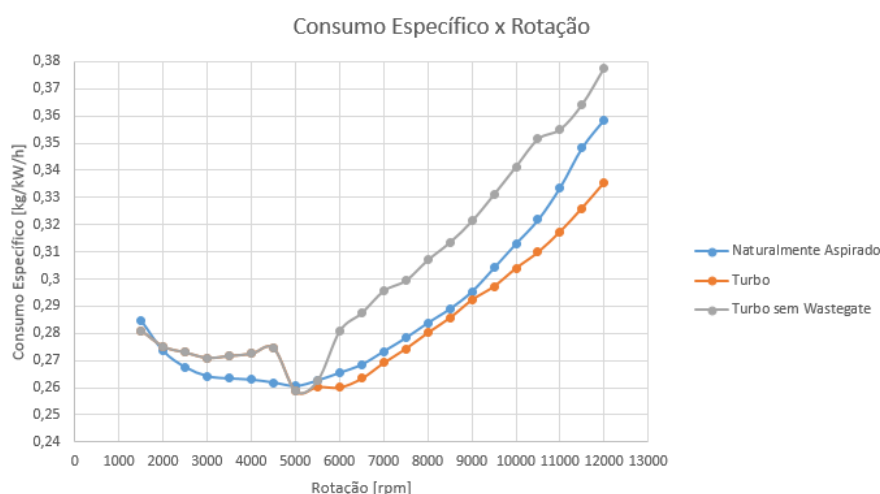
próximas, 5500 rpm para turbo com restrição, e 6000 rpm para turbo sem wastegate e naturalmente aspirado. As curvas de PME são mostradas na Figura 28.

A variação da PME máxima entre o motor original e turbo com e sem restrição de pressão na admissão foi de 64,35 % e 107,04%.

6.3.4 Consumo Específico

O consumo específico de combustível demonstra a capacidade do motor em transformar energia química em trabalho e é inversamente proporcional à eficiência do mesmo. Ou seja, quanto mais eficiente o motor menor será o consumo específico. Os gráficos de consumo específico são apresentados na Figura 29.

Figura 29 – Gráficos de Consumo Específico



Fonte: O Autor

Como as simulações foram focadas na performance do motor, utilizou-se uma razão ar-combustível menor que a estequiométrica. Desta forma os valores de consumo específico apresentados poderiam ser menores se fosse utilizada uma razão ar-combustível maior.

O consumo específico foi mínimo para todos os casos na rotação de 5000 rpm. Apresentando valores iguais nas configurações turbo e um valor superior para aspirado. Além disso o modelo turbo com restrição obteve menor consumo em toda rotação igual ou maior que 5000 rpm.

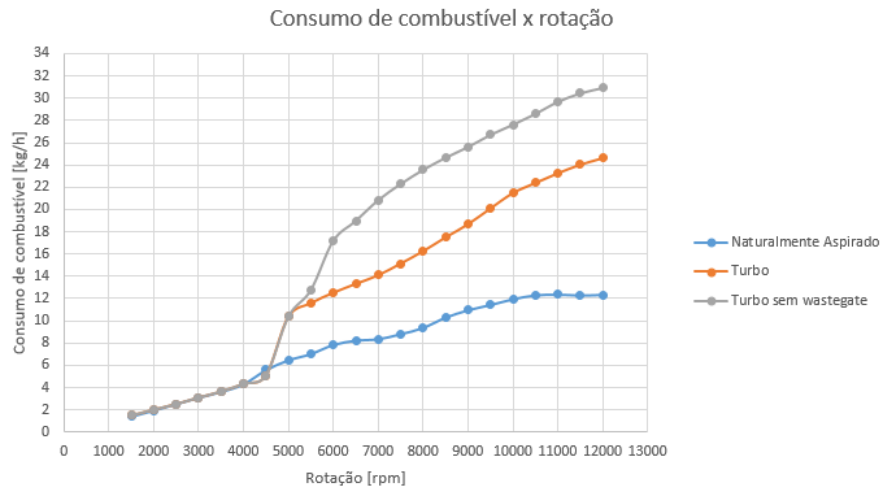
Em baixas rotações o motor apresentou um menor consumo específico no modelo naturalmente aspirado, chegando a obter valor 4,8% menor que nas outras configurações. Já em altas rotações os resultados foram melhores para o modelo turbo com pressão limitada, atingindo uma diferença máxima de 6,5%.

