



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

LEOMI DE SOUZA SILVA

**ANÁLISE DO EFEITO DA TURBOALIMENTAÇÃO E ESTRATÉGIA DOWNSIZING
EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA: aspectos operacionais e ambientais**

Recife

2019

LEOMI DE SOUZA SILVA

**ANÁLISE DO EFEITO DA TURBOALIMENTAÇÃO E ESTRATÉGIA DOWNSIZING
EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA: aspectos operacionais e ambientais**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Processos e Sistemas Térmicos / Energia

Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero.

Recife

2019

Catálogo na fonte
Bibliotecária Maria Luiza de Moura Ferreira, CRB-4 / 1469

S586a Silva, Leomi de Souza.
Análise do efeito da turboalimentação e estratégia *downsizing* em motores de combustão interna: aspectos operacionais e ambientais / Leomi de Souza Silva. - 2019. 106 folhas, il., tab.

Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2019.
Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. *Downsizing*. 3. Turbocompressor. 4. Motor Ciclo Otto. 5. GT-POWER. 6. Emissões. 7. Torque. 8. Potência. I. Henríquez Guerrero, Jorge Recarte (Orientador). II. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.)

BCTG/2020-52

LEOMI DE SOUZA SILVA

**ANÁLISE DO EFEITO DA TURBOALIMENTAÇÃO E ESTRATÉGIA DOWNSIZING
EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA: aspectos operacionais e ambientais**

Dissertação apresentada ao Programa de
Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
da Universidade Federal de Pernambuco,
como requisito parcial para obtenção do
título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Aprovada em: 13/09/2019

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero (Orientador)

Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Dr. José Ângelo Peixoto da Costa (Examinador Interno)

Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Dr. Adriano da Silva Marques (Examinador Externo)

Universidade Federal Rural de Pernambuco

Dedico este trabalho a minha família, sobretudo a meus pais que sempre se esforçaram ajudando-me a alcançar meus objetivos.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus, primeiramente, por toda força e perseverança dada a mim ao longo do curso, de modo a vencer determinados obstáculos que atrapalhavam minha atividade acadêmica. À minha família, por toda a confiança nos meus estudos e decisões e pelo apoio moral e financeiro sempre quando eu precisava. Ao meu orientador, Jorge Recarte Henríquez Guerrero, que me apoiou, auxiliou e ajudou através de seu profundo conhecimento. À FACEPE, pela bolsa de mestrado concedida, proporcionando um apoio financeiro no início do curso, período em que eu mais precisava. À FCA - Fiat Chrysler Automobiles -, por ter fornecido os recursos necessários para a realização do trabalho. Aos meus amigos e colegas de trabalho que de alguma forma contribuíram para a realização desse sonho. À UFPE e a todos que colaboraram para conclusão deste trabalho.

RESUMO

Devido aos efeitos negativos gerados pelos motores de combustão interna em relação ao consumo de combustível e ao meio ambiente, diversas estratégias tecnológicas têm sido analisadas para reverter essa situação. O conceito downsizing, que busca reduzir a cilindrada do motor mantendo as mesmas características de potência e torque, que pode ser obtido através do uso de turboalimentação, é uma estratégia promissora se também for capaz de apresentar uma elevada eficiência energética e mitigar os impactos ambientais pela redução das emissões. O presente trabalho explora estas possibilidades realizando um estudo numérico via simulação 1D utilizando a plataforma GT-Power e tomando como base de estudo o motor E.torQ 1.6L 16v 4 cilindros. Os estudos paramétricos de redução da cilindrada envolvem a modificação do modelo em GT-Power do motor E.torQ original, que já havia sido previamente validado em outros estudos. Do conjunto de estudos, foram realizadas simulações com uma versão do motor totalmente aspirado de 1.6L e simulações com o motor turboalimentado com cilindradas de 1.0, 1.2 e 1.4 litros considerando 4 cilindros. Posteriormente foram realizadas simulações com as mesmas cilindradas para um motor de 3 cilindros. Dos resultados obtidos das simulações, foram realizadas análises comparativas levando em consideração as curvas de torque, potência, consumo específicos de combustível e emissões de CO₂, CO, HC e NO_x. Verifica-se que para rotações médias e altas os motores reduzidos conseguem compensar em desempenho o menor deslocamento. Observa-se de um modo geral que a medida que se reduz a cilindrada há melhoras nos níveis de consumo específico de combustível e emissões CO₂, CO, HC. No entanto, verifica-se que conforme se reduz a cilindrada ocorre aumento nas emissões específicas de NO_x, principalmente em baixas velocidade para os motores de 3 cilindros.

Palavras-chave: *Downsizing*. Turbocompressor. Motor Ciclo Otto. GT-POWER. Emissões. Torque. Potência.

ABSTRACT

Due to the negative effects generated by internal combustion engines in relation to fuel consumption and the environment, several technological strategies have been analyzed to reverse this situation. The downsizing concept, which seeks to reduce engine displacement while maintaining the same power and torque characteristics that can be achieved through the use of turbocharging, is a promising strategy if it is also able to deliver high energy efficiency and mitigate environmental impacts by emission reduction. The present work explores these possibilities by performing a numerical study via 1D simulation using the GT-Power platform and based on the E.torQ 1.6L 16v 4-cylinder engine. Parametric displacement studies involve modifying the GT Power model of the original E.torQ engine, which had been previously validated in other studies. From the set of studies, simulations were performed with a 1.6L fully aspirated engine version and simulations with the 1.0, 1.2 and 1.4 liter turbocharged engine considering 4 cylinders. Later simulations were performed with the same displacement for a 3-cylinder engine. From the results obtained from the simulations, comparative analyzes were performed taking into consideration the curves of torque, power, specific fuel consumption and CO₂, CO, HC and NO_x emissions. It is verified that for medium and high revs the reduced engines can compensate in performance the smallest displacement. It is generally observed that as the engine capacity is reduced there are improvements in specific fuel consumption and CO₂, CO, HC emissions. However, it is found that as the displacement decreases, specific NO_x emissions increase, especially at low speeds for 3-cylinder engines.

Keywords: Downsizing. Turbocharger. Motor Cycle Otto. GT-POWER. Emissions. Torque. Power.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 -	Esquema do princípio de funcionamento de uma máquina térmica	31
Figura 2 -	Classificação das máquinas térmicas	33
Figura 3 -	MCI, a queima ocorre no interior do motor (ilustração à esquerda); MCE, a queima ocorre em local separado do motor (ilustração à direita)	33
Quadro 1 -	Componentes do MCI	34
Figura 4 -	Alguns componentes do MCI	35
Figura 5 -	Vista dos componentes de um motor de combustão interna – MCI	36
Figura 6 -	Componentes fixos e móveis pertencentes ao cabeçote de um motor MCI	36
Figura 7 -	Representação esquemática de cada tempo do motor	38
Figura 8 -	Sistema de injeção PFI e GDI	39
Figura 9 -	Disposições dos cilindros	40
Figura 10 -	Esboço do motor	41
Figura 11 -	Diagrama pressão versus volume	43
Figura 12 -	Esquema do funcionamento de um motor turboalimentado	48
Figura 13 -	Modo de combustão com chama	52
Figura 14 -	Modo de combustão sem chama: detonação	52
Figura 15 -	Formação de poluentes em função da razão de ar-combustível ..	53
Figura 16 -	Representação 1-D da parte principal do modelo do motor turboalimentado original	59
Figura 17 -	Representação 1-D da parte principal do modelo do motor naturalmente aspirado obtido a partir do modelo turboalimentado original	60
Figura 18 -	Atributos modificados para redução de cilindrada	61
Figura 19 -	Atributos da região da cabeça do cilindro que foram modificadas durante a redução de cilindrada	62

Figura 20 - Atributos relacionados ao diâmetro, espessura e localização das válvulas	62
Figura 21 - Conjunto de partes (do modelo base) que foi excluído para obtenção de um modelo com 3 cilindros	64
Figura 22 - Modelo de 3 cilindros após a exclusão do cilindro 4 e seus componentes	64
Figura 23 - Configuração do escape no modelo de 3 cilindros	65
Figura 24 - Nova conexão para o FlowSplitGeneral 24283	65
Figura 25 - Ordem de ignição do modelo base	66
Figura 26 - Ordem de ignição do modelo de 3 cilindros	66
Figura 27 - Coluna referente ao cilindro 4 excluída	67
Figura 28 - Topo do pistão (à esquerda) e domo do cabeçote (à direita)	72
Figura 29 - Comparação de torque e potência em função da velocidade entre os motores naturalmente aspirado e turboalimentado	77
Figura 30 - BMEP Alvo e BMEP alcançada em função da velocidade para o motor base	78
Figura 31 - Diferença percentual de Torque/Potência em função da velocidade entre os motores naturalmente aspirado e turboalimentado	78
Figura 32 - Eficiência volumétrica (à esquerda) e diferença percentual de eficiência volumétrica (à direita) entre os motores turboalimentado e naturalmente aspirado	79
Figura 33 - BSFC e Razão Ar-combustível em função da velocidade para os motores naturalmente aspirado e turboalimentado	80
Figura 34 - Emissão de CO ₂ e CO para os motores turboalimentado e aspirado	81
Figura 35 - Emissões de HC e NO _x em função da velocidade	82
Figura 36 - Curvas de torque e potência para os motores reduzidos e base	84
Figura 37 - Percentual de redução de torque/potência em relação ao motor base em função da velocidade	86
Figura 38 - Comparação do BSFC entre os motores reduzidos e base	87

Figura 39 -	Curvas de emissões de CO ₂ e CO para os motores reduzidos e base	89
Figura 40 -	Curvas de emissões de HC e NO _x para os motores reduzidos e base	89
Figura 41 -	Temperatura máxima no cilindro para os motores reduzidos e base	90
Figura 42 -	Curvas de torque e potência dos motores reduzidos (3 e 4 cilindros)	91
Figura 43 -	Curvas de BSFC para os motores reduzidos (3 e 4 cilindros)	92
Figura 44 -	Curvas de emissões de CO ₂ e CO para os motores reduzidos (3 e 4 cilindros)	93
Figura 45 -	Razão ar-combustível e temperatura máxima no cilindro para os motores reduzidos	94
Figura 46 -	Curvas de emissões de HC e NO _x para os motores reduzidos	94
Figura 47 -	Curvas comparativas de torque, potência, BMEP e BSFC entre os motores sugerido e naturalmente aspirado	96
Figura 48 -	Curvas de emissões (CO ₂ , CO, HC e NO _x) para os motores sugerido e naturalmente aspirado	96
Figura 49 -	Mapa de eficiência da turbina para os motores reduzidos e base.	101
Figura 50 -	Mapa de eficiência do compressor para os motores reduzidos e base	102

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 -	Características dos motores reduzidos e do motor base	83
Tabela 2 -	Tabela comparativa entre os motores reduzidos e base	85
Tabela 3 -	Características dos motores reduzidos de 3 e de 4 cilindros e do motor base	91

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AIS	Air Intake System (sistema de admissão de ar)
BEN	Balanço Energético Nacional
BMEP	Brake Mean Effective Pressure (pressão média efetiva de freio)
BSFC	Brake Specific Fuel Consumption (consumo específico de combustível)
BTE	Brake Thermal Efficiency (eficiência térmica de freio)
CAD	Computer-Aided Design (desenho assistido por computador)
CFD	Computational Fluid Dynamics (fluidodinâmica computacional)
CO	Monóxido de Carbono
CO ₂	Dióxido de carbono (ou gás carbônico)
E22	Gasolina com 22% de Etanol Anidro
EGR:	Exhaust Gas Recirculation (recirculação de gases de exaustão)
FCA	Fiat Chrysler Automobiles
GDI	Gasoline Direct Injection (injeção direta de gasolina)
HC	Hidrocarboneto
IMEP	Indicated Mean Effective Pressure (pressão média efetiva indicada)
MCE	Motor de Combustão Externa
MCI	Motores de Combustão Interna
MON	Motor Octane Number (Método Motor)
NO _x	Óxido de Nitrogênio
PFI	Port Fuel Injection (injeção de combustível na porta de admissão)
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
RON	Research Octane Number (Método de Pesquisa)

RPM	Rotações Por Minuto
SI	Spark Ignition (ignição por centelha)
VVT	Variable Valve Timing (temporização de válvula variável)
WOT	Wide Open Throttle (acelerador totalmente aberto)

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	17
1.1	OBJETIVOS	20
1.1.1	Objetivo geral	20
1.1.2	Objetivos específicos	20
1.2	APRESENTAÇÃO DA DISSERTAÇÃO	20
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	22
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	31
3.1	MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	31
3.1.1	Classificação das máquinas térmicas	32
3.1.2	Principais componentes do MCI	34
3.1.3	Princípio de funcionamento	37
3.1.4	Outras classificações importantes de um MCI	38
3.1.4.1	Sistema de alimentação de combustível	38
3.1.4.2	Disposição dos cilindros	40
3.1.4.3	Relações entre diâmetro e curso do pistão	40
3.2	CICLO OTTO	41
3.3	DESEMPENHO DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	43
3.3.1	Potência e torque	44
3.3.2	Eficiência térmica	44
3.3.3	Eficiência mecânica	45
3.3.4	Pressão efetiva média	45
3.3.5	Eficiência volumétrica	46
3.3.6	Consumo específico de combustível de freio (BSFC)	47
3.4	TURBOCOMPRESSOR	47
3.5	COMBUSTÍVEIS	48
3.5.1	Gasolina	48
3.5.2	Octanagem	49
3.5.3	Volatilidade	50
3.5.3.1	Destilação	50
3.5.3.2	Pressão de vapor	51
3.6	COMBUSTÃO	51

3.6.1	Formação de poluentes	53
3.6.2	Monóxido de carbono (CO)	54
3.6.3	Hidrocarboneto não queimado	54
3.6.4	NO_x	55
3.6.4.1	NO térmico	55
3.6.4.2	NO prompt	56
3.6.4.3	NO via N ₂ O	56
3.6.4.4	NO combustível	56
4	METODOLOGIA	57
4.1	OBTENÇÃO DE UM MODELO NATURALMENTE ASPIRADO	58
4.2	OBTENÇÃO DE MODELOS REDUZIDOS TURBOALIMENTADOS COM 4 CILINDROS	61
4.3	OBTENÇÃO DE MODELOS TURBOALIMENTADO REDUZIDOS COM 3 CILINDROS	63
4.4	EQUAÇÕES UTILIZADAS NAS SIMULAÇÕES	67
4.4.1	Torque	67
4.4.2	Potência	68
4.4.3	Consumo específico de combustível de freio – BSFC	68
4.4.4	CO₂	69
4.4.5	CO	69
4.4.6	HC	70
4.4.7	NO_x	71
4.4.8	Combustão preditiva a plena carga	71
4.4.9	Transferência de calor	73
4.4.10	Cilindrada total	74
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO	76
5.1	ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE OS MOTORES NATURALMENTE ASPIRADO E TURBOALIMENTADO	76
5.1.1	Torque e potência	76
5.1.2	Eficiência volumétrica	79
5.1.3	Consumo específico de combustível de freio – BSFC	80
5.1.4	Emissões (CO₂, CO, HC e NO_x)	80

5.2	ANÁLISE DE REDUÇÕES DE CILINDRADA DO MOTOR TURBO E.TORQ EVO 1.6L (4 CILINDROS)	83
5.2.1	Torque e potência	83
5.2.2	Consumo específico de combustível de freio – BSFC	87
5.2.3	Emissões (CO ₂ , CO, HC e NO _x)	88
5.3	ANÁLISE COMPARATIVA DOS MOTORES REDUZIDOS DE 4 CILINDROS COM MOTORES REDUZIDOS DE 3 CILINDROS	90
5.3.1	Torque e potência	91
5.3.2	Consumo específico de combustível de freio – BSFC	92
5.3.3	Emissões (CO ₂ , CO, HC e NO _x)	93
5.4	REDUÇÃO DE CILINDRADA SUGERIDA (DOWNSIZING)	95
6	CONCLUSÃO	97
7	TRABALHOS FUTUROS	101
	REFERÊNCIAS	103

1 INTRODUÇÃO

Até as últimas décadas do século passado, pensava-se que as sociedades mais evoluídas eram aquelas que consumiam necessariamente mais energia. Porém, hoje se sabe que o crescimento de uma sociedade está relacionado, principalmente, ao uso consciente dos recursos naturais e a preservação do meio ambiente. Com isso, aperfeiçoamentos tecnológicos destinados a reduzir o consumo e a intensidade energética nos diversos setores da economia são imprescindíveis, de modo a converter recursos naturais em energia utilizável com o mínimo impacto ambiental e máxima eficiência (CARVALHO, 2014).

É evidente que as atividades humanas são responsáveis por quase todo o aumento de gases de efeito estufa na atmosfera nos últimos 150 anos. A queima de combustíveis fósseis proveniente dos setores de transportes, agricultura, geração de eletricidade e de uso industrial correspondem as maiores fontes de emissão. Nos Estados Unidos, o setor de transporte gera a maior parcela de emissões de gases de efeito estufa, sendo responsável por cerca de 29% de emissões (EPA, 2017). Na Europa, 27% do total de emissões de CO₂ é proveniente do setor de transporte, sendo este a maior fonte de emissão do continente (TRANSPORT & ENVIRONMENT, 2018). Os dados do Balanço energético 2019 (BEN 2019) revelaram que 32,7% da energia utilizada e 46,3% de emissões de CO₂ do ano de 2018 no Brasil foram provenientes do setor de transportes, sendo este setor o responsável pela maior fatia no consumo de energia e emissões de dióxido de carbono no país (BEN, 2019).

