



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

PAULO HENRIQUE DE LIRA JÚNIOR

**SIMULAÇÃO VIA GT-POWER DO ARMAZENAMENTO DE ENERGIA
MECÂNICA EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA SOB CONDIÇÕES DE
CICLOS DE TESTE PADRÃO EPA**

Recife

2019

PAULO HENRIQUE DE LIRA JÚNIOR

**SIMULAÇÃO VIA GT-POWER DO ARMAZENAMENTO DE ENERGIA
MECÂNICA EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA SOB CONDIÇÕES DE
CICLOS DE TESTE PADRÃO EPA**

Trabalho de conclusão de curso apresentado como parte dos requisitos necessários para a obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal de Pernambuco.

Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero

Coorientador: Prof. Marcelo Costa Montenegro

Recife

2019

Catálogo na fonte
Bibliotecário Gabriel da Luz, CRB-4 / 2222

- L768s Lira Júnior, Paulo Henrique de.
Simulação via GT-POWER do armazenamento de energia mecânica em motores de combustão interna sob condições de ciclos de teste padrão EPA / Paulo Henrique de Lira Júnior – Recife, 2019.
68 f., figs., tabs., abrev. e siglas.
- Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero.
Coorientador: Prof. Marcelo Costa Montenegro.
TCC (Graduação) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Departamento de Engenharia Mecânica, 2019.
Inclui referências.
1. Engenharia Mecânica. 2. Motores de combustão interna. 3. Tubocompressor. 4. GT-POWER. 5. Sistema integrado. 6. Emissões. 7. Consumo de combustível. I. Guerrero, Jorge Recarte Henríquez (Orientador). II. Montenegro, Marcelo Costa (Coorientador). III. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.)

BCTG/2019-467

PAULO HENRIQUE DE LIRA JÚNIOR

SIMULAÇÃO VIA GT-POWER DO ARMAZENAMENTO DE ENERGIA MECÂNICA
EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA SOB CONDIÇÕES DE CICLOS DE TESTE
PADRÃO EPA

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado
ao Departamento de Engenharia Mecânica da
Universidade Federal de Pernambuco como
requisito parcial para obtenção do grau de
Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovado em: 12 /12 / 2019

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero (Orientador)

Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Dr. Flávio Augusto Bueno Figueiredo (Examinador Interno)

Universidade Federal de Pernambuco

Eng^o. Mec. Ewerton Allyson de Arruda Silva (Examinador Externo)

Fiat Chrysler Automobiles (FCA)

Dedico este trabalho à minha família, meus pais, Paulo Henrique de Lira e Maria da Penha de Melo Lira, responsáveis pela minha educação que, mesmo diante de todas as adversidades, não mediram esforços para que eu pudesse chegar até aqui. Moldaram meu caráter e personalidade, são, sem sobra de dúvidas, os motivos principais para que eu nunca desistisse ao longo dessa extensa jornada. À minha querida irmã, Katiussia Michele de Lira, que sempre esteve presente e bastante prestativa nos momentos mais difíceis. E ainda às minhas amadas avós, *In Memoriam*, D. Edite Valdevina da Conceição, D. Maria do Carmo Cavalcanti e D. Severina Salvino de Melo

Dedico também à minha melhor amiga, confidente, companheira de todas as horas, Mariá Gonçalves de Siqueira, sempre ao meu lado, dando todo o suporte necessário, principalmente nos momentos de insegurança e frustrações - não foram poucos - para que eu pudesse erguer a cabeça e continuar em frente.

Não posso esquecer da minha adorada sogra, D. Rejane Gonçalves de Siqueira, uma guerreira que sempre acreditou na minha capacidade e que, nas suas orações, também estou presente em pedidos de proteção e saúde.

Por fim, mas não menos importante, aos meus queridos e inestimáveis amigos de sempre, Humberto Barbosa de Sousa Júnior, “Branco”, e Jandelson Farias da Costa Júnior, que contribuíram com os momentos de descontração mais do que necessários para que eu conseguisse manter a minha sanidade ao longo de toda a graduação.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço a Deus por ter me dado sabedoria e por te me direcionado nos momentos mais difíceis.

Ao meu grande orientador Prof. Dr. Jorge Recarte Henriquez Guerrero. A quem eu serei eternamente grato por todo o apoio que me passou para que eu pudesse concluir, não apenas esse trabalho, mas a minha graduação. Pela sua atenção e confiança, reitero o meu agradecimento.

Ao meu coorientador, o Eng^o. Mec. Marcelo Costa Montenegro que esteve comigo ao longo de quase toda a elaboração desse trabalho, dando apoio e suporte para elucidação dos problemas

Ao Eng^o Mec. Ewerton Arruda que dedicou parte do seu tempo para sanar dúvidas cruciais para o andamento do trabalho

Aos Eng^o Mec. Antônio Rodrigues dos Santos Neto e Felipe Bezerra Martins pelas suas ajudas iniciais para o entendimento e manuseio do software empregado neste trabalho

Aos amigos e companheiros de Mangue Baja que, ao longo de mais dois anos foram a minha família, sem contar os aprendizados e conquistas adquiridas que foram essenciais para a minha formação profissional

“[...] a gente sonha a vida inteira e só acorda no fim [...]” (Racionais MC's)

RESUMO

Os motores de combustão interna são os principais responsáveis pela poluição do ar nas grandes metrópoles. A constituição típica dos gases de escape de um motor movido a gasolina inclui gases considerados poluentes, tais como CO, HC e NO_x. Um outro componente encontrado é o CO₂ que, embora inerte, é responsável direto pelo aquecimento global, sendo um dos gases que a indústria automobilística busca reduzir a quantidade de emissão, desenvolvendo pesquisas e novas tecnologias. Uma das maneiras mais eficazes de reduzir o consumo e, conseqüentemente, o índice de emissões de poluentes é diminuir a cilindrada e, por vezes, o número de cilindros (*downsizing*), o que reduz as perdas por atrito e resulta em menos peças móveis e perdas térmicas, e quando aplicados em motores com sobrealimentação (turbocompressor), podem apresentar um aumento da potência quando comparado com motores naturalmente aspirados. Um ponto importante em motores turboalimentados reside sobre o efeito de *turbolag*, o qual pode ser minimizado através do uso de um sistema de armazenamento de energia. Nesse contexto, o presente trabalho realiza uma simulação em sistema integrado, via GT-POWER, de um motor turboalimentado, *downsized*, modelo E-torQ EVO 1.6L 16V, dotado de um sistema de armazenamento de energia mecânica, sob a forma de ar comprimido (CAES) em condições de ciclo de direção padronizado (EPA 5 ciclos) com intuito de mensurar os níveis de emissões e consumo de combustível ao longo do teste e comparar o seu desempenho com um mesmo motor desprovido de um sistema de armazenamento de energia submetido ao mesmo ciclo de direção. Os resultados indicam que a utilização de um sistema de armazenamento de energia pouco contribui com melhorias no desempenho do veículo, consumo e nível de emissão de poluentes, isso porque durante a maior parte do tempo durante o ciclo de direção, o sistema encontra-se em um estado de reserva de energia, não utilizando-a de forma relevante no auxílio de gerenciamento do turbocompressor.

Palavras-chave: Motores de combustão interna. Tubocompressor. GT-POWER. Sistema integrado. Emissões. Consumo de combustível

ABSTRACT

Internal combustion engines are primarily responsible for air pollution in large cities. The typical exhaust composition of a gasoline engine includes gases considered polluting, such as CO, HC and NO_x. Another component found is the inert gas CO₂, which is directly responsible for global warming, being one of the gases that concern the auto industry and forces it to reduce the amount of emissions through the development of research and new technologies. One of the most effective ways to reduce fuel consumption and hence the rate of pollutant emissions is to reduce displacement and the number of cylinders (*downsizing*), which decrease friction and thermal losses and results in fewer moving parts, and when applied to supercharged engines (turbocharger), may exhibit increased brake power compared to naturally aspirated engines. An important point in turbocharged engines lives on the turbolag effect, which can be minimized through the use of an energy storage system. In this context, the present paper performs a driveline simulation, via GT-POWER, of a downsized turbocharged engine, model E-torQ EVO 1.6L 16V, equipped with a compressed air energy storage (CAES) and subjected to a standard driving cycle (EPA 5 cycles) in order to measure emissions and fuel consumption throughout the test and compare its performance with the same engine devoid of a storage and energy system subjected to the same driving cycle. The results indicate a small contribution from the CAES to vehicle performance, fuel consumption and pollutant emission level, because most of the time during the driving cycle, the system is in a power reserve state, not using it in any significant way to aid turbocharger management.

Keywords: Internal combustion engine. Turbocharger. GT-POWER. Driveline. Emissions. Fuel consumption.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Sistema turbocomposto mecânico (esq.) e Sistema turbocomposto elétrico (dir.)	20
Figura 2 - Motor turboalimentado com sistema CAES	25
Figura 3 - Sistema biela-manivela	29
Figura 4 - PMS e PMI	29
Figura 5 - Os quatro tempos do motor de ignição comandada	30
Figura 6 - Diagramas P-V (esq.) e T-S (dir.)	36
Figura 7 - Sistema típico de turboalimentação	38
Figura 8 - Esquema de um sistema CAES básico	40
Figura 9 - Modelo 1-D do motor E-torQ EVO 1.6L	44
Figura 10 - Modelo 1-D do motor E-torQ EVO 1.6L com sistema CAES	44
Figura 11 - Modelo do sistema integrado utilizado para ciclo de direção padrão EPA 5 ciclos	45
Figura 12 - Seleção de parâmetros e determinação do número de experimentos	47
Figura 13 - Unidades de controle: WasteGateControl (à esq.) e ControllerThrottle (à dir.)	48
Figura 14 - Tabela com os resultados dos parâmetros de saída gerada pelo DOE-POST	49
Figura 15 - Conjunto de pontos XYZ para criação do mapa de BMEP	49
Figura 16 - Conjunto de pontos XYZ para criação do mapa de emissões de CO ₂	50
Figura 17 - Preenchimento dos atributos necessários para a definição do submodelo do motor no sistema integrado	51
Figura 18 - Relação de transmissão	52
Figura 19 - Estratégia de mudança de marcha pela velocidade	53
Figura 20 - Histograma da velocidade de rotação do motor ao longo do teste de direção EPA 5 ciclos	55
Figura 21 - Mapas de BMEP gerados após resultados do DOE-POST. Motor original (esq.) e Motor CAES (dir.)	56
Figura 22 - BMEP: Motor Original x Motor CAES	56
Figura 23 - Mapas de Torque gerados após resultados do DOE-POST. Motor original (esq.) e Motor CAES (dir.)	57
Figura 24 - Mapas de potência mecânica para o motor original (esq.) e motor CAES (dir.)	58
Figura 25 - Perfil de velocidade utilizado durante o teste de condução EPA 5 ciclos	59
Figura 26 - Excesso de ar – lambda (λ)	62

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Desempenho do veículo ao longo de todo o ciclo de direção	60
Tabela 2 - Economia de combustível para cada ciclo componente do EPA 5 ciclos.....	60
Tabela 3 - Produção de CO ₂ durante o EPA 5 ciclos	61
Tabela 4 - Produção de CO durante o EPA 5 ciclos.....	61
Tabela 5 - Produção de HC durante o EPA 5 ciclos:	62

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

BMEP	Break Mean Effective Pressure (Pressão Média Efetiva)
BSFC	Brake Specific Fuel Consumption (Consumo Específico de Combustível)
BTE	Brake Thermal Efficiency (Eficiência Térmica)
CAES	Compressed Air Energy Storage (Armazenamento de Energia por Ar Comprimido)
CONAMA	Conselho Nacional do Meio Ambiente
COP	Coefficiente de Performance
DOE	Design of Experiments
ECU	Engine Control Unit
EGR	Exhaust Gas Recirculation (Recirculação dos Gases de Exaustão)
EPA	U.S. Environmental Protection Agency (Agência de Proteção Ambiental dos Estados Unidos)
FMEP	Friction Mean Effective Pressure (Pressão Média de Atrito)
FTP	Federal Test Procedure
HFET	Highway Fuel Economy Test
IBAMA	Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais
IMEP	Indicated Mean Effective Pressure (Pressão Média Indicada)
OBD	On-Board Diagnostic (Diagnóstico a bordo)
PKE	Positive Kinetic Energy (Energia Cinética Positiva)
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
PROCONVE	Programa de Controle de Poluição do Ar por Veículos Automotores
WHR	Waste Heat Recovery (Recuperação de Energia Desperdiçada)

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	Contextualização do problema.....	13
1.2	Objetivo geral	15
1.3	Objetivos específicos.....	15
1.4	Apresentação do trabalho.....	15
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	28
3.1	Motores de combustão interna.....	28
3.1.1	Princípio de funcionamento.....	29
3.1.2	Parâmetros de desempenho	31
3.2	Análise teórica dos ciclos	34
3.2.1	Ciclo de ar-padrão otto	35
3.3	Sobrealimentação	36
3.3.1	Turbocompressor.....	37
3.4	Armazenamento de energia.....	39
3.4.1	Armazenamento de energia por ar comprimido (CAES)	40
3.5	Ciclos de direção.....	41
4	METODOLOGIA	43
4.1	Análise do sistema integrado.....	46
5	RESULTADOS.....	54
5.1	Considerações iniciais	54
5.2	Análise de BMEP, Torque e Potência.....	54
5.3	Análise de consumo e emissões durante teste de direção padronizado, EPA 5 ciclos.....	59
6	CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS	63
6.1	Trabalhos futuros	64
	REFERÊNCIAS	65

1 INTRODUÇÃO

Nesse capítulo, os motores de combustão interna são apresentados e contextualizados. Os objetivos de pesquisa são definidos e é realizada uma apresentação resumida do trabalho.

1.1 Contextualização do problema

No contexto da energia, o principal desafio associado ao desenvolvimento de novos motores de combustão interna está relacionado à redução do nível de emissões de gases do efeito estufa, sobretudo de CO₂, decorrentes do uso de combustíveis fósseis durante a combustão (TAYLOR,2008).

Na matriz energética da União Europeia e dos Estados Unidos, o setor de transporte, composto, em sua grande maioria, por veículos que utilizam motores de combustão interna como fonte de potência para locomoção, representa uma parcela de quase 30% da emissão de CO₂ (TRANSPORT & ENVIRONMENT, 2018; EPA, 2017). No âmbito brasileiro, esse setor é o maior responsável pela emissão de dióxido de carbono, contribuindo com 46,3%, segundo dados do Balanço Energético Nacional (2019). Diante à exposição desses fatos, nota-se a importância do controle do impacto ambiental e climático causado pelos veículos automotores em todo o mundo.

No Brasil, o Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA) desenvolveu o Programa de Controle de Poluição do Ar por Veículos Automotores (PROCONVE) com intuito de controlar a qualidade do ar nos centros urbanos do país. Desde a sua criação, em 1986, o PROCONVE passou por inúmeras fases e exigências tecnológicas que levassem à purificação dos gases resultantes da combustão. Atualmente na sétima fase, o programa estabelece que as montadoras devem declarar o valor de emissões dos gases em condições de tráfego real, assim como a autonomia de combustível calculada pelo método de balanço de carbono. Para atender a essas recomendações, as produtoras de veículos recorrem a ensaios que repliquem as condições urbanas e rurais de percurso (ciclos de direção), as quais devem ser aprovados pelo Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais (IBAMA). Uma maneira de conseguir dados sobre o nível de emissões de um motor, operando em uma situação de trânsito real, é através de simulações computacionais que emulem as mais diversas condições de operação previstas em uma determinada região. A indústria automotiva está sempre preocupada em atender às necessidades de controle da poluição, sem prejuízo da economia e da

competitividade de mercado. Para isso, utiliza de tecnologias de eficácia comprovada, como por exemplo, o turbocompressor.

O turbocompressor é composto basicamente por uma turbina, que tem por finalidade aproveitar a energia dos gases de escapamento, e por um compressor, responsável por fornecer ar com maior densidade ao motor aumentando seu desempenho e eficiência térmica (HEYWOOD, 1988).

Quando comparado a motores de combustão interna naturalmente aspirados, a turboalimentação aumenta a potência, reduz o consumo específico de combustível e apresenta menores índices de emissões específicas de freio para CO₂, CO e NO_x (MAHMOUDI, KHAZAEI e GHAZIKHANI, 2017).

Uma outra aplicação em motores turboalimentados é a técnica de redução de cilindradas, *downsizing*, bastante empregada, pois apresenta reduções do índice de emissão de CO₂ e do consumo de combustível, além de maiores pressões médias efetivas, na ordem de 18, 20, 25 bar ou até maiores (ZABEU, 2012; LEDUC *et al.*, 2003).

Por outro lado, motores de combustão interna turboalimentados apresentam um efeito negativo em momentos nos quais a carga do motor é aumentada, conhecido como *turbolag*. O aumento do fluxo de ar para os cilindros é resultante de uma série de transferências de energia no sistema de ar, o que requer tempo para se estabilizar. Por consequência, a relação ar-combustível cai, uma vez que a quantidade de ar não corresponde ao aumento na quantidade de combustível injetada devido à demanda de carga do motor (BAO e STOBART, 2015). Para amenizar esse efeito, pode-se utilizar um motor elétrico, localizado no eixo virabrequim, para fornecer parte do torque externamente ao motor.

Uma outra forma, consiste no uso de armazenamento de ar comprimido, do inglês *Compressed Air Energy Storage* (CAES), como meio de recuperação de energia em um sistema veicular. O sistema denominado de híbrido pneumático armazena ar comprimido durante o processo de frenagem com o objetivo de utilizá-lo para melhorar o desempenho do motor. O tempo de resposta do sistema de ar é reduzido ao injetar o ar comprimido diretamente para os cilindros, aumentando o torque e compensando o trabalho da turbina para diminuir o efeito de *turbolag* (BAO e STOBART, 2015).

É nessa conjuntura que o presente trabalho se baseia ao realizar uma análise numérica em um motor de combustão interna turboalimentado composto por um sistema de armazenamento de ar comprimido (CAES) sob condições de ciclos de direção padronizados, através do uso de um *software* de simulação de ampla empregabilidade na indústria, o GT-POWER.

1.2 Objetivo geral

Realizar uma simulação, via GT-POWER, do armazenamento de energia mecânica, sob a forma de ar comprimido, em um motor de combustão interna turboalimentado, submetido a condições de ciclos de teste padrão EPA.

1.3 Objetivos específicos

- Efetuar um estudo comparativo sobre o consumo de combustível, índices de emissões e desempenho com o mesmo motor turbo sem o sistema CAES, sob as mesmas condições de ciclo de direção;
- Definir os parâmetros necessários para a realização de uma análise numérica sobre o comportamento cinemático de um sistema composto por motor, transmissão, veículo, motorista e ECU (*Engine Control Unit*);
- Analisar os resultados obtidos e discutir a aplicabilidade do CAES.

1.4 Apresentação do trabalho

No capítulo 1, o trabalho é apresentado e contextualizado. Seus objetivos são definidos e sua apresentação é especificada;

O capítulo 2 segue com uma revisão bibliográfica, contendo estudos relevantes que ratificam a importância do tema estudado e que ajudam na sua compreensão;

Chegando no capítulo 3, a fundamentação teórica permite o entendimento dos conceitos básicos que permeiam o trabalho. É composta pelo funcionamento e parâmetros de desempenho de motores de combustão interna, análise teórica de ciclos, sistemas de sobrealimentação e sistemas de armazenamento de energia;

Continuando, o capítulo 4 abre com algumas considerações iniciais sobre o uso de simulações para o desenvolvimento de novos motores e, em seguida, relata a metodologia utilizada para a obtenção de dados e realização deste trabalho.

Dando sequência, o capítulo 5 reúne os resultados das simulações realizadas. Os dados são analisados, discutidos e colocados em perspectiva para que se possa chegar a uma conclusão.