O modelo com wastegate desligada apresentou um alto valor de consumo específico

devido a necessidade de atraso de ignição, com finalidade de limitar a pressão máxima interna no cilindro em 85 bar.

6.3.5 Consumo de Combustível

Figura 30 – Gráficos de Consumo de Combustível



Fonte: O Autor

O combustível utilizado nas simulações foi a gasolina de relação ar-combustível estequiométrica igual a 14,7. Utilizou-se uma relação levemente rica, 10% mais combustível que a estequiométrica.

No modelo com restrição de pressão a vazão mássica de combustível atinge valores aproximadamente 100% maiores que no naturalmente aspirado. Por isso, na conversão para turbo, bicos injetores e bombas com o dobro do valor da vazão das originais devem ser instalados para um perfeito funcionamento

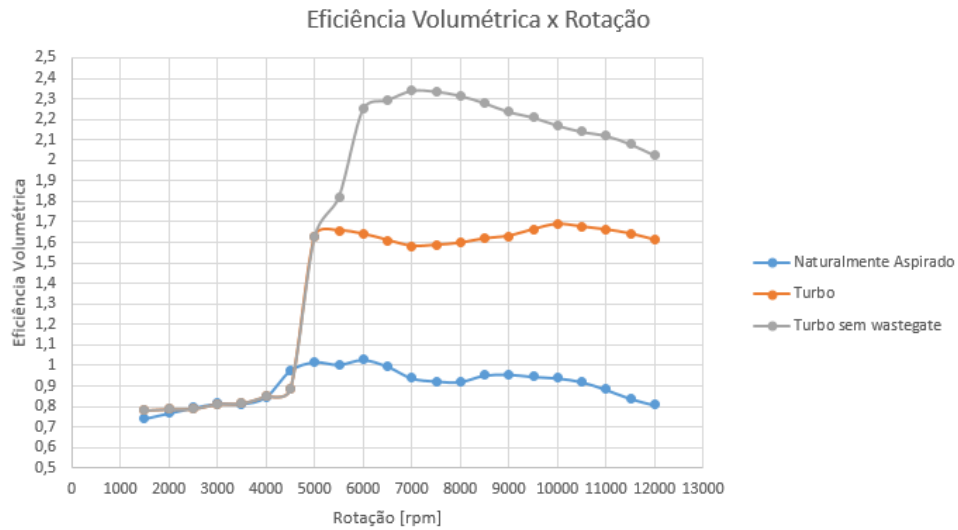
Além do dimensionamento dos componentes, os valores apresentados de vazão mássica de combustível podem ser usados para a regulagem do sistema de injeção eletrônica.

6.3.6 Eficiência Volumétrica

A eficiência volumétrica tem grande influência no desempenho dos MCI, pois está diretamente ligada a quantidade de ar admitido. Com o aumento do fluxo de ar no motor, para uma mesma relação ar-combustível, uma maior vazão mássica de combustível pode ser queimada, assim aumentando a potência e o torque. A Figura 31 representa as curvas de eficiência volumétrica do motor.

Pode-se notar que a eficiência volumétrica é máxima no modelo naturalmente aspirado a uma rotação de 5000 rpm e atinge 101,65%. Já na configuração turboalimentado