O setor de transporte rodoviário, em sua maioria, é composto por veículos automotores como carros, ônibus e caminhões, os quais utilizam motores de combustão interna para coloca-los em movimento. As duas principais categorias desses motores são os de ignição por centelha, também conhecido como motores a gasolina, e os de ignição por compressão, também conhecidos como motores diesel. Estes, além de emitirem o CO₂, que é o principal produto da reação de combustão de hidrocarboneto e o principal responsável pelo aquecimento global, sendo o gás de maior emissão pelos humanos, emitem também outros poluentes que merecem bastante atenção: o monóxido de carbono (CO); hidrocarboneto (HC); e óxidos de nitrogênio (NO_x). O monóxido de carbono é um gás incolor, inodoro, insípido, um pouco menos denso que o ar. É um produto da oxidação parcial de carboidratos e

formado quando não há oxigênio suficiente disponível para a combustão. Na presença de oxigênio suficiente CO queima para produzir o CO_2 . O CO tem um potencial cerca de 220 vezes maior de se combinar com a hemoglobina no sangue, substituindo o oxigênio e reduzindo a alimentação deste ao cérebro, coração e para o resto do corpo, durante o processo de respiração. Em baixa concentração causa fadiga e dor no peito, em alta concentração pode levar a asfixia e morte (PENNEY, 2000; MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE). Os hidrocarbonetos, provenientes dos gases de escapamento dos veículos, são as moléculas de combustível não queimadas durante o processo de combustão no cilindro. Situadas dentro das fendas da câmara de combustão ou precipitadas nas paredes da câmara, elas evitam a zona de chama e, portanto, permanecem sem queima (HEYWOOD, 1988). Os hidrocarbonetos são precursores para a formação do ozônio troposférico (MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE). NO_x é um termo geral que apresenta a soma do monóxido de nitrogênio (NO) e dióxido de nitrogênio (NO_2). Esses poluentes se formam em condições de alta temperatura no cilindro dos motores de ignição por centelha na presença de oxigênio e nitrogênio atmosféricos e do combustível (HEYWOOD, 1988). Os óxidos de nitrogênio são responsáveis pela formação do *smog* fotoquímico e pela chuva ácida. Esta, por sua vez, prejudica a saúde humana, deteriora as estruturas, polui as águas e os ecossistemas marinhos e destrói as florestas (MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE; LIKENS, 1996; EYSSAUTIER-CHUINE, 2016). Por outro lado, os óxidos de nitrogênio podem penetrar profundamente nos tecidos do pulmão e causar irritações, provocar ou agravar doenças respiratórias, como enfisema e bronquite, e agravar doenças cardíacas existentes (U.S. ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY, 1998).

Em 2018 o Conselho Nacional do Meio Ambiente (Conama) aprovou uma resolução que impõe limites de emissão mais restritivos para o Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores (Proconve - criado em 1986 para reduzir progressivamente as emissões de poluentes por veículos automotores). Tal resolução tem como objetivo reduzir emissões de poluentes por veículos novos, promover a atualização tecnológica da indústria automobilística e estabelecer mecanismos de controle baseados em parâmetros e critérios de qualidade ambiental. Essa medida já é adotada no Estados Unidos (IBAMA, 2018).

Com o objetivo de reduzir o consumo de combustível e consequentemente as emissões de gases poluentes, muitas tecnologias vêm sendo estudadas e

empregadas nos motores de combustão interna. Uma das tecnologias que merece destaque é aquela relacionada ao conceito de *downsizing* que, associada ao uso de um turbocompressor, consiste na redução da cilindrada do motor de modo a manter os níveis de desempenho e reduzir o consumo de combustível. O turbocompressor é constituído basicamente por uma turbina, que aproveita 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 (BRUNETTI, 2012). Canli et al. (2010) verificaram que turbocompressão, associada ao uso adequado de um inter-resfriamento ideal do ar comprimido que chega ao cilindro, permite um aumento de potência significativo, ultrapassando ao dobro do seu equivalente naturalmente aspirado ou uma redução de cilindrada de 30% a 60%. Esse resultado de potência é comparável aos estudos de Barbosa (2017) e Mahmoudi et al. (2017). Estes últimos verificaram ainda um aumento superior ao dobro no torque máximo e uma redução de todas emissões (CO_2 , CO, HC, NO_x) específicas de freios, confirmando os resultados de realizados por Silva et al. (2009). Muitos outros estudos referentes ao tema vêm sendo realizados, são os casos dos estudos de Rinaldin et al. (2015) e Severi et al. (2015) que paralelamente tiveram como objetivo diminuir em 20% o deslocamento do motor sem reduzir o torque do freio em toda faixa de velocidade do motor, buscando melhorar o suprimento de ar a baixa velocidade e manter as margens de segurança no que se refere a batida do motor; de Gupta et al. (2013) que estudou a redução de 30% do motor incorporando três tecnologias: turbocompressor, injeção direta e temporização de válvula variável; de Jonsson e Lundahl (2013) que avaliaram se um motor de 3 cilindros poderia substituir um motor de 4 cilindros de desempenho médio a alto; de Zhu et al. (2019) que tiveram como objetivo melhorar a eficiência térmica em um motor de 3 cilindros 1.0 L turbo estudando os efeitos da taxa de compressão, recirculação dos gases de escape (EGR), temporização das válvulas e viscosidade do óleo na economia de combustível.

O presente estudo está associado a um projeto de pesquisa e desenvolvimento tecnológico mais abrangente que está sendo executado em parceria com a FIAT CHRYSLER AUTOMOVEIS BRASIL LTDA. No que tange ao presente estudo, busca-se avaliar numericamente o efeito integrado da redução da cilindrada e da inclusão de turboalimentação num motor ciclo Otto sobre os parâmetros operacionais do motor (torque, potência e consumo específico) e sobre as emissões específicas (CO_2 , CO,

HC e NO_x). O estudo foi realizado utilizando modelagem e simulação numérica 1D na plataforma GT-Power.

1.1 OBJETIVOS

Esse tópico aborda os objetivos geral e específicos, tendo como propósito resumir, apresentar a ideia central e detalhar os processos necessários para a realização desse trabalho.

1.1.1 Objetivo geral

Realizar uma simulação numérica comparativa do efeito integrado da redução da cilindrada do motor e uso da turboalimentação com o intuito de verificar possíveis melhorias no desempenho térmico (ou redução no consumo de combustível) e emissões atmosféricas do motor.

1.1.2 Objetivos específicos

- Analisar, definir e realizar as adaptações necessárias em um modelo 1D no GT-Power do motor E.torQ 1.6L 16v 4 cilindros turbo considerando as condições e premissas estabelecidas no presente estudo.
- Fazer simulações considerando o modelo base (motor turboalimentado) e o modelo modificado (motor naturalmente aspirado). Analisar, comparar e discutir os resultados.
- Realizar estudos paramétricos variando a cilindrada do motor base. Analisar, comparar e discutir os resultados.
- Modificar o modelo considerando um motor turbo com três cilindros e, a partir disso, realizar estudos paramétricos variando a cilindrada do motor. Analisar, comparar e discutir os resultados.

1.2 APRESENTAÇÃO DA DISSERTAÇÃO

A estrutura da dissertação é dividida em 7 capítulos:

- Nesse capítulo 1 é apresentado a contextualização do problema, justificativa, objetivos geral e específicos, bem como a estrutura da dissertação
- No capítulo 2 apresenta a revisão de literatura. Onde é apresentada outras pesquisas relevantes ao tema em estudos dos últimos anos. Nele é resumido alguns estudos já realizados e relacionados ao tema de pesquisa que ajudaram a compreender o tema proposto.
- No capítulo 3 é apresentada a fundamentação teórica. Nele são abordados os conceitos básicos para compreensão de como um motor de combustão interna funciona, as características do turbocompressor e sua influência quando introduzido no motor, bem como conceitos sobre a combustão realizadas nesses motores com o objetivo de entender a ocorrência dos principais gases poluentes emitidos.
- No capítulo 4 é mostrada a metodologia utilizada para a realização das simulações, detalhando como foi feita a conversão do motor turbo de 4 cilindros em aspirado de 4 cilindros; do motor turbo de 4 cilindros em reduzidos de 4 cilindro; e do motor turbo de 4 cilindros em reduzidos de 3 cilindros.
- No capítulo 5 é feita a análise dos resultados de todos os modelos simulados, discutindo os principais parâmetros como torque, potência, consumo de combustível e emissões de poluentes. Após analisados, comparados e discutidos seus resultados, uma sugestão de *downsizing* foi feita entre os motores turbos reduzidos e o naturalmente aspirado.
- No capítulo 6 são expostas as conclusões relativas ao trabalho. Onde é resumido os principais resultados encontrados e as principais conclusões obtidas a partir deles.
- No capítulo 7 é apresentado possíveis sugestões de trabalhos futuros a serem realizados a partir dessa pesquisa.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os primeiros modelos de motores sobrealimentados foram os chamados superchargers (supercompressor) ou de sobrealimentação mecânica, existentes até os dias atuais. Nesse tipo de motor o compressor é acionado diretamente pelo motor, tendo como maior desvantagem o consumo de parte da potência mecânica produzida por este. Esta perda de potência pode chegar a 15% da potência efetiva do motor.

Para evitar essa perda de potência, posteriormente o compressor passou a ser acoplado a uma turbina que, por sua vez, utilizou-se da energia dos gases de combustão do próprio motor, que passavam pelas suas pás, para acionar o compressor, surgindo assim os chamados turbochargers ou turbocompressores. A partir daí essa nova tecnologia de turboalimentação passou a ser aperfeiçoada constantemente para melhoraria da sua eficiência nos motores de combustão interna.

O conceito de *downsizing* nos motores de combustão interna turboalimentado é um ponto relevante devido a diminuição específica do consumo de combustível, menor ruído, baixa emissão de gases poluentes, menor peso e custo de fabricação, além da redução de impostos em alguns países devido ao menor volume do cilindro. A seguir, serão apresentados estudos sobre a turbocompressão e as possibilidades do conceito de downsizing nos motores de combustão interna turboalimentado.

A fim de minimizar os impactos do transporte na energia e no meio ambiente, tendo como objetivo principal atingir a meta da Associação Europeia de Fabricantes de Automóveis (ACEA) de 125 g/km de CO₂ até 2015, Silva et al. (2009) analisaram medidas de baixa complexidade: frenagem regenerativa; corte de combustível durante a descida; parada / partida do motor; e *downsizing* e turbocompressão do motor. Para simulação de veículos leves a gasolina convencional, os autores usaram o código EcoGest, código este baseado em equações do comportamento dinâmico longitudinal de veículos combinados com simulação numérica do motor e conversor catalítico e desenvolvido internamente devido à sua capacidade de gerar mapas do motor para consumo de combustível e emissões que geralmente não são disponibilizadas pelos fabricantes. As previsões obtidas pelo EcoGest variam entre 2% a 10% dos dados obtidos experimentalmente. Neste trabalho, as análises através do modelo EcoGest foram feitas sob duas condições de tráfego (urbano e rodoviário), com veículos de

pequeno a grande porte e com três tipos de ciclos de condução: NEDC (New European Driving Cycle); IC19, que pretende simular uma condição de condução altamente congestionada; e MEC01, que pretende simular todas as condições de condução do veículos e todas as capacidades do motor. Destes, o NEDC foi o principal ciclo investigado. Os autores verificaram, entre outros resultados, que, devido ao aumento em 10% no peso do veículo pela consequente necessidade de instalação de um sistema elétrico, a frenagem regenerativa não seria vantagem para carros de passageiro, pois não há redução significativa do consumo de combustível. Para o ciclo de condução NEDC e veículos comerciais leves analisados, o mecanismo de corte de combustível pode alcançar 10% de economia de combustível (a mesma redução percentual para o CO₂) além de reduções de cerca de 5 a 40% para HC e CO e de 5 a 20% para NOx; já o mecanismo de parada / partida pode alcançar 8% de economia de combustível (a mesma redução percentual para o CO₂). Com um modelo de adição de um turbocompressor, as reduções de 20% e 40% no deslocamento do motor, em relação ao mesmo motor naturalmente aspirado, foram analisadas com pressão de exaustão do turbocompressor de 20% a 50% superior a pressão absoluta do coletor de admissão (IMAP). Para redução de 20% do motor com um aumento de 20% a 50% na pressão do coletor de admissão foi alcançada uma economia de combustível de 6% a 14% (mesmas reduções percentuais para o CO₂). O modelo previu reduções de emissões de 2 a 4% para o HC, 7 a 20% para o CO e 8 a 23% para o NOx; para redução de 40% do motor com um aumento de 20% a 50% na pressão do coletor de admissão foi alcançada uma economia de combustível de 13 a 23% (mesmas reduções percentuais para o CO₂). O modelo previu reduções de emissão de 4-8% para HC, 15-35% para CO e 15-37% para NOx.

O estudo Canli et al. (2010) consistiu numa análise numérica da introdução do intercooler no processo de resfriamento do ar de carga proveniente do turbocompressor. Uma abordagem analítica foi realizada usando mapas de compressores e turbinas de um turbocompressor real. A partir daí, foram feitas análises comparativa entre os motores naturalmente aspirado (N.A), com turbocompressor e sem intercooler (T.C), com turbocompressor e intercooler (T.C.I) e com turbocompressor e intercooler com queda de pressão de 3% (T.C.I-3) e 10% (T.C.I-10), obtendo gráficos de potência de saída do motor, aumento percentual de potência de saída do motor e possível redução do volume do cilindro do motor (downsizing) em

função da rotação do motor. Como resultado desse estudo, verificou-se que com a introdução do intercooler ideal em um motor turboalimentado foi possível aumentar a potência de saída em 154%, em relação ao mesmo motor naturalmente aspirado, contra um aumento de 65% no motor turboalimentado sem o intercooler. Com isso, concluiu-se que a turboalimentação e o inter-resfriamento contribui para uma possível redução da cilindrada de 30% a 60% e que as maiores oportunidades de downsizing ocorrem em alta rotação devido ao aumento da taxa de boost do turbocompressor.

Sroka (2011) analisou os impactos de *downsizing* na economia de combustível e emissão de CO₂ discutindo sobre as limitações dessa tecnologia do ponto de vista termodinâmico. O trabalho foi feito baseado em uma simulação computacional multivariadas e testes de laboratório visando determinar o *downsizing* ideal, considerando, para isso, aspectos de carga térmica e alguns parâmetros operacionais. Nele foi examinado a influência das mudanças da relação diâmetro – curso do pistão nos parâmetros operacionais básicos do motor. O motor tomado como referência foi o Fiat, de cilindrada 1.1 dm³, com diâmetro de 70 mm e curso de 72 mm, potência e torque máximo de 40 kW e 88 Nm, respectivamente. Os resultados mostraram que no projeto de *downsizing*, é necessário observar os efeitos térmicos. Considerando estes efeitos e os índices operacionais do motor, como potência, consumo específico de combustível e BMEP, o autor concluiu que o diâmetro deveria ser reduzido em 80% e o curso em 85%. Ainda, complementou que uma redução de 80% a 90% do diâmetro e curso do pistão é vantajoso. Dentre outros resultados, foi verificado que a potência efetiva é essencialmente mais alta que o valor de entrada até 50% e houve um benefício de 10% na redução de emissão de CO₂.

Gupta et al. (2013) estudou a redução de 30% do motor de ignição por faísca naturalmente aspirado de 2.0 litro para um motor de 1.4 litro de temporização de válvula variável (VVT) de injeção direta de gasolina (GDI) turboalimentado. Para análise das simulações tanto em regime transiente quanto estacionário, foi usado o pacote de software de Ricardo WAVE no qual permite simulação de dinâmica de motores e gases de 1-D e simulações de desempenho em uma ampla variedade de configurações de sistemas de admissão, combustão e escape. O motor de 2.0 litros foi reduzido geometricamente para motores de 1.6, 1.4 e 1.2 litros para estudar desempenho de cada motor reduzido, de forma a selecionar o motor com menos capacidade cúbica que correspondesse ao desempenho do motor básico de 2.0 litros

após incorporar as três tecnologias: turbocompressor, injeção direta e temporização de válvula variável. Foram criadas 5 configurações com relação a razão diâmetro/curso para cada motor reduzidos escolhendo as configurações que apresentasse melhores desempenho de torque, potência, BSFC e comprimento longitudinal do motor. Dessa forma, as configurações selecionadas foram as relações entre diâmetro/curso de 1,5 para motor de 1,6 litros e 1,6 para motores de 1,4 e 1,2 litros. Dentre estes foi selecionado o motor 1.4L para o *downsizing*, visto que nos resultados simulados ele apresentou melhores resultados combinar o desempenho com o motor de base de 2.0 litros inserindo as tecnologias propostas. Esse motor escolhido, foi inicialmente otimizado considerando: o controle da abertura da válvula de admissão, o dimensionamento da válvula de admissão e da válvula de escape para uma melhor eficiência volumétrica; o controle do início da injeção e a razão combustível-ar para atingir uma condição conhecida como ponto máximo de torque de frenagem; e o controle do início da combustão para o evitar a detonação. Os resultados da simulação mostraram que em regime estacionário o motor turbinado escolhido de 1.4L GDI VVT apresentou um torque/potência máxima 102% superior ao motor base 2.0L não turbinado a 6000 rpm e uma redução máxima no consumo de combustível de 24% a 2000 rpm. Para o estado transiente, no qual se baseou no Novo Ciclo de Condução Europeu (NEDC) com diversas simplificações, as melhorias foram 23% para potência, 18,8% para o torque e 25,2% para o consumo específico de combustível.