Por fim, o capítulo 6 encerra o trabalho apresentando as conclusões e sugerindo novos tópicos para estudos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Em seu artigo, Taylor (2008) elenca quatro tópicos importantes para o desenvolvimento de novos motores de combustão interna ao longo das próximas décadas: legislação e controle de emissões, novos combustíveis, combustão aprimorada e novas tecnologias para melhorar o consumo de combustível.

A prática da redução da cilindrada do motor, mantendo seus níveis de desempenho e reduzindo o consumo específico de combustível é conhecida como *downsizing*. Em motores de combustão interna turboalimentados, esse conceito é objeto de estudo, entre outros fatores, devido aos seus benefícios em relação a baixa emissão de poluentes, diminuição do consumo específico de combustível, menor peso e custo de fabricação. Nesse contexto, alguns estudos sobre a aplicação de *downsizing* em motores de combustão interna turboalimentados são apresentados:

Assis *et al.* (2016) realizaram uma análise fundamentada na literatura através de um estudo de caso utilizando parâmetros de torque, potência, consumo e emissão de poluentes. O objeto de estudo foi o motor Ford EcoBoost 1.0 turbo, três cilindros, à gasolina com injeção direta e comando de válvulas variável. Como complemento, a fim de evidenciar as melhorias decorrentes do efeito de *downsizing*, foi executado um estudo comparativo com um motor naturalmente aspirado de 1.6L com duplo comando de válvulas e, em alguns momentos, com um motor de 1.5L que não possui essas tecnologias, ambos da Ford.

Como resultado, os autores verificaram que, em relação à economia de combustível, o motor *downsized* EcoBoost apresenta um consumo de 20 km/L em um circuito misto (cidade/estrada) enquanto o motor naturalmente aspirado de 1.6L possui um consumo de 11 km/L em percursos urbanos e de 14,3 km/L em estradas.

Dando continuidade, o parâmetro de torque do motor turboalimentado foi superior durante toda de faixa de operação quando comparado ao naturalmente aspirado. Em relação à potência, o motor 1.0L turbo obteve um ganho notório quando comparado ao naturalmente aspirado de 1.5L e mostrou-se equivalente quando comparado ao motor de 1.6L, apresentado potências maiores em baixas e médias rotações e uma leve desvantagem em altas rotações (a partir de 5000 RPM).

Por fim, o último parâmetro analisado foi o de emissão de poluentes e observou-se que o motor turboalimentado EcoBoost de 1.0L apresenta um índice de emissão de CO₂ relativamente baixa, 109 g/km, enquanto o motor naturalmente aspirado de 1.6L emite cerca de 141 g/km.

Dessa forma, os autores concluíram que a diminuição da cilindrada desses motores (*downsizing*), aliada a outras soluções tecnológicas, é uma alternativa viável e promissora para o prolongamento do equipamento e também apresentam grande confiabilidade na manutenção, além de maiores torque e resposta ao acelerador, economia de combustível, diminuição na emissões de poluentes e, por vezes, considerável aumento da potência.

Tendo como objeto de estudo um motor turboalimentado a gasolina, 1.0L, *downsized* de três cilindros com injeção direta, Zhu *et al.* (2019) realizaram uma investigação acerca dos efeitos da taxa de compressão, da recirculação dos gases de escape – *Exhaust Gas Recirculation* (EGR), da temporização das válvulas e da viscosidade do óleo do motor na economia de combustível.

A ideia principal foi melhorar a eficiência térmica desse motor, assim como analisar o desempenho do motor com uma maior taxa de compressão a plena carga. O trabalho foi dividido da seguinte maneira: recirculação dos gases de escape e efeitos da taxa de compressão na economia de combustível e, nessa ocasião os resultados indicaram que o aumento da taxa de compressão pode reduzir a perda por bombeamento, sobretudo em altas rotações do motor e melhorar a economia de combustível em cargas relativamente baixas (< 12 bar), entretanto apresenta um efeito negativo em altas cargas.

Os autores ainda afirmam que o EGR aliado a uma alta taxa de compressão proporcionam um aumento na eficiência térmica, *Brake Thermal Efficiency* (BTE), em 2,4% a 2500 RPM e pressão média efetiva de 14 bar, sendo as parcelas relativas a taxa de compressão e a recuperação dos gases igual a 0,36% e 2,04%, respectivamente.

Continuando com as discussões, Zhu *et al.* (2019) notaram, após uma análise do motor por meio de simulação em GT-Power, que o EGR melhora a eficiência ao reduzir a perda de transferência de calor e a perda de energia de exaustão.

E para concluir, na segunda parte do trabalho a combinação do tempo de abertura de válvulas otimizado juntamente com o óleo do motor de baixa viscosidade, a eficiência térmica aumentou 0,58% quando comparada ao conjunto EGR e alta taxa de compressão, com as parcelas relativas ao tempo de abertura de válvulas e ao óleo de baixa viscosidade igual a 0,24% e 0,34%, respectivamente.

Silva (2019) realizou uma análise sobre o efeito da turboalimentação e a estratégia de downsizing em motores de combustão interna sobre aspectos ambientais e operacionais. O autor utilizou o software GT-POWER e elaborou um modelo de motor naturalmente aspirado a partir de um motor turboalimentado da Fiat Chrysler E-torQ EVO 1.6L 16 válvulas – de ciclo Otto, quatro cilindros em linha, flexfuel, denominado no estudo como modelo base.

Tomando como referêncica essa versão aspirada do motor, foram analisados diversas reduções de cilindrada de modo que tal motor reduzido apresente relativas vantagens sobre os parâmetros de torque, potência, consumo específico de combustível e emissões. Os modelos de motores reduzidos turboalimentados sugeridos pelo o autor foram os de 1.4L, 1.2L e 1.0L com quatro e três cilindros.

Nos resultados, Silva (2019) realizou uma análise comparativa entre os motores simulados e verificou que, em relação aos parâmetros de torque e potência, o motor turboalimentado apresenta valores maiores durante toda faixa de operação quando comparado ao motor naturalmente aspirado, chegando a um aumento de 97% (a 4000 RPM) no torque e de 92% (a 6000 RPM) na potência. Por outro lado, os motores turboalimentados apresentam um alto consumo específico de combustível para rotações maiores que 3000 RPM, justificado pela mistura ar-combustível mais rica em altas velocidades, o que acarreta em uma maior emissão de CO nessas faixas de operação.

Dando continuidade, o autor compara os resultados da simulação dos motores reduzidos de quatro cilindros com o motor base em relação aos mesmos parâmetros. E assim, observa-se que conforme a cilindrada do motor é reduzida, tanto o torque e a potência também são reduzidos. Isso ocorre devido ao fato da eficiência do conjunto turbocompressor diminuir à medida que a cilindrada é reduzida. Contudo, o motor que apresenta a maior redução de cilindrada, 1.0L, atinge os picos de torque e potência superiores ao motor naturalmente aspirado de 1.6L, compensando assim o menor deslocamento.

Em relação ao consumo de combustível o autor conclui que o motor turbo de 1.2 L reduzido apresenta, de modo geral, melhores resultados quanto ao consumo específico de combustível. Salienta ainda que reduzir a cilindrada compensa o aumento expressivo no consumo de combustível em médias e altas rotações do motor. Em contrapartida, nota-se para uma pequena faixa de rotação, entre 1000 e 1500 RPM, um aumento no consumo de combustível ao passo que a cilindrada é reduzida, em especial para o motor turbo de 1.0L *downsized*, o qual apresentou um consumo superior em uma faixa de rotação de 1000 a 3000 RPM.

No quesito de emissões, nota-se, em geral, que o nível de emissão de CO₂ aumenta conforme a cilindrada é reduzida. Isso traz uma vantagem em altas rotações, visto que nessa faixa de operação há uma melhora no consumo de combustível à medida que se reduz a cilindrada. O que resulta em uma redução na emissão de CO, melhorando a combustão. Porém, em baixas rotações, o aumento na emissão de CO₂ é acompanhado de um maior consumo de combustível.

O autor prossegue sua análise de resultado com a comparação do motor reduzido de 4 cilindros com o motor turbo reduzido de 3 cilindros sobre os mesmos parâmetros. Quanto ao torque e a potência, verifica-se que os motores com três cilindros apresentam, em geral, vantagens em relação ao motor reduzido de quatro cilindros. Isso se dá pelo fato do torque se aproximar do pico em uma maior faixa de velocidades e também pela aproximação do torque máximo iniciar mais cedo.

Quando comparado ao motor reduzido de quatro cilindros, Silva (2019) verificou que os motores de três cilindros apresentaram menores consumo de combustível em toda a faixa de operação, o que pode ser justificado por uma melhor conversão de calor em trabalho associado à melhor eficiência térmica apresentada pelo motor de três cilindros devido às maiores taxas de compressão conseguidas sem causar detonação e a uma menor relação superfície-volume.

Após analisar todas as reduções obtidas, Silva (2019) sugere que o modelo de motor reduzido que apresenta melhores resultados em relação a consumo de combustível, emissões, bem como mantém potência, torque e resposta ao acelerador sem afetar o desempenho do veículo, é o de 1.0L de 3 cilindros, em relação ao motor naturalmente aspirado de 1.6L.

Esse motor *downsized* apresenta um aumento no torque/potência máxima de 22,98% a 4000 RPM e apresenta um menor consumo específico de combustível durante toda sua faixa de operação, com maiores reduções entre 1000 e 3000 RPM e atingindo uma redução máxima a 2000 RPM.

A principal fonte de energia desperdiçada nos motores de combustão interna é proveniente dos gases de exaustão, os quais representam cerca de um terço da energia química do combustível (CANOVA e CHIARA, 2013; TAYLOR, 2013). Taylor (2008) também relata alguns sistemas que têm como objetivo maximizar a utilização dessa energia desperdiçada, *Waste Heat Recovery* (WHR): ciclos Rankine de base (ciclo Rankine utilizando vapor de água e ciclo Rankine orgânico), geradores termoelétricos e turbocomposto.

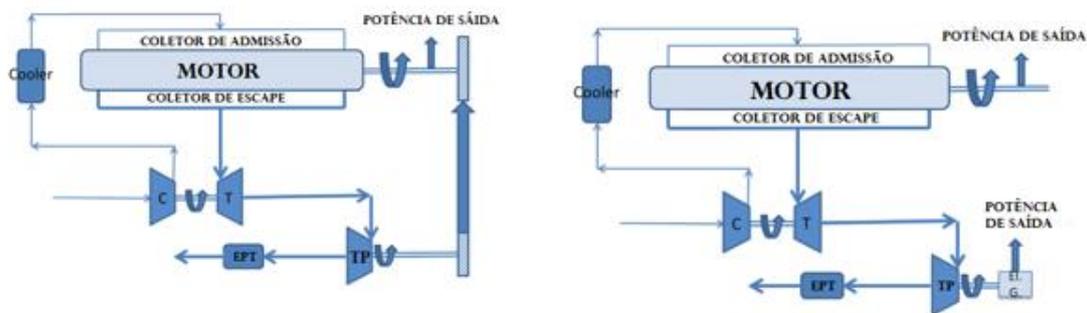
Em um estudo sobre a utilização desses sistemas de recuperação de energia em aplicações marítimas, Singh e Pedersen (2016) verificaram que os ciclos Rankine melhoraram a eficiência térmica por volta de 2.5 a 7.5%, utilizando vapor de água e algo em torno de 5 a 20% nos ciclos Rankine orgânicos. Entretanto, a implementação desses ciclos é relativamente cara e complexa, o que acaba inviabilizando a sua implementação em automóveis.

Geradores termoelétricos apresentam uma configuração mais compacta, porém a eficiência da conversão dos geradores termoelétricos é relativamente baixa e o custo do material é elevado (ZHAO *et al.*, 2017).

Zhao *et al.* (2017) afirmam que comparado aos ciclos Rankine e a geradores termoelétricos, a utilização de turbocompostos é simples e barata e tem sido aplicado com sucesso em motores de veículos pesados, embora seu potencial de economia de combustível seja menor quando comparado ao ciclo Rankine.

O sistema turbocomposto difere-se do turbocompressor pela adição de uma turbina de potência à linha de exaustão, a qual pode atuar fornecendo a energia recuperada diretamente ao eixo virabrequim do motor, turbocomposto mecânico, ou convertendo-a em energia elétrica por um gerador, turbocomposto elétrico. A Figura 1 ilustra esses dois tipos de configuração.

Figura 1 - Sistema turbocomposto mecânico (esq.) e Sistema turbocomposto elétrico (dir.)



Fonte: Adaptado de Aghaali e Ångström (2015).

C – compressor; T – turbina; TP – turbina de potência; EPT – Escape pós-tratamento.

Aghaali e Ångström (2015) apresentam um estudo acerca do emprego do turbocomposto em motores de combustão interna para recuperação da energia desperdiçada pelo escapamento e concluem que embora, teoricamente, sistemas turbocompostos sejam capazes de recuperar cerca de 66,67% da energia desperdiçada na exaustão, a baixa eficiência da turbina, aliada às perdas por bombeamento do motor decorrentes da elevada contrapressão de descarga, impedem que tamanha eficiência seja alcançada.

A atual aplicação de motores com sistemas turbocompostos elétricos na Fórmula-1, aliado ao fato de apresentar uma configuração mais simples, ter um custo menor, reduzir o efeito de *turbolag*, proporcionar economia de combustível e reduzir emissões de CO₂, torna a utilização de sistemas turbocompostos em motores de combustão interna alvo de diversas pesquisas ao redor do mundo. Das quais, podem-se destacar:

Hountalas, Katsanos e Lamarinis (2007) estudaram a recuperação de energia dos gases de exaustão utilizando um turbocomposto mecânico e um turbocomposto elétrico aplicados em um motor diesel.

Para a realização do estudo, foi analisado uma versão *downsized* de um motor de caminhão de seis cilindros para serviço pesado, com diâmetro de 125 mm, curso de 140 mm e taxa de compressão de 16,5:1. O motor é equipado com um sistema de injeção de combustível *common-rail*, o qual permite a variação da pressão e do avanço da injeção. A pressão média efetiva do motor tem um valor máximo de 33 bar e a potência máxima do motor é de 360 kW a 1700 RPM. Os autores analisaram o comportamento desse motor em relação ao desempenho e a questão de emissões em várias condições operacionais, percorrendo toda a faixa de operação do motor.

Para o sistema tubocomposto mecânico a eficiência do trem de engrenagens foi considerada constante e igual a 90%, analogamente, no sistema tubocomposto elétrico, a eficiência do gerador elétrico foi considerada constante e igual a 95%. Nos dois casos, a taxa de abastecimento foi mantida igual ao motor sem o sistema de recuperação de energia, assim como a pressão e temperatura de entrada com o intuito de obter a mesma razão ar combustível.

Após uma detalhada investigação computacional, Hountalas, Katsanos e Lamaris (2007) observaram uma melhoria da potência total devido à utilização da energia recuperada pelos gases de escape em ambas as configurações de turbocomposto.

Em relação ao consumo de combustível, o sistema tubocomposto mecânico chega a oferecer uma redução máxima de 0,5 a 4,5%, à medida que a carga aumenta de 25 a 100%, para uma eficiência da turbina de potência igual a 80%. Já o sistema tubocomposto elétrico apresenta uma redução do consumo de combustível considerável ao utilizar um turbocompressor altamente eficiente, nesses casos a redução chega a ser de 3,3 a 6,5% de 25 a 100% da carga.

Nos dois sistemas, os níveis de emissões de NO_x apresentam uma relativa diminuição, sendo na faixa de 12 a 17%, dependendo da carga do motor, no sistema mecânico e para o sistema elétrico essa redução é independente da carga e é igual a, no máximo, 7%.

Por fim, os autores alertam para o principal problema na utilização desses sistemas devido à pequena melhoria em baixas rotações e em cargas parciais do motor e frisam que a utilização de um sistema tubocomposto mecânico pode ser mais atrativo quando comparado a um sistema tubocomposto elétrico utilizando um turbocompressor convencional. Porém, vale salientar que um turbocompressor de alta eficiência reverte esse quadro e torna o sistema elétrico muito mais atrativo.

Jye, Pesiridis e Rajoo (2013) estudaram os efeitos de um sistema tubocomposto mecânico em um motor diesel turboalimentado. O motor analisado nesse estudo foi um Scania DC13-06, 6 cilindros em linha e 13L de capacidade volumétrica.

Os autores desenvolveram no software AVL BOOST um modelo do motor sem e outro com o sistema turbocomposto mecânico para simulação e análise dos resultados.

Diante dos resultados, verifica-se que a configuração do motor turboalimentado com o sistema turbocomposto pode apresentar mais benefícios do que o motor turboalimentado sozinho. Também, segundo os autores, é possível atingir um aumento da potência total do motor em 1,2% e uma melhoria no consumo específico de combustível de 1,9% através do sistema turbocomposto mecânico ao utilizar um sistema de desvio, *by-pass*.

Observa-se uma melhoria no desempenho do motor apenas em rotações mais elevadas devido à contrapressão de escape da turbina de potência em baixas rotações, o que evidencia ainda mais a importância de um sistema de desvio no motor turbocomposto.

Prosseguindo com os resultados, Jye, Pesiridis e Rajoo (2013) afirmam que o sistema turbocomposto é capaz de extrair cerca de 25,7% da energia proveniente da exaustão e, em média, 11,4% a mais quando comparado ao um motor sem turbocomposto. Essa quantidade de energia obtida dos gases de exaustão, na ordem de 3,7 kW, é mais do que suficiente para alimentar os componentes auxiliares do veículo. Vale ressaltar, porém, que tal potencial só pode ser alcançado pela integração eficiente do sistema de desvio, para evitar a contrapressão da turbina de potência, assim como a seleção de turbinas de potência de alta eficiência.

Os autores ainda alertam que, embora motores implementados com o sistema turbocomposto mecânico apresentem bom consumo de combustível em aplicações de carga elevada, boa resposta motor e recirculação facilitada dos gases de escape devido à alta pressão do coletor de escape, a confiabilidade e o custo são algumas das maiores preocupações sem contar a sua complexidade e o peso adicional à configuração inicial do motor os quais devem ser ponderados com cuidado.

Pasini, Frigo e Marelli (2015) realizaram uma comparação numérica entre um motor de ignição por centelha (2 cilindros e 900 cm³) e um motor de ignição por compressão (4 cilindros e 1600 cm³), ambos com a mesma pressão máxima, adicionados de um sistema turbocomposto elétrico.

Nesse estudo, foi adotado uma configuração do turbocomposto elétrico na qual um gerador elétrico é acoplado ao eixo do turbocompressor. Neste caso, a turbina produz mais energia do que o requisitado pelo compressor, sendo o excesso convertido em energia elétrica por intermédio de um gerador de alta velocidade incorporado na carcaça do turbocompressor. Assim, o dispositivo elétrico também pode ser usado para acelerar o eixo do turbocompressor e, com isso, reduzir o efeito de *turbolag*.

Para a realização desta análise, foram desenvolvidos um modelo completo de cada motor utilizando o software AVL BOOST, além da utilização de diversos mapas experimentais disponíveis no Grupo de Motores de Combustão Interna (ICEG), na Universidade de Genoa, para a configuração da turbina e do compressor.

Como resultado, os autores verificaram que a aplicação de um sistema turbocomposto elétrico associado ao um motor de ignição por centelha leva a uma redução do consumo específico de combustível de até 4%, em velocidades e cargas mais altas do motor. O sistema também apresenta benefícios em relação à energia elétrica armazenada, a qual é utilizada para impulsionar o motor nas velocidades de rotação mais baixas, além da possível redução do *turbolag*.

Nos motores de combustão por compressão, a utilização do sistema turbocomposto elétrico também mostra uma redução significativa no consumo específico de combustível, o qual atinge seu máximo em 4000 RPM e meia carga, cerca de 6%. Em geral, os cálculos mostram que, no caso do motor de combustão por compressão, a energia elétrica recuperada pelo sistema turbocomposto elétrico é de aproximadamente 4 kW, à plena carga e 4000 rpm, enquanto no caso do motor de ignição por centelha a energia recuperada é de 1,5 kW.

