

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO DE JOINVILLE
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIAS DA MOBILIDADE
CURSO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA

PEDRO PALMA PASTORELLI

ANÁLISE NUMÉRICA DA IMPLEMENTAÇÃO DE UM TURBOCOMPRESSOR EM
MOTOR MONOCILÍNDRICO PARA COMPETIÇÃO FÓRMULA SAE

Joinville

2015

PEDRO PALMA PASTORELLI

ANÁLISE NUMÉRICA DA IMPLEMENTAÇÃO DE UM TURBOCOMPRESSOR EM
MOTOR MONOCILÍNDRICO PARA COMPETIÇÃO FÓRMULA SAE

Monografia apresentada ao Centro de Joinville da Universidade Federal de Santa Catarina como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Automotivo no Curso de Engenharia Automotiva.

Orientador:
Prof. Leonel R. Cancino, Dr. Eng.

Joinville

2015

PEDRO PALMA PASTORELLI

ANÁLISE NUMÉRICA DA IMPLEMENTAÇÃO DE UM TURBOCOMPRESSOR EM
MOTOR MONOCILÍNDRICO PARA COMPETIÇÃO FÓRMULA SAE

Este trabalho de conclusão de curso foi julgado adequado para obtenção do Título de Engenheiro Automotivo e aprovado em sua forma final pelo Programa de Graduação em Engenharia Automotiva da Universidade Federal de Santa Catarina.

Joinville, 4 de dezembro de 2015.

Prof. Leonel R. Cancino, Dr. Eng.
Coordenador do Curso

Banca examinadora:

Prof. Leonel R. Cancino, Dr. Eng.
Orientador
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Amir Antonio Martins Oliveira Junior, Ph.D
Universidade Federal de Santa Catarina

Julio Cesar Lodetti, MSc.
Volvo Powertrain

Prof. Rafael de Camargo Catapan, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus pelas conquistas até o momento, mas peço a Ele que me dê sabedoria para conquistar muito mais.

Ao AVL, pela parceria criada com a Universidade e pelo fornecimento das licenças do software utilizado. Ao engenheiro Fillipe pelo auxílio durante meu aprendizado com o *software*.

Ao meu orientador, Leonel Rincon Cancino, por seu apoio e incentivo durante o planejamento e desenvolvimento deste trabalho e por ter viabilizado a parceria com o AVL.

Aos meus pais Paulo Roberto e Maria Cecília e à minha irmã Maria por sempre serem grandes parceiros na minha vida e por sempre estarem comigo nos momentos felizes, mas também nos tristes, me apoiando e incentivando para superar qualquer desafio.

À minha namorada Andressa, por ser minha companheira durante inúmeras horas de estudo, dedicação e simulação para a conclusão do curso e deste trabalho. Você sempre foi uma fonte segura de amor, alegria e confiança essenciais para eu vencer esta etapa.

Aos meus colegas da Equipe Fórmula CEM, fui muito feliz trabalhando com vocês. Essa equipe certamente terá todo o sucesso que merece. Fico orgulhoso de ter amigos como vocês. Ao professor Modesto e aos amigos Bruno, Rafael, Lucas e Marco, um grande agradecimento pela ajuda e companheirismo durante o desenvolvimento do projeto e deste trabalho. E aos colegas do setor de *powertrain* Alan, Marlon e Zeca, agradeço pelo incentivo e desejo sucesso na aplicação dos resultados deste trabalho.

“Horsepower sells cars, torque wins races”

– Enzo Ferrari

RESUMO

Embora sejam amplamente utilizados em veículos de alta performance, motores de combustão interna possuem um rendimento de cerca de 30% do ponto de vista energético. Em competições, a diferença de rendimento entre motores pode determinar o vencedor. E em tempos de restrições governamentais cada vez mais rígidas, montadoras de todos os segmentos estão investindo em pesquisa e desenvolvimento para aumentar o rendimento de motores de combustão interna. Uma das tendências mais comuns atualmente é o *downsizing*, que significa o emprego de motores menores (porém sobrealimentados) no lugar de motores maiores e menos eficientes. Isso também é uma tendência em competições automobilísticas, como é o caso da Fórmula 1 e da competição estudantil Formula SAE, onde diversas equipes estão utilizando turbocompressores para aumentar a eficiência de seus motores. O objetivo deste trabalho foi a análise, por meio de simulação, dos benefícios da aplicação de um turbocompressor em um motor monocilíndrico que a Equipe Formula CEM da UFSC Joinville utiliza em seu protótipo. Primeiramente foi executado um estudo sobre a teoria por trás da sobrealimentação de MCI, e também estudos em diferentes softwares de simulação de motores. Com base nesses dados foi criado um modelo virtual representativo do motor em estudo. Um novo modelo modificado representou o motor em seu estado de competição enquanto o modelo final teve dois turbocompressores simulados para definição da melhor opção para essa aplicação. Resultados da simulação apontam ganhos de 13,8% de potência máxima e 19% de torque máximo em relação ao desempenho do motor original.

Palavras-chave: AVL BOOST, Sobrealimentação, Simulação.

ABSTRACT

Although widely used in high performance vehicles, internal combustion engines operate on about a 30% energy conversion efficiency. In competitions, the small difference in engine efficiency can determine the winner. In times of ever-stricter government regulations, automakers of all segments are investing in research and development of new technologies in order to increase ICE efficiency. One of the tendencies today is the downsizing of engines, where smaller, turbocharged engines are replacing bigger and less efficient engines. This is also a tendency in motorsport, as Formula 1 recently brought back turbocharged engines in 2014 and, in Formula SAE, several teams are utilizing turbochargers to increase engine efficiency and performance output. The objective of this project is to analyze through simulation the benefits of utilizing a turbocharger on the single cylinder engine that team Formula CEM uses in its prototype. Firstly, a theory research was conducted about ICE supercharging and engine modeling software. Based on knowledge obtained from the research, a virtual model was created to replicate the behavior of the engine under study. Then, a modified model was created to represent the engine under competition limitations and this model was further modified to account for the turbocharger. Two turbocharger models were used in order to compare and choose the best option. Simulation results showed there was a 13.8% peak power gain, together with a 19% peak torque increase when compared to the original engine's performance figures.

Keywords: AVL BOOST, supercharging, simulation.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1. Motor de combustão interna de ignição por centelha.	16
Figura 2. Operações de um ciclo Otto de 4 tempos.	17
Figura 3. Princípio de funcionamento de um dinamômetro.	18
Figura 4. Vista em corte e esquema de funcionamento de compressor tipo Lysholm.	20
Figura 5. Esquema de funcionamento de um turbocompressor automotivo.	21
Figura 6. Comparação de BMEP para diferentes esportivos e carros de competição.	24
Figura 7. Coeficiente de fluxo através de uma restrição com diâmetro d_1	26
Figura 8. Comparação entre três classes de modelos numéricos para cálculo dos fenômenos de combustão.	27
Figura 9. Comparação entre tempo computacional e nível de aprofundamento de modelos de combustão.	28
Figura 10. Dados de entrada do modelo simplificado do compressor.	33
Figura 11. Dados de entrada do modelo simplificado da turbina.	34
Figura 12. Curva da turbina para modelo GT0632SZ.	35
Figura 13. Mapa do compressor para modelo GT0632SZ.	35
Figura 14. Diagrama de válvulas utilizado no modelo.	38
Figura 15. Análise dos modelos de atrito. Potência a 9300rpm versus temperatura do óleo SAE 10W40.	39
Figura 16. Análise dos modelos de transferência de calor disponíveis no AVL BOOST.	40
Figura 17. Dados de entrada para o modelo Vibe de combustão no ambiente do BOOST.	41
Figura 18. Comparativo de desempenho entre motos de 450cc.	42
Figura 19. Modelo virtual do motor BMW G450X em sua configuração original de fábrica no ambiente do AVL BOOST.	42
Figura 20. Temperatura do óleo e fator de correção de atrito para o modelo virtual do motor BMW G450X.	43
Figura 21. Modelo virtual do motor BMW G450X com restrição na admissão conforme SAE (2014).	44
Figura 22. Modelo virtual do motor BMW G450X com turbocompressor.	45
Figura 23. Comparação entre a curva de torque original e os valores encontrados com o modelo no BOOST.	46

Figura 24. Resumo dos resultados de desempenho do modelo virtual representativo do motor BMW G450X em sua condição original de operação.....	47
Figura 25. Resultado da simulação do modelo com restritor de admissão.....	48
Figura 26. Comparação de resultados de torque ao freio entre os modelos virtuais desenvolvidos no AVL BOOST.....	48
Figura 27. Mapa do compressor do modelo GT0632SZ com os pontos de operação obtidos através de simulação no AVL BOOST.	49
Figura 28. Resumo dos resultados de desempenho do modelo virtual representativo do motor BMW G450X com GT0632SZ e com restrição de 20mm na admissão.	50
Figura 29. Resumo dos resultados de desempenho do modelo virtual representativo do motor BMW G450X com MGT1238 e com restrição de 20mm na admissão.	50
Figura 30. Pontos de operação no mapa do compressor MGT1238.....	51
Figura 31. Comparação entre valores de BMEP encontrados em simulação no AVL BOOST.	52
Figura 32. Resultados de consumo específico de combustível do motor BMW G450X em diversas configurações.	53
Figura 33. Comparação da eficiência volumétrica entre os modelos simulados.....	53
Figura 34. Pressão de <i>boost</i> simulada para cada modelo de turbocompressor.....	54
Figura 35. Comparação entre vazão mássica dos compressores e velocidade do escoamento através da restrição.	54

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Dados necessários para o elemento “Cilindro” no AVL BOOST.	29
Tabela 2. Dados exigidos para cálculo da transferência de calor.	30
Tabela 3. Descrição dos modelos de combustão disponíveis no AVL BOOST.	31
Tabela 4. Dados de geometria inseridos no conjunto “Cilindro” no modelo.	38
Tabela 5. Valores inseridos para cálculo da transferência de calor.	39
Tabela 6. Dados comparativos entre os modelos de turbocompressor simulados.	45
Tabela 7. Resultados para modelo BMW G450X original.	55
Tabela 8. Resultados para modelo BMW G450X aspirado com restrição.	55
Tabela 9. Resultados para modelo BMW G450X com turbo GT0632SZ e restrição.	56
Tabela 10. Resultados para modelo BMW G450X com turbo MGT1238 e restrição.	56

LISTA DE SIGLAS

APMS	Antes do ponto morto superior
AVL	<i>Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List</i> , Instituto List para Motores de combustão interna
BMEP	<i>Brake mean effective pressure</i> , pressão média efetiva ao freio
BSFC	<i>Brake specific fuel consumption</i> , consumo específico ao freio
CFD	<i>Computational fluid dynamics</i> , dinâmica de fluidos computacional
FMEP	<i>Friction mean effective pressure</i> , pressão média efetiva de atrito
Mep	<i>Mean effective pressure</i> , pressão média efetiva
MCI	Motor de combustão interna
MP	<i>Measuring point</i> , ponto de medição
PMS	Ponto morto superior
PMI	Ponto morto inferior

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Parâmetro de combustão completa do modelo de Vibe
A/R	Parâmetro do turbo
β	Razão de diâmetros
C	Coefficiente de fluxo
C_d	Coefficiente de descarga
m	Parâmetro de velocidade da liberação de calor do modelo de Vibe
\dot{m}_e	Vazão mássica da mistura ar-combustível
N	Rotação do motor
Nr	Número de voltas do virabrequim por ciclo completo
η_v	Eficiência volumétrica
P	Potência
p_e	Pressão da mistura
R	Constante de gás ideal
ρ_e	Densidade da mistura ar-combustível
T	Torque
T_e	Temperatura da mistura
V_d	Volume deslocado pelo motor

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	14
2.	REFERENCIAL TEÓRICO	16
2.1.	Motor de combustão interna	16
2.2.	Eficiência volumétrica	18
2.3.	Sobrealimentação	19
2.3.1.	Compressor mecânico	20
2.3.2.	Turbocompressor	21
2.3.3.	Inertial Supercharging	22
2.4.	Pressão média efetiva	22
2.5.	Consumo específico de combustível	24
2.6.	Regulamento da competição Fórmula SAE	25
2.7.	Modelagem de MCI	26
3.	MODELAGEM DE MCI NO AVL BOOST	29
3.1.	Cilindro	29
3.1.1.	Modelo de transferência de calor	30
3.1.2.	Modelo de combustão	30
3.2.	Modelo de atrito	32
3.3.	Modelo do turbocompressor	32
4.	DESENVOLVIMENTO DO MODELO VIRTUAL	37
4.1.	Conceitos iniciais	37
4.1.1.	Características gerais do MCI em análise	37
4.1.2.	Modelo de atrito utilizado	38
4.1.3.	Modelo de transferência de calor utilizado	39
4.1.4.	Modelo de combustão utilizado	40
4.2.	Modelo virtual do motor em seu estado original	41
4.2.1.	Considerações e ajustes	42
4.3.	Modelo virtual do motor em seu estado restringido de competição	43
4.3.1.	Considerações e ajustes	43

4.4.	Modelo virtual do motor com turbo e restringido.....	44
4.4.1.	Considerações e ajustes	44
5.	RESULTADOS	46
5.1.	Modelo do motor em estado original	46
5.2.	Modelo virtual do motor em seu estado restringido de competição	47
5.3.	Modelo Turbo FSAE	48
5.4.	Comparação dos resultados	51
6.	CONCLUSÕES	57
	REFERÊNCIAS	59
	APÊNDICE A – Simulação preliminar no Lotus Engine Simulation	61
	APÊNDICE B – Simulação de tempo de volta com o software OptimumLap	63
	APÊNDICE C – Dados de entrada para os modelos virtuais no AVL BOOST	65

1. INTRODUÇÃO

Em veículos automotores, a utilização de motores de combustão interna (MCI) teve seu início ainda antes da virada do século XX, quando Karl Benz lançou o Benz Patent-Motorwagen. Desde então, MCIs fazem parte do dia a dia de pessoas no mundo todo. De 1960 em diante, houve um crescimento explosivo na pesquisa e desenvolvimento de MCIs por razões diversas, como poluição, custo do combustível e competitividade do mercado (HEYWOOD, 1988).

Nos últimos 10 anos, MCIs tiveram um aumento relevante na potência específica, muitas vezes obtida através de uma técnica conhecida como *downsizing*. Movida por leis de emissões, essa técnica foca na utilização de motores menores e mais eficientes para substituir motores antigos e muito poluentes. Isso envolve redução do tamanho físico e de deslocamento de um motor, e para que o desempenho não seja prejudicado, a sobrealimentação se tornou comum na indústria. Em veículos de alto desempenho, a tendência do *downsizing* é mais recente (FONTANESI et al., 2014). Como os benefícios do *downsizing* são diretamente relacionados com premissas de projeto em veículos esportivos ou de competição, existe uma forte tendência atualmente para a aplicação de turbocompressores em MCIs de veículos esportivos e até mesmo na Fórmula 1, onde o regulamento permite motores sobrealimentados desde 2014.

A Formula SAE, uma competição estudantil organizada pela *Society of Automotive Engineers* (SAE) em vários países, é uma competição que proporciona aos estudantes experiências práticas de projeto de um protótipo de corrida. Nessa competição, estudantes projetam, constroem e competem com um protótipo de competição estilo fórmula. O regulamento exige a utilização de um restritor na admissão de ar do motor, de modo a limitar a vazão de ar e ultimamente reduzir a potência máxima desenvolvida nos protótipos. Dessa forma, uma maneira para contornar tais perdas é a utilização de sistemas de sobrealimentação para aumentar a eficiência volumétrica e o desempenho dos MCI empregados, o que é permitido pelo regulamento (SAE, 2014). Este trabalho contém o desenvolvimento do modelo virtual e simulação da aplicação de um turbocompressor em um MCI motor monocilíndrico de 4 tempos e 450 cilindradas.

Objetivos

Objetivo Geral

Analisar numericamente a perturbação gerada, em termos de potência e torque, na implementação de um sistema de sobrealimentação do tipo turbocompressor em um motor de deslocamento reduzido, buscando desempenho compatível com motores de maior deslocamento.

Objetivos específicos

- Estudar a aplicação de turbocompressores em motores de combustão interna;
- Conhecer o funcionamento de softwares de simulação de motores de combustão interna;
- Criar um modelo virtual que represente o motor em estudo, incluindo os sistemas periféricos envolvidos na operação do motor;
- Estudar a influência dos parâmetros de operação no desempenho e durabilidade de motores de combustão interna;
- Efetuar a escolha do modelo de turbocompressor que melhor se adequa à aplicação no motor em estudo;
- Verificar os ganhos resultantes da implementação do turbocompressor escolhido em simulações preliminares de tempo de volta.

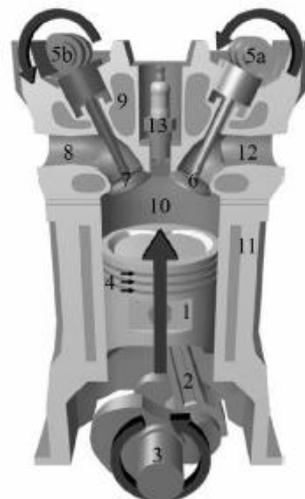
2. REFERENCIAL TEÓRICO

O objetivo deste capítulo é apresentar os conceitos teóricos utilizados no desenvolvimento deste trabalho. É descrito o funcionamento de cada componente envolvido na operação do motor de combustão interna, assim como os sistemas de sobrealimentação. Também são discutidas as limitações impostas pelo regulamento da competição Fórmula SAE. Esse conhecimento serviu como base para o desenvolvimento dos modelos computacionais para simulação do motor de combustão interna em questão.

2.1. Motor de combustão interna

O objetivo de um MCI é converter energia contida em um combustível em energia mecânica utilizável para realizar alguma tarefa. Com o avanço do desenvolvimento de MCIs e altas relações potência/peso, seu uso foi amplamente aplicado em veículos para transporte terrestre, marítimo e aéreo (HEYWOOD, 1988). Para a conversão da energia contida no combustível, diversos componentes integram um MCI e funcionam de maneira interligada como mostra a Figura 1.

Figura 1. Motor de combustão interna de ignição por centelha.



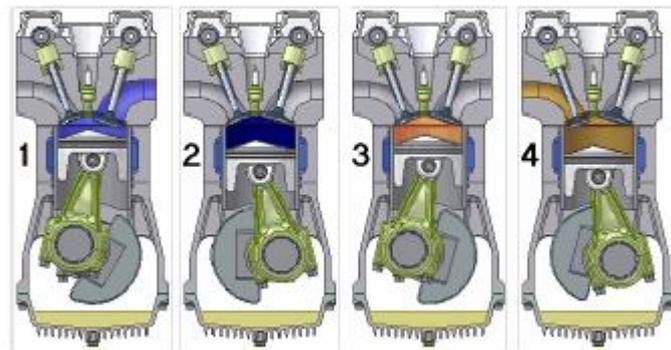
Fonte: Adaptado de Padilha (2007).