Rinaldin et al. (2015) estudou o motor turboalimentado SI GDI V8, modelado por meio de ferramentas CFD, tanto em 1D quanto em 3D, tendo como objetivo diminuir em 20% o deslocamento do motor, sem reduzir o torque do freio em toda faixa de velocidade do motor. Para tal redução, o autor manteve o curso constante e reduziu o diâmetro em cerca de 10% do tamanho original. Com isso, foram redesenhados a câmara de combustão, os orifícios das válvulas, bem como todo o sistema de admissão e escape. Foi considerado um modelo de turboalimentador triplo de dois estágios – estágio de alta pressão, composto por dois turbocompressores em paralelo (uma máquina por banco de cilindro); estágio de baixa pressão, composto por um turbocompressor bastante grande que fornece uma vazão cerca de duas vezes maior que a do turbocompressor de banco único de um sistema convencional - de forma a melhorar o suprimento de ar a baixa velocidade. Neste estudo, nenhuma

análise detalhada da combustão foi apresentada. O modelo foi otimizado e simulado com o auxílio do software GT-Power. Entre outros resultados, o motor reduzido conseguiu compensar o menor deslocamento graças a maior eficiência volumétrica, menores perdas de calor, maior eficiência mecânica e menores perdas por bombeamento, com as curvas de torque e potência do freio atendendo aos objetivos de desempenho, em toda a faixa de velocidade. Verificou-se que acima de 4000 rpm, houve uma melhoria no consumo de combustível, em comparação com o motor não reduzido, mostrando valores abaixo de 300 g/kW. Porém, a velocidades mais baixas, tal consumo é prejudicado devido a necessidade de misturas ricas, de forma a reduzir a temperatura final do gás e obter a mesma tendência de batida do motor original (não reduzido).

Com o objetivo de explorar o potencial de redução do motor SI V8 GDI turboalimentado tomado como referência, enquanto tem como desafio manter as margens de segurança no que se refere a batida de motor, Severi et al. (2015) fez, paralelamente aos trabalhos de Rinaldin et al. (2015) que buscou resolver o problema do suprimento de ar a baixa rotação do mesmo motor reduzido, uma análise preliminar de CFD-3D para definir a relação mais adequada entre diâmetro e curso. Definiu-se uma redução de 11% no diâmetro do cilindro, alcançando uma redução no deslocamento do motor de aproximadamente 20%. Nesse estudo, as análises de combustão foram desenvolvidas no âmbito do Star-CD 4.20, licenciado pela CD-adapco e o modelo de combustão adotado foi o ECFM-3Z. Para avaliar a influência do downsizing no início da batida, preliminarmente dois conjuntos de análises foram feitas: redução, mantendo constante a relação diâmetro-curso (1,18) e redução de diâmetro mantendo o deslocamento (cilindrada) constante. Para o primeiro conjunto de análise, o estudo mostrou que a redução no deslocamento do cilindro é benéfica em termos de desempenho específico, a comparação entre os casos extremos mostrou um aumento de 4,4% na potência específica e uma redução de 6,2% no consumo específico de combustível. Para o segundo conjunto de análise, verificou-se claramente que o melhor caso é aquele com o menor diâmetro, tendo melhor desempenho, compensação de batida e cujo IMEP aumenta até 26,37 bar a partir de 25,37 bar do maior diâmetro. A análise do motor com diâmetro reduzido em 11% mostrou, portanto, uma combustão mais rápida e níveis mais altos de pressão dentro da câmara de combustão, para uma mesma tendência de batida. Em comparação ao

motor original, o motor reduzido, para uma rotação de 700 rpm, mostrou um aumento na potência específica de 38% e uma redução no consumo específico de combustível de 21%.

Assis et al. (2016), fizeram uma análise de *downsizing* fundamentada na literatura através de um estudo de casos, tomando como alicerce os parâmetros de torque, potência, consumo e emissão de gases poluentes. A análise tomou como base um motor de 1.6L de quatros cilindros, esperando que após uma redução de cilindrada para 1.0L turboalimentado este novo motor apresente uma redução no consumo de combustíveis e emissão de gases poluentes, bem como, possua potência e torque equivalente ao motor 1.6L naturalmente aspirado. O trabalho foi desenvolvido pelo processo de revisão da literatura, para que houvesse uma coleta de dados e definições necessários ao desenvolvimento da pesquisa e posteriormente sob a análise de um estudo de caso comparativo entres os motores turbo de 1.0L e o naturalmente aspirado de 1.6L. O motor turbo analisado foi Ford Eco Boost 1.0 de três cilindros, à gasolina, com injeção direta e comando de válvulas variável e o motor naturalmente aspirado foi o 1.6L também da Ford. Em relação à economia de combustível o motor turbo apresentou um consumo de 20 km/h em um circuito misto enquanto o naturalmente aspirado um consumo de 11,0 km/h na cidade e 14,3 km/h na estrada. Os resultados mostraram ainda que os parâmetros de torque foram superiores em todas a faixa de velocidade em comparação ao naturalmente aspirado. Os resultados nos níveis de CO₂ foram de 109 g/km para o turbo de 1.0L contra 141 g/km do naturalmente aspirado de 1.6L. Entre outras discussões e resultados analisados, o autor concluiu que o motor 1.0L turbo apresenta vantagens nos parâmetros estudados, percebendo que uma diminuição (*downsizing*) desses motores, atrelada a uma ou mais soluções tecnológicas, é uma alternativa viável e promissora para manutenção e, por vezes, aumento da potência e torque, melhor resposta ao acelerador e economia de combustível sem uma diminuição na performance do carro.

Nos estudos de Mahmoudi et al. (2017), através da simulação 1-D com o código do GT- Power, foi avaliado os níveis das quatro principais emissões (NO_x, CO₂, CO e HC), bem como o desempenho do motor a gasolina do Nissan Máxima 1994 com a introdução de um turbocompressor. As emissões de NO_x foram calculadas usando o mecanismo de Zeldovich Estendido, cujos os resultados são muito sensíveis a massa

do cilindro retido (Fluxo de ar do motor, EGR, relação de retenção), relação ar-combustível e taxa de combustão. As previsões das emissões foram feitas usando um modelo de equilíbrio, no qual é levado em conta o tempo necessário para a espécie reagir e combinar. A transferência de calor no cilindro foi calculada por um modelo que impõe temperaturas de parede do cilindro de 575 K, 575 K e 375 K para a cabeça do cilindro, pistão e parede do cilindro, respectivamente. O acelerador foi modelado como um orifício de coeficiente de descarga variável. As relações ar / combustível para diferentes condições de funcionamento do motor foram definidas entre 12,6 para o mais rico em combustível e 19,3 para as combustões mais pobres em combustível. Para a seleção do turbocompressor adequado para a aplicação, a meta de potência, o deslocamento do motor, a rotação máxima e a condição ambiente foram os parâmetros conhecidos e, a eficiência volumétrica do motor, a temperatura do coletor de admissão e o BSFC do motor turboalimentado foram assumidos, respectivamente, como 95%, 94 °C e 0,5. Como resultado, para o motor turboalimentado o torque máximo de frenagem foi de 543 Nm, alcançado a 4000 rpm, enquanto a potência máxima foi de 371 HP, produzida a 6000 rpm enquanto no motor naturalmente aspirado, modelado e validado com dado experimentais, o torque e a potência máximos foram de 275 Nm e 193 HP a 4000 e 6000 rpm, respectivamente. O turbocompressor fornece potências próximas do pico em uma faixa mais ampla de rotações do motor se comparado com o motor naturalmente aspirado. As emissões de NOx e CO₂ mostram tendências diferentes em diferentes zonas de velocidade. Em 4500 rpm, há um pico de NOx na curva em cerca de 490 Nm de torque de frenagem bem como um pico de CO₂ em cerca de 520 Nm. Em velocidade constante, as concentrações de CO nos gases de escape aumentam com o aumento do torque, porém o com crescimento lento no início. As emissões de UHC aumentam em misturas ricas em combustível (cargas mais altas) devido à queda das temperaturas e à presença densa de combustível. As emissões específicas do freio do motor turboalimentado foram todas inferiores às do motor naturalmente aspirado correspondente. No entanto, as concentrações de emissão no motor turboalimentado são maiores, exceto para as concentrações de HC.

Barbosa (2017) estudou o motor E-Torq EVO 1.6 L da Fiat-Chrysler Automobiles, de ciclo Otto, quatro tempos e quatro cilindros, com turbocompressor e intercooler, chamado modelo base no trabalho. O objetivo foi fazer uma análise

comparativa entre este e mais dois novos modelos (não otimizado e otimizado) do mesmo motor, porém, sem o turbocompressor. O objetivo do modelo não otimizado naturalmente aspirado foi apenas destacar o efeito da ausência do turbocompressor, ao compará-lo com o modelo base, desse forma foram retirados desse modelo só o conjunto referente ao turbocompressor e seus acessórios. Já para o modelo otimizado naturalmente aspirado, além destas modificações anteriores do não otimizados, foram modificados diversos parâmetros, entre eles comprimento do coletor de admissão, raio de curvatura do coletor de escape, diâmetro no final da entrada e saída do duto da entrada de ar e taxa de compressão, tendo como objetivo desta otimização trazer o modelo naturalmente aspirado a níveis de potência e torque mais reais, tomando como base os números do motor comercial. Usando a ferramenta GT-Power, esses três modelos foram simulados em diversas rotações e vários aspectos de operação referentes à desempenho, consumo e emissões foram obtidos e comparados entre eles. Entre os resultados, verificou-se que o motor naturalmente aspirado otimizado teve leves melhoras em diversos parâmetros em relação ao motor não otimizado. Portanto, isso resultou em uma leve melhora nas diferenças entre o motor turbo e o otimizado naturalmente aspirado, principalmente quando se comparado os parâmetros de torque, potência, consumo específicos e emissões.

O trabalho de Zhu et al. (2019) tiveram como objetivo melhorar a eficiência térmica em um motor de 3 cilindros 1.0 L turbo a gasolina de injeção direta extremamente reduzido. Para alcançar tal objetivo os efeitos da taxa de compressão, recirculação dos gases de escape (EGR), temporização das válvulas e viscosidade do óleo na economia de combustível foram estudados. Além disso, o desempenho do motor com maior taxa de compressão a plena carga foi investigado. Os procedimentos de teste foram divididos em três partes: EGR e efeitos da taxa de compressão na economia de combustível; sincronismo da válvula e efeitos da viscosidade do óleo em economia de combustível; desempenho da saída do motor em carga máxima. Para analisar a variação de temperatura no cilindro e a distribuição de energia do motor, foi montado um modelo 1D usando o código GT-Power. Entre os resultados obteve-se que o aumento da taxa de compressão pode reduzir a perda de bombeamento, especialmente em alta velocidade, e melhorar a economia de combustível com carga relativamente baixa (abaixo de 12 bar BMEP), mas tem efeito negativo em alta carga. Alta taxa de compressão combinada com EGR, proporciona um aumento na eficiência

térmica de freio (BTE) de 36,55% para 38,95% a 2500 rpm 14 bar BMEP, em que a taxa de compressão e EGR contribuem com um aumento absoluto de BTE em 0,36% e 2,04%, separadamente. Verificou-se que uma análise de energia por modelo de simulação o EGR melhora a eficiência principalmente reduzindo a perda de transferência de calor e a perda de energia de exaustão. Por fim, com a combinação do tempo de válvula otimizado com óleo de baixa viscosidade, o máximo BTE é reforçada para 39,53%, em que cada um deles contribui com um aumento absoluto de BTE em 0,24% e 0,34%, separadamente.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

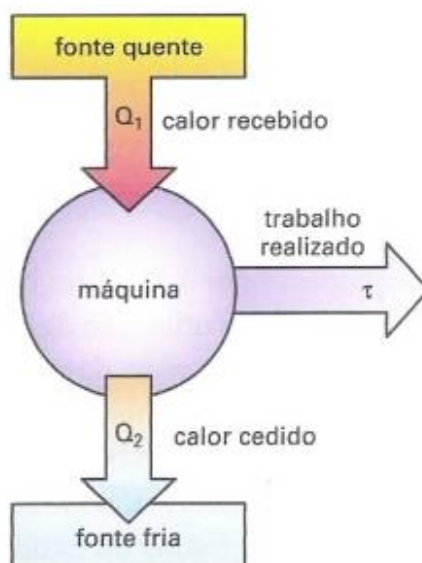
Com o objetivo de embasar os aspectos teóricos dessa pesquisa, esse capítulo abordará os fundamentos teóricos no que diz respeito aos motores de combustão interna, de forma que tais fundamentos sejam pertinentes a esse trabalho de pesquisa.

3.1 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Mesmo com o advento dos motores elétricos, Motores a combustão interna (MCI) ainda são de fundamental importância, principalmente dentro da indústria automobilística. Eles são utilizados em toda a indústria da mobilidade, como barcos, aviões, trens, veículos de passeio e de carga. Porém, antes de abordar especificamente um MCI, é importante conceituar máquinas térmicas, a partir das quais os MCI são classificados.

Sabe-se que o trabalho (energia mecânica) pode ser convertido em calor (energia térmica) de forma direta e completa, mas para a conversão de calor em trabalho necessita-se de um dispositivo no qual é denominado máquina térmica. As máquinas térmicas funcionam em ciclos e utilizam duas fontes de temperaturas diferentes: uma fonte quente, que é de onde recebem calor; e uma fonte fria, que é para onde o calor que foi rejeitado é direcionado (**Figura 1**).

Figura 1 - Esquema do princípio de funcionamento de uma máquina térmica



As máquinas térmicas têm as seguintes características:

- Recebem calor de uma fonte à alta temperatura (energia solar, fornalha, reator nuclear, etc.).
- Convertem parte desse calor em trabalho (em geral, na forma de um eixo rotativo).
- Rejeitam o calor remanescente para um sumidouro à baixa temperatura (a atmosfera, os rios, etc.).
- Operam em ciclo (fechado ou aberto).

Toda máquina térmica deve rejeitar calor para uma fonte mais fria, mesmo em condições ideais (sem atrito ou qualquer efeito de natureza dissipativa). De acordo com o enunciado de Kelvin-Planck da 2ª lei da termodinâmica: “nenhuma máquina térmica pode ter uma eficiência térmica de 100%”. A eficiência de uma máquina térmica depende de como são realizados os processos individuais que compõem o ciclo. Os ciclos mais eficientes são compostos inteiramente por processos reversíveis, embora uma máquina com tais processos não exista na prática pois as irreversibilidades associadas a cada processo não podem ser eliminadas. Entretanto, máquinas térmicas com ciclos totalmente reversíveis representam limites superiores de eficiência que podem servir como modelo comparativo às máquinas térmicas reais. (ÇENGEL; BOLES, 2013).

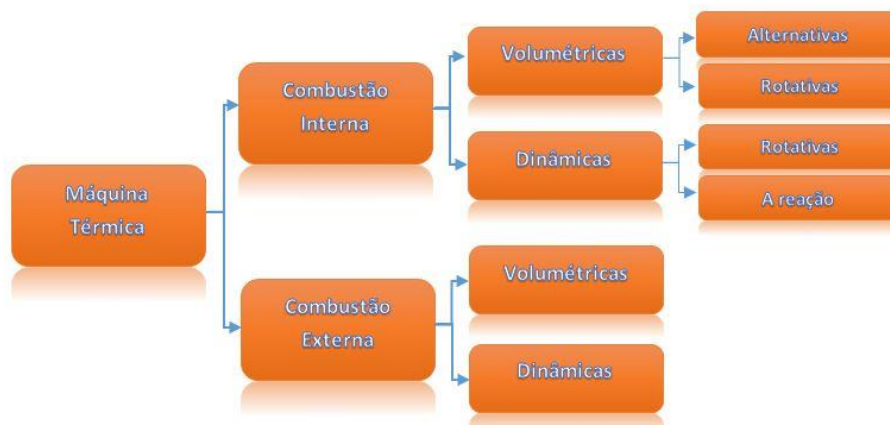
3.1.1 Classificação das Máquinas térmicas

Normalmente, nas máquinas térmicas, o calor é transferido para o fluido de trabalho ou a partir do fluido de trabalho. Em termos do fluido de trabalho elas podem ser divididas em duas formas:

- Motor de combustão interna (MCI): Quando o fluido de trabalho participa diretamente da combustão.
- Motor de combustão externa (MCE): Quando a combustão se processa externamente ao fluido de trabalho (ele não participa da combustão). Este transportará a energia térmica a ser transformada em trabalho.

As máquinas térmicas são classificadas de acordo com o esquema da **Figura 2**.

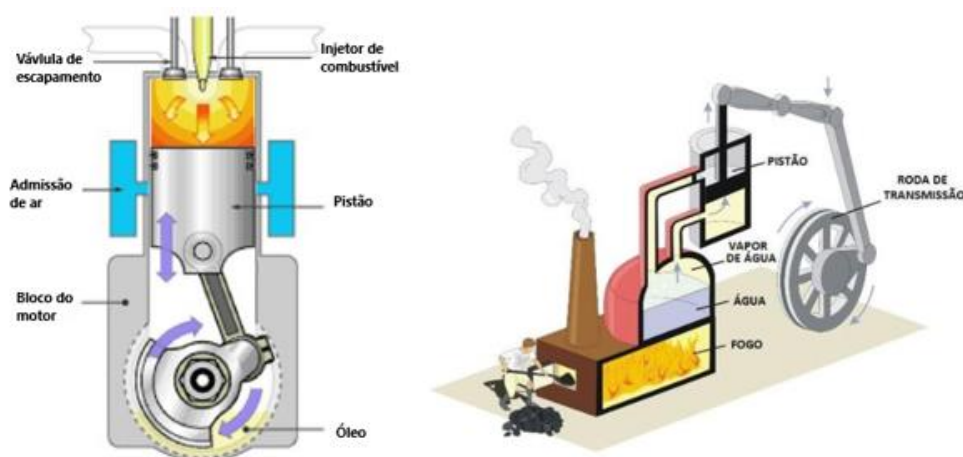
Figura 2 - Classificação das máquinas térmicas



Fonte: O autor (2019)

Nessas máquinas, a obtenção de trabalho ocorre por meio de uma sequência de processos realizados num fluido de trabalho que no caso do MCI, **Figura 3** à esquerda, é formado pela mistura ar combustível e, do MCE, **Figura 3** à direita, é o vapor de água, por exemplo.

Figura 3 - MCI, a queima ocorre no interior do motor (ilustração à esquerda); MCE, a queima ocorre em local separado do motor (ilustração à direita)



Fonte: <https://slideplayer.com.br/slide/11966283/>

Segundo Colin e Allan (2016), um MCI é definido como um motor no qual a energia química do combustível é liberada dentro do motor e usada diretamente para o trabalho mecânico. Diferentemente do MCI, no motor de combustão externa (MCE), um combustor separado é usado para queimar o combustível.