Sistemas de armazenamento de energia são utilizados para fornecer uma produção estável de energia e um dos métodos mais conhecidos é o armazenamento de ar comprimido (CAES). O armazenamento de ar comprimido se mostra especialmente importante em sistemas com compressores que operam alternadamente entre períodos de geração de ar comprimido e inatividade, uma vez que o ar armazenado pode ser usado a qualquer momento como fonte de energia mecânica. Nesse cenário, alguns estudos são apresentados:

Dinali e Dincer (2018) desenvolveram e estudaram a performance de um sistema de armazenamento de ar comprimido integrado a um sistema de turbina a gás em uma usina elétrica. Os autores realizaram uma análise abrangente sobre a energia e exergia do sistema e executaram um estudo paramétrico para entender o efeito de diferentes parâmetros no desempenho geral do sistema, assim como dos componentes.

O sistema estudado pelos autores é utilizado para geração de energia elétrica, refrigeração e água quente. E consiste em compressores de dois estágios, motor, gerador, armazenamento de ar comprimido em uma caverna, regenerador, câmaras de combustão, turbinas de alta e baixa pressão, aquecedor de água e um sistema de refrigeração por absorção.

Dinali e Dincer (2018) explicam que a eletricidade é gerada pela turbina a gás, a qual é impulsionada pelo ar comprimido armazenado. O ar é aquecido parcialmente pelo regenerador e segue para as câmaras de combustão. A refrigeração é fornecida pelo trabalho do *chiller* de

absorção, cujo utiliza água como refrigerante e uma solução de brometo de lítio (LiBr) como absorvente. O *chiller* é acionado pela recuperação do calor desperdiçado da compressão após o processo de resfriamento. E finalmente, de maneira semelhante, a água quente é obtida aproveitando o calor desperdiçado pelo trocador de calor.

Para a realização da análise termodinâmica dos componentes do sistema, os pesquisadores utilizaram como referência os valores de temperatura e pressão ambientais de 298 K e 100 kPa, respectivamente. Assumiram também os compressores, turbinas e bombas como adiabáticas, desprezaram as variações de energia cinética, exergia e as perdas de pressão, tomaram como eficiência isentrópica para as turbinas e bombas igual 80% e para os compressores igual a 90% e a pressão na caverna foi considerada constante.

Em suas conclusões, Dinali e Dincer (2018) apontaram como pontos principais, na análise termodinâmica, o trabalho da turbina de 68,03 MW, uma capacidade de refrigeração de cerca de 26 MW com um coeficiente de performance (COP) de 0.78 e um fluxo de saída de água quente de 165.5 kg/s a uma temperatura de 60°C.

Para o estudo paramétrico, os resultados mostraram que a energia geral do sistema aumenta de 3 a 5% à medida que a temperatura de entrada das turbinas aumenta. Ademais, a eficiência energética geral não diminui significativamente conforme a taxa de pressão de compressão aumenta. Isso se dá, explicam os autores, devido à recuperação de calor do processo de compressão.

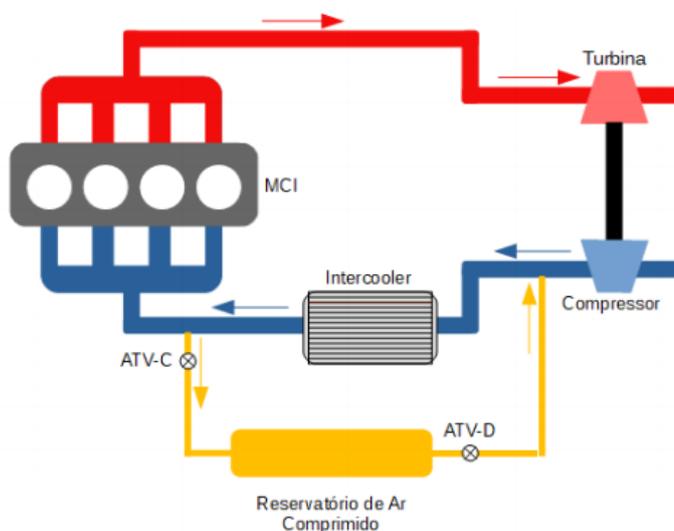
Por fim, Dinali e Dincer (2018) constataram que a empregabilidade de um sistema CAES multigeracional melhora a eficiência do sistema, uma vez que os resultados revelaram um aumento da eficiência geral de exergia em 6,2% quando comparado a um sistema CAES de geração única, assim como um acréscimo na eficiência energética geral de 11% em comparação a uma planta de Hintorf, na Alemanha, a qual também utiliza o CAES e possui uma capacidade máxima de 290 MW.

Santos Neto (2019) estudou o uso de armazenamento de energia mecânica, em forma de ar comprimido (CAES), para o gerenciamento da turboalimentação em motores de combustão interna.

O autor explica que, em altas rotações, o turbocompressor fornece mais ar ao sistema de admissão do que o necessário. Então, nesse momento, uma parcela desse ar é armazenada em um reservatório para que possa ser reutilizado em baixas rotações, nas quais o turbocompressor não consegue atender a demanda de ar necessária, devido à pouca energia contida nos gases de escape. O armazenamento do ar comprimido é gerenciado através de duas unidades de controle, as quais comandam a abertura e o fechamento das válvulas para o

armazenamento de ar comprimido, ATV-C, e para a injeção desse ar no sistema de admissão de ar, ATV-D. A Figura 2, a seguir, ilustra o processo.

Figura 2 - Motor turboalimentado com sistema CAES



Fonte: Santos Neto (2019)

Santos Neto (2019) elaborou as unidades de controle de modo que a válvula ATV-C fosse aberta, permitindo o armazenamento de ar, para rotações do motor maiores que 1500 RPM e permanecesse fechada enquanto o motor operasse em rotações menores ou igual a 1500 RPM. Por outro lado, a válvula ATV-D era acionada, injetando o ar armazenado no sistema de admissão do motor, sempre que o motor trabalhasse em rotações menores ou igual a 1250 RPM.

Para a realização desse estudo, o autor utilizou um modelo computacional 1-D no software comercial GT-POWER de um motor de combustão interna turboalimentado de 1.6L, taxa de compressão de 11:1 e adicionou a ele o sistema de armazenamento de ar comprimido (CAES), composto por duas unidades de controle e um cilindro com volume de 14L.

O autor então simulou e analisou os principais parâmetros de desempenho dos dois modelos de motor, com e sem o sistema CAES, para uma faixa de operação entre 1000 e 3750 RPM e comprovou que a implantação do sistema de armazenamento de ar comprimido apresenta uma influência significativa nos parâmetros estudados quando o motor opera em rotações menores que 1500 RPM, devido ao aumento de energia no sistema de admissão de ar.

Em rotações superiores a 3000 RPM, o acréscimo do sistema CAES proporcionou melhoras no consumo específico de combustível e na eficiência térmica. Isso porque, conclui o autor, em rotações mais elevadas uma parcela menor de energia oriunda dos gases de escape é desperdiçada no ambiente.

O autor alerta para o fato de que a velocidade do eixo do turbocompressor do motor com o sistema CAES é menor quando comparado com o motor sem o sistema, para rotações maiores que 2250 RPM, e que tal redução pode causar um impacto negativo sobre a resposta transitória do motor, uma vez que nessas condições ocorre o armazenamento de energia, sendo, portanto, necessário uma atenção maior e desenvolver alternativas para o armazenamento em rotações mais elevadas.

Por fim, Santos Neto (2019) concluiu que a aplicação do sistema de armazenamento de energia por ar comprimido com o propósito de gerenciamento energético do turbocompressor é uma alternativa viável, sobretudo quando o motor opera em rotações mais baixas. Contudo, ressaltou que o volume do reservatório pode ser um problema, visto que o peso adicionado ao motor pode comprometer seu desempenho.

Com o intuito de determinar os índices de emissões de veículos, assim como o consumo de combustível, muitos países e organizações ao redor do mundo utilizam ciclos de direção que simulam as condições específicas da estrada de um determinado local. Tais ciclos são definidos como um conjunto de pontos que representam a velocidade do veículo em função do tempo e consistem em uma sequência de condições de operação do veículo, tais como, aceleração, desaceleração, marcha lenta e condição de cruzeiro. A relevância desse tópico pode ser observada através dos seguintes estudos:

Roso e Martins (2015) desenvolveram um ciclo de direção real e avaliaram seu impacto sobre o consumo de combustível e emissões em relação a outros ciclos de direção padronizados. Para isso, os autores realizaram uma aquisição de dados de um trajeto entre a Universidade Federal de Santa Maria e o centro da cidade de Santa Maria, localizada na região Sudeste do Brasil, com diferentes condições de condução, como subidas, descidas, semáforos, tráfego urbano e rodoviário, perfazendo um total de 11,7 km.

Os dados foram obtidos por meio de um *scanner*, o qual possui uma interface com um software para *smartphone*. Através de uma conexão de diagnóstico *on-board* (OBD), os dados foram adquiridos a uma taxa de cerca de 20 amostras por segundo e armazenadas para posteriormente serem processadas em uma rotina de computador.

A aquisição desses dados foi realizada durante quatro dias, a bordo de um veículo de passageiros, em dois horários diferentes, de 12h e às 17h, incluindo condições de tráfego intenso e livre. Em seguida, os dados coletados foram separados em dois grupos, um para cada horário de coleta. Prosseguindo, um ciclo médio para cada horário foi calculado a partir da velocidade e o tempo médios gastos a cada 100 metros, totalizando 118 pontos por período, nos quais cada um representa a média dos dados coletados durante o teste.

Para a análise e simulação dos modelos foi utilizado o *software* GT-Suite, pois permite uma simulação completa de um veículo considerando todas as variáveis envolvidas na operação, como motor, transmissão, pneus, ambiente e motorista. Desse modo, torna-se possível introduzir um ciclo de direção através do controle dos pedais de freio e acelerador, resultando no acompanhamento da velocidade do ciclo, alterando as características de condução do veículo.

Como resultado, os autores concluíram que o desenvolvimento de ciclos de condução reais específicos para cada situação pode servir como aliado para a mobilidade sustentável. Outro ponto importante, pontuam Roso e Martins (2015), reside no fato de que os níveis de emissões analisados nos ciclos reais de Santa Maria não condizem com os resultados obtidos em nenhum dos ciclos padrões representados, como o NEDC, FTP-75 e HWFET, o que torna não confiável a utilização desses ciclos padronizados para representar as condições de condução na região.

Mahayadin *et al.* (2018) apresentam uma metodologia para a construção de um ciclo de direção em estradas urbanas na Malásia com o intuito de avaliar o índice de emissões e o consumo de combustível.

Para o desenvolvimento desse ciclo de condução foi proposto a utilização de microviagens, uma vez que suportam avaliações de emissão e consumo de combustível e abrangem condições de parada. Para tal, foi necessária a utilização de 224 amostras de coleta de dados nas estradas de Kuala Lumpur, sendo 192 amostras coletadas nas estradas de Kuala Lumpur em horários de pico, fora de pico e no final de semana e outras 32 amostras coletadas em rodovias de Kuala Lumpur.

Os autores apontam três fases para a elaboração do ciclo de direção, sendo a primeira relacionada com a determinação dos tempos de duração geral do ciclo, assim como das microviagens e da extração e filtragem dos dados de velocidade obtidos pela coleta de dados real. A segunda fase é focada na construção de possíveis ciclos de direção e a última destinada a determinação do número de paradas, assim como das suas durações, plotagem do gráfico de velocidade em função do tempo do ciclo e checar a representatividade do ciclo de condução.

Mahayadin *et al.* (2018) afirmam que a construção de um ciclo de direção apoiado no conceito de micro viagens é preferível em relação a ideia de ciclo de direção modal, uma vez que aborda um ciclo de condução transitório, o qual reflete condições de direção reais. Os autores concluem que essa abordagem é adequada para o desenvolvimento de ciclos de direção urbanos, mas indicam que outros parâmetros podem ser adicionados na elaboração de novos ciclos, como a energia cinética positiva, do inglês *Positive Kinetic Energy* (PKE).

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Os conceitos referentes aos motores de combustão interna são abordados de uma maneira geral, com enfoque no princípio de funcionamento, alguns componentes e parâmetros de desempenho.

3.1 Motores de combustão interna

O motor de combustão interna (a pistão) foi inventado no século XIX sendo uma das invenções que mais causou impacto na sociedade e no nível de vida das populações (MARTINS, 2013). Difundido por suas inúmeras utilizações, é como fonte de potência para locomoção de veículos que, sem dúvidas, os motores de combustão interna desempenham sua principal função e, mesmo após mais de 100 anos de sua invenção, o seu desenvolvimento continua a progredir de tal modo que, segundo Martins (2013), o uso dessas máquinas ainda aumentará ao longo das próximas décadas ao redor do mundo ante a outras formas de conversão de energia como, por exemplo, o motor elétrico.

Os motores de combustão interna são por definição máquinas térmicas, isto é, são dispositivos capazes de transformar energia térmica, calor, em energia mecânica, trabalho (BRUNETTI, 2012). Nesse caso, o calor é proveniente da energia química do combustível liberada após a queima de uma mistura ar-combustível, denominada de fluido ativo ou fluido motor. O fluido ativo evolui de maneira pulsante dentro de um cilindro de volume variável e transmite a sua energia à parede móvel desse cilindro (pistão) que, em um movimento alternativo de vaivém, impulsiona o eixo do motor, virabrequim, por meio de um mecanismo de biela-manivela, obtendo assim trabalho mecânico (MARTINS, 2013).

Existem diversas formas de classificação dos motores de combustão interna, das quais, aqui, destacam-se:

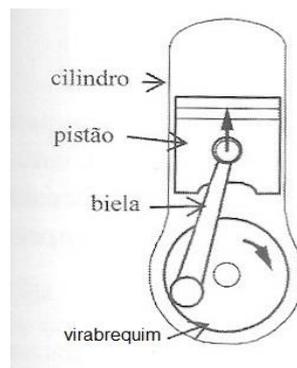
- **Quanto ao ciclo de operação:** ciclos Otto, Diesel, misto, de Miller, etc.;
- **Quanto ao número de tempos do ciclo de operação:** 4 e 2 tempos;
- **Quanto ao tipo de ignição do combustível:** ignição comandada (ou por faísca), ignição não comandada (ou por compressão) e ignição híbrida;
- **Quanto à alimentação de ar:** naturalmente aspirado e sobrealimentado (mecânica e turbocompressor)

O presente trabalho versa sobre os motores de combustão interna com ciclo Otto, 4 tempos, de ignição comandada e turboalimentado. Desse modo, o princípio de funcionamento, assim como, o ciclo de operação e o tipo de sobrealimentação discutidos a seguir, são consoantes com a configuração de motor descrita.

3.1.1 Princípio de funcionamento

O motor de combustão interna aproveita o aumento de pressão resultante da queima da mistura ar-combustível para imprimir um movimento angular ao eixo do motor através do movimento de pistões, os quais deslizam no interior de cilindros, e convertem o deslocamento linear em rotação por intermédio das bielas. A Figura 3, abaixo, ilustra o processo.

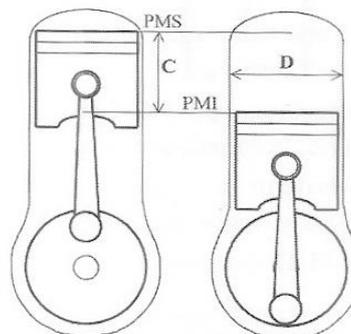
Figura 3 - Sistema biela-manivela



Fonte: Adaptado de Martins (2013)

Conforme a Figura 4, o ponto mais alto atingido pelo pistão dentro do cilindro é denominado ponto morto superior (PMS). Por outro lado, o ponto mais baixo alcançado pelo pistão é denominado ponto morto inferior (PMI). A distância percorrida pelo pistão entre os dois pontos mortos é definida como curso (C).

Figura 4 - PMS e PMI



Fonte: Martins (2013)

A cilindrada ou volume varrido corresponde ao volume percorrido pelo pistão ao deslocar-se do PMS até o PMI. À soma de todos os volumes varridos por todos os cilindros dá-se o nome de cilindrada do motor (V). Sendo assim, a cilindrada de um motor, com n cilindros, curso (C) e diâmetro (D) é dada pela seguinte equação:

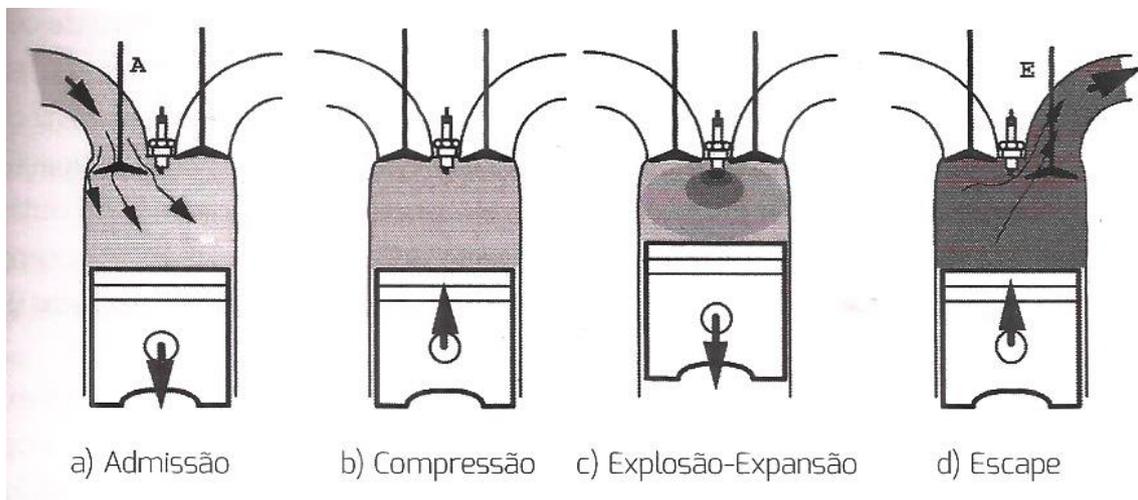
$$V = \frac{n \times C \times D^2 \times \pi}{4} \quad (1)$$

A taxa de compressão do motor (ϵ) é obtida pela razão do volume no ponto morto inferior (V_{PMI}) pelo volume no ponto morto superior (V_{PMS}). De modo que a equação que expressa essa grandeza é dada por:

$$\epsilon = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} \quad (2)$$

Os diferentes estágios durante um ciclo de operação de um motor de ignição comandada estão representados na Figura 5. Há, ao menos, duas válvulas na parte superior do cilindro, são elas as válvulas de admissão e escape.