Figura 31 – Gráficos de Eficiência Volumétrica



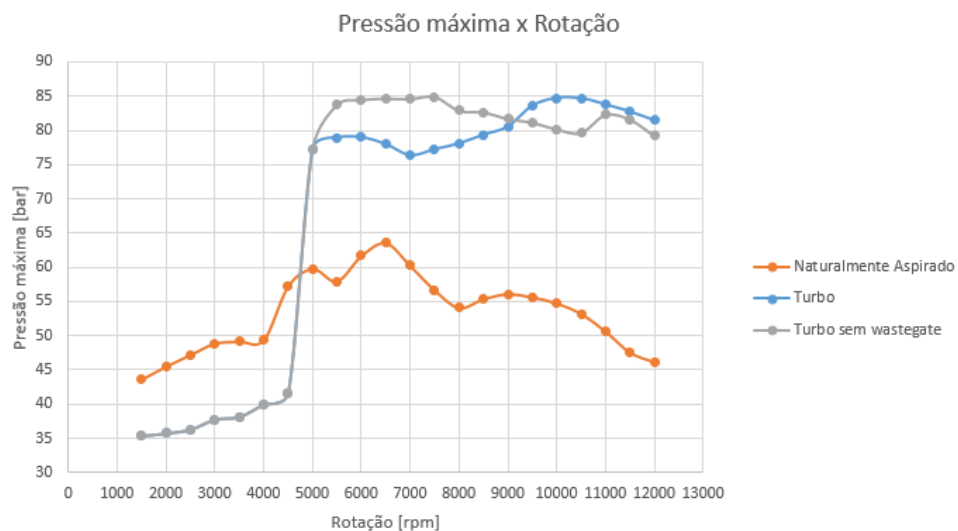
Fonte: O Autor

com wastegate a máxima eficiência é de 168,82% e se dá a 10000 rpm. Com a wastegate desligada tem-se uma eficiência volumétrica ainda maior, chegando a 234% à 7000 rpm.

6.3.7 Pressão Máxima no cilindro

A pressão máxima nos cilindros foram controladas pelo tempo de ignição com intenção de não ultrapassar 75 bar para naturalmente aspirado e 85 bar para turbo alimentado, com intuito de evitar pré-ignição. Os gráficos da Figura 32 mostram que os valores máximos de pressão não foram excedidos.

Figura 32 – Gráficos de Pressão Máxima no cilindro



Fonte: O Autor

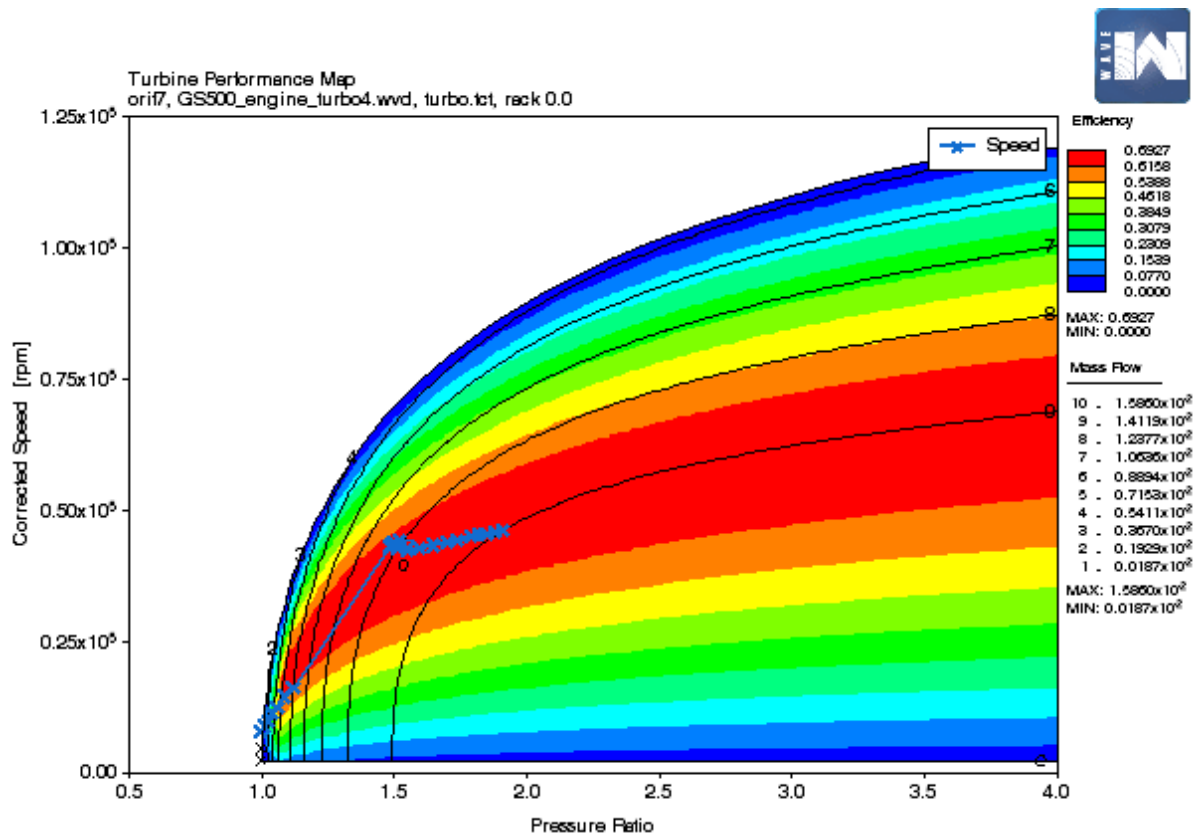
De forma interativa chegou-se a valores próximos a 85 bar para as configurações turboalimentadas e o valor mais alto apresentado para o modelo naturalmente aspirado foi de 63,57 bar. Um dos fatores que influenciaram na baixa pressão máxima no motor naturalmente aspirado é a baixa razão de compressão do motor.