Este trabalho de pesquisa terá como foco os MCIs alternativos, que são máquinas térmicas volumétricas (**Figura 2**) nas quais o fluido fornece trabalho aos conjuntos mecânicos do motor através de variações de pressão e volume criadas pelo fornecimento de calor. Nessas máquinas, o fluido de trabalho evolui dentro de um cilindro de volume variável e transmite a sua energia à parede móvel desse cilindro (pistão), que no movimento de vaivém movimentando o eixo do motor, geralmente usando um sistema biela-manivela. (MARTINS, 2006).

Portanto, o motor de combustão interna (motor de interesse para esse trabalho) é uma máquina térmica e, como tal, permite transformar calor (energia térmica) em trabalho (energia mecânica). Tal calor é obtido por meio da combustão (energia química) que será conceituada mais adiante nesse capítulo.

3.1.2 Principais Componentes do MCI

Os componentes do MCI podem ser divididos em fixos e móveis, como mostrado **Quadro 1** e ilustrado nas **Figuras 4, 5 e 6**

Quadro 1 - Componentes do MCI

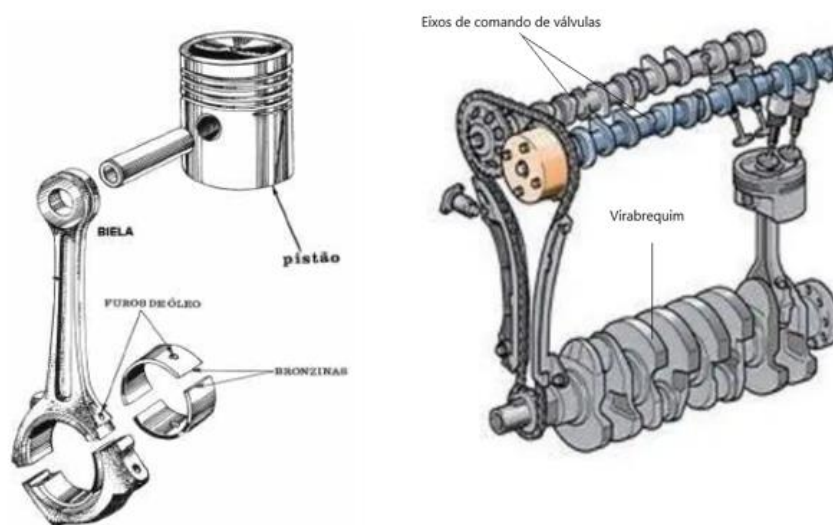
Fixos	Móveis
• Bloco do Motor	• Pistão, biela e virabrequim
• Cabeçote	• Eixo de comando de Válvulas
• Cáster	• Válvulas de Admissão e Escape

Fonte: O autor (2019)

- Bloco do motor: é o motor propriamente dito, onde são usinados os cilindros. Na parte superior do bloco se encontra o cabeçote e na parte inferior o cárter e virabrequim.
- Cabeçote: fica localizado acima do bloco do motor. Geralmente possui furos onde são instaladas as velas de ignição ou os bicos injetores. É também no cabeçote onde estão instaladas as válvulas de admissão e escape assim como seus dutos.
- Cáster: Localizado na parte inferior em relação ao bloco do motor. O cárter tem a função de manter um certo nível de óleo para garantir a lubrificação do motor. Quando o motor é desligado o óleo utilizado retorna ao cárter por gravidade.

- Pistão: é a parte móvel da câmara de combustão. Ele é impulsionado pela expansão dos gases queimados transmitindo o movimento ao virabrequim por meio da biela que é ligada ao pistão e ao virabrequim.
- Biela: é o braço de ligação entre o pistão, através de um pino, e o virabrequim com auxílio de um tipo de mancal denominado bronzina Figura 6 (a). Ela recebe o impulso do pistão e o transmite ao virabrequim transformando o movimento retilíneo do pistão em movimento rotativo no virabrequim.
- Virabrequim: é o eixo de manivelas ou o eixo do motor.
- Eixo de comando de válvulas: Esse eixo é ligado ao virabrequim através de correias, corrente ou engrenagem. Ele tem a função de abrir as válvulas de admissão e escape, respectivamente, nos tempos de admissão e escape.
- Válvulas de admissão: ela permite a entrada da mistura ar-combustível ou apenas ar puro.
- Válvulas de escape: sua abertura permite a saída dos gases queimados.

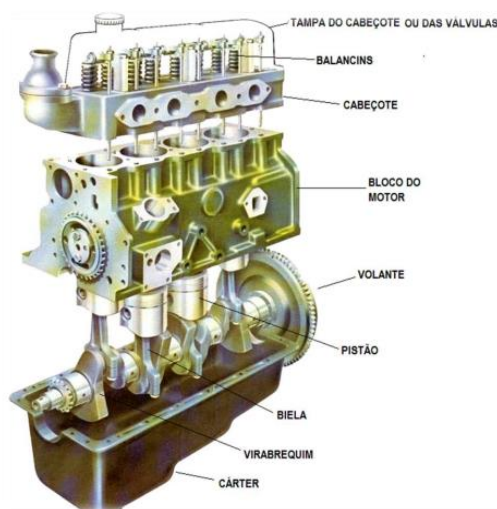
Figura 4 - Alguns componentes do MCI



Fonte: À esquerda, Junior (2010); à direita, adaptado de <https://www.carrodegareagem.com/como-funcionam-os-comandos-de-valvulas/>

A **Figura 5** mostra uma ilustração de um motor de combustão interna de quatro cilindros com alguns componentes apresentados.

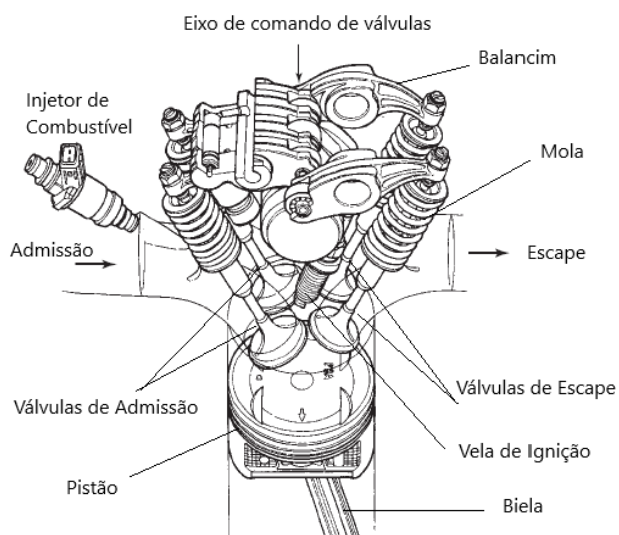
Figura 5 - Vista dos componentes de um motor de combustão interna - MCI



Fonte: Ferraz (2008)

A **Figura 6** apresenta alguns outros componentes de um motor mostrando principalmente os componentes fixos (vela de ignição, coletor de admissão e escape) e móveis (eixo de comando de válvulas, balancim, válvulas de admissão e escape e mola das válvulas) pertencentes ao cabeçote. Embora não pertençam ao cabeçote, pistão, biela e injetor de combustível também são mostrados.

Figura 6 - Componentes fixos e móveis pertencentes ao cabeçote de um motor MCI



Fonte: Adaptado de Colin e Allan (2016)

3.1.3 Princípio de Funcionamento

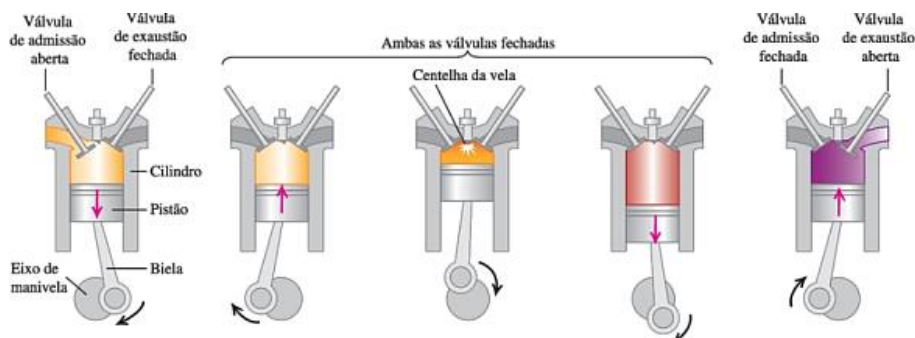
Os MCI alternativos podem ser classificados no que se refere ao número de tempos do ciclo de operação. Os dois principais ciclos utilizados atualmente são os chamados ciclo Otto, ou por faísca, e Diesel, ou por compressão. No primeiro a mistura ar-combustível é inflamada por uma vela de ignição; já o segundo, o pistão comprime o ar até uma determinada temperatura, a partir daí o combustível é injetado na câmara de combustão que reage espontaneamente. Essa temperatura necessária para ocorrer uma reação espontânea é denominada temperatura de autoignição.

Esses ciclos podem ser de dois tempos ou de quatro tempos. No primeiro caso, o ciclo se completa a cada dois tempos, isso corresponde a uma volta no virabrequim. O pistão produz trabalho em cada curso para baixo, ou seja, a cada meia volta do virabrequim. No segundo caso, o pistão precisa percorrer quatro cursos, equivalente a duas voltas no virabrequim, para completar um ciclo. Para os objetivos desse trabalho o ciclo de interesse é Otto de quatro tempos.

De acordo com a **Figura 7**, os quatro tempos são descritos da seguinte forma:

- Tempo de admissão: O pistão move-se para baixo, produzindo um vácuo parcial no cilindro. A mistura ar-combustível (ou apenas ar no caso de injeção direta de combustível) entra no cilindro devido a sua pressão interna ser menor que a pressão ambiente. A válvula de admissão está aberta. Primeira representação na **Figura 7**.
- Tempo de compressão: A válvula de admissão se fecha e o pistão comprime a mistura ar-combustível. Nesse processo as válvulas de admissão e escapes estão fechadas, isso corresponde a segunda representação na **Figura 7**. A centelha da vela produz a ignição da mistura (terceira representação da **Figura 7**).
- Tempo motor (expansão): o aumento da pressão e temperatura devido a combustão da mistura forçam o pistão a descer que, por sua vez, força o virabrequim a girar e produzir trabalho de eixo.
- Tempo de exaustão: a válvula de exaustão se abre e o pistão se move para cima expulsando os gases queimados através da válvula de exaustão.

Figura 7 - Representação esquemática de cada tempo do motor



Fonte: Young e Freedman (2016)

3.1.4 Outras classificações importantes de um MCI

A seguir, outras classificações de um MCI no que diz respeito ao sistema de alimentação, disposição dos cilindros e relações entre diâmetro e curso do pistão.

3.1.4.1 Sistema de alimentação de combustível

A alimentação de combustível dos motores antigamente era feita por meio de um dispositivo chamado carburador. Os carburadores foram os primeiros dispositivos de alimentação de combustível automotiva e foram desenvolvidos para veículos automotores até a década de 90. O carburador tem como função misturar o ar com o combustível na dosagem correta, e tem como característica principal operar de maneira totalmente mecânica.

A injeção de combustível eletrônica alimenta o motor de maneira otimizada, é, portanto, mais precisa e possibilita melhores resultados no controle de emissões de poluentes. Tais tipos de sistema de alimentação podem ser de dois tipos:

- **PFI (*Port Fuel Injection*):** nesse sistema o combustível é injetado na parte de trás da válvula de admissão (no coletor de admissão) quando a válvula está na posição fechada. Tem como algumas desvantagens, erro de medição e atrasos no fornecimento de combustível devido a formação de película líquida na parte de trás da válvula de admissão e do humedecimento da parede de combustível na porta de entrada. Pode ocorrer também falhas na ignição e aumento na emissão de

Hidrocarbonetos não queimados como consequência do intervalo de tempo da injeção e a indução no cilindro.

- GDI (*Gasolina Direct Injection*): é um sistema de injeção de combustível de alta pressão, no qual combustível é injetado diretamente na câmara de combustão. Algumas das vantagens e desvantagens da GDI são listadas abaixo.

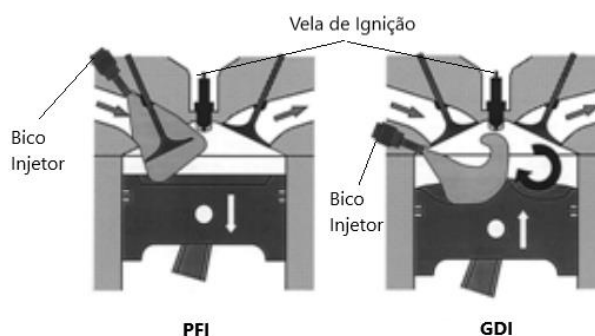
- Vantagens:

- Redução do tempo de transporte de combustível;
- Controle mais preciso da quantidade de combustível injetada, oferecendo potencial para um combustão mais enxuta e baixas emissões;
- Corte de combustível (*Cut-Off*) em declive ou desacelerações, o qual economiza combustível e diminui a emissão de gases poluentes;
- Maior eficiência volumétrica.

- Desvantagens:

- Complexidade das tecnologias de controle e injeção necessárias para mudanças de carga contínuas;
- Emissões relativamente altas de hidrocarboneto não queimado, NOx e particulados.
- Pressão do sistema de combustível elevado e perda parasitária da bomba de combustível.
- Aumento do desgaste dos componentes do sistema de combustível devido à combinação de alta pressão e baixa lubrificação do combustível.

Figura 8 - Sistema de injeção PFI e GDI

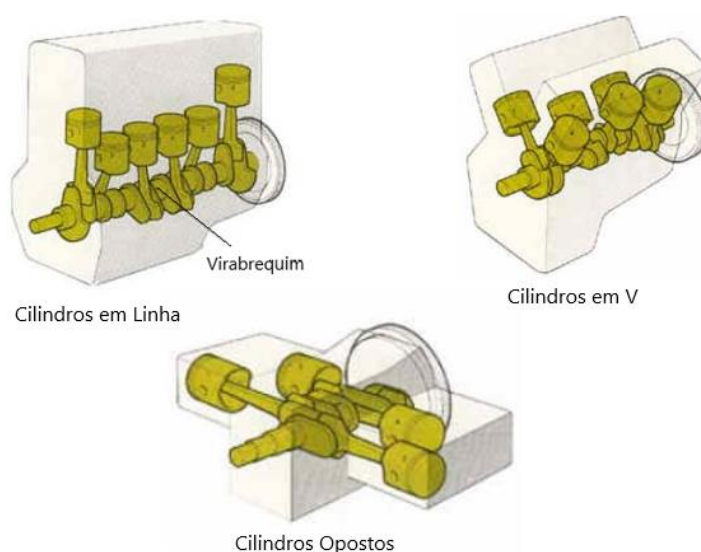


O sistema de Injeção de combustível PFI é um sistema de baixa pressão se comparado ao GDI, considerado de alta pressão. No sistema PFI a pressão de operação está na faixa de 0,25 a 0,45 MPa, enquanto no GDI de 4 a 13 MPa. Na **Figura 8** é possível notar a principal diferença entre os dois sistemas de injeção de combustível. (CHINCHOLKAR; SURYAWANSHI, 2015).

3.1.4.2 Disposição dos Cilindros

A disposição dos cilindros está relacionada principalmente a dimensão requerida para o conjunto, uma vez que, por exemplo, um motor com 6 cilindro em linha ou mais poderia ser inadequado devido a tamanha necessidade de comprimento exigida para tal motor do motor. Dentre as várias disposições de cilindro que podem existir, as três típicas são: em linha, em V e opostos, **Figura 9**.

Figura 9 - Disposições dos cilindros



Fonte: Adaptado de <http://autopecastunicar.blogspot.com/2011/04/disposicao-dos-cilindros-pistoes-no.html>

3.1.4.3 Relações entre diâmetro e curso do pistão

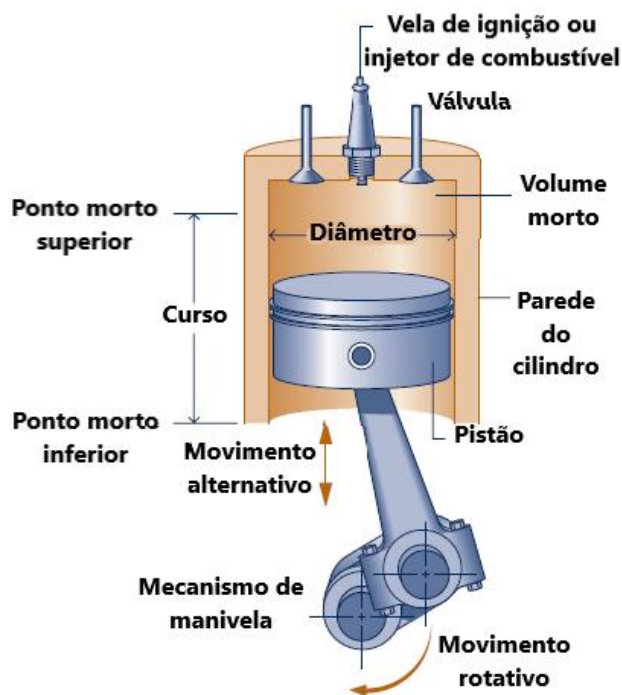
Uma outra forma de classificar os motores de combustão interna se refere as relações entre diâmetro e curso do pistão que podem ser as seguintes:

- Motor Quadrado: nesse tipo de motor o diâmetro do pistão (D) é igual ao seu curso (s), portanto $D = s$. Esse tipo de motor tem como característica apresentar um bom desempenho em todas as rotações.
- Motor Subquadrado: nesse tipo de motor o diâmetro do pistão é menor que o seu curso, portanto $D < s$. Tal motor tem um melhor torque em baixas rotações.
- Motor Superquadrado: nesse tipo de motor o diâmetro do pistão é maior que o seu curso, portanto $D > s$. Apresenta como característica torque em altas rotações. Muito utilizado em carros esportivos.