Figura 5 - Os quatro tempos do motor de ignição comandada



Fonte: Adaptado de Martins (2013)

A válvula “A”, indicada na Figura 5 (a), corresponde à válvula de admissão que, ao ser aberta, mantém o cilindro em comunicação com o sistema de alimentação, fornecendo uma pré-mistura de ar-combustível. A válvula “E”, apontada na Figura 5 (d), é a válvula de escape, cuja finalidade é permitir a saída dos gases provenientes da combustão do cilindro. Ambas as válvulas se abrem para o interior do cilindro, e as altas pressões presentes auxiliam na vedação

das válvulas. O funcionamento deste tipo de motor é assim detalhado por Ferguson e Kirkpatrick (2016):

Admissão: Pela Figura 5 (a), verifica-se que o pistão está executando um curso descendente, e a válvula de admissão está aberta. Ao movimentar-se em seu curso descendente, o pistão provoca uma depressão no interior do cilindro, o que leva a mistura vinda do sistema de alimentação para o interior do cilindro. Deste modo, se dá o enchimento do cilindro, com o pistão deslocando-se do PMS ao PMI;

Compressão: Com ambas as válvulas fechadas (A e E), Figura 5 (b), o pistão eleva-se do PMI ao PMS, comprimindo os gases que foram injetados durante a admissão. Esta compressão eleva a temperatura e a turbulência da mistura, vaporizando alguma gasolina ainda no estado líquido e homogeneizando a mistura. Em tais condições, verifica-se que a combustão se dá de forma mais completa, libertando mais calor e uma menor quantidade de produtos não queimados, os quais são altamente poluentes. No entanto, a temperatura no final da compressão deverá ficar bastante abaixo da temperatura de autoignição da mistura;

Explosão: No momento em que o pistão atinge o fim de curso de compressão (PMS), uma centelha elétrica é lançada entre os elétrodos da vela, Figura 5 (c), na câmara de compressão. A mistura, já aquecida e comprimida, queima rapidamente (explosão). A pressão gerada é elevadíssima, o que faz com que o pistão seja empurrado violentamente até o PMI. É este curso do pistão que impulsiona o virabrequim, e também a única parte em que o motor fornece trabalho. Chama-se por isso, tempo motor;

Escape: A válvula de escape abre-se no final do tempo motor (no PMI) e os gases provenientes da queima escapam por ela a grande velocidade, Figura 5 (d). O pistão, no seu curso ascendente, limpa o interior do cilindro dos gases queimados, sendo a válvula de escape fechada com a chegada do pistão ao final do curso (PMS).

3.1.2 Parâmetros de desempenho

Os motores de combustão interna possuem características de projeto e de funcionamento que os especificam. Tais parâmetros, permitem que um determinado motor seja escolhido, para uma dada aplicação, em detrimento de outro, seja por considerações econômicas ou por parâmetros de funcionamento. Nesse contexto, alguns parâmetros essenciais são apresentados a seguir.

Torque e Potência: o torque, τ , representa o trabalho produzido por unidade de rotação do virabrequim, enquanto a potência efetiva, do inglês *Brake Power*, \dot{W}_b , corresponde à taxa na qual esse trabalho é realizado. A potência de freio e o torque se relacionam através da seguinte equação:

$$\dot{W}_b = 2 \times \pi \times N \times \tau \quad (3)$$

Onde N corresponde à velocidade do motor. A potência efetiva é menor do que a taxa com que o trabalho líquido é transferido do fluido motor ao pistão durante a realização do ciclo, potência indicada, \dot{W}_i . Uma vez que o trabalho indicado, W_i , é obtido pela integral da pressão sobre o volume do cilindro, equação 4, tem-se que a potência indicada, para um motor com n cilindros, é calculada da seguinte forma, equação 5.

$$W_i = \int P dV \quad (4)$$

$$\dot{W}_i = n \times W_i \times \frac{N}{2} \quad (5)$$

A diferença entre as potências indicada e efetiva resulta na potência perdida por fricção, \dot{W}_f . Essa potência está relacionada às perdas devido ao atrito do motor, ao bombeamento na admissão e exaustão e necessidades de energia acessória. De modo que as três parcelas de potência (efetiva, indicada e de fricção) estão vinculadas da seguinte forma.

$$\dot{W}_i = \dot{W}_b + \dot{W}_f \quad (6)$$

Pressão média efetiva: é definida como o trabalho efetuado por unidade de volume varrido do motor. Trata-se de um parâmetro muito importante na comparação entre motores, uma vez que torna possível traçar um paralelo entre motores de diferentes cilindradas, de modo que se possa avaliar qual motor aproveitou melhor a sua cilindrada para produzir trabalho. As principais pressões analisadas são divididas em três parcelas: a pressão média indicada, do inglês *Indicated Mean Effective Pressure*, (IMEP); a pressão média efetiva, do inglês *Brake Mean Effective Pressure*, (BMEP) e a pressão média de atrito, do inglês *Friction Mean Effective Pressure*, (FMEP). A pressão média indicada (IMEP) é a parcela referente ao trabalho líquido

por unidade de volume deslocado, V_d , pelo fluido durante a compressão e a expansão e é expressa pela seguinte equação.

$$IMEP = \frac{W_i}{V_d} \quad (7)$$

A pressão média efetiva (BMEP) designa a razão pela qual o trabalho externo do eixo é aplicado por unidade de volume deslocado do motor. E, dessa maneira, pode assim ser calculado.

$$BMEP = \frac{4 \times \pi \times \tau}{V_d} \quad (8)$$

Por fim, a pressão média de atrito (FMEP) que, assim como a \dot{W}_f , está relacionada com as perdas causadas pelo atrito mecânico do motor, seja pelo movimento dos pistões e virabrequim ou pelas perdas de bombeamento durante as etapas de admissão e escape. De modo que as três parcelas estão diretamente ligadas da seguinte forma

$$FMEP = IMEP - BMEP \quad (9)$$

Consumo específico de combustível: indica a quantidade de combustível consumida pelo motor para gerar uma determinada potência. Do inglês, *Brake Specific Fuel Consumption*, (BSFC), o consumo específico de combustível é expresso da seguinte forma.

$$BSFC = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_b} \quad (10)$$

Onde \dot{m}_f é a vazão mássica de combustível

Eficiência térmica: indica a parcela da energia liberada pelo combustível que é convertida em potência líquida, isto é, potência indicada.

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_i}{\dot{Q}} \quad (11)$$

Onde \dot{Q} é o calor fornecido por unidade de tempo pela combustão da mistura ar-combustível. O consumo específico de combustível e a eficiência térmica do motor são parâmetros que se relacionam inversamente, o que significa que, quanto maior for a eficiência térmica do motor, menor será o seu consumo específico de combustível.

Eficiência mecânica: revela a parcela da potência indicada que é utilizada efetivamente como potência do motor.

$$\eta_m = \frac{\dot{W}_b}{\dot{W}_i} \quad (12)$$

Eficiência volumétrica: como visto anteriormente, a cilindrada de um motor (V), equação 2, limita a quantidade de ar, tão logo a de combustível, que pode entrar no motor a cada ciclo. A eficiência volumétrica relaciona a quantidade de ar presente no motor durante o ciclo com a quantidade que realmente caberia sob condições iguais a da atmosfera local. Então, a eficiência volumétrica de um motor trabalhando a uma rotação N é expressa por

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a + \dot{m}_f}{\rho_i V_d \frac{N}{2}} \quad (13)$$

Onde \dot{m}_a é a vazão mássica de ar e ρ_i é a massa específica do ar em condições atmosféricas do local de trabalho do motor. Vale notar que, diferentemente das outras eficiências apresentadas anteriormente, a eficiência volumétrica pode apresentar valores acima da unidade, visto que é possível fornecer a um motor mais ar do que caberia no seu volume deslocado nas condições de admissão. Quanto maior for a eficiência volumétrica, maior a quantidade de ar entrando no motor, o que implica em mais combustível (calor) a ser fornecido ao motor (MARTINS,2013).

3.2 Análise teórica dos ciclos

Para a realização de um estudo detalhado do desempenho de um motor de combustão interna é preciso levar em consideração diversos processos complexos, tais como a combustão que ocorre no interior do cilindro, assim como os efeitos de irreversibilidade associados ao atrito e a gradientes de pressão e temperatura (MORAN *et al.*, 2013). Por outro lado, análises

termodinâmicas elementares em motores de combustão internas são efetuadas pelo o emprego de um procedimento simplificador, denominado de análise de ar-padrão, o qual, segundo Moran *et al.* (2013), apresenta os seguintes elementos:

- Uma quantidade fixa de ar modelado como gás ideal é o fluido motor;
- O processo de combustão é substituído por uma transferência de calor de uma fonte externa;
- Os processos de admissão e descarga não existem como no motor real. O ciclo se completa com um processo de transferência de calor a volume constante enquanto o pistão encontra-se no PMI;
- Todos os processos são adiabáticos.

Uma outra simplificação adotada na análise é considerar as capacidades caloríficas específicas do ar constantes, e à temperatura ambiente (25° C). Tais hipóteses, permitem que a análise seja feita sem a introdução de erros significativos, visto que a quantidade de combustível adicionada ao ar é relativamente baixa, na ordem de 7%. Assim sendo, essas simplificações possibilitam o estudo qualitativo da influência dos parâmetros principais no desempenho dos motores reais (MARTINS, 2013).

3.2.1 Ciclo de ar-padrão otto

A representação gráfica desse ciclo é mostrada na Figura 6, para os diagramas P-V, Pressão x Volume, e T-S, Temperatura x Entropia. E as transformações termodinâmicas contidas nos diagramas são assim descritas, segundo Moran *et al.* (2013):

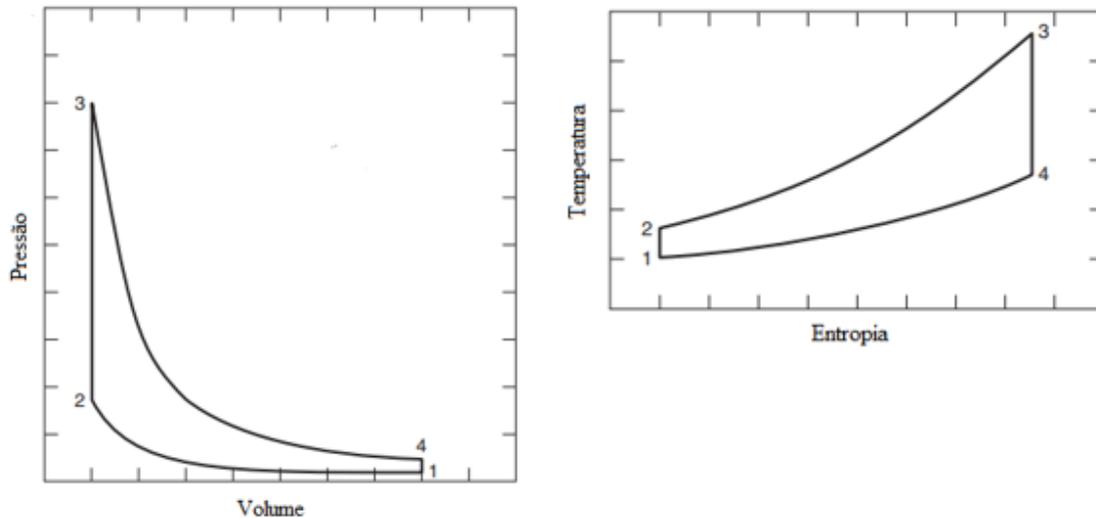
1-2: Trata-se de uma compressão isentrópica do ar conforme o pistão se move do PMI para o PMS.

2-3: Ocorre a transferência de calor para o ar, a volume constante, a partir de uma fonte externa enquanto o pistão encontra-se no PMS. Esse processo representa a ignição da mistura ar-combustível e a queima rápida subsequente.

3-4: Refere-se à expansão isentrópica, denominada de curso de potência ou tempo motor.

4-1: O ciclo é completado através de um processo a volume constante no qual o calor é rejeitado pelo ar conforme o pistão encontra-se no PMI.

Figura 6 - Diagramas P-V (esq.) e T-S (dir.)



Fonte: Adaptado de Ferguson e Kirkpatrick (2016)

3.3 Sobrealimentação

O torque, a potência e a pressão média efetiva são proporcionais à quantidade de massa de ar admitido em cada ciclo de operação do motor. O fluxo de ar no interior dos cilindros no tempo de admissão é resultado da geração de um gradiente de pressão entre o coletor de admissão e o cilindro, no momento em que o pistão desloca-se do PMS ao PMI. Nos motores naturalmente aspirados, esse gradiente é limitado pela pressão de admissão, a qual será, no máximo, igual a pressão atmosférica. A fim de aumentar esse gradiente e, por conseguinte, a massa de ar no interior do motor, foram desenvolvidas técnicas para que se alcançassem pressões maiores que a atmosférica no coletor de admissão.

Hiereth e Prenninger (2007) definem possíveis tipos de sistemas capazes de aumentar a pressão de admissão:

Sobrealimentação acionada mecanicamente: nesses casos, um compressor, geralmente volumétrico, é acionado mecanicamente pelo motor e comprime o ar no coletor de admissão e no interior da câmara de combustão durante a admissão

Turbocompressores: nesses sistemas, os gases de escapamento são utilizados para gerar trabalho numa turbina e transferi-lo para o compressor que por sua vez se encarrega de aumentar a pressão no coletor de admissão.

Sistemas de sobrealimentação com recirculação de gases de escape: em motores turbocomprimidos, a recirculação dos gases provenientes da exaustão pode ser de baixa ou alta pressão. Nos casos de baixa pressão, os gases de escape são retirados após a turbina e após o filtro, em uma zona de baixa pressão, e são fornecidos depois do filtro de ar, antes do compressor. Para os casos de alta pressão, os gases são retirados antes de entrarem na turbina e são fornecidos à admissão logo após o compressor, de modo que utiliza-se um trocador de calor para arrefecimento dos gases.

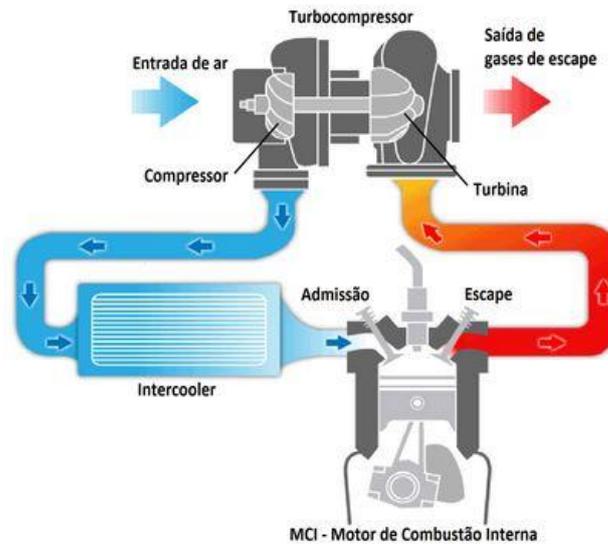
Sistemas de sobrealimentação mistos: são sistemas que combinam componentes dos sistemas citados anteriormente, como, por exemplo, compressores combinados com um sistema de recirculação de gases de escape, os compressores compex e sistemas turbocompostos.

O foco do trabalho reside sobre os turbocompressores, os quais utilizam a energia presente nos gases de escapamento de forma a modificar o balanço energético do motor, possibilitando, assim, um aumento na eficiência térmica

3.3.1 Turbocompressor

Conforme mencionando anteriormente, esse dispositivo é constituído de uma turbina, acoplada ao mesmo eixo de um compressor, a qual retira sua potência de funcionamento a partir da entalpia dos gases de escape e, conseqüentemente, aciona o compressor, fazendo com que o ar admitido seja comprimido. A Figura 7 ilustra esse processo. Como a temperatura do ar aumenta durante a compressão, é comum utilizar um trocador de calor (*intercooler*), ar-ar ou ar-água, com o intuito de aumentar a densidade da carga a ser admitida. Ao aumentar a pressão e a massa específica do ar de entrada, permite-se que mais combustível seja injetado no cilindro, ocasionando no aumento da potência produzida pelo motor. Nos motores de ignição comandada, a pressão média indicada é limitada pela ocorrência de detonação (*knock*), ao passo que o resfriamento do ar de admissão pelo *intercooler* reduz a tendência de detonação.

Figura 7 - Sistema típico de turboalimentação



Fonte: Adaptado de Silva (2019)

Para que o turbocompressor não atinja velocidades demasiadamente elevadas, o que ocasionaria em pressões muito altas, os motores são equipados com uma válvula, denominada wastegate, que diverge parte dos gases de escape de passarem pela turbina. Essa válvula responde à pressão de admissão, geralmente limitada entre 1.4 – 1.8 bar, abrindo um by-pass (à turbina) aos gases de escape (MARTINS,2013).

O rendimento total dos motores sobrealimentados é comumente superior se comparado a um naturalmente aspirado com mesmo torque máximo, uma vez que o motor com carga atmosférica apresenta maior cilindrada e, portanto, maiores perdas mecânicas.

Um problema relacionado ao uso de turbocompressores está associado ao mau funcionamento em condições de acelerações bruscas, antes do compressor atingir a pressão normal de funcionamento, de modo que percebe-se um atraso na resposta do turbo a medida em que o acelerador é acionado, o chamado turbolag. Uma forma de solucionar esse efeito é utilizando um motor elétrico para fornecer parte do torque externamente. Esse motor é colocado na saída do virabrequim, ao lado do prato de embreagem e serve também como motor de arranque, auxiliando o motor de combustão interna nos momentos em que a pressão do compressor for baixa e, ainda funciona como gerador de energia elétrica, substituindo o alternador. O apoio elétrico fornece um elevado torque durante um curto intervalo de tempo, entre 2 e 3 segundos, necessário para o turbocompressor acelerar até à sua velocidade normal de operação. Uma segunda solução para minimizar esse efeito é a utilização de compressores elétricos nos momentos de desaceleração do motor.

3.4 Armazenamento de energia

Ao longo dos últimos 50 anos, o índice global de emissões de gases do efeito estufa quase dobrou à medida em que a população mundial, a industrialização, o transporte, o desmatamento e a agricultura expandiram rapidamente. A queima de combustíveis fósseis é a maior responsável pelas emissões de gases do efeito estufa, representando cerca de 57% do total de emissões e mais de 75% de todas as emissões de CO₂ causados pela humanidade. O aumento no padrão de vida continua impulsionando um aumento na demanda global de energia e, para mitigar os efeitos das mudanças climáticas, essa demanda deve ser atendida por soluções inovadoras de energia limpa (HESTER e HARRISON, 2018).

Em 2014, segundo o relatório sobre recursos energéticos, elaborado pelo Conselho de Energia Mundial (*World Energy Council*), os combustíveis fósseis são as fontes mais utilizadas para geração de eletricidade no mundo, representando cerca de 66,7% da parcela total.

Por outro lado, a utilização de energia renovável experimentou um crescimento nos últimos anos, de maneira que ao longo dos próximos 20 a 30 anos, todos os sistemas de energia sustentável serão baseados em um maior uso de energias renováveis (IBRAHIM, ILINCA e PERRON, 2008)

Nesse contexto, as fontes de energia renováveis se apresentam como uma excelente alternativa para a redução de emissões causadas pelo uso de combustíveis fósseis na geração de energia elétrica. Outro fator decisivo situa-se no fato da descentralização da produção de energia elétrica, gerando um fornecimento mais seguro e com menos riscos ambientais. No entanto, os recursos renováveis, embora abundantes, flutuam independentemente da demanda, o que representa um grande inconveniente.

Por esse motivo, os sistemas de armazenamento de energia são importantes, uma vez que possibilitam a produção de energia estável a partir de fontes de energia intermitentes. Assim, o excesso de energia é armazenado durante os períodos de baixa demanda para que possa ser utilizado, posteriormente, em períodos de pico. O armazenamento pode ser realizado na forma de energia eletroquímica, através de ligações covalentes de certas moléculas; na forma de energia eletromagnética por meio de campos elétricos e magnéticos; e na forma de energia mecânica (potencial, cinética e pressão).

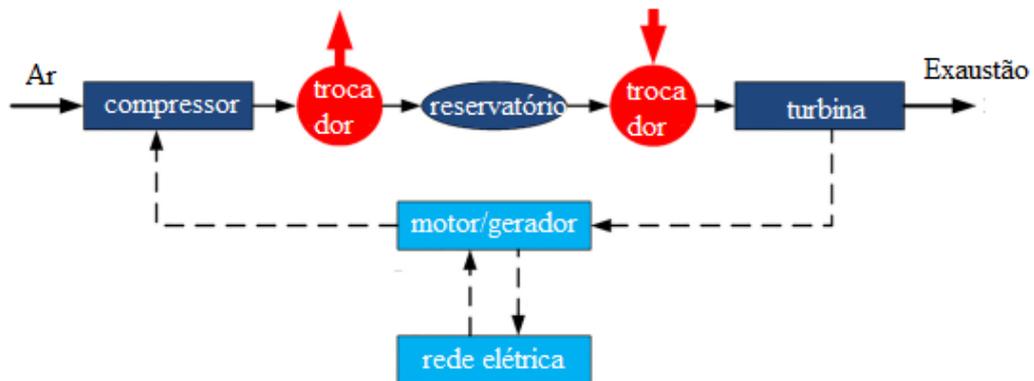
Esse trabalho consiste no estudo do armazenamento de energia mecânica sob a forma de ar comprimido (CAES) para o gerenciamento da turboalimentação em motores de combustão interna. Uma descrição sobre essa forma de armazenamento de energia é apresentada a seguir.