6.3.8 Eficiência da Turbina

Na escolha de um turbo-compressor devem ser avaliados tanto o compressor quanto a turbina utilizada. Em um conjunto turbo-compressor variando apenas a turbina empregada, pode-se variar a zona de resposta em relação ao motor. Uma turbina maior gera resultados melhores em rotações mais elevadas do motor, enquanto uma menor resultaria em respostas melhores em baixas rotações.

Com o auxílio do software foi possível avaliar a eficiência da turbina utilizada em conjunto com o compressor. Foram gerados os mapas da turbina marcando as faixas de funcionamento que podem ser vistos nas Figuras 33 e 34, para com e sem pressão limitada, respectivamente.

Figura 33 – Mapa da turbina no primeiro caso

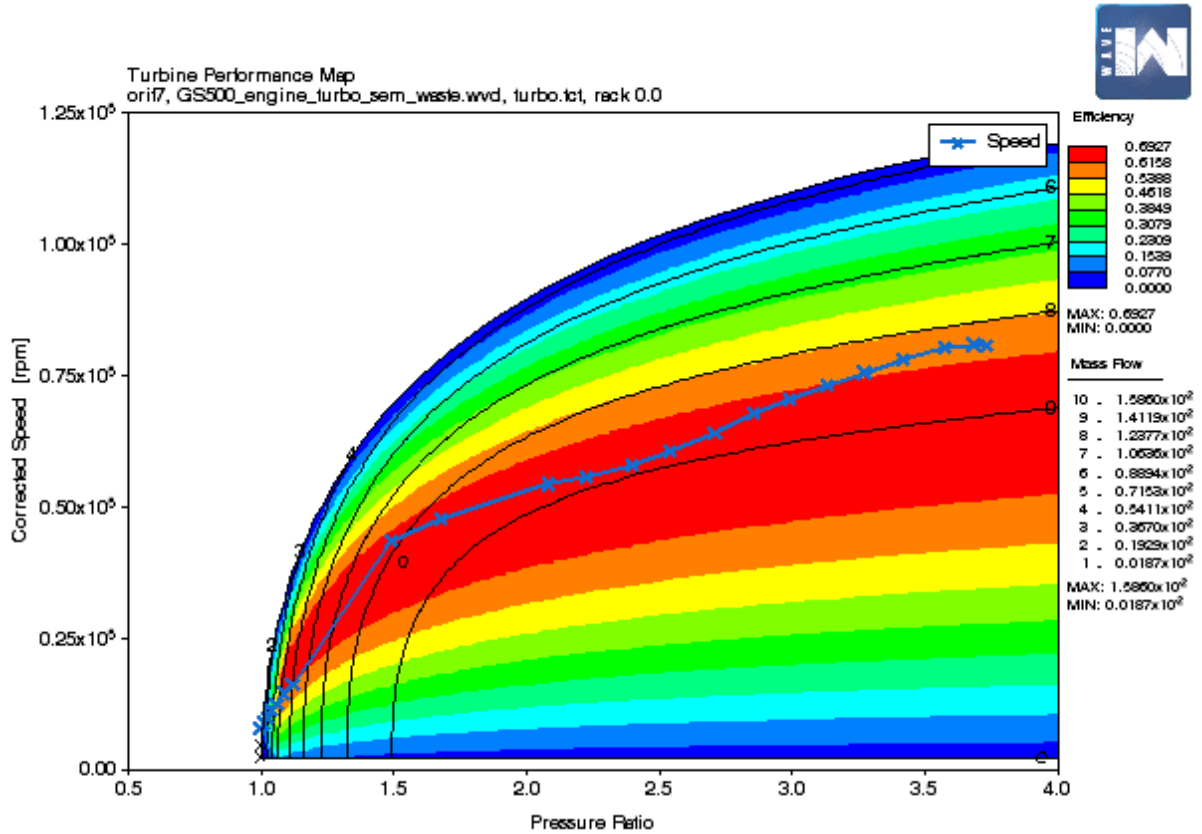


Fonte: O Autor

Pode-se perceber que nos dois casos a turbina trabalhou na maior parte do tempo

em sua zona de máxima eficiência, região de coloração mais avermelhada do gráfico. No primeiro o aumento da razão de pressão na turbina não foi tão grande devido a abertura da válvula wastegate. Já no segundo caso atingiu razão de pressão bastante elevada.

Figura 34 – Mapa da turbina no segundo caso



Fonte: O Autor

6.3.9 Outros dados importantes

Na conversão de um motor naturalmente aspirado em turbo-alimentado é importante ressaltar que algumas alterações nos componentes devem ser feitas afim de evitar falhas.

Neste trabalho não são avaliadas alterações em componentes internos ao motor, porém serão avaliados alguns parâmetros importantes no dimensionamento de componentes do sistema de admissão.

Para o dimensionamento dos componentes são levados em consideração a temperatura do ar de admissão e a pressão. Como nas versões turboalimentadas o ar após passar pelo compressor está a uma temperatura maior, o material utilizado nos dutos deve possuir uma temperatura de fundição maior que a apresentada na saída do compressor. Além