Padilha (2007) lista os componentes do motor numerados na Figura 1 como:

1. Pistão;
2. Biela;
3. Virabrequim;
4. Anéis de vedação;
5. Comando de válvulas;
6. Válvula de admissão;
7. Válvula de exaustão;
8. Coletor de exaustão;
9. Cabeçote;
10. Cilindro;
11. Bloco;
12. Coletor de admissão.

Durante o funcionamento de um motor de ignição por centelha (ciclo Otto) de 4 tempos, que é o foco do presente trabalho, quatro operações são realizadas pelo motor durante o ciclo, como detalhado na Figura 2.

Figura 2. Operações de um ciclo Otto de 4 tempos.



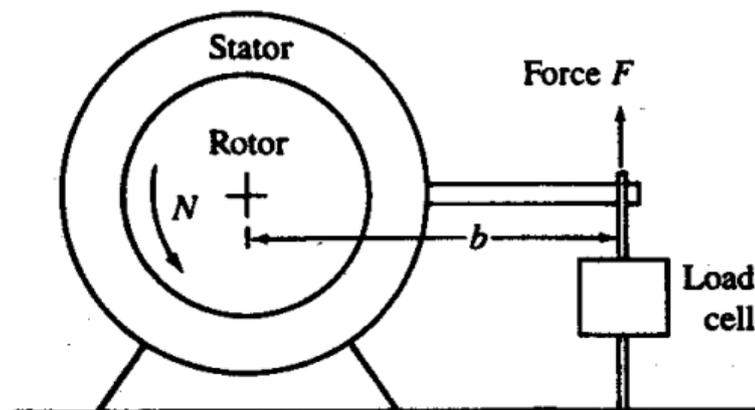
Fonte: Padilha (2007).

No primeiro momento, a válvula de admissão é aberta enquanto o pistão se move para baixo. Isso cria uma diferença de pressão que favorece a entrada da mistura de ar atmosférico e combustível no cilindro. Esse tempo é chamado de admissão. Quando o pistão inicia seu movimento para cima, a válvula de admissão é fechada, permitindo que ocorra uma compressão dos gases dentro do cilindro e caracterizando o tempo de compressão. O terceiro tempo é

chamado de tempo de potência, no qual ocorre a combustão da mistura e o pistão é empurrado para baixo pela alta pressão dos gases de combustão. Esse é o único momento em que o motor apresenta trabalho líquido positivo. Por fim, o pistão sobe novamente e, com a válvula de exaustão aberta, empurra todos os gases da combustão para o sistema de exaustão.

O desempenho de MCIs é quantificado por meio de ensaios em um dinamômetro. Esse equipamento possui um acoplamento para o virabrequim do motor e um freio, que é usado para medir o torque líquido que o motor produz. Um esquema simplificado do princípio de funcionamento de um dinamômetro é apresentado na Figura 3. Por possuir uma célula de carga que efetivamente freará o motor, a potência e o torque obtidos em um ensaio deste tipo são denominados potência ao freio e torque ao freio. Esse valor corresponde à potência útil gerada pelo MCI (HEYWOOD, 1988).

Figura 3. Princípio de funcionamento de um dinamômetro.



Fonte: Heywood (1988).

2.2. Eficiência volumétrica

Um dos parâmetros que afeta diretamente o desempenho de um MCI é a eficiência volumétrica. De acordo com Bettes (2010), a eficiência volumétrica pode ser resumida como sendo uma referência de quão bem um motor utiliza o ar disponível. Ela é definida como sendo uma razão entre a massa da mistura de ar e combustível que entra no cilindro durante o curso de admissão e a massa que encheria o volume deslocado pelo pistão (BRUNETTI, 2012). A eficiência volumétrica de motores de 4 tempos pode ser encontrada através da Equação 1.

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_e}{\rho_e V_d N} \quad (1)$$

Onde:

- \dot{m}_e = Vazão mássica da mistura
- ρ_e = Densidade da mistura
- V_d = Deslocamento total do motor
- N = Rotação do motor

2.3. Sobrealimentação

Como o desempenho de um MCI depende diretamente da quantidade de trabalho realizada no tempo de potência e esse trabalho é resultado da combustão da mistura ar-combustível, maiores quantidades de moléculas de ar e de combustível são necessárias dentro do cilindro no momento da admissão para aumento no trabalho líquido exercido pelo MCI. Sendo o foco de veículos de competição aumentar o desempenho de seus motores, diversos sistemas foram desenvolvidos para aumentar a massa de ar admitida pelos cilindros.

Estes sistemas trabalham com a premissa de que a densidade do ar ao ser admitido no cilindro deve ser maior do que sua densidade na atmosfera. Brunetti (2012) destaca que a densidade da mistura ar/combustível pode ser aumentada pelo aumento da pressão e/ou por redução da temperatura da mistura. Essa relação é derivada da lei dos gases ideais, e pode ser vista na Equação 2.

$$\rho_e = \frac{p_e}{RT_e} \quad (2)$$

Onde:

- ρ_e = Densidade da mistura
- p_e = Pressão da mistura
- T_e = Temperatura da mistura
- R = Constante de gás ideal

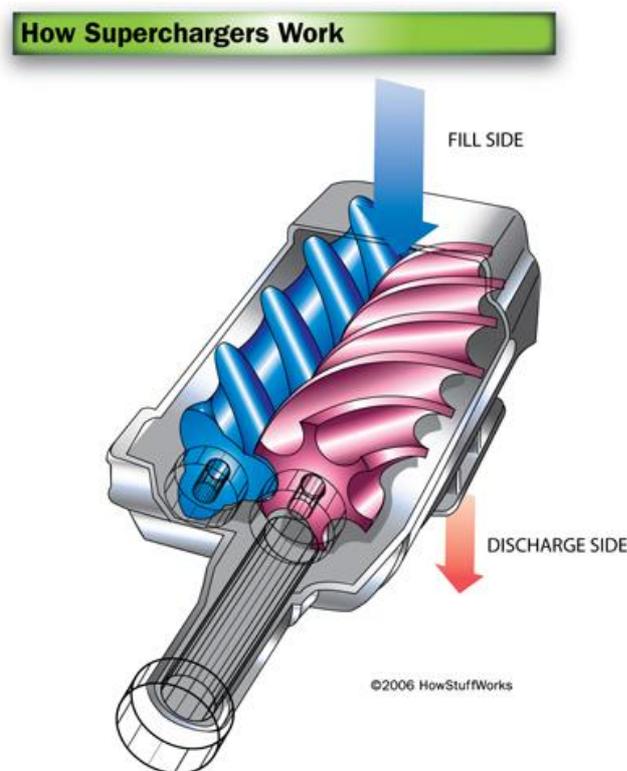
Dessa maneira, o desempenho de um motor pode ser melhorado se empregado um sistema de sobrealimentação, que aumenta a pressão do ar na admissão. Esses sistemas podem utilizar uma grande gama de métodos para elevar a densidade do ar admitido, embora os mais

comuns utilizem a energia do virabrequim ou dos gases de escape. Estes sistemas serão apresentados nas seções seguintes.

2.3.1. Compressor mecânico

Um compressor mecânico é um mecanismo que, acoplado mecanicamente ao motor, consome uma parte da potência útil para comprimir o ar atmosférico. Embora um compressor desse tipo seja benéfico em amplas faixas de operação, Brunetti (2012) afirma que a potência consumida por um compressor mecânico pode chegar a 15% da potência do motor em aplicações automotivas. Na Figura 4 um compressor de tipo Lysholm, o mais usual em veículos de alto desempenho, é apresentado em corte.

Figura 4. Vista em corte e esquema de funcionamento de compressor tipo Lysholm.



Fonte: Harris/How Stuff Works (2006).

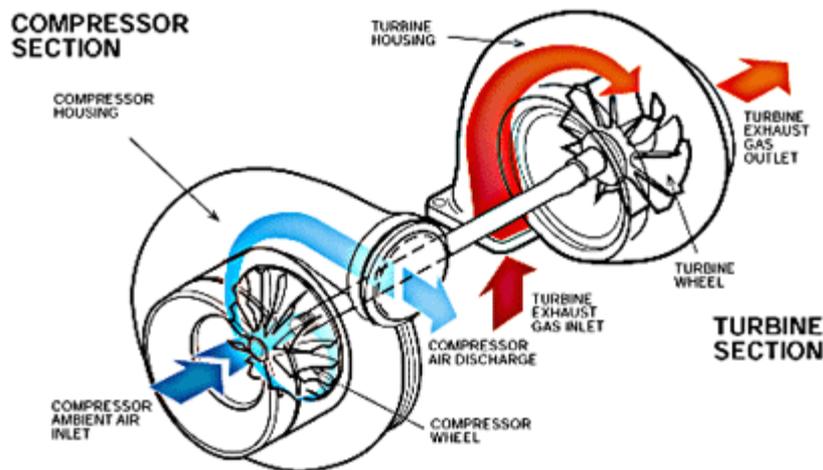
Em um compressor mecânico, os rotores utilizam energia vinda da correia do motor através da polia presente na Figura 4 para, utilizando da sua complexa geometria, comprimir o ar para o coletor de admissão do motor. Como os compressores mecânicos normalmente são

posicionados acima do motor, o coletor de admissão fica imediatamente abaixo do compressor e entre as bancadas de cilindros de motores em V, por exemplo.

2.3.2. Turbocompressor

Nos sistemas de sobrealimentação utilizando turbocompressores, a energia utilizada para comprimir o ar da admissão provém dos gases de exaustão do próprio motor, desta forma pode-se dizer que existe um acoplamento termodinâmico entre o motor e o turbocompressor. Em motores naturalmente aspirados ou com sobrealimentação mecânica, a energia remanescente dos gases queimados que não pode ser convertida em potência de eixo é desperdiçada (BRUNETTI, 2012). Como estes gases possuem grande energia cinética e também alta temperatura, essa energia pode ser transformada em energia mecânica rotacional por meio de uma turbina radial posicionada na saída de exaustão do motor. O eixo do rotor da turbina é comum ao rotor do compressor centrífugo, que por sua vez comprime o ar da admissão elevando a densidade do mesmo. A Figura 5 mostra o funcionamento de um sistema desse tipo.

Figura 5. Esquema de funcionamento de um turbocompressor automotivo.



Fonte: Garrett¹.

De acordo com Brunetti (2012), embora a faixa de operação de um sistema turbocompressor seja ligeiramente mais restrita que a faixa de operação do motor, este é o sistema mais usual em motores Diesel e motores Otto.

¹ Garrett, "How a turbo Works" <https://garrett.honeywell.com/products/how-a-turbo-works/>

2.3.3. Inertial Supercharging

Em motores naturalmente aspirados, existe também uma maneira de elevar a pressão da mistura admitida no cilindro. Conhecido como *inertial supercharging*, neste caso o aumento da pressão é causado por ondas de choque que se originam nas válvulas. No fechamento da válvula de admissão, a mudança brusca de área de passagem do fluido faz com que a pressão no duto de admissão seja elevada por um instante. Essa alta pressão gera uma onda de choque que retorna pelo caminho inverso dos dutos da admissão. Quando essa onda chega até a atmosfera ou quando sofre uma mudança brusca na área da seção transversal do duto, parte da onda é refletida de volta na direção da válvula. Se a válvula de admissão estiver aberta quando a onda de choque retorna, uma sobrepressão será obtida no cilindro, ocasionando ganhos em eficiência volumétrica e desempenho.

Neste caso, o comprimento dos dutos da admissão deve ser ajustado para que os benefícios apareçam a uma rotação do motor especificada.

2.4. Pressão média efetiva

Embora o torque ou a potência máxima sejam usualmente fatores de comparação entre diferentes motores, Heywood (1988) afirma que, como essas grandezas dependem do tamanho do motor e seu deslocamento, não devem ser parâmetro para comparação da eficiência de motores. O parâmetro mais utilizado para quantificar o desempenho de um MCI é chamado de pressão média efetiva. Essa grandeza, com unidade de pressão, não pode ser medida com um manômetro, por exemplo. A PME, ou BMEP em inglês (*brake mean effective pressure*) é definida como a razão entre o trabalho exercido pelo pistão e o volume deslocado pelo mesmo durante um ciclo. Essa relação é apresentada na Equação 3.

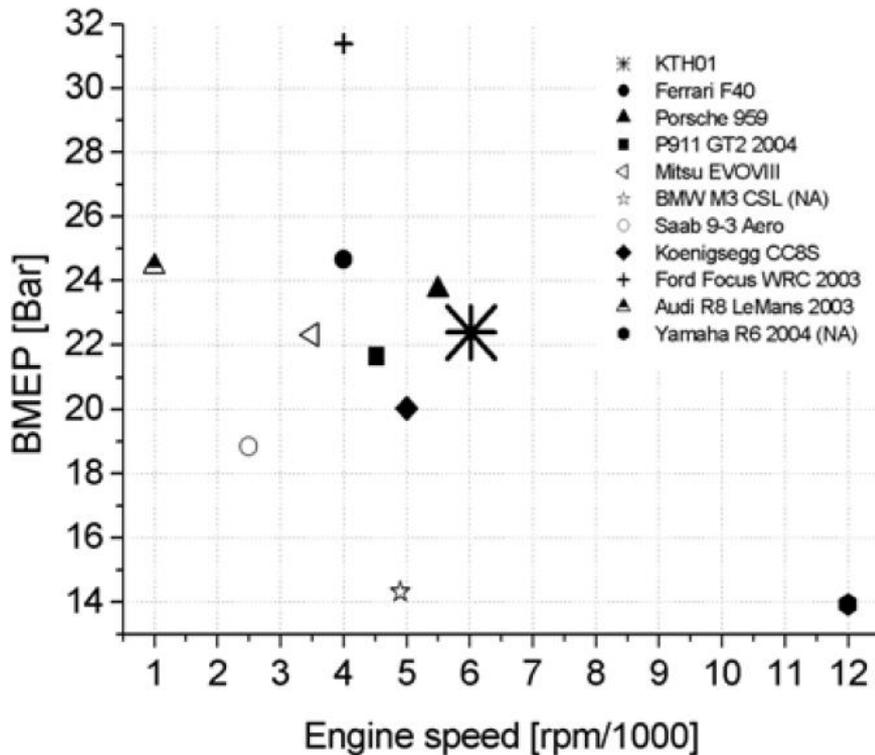
$$mep = \frac{Pn_R}{V_d N} \quad (3)$$

Onde, no SI:

- P = Potência [W]
- n_R = Número de voltas para um ciclo completo (1 para 2 tempos ou 2 para 4 tempos)
- V_d = Volume deslocado [dm³]
- N = Rotação do motor [rps]

Quando é utilizada na Equação 3 a potência útil gerada pelo MCI, é encontrado o parâmetro chamado de BMEP, ou pressão média efetiva ao freio. Esse parâmetro é bastante difundido e tem seu valor máximo bem estabelecido para qualquer tamanho de MCI. Heywood (1988) mostra que, para motores naturalmente aspirados movidos a gasolina, a pressão média efetiva ao freio normalmente fica entre 8,5 e 10,5 bar, enquanto as mais altas BMEP são alcançadas por motores operando no ciclo Otto de quatro tempos com sobrealimentação, que podem chegar a 17 bar. Uma comparação dos níveis de BMEP máxima para diversos esportivos e veículos de competição foi feita por Westin (2005) e reproduzida na Figura 6. Nota-se que uma BMEP de cerca de 31 bar é atingida pelo Ford Focus que competiu no mundial de rali em 2003. Para veículos de rua e com projeto mais conservador e confiável, os mais altos níveis de BMEP ficam em torno de 24 bar. O trabalho de Westin (2005) contém o desenvolvimento da aplicação de um turbocompressor em um motor de 600cc e quatro cilindros. Os resultados obtidos de BMEP foram de cerca de 22,5 bar na condição de máximo torque, a 6000rpm. No entanto, muito cuidado deve ser tomado com a operação de um MCI em condições tão elevadas de BMEP. Altas pressões resultam em condições mais propícias para a ocorrência de pré-ignição. O uso de combustível de alta octanagem, que oferece maior resistência à pré-ignição, contribui para operação viável em níveis elevados de BMEP, oferecendo condição para o alto desempenho de motores de competição e de veículos esportivos.

Figura 6. Comparação de BMEP para diferentes esportivos e carros de competição.



Fonte: Westin (2005).

2.5. Consumo específico de combustível

Embora parâmetros de desempenho de MCIs normalmente sejam restritos a potência e torque, o consumo e eficiência energética são parâmetros igualmente relevantes para o desenvolvimento de qualquer veículo ou aplicação de motores. Para aferição do consumo de combustível de um MCI, usualmente é medida a vazão mássica de combustível durante um teste do motor. Porém, essa vazão mássica variará muito de acordo com o deslocamento do motor. Assim, o parâmetro de consumo específico de combustível busca normalizar a maneira como aferimos a eficiência que um MCI utiliza o combustível para produzir trabalho (HEYWOOD, 1988).

A relação de consumo específico apresentada por Heywood (1988) é reproduzida na Equação 4.