3.2 CICLO OTTO

Há dois tipos principais de motores de combustão interna: o motor a gasolina (ignição por faísca) e a diesel (ignição por compressão). Em um motor de ignição por faísca, uma vela de ignição é necessária para infamar uma mistura ar/combustível; já em um motor de ignição por compressão, ocorre uma ignição espontânea no momento da injeção do combustível, isso acontece devido às altas pressões e temperaturas durante o processo de compressão do ar dentro do cilindro.

Figura 10 - Esboço do motor



Fonte: Adaptado de Moran (2011)

Nesse trabalho será estudado um motor a gasolina que tem como ciclo termodinâmico o denominado ciclo Otto. Esses motores de ignição por centelha têm vantagens em aplicações de baixas potência (de até 250 kW). Tais motores, por serem leves e de menor custo, são adequados para o uso em automóveis.

A **Figura 10** mostra um esboço de um motor de combustão interna onde é possível notar alguns termos especiais como diâmetro, curso, volume morto, ponto morto superior (PMS) e ponto morto inferior (PMI). O curso é a distância que o pistão percorre entre o PMI e o PMS. O PMS corresponde a posição na qual o cilindro tem o seu volume mínimo (volume morto); enquanto o PMI, a posição na qual o cilindro tem o seu volume máximo.

Tomando como referência a **Figura 10**, a cilindrada unitária desse motor, que corresponde ao volume varrido pelo pistão ao se deslocar entre o PMI e o PMS, pode ser dada pela equação a seguir:

$$cilindrada\ unitária = \frac{\pi * (Diâmetro^2) * (curso)}{4} \quad (3.1)$$

Desse modo, a cilindrada pode ser chamada também de volume deslocado (pelo pistão). Caso o motor tenha mais de um cilindro, a cilindrada total pode ser dada por:

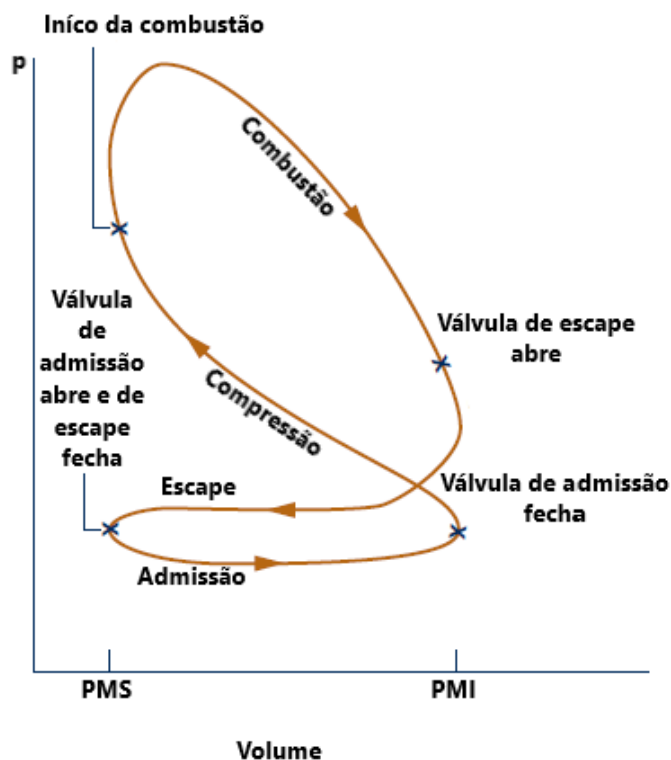
$$cilindrada\ total = \frac{\pi * (Diâmetro^2) * (curso) * (Número\ de\ cilindros)}{4} \quad (3.2)$$

A taxa de compressão r é definida como o volume no ponto morto inferior V_{PMI} (volume máximo do cilindro) dividido pelo volume no ponto morto superior V_{PMS} (volume mínimo ou volume morto):

$$r = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} \quad (3.3)$$

No motor de quatro tempos, mostrado na **Figura 10**, o pistão executa quatro cursos distintos (admissão, compressão, expansão e escape) dentro do cilindro para cada duas rotações do virabrequim que podem ser vistos, de forma simplificada, no diagrama pressão versus volume na **Figura 11**.

Figura 11 - Diagrama pressão versus volume



Fonte: Adaptado de Moran (2011)

Com a válvula de admissão aberta, o pistão faz um curso de admissão para extrair uma carga nova no cilindro (combustível + ar). Com as válvulas de admissão e escape fechadas ocorre a compressão da mistura ar/combustível, elevando sua temperatura e pressão. Logo em seguida ocorre o início da combustão resultando uma mistura com alta temperatura e pressão realizando trabalho, esse processo é denominado expansão. O pistão retorna ao PMI. A partir daí ele inicia o processo de exaustão, no qual os gases queimados são expulsos do cilindro através da válvula de escape aberta.

Vale salientar que os gases dentro do cilindro não executam um ciclo termodinâmico, visto que a matéria é introduzida com uma composição e é posteriormente descarregada em uma composição diferente.

3.3 DESEMPENHO DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Os parâmetros de desempenhos do motor podem ser divididos em dois: parâmetros geométricos, como razão de compressão e cilindrada, vistos anteriormente; e parâmetros termodinâmicos, que serão vistos aqui.

3.3.1 Potência e torque

A potência do freio, $\dot{W}_b$, é a taxa na qual o trabalho é feito e corresponde a potência de saída do motor medida por um dinamômetro; e o torque do motor, τ , é uma medida do trabalho realizado por unidade de rotação do virabrequim:

$$\dot{W}_b = 2\pi\tau N \quad (3.4)$$

Onde N corresponde a velocidade do motor.

A potência de frenagem é menor que a potência indicada $\dot{W}_i$, na qual representa a potência desenvolvida pelo ciclo termodinâmico (corresponde a área do ciclo desenhada pelo diagrama p-V, **Figura 11**), devido ao atrito mecânico do motor, perdas de bombeamento na admissão e exaustão e necessidades de energia acessória, que associadas, correspondem a perda de potência de fricção, $\dot{W}_f$.

$$\dot{W}_i = \dot{W}_b + \dot{W}_f \quad (3.5)$$

3.3.2 Eficiência térmica

Sendo o motor de combustão interna uma máquina térmica, a produção de potência origina-se do fornecimento de calor proveniente da combustão da mistura ar/combustível. Esse calor pode é dado por:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c PCI \quad (3.6)$$

Onde:

$\dot{Q}$ É o calor fornecido por unidade de tempo pela combustão do combustível

$\dot{m}_c$ É o fluxo de massa de combustível

PCI É o poder calorífico inferior.

Sabe-se que nem todo calor produzido no motor é transformado em trabalho, devido às diversas perdas ocorridas, seja por radiação térmica, trocas de calor com água de arrefecimento, combustão incompleta ou nos gases de escape. Portanto o calor produzido na combustão é maior que a potência indicada ($\dot{Q} > \dot{W}_i$) dessa forma a eficiência térmica é determinada como:

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_i}{\dot{Q}} \quad (3.7)$$

3.3.3 Eficiência mecânica

A relação entre a potência do freio e a potência indicada é a eficiência mecânica, η_m :

$$\eta_m = \frac{\dot{W}_b}{\dot{W}_i} \quad (3.8)$$

3.3.4 Pressão efetiva média

A pressão efetiva média é o trabalho realizado por unidade de volume de deslocamento, tendo uma relação de unidade força / área; em outras palavras é a pressão média que produz a mesma quantidade de trabalho realmente produzida pelo motor; ou ainda, a pressão que se fosse aplicada de forma constante na cabeça do pistão, ao longo do curso, realizaria o mesmo trabalho.

Existem três parâmetros úteis de pressão efetiva média que são, do inglês, IMEP (*Indicated Mean Effective Pressure*), BMEP (*Brake Mean Effective Pressure*) e FMEP (*Friction Mean Effective Pressure*). Esses parâmetros são muito úteis, pois dimensiona o efeito do tamanho do motor, de modo a permitir comparações de desempenho de motores de diferentes cilindradas (deslocamento).

A pressão efetiva média indicada (IMEP) é o trabalho líquido por unidade de volume de deslocamento, V_d , feito pelo gás durante a compressão e a expansão, podendo ser definida pela seguinte equação:

$$IMEP = \frac{W_i}{V_d} \quad (3.9)$$

A pressão efetiva média de freio (BMEP) é o trabalho externo do eixo por unidade de volume feito pelo motor; seus valores são da ordem de 10 bar para motores naturalmente aspirado e de 20 bar para motores turbo ou sobrealimentados. A equação que define a pressão média efetiva de freio para um motor de quatro tempos pode ser dada por:

$$BMEP = \frac{4\pi\tau}{V_d} \quad (3.10)$$

A pressão efetiva média de fricção (FMEP) inclui o atrito mecânico do motor - como, por exemplo, os relacionados ao movimento dos pistões, eixo virabrequim, anéis dos pistões -, além de perdas de bombeamento durante os cursos de admissão e escape, e o trabalho para executar componentes auxiliares como bombas de óleo e água. Dessa forma, a FMEP pode ser obtida através da seguinte expressão matemática:

$$FMEP = IMEP - BMEP \quad (3.11)$$

3.3.5 Eficiência volumétrica

A eficiência volumétrica, η_v , ao contrário do que o nome sugere, é uma relação entre massas e não entre volumes. Ela é definida como a massa de combustível e ar introduzida no cilindro dividida pela massa que ocuparia esse mesmo volume com propriedades iguais a da atmosfera local. A eficiência volumétrica para um motor operando a uma velocidade N é:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_i}{\rho_i V_d N/2} = \frac{\dot{m}_a + \dot{m}_f}{\rho_i V_d N/2} \quad (3.12)$$

Onde,

$\dot{m}_a$ É a taxa de fluxo de ar.

$\dot{m}_f$ É a taxa de fluxo do combustível. Para um motor de injeção direta, $\dot{m}_f = 0$.

ρ_i É a massa específica nas condições atmosféricas do local onde o motor funciona.

V_d É o volume deslocado.

$N/2$ É a velocidade do motor. O fator 2 representa as duas revoluções por ciclo termodinâmico em um motor de quatro tempos.

Em outras palavras, a eficiência volumétrica irá então representar a eficiência do enchimento dos cilindros, tomando como referência o que poderia ser admitido com a mesma massa específica do ambiente.

Sabe-se que a eficiência volumétrica também é influenciada pelo tamanho da válvula, elevação da válvula, sincronismo da válvula, além da velocidade do motor e configuração do coletor de admissão. É desejável maximizar a eficiência volumétrica de um motor, pois a quantidade de combustível que pode ser queimada e a potência produzida para um determinado deslocamento do motor é também maximizada. (COLIN, 2016).

3.3.6 Consumo específico de combustível de freio (BSFC)

O consumo específico de combustível de freio (do inglês, BSFC - *Brake Specific Fuel Consumption*) é uma medida que compara a eficiência da conversão da energia química do combustível em trabalho produzido pelo motor. O BSFC pode ser dado por:

$$BSFC = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_b} \quad (3.13)$$

O consumo específico de combustível e a eficiência térmica do motor são inversamente relacionados, ou seja, quanto menor o consumo específico de combustível, maior a eficiência do motor. Por esse motivo, normalmente os engenheiros usam o BSFC em vez da eficiência térmica, até porque uma definição universalmente aceita de eficiência térmica não existe.

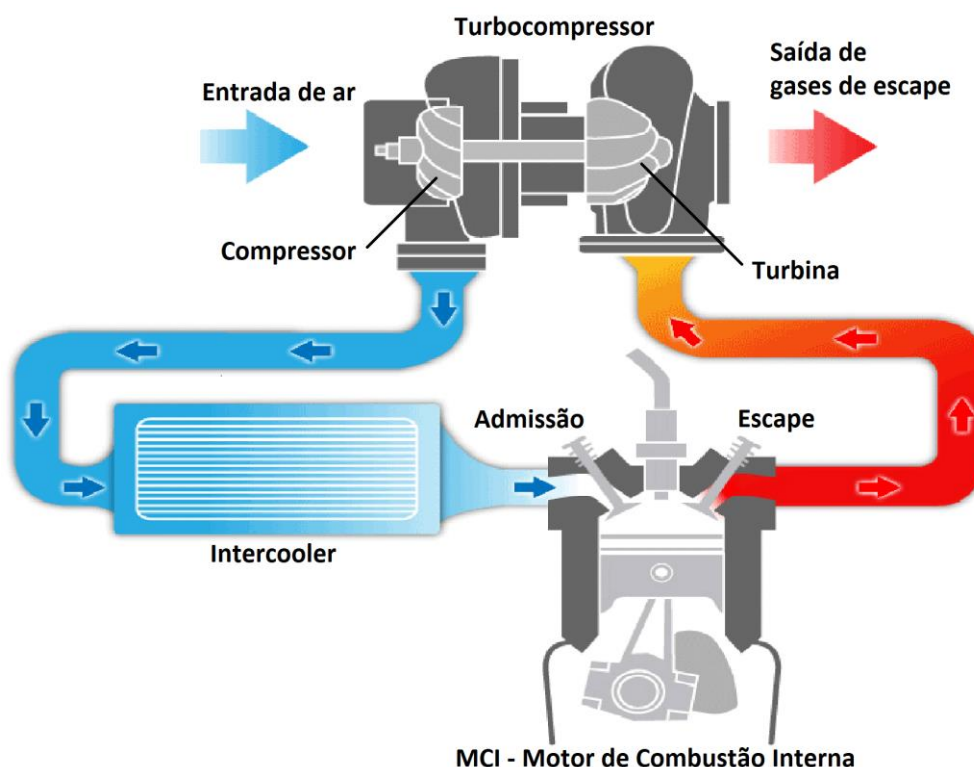
3.4 TURBOCOMPRESSOR

O turbocompressor, formado basicamente por uma turbina e um compressor, utiliza a energia presente nos gases de escapamento, que não é aproveitada em um motor naturalmente aspirado, de forma a alterar o balanço energético do motor, possibilitando um aumento de sua eficiência térmica.

Na **Figura 12** é mostrado um esquema do funcionamento de um motor turboalimentado. O ar admitido é comprimido pelo compressor, que, por sua vez, é acionado pela turbina, movimentada pela energia proveniente dos gases de escapamento. A compressão do ar provoca um aumento de pressão e temperatura do gás, sendo arrefecido no intercooler de modo a aumentar a sua massa específica para posteriormente ser admitido pelo motor. Aumentando a pressão e a massa

específica do ar de entrada permitirá que mais combustível seja injetado no cilindro, elevando a potência produzida pelo motor. Nos motores de ignição por faísca, o aumento da pressão do ar pelo compressor é limitado devido a possíveis ocorrências de detonação. Por outro lado, o resfriamento do ar de admissão pelo *intercooler* reduz a tendência de detonação.

Figura 12 - Esquema do funcionamento de um motor turboalimentado



Fonte: <https://www.ldauto.net/pt/turbo>

3.5 COMBUSTÍVEIS

Os principais combustíveis utilizados em motores de combustão interna são os derivados do petróleo como a gasolina, o óleo diesel e o querosene de aviação. Dentre estes, será dado ênfase aqui à gasolina.

3.5.1 Gasolina

A gasolina é uma mistura complexa de hidrocarbonetos relativamente voláteis que possuem de quatro a doze carbonos, tendo como maioria entre cinco a nove carbonos.

No Brasil, as gasolinas são classificadas como:

- Gasolina A: isenta de álcool etílico anidro. Sua comercialização é restrita entre o refinador e o distribuidor.
- Gasolina C: com adição de 25% a 27% (em volume) de álcool etílico anidro pelos distribuidores com margem de erro de 1% para mais ou para menos. Ela é vendida aos postos revendedores e em seguida ao consumidor final.

As propriedades que mais influenciam no desempenho dos motores são a octanagem e a volatilidade.

3.5.2 Octanagem

A octanagem ou número de octano é a grandeza que representa a resistência da mistura ar/combustível à autoignição, responsável pela detonação. Esta, por sua vez, está relacionada com a combustão espontânea e não desejada. De um modo geral, os hidrocarbonetos que possuem alta temperatura de autoignição resistem mais à detonação.

Fatores que influenciam a detonação:

1. Temperatura da mistura na câmara de combustão: Quanto menor a temperatura, menor será a probabilidade de detonação. Influem na temperatura: taxa de compressão; temperatura da mistura na admissão; e, temperatura nas paredes do cilindro.
2. Pressão da mistura: Quanto menor a pressão, menor será a probabilidade de detonação. Influem na pressão: taxa de compressão e pressão da mistura na câmara de combustão.
3. Avanço da faísca: quanto mais avançada, maior a temperatura na câmara de combustão e, conseqüentemente, mais provável a detonação.
4. Qualidade da mistura: mistura levemente rica, próxima da estequiométrica, mais provável a ocorrência de detonação.

5. Turbulência: a turbulência reduz o tempo de combustão, além de homogeneizar a mistura e a temperatura da câmara; portanto, quanto mais intensa, menos provável a detonação.

Nos meios automobilísticos, os métodos de análises mais usuais são os padronizados pelas normas ASTM D2700 – Método de Pesquisa (RON – *Research Octane Number*) e ASTM D2699 – Método Motor (MON – *Motor Octane Number*). O RON representa melhor o comportamento do combustível em baixas rotações do motor. O MON corresponde a um método mais severo de teste, produz valores menores que o RON e representa melhor o comportamento do combustível em altas velocidades.

A sensibilidade do combustível é determinada por:

$$\text{Sensibilidade} = \text{RON} - \text{MON} \quad (3.14)$$

3.5.3 Volatilidade

A volatilidade de um combustível é importante para o desempenho do motor, pois influencia o desempenho de aceleração durante a fase de aquecimento do motor, a economia de combustível, a emissão de poluentes, o efeito de lubrificação do óleo lubrificante, entre outros fatores. No caso da gasolina, ela é representada por sua faixa de destilação e pressão de vapor.

3.5.3.1 Destilação

O ensaio de destilação consiste na vaporização de determinada quantidade padrão de combustível, condensando posteriormente os vapores e medindo continuamente sua temperatura de ebulição.