3.4.1 Armazenamento de energia por ar comprimido (CAES)

O ar comprimido é uma das fontes de energia mais utilizadas na engenharia, nas mais diversas aplicações industriais, tais como sistemas pneumáticos, transporte de fluidos de processo e fonte de energia. Como fornecedor de energia, a densidade do ar comprimido é obviamente inferior quando comparada a outras fontes, como o gás natural, calor ou eletricidade, além de apresentar altas perdas durante a transmissão. Porém, o ar comprimido representa uma fonte ecologicamente limpa e sua obtenção é relativamente barata. Na União Europeia, por exemplo, 10% da eletricidade industrial é decorrente do uso de ar comprimido (YU *et al.*, 2019).

O princípio básico de funcionamento de sistemas de armazenamento de energia por ar comprimido, ilustrado na Figura 8, consiste em usar o excesso de energia disponível em um processo, durante os períodos de autossuficiência, para comprimir o ar e armazená-lo em um reservatório. Nos momentos de alta demanda de energia, o ar comprimido é descarregado, aquecido e então utilizado para acionar uma turbina, que por sua vez é usada para alimentar um gerador elétrico (BARNES *et al.*, 2015).

Figura 8 - Esquema de um sistema CAES básico



Fonte: Adaptado de YU *et al.* (2019)

Para ser utilizado como fonte de energia, o ar comprimido precisa ser armazenado em locais coerentes com a capacidade de potência do sistema. De modo que, para sistemas em grande escala, maior que 100MW, o ar comprimido é estocado em cavernas subterrâneas, como nas plantas de Huntorf, na Alemanha Já para sistemas de pequena escala, na ordem de dezenas de quilowatts, o armazenamento é realizado em grandes tanques de metal na superfície. Esses

sistemas são geralmente utilizados em aplicações militares e em outros campos especializados, como em veículos aerodinâmicos e pequenas e micro redes elétricas.

Embora muito difundido em aplicações com a finalidade de geração de energia elétrica, o conceito de armazenamento de ar comprimido pode ser implementado em outras áreas. Em um motor de combustão interna turboalimentado, por exemplo, ao operar em altas faixas de rotação, o sistema turbocompressor fornece mais ar ao coletor de admissão do que o necessário, de modo que essa energia excedente pode ser armazenada para atender a demandas em baixas rotações, nas quais o turbocompressor necessita de mais energia para atender à demanda de ar.

3.5 Ciclos de direção

As emissões de veículos constituem a principal fonte de poluição atmosférica nos grandes centros urbanos. O número crescente de automóveis, especialmente durante a última década, além de resultar em sérios problemas de congestionamento, acompanham consequências preocupantes sobre emissões e consumo de combustível. Diante dessa realidade, foram criadas legislações como forma de controlar a quantidade de poluentes emitidos. Uma série de gases poluentes é emitida pelos veículos como resultado da combustão e de outros processos. Esses gases são inerentemente bastante variáveis, de modo que a melhor maneira de garantir um controle sobre as suas emissões é realizar um teste em condições padronizadas de laboratório que repliquem as condições reais de operação de uma determinada região, os chamados ciclos de direção (ou condução).

Os ciclos de direção são representados por um conjunto de pontos de velocidade do veículo em função do tempo. É comumente utilizado para a avaliação do consumo de combustível e dos níveis de emissões de poluentes de modo normalizado, de maneira que diferentes tipos de veículos possam ser confrontados. O trajeto de condução é dividido em pequenos intervalos de tempo, nos quais a aceleração é considerada constante, o que implica, para cada intervalo de tempo, em uma variação linear da velocidade. Uma vez que as velocidades e acelerações são conhecidas, para cada instante do tempo, pode-se determinar a energia mecânica requerida através de fórmulas.

Inúmeros ciclos de condução foram, e continuam sendo desenvolvidos por instituições de vários países, de acordo com as suas respectivas legislações (BARLOW *et al.*, 2009). Os ciclos de direção são realizados em laboratórios e podem ser aplicados diretamente em veículos completos através do uso de dinamômetros de chassi ou, apenas nos motores, através de dinamômetros de motores. Nesse último, o consumo e as emissões de poluentes são mensurados

por intermédio de uma série de pontos de torque e velocidade do motor, no lugar de um conjunto de pontos de velocidade do veículo em função do tempo (ARAÚJO, 2015; MACIEL FILHO, 2013).

De um modo geral, existem dois tipos de ciclos de direção: os ciclos modais, os quais não representam o comportamento de condução real e são formados por uma compilação de acelerações em linha reta e por períodos de velocidade constante; e os ciclos transientes, que envolvem variações de velocidade condizentes com uma situação de tráfego real em estradas. Centenas, quiçá milhares, de ciclos de direção são utilizados ao redor do mundo, sendo, de grosso modo, os ciclos mais empregados na indústria, divididos em três categorias:

- Ciclos de Direção Europeus (EDC – *European Driving Cycles*);
- Ciclos de Direção dos Estados Unidos (USDC – *United States Driving Cycles*);
- Ciclos de Direção Japoneses (JDC – *Japanese Driving Cycles*)

4 METODOLOGIA

Na engenharia, a simulação é utilizada como uma ferramenta que permite desenvolver, através de formulações adequadas, processos críticos que ocorrem no interior do objeto a ser estudado. Desde os primeiros motores de combustão interna desenvolvidos, simulações do ciclo de funcionamento contribuíram notavelmente para aumentar o desempenho do motor através de estimativas e limitações práticas de diferentes conceitos (CHIODI, 2011).

O rápido aumento do desempenho dos computadores nas últimas duas décadas acompanhou a complexidade do processo de concepção de novos motores, fornecendo soluções apoiadas por programas de simulação sofisticados (OTTO *et al.*, 1998).

Ao longo dos anos, inúmeras ferramentas de simulação foram desenvolvidas a fim de analisar itens reconhecidos como relevantes para a operação e, conseqüentemente, para a melhoria dos motores de combustão interna. Uma dessas ferramentas trata-se do *software* comercial GT-POWER, da plataforma GT-SUITE, desenvolvido pelo grupo *Gamma Technologies*. Esse software permite a criação de modelos computacionais 1-D de motores de combustão interna, bem detalhados, o que possibilita estudar o motor sob as mais diversas óticas e condições de trabalho, auxiliando assim, na redução de tempo para o desenvolvimento de novos projetos.

Ao apresentar uma metodologia de correlação e análise de modelos fluidodinâmicos 1-D para motores de combustão interna, Gervásio (2017) elaborou um modelo computacional 1-D, no GT-POWER, de um motor turboalimentado da Fiat Chrysler E-torQ EVO 1.6L; 16 válvulas; de ciclo Otto; quatro cilindros em linha, *flexfuel* e com uma taxa de compressão de 11:1, Figura 9. O autor enfatiza a importância dos modelos 1-D no desenvolvimento de motores baseando-se na correspondência de dados de teste, tais como: fluxo de ar, fluxo de combustível, BMEP entre outros.

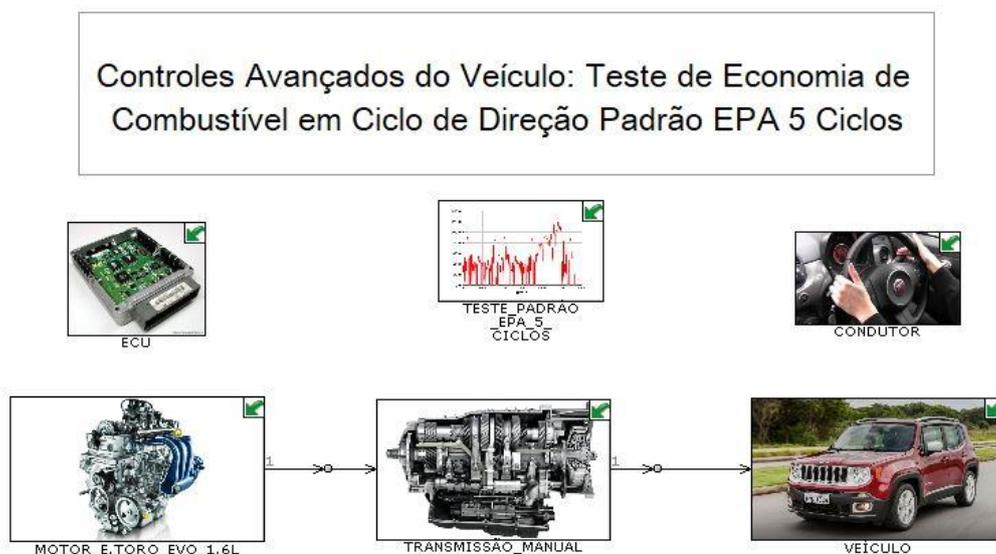
Em um segundo momento, Santos Neto (2019) acrescentou ao modelo descrito por Gervásio (2017) um sistema de armazenamento de energia mecânica, sob a forma de ar comprimido, como um meio de gerenciamento da turboalimentação desse motor. O autor explica que o objetivo ao simular esse sistema, foi analisar a sua viabilidade e, em seguida o seu desempenho. Aliado a implementação do sistema CAES, foram adicionadas duas unidades de controle para regular os momentos de carga e descarga do ar comprimido.

efetiva (BMEP), torque e potência para as faixas de rotação desejadas com a melhor eficiência global e, Santos Neto (2019), por sua vez, relatou que, de um modo geral, a aplicação de um sistema de armazenamento de ar comprimido para o gerenciamento energético do turbocompressor é viável, sobretudo em momentos de operação do motor em baixas rotações, nas quais observa-se uma melhora em relação aos parâmetros de desempenho do motor. E continuou a defender a utilização do sistema CAES, ao indicar um aumento da eficiência térmica e redução do consumo específico de combustível em altas rotações.

Diante dessas conclusões, surge o interesse de se analisar esses motores em condições de tráfego real, definido por um teste padronizado de ciclo de direção, o EPA 5 ciclos que, conforme visto no capítulo anterior, corresponde a 5 ciclos definidos por curvas de velocidade do veículo em relação ao tempo, sob diversas condições de estrada e condução. O GT-POWER proporciona a realização de simulações desse tipo, a partir de um sistema integrado composto por submodelos do motor, transmissão, veículo, motorista e uma unidade de controle (ECU - *Engine Control Unit*), é possível analisar o consumo de combustível, assim como o índice de emissão e o desempenho do motor ao longo de todo o ciclo.

A modelagem do sistema integrado utilizado para a elaboração desse trabalho é apresentada na Figura 11, e os procedimentos necessários para a configuração de cada componente são detalhados no próximo tópico.

Figura 11 - Modelo do sistema integrado utilizado para ciclo de direção padrão EPA 5 Ciclos



Fonte: Adaptado de Gamma Technologies (2016)

4.1 Análise do sistema integrado

Cada componente presente no sistema integrado apresenta parâmetros importantes que definem a operacionalidade do conjunto como um todo. Para o presente trabalho, assim foram definidas as atribuições essenciais para cada componente:

Motor: nessa composição de sistema integrado, esse objeto é uma representação de um modelo computacional detalhado de um motor, baseada em mapas de desempenho; consumo de combustível; emissões e outras características. O GT-POWER divide esses mapas em duas categorias: os mapas primários, essenciais para que ocorra a análise e, os mapas secundários, os quais podem ser desconsiderados para a simulação.

Os mapas primários correspondem às parcelas de pressão média efetiva (BMEP) e de pressão média de atrito (FMEP). Os mapas de BMEP são definidos em função da rotação do motor, em RPM, e da posição do acelerador, em %, isto é, para cada rotação do motor, varia-se a posição do acelerador de 0 a 100% (o que seria equivalente ao ângulo da borboleta variando entre 0 e 90° graus, respectivamente) ou, em outras palavras, acompanha-se a variação do BMEP em condições de carga máxima (ângulo da borboleta = 90°; posição do acelerador igual a 100%), em condições de cargas parciais ($0 < \text{ângulo da borboleta} < 90^\circ$) e em condições sem carga (ângulo da borboleta = 0°) para cada rotação do motor.

Os mapas de FMEP são definidos de maneira semelhante, porém, em vez de se utilizar a posição do acelerador, adiciona-se o valor de BMEP associado, ou seja, para cada rotação do motor, tem-se o valor de BMEP e o de FMEP, de modo que se pode determinar o valor da pressão média indicada (IMEP) para cada rotação, ver Equação 9.

Os mapas secundários são referentes ao consumo específico de combustível (BSFC), vazão mássica de ar, emissões entre outros e são definidos igualmente aos mapas de FMEP. Por exemplo, o mapa de BSFC é confeccionado em função da rotação do motor e do BMEP associado, o que implica que para cada rotação do motor e BMEP associado, encontra-se o consumo específico de combustível.

Para a obtenção desses mapas de desempenho, consumo e emissões é necessário realizar a simulação de um modelo computacional detalhado de um motor. Na elaboração deste trabalho, foram utilizados os modelos computacionais produzidos por Gervásio (2017) e Santos Neto (2019). Uma vez que o processo para geração dos mapas é idêntico em ambos os casos, a seguir será apenas discutida a simulação do modelo do motor composto por um sistema de armazenamento de energia mecânica, desenvolvido por Santos Neto (2019).

A fim de cobrir todas as recomendações exigidas para a definição dos mapas de desempenho, indica-se o uso da ferramenta de otimização DOE (*Design of Experiments*), que permite a seleção de parâmetros de entrada, os quais variam em intervalos pré-determinados, ao longo da simulação, com o intuito de obter saídas relacionadas a cada incremento adotado. Nos casos dos mapas de performance, os resultados são gerados em função da velocidade de rotação do motor e, para o caso de BMEP, em relação a posição do pedal do acelerador. Selecionados esses dois parâmetros, aqui indicados por *RPM* e *throtang*, para a velocidade do motor e ângulo da borboleta, respectivamente, é determinado o número de experimentos que serão simulados, a partir das definições das faixas de investigação e do número de incrementos para cada parâmetro. A Figura 12 indica o número de experimentos, assim como a faixa de investigação para cada parâmetro pelo uso da ferramenta de otimização

Figura 12 - Seleção de parâmetros e determinação do número de experimentos

DOE Setup Wizard

DOE Settings
Please select DOE Type and define the required settings.

DOE Type: Full Factorial # of Experiments: 231

Factor	Unit	Min	Max	# of Levels
RPM	RPM	1000.0	6000.0	21
throtang		0.0	90.0	11

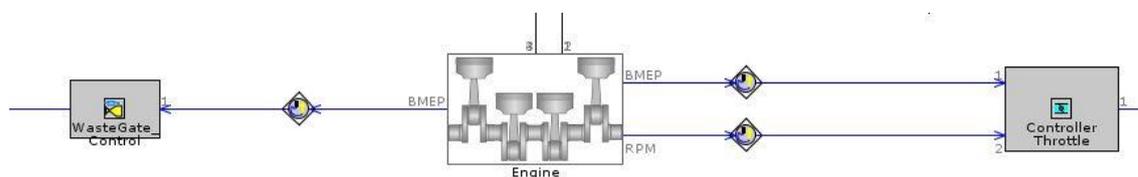
Cancel < Back Next > Finish

Fonte: O Autor (2019)

A faixa de operação do motor estudado varia de 1000 a 6000 RPM em incrementos de 250 RPM, totalizando 21 pontos de operação. Já o ângulo de borboleta, varia de 0 a 90° em incrementos de 9°, o que contabiliza um total de 11 posições do pedal de acelerador. Essa escolha foi adotada como meio de simplificar a correlação do ângulo de borboleta, medido em graus, com a posição do pedal, definida em percentual. De modo que cada incremento de 9° no ângulo da borboleta, corresponde a uma variação de 10% na posição do pedal do acelerador. Com isso, está definida toda a faixa de interesse para a obtenção dos mapas de desempenho, perfazendo um estudo sobre 231 condições de operação do motor.

Porém, antes de se dar início à simulação, é importante analisar dois dispositivos de controle presentes nos modelos computacionais dos motores estudados, o *WasteGateControl* e o *ControllerThrottle*, Figura 13.

Figura 13: Unidades de controle: *WasteGateControl* (à esq.) e *ControllerThrottle* (à dir.)



Fonte: O Autor (2019)

O *WasteGateControl* tem como objetivo proteger o sistema turbocompressor para que não atinja velocidades elevadas, as quais produziriam altas pressões. O dispositivo libera uma válvula de desvio para que os gases de escape não passem pela turbina. A unidade *ControllerThrottle* gerencia o ângulo de borboleta do acelerador. Ambas as unidades, respondem a um determinado parâmetro alvo que, no caso em questão, é o BMEP. De modo que, a presença desses controladores no modelo do motor, impossibilita determinar uma faixa de valores de BMEP variando com o ângulo da borboleta, para cada rotação, uma vez que, para um dado valor de BMEP, os demais parâmetros não se alteram mais até o final da simulação. A solução adotada foi o desligamento dessas unidades do modelo do motor.

Após a realização desse reparo no modelo do motor, é feita a simulação dos 231 casos definidos pelo processo de otimização. E, após a conclusão da simulação, é possível selecionar as respostas necessárias para a construção dos mapas de desempenho do motor, acessando a ferramenta de pós-processamento de otimização, o DOE-POST. Nesse ambiente, os parâmetros de saída para a construção dos mapas primários, BMEP e FMEP, e secundários, nesse caso definidos por BSFC, vazão mássica de ar e emissões (CO, CO₂ e HC) são escolhidos e, no pós-processamento, uma tabela é gerada contendo os valores dos parâmetros de saída para cada condição de operação do motor, conforme a Figura 14.

Figura 14 - Tabela com os resultados dos parâmetros de saída gerada pelo DOE-POST

Expt. No.	In/Out	rpm	throtang	bmeP_Engine	bsfc_Engine
1	✓	1000.0	0.0	-0.932939	-109.256
2	✓	1000.0	9.0	5.39921	332.433
3	✓	1000.0	18.0	9.847	288.375
4	✓	1000.0	27.0	10.7352	285.617
5	✓	1000.0	36.0	10.8556	284.804
6	✓	1000.0	45.0	10.8828	284.519
7	✓	1000.0	54.0	10.8956	284.41
8	✓	1000.0	63.0	10.9022	284.353
9	✓	1000.0	72.0	10.906	284.338
10	✓	1000.0	81.0	10.9083	284.313
11	✓	1000.0	90.0	10.9087	284.31
12	✓	1250.0	0.0	-1.03699	-82.7703
13	✓	1250.0	9.0	4.3966	338.776
14	✓	1250.0	18.0	10.4831	278.01
15	✓	1250.0	27.0	12.2173	273.925
16	✓	1250.0	36.0	12.4875	272.702
17	✓	1250.0	45.0	12.5055	272.32
18	✓	1250.0	54.0	12.4906	272.16
19	✓	1250.0	63.0	12.4806	272.055
20	✓	1250.0	72.0	12.4749	272.019
21	✓	1250.0	81.0	12.4739	272.004
22	✓	1250.0	90.0	12.4731	271.997
23	✓	1500.0	0.0	-1.11979	-70.4759
24	✓	1500.0	9.0	3.40179	364.121
25	✓	1500.0	18.0	10.8873	274.141
26	✓	1500.0	27.0	14.1399	285.951
27	✓	1500.0	36.0	15.9751	284.327
28	✓	1500.0	45.0	16.8884	283.84
29	✓	1500.0	54.0	17.3421	283.583
30	✓	1500.0	63.0	17.5843	283.44
31	✓	1500.0	72.0	17.6934	283.346

Fonte: O Autor (2019)

Com posse desses dados, os mapas que representam o funcionamento do motor detalhado podem finalmente ser elaborados. Para tal, deve-se criar uma tabela composta por três colunas, representadas pelas letras X, Y e Z. No *software*, essa tabela é referenciada por *XYZPoints*. Para a construção do mapa de BMEP, as colunas são preenchidas da seguinte maneira: a coluna X é relacionada aos valores da velocidade do motor, em RPM; a coluna Y é representada pela posição do pedal do acelerador, em %; e a coluna Z é disposta com os valores de BMEP, em bar, gerados no pós-processamento. A Figura 15 ilustra o mapa de BMEP criado como descrito acima.