$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{P} \quad (4)$$

Onde, no SI:

- P = Potência [kW]
- \dot{m}_f = vazão mássica de combustível [g/h]
- sfc = consumo específico [g/kWh]

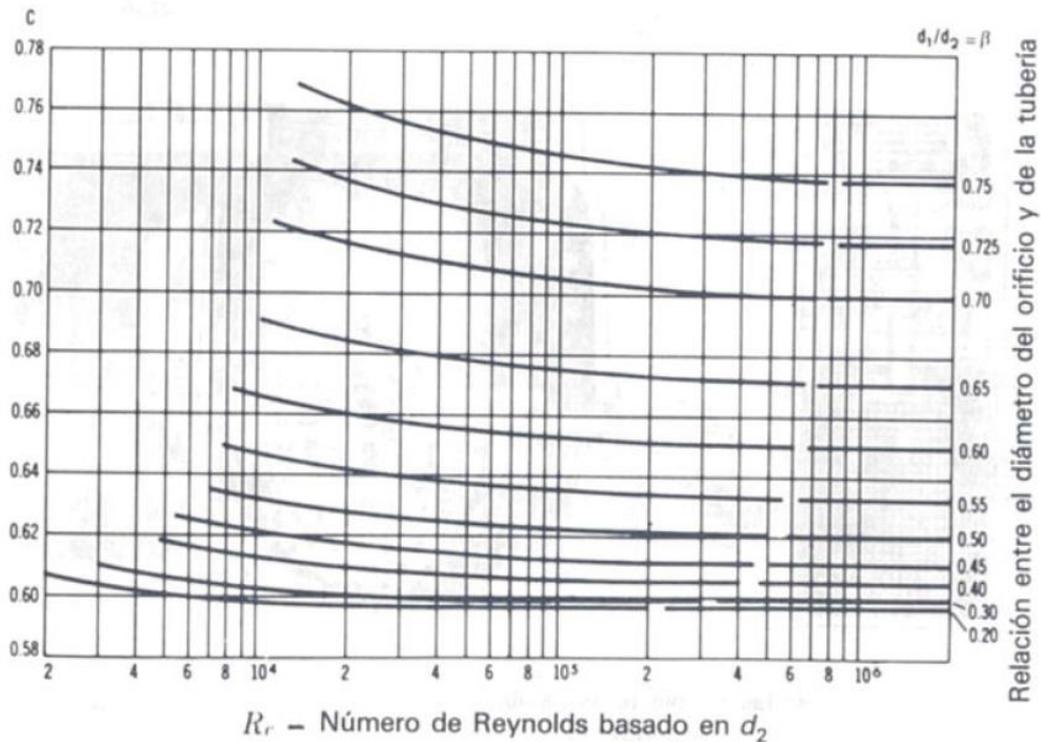
Valores extraídos de testes em dinamômetro são nomeados *brake specific fuel consumption* (BSFC). De acordo com Heywood (1988), o valor típico de menor consumo específico em motores de ignição por centelha é de cerca de 270g/kWh.

2.6. Regulamento da competição Fórmula SAE

Para preservar a segurança na competição, a SAE impõe um extenso regulamento sobre todos os sistemas empregados nos protótipos desenvolvidos pelos estudantes de engenharia. No caso dos motores utilizados, o regulamento possui poucas restrições quanto à escolha, modificação, ajuste ou gerenciamento do motor. É permitido qualquer motor operando no ciclo Otto de 4 tempos utilizando pistões alternativos que desloquem até 610cc (SAE, 2014). A sobrealimentação é permitida por meio de compressores mecânicos ou turbocompressores, desde que todo o ar admitido no sistema de admissão passe por um restritor de admissão. Esse é um dos métodos mais comuns para limitação do pico de potência, pois a restrição limita a vazão mássica de ar que o motor recebe (CLAYWELL, 2006). Na Fórmula SAE, esse restritor deverá ter formato circular e seu diâmetro é especificado pela regra. Atualmente a restrição utilizada deverá ser de 20mm de diâmetro para motores movidos a gasolina e de 19mm para motores movidos a etanol (SAE, 2014).

A utilização de uma restrição de área para entrada de ar ocasiona perdas de carga no fluxo de ar. Algumas relações são apresentadas por Crane Co. (1985) para uma restrição de canto vivo. A Figura 7 apresenta uma tabela que mostra os diferentes valores do parâmetro coeficiente de fluxo (C) para diferentes relações de diâmetro inicial e diâmetro da restrição.

Figura 7. Coeficiente de fluxo através de uma restrição com diâmetro d_1 .



Fonte: Crane Co. (1985).

O coeficiente de fluxo obtido pelas relações da Figura 7 são então inseridos na Equação 5 para obtenção do coeficiente de descarga para essa restrição.

$$C = \frac{C_d}{\sqrt{1 - \beta^4}} \quad (5)$$

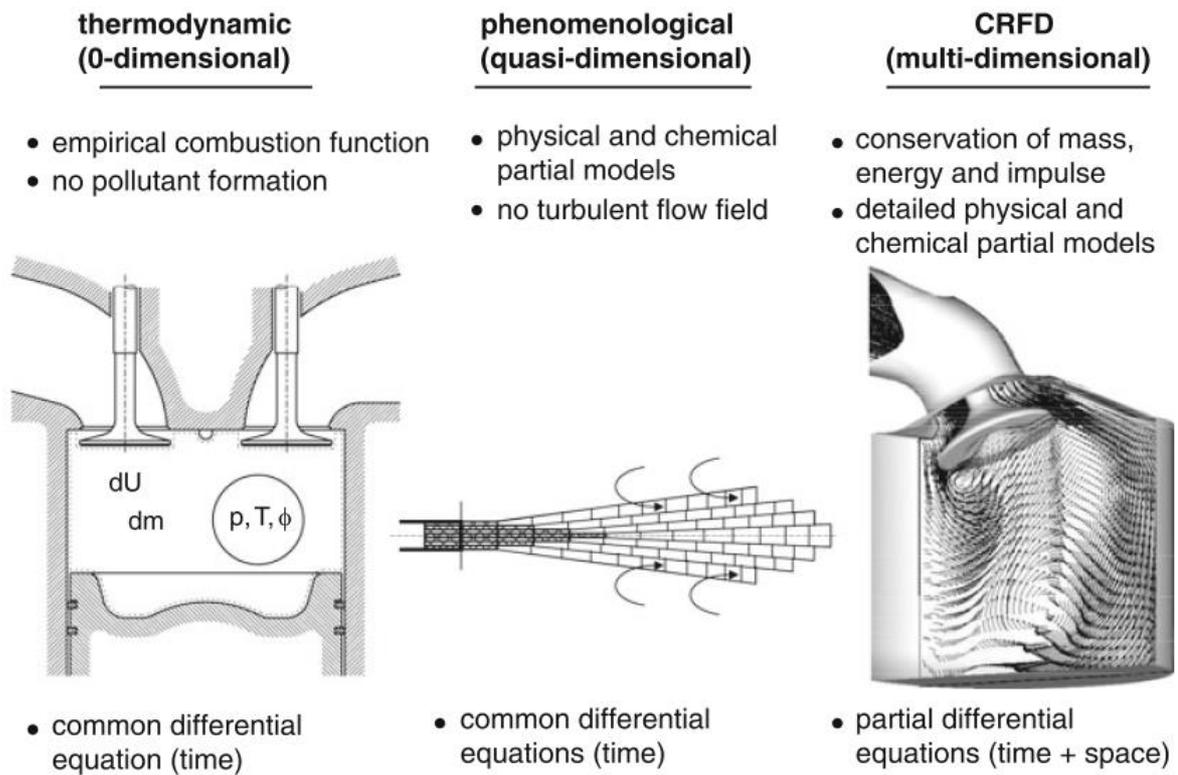
Diversas equipes optam pelo desenvolvimento de motores sobrealimentados. Como atualmente existe uma diversidade muito grande de motores e configurações, ainda é incerta a combinação que melhor atende aos requisitos da competição.

2.7. Modelagem de MCI

Em *software* de simulação para motores de combustão interna, diversos tipos de simulação podem ser utilizados para o cálculo dos fenômenos de combustão. Os modelos de cálculo podem variar bastante em seu nível de aprofundamento, mas normalmente são designados como modelos fenomenológicos que podem calcular a combustão e a formação de poluentes com base em fenômenos físicos e químicos como a ignição, cinética da reação e

formação da mistura (MERKER et al, 2012). Na Figura 8 é apresentada uma comparação entre as classes de modelos de combustão utilizadas em softwares comerciais atualmente.

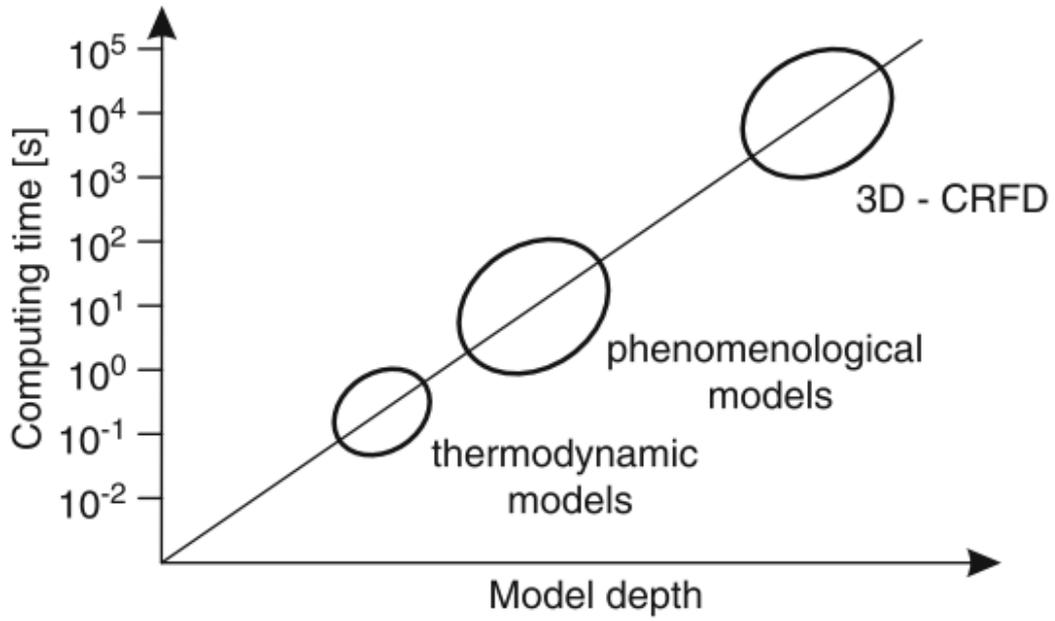
Figura 8. Comparação entre três classes de modelos numéricos para cálculo dos fenômenos de combustão.



Fonte: Merker et al. (2012).

A diferença entre os modelos se dá tanto pelo nível de detalhamento como pelo custo computacional envolvido na solução do problema. Naturalmente, os modelos com menor número de equações ou com menor número de incógnitas serão mais rápidos em sua execução, embora faltem com o detalhamento necessário em simulações complexas e análises completas. A relação existente entre tempo computacional e nível de detalhamento é apresentada na Figura 9. Pode-se notar como o custo computacional cresce de maneira exponencial, evidenciando que, para análises iniciais, modelos zero-dimensionais e unidimensionais oferecem um bom custo-benefício do ponto de vista computacional.

Figura 9. Comparação entre tempo computacional e nível de aprofundamento de modelos de combustão.



Fonte: Merker et al. (2012).

3. MODELAGEM DE MCI NO AVL BOOST

Em 2015, a UFSC iniciou uma parceria para desenvolvimento de pesquisa em simulação com o instituto AVL. Essa parceria viabilizou a concessão de licenças de uso para o pacote de *software* de simulação. Dessa maneira, foi decidido pela simulação no software AVL BOOST para o desenvolvimento de simulações utilizando modelos simples, mas com um aprofundamento interessante para obtenção de resultados muito próximos à realidade. Como o objetivo deste trabalho não é analisar fenômenos dentro do cilindro ou referentes à mistura de ar-combustível, não se mostra necessária a utilização de cálculos CFD multidimensionais. No AVL BOOST, o modelamento do MCI é feito por meio de ícones representando cada parte do motor. Embora o BOOST permita a inclusão de cálculos CFD por meio de códigos externos do mesmo pacote de programas do AVL, o modelo unidimensional apresenta baixa complexidade para alteração de qualquer parâmetro do modelo. Isso elimina a necessidade do reprojeto de um componente e nova geração de malha, como acontece em softwares de simulação CFD e até mesmo no módulo FIRE do pacote do AVL. Para cada item do modelo, dados específicos do motor a ser simulado devem ser inseridos. Neste capítulo serão descritos todos os parâmetros que serão utilizados no BOOST para o desenvolvimento do modelo virtual do motor em análise.

3.1. Cilindro

No bloco do cilindro, que engloba boa parte das características gerais do motor, as informações necessárias para a simulação são listadas na Tabela 1.

Tabela 1. Dados necessários para o elemento “Cilindro” no AVL BOOST.

Grupo	Variáveis
Geral	B, diâmetro do pistão S, Curso do pistão Razão de compressão Comprimento da biela Offset do pino do pistão Espaçamento dos gases de recirculação (<i>blow-by</i>)

	Pressão média do cárter
Inicialização	Temperatura do gás na câmara no fechamento da válvula de exaustão Pressão do gás na câmara no fechamento da válvula de exaustão Composição inicial da mistura (razão ar-combustível, fração de vapor de combustível e fração de produtos de combustão)
Transferência de calor	Área superficial, temperatura e fator de calibração de pistão, cabeçote e camisa
Válvulas	Área superficial, temperatura, folga, fator de fluxo, curva de levantamento e coeficientes de fluxo para admissão e escape

Fonte: Adaptado de Carvalho (2011).

3.1.1. Modelo de transferência de calor

No software AVL BOOST, vários modelos de transferência de calor são apresentados como opções para o usuário. Esses modelos calculam a transferência de calor entre a câmara de combustão e as paredes adjacentes, como o pistão, o cilindro e o cabeçote (AVL, 2014a). Os modelos presentes na versão 2014.1 são: Woschni, Hohenberg, Lorenz, AVL2000 e Bargende. Todos os modelos mencionados utilizam dos mesmos dados de entrada para calcular a transferência de calor por condução nas paredes do cilindro. Os dados necessários são apresentados na Tabela 2.

Tabela 2. Dados exigidos para cálculo da transferência de calor.

Variável	Unidade
Área de superfície do pistão	mm ²
Temperatura da superfície do pistão	°C
Área de superfície do cabeçote	mm ²
Temperatura do cabeçote	°C
Área da superfície lateral do cilindro no PMS	mm ²
Temperatura da superfície lateral do cilindro no PMS	°C
Temperatura da superfície lateral do cilindro no PMI	°C

Fonte: Autor (2015).

3.1.2. Modelo de combustão

A modelagem do evento da combustão em MCI pode ser feita por modelos de liberação de calor pré-definida, modelos com liberação de calor calculada ou ainda por modelos de liberação de calor ideal. Para cálculos teóricos de combustão a volume constante ou a pressão constante, o modelo de liberação de calor ideal é o recomendado por AVL (2014a). O software AVL BOOST disponibiliza diversos modelos de combustão para serem utilizados. Um resumo

da aplicação de cada modelo é mostrado na Tabela 3. Apenas alguns modelos são recomendados para motores de ignição por centelha operando em regime permanente, sendo eles o Single Vibe, o Vibe 2-Zone e o modelo Fractal.

Tabela 3. Descrição dos modelos de combustão disponíveis no AVL BOOST.

Modelo	Aplicação recomendada por AVL (2014b)
Single Vibe	Para motores à gasolina. Dois parâmetros do modelo devem ser fornecidos, e têm relação com a velocidade da queima e porcentagem de massa queimada.
Double Vibe	Similar ao Vibe, mas permite análise dos dois picos de liberação de calor comuns em motores Diesel.
Multiple Vibe	Permite a inclusão de várias curvas tipo Vibe.
Single Zone Table	Permite a entrada de valores conhecidos de taxa de liberação de calor para diferentes ângulos do virabrequim.
Woschni/Anisits Model	Calcula parâmetros de Vibe para simulações transientes de motores de injeção direta
Hires et al. Model	Calcula parâmetros de Vibe para simulações transientes de motores a gasolina. Não prediz condição de pré-ignição
Ideal Heat release	Modelo teórico de ciclo ideal para queima a volume constante ou pressão constante.
Motored	A combustão não ocorre, independentemente da quantidade de combustível injetada ou aspirada.
Vibe 2 Zone	Similar à Vibe, calcula a temperatura da região queimada e da região não-queimada conforme os dados de entrada, que são os mesmos do modelo Vibe.
AVL MCC Model	Prediz a taxa de liberação de calor e produção de NOx em motores Diesel baseado na quantidade de combustível no cilindro e na energia cinética turbulenta introduzida pela injeção de combustível.
AVL Multi-Zone Combustion Model	Prediz a taxa de liberação de calor, produção de NOx e de Soot em motores Diesel.
Fractal Combustion Model	Prediz a taxa de liberação de calor em um motor de ignição por centelha de mistura homogênea. Leva em consideração o formato da câmara de combustão, localização da vela, avanço de ignição, composição, movimento e turbulência da mistura.
Open Chamber Gas Engine Combustion Model	Para uso em motores de ignição por centelha movidos a gás natural ou outros gases de médio poder calorífico.
Pre-Chamber Spark Ignited Combustion Model	Para uso com grandes motores que operam com uma pré câmara que realiza a combustão de uma mistura muito rica antes da chama chegar ao cilindro, que contém uma mistura bastante pobre.
Knock	Calcula a octanagem mínima necessária para operação do motor sem a ocorrência de pré-ignição.

Fonte: AVL (2014a e 2014b)

O modelo Single Vibe e o Vibe 2-zone apresentam os mesmos dados de entrada necessários para o cálculo do evento da combustão. A diferença básica entre os dois é que o

Vibe 2-zone divide a câmara de combustão entre um volume de mistura queimada e um volume de mistura não queimada, enquanto o Single Vibe calcula a combustão da mistura por meio de valores pré-estabelecidos (AVL, 2014a).

3.2. Modelo de atrito

Parte da potência disponível em um MCI é utilizada para vencer o atrito entre os anéis do pistão e as paredes do cilindro, bem como para movimentar itens como os eixos comando de válvulas, bomba de óleo e bomba d'água, entre outros. O atrito presente nos diferentes componentes do motor pode ser modelado como uma pressão média efetiva de atrito (FMEP) para efetivamente calcular o desempenho útil do MCI, ou BMEP. O BOOST apresenta a possibilidade de não usar nenhum modelo de atrito, de especificar uma FMEP para cada rotação, e de utilizar duas opções de modelo de atrito. Um dos modelos disponíveis no BOOST é o de Patton, Nitschke e Heywood (1989), um modelo que estima as perdas por atrito em um MCI. O segundo modelo disponível é o modelo de Shayler, Leong e Murphy (2005), que desenvolveram um modelo aprimorado de atrito para melhorar a abrangência do modelo de Patton para situações de baixas temperaturas e baixas rotações. Esses dois modelos podem ser usados no BOOST e utilizam os mesmos dados de entrada, como a configuração de válvulas, tipo do óleo e temperatura do óleo durante a operação para calcular a FMEP que ocorre no ponto de operação da simulação.

3.3. Modelo do turbocompressor

Para uma análise correta dos efeitos de sobrealimentação no desempenho do MCI, informações sobre a operação do turbocompressor devem ser inseridos nos softwares de simulação. Esses dados são disponibilizados pelos fabricantes desses sistemas, e são fornecidos em duas partes: dados da turbina e dados do compressor. No caso do BOOST, existem três opções para inserir o modelo do turbocompressor. A opção de modelo simplificado do compressor necessita de poucos dados de entrada, como mostrado na Figura 10. Essa opção de modelo somente representa um ponto de operação. Qualquer modificação no modelo do MCI, como alteração da rotação do motor, irá necessitar de novos valores inseridos no modelo simplificado do turbocompressor para correto funcionamento.