Se a gasolina fosse um composto puro, haveria somente uma temperatura de ebulição, porém, ela é uma mistura de diversos compostos químicos que, ao ser aquecida, os componentes mais leves vão evaporando primeiro. Por meio de uma curva de destilação pode-se estimar a quantidade de compostos leves e pesados no combustível.

Quando se adicionam compostos oxigenados à gasolina, como a adição de álcool anidro, por exemplo, a curva de destilação da gasolina sofre modificações, pois a maioria dos oxigenados possuem um ponto de ebulição abaixo de 100°C.

3.5.3.2 Pressão de vapor

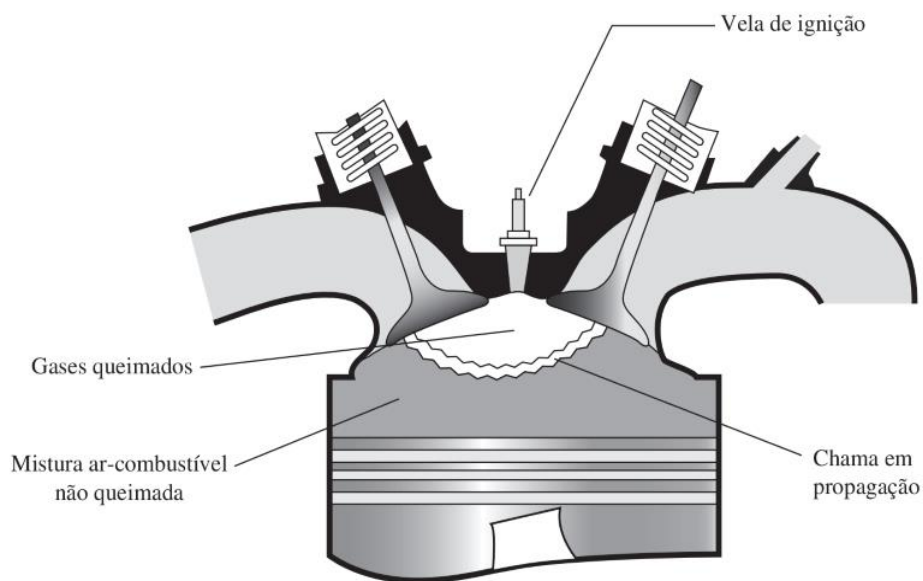
A pressão de vapor do combustível é a pressão de equilíbrio líquido-vapor, sendo maior, quanto maior for a volatilidade do combustível. Sabe-se que a adição de determinados compostos oxigenados à gasolina aumenta significativamente a pressão de vapor. No Brasil, a gasolina C tem uma pressão de vapor (*Pressão vapor Reid*) especificado com valores máximos entorno de 70 kPa.

3.6 COMBUSTÃO

A combustão é uma oxidação na qual pode gerar calor e luz. Ela converte a energia armazenadas em ligações químicas em energia térmica que, por sua vez, pode ser utilizada de diversas formas.

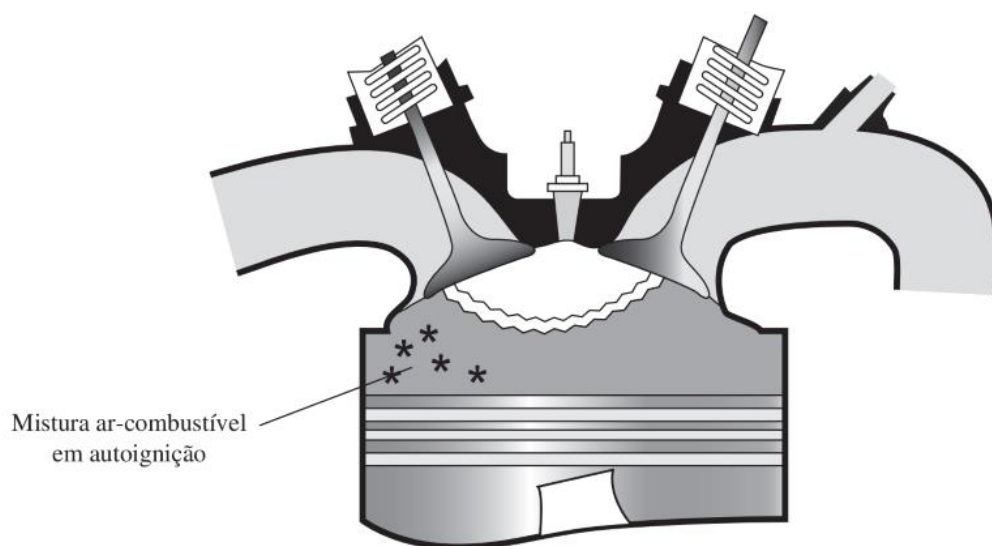
A combustão pode ocorrer de dois modos: com chama e sem chama. Na **Figura 13**, é possível notar a propagação da chama pela mistura ar/combustível ainda não queimada em um MCI de ignição por faísca. Atrás das chamas estão os produtos quentes da combustão, os gases queimados.

A **Figura 14**, mostra a ocorrência de autoignição. A frente de chama, com seu avanço, faz com que ocorra um processo de compressão e de aquecimento da mistura não queimada, podendo alcançar a temperatura de autoignição do combustível em alguns pontos. Como já mencionado anteriormente, qualquer fator que provoque um aumento na temperatura ou pressão no interior da câmara de combustão favorece a ocorrência de detonação.

Figura 13 - Modo de combustão com chama

Fonte: Turns (2013)

A autoignição pode auxiliar a combustão, quando em pequena quantidade. Porém, quando ela atinge uma intensidade elevada denomina-se detonação, conhecida popularmente como “batida de pino”.

Figura 14 - Modo de combustão sem chama: detonação

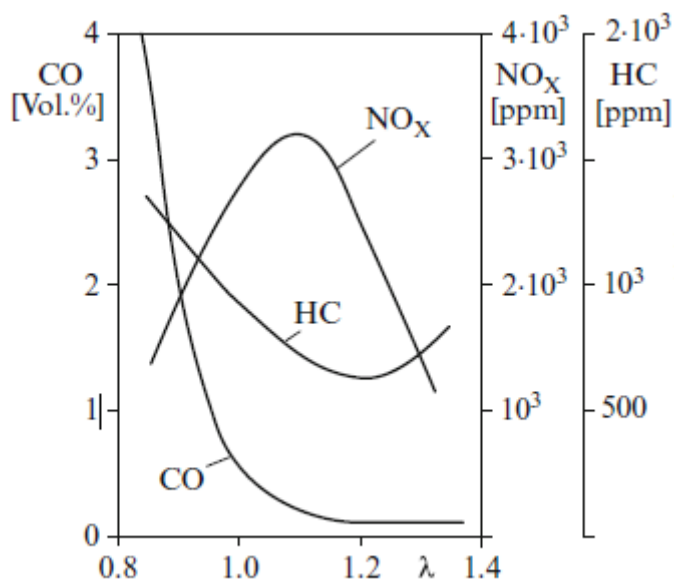
Fonte: Turns (2013)

3.6.1 Formação de poluentes

Na combustão completa de um de um hidrocarboneto (C_xH_y), o gás de escape contém os componentes oxigênio (O_2), nitrogênio (N_2), dióxido de carbono (CO_2) e vapor de água (H_2O). Porém, numa combustão real, além desses componentes aparecem também como produtos da combustão o monóxido de carbono (CO), que em baixa concentração causa fadiga e dor no peito e em alta concentração pode levar à morte; os hidrocarbonetos não queimados (HC), que são precursores para a formação do ozônio troposférico; os óxidos de nitrogênio (NO_x) que podem levar a formação de *smog* fotoquímico e a chuvas ácidas; e os particulados.

O CO_2 , embora não seja visto como poluente, pois não é prejudicial à saúde, é parcialmente responsável pelo efeito estufa e aparece como produto final da reação completa. Dessa forma, a redução na emissão desse gás pode ser alcançada pelo menor consumo de combustível.

Figura 15 - Formação de poluentes em função da razão de ar-combustível



Fonte: Merker (2012)

A formação de CO, HC e NO_x varia com razão de equivalência ar-combustível (λ) e a temperatura de combustão, **Figura 15**. O CO e o HC aumentam como produtos de combustão incompleta em uma rica mistura ($\lambda < 1,0$). Já a formação de NO_x é favorecida em altas temperaturas com níveis suficientes de oxigênio ($\lambda \approx 1,1$). Para misturas pobres ($\lambda > 1,2$), a temperatura no interior do cilindro cai, de modo que as emissões de NO_x diminuem e as emissões de HC aumentam.

3.6.2 Monóxido de carbono (CO)

O CO aparece como um produto intermediário da oxidação. Em condições estequiométricas ($\lambda = 1,0$) e de mistura pobre ($\lambda > 1,0$), o CO pode teoricamente ser completamente oxidado em CO₂. Em condições de mistura rica ($\lambda < 1,0$), o CO geralmente permanece intacto como produto de combustão incompleta.

As reações mais importantes na oxidação do CO são as mostradas a seguir:



Onde a primeira equação **(3.15)** é dominante na maioria das condições de oxidação do CO.

3.6.3 Hidrocarboneto não queimado

Em misturas pobres, nenhuma concentração de HC aparece atrás da frente de chama, o ar e o combustível são bem misturados. Dessa forma, HC tem origem em zonas que não estão envolvidas na combustão ou em zonas parcialmente envolvidas na combustão.

Nos motores com formação homogênea de mistura (motores de ignição por faísca convencionais), as fontes mais importantes de emissões de HC não queimados são (CHENG et al., 1993):

- Nas fendas como resultado do apagamento das chamas.
- Na película de óleo na camisa do cilindro.
- Em depósitos nas paredes da câmara de combustão.
- Em combustível fluido com um alto peso molar no cilindro, não vaporizando o suficientemente antes da combustão.
- Camada limite extingue a chama enquanto se aproxima de uma parede fria.
- Em velocidade excessivamente baixa da chama durante a expansão (queda rápida de temperatura) resultando na extinção de chamas ou extinção da chama local no caso de misturas magras.

- No vazamento da mistura combustível-ar através das válvulas de saída fechadas (defeito mecânico).

3.6.4 NOx

Na combustão do motor, o NOx corresponde ao monóxido de nitrogênio (NO) na proporção de 90% e dióxido de nitrogênio (NO₂), na proporção de 10%. O NO é convertido quase completamente em dióxido de nitrogênio (NO₂) sob condições atmosféricas.

O NO pode ser formado de quatro maneiras diferentes:

1. NO térmico, formado pelos produtos de combustão a altas temperaturas, de acordo com o mecanismo de *Zeldovich*.
2. NO prompt, que se desenvolve na frente da chama pelo mecanismo *Fenimore* do atmosférico.
3. NO formado a partir do mecanismo N₂O.
4. E o NO combustível, que é produzido por porções de nitrogênio no combustível.

Desses mecanismos, o de *Zeldovich* é o dominante.

3.6.4.1 NO térmico

A formação do NO térmico ocorre atrás da frente de chama, nos gases queimados e a alta temperatura. Sua formação pode ser descrita pelas três equações a seguir, de acordo com o mecanismo de *Zeldovich*:



Onde k_1 , k_2 e k_3 são constantes de velocidades da reação obtidas experimentalmente.

3.6.4.2 NO prompt

A formação do NO prompt na frente da chama é muito mais complexa do que a formação do NO térmico descrito pelo mecanismo de *Zeldovich*, pois esse processo de formação está relacionado ao a formação do radical CH. O mecanismo de formação do NO prompt é descrito pelo mecanismo de *Fenimore*, no qual a reação definitiva é a do CH com N₂ para formar HCN, que, por sua vez, reage rapidamente para formar NO.



Onde,

$$k_{fr} = 3,12 \cdot 10^9 \exp\left(-\frac{10.130}{T}\right) \frac{m^3}{kmol \cdot s} \quad (3.21)$$

3.6.4.3 NO via N₂O

O NO pode também ser formado por meio do N₂O, quando misturas pobres reprimem a formação de CH e, desse modo, pouco NO é formado. O N₂O é formado de maneira similar à primeira reação do mecanismo de *Zeldovich*,



A reação ocorre, no entanto, com um parceiro de colisão M, que não é alterado pela reação e reduz consideravelmente a energia de ativação. A formação de NO resulta então na oxidação do N₂O

3.6.4.4 NO combustível

Esse tipo de formação de óxido de nitrogênio não se mostra importante nos motores de combustão interna, visto que os combustíveis para esses motores possuem quantidades insignificantes de nitrogênio. No entanto, sua formação passa a ser importante para os casos de combustíveis a base de óleo pesado ou carvão, por exemplo, onde a concentração de nitrogênio não é mais desprezível.

4 METODOLOGIA

O presente trabalho tem como objetivo analisar diversas reduções de cilindrada a partir do modelo Fiat Chrysler E-torQ EVO 1.6L 16 válvulas com turbo - de ciclo Otto, quatro cilindros em linha, flexfuel - e, em seguida, sugerir um *downsizing* tomando como referência sua versão naturalmente aspirada de modo que tal motor reduzido tenha vantagens relativa nos parâmetros de torque, potência, BSFC e emissões.

Em todo o trabalho, a denominação “motor base” terá sempre como referência o modelo de motor fornecido pela Fiat Chrysler Automobiles, isto é, o motor E-torQ EVO 1.6L de 16 válvulas e com turbocompressor, descrito anteriormente.

O modelo do motor base é uma representação 1-D do motor de combustão preditiva com controle de detonação (*Knock Controller*). Tal modelo, inclui todo o sistema de tomada de ar, conjunto turbocompressor com intercooler e válvula *Wastegate*, coletores de admissão e descarga, acelerador e escapamento com conversor catalítico integrado. Toda a geometria do modelo foi passada de peças virtuais 3D para a geometria 1D (diâmetros, comprimentos ou volumes) utilizando software apropriado.

Todas as simulações e modelos, criados a partir do modelo base, foram feitas utilizando o software comercial GT-POWER, da plataforma GT-SUITE, da Gamma Technologies. O GT-POWER é o software de simulação 1-D usado na indústria automotiva para o projeto e desenvolvimento de seus motores, podendo ser aplicado a todos os tamanhos e tipos de motores, contém o conjunto de modelos mais abrangente e avançado do setor para análise de desempenho do mecanismo, e sua base instalada inclui um grupo altamente diversificado de fabricantes de automóveis, além de outras categorias. (GAMMA TECHNOLOGIES, 2015).

Para o processamento de dados foi utilizado o GT-POST, uma poderosa ferramenta de análise de dados usada para plotar, visualizar e manipular dados gerados por uma simulação do GT-SUITE ou por uma fonte externa, oferecendo uma solução de análise de dados mais eficiente do que o software de planilha padrão. (GAMMA TECHNOLOGIES, GT-POST User's Manual, 2016).

Para todas as simulações foi necessária a criação de um objeto de referência para previsão de NO_x que, por padrão, não é simulado no GT-POWER. Para isso foi

usado o objeto “EngCylNOx” para prever a formação de NO_x durante a combustão. Nesse objeto, as emissões de NO_x são calculadas usando o mecanismo *Zeldovich* estendido. Os resultados desse cálculo são muito sensíveis à massa do cilindro retido (isto é, fluxo de ar do motor, fração de recirculação de gases de exaustão - EGR, relação de retenção), razão combustível-ar, taxa de combustão e temperatura máxima do cilindro. (GAMMA TECHNOLOGIES: Engine Performance Application Manual, 2016). Todos os modelos foram rodados em plena carga tendo como combustível base a gasolina E22 (22% de etanol anidro e 78% de gasolina).

As modificações no modelo base foram feitas em três etapas, obtendo os seguintes modelos: 1ª) modelo naturalmente aspirado; 2ª) modelos reduzidos turboalimentado com 4 cilindros; 3ª) modelos reduzidos turboalimentado com 3 cilindros.

4.1 OBTENÇÃO DE UM MODELO NATURALMENTE ASPIRADO

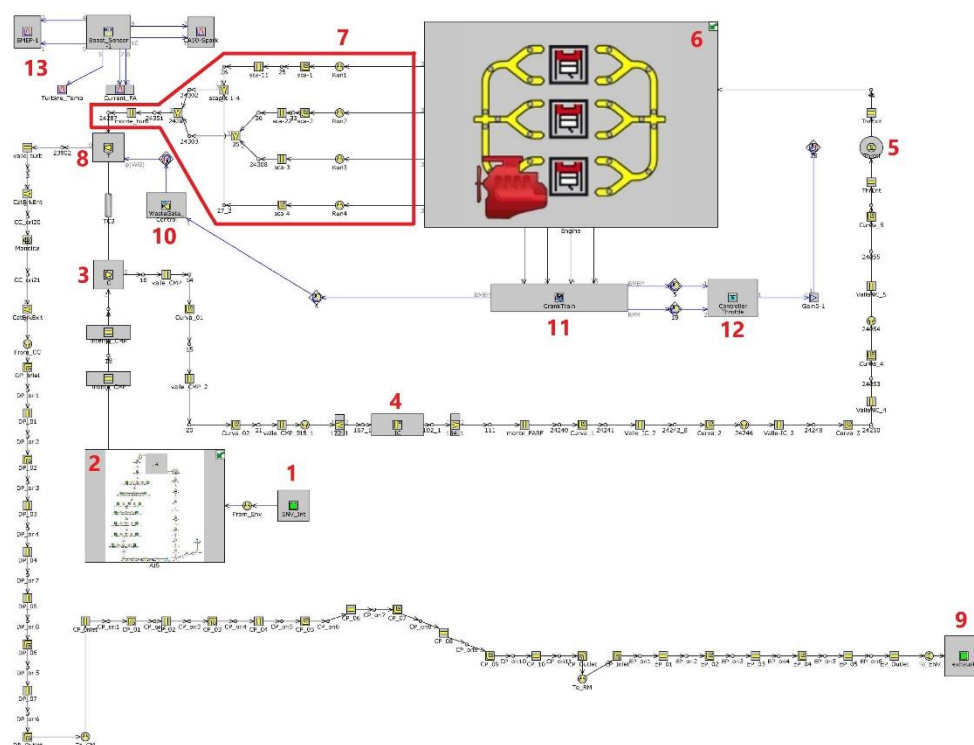
Nessa etapa, o modelo naturalmente aspirado foi obtido a partir do modelo base. Para entender as modificações feitas a partir do modelo original, segue, na **Figura 16**, uma representação 1-D desse modelo e, logo em seguida, uma descrição de algumas partes e sistemas principais nesse modelo de motor apresentado.