disso, com o aumento da pressão, o material deve apresentar uma resistência de modo a ser capaz de suportá-la.

Foram avaliadas a pressão e a temperatura no duto 16, que apresentou maiores valores, de modo a utilizar os dados como base no dimensionamento de todos os dutos. Este foi o que apresentou valores mais altos de temperatura e pressão, mas para um projeto mais detalhado podem ser avaliados todos os dutos.

A máxima pressão e temperatura do ar no duto 16 no modelo com restrição foram de 2,34 bar e 145°C. Já na versão sem restrição os maiores valores atingidos foram 4,03 bar e 308°C.

7 CONCLUSÃO

O presente trabalho comparou os efeitos gerados pela aplicação de um turbocompressor em um motor de combustão interna com finalidade de avaliar as mudanças no desempenho e analisar a necessidade de realizar modificações nos componentes externos ao motor.

Após realizar uma revisão dos parâmetros e características de funcionamento dos MCIs e estudar os conceitos de modelagem computacional, foi feita a escolha do compressor, utilizando como base as características desejadas do motor como potência máxima e torque máximo, e as rotações em que ocorrem. Em seguida foram feitas as modelagens do motor no software Ricardo WAVE em que foram extraídos os resultados analisados.

A potência máxima foi aumentada em 92,8% e 118,7% na versão turbo-alimentada com e sem restrição de pressão na admissão, respectivamente. Comparando o torque percebeu-se um ganho de 63,1% para a configuração turbo com wastegate ligada, e rendendo 105,5% a mais para wastegate desligada. Além disso, uma faixa de trabalho ideal maior foi encontrada na versão com controle de pressão na admissão. A pressão média efetiva apresentada nos modelos turbo foram 19,95 e 25,13 bar, com pressão limitada e sem, respectivamente. Esses valores de PME são próximos ao de motores utilizados em carros esportivos. Uma comparação é feita na Tabela 3.