Figura 10. Dados de entrada do modelo simplificado do compressor.

Compressor

Corrected Volume Flow m^3/s

Corrected Mass Flow kg/s

Corrected Flow <==> Corrected Flow with Reference
Reduced Flow <==> Corrected Flow with No Reference

Pressure Ratio [-]

Compressor Efficiency [-]

Reference Conditions

Pressure bar

Temperature degC

Fonte: Autor (2015).

De forma similar, o modelo para a turbina também necessita de valores pertinentes a apenas um ponto de operação. Algumas opções estão presentes no BOOST para flexibilidade para o usuário inserir os dados. A tela de entrada para os dados da turbina é apresentada na Figura 11.

Figura 11. Dados de entrada do modelo simplificado da turbina.

Turbine

Flow Type

Reference No Reference kg.sqrt(K)/(s.Pa)

Equiv. Turbine Discharge Coeff. [-]

Turbine Reference Area mm²

Pipe Area Scaling Factor [-]

Corrected Mass Flow kg/s

Corrected Volume Flow m³/s

Corrected Flow <==> Corrected Flow with Reference
Reduced Flow <==> Corrected Flow with No Reference

Reference Conditions

Pressure Ratio [-]

Pressure bar

Temperature degC

Turbine Size Multiplier [-]

Turbocharger Overall Efficiency [-]

Turbine Efficiency [-]

Mechanical Efficiency [-]

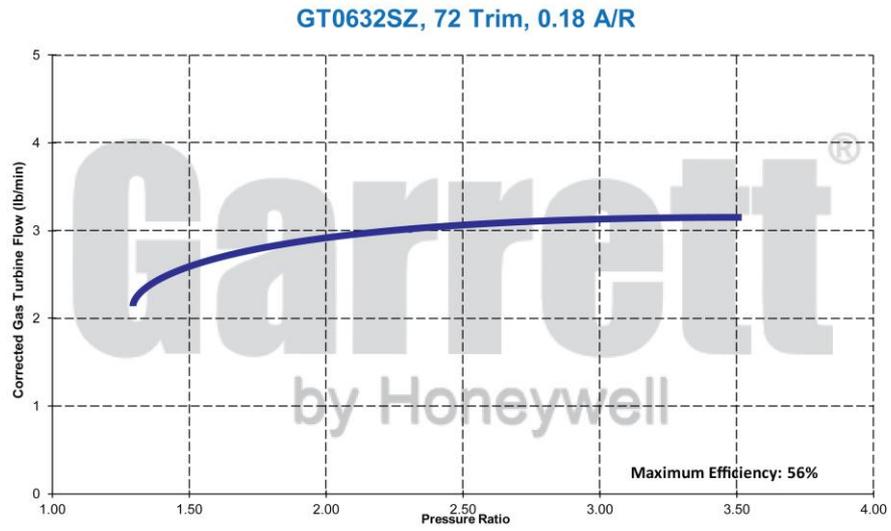
Inlet Interference Flow Coefficient [-]

Turbine to Total Mass Flow [-]

Fonte: Autor (2015).

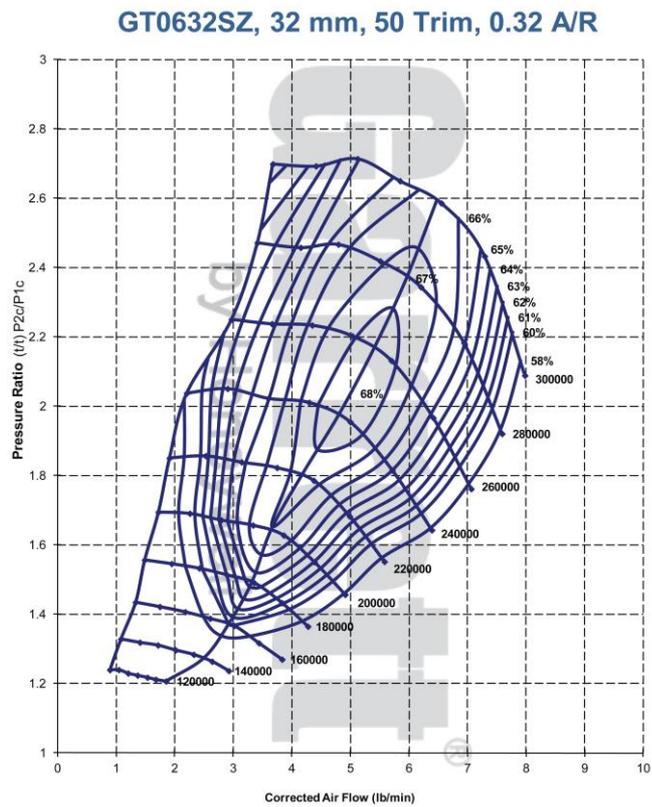
Para importação completa do modelo de um turbocompressor, o BOOST oferece uma ferramenta específica para criação de mapas de turbina e compressor. Utilizando essa ferramenta, pode-se incluir no modelo precisamente os dados de desempenho de cada elemento. Um exemplo dos dados disponíveis no site da Honeywell para a turbina e o compressor do modelo GT0632SZ são apresentados na Figura 12 e na Figura 13, respectivamente. Este foi um dos modelos de turbocompressor disponibilizados para a equipe como patrocínio.

Figura 12. Curva da turbina para modelo GT0632SZ.



Fonte: Garrett².

Figura 13. Mapa do compressor para modelo GT0632SZ.



Fonte: Garrett².

² Garrett GT0632SZ Turbo - <https://turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbocharger#>

A curva apresentada na Figura 12 representa o rendimento máximo do componente da turbina de um turbocompressor. Pode-se observar, no eixo Y, o fluxo mássico corrigido na mesma, e, no eixo X, a razão de pressões entre o gás que entra e o que sai da turbina. De maneira similar, os dados do compressor apresentados na Figura 13 mostram os pontos de operação do mesmo em diversas rotações. Para cada fluxo mássico, haverá uma razão de pressões diferente. Há ainda no gráfico do compressor, as ilhas de eficiência. A eficiência de um compressor representa a parcela da energia total que é utilizada para elevar a pressão do ar. O restante engloba perdas e também a energia utilizada para aquecer o ar, o que é indesejável, porém inevitável, em um processo termodinâmico desse tipo. Miller (2008) afirma que não se deve aplicar um turbocompressor em um MCI se a eficiência calculada ficar abaixo de 65%, pois o ar comprimido ficará muito quente e poderá facilitar a ocorrência de pré-ignição.

4. DESENVOLVIMENTO DO MODELO VIRTUAL

Durante o desenvolvimento deste trabalho, foram realizadas simulações de dinâmica de gases utilizando o software AVL BOOST para determinação do desempenho do motor em sua configuração original de fábrica e também em duas condições de operação permitidas pelo regulamento da competição Fórmula SAE. Para simulações preliminares, o software *Lotus Engine Simulation* foi utilizado, pois a licença do AVL ainda não estava disponível. O desenvolvimento e resultado dessas simulações são apresentados no Apêndice A. O desenvolvimento dos modelos no AVL BOOST foi conduzido de acordo com recomendações da documentação do programa (AVL, 2014a e 2014b).

4.1. Conceitos iniciais

Nesta seção serão apresentados os modelos escolhidos e dados de entrada que foram comuns às três etapas deste trabalho. Serão apresentados os modelos escolhidos e os dados de entrada inseridos nos mesmos. Dados gerais como geometria do motor e dos turbocompressores também serão discutidos.

4.1.1. Características gerais do MCI em análise

Seguindo uma tendência mundial da competição, a utilização de motores menores motores de 450cc estão ganhando espaço também na competição nacional, onde o domínio de motores maiores e mais complexos (600cc de quatro cilindros, por exemplo) acabou. O motor utilizado pela equipe Fórmula CEM a partir de 2015 é um motor originalmente encontrado em motocicletas de alto desempenho *off-road* da BMW. Com 450 cilindradas de deslocamento, o modelo BMW G450X compete com outras marcas em diversos campeonatos de enduro *off-road*, como o Rally Dakar. O modelo virtual foi construído empregando os valores apresentados na Tabela 4. O combustível utilizado foi a gasolina contida no BOOST, com poder calorífico inferior de 43500 kJ/kg.

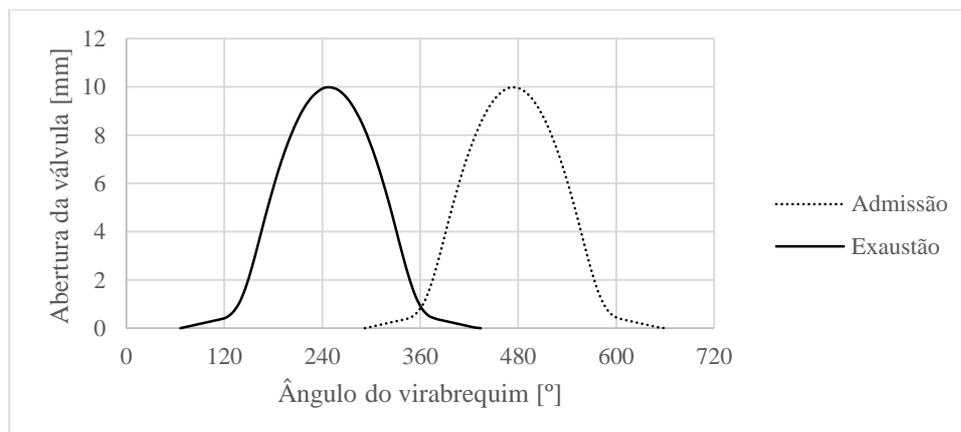
Tabela 4. Dados de geometria inseridos no conjunto “Cilindro” no modelo.

Diâmetro do pistão	98	mm
Curso do pistão	59,6	mm
Razão de compressão	12:1	-
Comprimento da biela	143	mm
Offset do pino do pistão	0	mm
Espaçamento dos gases de recirculação (blow-by gap)	0	mm
Pressão média no cárter	1	bar

Fonte: Autor (2015).

No caso das válvulas, foi utilizada uma curva de abertura incluída na documentação do BOOST. Embora tenha havido contato com a BMW Motorrad da Alemanha, não foi disponibilizado o diagrama de válvulas original do motor. Dessa forma, o modelo mais próximo encontrado foi do exemplo de AVL (2014b), que inclui válvulas de admissão e exaustão para um motor de motocicleta de 400cc. Com abertura máxima de 10mm, o diagrama de abertura é apresentado na Figura 14.

Figura 14. Diagrama de válvulas utilizado no modelo.



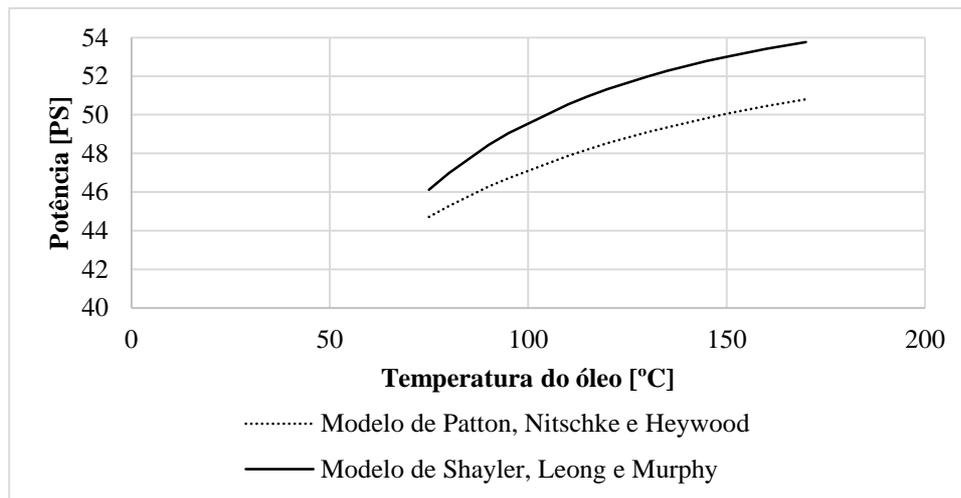
Fonte: Adaptado de AVL (2014b).

4.1.2. Modelo de atrito utilizado

Uma simulação inicial foi realizada para analisar o desempenho com cada modelo de atrito. Para ambas as simulações, foi utilizado óleo SAE 10W40 na rotação de 9300rpm, rotação de potência máxima. A temperatura do óleo foi variada buscando chegar ao valor de potência máxima desenvolvida pelo motor original, que é de 52PS de acordo com a revista MOTORRAD (2010). Pode-se observar na Figura 15 que o modelo de Patton et al. (1989) necessita de altas

temperaturas do óleo para permitir baixo atrito e resultar nessa potência nominal. Para não considerar temperaturas muito altas no modelo e permanecer dentro dos limites operacionais, foi escolhido o modelo de Shayler et al. (2005).

Figura 15. Análise dos modelos de atrito. Potência a 9300rpm versus temperatura do óleo SAE 10W40.



Fonte: Autor (2015).

4.1.3. Modelo de transferência de calor utilizado

Após a inclusão dos dados gerais do MCI no modelo virtual e da determinação do modelo de atrito, o modelo de transferência de calor foi analisado. Uma análise qualitativa para comparar todos os modelos disponíveis no BOOST foi realizada. Para isso, os dados pertinentes a todos os modelos foram inseridos na simulação conforme a Tabela 5. Dados de temperatura em cada superfície foram retirados de exemplos de modelos de motores específicos para motocicletas incluídos na documentação do software.

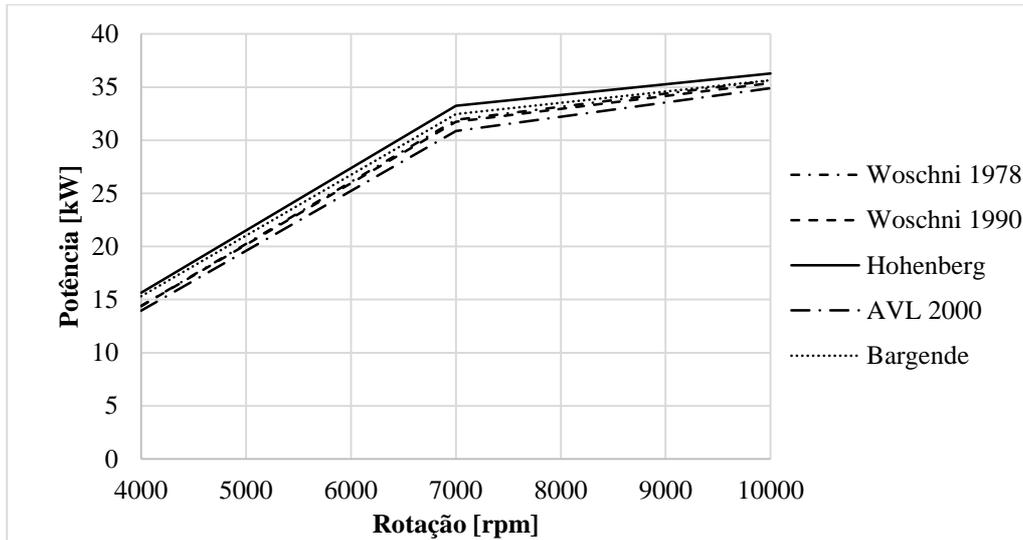
Tabela 5. Valores inseridos para cálculo da transferência de calor.

Variável	Valor	Unidade
Área de superfície do pistão	7543	mm ²
Temperatura da superfície do pistão	300	°C
Área de superfície do cabeçote	8297	mm ²
Temperatura do cabeçote	316	°C
Área da superfície lateral do cilindro no PMS	1650,2	mm ²
Temperatura da superfície lateral do cilindro no PMS	281	°C
Temperatura da superfície lateral do cilindro no PMI	81	°C

Fonte: Autor (2015), AVL (2014a).

Três velocidades foram simuladas para cada modelo enquanto todos os outros parâmetros foram mantidos. Não foram encontradas diferenças entre os resultados do modelo de Lorenz e de Woschni. O resultado dessa análise comparativa é apresentado na Figura 16.

Figura 16. Análise dos modelos de transferência de calor disponíveis no AVL BOOST.



Fonte: Autor (2015).

Pode-se observar na figura que o modelo de Hohenberg é o que resulta em mais potência disponível, enquanto o modelo AVL2000 apresenta resultados inferiores. Com base nestes resultados, foi escolhido o modelo de Woschni 1990 por estar entre os modelos extremos e por ser mais recente que o modelo desenvolvido pelo mesmo autor em 1978.

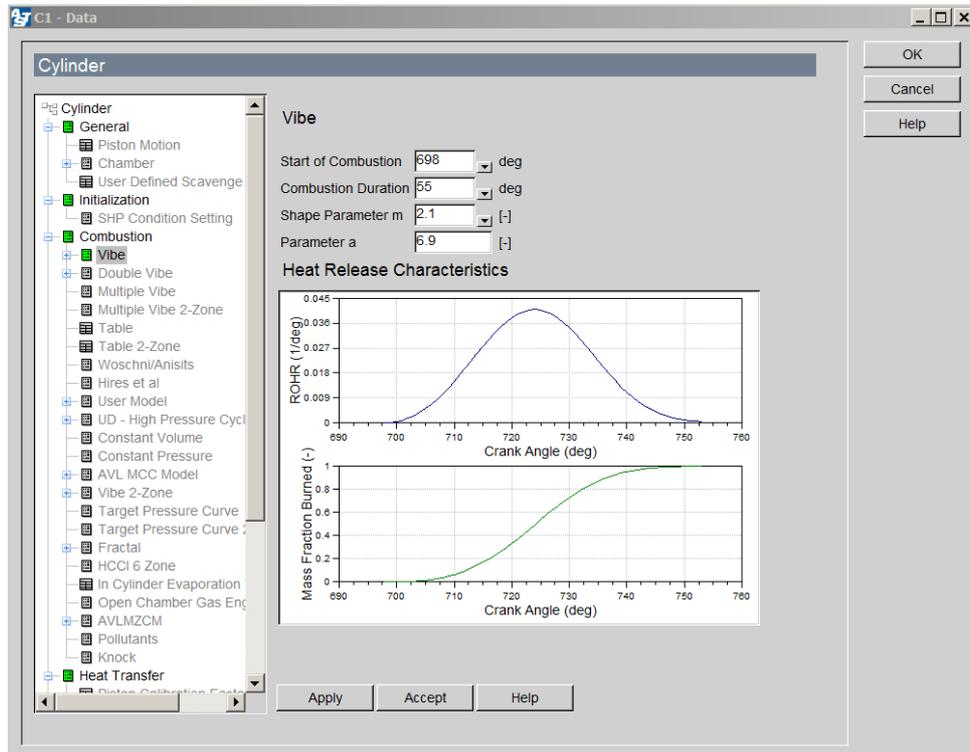
4.1.4. Modelo de combustão utilizado

Seguindo orientações da documentação do BOOST, o modelo que melhor se encaixa na situação deste trabalho é o modelo de Vibe. Neste modelo, os parâmetros a serem definidos são o avanço da ignição, a duração da combustão, e mais dois parâmetros do modelo de Vibe, que afetam a velocidade de liberação de energia e também a condição de combustão completa da mistura.