1. Entrada de ar atmosférico no sistema.
2. Sistema de admissão de ar (AIS). Nele há diversos pontos de admissão de ar e um filtro de ar.
3. Compressor de ar de entrada, acionado pela turbina (8) através do eixo que está entre 3 e 8.
4. *Intercooler* que tem como função resfriar o ar comprimido aquecido proveniente do compressor, reduzindo seu volume e, conseqüentemente, aumentando sua densidade, contribuindo para melhorara eficiência volumétrica do motor.
5. Borboleta do acelerador, configurada para ficar totalmente aberta (WOT), visto que nesse trabalho os estudos foram feitos em plena carga.
6. *Engine*: Esse bloco representa o motor. Dentro dele consta os modelos geométricos do coletor de admissão, injetores de combustível, as válvulas de admissão e escape, os quatro cilindros, bem como os controles de detonação (*Knock Controller*) e enriquecimento de mistura (**Figura 21 e 22**). O controle de

enriquecimento da mistura ar-combustível visa a limitar a temperatura máxima na entrada da turbina em 1000 °C.

7. Modelo da geometria do coletor de escape. Os cilindros estão ordenados de cima para baixo. Verifica-se que inicialmente cada cilindro tem o seu tubo de escape individual, logo em seguida há uma junção entres os tubos de escape do cilindro 1&4 e 2&3. Posteriormente a tubulação de escape se torna comum para todos os cilindros. Essa configuração de escape é chamada 4x2x1.
8. Turbina movida pelos gases de escape que aciona o compressor (3) através do eixo que está entre 3 e 8.
9. Saída dos gases de escape. O fluxo dentro do motor segue a sequência de números de 1 a 9.

Figura 16 - Representação 1-D da parte principal do modelo do motor turboalimentado original.



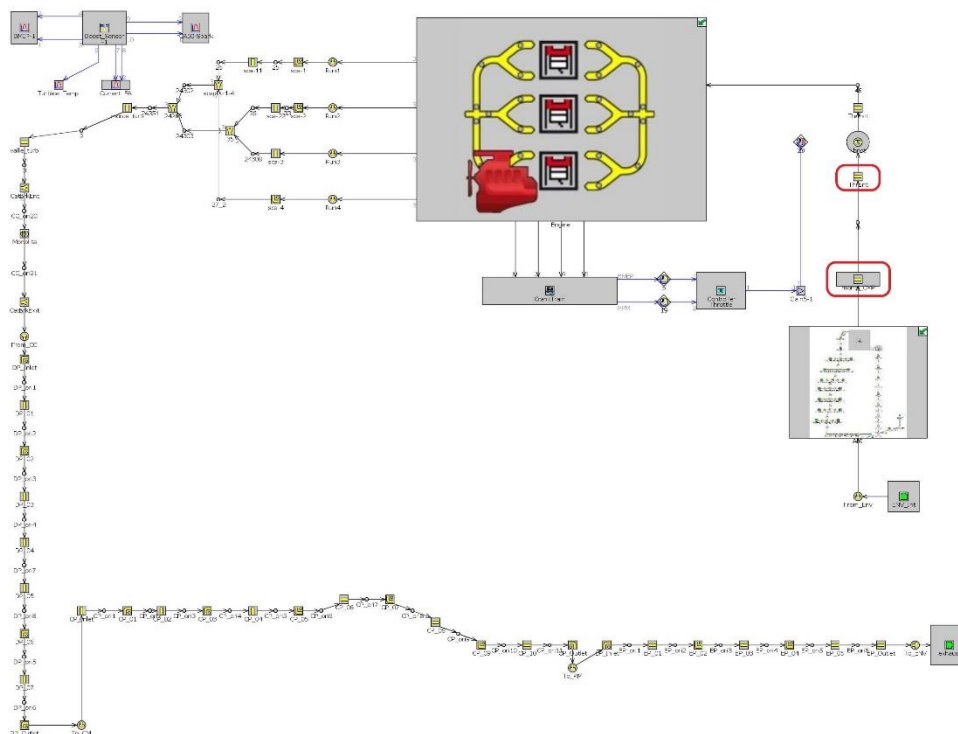
Fonte: O autor (2019)

10. Válvula *Wastegate*, que tem como função regular os gases que passam pela turbina. Ela permite que parte dos gases sejam desviados diretamente para o escapamento (não passando pela turbina) quando a pressão atinge o máximo de pressão especificado pelo sistema. Nesse trabalho, para todos os modelos de motor, a válvula *Wastegate* foi controlada pela BMEP, que foi previamente especificada, como será visto posteriormente.

11. Virabrequim do motor (*Cranktrain*). Nele é possível realizar mudanças na cilindrada do motor, na taxa de compressão, bem como na ordem de queima dos cilindros.
12. Controle da aceleração na borboleta. Está desativado nas simulações, pois o motor foi modelado a plena carga.
13. Sensores de BMEP, detonação, temperatura da turbina e enriquecimento da mistura.

As modificações feitas (exclusões de partes do modelo original) para obtenção do modelo naturalmente aspirado podem ser vistas na **Figura 17**. Para tal objetivo foram excluídos todos o sistema de turboalimentação: turbina, eixo (de ligação entre turbina e compressor), compressor, válvula *Wastegate*, *intercooler* e todo o sistema de tubulação que envolvia a presença desses componentes excluídos. Os diâmetros dos tubos destacados (mont_CMP e ThrEnt) foram ajustados devido à ligação direta entre eles através de um orifício.

Figura 17 - Representação 1-D da parte principal do modelo do motor naturalmente aspirado obtido a partir do modelo turboalimentado original



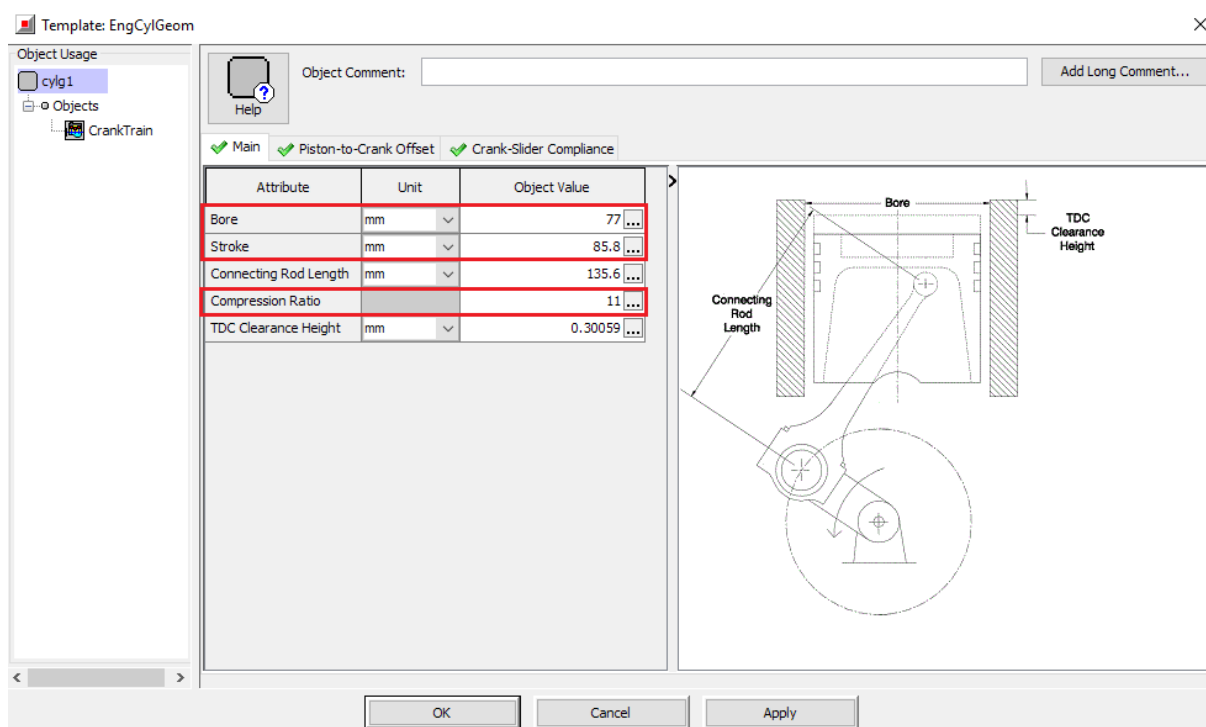
Fonte: O autor (2019)

4.2 OBTENÇÃO DE MODELOS REDUZIDOS TURBOALIMENTADOS COM 4 CILINDROS

Os modelos reduzidos com 4 cilindros foram obtidos a partir do motor base que possui cilindrada de 1.6L e relação diâmetro-curso de 0,90. Nessa etapa foram obtidos motores reduzidos 1.4L, 1.2L e 1.0L de 4 cilindros. Para os motores resultantes da redução foi mantida a relação diâmetro-curso de 0,90 do modelo base e ajustado a taxa de compressão de forma que o programa rodasse sem inconsistência entre a geometria 3-D da câmara de combustão inserida no modelo original e os dados de entrada para a redução da cilindrada. A geometria da câmara é composta por dois arquivos avulsos de CAD 3-D no formato .slt, um do topo do pistão e outro do domo do cabeçote.

Para manter os modelos reduzidos resultantes com boa taxa de compressão, teve-se o cuidado de reduzir apenas uma unidade por vez na taxa de compressão sempre que fosse necessário, pois, segundo Heywood (1988), o aumento da taxa de compressão pode aumentar diretamente a eficiência teórica; ainda, muitos estudos experimentais alcançaram melhoria na eficiência térmica com uma maior taxa de compressão. (MUÑOZ et al., 2005; SMITH et al., 2014).

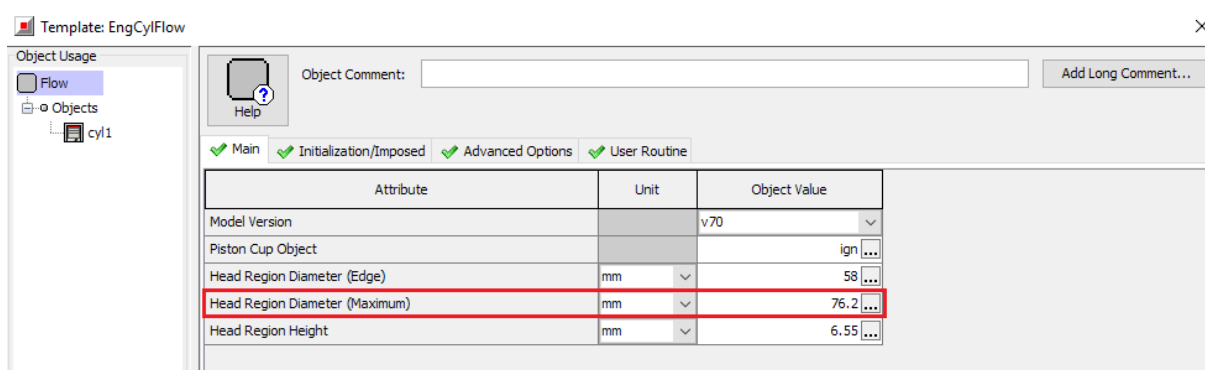
Figura 18 - Atributos modificados para redução de cilindrada



A **Figura 18** indica os atributos modificados para a obtenção dos motores reduzidos turbos 1.4L, 1.2L e 1.0L: diâmetro (*bore*), curso (*Stroke*) e taxa de compressão (*Compression Ratio*). Os valores mostrados correspondem ao modelo base.

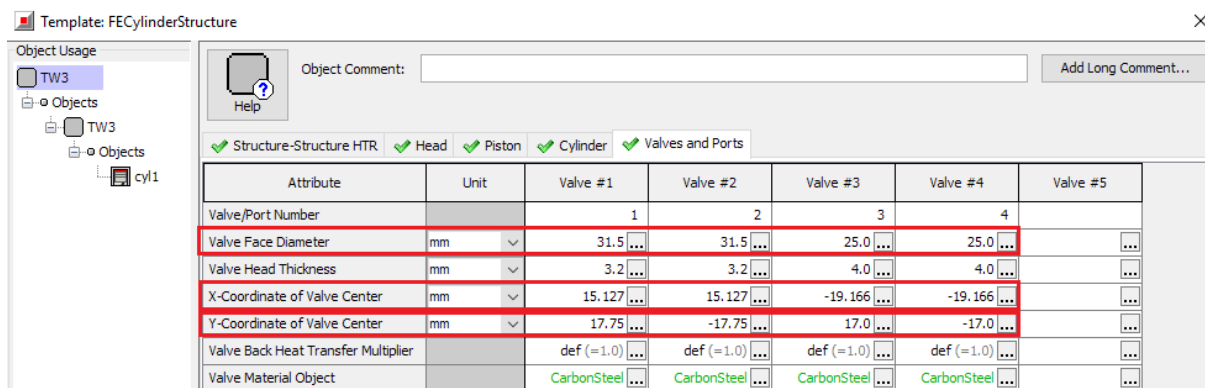
Devido à redução no diâmetro do cilindro, duas alterações foram necessárias para os novos modelos reduzidos. A primeira foi a redução proporcional do diâmetro máximo da região da cabeça - *Head Region Diameter (Maximum)* - que não deve ser superior a 99% do diâmetro do cilindro. A **Figura 19** mostra o atributo no qual foi feita essa modificação. O valor de 76,2 mm representa 99% do valor original (modelo base) do diâmetro do cilindro que é 77 mm. Por questão de coerência os valores das regiões de diâmetro de borda - *Head Region Diameter (Edge)* - e altura da região da cabeça - *Head Region Height* - foram também reduzidas proporcionalmente a redução de diâmetro do cilindro.

Figura 19 - Atributos da região da cabeça do cilindro que foram modificadas durante a redução de cilindrada



Fonte: O autor (2019)

Figura 20 - Atributos relacionados ao diâmetro, espessura e localização das válvulas



Fonte: O autor (2019)

A segunda alteração necessária foi no diâmetro e localização (x,y) das válvulas de admissão e escape, pois devido à redução no diâmetro do cilindro ocorria um toque das válvulas nas bordas circular da cabeça do cilindro. A **Figura 20** mostra os valores correspondente ao modelo base, esses valores foram modificados na mesma proporção de redução do diâmetro do cilindro para todos os motores reduzidos.

Os valores de diâmetro e curso para todos os motores reduzidos serão vistos no capítulo seguinte: Resultados e Discussão. Por questão de coerência os valores de espessuras da cabeça das válvulas (*Valve Head Thickness*) foram também reduzidos proporcionalmente a redução de diâmetro do cilindro.

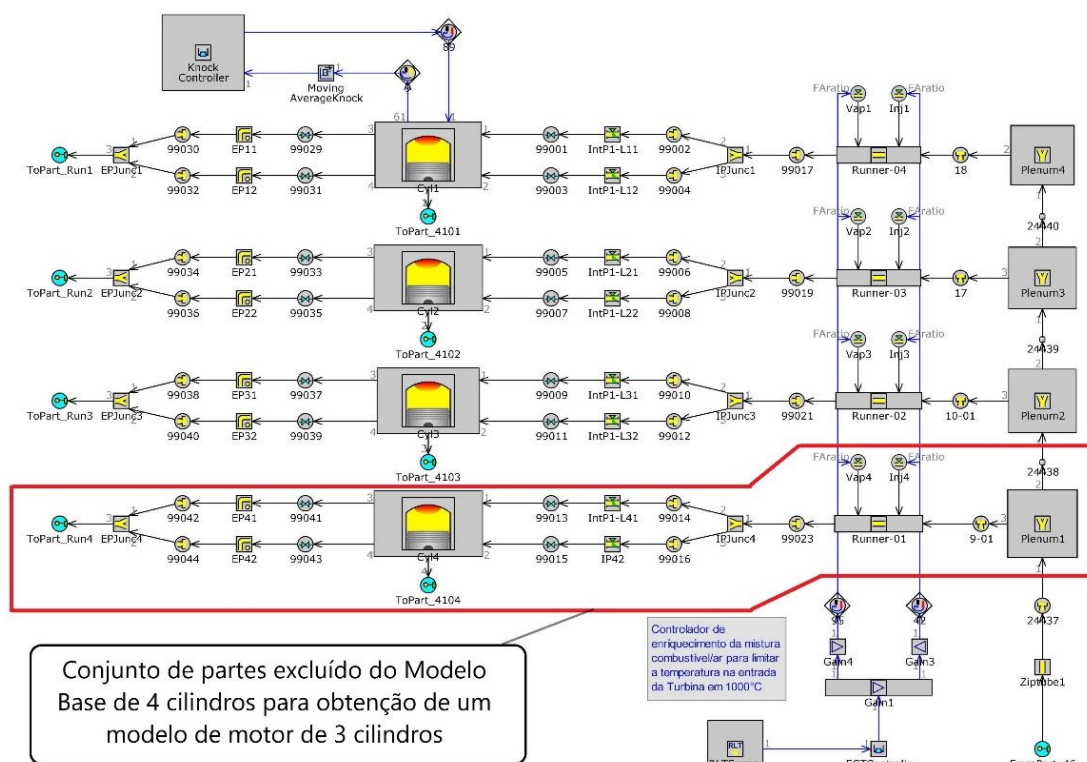
4.3 OBTENÇÃO DE MODELOS TURBOALIMENTADO REDUZIDOS COM 3 CILINDROS

Nessa etapa foram obtidos motores 1.4L, 1.2L e 1.0L de 3 cilindros. Originalmente cada cilindro possuía aproximadamente 400 cm³ (0.4L). Com a redução de um cilindro, foi possível obter um motor de cilindrada de 1.2L sem modificação no diâmetro, curso e taxa de compressão do modelo original. Para o modelo de 1.4L e 1.0L houve aumento e diminuição, respectivamente, nesses três parâmetros. Para modificação desses parâmetros, foram seguidas as mesmas alterações necessárias, indicadas anteriormente, para evitar inconsistência na simulação, sempre tomando como base a proporção de aumento ou diminuição do diâmetro do cilindro (ou curso).