Tabela 3 – Comparação de desempenho dos motores

	NA	Turbo com Wast.	Turbo sem Wast.
N_e máx. (Rotação)	51,3 hp (10500 rpm)	98,8 hp (11500 rpm)	112,1 hp (11500 rpm)
T máx. (Rotação)	47,40 Nm (5000 rpm)	77,30 Nm (5500 rpm)	97,40 Nm (6000 rpm)
Faixa ideal de Trab.	4000-9000 rpm	5000-11000 rpm	5500-9500 rpm
C_e mí.	260,6 $\frac{g}{kW \times h}$	258,6 $\frac{g}{kW \times h}$	258,6 $\frac{g}{kW \times h}$

Fonte: O autor

Como recomendação para trabalhos futuros, podem ser feitas melhorias no modelo desenvolvido, incluindo o diagrama de válvulas real do motor, que podem ser obtidos através de medições dos eixos do comando de válvulas do motor. Um modelo mais real de perda por atrito pode ser desenvolvido, fazendo mais testes no motor. Outra recomendação é a inserção de mapas de turbo-compressores comerciais no software. Pode-se também ser feita uma comparação de níveis de ruído e a frequência gerada em cada configuração.

REFERÊNCIAS

- [1] SROKA, Zbigniew J. *Some aspects of thermal load and operating indexes after downsizing for internal combustion engine*, Journal Therm Anal Calorim 110, 2012
- [2] ATTARD, William and WATSON, Harry C. *Development of a 430cc Constant Power Engine for FSAE Competition*, SAE Papper 2006-01-0745, 2005.
- [3] BRUNETTI, F. *Motores de Combustão Interna: volume 1*, São Paulo: Blucher, 2012.
- [4] BRUNETTI, F. *Motores de Combustão Interna: volume 2*, São Paulo: Blucher, 2012.
- [5] <http://www.antonioguilherme.web.br.com/Arquivos/motores.php>
- [6] <https://www.shopcar.com.br/noticias/saiba-como-funcionam-blowers-e-compressores-de-pot-ncia/23-03-2010/2364>
- [7] <https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/basic>
- [8] <http://autokult.pl/14157,wg-bov-dv-zawory-regulujace-cisnienie-w-ukladach-z-turbosprezarka>
- [9] <http://www.superstreetonline.com/how-to/engine/1306-external-wastegate-positioning/>
- [10] <http://autos.culturamix.com/mecanica/limpeza-da-injecao-eletronica>
- [11] MARTINS, J. *Motores de Combustão Interna*, São Paulo: Engebook, 2013.
- [12] HEYWOOD, John B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw Hill Education, 1988.
- [13] RICARDO, Inc. *WAVE User Manual*, Van Buren Township, 2016.
- [14] PASTORELLI, Pedro Palma. *Análise numérica da implementação de um turbocompressor em motor monocilíndrico para competição Fórmula SAE*, Joinville, 2015.
- [15] BLAIR, Gordon P. *Design and simulation of four-stroke engines*, Warrendale, 1999.
- [16] WESTIN, Fredrik. *Simulation of turbocharged SI-engines – with focus on the turbine*, Stockholm, 2005.
- [17] UKIDAVE, Shreyash S. *Development of a technique for achieving an optimum BSFC for LAF engine*, Master's report, Michigan Technological University, 2011.
- [18] SOUTO MAYOR DE FIGUEIREDO, Leonardo. *Estudo do aprimoramento de performance de um motor Honda com a instalação de um turbocompressor*, Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2013.
- [19] SILVA, Anderson Moreira da. *Simulação e análise do intercooler em motores Otto originais de fábrica*, São Paulo, 2008.
- [20] HIGA, Huberto Yuki. *Estudo e proposição de redução de consumo do motor flex-fuel*, São Paulo, 2011.