O início da combustão foi calculado para 22° APMS, de acordo com a equação descrita na documentação do BOOST. A duração da combustão foi estipulada em 55° e o parâmetro “m” em 2,1, recomendações do AVL para motores à gasolina operando em altas rotações. Para combustão completa, o parâmetro “a” deve ser igual a 6,9. (AVL, 2014b)

Na Figura 17 pode-se observar os parâmetros utilizados para a simulação. Na linguagem do BOOST, o ponto morto superior (PMS) ocorre em 0° ou 720° de rotação do virabrequim.

Figura 17. Dados de entrada para o modelo Vibe de combustão no ambiente do BOOST.

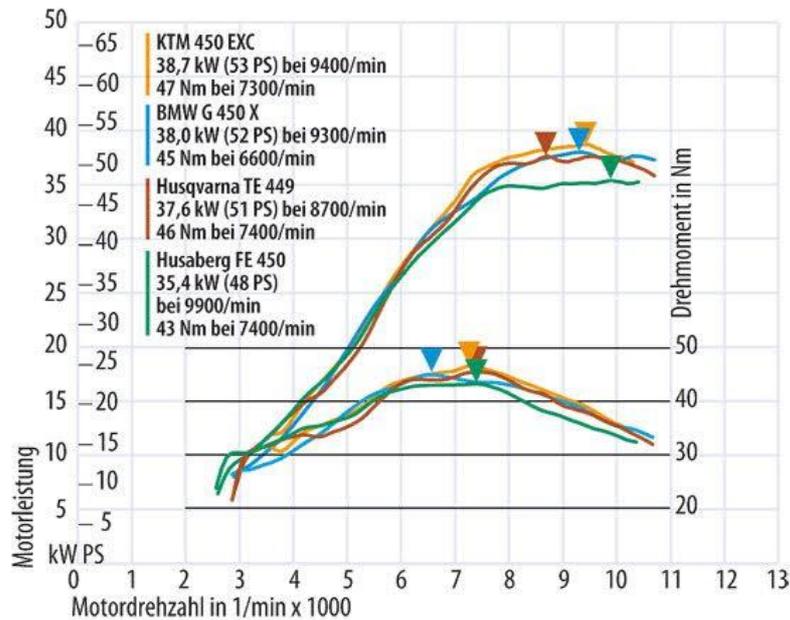


Fonte: Autor (2015).

4.2. Modelo virtual do motor em seu estado original

O primeiro modelo criado focou em reproduzir o desempenho do motor real em seu comportamento original de fábrica. Os dados de desempenho referência nessa condição foram extraídos da revista MOTORRAD (2010) e são apresentados pelas linhas azuis na Figura 18.

Figura 18. Comparativo de desempenho entre motos de 450cc.

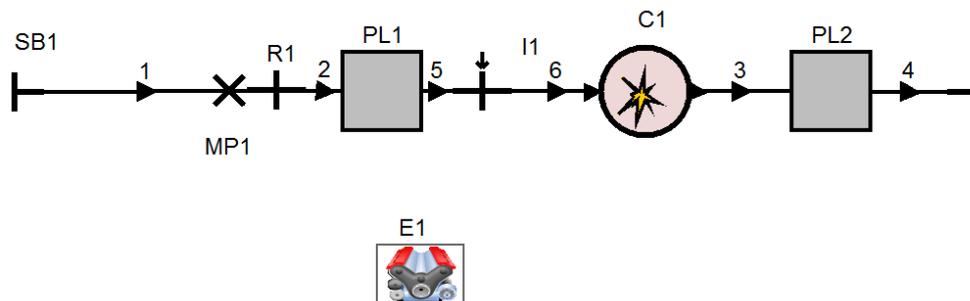


Fonte: Revista MOTORRAD (2010).

4.2.1. Considerações e ajustes

O modelo, mostrado na Figura 19, incluiu apenas os elementos básicos necessários para o funcionamento do MCI em análise. As dimensões dos dutos foram estimadas de acordo com medições feitas pelo autor durante a análise realizada para seleção deste motor pela equipe.

Figura 19. Modelo virtual do motor BMW G450X em sua configuração original de fábrica no ambiente do AVL BOOST.

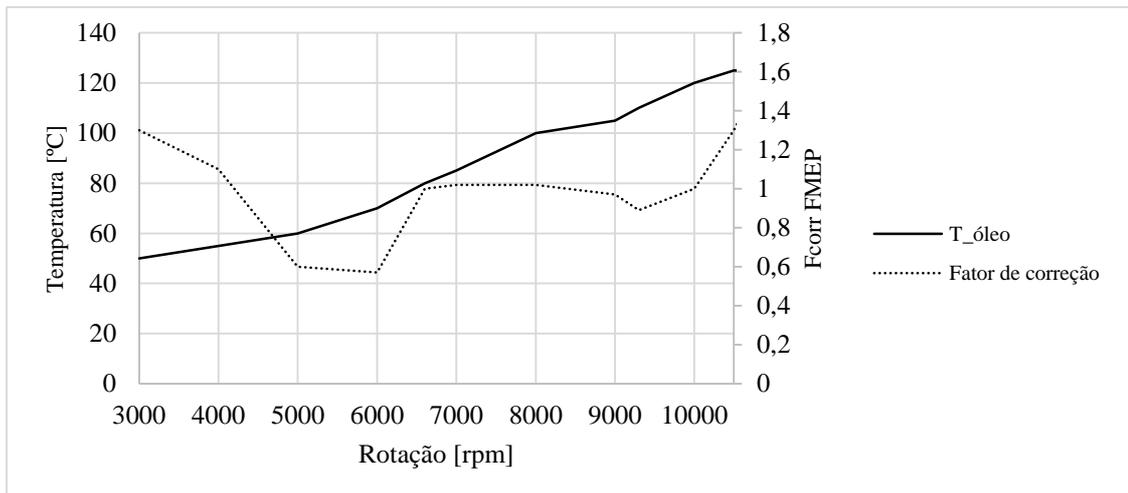


Fonte: Autor (2015).

Para correta adequação do desempenho do modelo ao desempenho apresentado na Figura 18, foi utilizado o recurso do BOOST de fator de correção para FMEP. Esta

funcionalidade permite ao usuário corrigir o valor de FMEP de acordo com a condição de operação, pois o modelo de Shayler ou de Patton pode subestimar ou superestimar o efeito do atrito no desempenho do motor. Os valores estimados para temperatura do óleo e também o fator de correção para FMEP são apresentados na Figura 20.

Figura 20. Temperatura do óleo e fator de correção de atrito para o modelo virtual do motor BMW G450X.



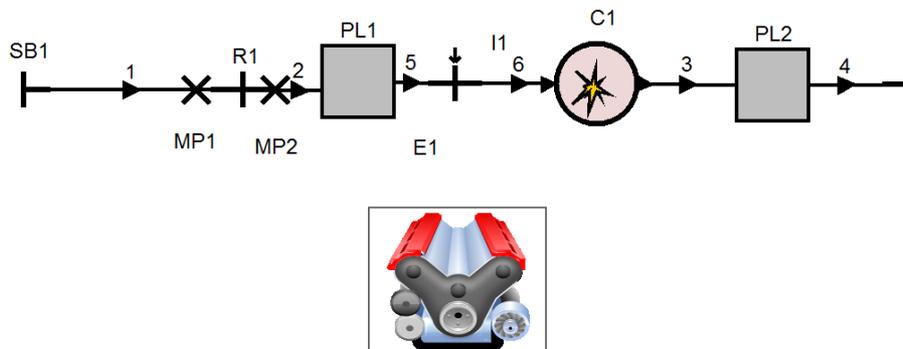
Fonte: Autor (2015).

4.3. Modelo virtual do motor em seu estado restringido de competição

4.3.1. Considerações e ajustes

Seguindo o caminho do modelo inicial do motor em seu estado original, foi adicionado entre os dutos “1” e “2” uma restrição, que representa uma redução na área da seção do duto da admissão. Além de contabilizar as perdas intrínsecas à redução de área do duto, o modelo de restrição no BOOST ainda permite que um coeficiente de fluxo seja inserido. Para determinação deste coeficiente, foi utilizado o método descrito por Crane Co. (1985) e apresentado anteriormente. De forma iterativa, a velocidade do escoamento no ponto de medida “MP2” foi inserida no cálculo e o coeficiente de fluxo para a restrição de 20mm encontrado foi de 0,6 quando o fluxo origina de um duto de 50mm de diâmetro.

Figura 21. Modelo virtual do motor BMW G450X com restrição na admissão conforme SAE (2014).



Fonte: Autor (2015).

4.4. Modelo virtual do motor com turbo e restringido

4.4.1. Considerações e ajustes

Como citado anteriormente, um problema bastante comum em motores que utilizam um turbocompressor e operam com uma alta razão de compressão é a pré-ignição. Como originalmente o motor BMW G450X possui uma razão de compressão de 12:1 e opera em altos níveis de BMEP, em seu funcionamento sobrealimentado podem ocorrer problemas de pré-ignição. Portanto, além dos potenciais benefícios de desempenho produzidos pelo turbocompressor, a BMEP deverá ser controlada para não ultrapassar os limites expostos por Heywood (1988) ou pela pesquisa e resultados de Westin (2005).

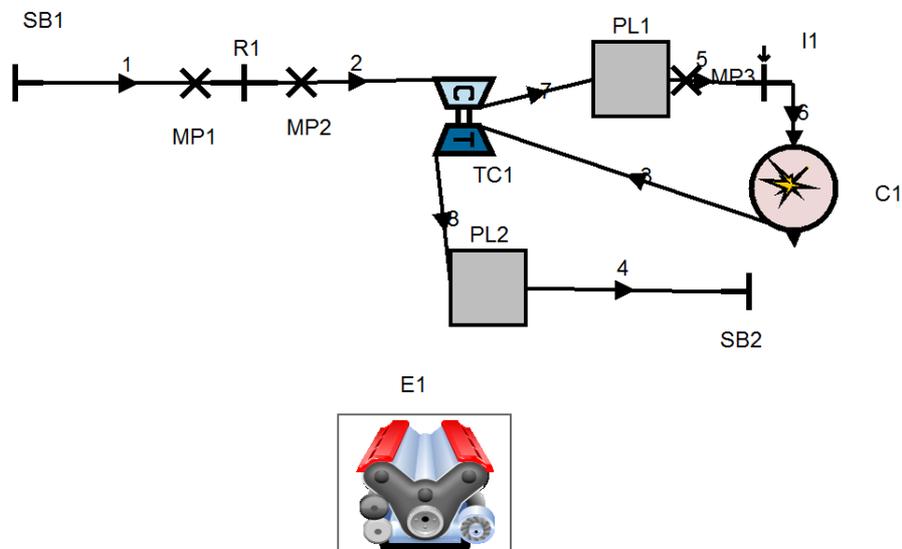
Para o desenvolvimento do modelo sobrealimentado, dois turbocompressores foram inseridos no BOOST. Os dados de cada turbocompressor foram fornecidos pela empresa Honeywell como forma de apoio para a equipe de Formula SAE. Com esses dados, a Honeywell espera que as equipes encontrem a melhor opção dentre os turbocompressores disponíveis para doação como patrocínio. Portanto, dados exatos puderam ser inseridos na ferramenta do BOOST para geração de mapas da turbina e do compressor. Alguns dados comparativos entre os dois modelos de turbocompressores são apresentados na Tabela 6. Nota-se alguma similaridade entre os dois modelos, e também diferenças nos diâmetros de entrada e saída do compressor e turbina, caracterizando a diferença nos mapas de operação entre os modelos. Uma ilustração do modelo sobrealimentado é mostrada na Figura 22.

Tabela 6. Dados comparativos entre os modelos de turbocompressor simulados.

Dimensão	Unidade	GT0632SZ	MGT1238
Entrada do compressor	mm	22,63	29
Saída do compressor	mm	32	41
Trim	-	50	50
A/R	-	0,32	0,33
Saída da turbina	mm	30	35,5
Trim	-	72	72
A/R	-	0,18	0,43

Fonte: Honeywell (2015).

Figura 22. Modelo virtual do motor BMW G450X com turbocompressor.



Fonte: Autor (2015).

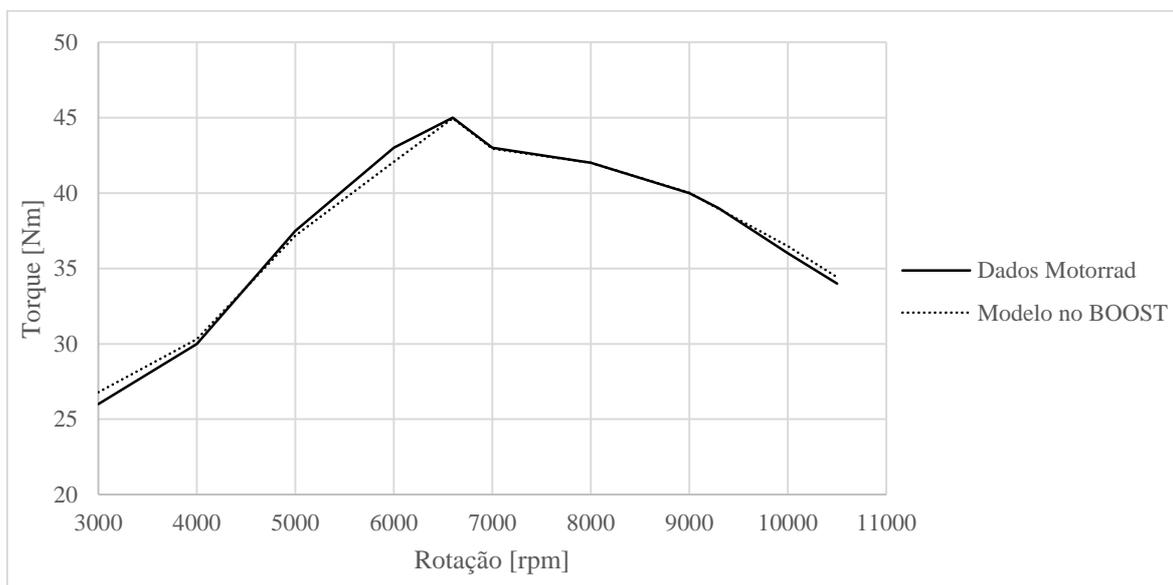
5. RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados das simulações dos modelos apresentados no capítulo anterior. São discutidas grandezas de desempenho, como potência, torque, eficiência volumétrica, pressão média efetiva ao freio e consumo específico de combustível. Comentários são então feitos com base na teoria discutida anteriormente visando orientar futuras simulações e aplicação no protótipo Formula SAE.

5.1. Modelo do motor em estado original

Buscando adequação do modelo virtual às curvas de desempenho apresentadas na Figura 18, parâmetros no modelo de atrito foram determinados de forma iterativa. Os valores de temperatura do óleo e fator de correção para o modelo de atrito foram apresentados na Figura 20. Esses valores foram os mesmos para todos os modelos desenvolvidos posteriormente. Uma comparação entre o desempenho original e do modelo é apresentada na Figura 23. Em toda a gama de rotações, o maior erro encontrado foi de 3% no valor de torque.

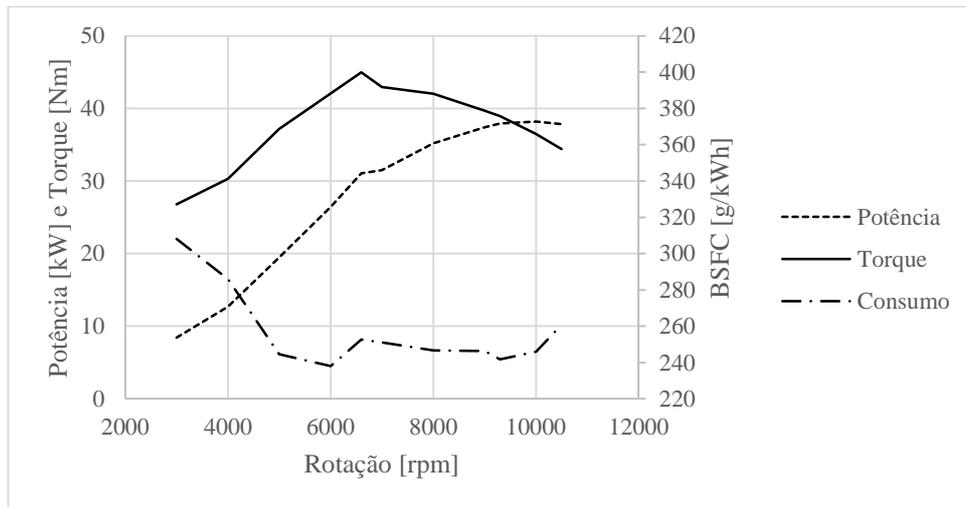
Figura 23. Comparação entre a curva de torque original e os valores encontrados com o modelo no BOOST.



Fonte: Autor (2015).

Um resumo dos resultados de potência, torque e consumo específico é apresentado na Figura 24. Nota-se uma excelente semelhança com as curvas divulgadas por MOTORRAD (2010), além da curva de consumo obtida ter uma forma característica desse parâmetro, com menor consumo específico entre 5000 e 6000 rpm.

Figura 24. Resumo dos resultados de desempenho do modelo virtual representativo do motor BMW G450X em sua condição original de operação.

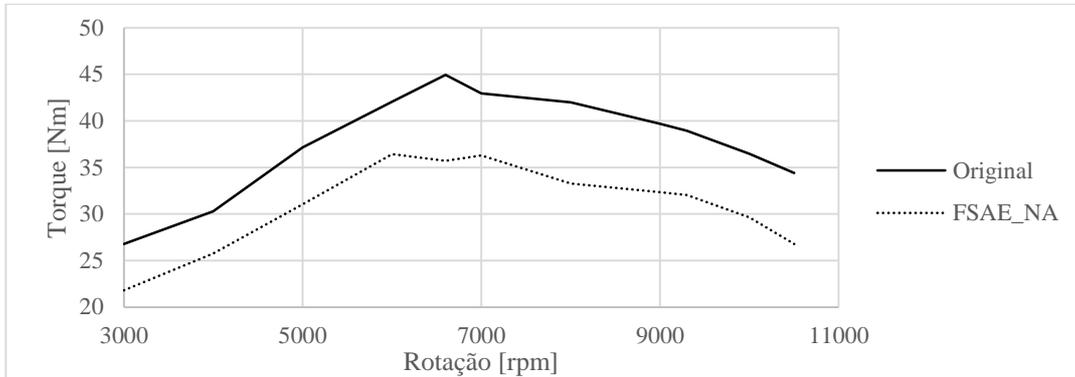


Fonte: Autor (2015).