Figura 15 - Conjunto de pontos XYZ para criação do mapa de BMEP

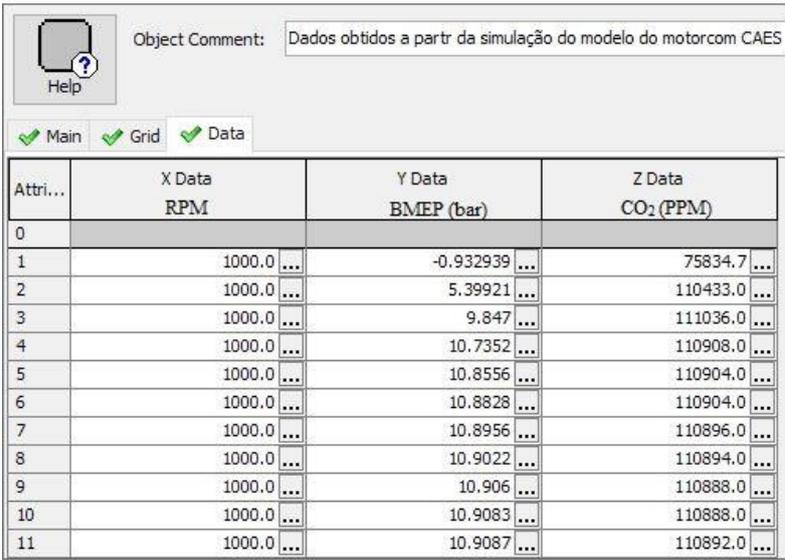
Attri...	X Data RPM	Y Data Pos. Pedal (%)	Z Data BMEP (bar)
0			
1	1000.0	0.0	-0.932939
2	1000.0	10.0	5.39921
3	1000.0	20.0	9.847
4	1000.0	30.0	10.7352
5	1000.0	40.0	10.8556
6	1000.0	50.0	10.8828
7	1000.0	60.0	10.8956
8	1000.0	70.0	10.9022
9	1000.0	80.0	10.906
10	1000.0	90.0	10.9083
11	1000.0	100.0	10.9087

Fonte: O Autor (2019)

Vale lembrar que a Figura 15 remete a uma ilustração do processo, as colunas devem ser preenchidas para toda a faixa de operação do motor.

A construção dos demais mapas: FMEP, BSFC, vazão mássica de ar e emissões (CO, CO₂ e HC) seguem uma mesma lógica: a coluna X continua sendo preenchida pelos valores de rotação do motor (RPM), a coluna Y passa a ser referendada pelos valores de BMEP (bar) e a coluna Z é representada pelo parâmetro de saída desejado. A título de conhecimento, a Figura 16 indica como o mapa de emissão de CO₂ é preenchido.

Figura 16 - Conjunto de pontos XYZ para criação do mapa de emissões de CO₂



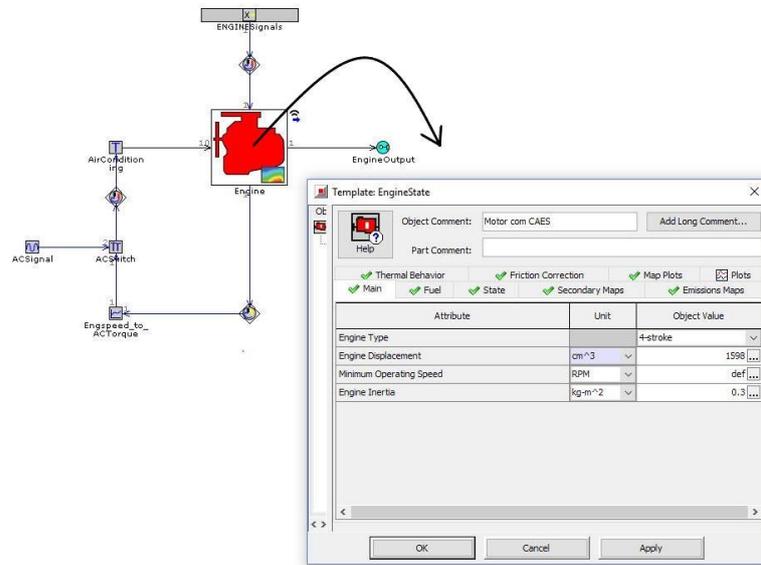
Attri...	X Data RPM	Y Data BMEP (bar)	Z Data CO ₂ (PPM)
0			
1	1000.0 ...	-0.932939 ...	75834.7 ...
2	1000.0 ...	5.39921 ...	110433.0 ...
3	1000.0 ...	9.847 ...	111036.0 ...
4	1000.0 ...	10.7352 ...	110908.0 ...
5	1000.0 ...	10.8556 ...	110904.0 ...
6	1000.0 ...	10.8828 ...	110904.0 ...
7	1000.0 ...	10.8956 ...	110896.0 ...
8	1000.0 ...	10.9022 ...	110894.0 ...
9	1000.0 ...	10.906 ...	110888.0 ...
10	1000.0 ...	10.9083 ...	110888.0 ...
11	1000.0 ...	10.9087 ...	110892.0 ...

Fonte: O Autor (2019)

Uma vez construídos todos os mapas de desempenho, de consumo, fluxo de ar e emissões, pode-se definir o objeto do motor presente no sistema integrado. De volta ao ambiente atinente ao teste de direção, ao clicar na imagem referente ao motor inserido no sistema integrado, Figura 12, uma nova janela é aberta, contendo o componente no qual devem ser inseridos os atributos necessários para a sua completa definição, Figura 17. Cada aba representa um conjunto de características sobre o comportamento do motor.

- Na aba principal (*main*) são definidos o tipo de motor quanto ao número de tempos (4 tempos); a cilindrada (V) que, para o motor estudado, com um curso (C) de 85.8 mm e diâmetro (D) de 77 mm, é igual a 1598 cm³, conforme a equação 1; A menor velocidade de operação do motor, no caso 1000 RPM; e o efeito de inércia rotacional do motor, aqui definido por 0.3 kg.m², obtido pelo modelo computacional do motor através do eixo virabrequim;

Figura17 - Preenchimento dos atributos necessários para a definição do submodelo do motor no sistema integrado



Fonte: O Autor (2019)

• Na aba de combustível, são definidos a densidade do combustível utilizado e a fração de massa de carbono no combustível. Considerando uma combustão estequiométrica, a fração de carbono presente pode ser definida igual a 0.87, o equivalente a 87% da composição (GAMMA TECHNOLOGIES, 2016). O motor é *flexfuel* e utiliza um combustível com uma composição de 22% de etanol e 78% de gasolina, E22, e sua densidade (ρ_{22}) é calculado por:

$$\rho_{22} = \frac{22 \times \rho_{etanol} + 78 \times \rho_{gasolina}}{100} \quad (14)$$

Onde a densidade do etanol (ρ_{etanol}) e da gasolina ($\rho_{gasolina}$) são, respectivamente, 785 kg/m³ e 750 kg/m³, de modo que o valor obtido é 757.7 kg/m³;

- Na aba de estado (*State*) são adicionados os mapas primários do motor, BMEP e FMPEP, confeccionados anteriormente;
- Na aba de mapas secundários, são inseridos os mapas de BSFC e vazão mássica de ar;
- Na aba de emissões, os mapas de emissões de HC, CO e CO₂ são colocados. É importante notar que, como os dados de emissões foram obtidos em partes por milhão (ppm), é preciso indicar o peso molecular de cada componente.

- Na aba de comportamento térmico é indicada a temperatura do líquido de arrefecimento do motor, no caso em questão é igual a 80°C ou 353.15 K. Esse valor foi obtido a partir do modelo detalhado do motor.

Com isso, a representação do motor no sistema integrado está definida. A definição do motor é o procedimento mais demorado e cujos detalhes são essenciais para o trabalho, de modo que para os demais componentes, com o intuito de não se estender demais, apenas as atribuições que foram modificadas serão apresentadas.

Transmissão: Esse componente é formado por embreagem e um sistema de transmissão manual. Para a embreagem não foi necessário realizar nenhum ajuste, já na parte de transmissão foi adicionado uma caixa de mudanças de marchas que obedecem as relações indicadas na Figura 18. Essa relação foi obtida a partir do manual de uso e manutenção do Fiat Punto, modelo 1.4 Turbo 16V (MANUAL DE USO E MANUTENÇÃO, 2013). Com isso, está definido o objeto de transmissão no sistema integrado.

Figura 18 - Relação de transmissão

Attribute	Unit	Gear #1	Gear #2	Gear #3	Gear #4	Gear #5
Main						
Gear Ratio		4.273 ...	2.238 ...	1.52 ...	1.156 ...	0.919 ...
In-Gear Efficiency		0.9704 ...	0.9776 ...	0.9753 ...	0.9752 ...	0.9741 ...
Friction Torque	N-m	ign ...				

Fonte: O Autor (2019)

Veículo: Esse componente contém informações sobre o eixo de transmissão de torque (eixo cardan), diferencial, suspensão, freio, pneu e relação com o ambiente. Uma vez que nenhuma especificação mais aprofundada sobre esses itens é necessária para a elaboração do trabalho, nenhuma alteração foi realizada e o componente foi definido conforme pré-configurado pelo *software*.

Motorista: É um objeto fundamental para a análise, pois serve como uma espécie de controlador sob a forma de condução do veículo. Permite gerenciar os momentos de aceleração, frenagem, passagem de marcha e em qual ciclo de direção o veículo será guiado. As especificações realizadas nesse componente foram na determinação do ciclo de direção, o EPA 5 ciclos, e em relação à estratégia de mudança de marcha, a qual foi adotada de modo a atender a máxima economia de combustível, segundo o manual de uso e manutenção do Fiat Punto (MANUAL DE USO E MANUTENÇÃO, 2013), Figura 19.

Figura 19 – Estratégia de mudança de marcha pela velocidade

Attribute	Unit	Gear #1	Gear #2	Gear #3	Gear #4	Gear #5
Vehicle Speed at Gear Up-Shifts	km/h	ign	20	35	50	70
Vehicle Speed at Gear Down-Shifts	km/h	ign	15	30	45	55

Fonte: O Autor (2019)

ECU (Engine Control Unit): É a representação do módulo de controle do motor. Especifica o controle de parada e fornecimento de combustível, permite o gerenciamento do motor em condição de marcha lenta (*idle*) entre outras coisas. No presente trabalho, nenhuma consideração foi efetuada sobre a atuação desse componente, de modo que foram utilizadas todas as recomendações configuradas pelo próprio *software*.

Ciclo de direção (5 ciclos): É utilizado para calcular o consumo específico de combustível durante o teste de direção, o EPA 5 ciclos. O teste é composto, conforme explicitado no nome, por 5 ciclos definidos por curvas de velocidade do veículo em relação ao tempo e seguem essa ordem: *Federal Test Procedure* (FTP), *Highway Fuel Economy Test* (HWFET), *US06 Supplemental Federal Test Procedure* (SFTP), *Speed-Correction03* (SC03) e *Cold FTP*. Nenhuma alteração foi realizada nesse componente.

Após a configuração de todos os componentes, o sistema integrado pode ser simulado. Os resultados obtidos dessa simulação são discutidos no capítulo a seguir.

5 RESULTADOS

Esta seção tem por finalidade apresentar e comparar os resultados obtidos através das simulações numéricas efetuadas nos dois modelos de motores.

5.1 Considerações iniciais

Originalmente, Gervásio (2017) desenvolveu um modelo computacional 1-D de um motor turboalimentado, da Fiat Chrysler, E-torQ EVO 1.6L e 16 válvulas. Dando sequência, Santos Neto (2019) implementou a esse modelo um sistema de armazenamento de energia por ar comprimido (CAES). E, ao realizar uma simulação em sistema integrado desses dois motores, o presente trabalho se apresenta como complemento ao fornecer informações a respeito da performance dos modelos estudados, sob condições de testes de direção padronizados.

Os resultados obtidos dessas simulações são divididos em duas partes. Na primeira, são discutidas as prestações do motor referentes ao seu desempenho, no caso em questão, a pressão média efetiva (BMEP), o torque e a potência. Nesse ponto, é necessário realizar uma correspondência com os dados obtidos por Santos Neto (2019) como forma de evidenciar os benefícios do uso do sistema CAES. Na segunda parte, são apresentados o consumo de combustível específico (BSFC) e os índices de emissões ao longo de todo o ciclo de direção.

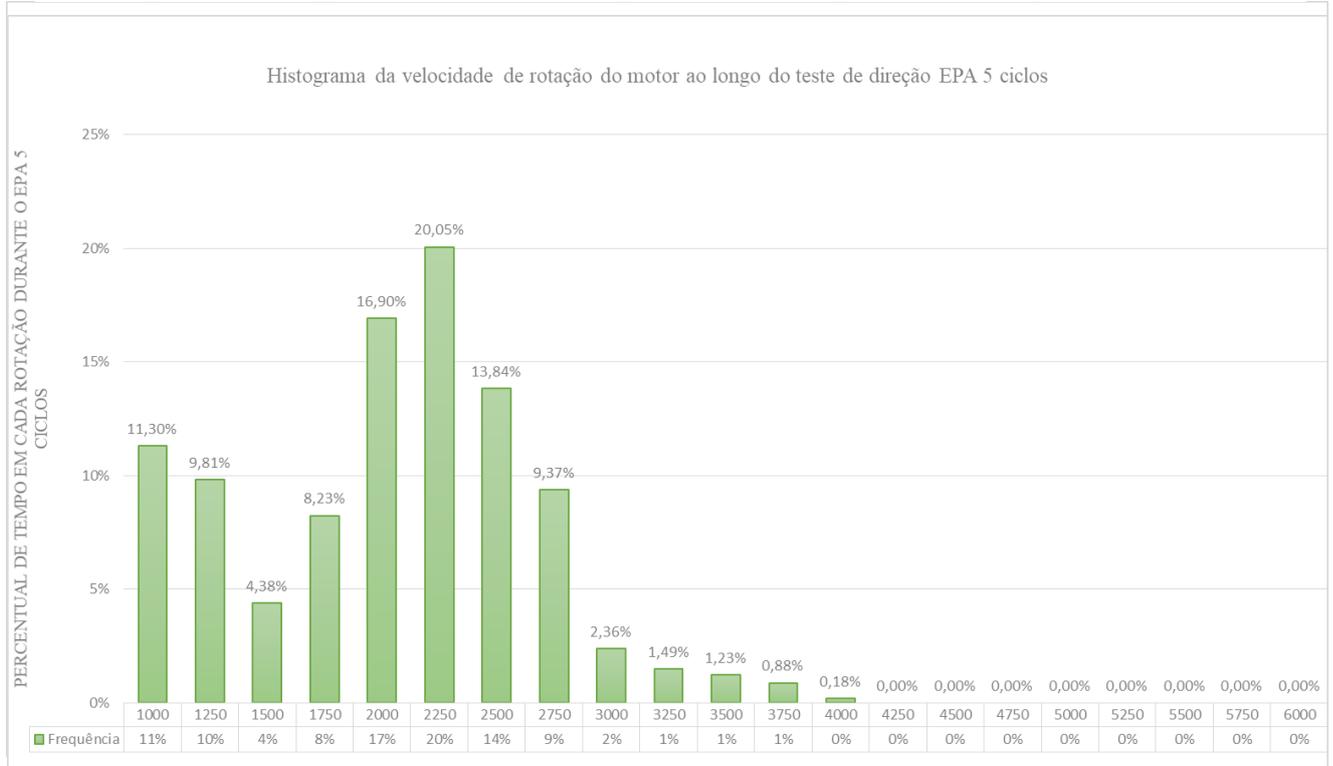
Com o intuito de simplificar, os modelos computacionais estudados serão denominados, doravante, de motor original, referindo-se ao modelo sem sistema CAES e motor CAES, quando dotado do sistema de armazenamento de energia.

5.2 Análise de BMEP, Torque e Potência

Como explicado anteriormente, o motor CAES armazena ar comprimido para ser injetado no sistema de admissão em momentos nos quais o turbocompressor não atende à demanda de ar necessária para o seu pleno funcionamento. O ar comprimido armazenado é reutilizado quando o motor opera em faixas de rotação de 1000 a 1250 RPM e armazenado durante o restante das rotações. De modo que é importante investigar, antes de analisar os parâmetros de desempenho do motor, por quanto tempo ao longo do ciclo de direção, ocorrem as cargas e descargas do ar comprimido. Assim, foi elaborado um histograma contendo quanto tempo o motor trabalhou em cada velocidade de rotação durante todo o teste, Figura 20.

Rapidamente, nota-se que o motor opera, no máximo, a 4000 RPM, durante um curto espaço de tempo, representando 0,18% da duração do ciclo.

Figura 20 -: Histograma da velocidade de rotação do motor ao longo do teste de direção EPA 5 ciclos

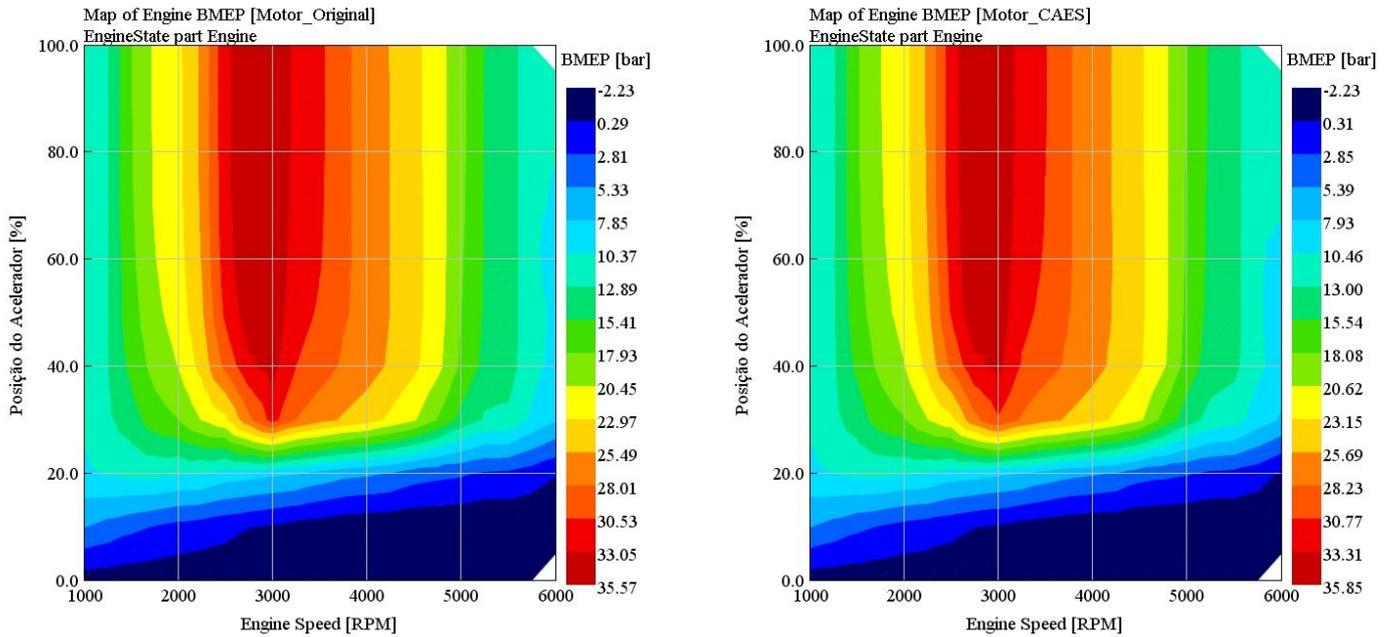


Fonte: O Autor (2019)

A Figura 20 indica que durante a maior parte do teste, o ar comprimido é armazenado, sendo descarregado no sistema de admissão em apenas 21% do tempo ao longo do ciclo, em momentos de partidas e retomadas. Essas informações auxiliam no entendimento sobre os parâmetros de desempenho analisados a seguir.