5.2. Modelo virtual do motor em seu estado restringido de competição

O modelo com a restrição na admissão, como manda o regulamento da SAE (2014), foi criado a partir do modelo original citado anteriormente. O desempenho é apresentado na Figura 25. Como era esperado, a restrição de vazão mássica de ar causa reduções consideráveis no desempenho dos motores utilizados na competição. Nas simulações realizadas, a redução de torque foi de 13,4 a 22,1%.

Figura 25. Resultado da simulação do modelo com restritor de admissão.

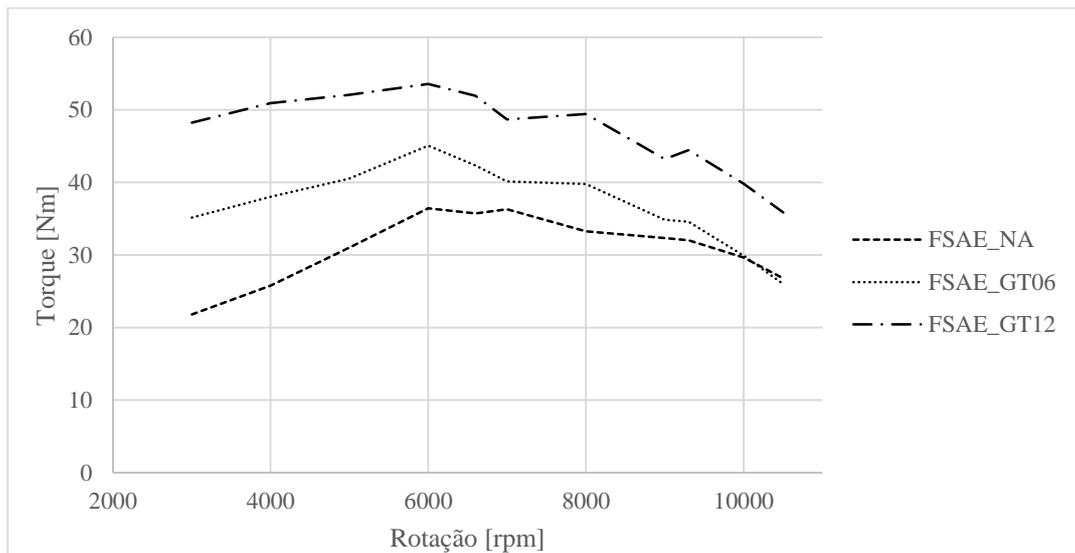


Fonte: Autor (2015).

5.3. Modelo Turbo FSAE

A partir do modelo aspirado com restritor de admissão, foi inserido um turbocompressor para as simulações finais deste trabalho. O desempenho do motor BMW G450X sobrealimentado e restringido de maneira a poder competir na Formula SAE é mostrado na Figura 26 quando equipado com os modelos GT0632SZ e MGT1238.

Figura 26. Comparação de resultados de torque ao freio entre os modelos virtuais desenvolvidos no AVL BOOST.

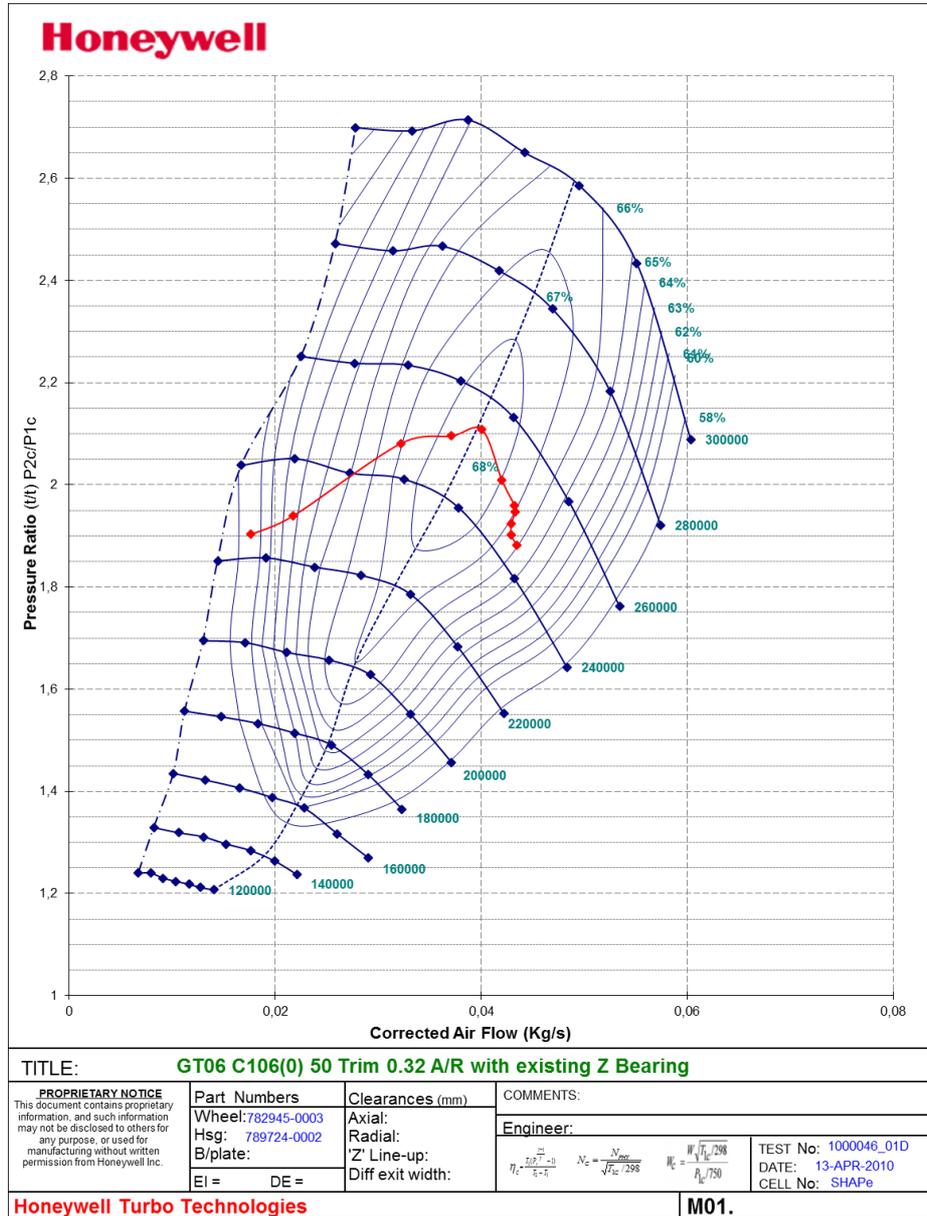


Fonte: Autor (2015).

Pode-se observar que ocorreram grandes benefícios no desempenho do motor sobrealimentado. Com o turbocompressor menor, o GT0632SZ, podemos ver que o ganho de

torque foi mais significativo em baixas rotações pois o fluxo mássico encontrado nessa aplicação não permite sua operação em altas rotações em um motor deste deslocamento. Isso é mais claramente visto na Figura 27, que apresenta os pontos de operação encontrados para todas as rotações simuladas.

Figura 27. Mapa do compressor do modelo GT0632SZ com os pontos de operação obtidos através de simulação no AVL BOOST.

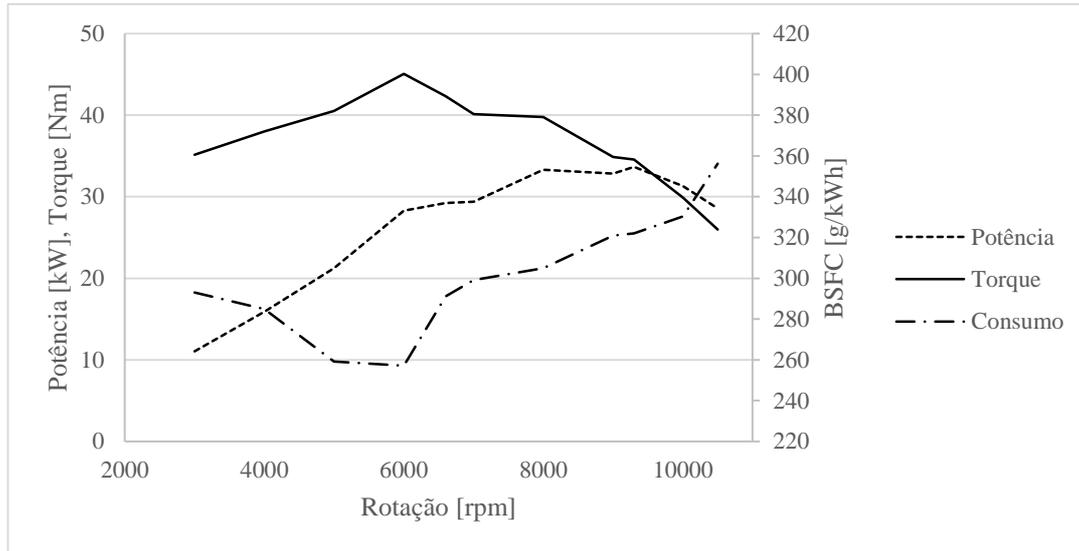


Fonte: Autor (2015), adaptado de Honeywell (2010).

No caso da simulação com o modelo maior de turbocompressor disponível para equipes de Formula SAE, nota-se um ganho substancial de torque em todas as rotações,

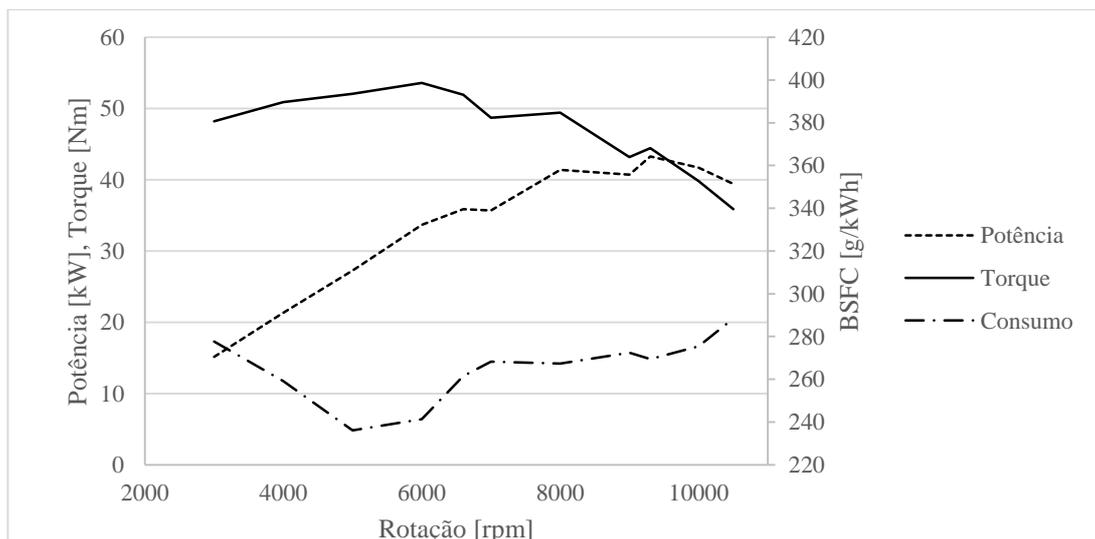
chegando inclusive a superar os valores nominais de torque e potência do motor sem restrições. Um resumo dos resultados de desempenho obtidos pelo modelo virtual com o turbocompressor GT0632SZ é apresentado na Figura 28. Os resultados de desempenho do modelo com o turbocompressor MGT1238 são mostrados na Figura 29.

Figura 28. Resumo dos resultados de desempenho do modelo virtual representativo do motor BMW G450X com GT0632SZ e com restrição de 20mm na admissão.



Fonte: Autor (2015).

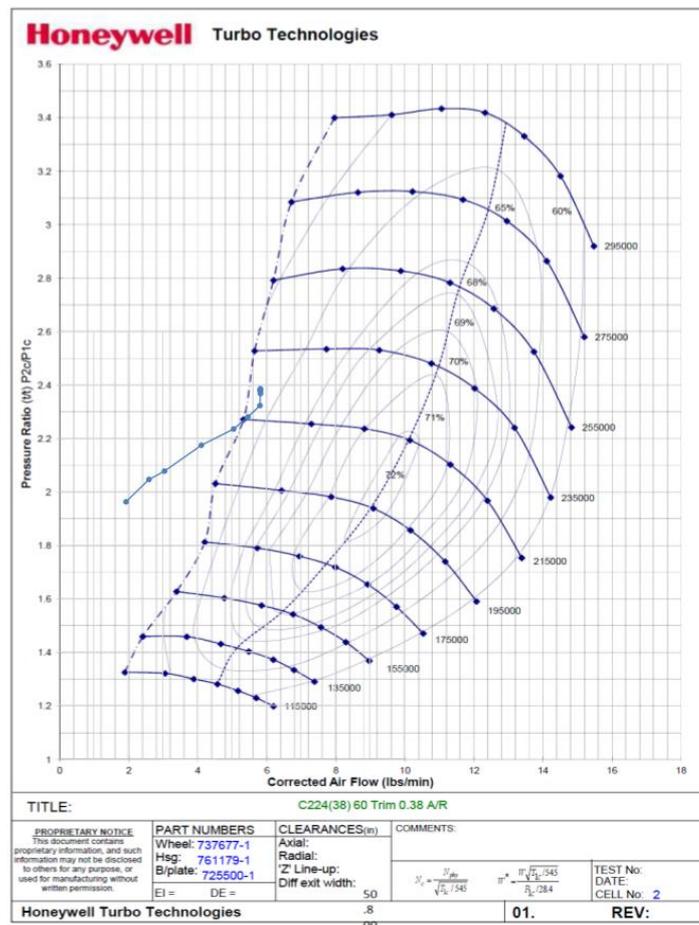
Figura 29. Resumo dos resultados de desempenho do modelo virtual representativo do motor BMW G450X com MGT1238 e com restrição de 20mm na admissão.



Fonte: Autor (2015).

Podemos observar na Figura 29 que o resultado da simulação do modelo MGT1238 está acima do desempenho original deste MCI, o que é um feito excelente frente às limitações impostas pelo regulamento da competição Formula SAE. Porém, como se pode observar na Figura 30, os pontos de operação do compressor MGT1238 obtidos da simulação no BOOST estão à esquerda da linha de *surge* do compressor. De acordo com Merker et al. (2012), para a simulação inicialmente é considerado o mapa sem a linha de *surge* e, se necessário, o mapa será extrapolado além desta linha pelo software. Além dessa região, a operação do compressor não será eficiente como no resto do mapa, e poderá causar problemas de falhas prematuras.

Figura 30. Pontos de operação no mapa do compressor MGT1238.



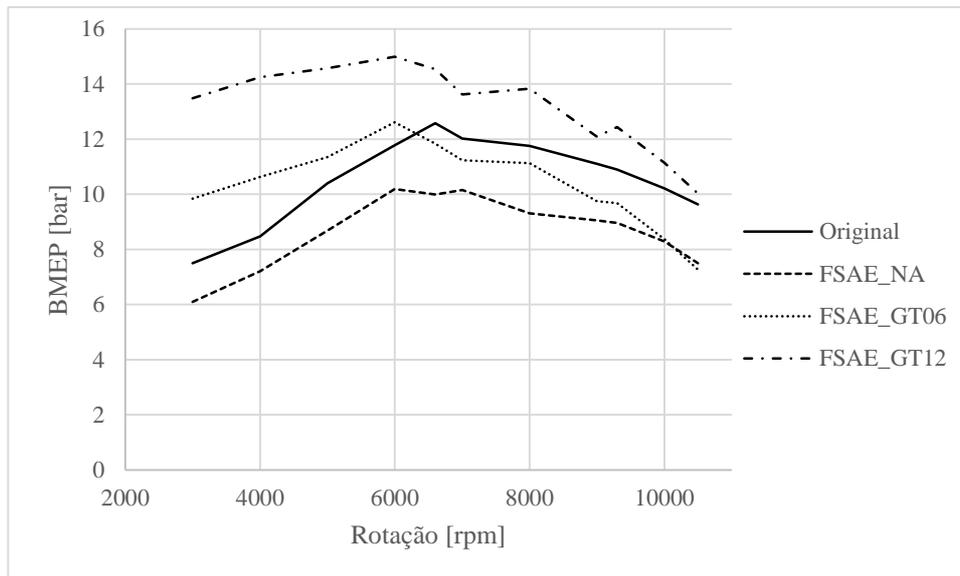
Fonte: Autor (2015), adaptado de Honeywell (2010)

5.4. Comparação dos resultados

Como apresentado anteriormente, a pressão média efetiva é um parâmetro bastante utilizado para comparação entre motores em geral. Os resultados obtidos para a BMEP nas

diferentes simulações são apresentados na Figura 31. Podemos observar que em nenhuma configuração se chegou a níveis tão elevados de BMEP como reportado por Westin (2005). Isso significa que não haverá grande possibilidade de ocorrência de pré-ignição nos casos em análise.

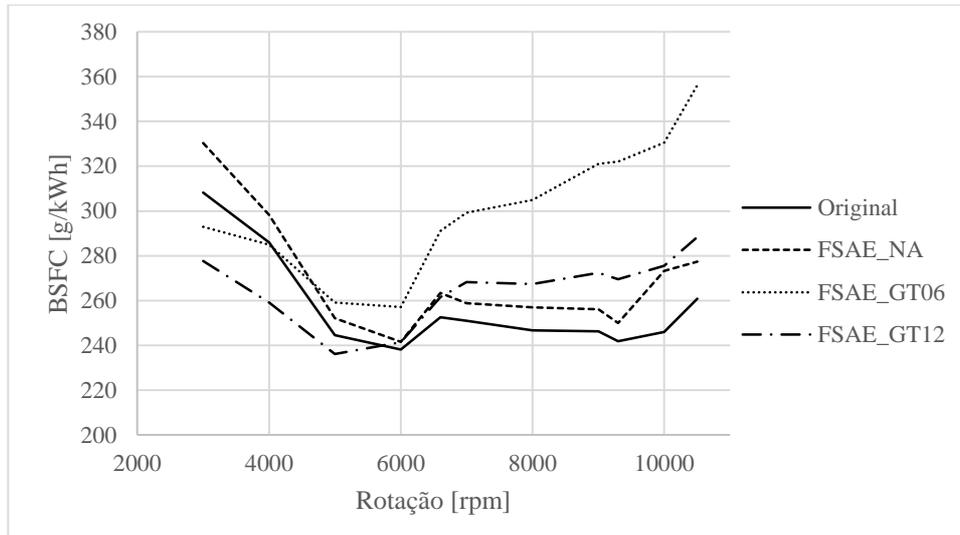
Figura 31. Comparação entre valores de BMEP encontrados em simulação no AVL BOOST.



Fonte: Autor (2015).

Outro parâmetro que pode ser usado para comparação entre o consumo de combustível é o consumo específico de combustível, ou BSFC. A unidade desse parâmetro é de g/kWh, e os resultados das simulações são apresentados na Figura 32. Nota-se que o modelo original teve o mais baixo consumo em altas rotações, porém o modelo com o turbocompressor MGT1238 apresentou menor consumo em rotações baixas. É interessante ressaltar que, quando operando apenas com a restrição na admissão, o consumo é mais alto em toda a operação do motor.

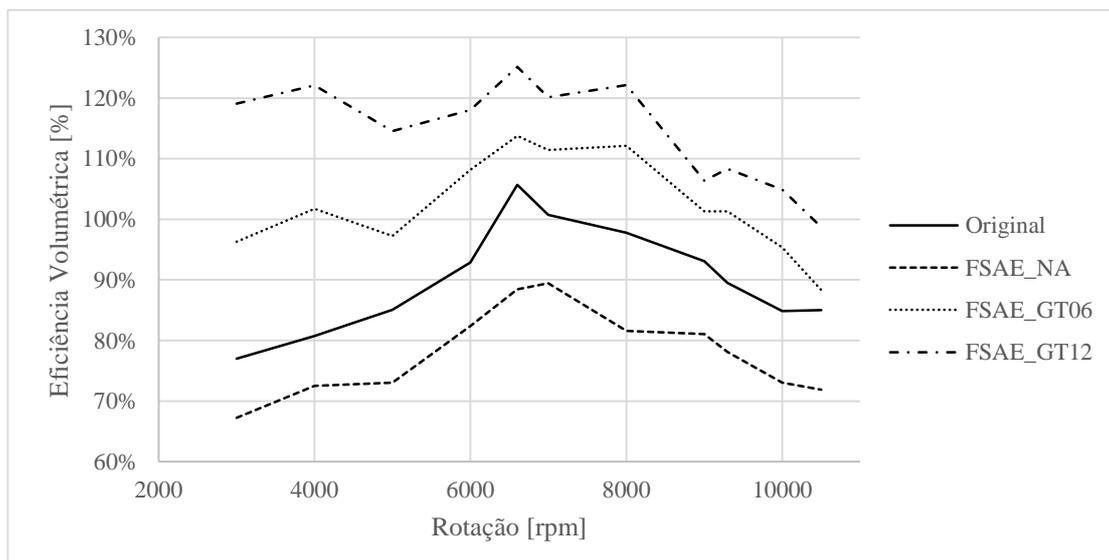
Figura 32. Resultados de consumo específico de combustível do motor BMW G450X em diversas configurações.



Fonte: Autor (2015).

O parâmetro de eficiência volumétrica, que é fortemente afetado por qualquer maneira de sobrealimentação, sofreu quedas na operação com a restrição na admissão. Somente nos modelos utilizando turbocompressores que a eficiência volumétrica atingiu níveis compatíveis ou até mesmo melhores que na condição original de operação do BMW G450X. Os resultados de eficiência volumétrica são apresentados na Figura 33.

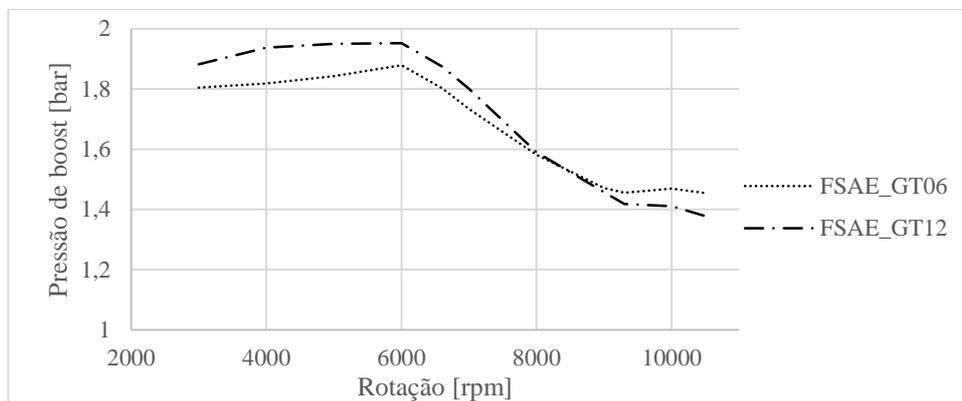
Figura 33. Comparação da eficiência volumétrica entre os modelos simulados.



Fonte: Autor (2015).

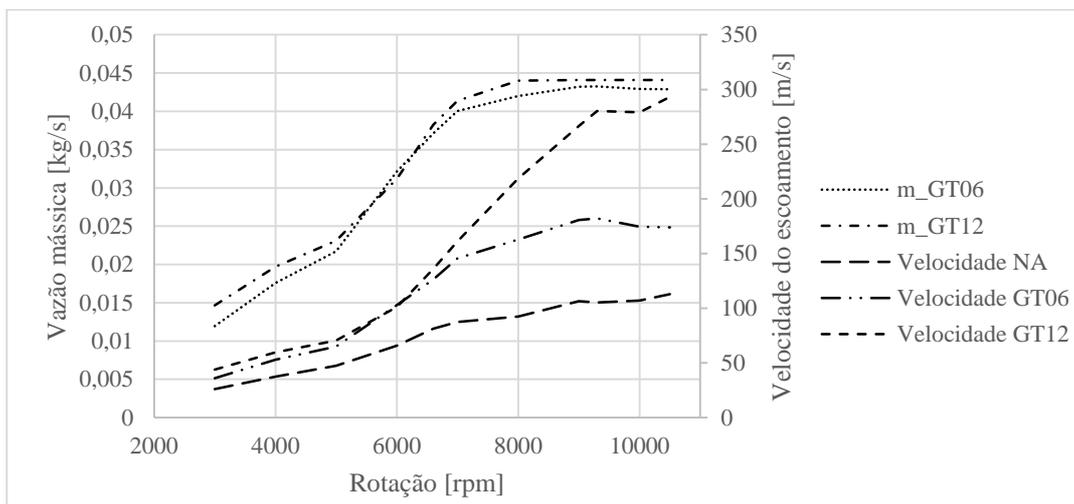
O aumento de pressão gerado pelo compressor irá beneficiar o desempenho do motor em análise. Uma comparação entre as pressões de *boost* dos dois modelos de turbocompressor analisados é apresentada na Figura 34. Podemos observar que não houve muita diferença entre os dois modelos de turbocompressor. A queda brusca em altas rotações acontece, pois, como mostrado na Figura 35, o fluxo mássico através da restrição na admissão atinge seu limite. Após chegar a cerca de 150m/s, o limite físico da vazão máxima de ar é atingido, sendo que não é mais possível fluir mais ar através desta restrição nas condições impostas pelo ar atmosférico e pela pressão de sucção gerada pelo compressor.

Figura 34. Pressão de *boost* simulada para cada modelo de turbocompressor.



Fonte: Autor (2015).

Figura 35. Comparação entre vazão mássica dos compressores e velocidade do escoamento através da restrição.



Fonte: Autor (2015).

Os resultados mais importantes de cada modelo foram organizados em formato de tabela e são apresentados a seguir. Na Tabela 7 podemos observar os resultados obtidos para a operação do motor em sua configuração original. Já na Tabela 8, os resultados apresentam a operação do motor naturalmente aspirado, mas com a restrição na admissão de forma a poder ser utilizado na competição Formula SAE.

Tabela 7. Resultados para modelo BMW G450X original.

RPM	BMEP (bar)	Torque (Nm)	Potência (kW)	BSFC (g/kWh)	Velocidade do ar na restrição (m/s)	Número de Mach	Eficiência Volumétrica
3000	7,50	26,78	8,41	308,2	4,5	0,01	77,0%
4000	8,48	30,3	12,69	285,9	6,3	0,02	80,8%
5000	10,40	37,17	19,46	244,6	8,4	0,02	85,1%
6000	11,78	42,08	26,44	238,1	10,9	0,03	92,9%
6600	12,58	44,95	31,07	252,6	13,6	0,04	105,7%
7000	12,02	42,95	31,48	251	13,7	0,04	100,7%
8000	11,75	42	35,19	246,7	15,3	0,04	97,8%
9000	11,11	39,68	37,40	246,3	16,3	0,05	93,1%
9300	10,90	38,95	37,93	241,8	16,2	0,05	89,5%
10000	10,21	36,48	38,20	246	16,7	0,05	84,8%
10500	9,63	34,41	37,84	260,8	17,6	0,05	85,0%

Fonte: Autor (2015).

Tabela 8. Resultados para modelo BMW G450X aspirado com restrição.

RPM	BMEP (bar)	Torque (Nm)	Potência (kW)	BSFC (g/kWh)	Velocidade do ar na restrição (m/s)	Número de Mach	Eficiência Volumétrica	Diferença de torque para original
3000	6,10	21,79	6,85	330,3	26	0,08	67,2%	-18,6%
4000	7,21	25,77	10,79	298,2	37,5	0,11	72,5%	-15,0%
5000	8,69	31,03	16,25	252,2	47,3	0,14	73,1%	-16,5%
6000	10,20	36,44	22,89	241,6	65,9	0,19	82,4%	-13,4%
6600	9,99	35,7	24,67	263,4	81,3	0,24	88,4%	-20,6%
7000	10,15	36,28	26,59	258,9	87,3	0,25	89,4%	-15,5%
8000	9,31	33,26	27,87	257	92,4	0,27	81,6%	-20,8%
9000	9,05	32,35	30,49	256,2	106,3	0,31	81,1%	-18,5%
9300	8,96	32,03	31,19	250	105,3	0,31	78,1%	-17,8%
10000	8,29	29,63	31,03	273,2	107,1	0,31	73,1%	-18,8%
10500	7,50	26,79	29,45	277,4	112,9	0,33	71,9%	-22,1%

Fonte: Autor (2015).

Nas simulações empregando turbocompressores, as velocidades do escoamento através da restrição são muito maiores, como apresentado na Figura 35. Na Tabela 9 podemos

observar os valores de Mach para o caso do turbo GT0632SZ. Podemos novamente notar que houve pequenos ganhos de torque nas rotações mais baixas. Porém, embora a eficiência volumétrica tenha sido maior que no caso original, isso não resultou em resultados de torque compatíveis aos resultados da Tabela 7. Em comparação com a Tabela 8, o desempenho em altas rotações do modelo aspirado com restrição e do modelo com o turbo GT0632SZ foi bastante parecido, sem mudanças significativas.

Tabela 9. Resultados para modelo BMW G450X com turbo GT0632SZ e restrição.

RPM	BMEP (bar)	Torque (Nm)	Potência (kW)	BSFC (g/kWh)	Velocidade do ar na restrição (m/s)	Número de Mach	Eficiência Volumétrica	Diferença de torque para original
3000	9,84	35,17	11,05	293	36,1	0,1	96,3%	31,3%
4000	10,64	38,02	15,92	284,9	52,9	0,15	101,7%	25,5%
5000	11,35	40,54	21,23	259,2	65	0,19	97,3%	9,1%
6000	12,61	45,05	28,31	257,1	102,8	0,3	108,2%	7,1%
6600	11,84	42,31	29,24	291,1	126,2	0,37	113,8%	-5,9%
7000	11,23	40,12	29,41	299,2	145,6	0,43	111,5%	-6,6%
8000	11,13	39,77	33,32	304,9	162,7	0,48	112,1%	-5,3%
9000	9,76	34,86	32,85	321	180,5	0,54	101,3%	-12,1%
9300	9,68	34,57	33,67	322	182,2	0,54	101,3%	-11,2%
10000	8,37	29,9	31,31	330,4	174,6	0,52	95,4%	-18,0%
10500	7,27	25,97	28,56	356,2	173,8	0,52	88,4%	-24,5%

Fonte: Autor (2015).

Tabela 10. Resultados para modelo BMW G450X com turbo MGT1238 e restrição.

RPM	BMEP (bar)	Torque (Nm)	Potência (kW)	BSFC (g/kWh)	Velocidade do ar na restrição (m/s)	Número de Mach	Eficiência Volumétrica	Diferença de torque para original
3000	13,49	48,21	15,14	277,7	44	0,13	119,1%	80,0%
4000	14,24	50,91	21,32	259,1	59,8	0,17	122,1%	68,0%
5000	14,57	52,07	27,26	236,1	70,6	0,21	114,5%	40,1%
6000	14,99	53,57	33,66	241,4	101,2	0,3	118,0%	27,3%
6600	14,53	51,93	35,89	261,6	135,9	0,4	125,1%	15,5%
7000	13,63	48,69	35,69	268,3	161	0,48	120,1%	13,4%
8000	13,83	49,41	41,39	267,4	218,5	0,66	122,1%	17,6%
9000	12,09	43,2	40,72	272,4	266,6	0,82	106,4%	8,9%
9300	12,43	44,43	43,27	269,5	280,4	0,87	108,3%	14,1%
10000	11,14	39,81	41,69	275,5	279,1	0,87	104,9%	9,1%
10500	10,03	35,85	39,41	356,2	293,2	0,92	98,7%	4,2%

Fonte: Autor (2015).

6. CONCLUSÕES

O presente trabalho avaliou os efeitos da sobrealimentação no desempenho de um motor de combustão interna a ser empregado em um veículo protótipo de competição construído por alunos do curso de Engenharia Automotiva da Universidade Federal de Santa Catarina.

Por se tratar de um projeto complexo que engloba diversas mudanças no projeto do veículo, uma análise cuidadosa é necessária para corretamente selecionar o turbocompressor e também outros parâmetros de operação do conjunto.

Antes de realizar a modelagem virtual do MCI em estudo, uma revisão foi feita dos parâmetros e características importantes de MCIs. Conceitos da modelagem computacional foram estudados e através do software AVL BOOST, os modelos foram criados e analisados. Inicialmente foi concluído o modelo inicial do motor em análise, que representa o motor real com bastante fidelidade. Após a simulação de mais três situações de operação, pudemos visualizar os benefícios, mas também limitações dos sistemas de sobrealimentação quando aplicados dentro de um regulamento como o da competição Formula SAE. Os conjuntos propostos com a utilização de turbocompressores foram capazes de obter ganhos de até 47% no valor de torque máximo em relação à condição naturalmente aspirada com restrição na admissão, até mesmo superando o desempenho do motor original. Foram alcançados níveis elevados porém ainda seguros de pressão média efetiva de cerca de 15 bar, o que mostra que pode ainda ser realizado um trabalho de otimização do projeto para possibilitar maiores ganhos com a sobrealimentação do motor analisado.

Como recomendação para trabalhos futuros, o modelo desenvolvido pode ser melhorado para incluir o diagrama de válvulas real do motor, que pode ser obtido através de medições dos eixos do comando de válvulas do motor da equipe. A função de *wastegate* da turbina também pode ser utilizada para que o motor forneça uma curva de torque mais constante, melhorando a dirigibilidade do veículo. O modelo desenvolvido no BOOST pode também fornecer dados para uma calibração inicial dos mapas de ignição e de injeção de combustível no caso da utilização de um módulo programável. Simulações com diferentes

valores de lambda (mistura ar/combustível) e diferentes avanços de ignição devem ser conduzidas para também auxiliar a calibração do sistema de gerenciamento do motor.

REFERÊNCIAS

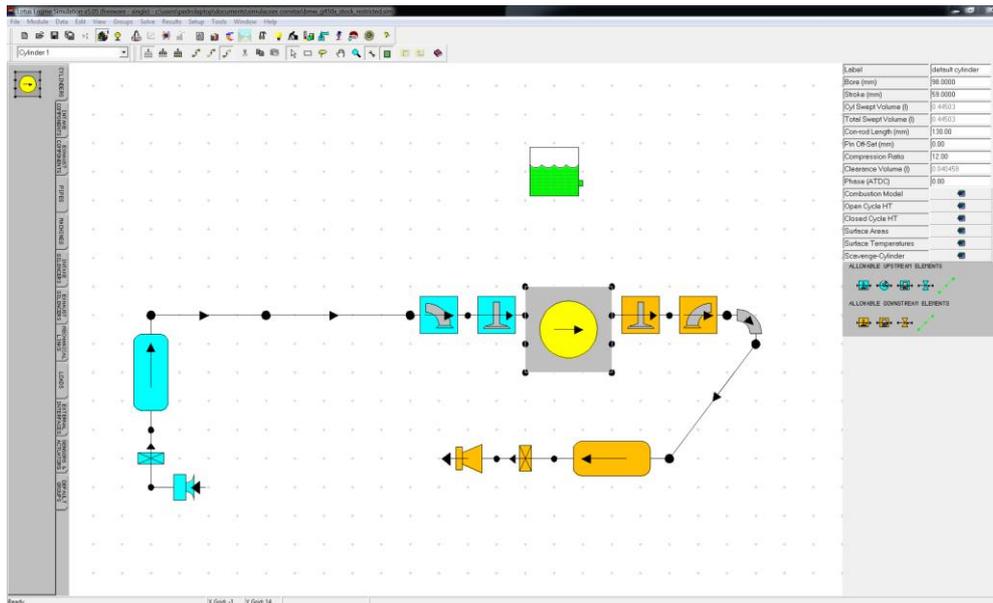
- AVL. **BOOST Users Guide**. Graz, Austria, 2014a.
- AVL. **BOOST Theory**. Graz, Austria, 2014b.
- BETTES, H. **Engine Airflow**. New York: HPBooks, 2010.
- BRUNETTI, F. **Motores de Combustão Interna: Volume 2**. São Paulo: Blucher, 2012.
- CARVALHO, L. O. **Modelagem Computacional Integrada e Análise Exergética de Sistemas de Cogeração com Motores de Combustão Interna**. Tese (Doutorado) 223p. Instituto Alberto Luiz Coimbra de Pós-Graduação e Pesquisa de Engenharia (Coppe) da Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2011.
- CLAYWELL, M., HORKHEIMER, D. **Improvement of Intake Restrictor Performance for a Formual SAE Race Car through 1D & Coupled 1D/3D Analysis Methods**. SAE Technical Paper 2006-01-3654, 2006, doi:10.4271/2006-01-3654.
- CRANE CO. **Flujo de fluidos em válvulas, acessórios y tuberías**. McGraw Hill, México, 1985.
- HARRIS, William. **How Superchargers Work**. HowStuffWorks.com, 2006. <<http://auto.howstuffworks.com/supercharger.htm>>.
- HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. McGraw Hill Education, 1988.
- HONEYWELL. **Garrett GT06 operation maps**. Honeywell Corporation, USA, 2010.
- HONEYWELL. **FSAE Support Documents**. Honeywell Corporation, USA, 2015.
- FONTANESI, S. et al. A Methodology to Improve Knock Tendency Prediction in High Performance Engines. **Energy Procedia**, [s.l.], v. 45, p.769-778, 2014. Elsevier BV. doi: 10.1016/j.egypro.2014.01.082.
- MERKER, G.P., SCHWARZ, C., TEICHMANN, R. **Combustion Engines Development**. Springer-Verlag, Berlin, 2012. DOI 10.1007/978-3-642-14094-5
- MILLER, J. K. **Turbo: Real world high performance turbocharger systems**. CarTech, North Branch, MN, USA, 2008.
- MOTORRAD MAGAZINE. *Das Leistungsdiagramm der 450er-Sportenduros*. Alemanha, 2010.
- PADILHA, R. S. **Desenvolvimento de um sistema de gerenciamento eletrônico e de um ambiente de aferição para motores mono cilíndricos de pequeno porte**. Dissertação (Mestrado) 126p. Programa de Pós-graduação em Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2007.
- PATTON, K.J., NITSCHKE, R.C. and HEYWOOD, J. B. **Development and Evaluation of a Friction Model for Spark-Ignition Engines**. SAE Technical Paper 890836, 1989, doi:10.4271/890836.
- SAE. **2015-2016 Formula SAE Rules**. Society of Automotive Engineers, 2014.