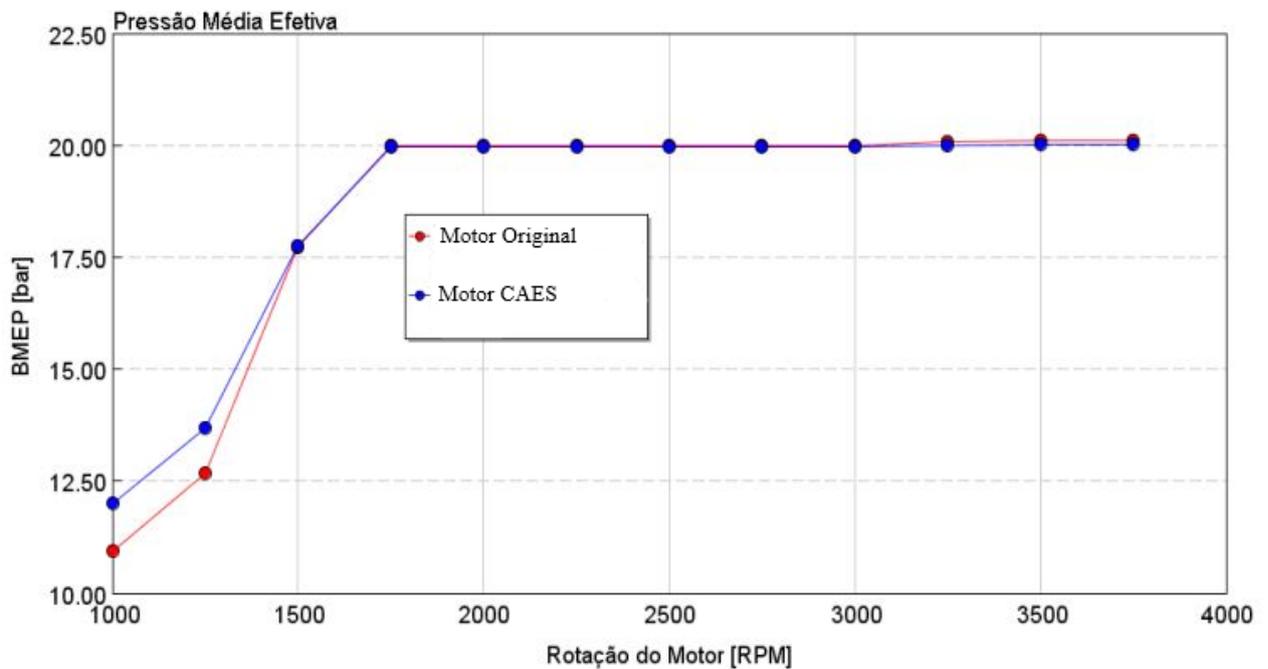
Terminada a simulação, o *software* define o comportamento mecânico do motor pela construção de três mapas de desempenho, gerados a partir dos resultados do DOE-POST, são estes: BMEP (bar), torque (N.m) e potência (kW), em função da velocidade do motor (RPM) e a posição do acelerador (%). O primeiro parâmetro analisado, através de uma comparação do motor original com o motor CAES, é o BMEP, Figura 21. Os gráficos não apresentam mudanças significativas nos valores de BMEP, a não ser um minúsculo aumento percentual de 0,78% para o valor máximo de BMEP a 2750 RPM. Por esse motivo, é importante detalhar mais a fundo acerca desse parâmetro e, para tal, utiliza-se o estudo de Santos Neto (2019) que imprimiu as variações de BMEP em função da rotação do motor para cada um dos modelos estudados, Figura 22.

Figura 21 - Mapas de BMEP gerados após resultados do DOE-POST. Motor original (esq.) e Motor CAES (dir.)



Fonte: O Autor (2019)

Figura 22 - BMEP: Motor Original x Motor CAES



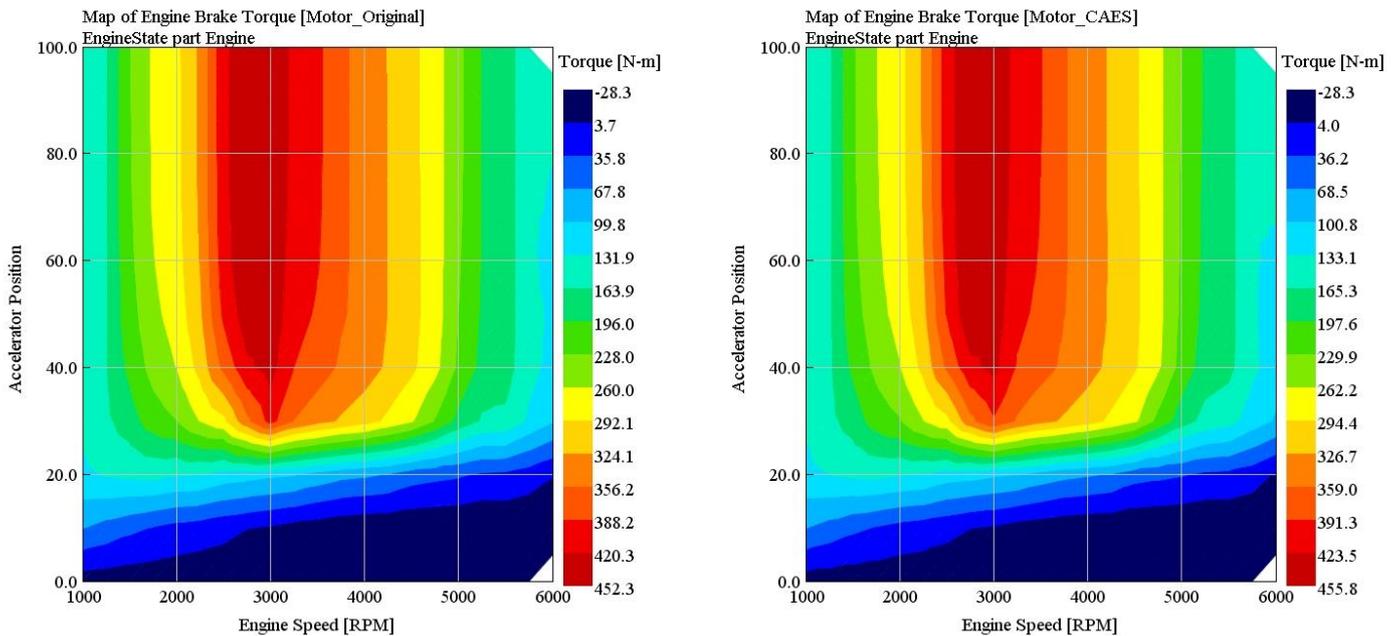
Fonte: Adaptado de Santos Neto (2019)

Nota-se, portanto, da Figura 22, que a pressão média efetiva do motor CAES é maior, em uma faixa de operação menor que 1500 RPM. Isso se dá, primordialmente, ao ar

comprimido armazenado, o qual é injetado no coletor de admissão nessas rotações, resultando em uma maior quantidade de ar entrando em cada ciclo no motor CAES e, assim, aumentando a pressão.

Prosseguindo com os resultados, o parâmetro seguinte é o torque e, do mesmo modo que o BMEP, não apresenta aparentes mudanças entre os mapas gerados em sistema integrado, Figura 23.

Figura 23 - Mapas de Torque gerados após resultados do DOE-POST. Motor original (esq.) e Motor CAES (dir.)

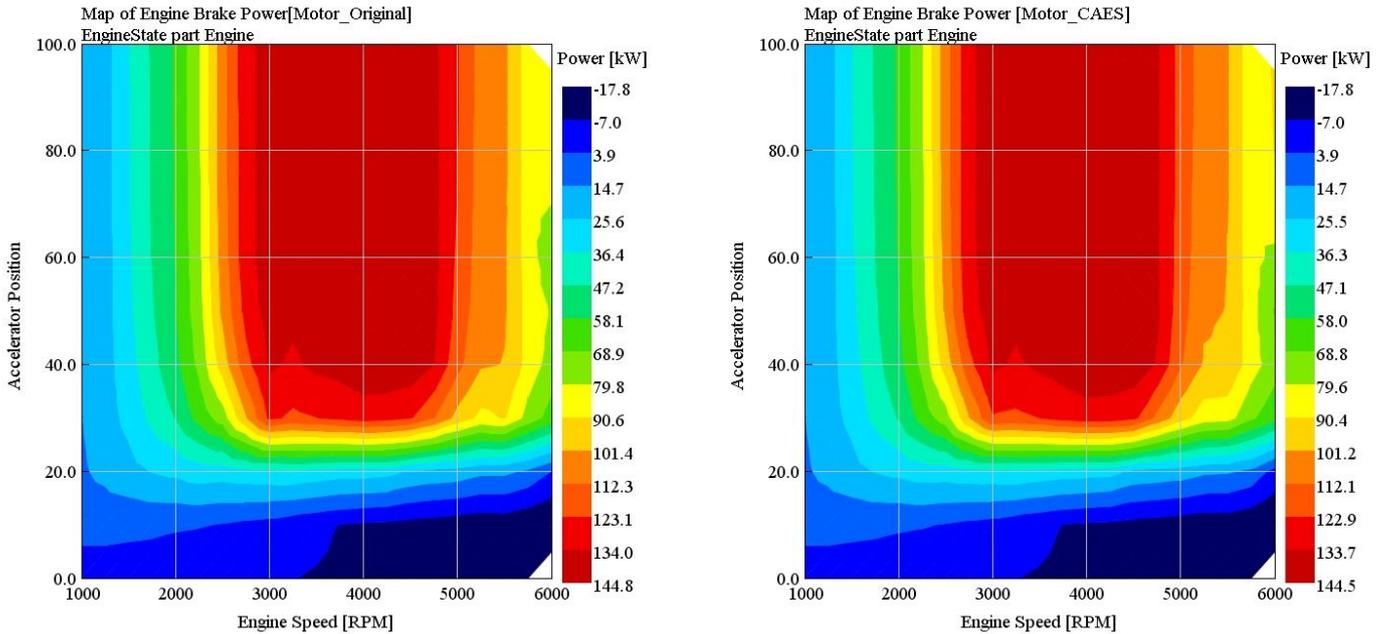


Fonte: O Autor (2019)

Porém, dessa vez, esses resultados já eram previstos, vide Figura 21. Como o BMEP é a razão do trabalho externo do eixo sobre o volume deslocado do motor, o mapa de torque replica esse trabalho externo, de modo que a diferença entre os valores de torque máximo permanecem, em percentual, igual a 0,78% a 2750 RPM, da mesma maneira que o BMEP. A clara relação entre esses dois parâmetros, descarta a necessidade de uma abordagem mais completa utilizando outros gráficos.

O último mapa de desempenho mecânico gerado é o de potência, Figura 24. Tal qual os outros dois, as variações de potência para cada modelo de motor são muito pequenas, porém, há um aspecto interessante sobre esse parâmetro ao atingir rotações mais elevadas. O motor original apresenta valores de potência ligeiramente maiores nessas regiões de operação.

Figura 24 - Mapas de potência mecânica para o motor original (esq.) e motor CAES (dir.)



Fonte: O Autor (2019)

As minúsculas mudanças observadas nos mapas de performance mecânica do motor podem ser explicadas pelo fato do sistema de armazenamento não contribuir de forma significativa durante o ciclo estudado, uma vez que durante 79% do tempo de teste o sistema passa armazenando ar comprimido e quando o reutiliza, sobretudo em momentos de partida, não apresenta grande relevância sobre o desempenho do motor.

Antes de dar sequência à análise em sistema integrado, é importante chamar atenção aos valores de BMEP encontrados durante a preparação deste trabalho. Silva (2019) afirma que, em motores sobrealimentados, essa grandeza está na ordem de 20 bar. Entretanto, neste trabalho, são observados valores de BMEP superiores a 30 bar, chegando a atingir um máximo de 35,6 bar a 2750 RPM. Tamanha disparidade nos valores aferidos de BMEP, se deve ao fato de que, conforme mencionado no capítulo anterior (ver capítulo 4.2), a válvula de controle (*WasteGate*) foi desligada da análise.

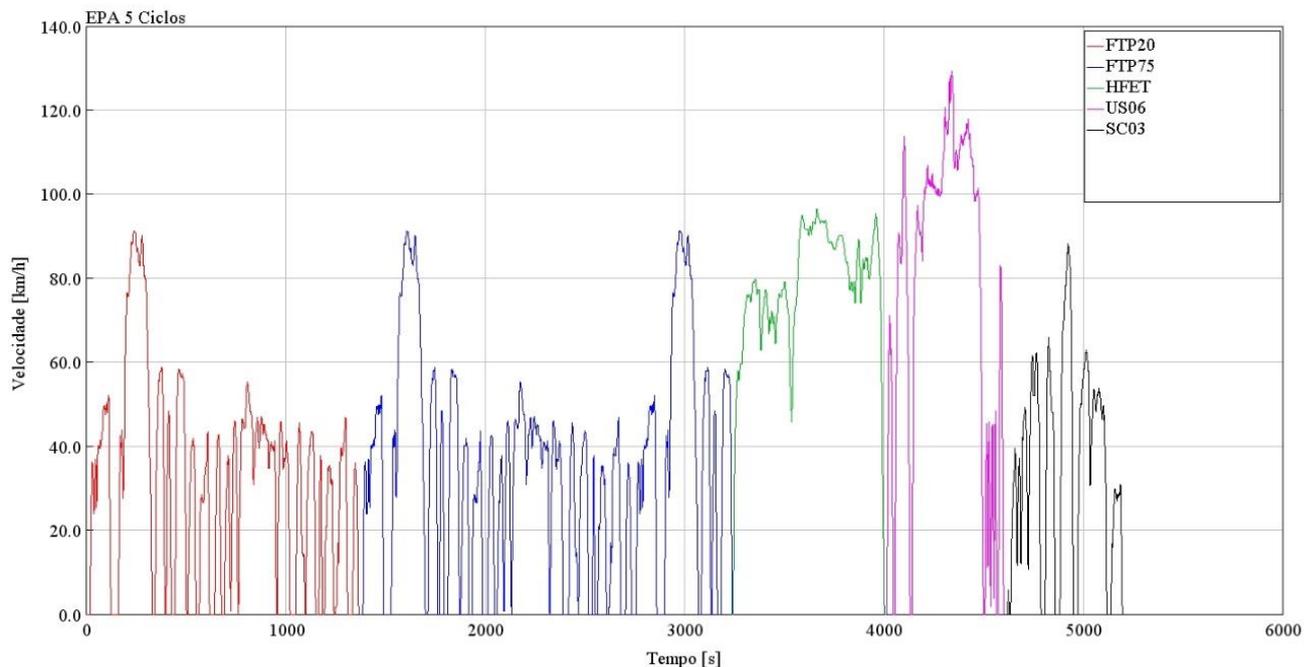
Para corrigir esses valores, trazendo-os para uma margem mais condizente com a especificada na literatura, é essencial que o controlador esteja ligado durante a simulação. E, uma vez que os valores de BMEP, nesse caso, são os objetos de interesse, o *WasteGate* deve usar outro parâmetro de entrada para o gerenciamento do sistema turbocompressor. Na indústria, é recorrente o uso da pressão de admissão, limitando-se entre valores de 1.4 a 1.8 bar (MARTINS,2013)

Isto posto, é chegada a segunda parte da análise em sistema integrado, na qual o consumo de combustível e os níveis de emissões de HC, CO e CO₂, ao longo de todo o ciclo de direção, são apresentados e discutidos.

5.3 Análise de consumo e emissões durante teste de direção padronizado, EPA 5 ciclos

O ciclo de direção implementado na análise é o EPA 5 ciclos, o qual corresponde a uma curva de velocidade em função do tempo composta por cinco diferentes testes de condução padronizados, dispostos em uma ordem específica e com características próprias. A simulação inicia em condições de tráfego urbano (ciclos FTP20 e FTP75), em seguida passa para condição de tráfego rural (HFET), complementa impondo uma forma de condução do veículo em altas velocidades e acelerações (US06) e, por fim, agrega o uso do ar-condicionado como forma suplementar ao ciclo de condução urbana (SC03). A Figura 25 especifica a rotina de direção do EPA 5 ciclos, destacando cada ciclo componente.

Figura 25 - Perfil de velocidade utilizado durante o teste de condução EPA 5 ciclos



Fonte: O Autor (2019)

Realizado o ciclo de direção, é possível observar alguns resultados preliminares a respeito do desempenho do veículo, Tabela 1. De acordo com esses resultados, verifica-se que o veículo acionado pelo motor CAES responde com um ligeiro aumento em sua autonomia,

cerca de 0,33%. A Tabela 2 esclarece o consumo de combustível para cada ciclo individualmente.

Tabela 1 - Desempenho do veículo ao longo de todo o ciclo de direção

EPA 5 ciclos	Motor original	Motor CAES
Distância percorrida [m]	70600	70600
Velocidade média [km/h]	44.52	44.52
Velocidade máxima [km/h]	129.24	129.24
Aceleração média [m/s ²]	0.49	0.49
Aceleração máxima [m/s ²]	8.44	8.27
Desaceleração média [m/s ²]	-0.47	-0.47
Desaceleração máxima [m/s ²]	-14.71	-14.69
Autonomia do veículo [km/L]	14.95	15.00

Fonte: O Autor (2019)

Tabela 2 - Economia de combustível para cada ciclo componente do EPA 5 ciclos

Para cada ciclo	Motor original	Motor CAES
FTP20 [km/L]	14.46	14.52
FTP75 [km/L]	14.43	14.50
HFET [km/L]	20.22	20.28
US06 [km/L]	15.54	15.54
SC03 [km/L]	9.21	9.26

Fonte: O Autor (2019)

Da Tabela 2, evidencia-se que em momentos de altas velocidades e acelerações, representado pelo ciclo US06, não há nenhuma diferença no consumo de combustível para os dois motores e, quando operando em condições de trânsito urbano com a utilização de ar-condicionado (SC03), o motor CAES apresenta a maior economia em relação ao motor original, cerca de 0,54%.