SHAYLER, P. J., LEONG, D. K. and MURPHY, M. **Contributions to Engine Friction During Cold, Low Speed Running and the Dependence on Oil Viscosity**. SAE Technical Paper 2005-01-1654, 2005, doi:10.4271/2005-01-1654.

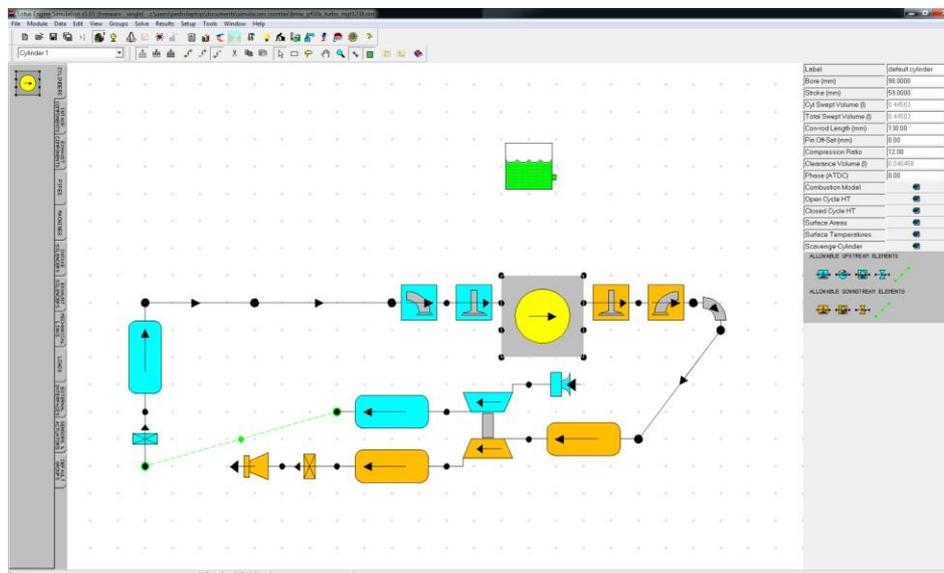
WESTIN, F. **Simulation of turbocharged SI-engines – with focus on the turbine**. Doctoral Thesis, 285p. KTH School of Industrial Engineering and Management. Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden. 2005.

APÊNDICE A – Simulação preliminar no Lotus Engine Simulation

Um modelo virtual preliminar do motor escolhido é mostrado na figura abaixo. Esse modelo representa o motor em sua configuração original de fábrica, com a adição de uma restrição de ar na admissão como manda o regulamento da competição Fórmula SAE.

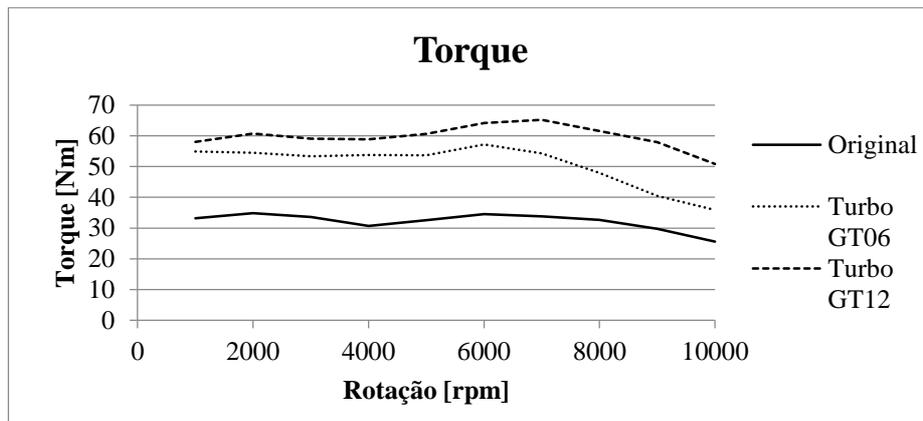
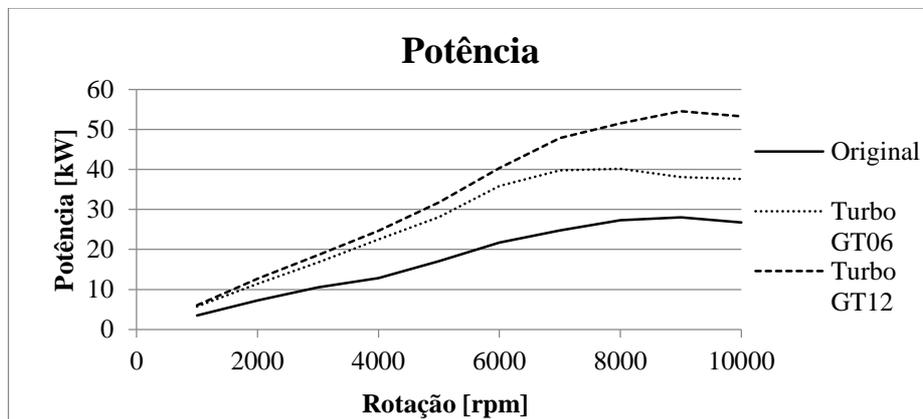


Com dados fornecidos pela empresa Honeywell, foi também criado um modelo computacional empregando um turbocompressor disponível para essa aplicação. Este novo modelo é apresentado na figura abaixo.



Após a validação dos resultados para o motor em sua configuração original, um novo modelo numérico foi criado com modificações na admissão de ar do motor, para replicar a restrição de admissão imposta pelo regulamento da competição. Resultados dessa simulação foram tomados como referência de desempenho para o motor naturalmente aspirado ser comparado à sua configuração definitiva com aplicação do turbocompressor.

Com a modelagem de dois turbocompressores diferentes, foi executada a simulação de desempenho para cada modelo, o que possibilitou a obtenção dos resultados de potência e torque, apresentados nas figuras abaixo.



APÊNDICE B – Simulação de tempo de volta com o software OptimumLap

Como o objetivo da competição Formula SAE é, além de proporcionar aprendizado aos estudantes, avaliar o protótipo em provas dinâmicas onde o menor tempo de volta garante pontos importantes para a classificação geral das equipes. Como o objetivo deste trabalho era encontrar os benefícios trazidos pela implementação de um turbocompressor, análises simples foram executadas no software OptimumLap, distribuído de maneira gratuita.

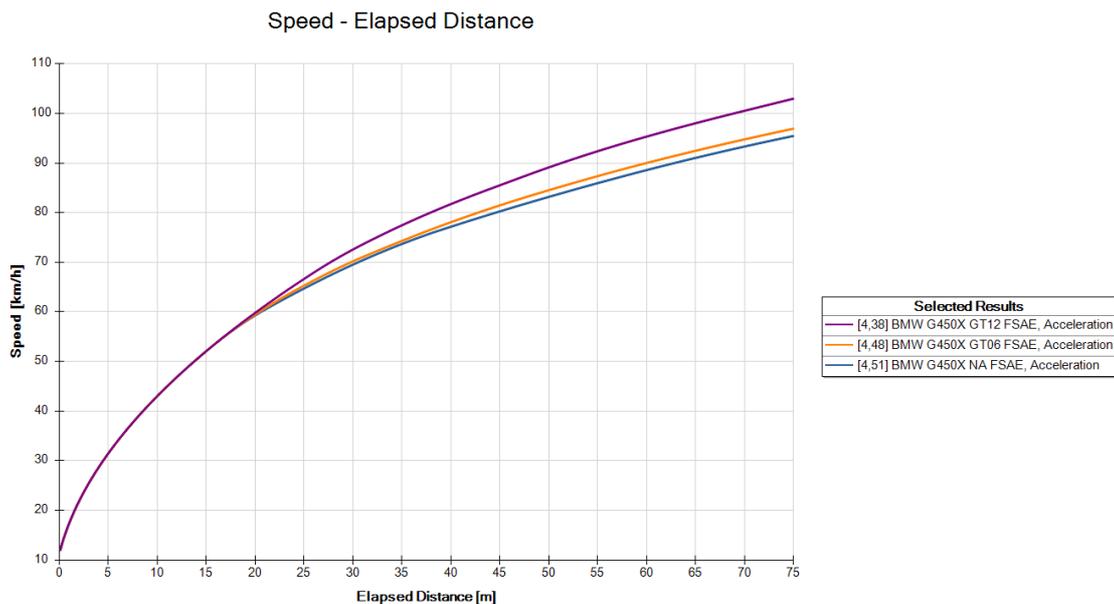
Para a simulação, são necessários dados da pista, do carro e do motor. Alguns arquivos de pista são disponibilizados no site do programa. Dentre essas opções, existem alguns dados de pista que foram extraídos de veículos em competições de Formula SAE nos EUA em anos passados. Tomando como base os traçados de Autocross de Lincoln 2013 e do Enduro em Michigan 2014, além de uma pista reta para representar a prova de aceleração, os dados utilizados foram os do protótipo FC-Tuper que a Equipe Formula CEM projetou para o ano de 2015, e resumidos na tabela abaixo.

Parâmetro	Valor	Unidade
Massa do veículo com piloto (original)	270	kg
Massa do veículo com piloto + GT06	280	kg
Massa do veículo com piloto + GT12	285	kg
Área frontal	0,5	m ²
Densidade do ar	1,18	kg/m ³
Coefficiente de arrasto aerodinâmico	0,642	-
Coefficiente de sustentação	-1,5	-
Raio dinâmico do pneu	0,25	m
Coefficiente de resistência ao rolamento	0,03	-
Coefficiente de atrito longitudinal/lateral	1,4	-
Relação de transmissão final	3,69	-
Eficiência do trem de força	90%	-

Para efeito de comparação entre as opções de motores simuladas no desenvolvimento deste trabalho, foram realizadas simulações em cada pista, com os resultados apresentados na tabela abaixo.

Prova	BMW G450X com restrição	BMW G450X +GT06	BMW G450X +GT12
Aceleração	4,51s	4,48s	4,38s
Autocross	56,13s	56,1s	55,96s
Enduro	64,87s	64,76s	64,34s

Os resultados apresentados mostram que, mesmo com a massa adicional dos sistemas de sobrealimentação, os tempos de volta e de aceleração serão reduzidos de forma bastante representativa. Levando em consideração que as equipes são cada vez mais competitivas e o vencedor definido por centésimos de segundo, melhorias como estas encontradas são de extremo interesse para equipes de competição, tanto na Formula SAE como em qualquer outra categoria do automobilismo. Na figura abaixo um gráfico de velocidade versus distância é mostrado para a prova de aceleração, que é feita em uma pista com 75m de comprimento. Nota-se a grande diferença de velocidades entre os modelos no final da prova, evidenciando os benefícios da sobrealimentação.



APÊNDICE C – Dados de entrada para os modelos virtuais no AVL BOOST

Os dados de entrada para cada item do modelo serão apresentados neste apêndice. Inicialmente, serão apresentados os dados de entrada que foram comuns a todos os três modelos criados. Em todos os modelos virtuais, foram utilizados os seguintes parâmetros no bloco do motor (E1):

Variável	Valor	Unidade
Engine Friction	Shayler, Leong and Murphy	-
Engine Friction: Friction multiplier	Conforme tabela	-
Friction model: Cylinder arrangement	Inline	-
Friction model: Type of valvetrain	DOHC-Direct Acting	-
Friction model: Number of camshaft bearings	2	-
Friction model: Max valve lift	10	mm
Friction model: Type of cam follower	Flat follower	-
Friction model: Oil type	SAE 10W40	-
Friction model: Oil Temperature	Conforme tabela	-

Os dados utilizados no modelo de atrito são apresentados na tabela abaixo.

Rotação	Temperatura do Óleo (degC)	Friction Multiplier
3000	50	1,3
4000	55	1,1
5000	60	0,6
6000	70	0,57
6600	80	1
7000	85	1,02
8000	100	1,02
9000	105	0,97
9300	110	0,89
10000	120	1
10500	125	1,3

Dados das condições de contorno em todos os modelos criados:

CC	Pressão (bar)	Temp (degC)	Fuel Vapour	Combustion products	A/F Ratio
SB 1	1	25	0	0	10000
SB 2	0,98	126	0	1	14

Dados dos plenums em todos os modelos criados:

Plenum	Volume (l)	Pressão (bar)	Temp (degC)	Fuel Vapour	Combustion products	A/F Ratio
PL 1	6	1	25	0	0	10000
PL 2	6	1	25	0	1	14

Dados do injetor de combustível em todos os modelos criados:

Injetor	Tipo	Modelo	A/F Ratio	Ponto de de medição	Injector coverage
I1	Contínuo	Injection nozzle	14	MP1	100%

Dados do cilindro em todos os modelos criados:

Variável	Valor	Unidade
Bore	98	mm
Stroke	59,6	mm
Compression ratio	12	-
Connecting rod length	143	mm
Piston pin offset	0	mm
Effective blow by gap	0	mm
Mean crankcase pressure	1	bar
Scavenge model	Perfect Mixing	-
Initial conditions at Exhaust open - Pressure	4	bar
Initial conditions at Exhaust open - Temperature	926,85	degC
Initial A/F ratio	13,54	-
Fuel vapour	0	-
Combustion products	1	-
Combustion: Heat release	Vibe	-
Combustion: Mixture preparation	External	-
Combustion: Fuel temperature	25	degC
Vibe: Start of combustion	698	deg
Vibe: Combustion duration	55	deg
Vibe: Shape parameter "m"	2,1	-
Vibe: Parameter "a"	6,9	-
Heat Transfer: Cylinder	Woschni 1990	
Heat Transfer: Ports	Zapf	
Heat Transfer: Piston surface area	7543	mm ²
Heat Transfer: Piston wall temp	300	degC
Heat Transfer: Piston calibration factor	1	-
Heat Transfer: Cylinder head surface area	8297	mm ²
Heat Transfer: Cylinder head surface temp	316	degC
Heat Transfer: Cylinder head calibration factor	1	-
Heat Transfer: Liner surface area, piston at TDC	1650	mm ²
Heat Transfer: Liner wall temp, piston at TDC	281	degC
Heat Transfer: Liner wall temp, piston at BDC	81	degC
Heat Transfer: Liner calibration factor	1	-
Heat Transfer: Combustion system	DI	-
Heat Transfer: Incylinder swirl ratio nD/nM	1	-

Dados de portas de válvulas em todos os modelos criados:

Variável	Valor	Unidade
Pipe 3 surface area	15800	mm ²
Pipe 3 wall temperature	126	degC
Pipe 6 surface area	5840	mm ²
Pipe 6 wall temperature	306	degC
Intake valve seat Diameter	40	mm
Intake valve clearance	0,1	mm
Intake valve scaling factor	1,333	-
Intake reference lift	0	deg
Intake lift curve valve open	292	deg
Intake cam length	368	deg
Exhaust valve seat Diameter	33	mm
Exhaust valve clearance	0,2	mm
Exhaust valve scaling factor	1,076	-
Exhaust reference lift	0	deg
Exhaust lift curve valve open	66	deg

Exhaust cam length	368	deg
Flow coefficients	Conforme exemplo do BOOST	-

Dados específicos ao modelo aspirado do motor em seu estado original:

Duto	Comprimento (mm)	Diâmetro (mm)	Pressão de inicialização (bar)	Temperatura de inicialização (degC)
Pipe 1	50	50	1	25
Pipe 2	50	50	1	25
Pipe 5	300	50	1	25
Pipe 6	80	50	0,95	25
Pipe 3	500	52	1,1	826
Pipe 4	150	51	1	25

Dados específicos ao modelo aspirado do motor em seu estado com restrição:

Item	Volume (L)	Coefficiente de fluxo
PL 1	3	1
R1	-	0,5

Duto	Comprimento (mm)	Diâmetro (mm)	Pressão de inicialização (bar)	Temperatura de inicialização (degC)
Pipe 7	50	50	1	25
Pipe 2	50	20 a 50	1	25
Pipe 5	300	50	1	25
Pipe 6	80	50	0,95	25
Pipe 3	500	52	1,1	826
Pipe 4	150	51	1	25

Dados específicos para o modelo com turbocompressor:

Item	Volume (L)	Coefficiente de fluxo
PL 1	3	1
R1	-	0,6

Duto	Comprimento (mm)	Diâmetro (mm)	Pressão de inicialização (bar)	Temperatura de inicialização (degC)
Pipe 1	50	50	1	25
Pipe 2	50	20 a 50	1	25
Pipe 7	50	50	1,3	50
Pipe 5	300	50	1	25
Pipe 6	80	50	0,95	25
Pipe 3	500	52	1,1	826
Pipe 8	100	52	1	500
Pipe 4	150	51	1	25

Modelo do turbo	Calculation type	Mechanical Efficiency	Moment of inertia (kgm ²)
GT0632SZ	Full model with Maps	98%	2,39505E-06
MGT1238	Full model with Maps	98%	4,9014E-006