Um outro ponto importante está relacionado à produção de poluentes ao longo do teste de direção. As quantidades dos compostos poluidores emitidos pelo escapamento são dependentes das condições de utilização. Os gases poluentes estudados nesta análise foram o CO₂, CO e HC. A Tabela 3 traz a quantidade de CO₂ produzida, em kg, durante todo o ciclo de direção para os dois modelos de motores estudados, explicitando os diferentes modos de

condução do veículo (aceleração, desaceleração, velocidade de cruzeiro e momentos estacionários)

Tabela 3 - Produção de CO₂ durante o EPA 5 ciclos

	Total (Motor original)	Total (Motor CAES)	Aceleração (Motor original)	Aceleração (Motor CAES)	Desaceleração (Motor original)	Desaceleração (Motor CAES)	Velocidade de cruzeiro (Motor original)	Velocidade de cruzeiro (Motor CAES)	Estacionário (Motor original)	Estacionário (Motor CAES)
Tempo [s]	5710.00	5710.00	2263.88	2263.73	2305.21	2305.32	260.27	260.33	880.64	880.62
Fração do tempo [%]	100.00	100.00	39.65	39.65	40.37	40.37	4.56	4.56	15.42	15.42
Massa de CO ₂ produzida [kg]	1895.53	1883.04	1512.35	1501.28	256.63	255.56	93.08	92.78	33.47	33.42
Fração de CO ₂ [%]	100.00	100.00	79.79	79.73	13.54	13.57	4.91	4.93	1.77	1.77
Taxa de produção de CO ₂ [kg/h]	1195.08	1187.21	2404.93	2387.49	400.77	399.09	1287.47	1283.01	136.81	136.62
Consumo específico de freio de CO ₂ [kg/kW-h]	207.56	206.35	176.89	175.73	2146.26	2143.55	276.04	275.16	266.01	265.70

Fonte: O Autor (2019)

O motor CAES produz uma menor quantidade de CO₂ quando comparado ao motor original, representando uma redução de 0,66%. A maior parte da produção de CO₂ está relacionada, evidentemente, a momentos de aceleração, correspondente a quase 80% da produção de CO₂ no ciclo.

Da mesma forma, a Tabela 4 fornece os dados sobre a produção de CO, em kg, durante o teste.

Tabela 4 - Produção de CO durante o EPA 5 ciclos

	Total (Motor original)	Total (Motor CAES)	Aceleração (Motor original)	Aceleração (Motor CAES)	Desaceleração (Motor original)	Desaceleração (Motor CAES)	Velocidade de cruzeiro (Motor original)	Velocidade de cruzeiro (Motor CAES)	Estacionário (Motor original)	Estacionário (Motor CAES)
Tempo [s]	5710.00	5710.00	2263.88	2263.73	2305.21	2305.32	260.27	260.33	880.64	880.62
Fração do tempo [%]	100.00	100.00	39.65	39.65	40.37	40.37	4.56	4.56	15.42	15.42
Massa de CO produzida [kg]	466.04	463.32	379.84	377.57	58.90	58.57	21.30	21.20	6.00	5.98
Fração de CO [%]	100.00	100.00	81.50	81.49	12.64	12.64	4.57	4.57	1.29	1.29
Taxa de produção de CO [kg/h]	293.82	292.11	604.02	600.45	91.99	91.46	294.56	293.11	24.52	24.45
Consumo específico de freio de CO [kg/kW-h]	51.03	50.77	44.43	44.20	492.62	491.24	63.15	62.86	47.68	47.54

Fonte: O Autor (2019)

Sendo o CO formado durante a combustão devido à dissociação do CO₂, a redução sobre a quantidade de monóxido de carbono produzido é acompanhada pela diminuição de dióxido de carbono gerado. O motor CAES apresenta uma redução sobre o índice de emissões de CO de 0,58%. Por fim, são exibidas as quantidades de hidrocarbonetos não queimados (HC) produzidos, em kg, Tabela 5.

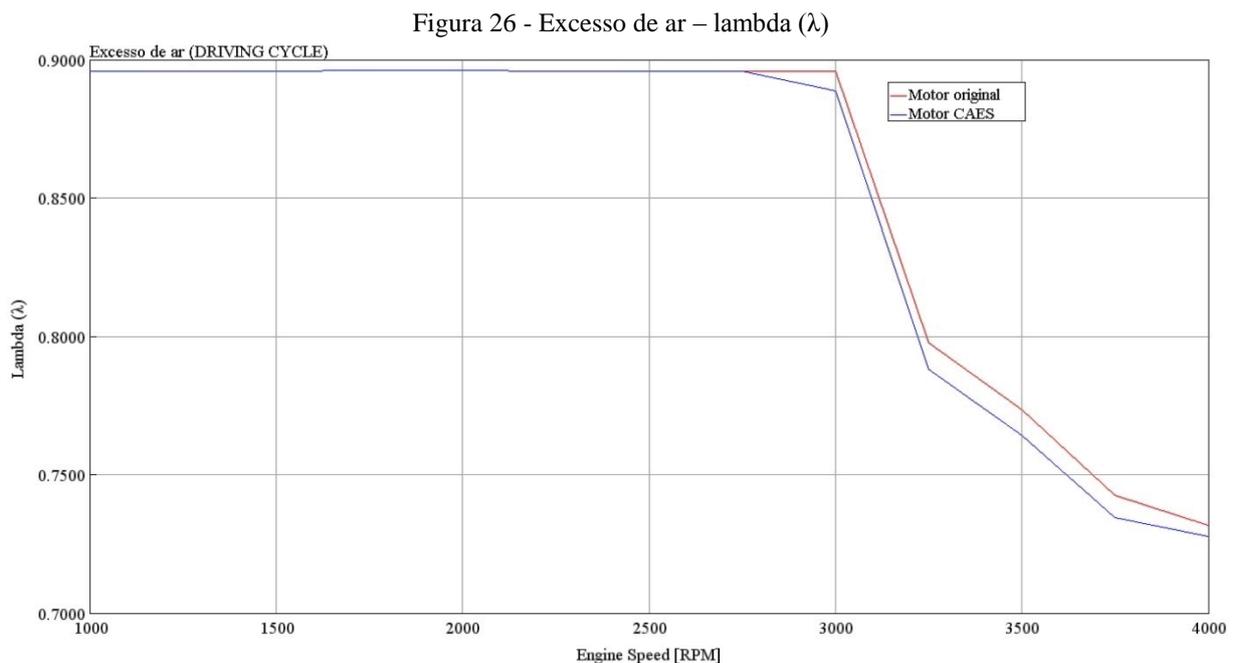
Tabela 5 - Produção de HC durante o EPA 5 ciclos:

	Total (Motor original)	Total (Motor CAES)	Aceleração (Motor original)	Aceleração (Motor CAES)	Desaceleração (Motor original)	Desaceleração (Motor CAES)	Velocidade de cruzeiro (Motor original)	Velocidade de cruzeiro (Motor CAES)	Estacionário (Motor original)	Estacionário (Motor CAES)
Tempo [s]	5710.00	5710.00	2263.88	2263.73	2305.21	2305.32	260.27	260.33	880.64	880.62
Fração do tempo [%]	100.00	100.00	39.65	39.65	40.37	40.37	4.56	4.56	15.42	15.42
Massa de HC produzida [kg]	2.60	2.58	1.13	1.13	1.10	1.07	0.20	0.19	0.18	0.18
Fração de HC [%]	100.00	100.00	43.41	43.97	42.17	41.58	7.53	7.48	6.89	6.97
Taxa de produção de HC [kg/h]	1.64	1.63	1.79	1.80	1.71	1.68	2.70	2.67	0.73	0.74
Consumo específico de freio de HC [kg/kW-h]	0.28	0.28	0.13	0.13	9.16	9.00	0.58	0.57	1.42	1.00

Fonte: O Autor (2019)

Os hidrocarbonetos não queimados presentes nos gases de escape são representados pela parcela de combustível que não foi queimada, ou que foi queimada incompletamente. Igualmente às outras quantidades de emissões estudadas, o HC produzido pelo motor CAES também é menor, o equivalente a uma redução de 0,77%.

As reduções sobre o índice de emissões de poluentes apresentadas pelo uso de um sistema de armazenamento de ar comprimido são muito pequenas, abaixo de 1%, o fato desse ar comprimido ser pouco aproveitado durante o ciclo, conforme ilustrado na figura 20, interfere diretamente sobre a quantidade de poluente produzida, uma vez que misturas mais ricas geram menos gases de CO e HC. A Figura 26 apresenta o excesso de ar (λ) para cada motor, lembrando que, para misturas ricas, $\lambda < 1$.



Fonte: O Autor (2019)

6 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

O objetivo deste trabalho foi investigar os parâmetros de desempenho, consumo e níveis de emissões em um motor turboalimentado adicionado de um sistema de armazenamento de energia mecânica, sob a forma de ar comprimido (CAES), em condições de tráfego real e, em seguida, realizar uma comparação desses critérios estudados em um mesmo modelo de motor desprovido do sistema CAES. Para isso, foram realizadas simulações em sistema integrado, via GT-POWER, de modelos computacionais 1-D desses motores sob condições de ciclos de direção padronizados, no caso, EPA 5 ciclos. O motor tomado como base para a realização deste estudo foi o motor Fiat Chrysler E-torQ EVO 1.6L; 16 válvulas; de ciclo Otto; quatro cilindros em linha, *flexfuel* e com uma taxa de compressão de 11:1.

Como resultado, o motor CAES apresenta pequenos aumentos percentuais em relação a parâmetros de BMEP e torque quando comparado ao motor original, atingindo um máximo de 0,78% a 2750 RPM. Em contrapartida, em relação a potência, o motor original desenvolve valores ligeiramente maiores, sobretudo em altas faixas de rotações, chegando a um máximo percentual de 0,2% a 2750 RPM.

Em relação ao consumo de combustível e aos níveis de emissões de poluentes gerados ao longo de todo o ciclo de direção, o motor CAES indica uma discreta vantagem em relação ao motor original. Em momentos de condução em área urbana (FTP72, FTP75 e SC03) e rural (HFET), o motor CAES apresenta aumentos percentuais na autonomia do combustível de 0,42% e 0,3%, respectivamente, em relação ao motor original sob as mesmas formas de condução. A produção de CO₂, CO e HC no motor CAES é timidamente menor em relação ao motor original, apresenta reduções percentuais de 0,66%, 0,58% e 0,77%, respectivamente.

As minúsculas vantagens obtidas pela utilização desse sistema CAES para o gerenciamento da turboalimentação em motores de combustão interna sob as condições de ciclo de direção EPA 5 ciclos, podem ser explicadas pelo fato de que durante a maior parte do tempo de trajeto, o sistema CAES encontra-se armazenando o ar comprimido, sem utilizá-lo de forma produtiva, descarregando essa energia no sistema de admissão de ar do motor em uma curta faixa de operação, de 1000 a 1250 RPM, representada por 21% do tempo do teste de direção.

Dessa maneira, pode-se concluir que, nessas condições, a utilização de um sistema de armazenamento de ar comprimido não confere ao motor grandes benefícios em relação às suas prestações de desempenho, consumo e emissões. Aliado a isso, o reservatório de armazenamento de ar comprimido, se demasiadamente grande, pode comprometer o desempenho mecânico do motor, uma vez que acrescentará mais peso (carga) ao sistema.

6.1 Trabalhos futuros

Como forma de complementar o trabalho aqui desenvolvido, são sugeridos alguns trabalhos para serem realizados no futuro:

- Realizar um estudo sobre os parâmetros de desempenho do motor Fiat Chrysler E-torQ EVO 1.6L Turbo, via GT-POWER, utilizando a pressão de admissão como forma de gerenciar a velocidade de rotação da turbina (através da unidade de controle *WasteGateControl*) e assim gerar novos mapas de desempenho;
- Estudar e desenvolver um novo ciclo de direção mais apropriado para situações de tráfego mais próximas da realidade brasileira e submeter esse motor a essas condições.

REFERÊNCIAS

AGHAALI, Habib; ÅNGSTRÖM, Hans Erik. A review of turbocompounding as a waste heatrecovery system for internal combustion engines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 49, p. 813–824, 2015. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2015.04.144>. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032115004141>. Acesso em: 20 nov. 2019

ARAÚJO, B. J. **Desenvolvimento de um modelo de caracterização energética de ciclos de condução**. 2015. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade do Minho, Braga, 2015. Disponível em: <https://repositorium.sdum.uminho.pt/bitstream/1822/34341/1/DissertacaoBruno%20Araujo%2038096.pdf>. Acesso em: 9 dez. 2019.

ASSIS, A. *et al.* **Downsizing de motores associado ao uso de turbocompressor**. La Plata, Argentina. MTL, 2016.

BAO, R.; STOBART, R. Evaluating the performance improvement of different pneumatic hybrid boost systems and their ability to reduce turbo-lag. **SAE 2015 World Congress & Exhibition** [s. l.], 14 abr. 2015. DOI 10.4271/2015-01-1159. Disponível em: <https://doi.org/10.4271/2015-01-1159>. Acesso em: 20 nov. 2019

BARLOW, T. J. *et al.* **A reference book of driving cycles for use in the measurement of road vehicle emissions**. Berkshire, Reino Unido. IHS, 2009.

BARNES, F.S *et al.* Compressed air energy storage (CAES). **Handbook of Clean Energy Systems**, [s. l.], 2015. Disponível em: <https://doi.org/10.1002/9781118991978.hces143>. Acesso em: 13 nov. 2019

BEN. **Balanço Energético Nacional 2019**. Empresa de Pesquisa Energética (EPE) Relatório Síntese/Ano base 2018. Rio de Janeiro, 2019.

BRUNETTI, F. **Motores de Combustão Interna**. Volume 1. São Paulo: Blucher, 2012.

CHIARA, F.; CANOVA, M. A review of energy consumption, management, and recovery in automotive systems, with considerations of future trends. **Sage journals**, [s. l.], v. 227, ed. 6, p. 914-936, 2012. Disponível em: <https://doi.org/10.1177/0954407012471294>. Acesso em: 4 nov. 2019.

CHIODI, M. **An innovative 3D-CFD-approach towards virtual development of internal combustion engines**. Stuttgart: VIEWEG+TEUBNER RESEARCH, 2011.

DINALI, M. N. *et al.* Development and analysis of an integrated gas turbine system with compressed air energy storage for load leveling and energy management. **Energy**, [s. l.], 2018. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.08.094>. Acesso em: 7 nov. 2019.

EPA. **Sources of Greenhouse Gas Emissions**. (2017). Disponível em < <https://www.epa.gov/ghgemissions/sources-greenhouse-gas-emissions> >. Acesso em: 29 nov. 2019

FERGUSON, C. R.; KIRKPATRICK, A. T. Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences. In: FERGUSON, C. R.; KIRKPATRICK, A. T. **Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences**. [S. l.: s. n.], 2016. cap. Introduction to Internal Combustion Engines, p. 1-26

GAMMA TECHNOLOGIES. **Engine Performance Application Manual**. Version 2016.

GERVÁSIO, Daniel Teixeira. **Metodologia de correlação e análise de modelos fluidodinâmicos 1d para motores de combustão interna**. Dissertação (Dissertação de Mestrado em Engenharia de Energia) – UFPE. Recife.

HESTER, R. E.; HARRISON, R. M. **Energy Storage Options and Their Environmental Impact**. [S. l.: s. n.], 2018.

HEYWOOD, J.B. **Internal Combustion Engines Fundamentals**. McGraw-Hill, New York, 1988.

HIERETH, H.; PRENNINGER, P. **Charging the Internal Combustion Engine: Powertrain**. [S. l.: s. n.], 2007

HOUNTALAS, D. T.; KATSANOS, C. O.; LAMARIS, V. T. Recovering energy from the diesel engine exhaust using mechanical and electrical turbocompounding. **SAE Technical Paper** [s. l.], 2007. Disponível em: <https://doi.org/10.4271/2007-01-1563>. Acesso em: 4 nov. 2019.

IBRAHIM, H.; ILINCA, A.; PERRON, J. Energy storage systems – Characteristics and comparisons. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 12, [S.l.], n. 5, p. 1221–1250, 2008. Disponível em: <doi:10.1016/j.rser.2007.01.023>.

JYE, A. E. T. S. *et al.* Effects of mechanical turbo compounding on a turbocharged diesel engine. **SAE Technical Paper**, [s. l.], 2013. Disponível em: <https://doi.org/10.4271/2013-01-0103>. Acesso em: 4 nov. 2019.

LEDUC, P. *et al.* Downsizing of gasoline engine: an efficient way to reduce CO₂ emissions. **Oil & Gas Science and Technology**, [s. l.], v. 58, ed. 1, p. 115-127, 2003. Disponível em: <https://doi.org/10.2516/ogst:2003008>. Acesso em: 29 nov. 2019

MACIEL FILHO, F. F. **Construção de ciclos de condução para estimativa de emissões veiculares para ônibus urbanos**. 2015. Dissertação (Mestrado em Ciências) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, [S. l.], 2013. Disponível em: <https://bit.ly/357M4dQ>. Acesso em: 09 dez. 2019

MAHAYADIN, A. R. *et al.* Development of Driving Cycle Construction Methodology in Malaysia's Urban Road System. **IEEE**, [s. l.], 2018.

MAHMOUDI, Amir Reza; KHAZAEI, Iman; GHAZIKHANI, Mohsen. Simulating the effects of turbocharging on the emission levels of a gasoline engine. **Alexandria Engineering Journal**, v. 56, [S.l.], n. 4, p. 737–748, 2017. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.aej.2017.03.005> >

MANUAL de uso e manutenção: FIAT PUNTO. Brasil: [s. n.], 2013.

MARTINS, J. **Motores de combustão interna**. 3.^a ed. Porto: Publindústria, 2013.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; BOETTNER, D. D.; BAILEY, M. B. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 7^a edição. Rio de Janeiro: LTC, 2013.

OTTO, F., DITTRICH, P., WIRBELEIT, F. **Status of 3D-Simulation of diesel combustion**. 3. Internationales Indiziersymposium, 1998.

PASINI, G. *et al.* Numerical comparison of an electric turbo compound applied to a si and a ci engine. **ASME 2015 International Combustion Engine Division Fall Technical Conference**, [s. l.], 2015. Disponível em: https://www.academia.edu/30759377/Numerical_Comparison_of_an_Electric_Turbo_Compound_Applied_to_a_SI_and_a_CI_Engine. Acesso em: 4 nov. 2019.

ROSO, V. R.; MARTINS, M. E. S. Evaluation of a real-world driving cycle and its impacts on fuel consumption and emissions. **SAE Technical Paper**, [s. l.], 2015. Disponível em: <https://doi.org/10.4271/2015-36-0195>. Acesso em: 7 nov. 2019.

SANTOS NETO, A. **Análise termodinâmica do uso de armazenamento de energia mecânica (cae) para gerenciamento da turboalimentação em mci**. Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero. 2019. Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2019

SILVA, L. **Análise do efeito da turboalimentação e estratégia downsizing em motores de combustão interna**: aspectos operacionais e ambientais. Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero. 2019. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2019.

SINGH, D. Vijay; PEDERSEN, E. A review of waste heat recovery technologies for maritime applications. **Energy Conversion and Management**, [s. l.], v. 111, p. 315-3128, 2016. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.12.073>. Acesso em: 4 nov. 2019.

TRANSPORT & ENVIRONMENT. **CO2 Emissions From Cars: The Facts**. (2018) Disponível em: <https://www.transportenvironment.org/sites/te/files/publications/110/2018_04_CO2_emissions_cars_The_facts_report_final_0_0.pdf>. Acesso em: 29 nov. 2019

TAYLOR, A. M. K. P. Science review of internal combustion engines. **Energy Policy**, [s. l.], v. 36, ed. 12, novembro 2008. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2008.09.001>. Acesso em: 4 nov. 2019.

YU, Q. *et al.* A review of compressed-air energy storage. **Journal of Renewable and Sustainable Energy**, [s. l.], 2019. Disponível em: <https://doi.org/10.1063/1.5095969>. Acesso em: 13 nov. 2019.

ZABEU, C. Fica pra mais tarde. **Engenharia automotiva e aeroespacial**, 2012, ano 11, n. 49, 12 mar. 2012. Mesa-redonda, p. 34-35

ZAO, R. *et al.* Numerical study on steam injection in a turbocompound diesel engine for waste heat recovery. **Applied Energy**, [s. l.], 2017. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.10.135>. Acesso em: 4 nov. 2019

ZHU, D.; CHAO, Y.; DENG, J.; HU, Z. *et al.* **Combined Technologies for Efficiency Improvement on a 1.0 L Turbocharged GDI Engine**. SAE Technical Paper 2019-01-0233, 2019, doi:10.4271/2019-01-0233.