Para a obtenção de um modelo com 3 cilindros foi necessário a exclusão de 1 cilindro (cilindro número 4 do modelo base) bem como todas as partes, sistema e tubulações a ele relacionado. A **Figura 21**, mostra - na seção *engine* descrita anteriormente - o conjunto de partes do modelo base que foi excluído para obtenção de um modelo com 3 cilindros. A **Figura 22**, mostra, nessa mesma seção, como ficou o modelo de 3 cilindros após essa exclusão.

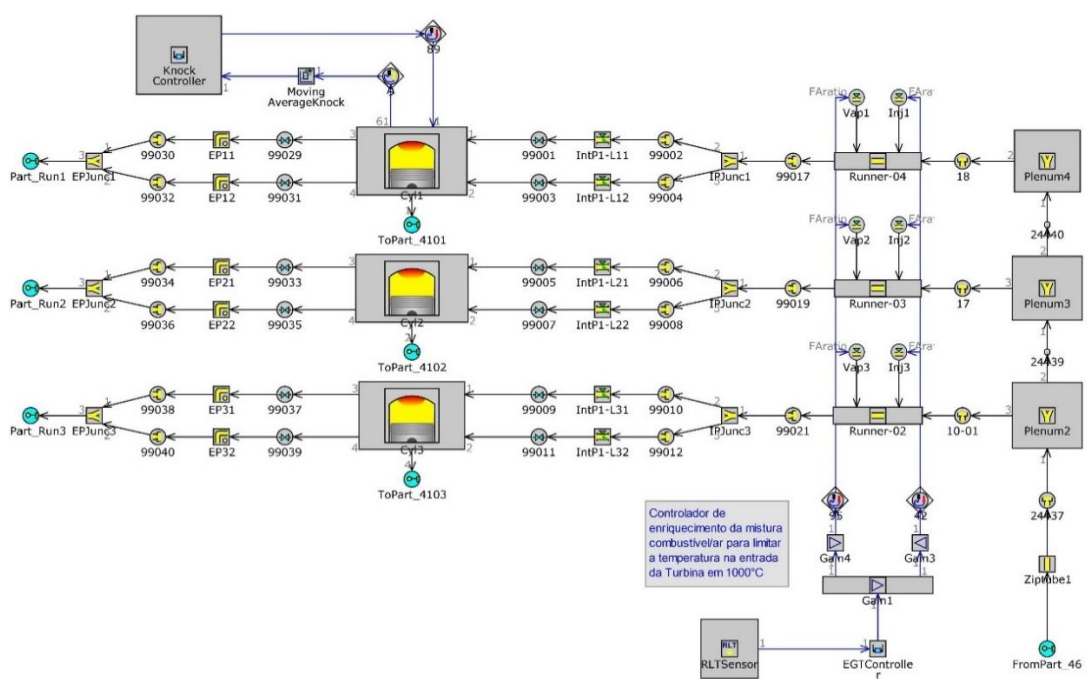
Mudanças na configuração do coletor de escape, na ordem de ignição e na carga de rolamento foram necessárias. A **Figura 16** mostrou a configuração 4x2x1 (7) para o coletor de escape do modelo base e a **Figura 23** mostra a configuração equivalente a 3x1 do modelo com 3 cilindros.

Figura 21 - Conjunto de partes (do modelo base) que foi excluído para obtenção de um modelo com 3 cilindros



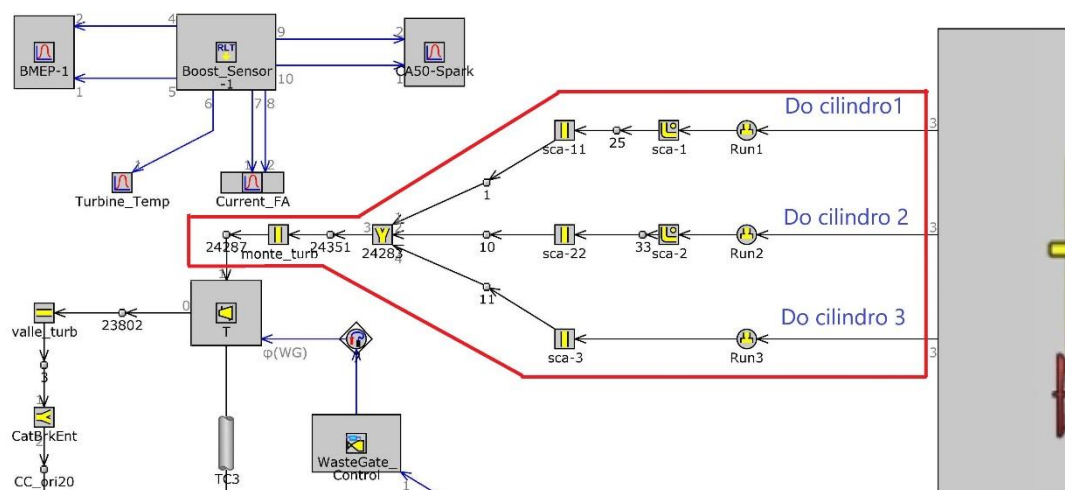
Fonte: O autor (2019)

Figura 22 - Modelo de 3 cilindros após a exclusão do cilindro 4 e seus componentes



Fonte: O autor (2019)

Figura 23 - Configuração do escape no modelo de 3 cilindros



Fonte: O autor (2019)

Para obter a configuração de escape 3x1 foi necessário criar mais uma conexão de entrada para o *FlowSplitGeneral* (peça 24283 da **Figura 23**). Essa nova conexão - *Boundary #4* – cujos dados estão destacados na **Figura 24**, foi criada com as mesmas características de diâmetro de expansão (*Expansion Diameter*), comprimento (*Characteristic Length*) e localização angular (x,y,z) das outras duas conexões de entradas originais: *Boundary #1* e *Boundary #2*. A coluna referente ao *Boundary #3* corresponde a saída de fluxo do modelo *FlowSplitGeneral* 24283.

Figura 24 - Nova conexão para o *FlowSplitGeneral* 24283

Template: FlowSplitGeneral

Object Family: TRB_vol, 24283

Object Comment:
 Part Comment:
 Add Long Comment...

☒ Main
 ☒ Thermal
 ☒ Pressure Drop
 ☒ Boundary Data
 ☐ Plots

Attribute	Unit	Boundary #1	Boundary #2	Boundary #3	Boundary #4	Boundary #5	Boundary
Link Name or Number		1	2	3	4		
Angle (Planar Configuration)							
Angle wrt X-axis (3D)		90.0	90.0	90.0	90.0		
Angle wrt Y-axis (3D)		180.0	180.0	0.0	180.0		
Angle wrt Z-axis (3D)		90.0	90.0	90.0	90.0		
Characteristic Length	mm	20.0	20.0	20.0	20.0		
Expansion Diameter	mm	31.7	31.7	31.7	31.7		

Fonte: O autor (2019)

A ordem de ignição no motor a 4 cilindros é dividida em intervalos igualmente espaçados de 180° do virabrequim como é vista na **Figura 25**. Objetivando um equilíbrio térmico - de modo a evitar concentração de calor em determinadas partes do motor - e um equilíbrio dinâmico - de modo a diminuir as vibrações decorrentes das

forças das expansões sobre a árvore de manivela - a ordem de ignição para o modelo de 3 cilindros foi definida em 1-3-2 em intervalos igualmente espaçados de 240° (ângulo de frequência das expansões) do virabrequim, **Figura 26**. (VARELLA, 2010).

Figura 25 - Ordem de ignição do modelo base

Attribute	Unit	1	2	3	4	5	6
Cylinder Number		1...	3...	4...	2...	...	...
Firing Intervals	deg	0.0...	180.0...	180.0...	180.0...	...	...
2-Stroke		☐	☐	☐	☐	☐	☐

Fonte: O autor (2019)

Figura 26 - Ordem de ignição do modelo de 3 cilindros

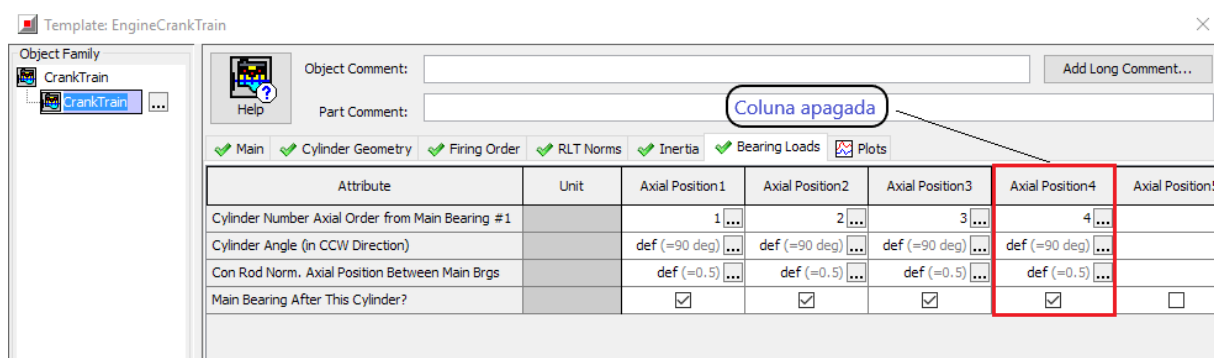
Attribute	Unit	1	2	3	4	5	6
Cylinder Number		1...	3...	2...	...	...	...
Firing Intervals	deg	0.0...	240.0...	240.0...	...	...	...
2-Stroke		☐	☐	☐	☐	☐	☐

Fonte: O autor (2019)

A pasta relacionada a cargas de rolamento (*Bearing Loads*) é usada para fornecer informações adicionais necessárias para o cálculo de cargas de rolamentos em rolamentos principais individuais do motor, **Figura 27**. O primeiro atributo (*Cylinder Number Axial Order from Main Bearing #1*) posiciona axialmente os cilindros; o segundo (*Cylinder Angle (in CCW Direction)*) atribui a eles um ângulo em relação a um eixo de referência, para motores em linha (caso em questão) os cilindros estão alinhados a esse eixo de referência a um ângulo de 90° (*def*); o terceiro (*Con Rod Norm. Axial Position Between Main Brgs*) define a posição axial de cada biela entre os mancais principais adjacentes para que sua carga possa ser pesada adequadamente ao calcular a carga em cada mancal principal, esse valor, por padrão, é definido como 0,5, pois, para motores em linha, a biela está normalmente no ponto médio dos dois rolamentos mais próximos e, portanto, 0,5 seria um valor aproximado.

Por fim, o quarto atributo (*Main Bearing After This Cylinder?*) especifica se um rolamento principal existe após o cilindro especificado na coluna, comum na maioria dos motores em linha. Para o objetivo em questão, a coluna referente ao cilindro de número 4 foi apagada.

Figura 27 - Coluna referente ao cilindro 4 excluída



Fonte: O autor (2019)

Mais detalhes sobre o modelo do motor turbo E.torQ 1.6L 16v pode ser encontrado nos estudos de Gervásio (2017), nos quais utilizou a metodologia de correlação para modela-lo com base nos parâmetros geométricos e operacionais coletados experimentalmente nos laboratórios da FCA.

4.4 EQUAÇÕES UTILIZADAS NAS SIMULAÇÕES

A seguir, são apresentadas as equações utilizadas pelo GT-POWER para obtenção das principais curvas analisadas no trabalho: torque, potência, BSFC, CO₂, CO, HC e NO_x. Todos esses parâmetros foram simulados com o uso de um freio dinamômetro. Posteriormente, são apresentadas equações referentes aos modelos de combustão preditiva e transferência de calor além da equação relativa ao cálculo da cilindrada total, utilizada pelo software e imprescindível para obtenção das cilindradas reduzidas (1.4, 1.2 e 1.0 litros).

4.4.1 Torque

O torque de freio é dado por:

$$btq = \frac{bkW}{avgrpm} * \left[\frac{60000}{2\pi} \right] \quad (4.1)$$

A velocidade média (do ciclo) do motor é dada por:

$$avgrpm = \frac{\oint N dt}{\oint dt} \quad (4.2)$$

Onde,

N Velocidade instantânea do motor (rpm)

bkw Potência de freio

4.4.2 Potência

A potência de freio é dada por:

$$bkw = \frac{\oint T_b(t) N dt}{\oint dt} \left[\frac{2\pi}{60000} \right] \quad (4.3)$$

O torque instantâneo do freio é dado por:

$$T_b(t) = T_s(t) - I_{ct} \dot{\omega}_{ct}(t) \quad (4.4)$$

Onde,

N Velocidade instantânea do motor (rpm)

$T_s(t)$ Torque instantâneo do eixo

I_{ct} Inércia do virabrequim [kg-m²]

$\dot{\omega}_{ct}$ Aceleração instantânea do trem de manivela [1/s²]

4.4.3 consumo específico de combustível de freio – BSFC

O consumo específico de combustível de freio é dado pela seguinte equação:

$$bsfc = \frac{fuel_{tot}}{bkw} * 1000 \quad (4.5)$$

O fluxo de combustível é dado por:

$$fuel_{tot} = \frac{\left[\sum_{i=1}^{\# \text{ Cylinders}} \oint \dot{m}_{fuel,i} dt \right] [60(avgrpm)]}{n_r} \quad (4.6)$$

Onde,

- $\dot{m}_{fuel,i}$ Taxa instantânea de fluxo de massa de combustível através de todas as válvulas de entrada e através de todas os injetores montados nos cilindros, no cilindro i [kg/s]
- n_r Rotações por ciclo (= 1 para 2 tempos, = 2 para 4 tempos)

4.4.4 CO₂

O dióxido de carbono é sempre incluído nos resultados automaticamente usando modelo de equilíbrio.

$$bsCO_2 = \frac{\sum_{i=1}^{\#Cylinders} (ResidualCorrection * m_{CO_2,i,EVO}) [60000(avgrpm)]}{bkw n_r} \quad (4.7)$$

A correção residual é dada por:

$$ResidualCorrection_i = 1 - \frac{m_{b,i,CS}}{m_{tot,i,EVO}} \quad (4.8)$$

Onde,

- $m_{CO_2,i,EVO}$ Massa de CO₂ no cilindro i quando a primeira válvula de escape é aberta [kg]
- $m_{b,i,CS}$ Massa de espécies queimadas no cilindro i no início do ciclo [kg]
- $m_{tot,i,EVO}$ Massa total de todas as espécies do cilindro i quando a primeira válvula de escape é aberta [kg]
- bkw Potência média do motor (kW)
- $avgrpm$ Velocidade do motor (média do ciclo) em rpm
- n_r Rotações por ciclo (= 1 para 2 tempos, = 2 para 4 tempos)

4.4.5 CO

A concentração de CO foi calculada com as equações de equilíbrio padrão do GT-Power.

$$bsCO = \frac{\sum_{i=1}^{\#Cylinders} (ResidualCorrection * m_{CO,i,EVO}) [60000(avgrpm)]}{bkw n_r} \quad (4.9)$$

A correção residual é dada por:

$$ResidualCorrection_i = 1 - \frac{m_{b,i,CS}}{m_{tot,i,EVO}} \quad (4.10)$$

Onde,

$m_{CO,i,EVO}$	Massa de CO no cilindro i, quando a primeira válvula de escape se abre [kg]
$m_{b,i,CS}$	Massa de espécies queimadas no cilindro i no início do ciclo [kg]
$m_{tot,i,EVO}$	Massa total de todas as espécies do cilindro i quando a primeira válvula de escape se abre [kg]
bkW	Potência média do motor (kW)
$avgrpm$	Velocidade do motor (média do ciclo) em rpm
n_r	Rotações por ciclo (= 1 para 2 tempos, = 2 para 4 tempos)

4.4.6 HC

A concentração de HC foi calculada com as equações de equilíbrio padrão do GT-Power. Portanto, o volume da fresta, que é usado para calcular a quantidade de mistura ar-combustível que fica presa no volume acima do primeiro anel quando a chama alcança, foi definido como 0,0.

$$bsHC = \frac{\sum_{i=1}^{\#Cylinders} (ResidualCorrection * m_{HC,i,EVO}) [60000(avgrpm)]}{bkW n_r} \quad (4.11)$$

A correção residual é dada por:

$$ResidualCorrection_i = 1 - \frac{m_{b,i,CS}}{m_{tot,i,EVO}} \quad (4.12)$$

Onde,

$m_{HC,i,EVO}$	Massa de hidrocarboneto no cilindro i quando a primeira válvula de escape se abre [kg]
$m_{b,i,CS}$	Massa de espécies queimadas no cilindro i no início do ciclo [kg]
$m_{tot,i,EVO}$	Massa total de todas as espécies do cilindro i quando a primeira válvula de escape se abre [kg]
bkW	Potência média do motor (kW)
$avgrpm$	Velocidade do motor (média do ciclo) em rpm
n_r	Rotações por ciclo (= 1 para 2 tempos, = 2 para 4 tempos)

4.4.7 NO_x

O modelo de combustão utilizado 'EngCylCombSITurb' incluem a capacidade de calcular as emissões de CO₂, CO, HC e NO_x. As previsões de CO₂, CO, HC foram calculadas por modelos padrões do GT-POWER. Porém, para as previsões de formação de NO_x, foi usado o objeto de referencia 'EngCylNOx', no qual, inclui todas as formas de óxidos de nitrogênio. No entanto, em motores de combustão é dominado pelo óxido nítrico NO (90%) seguido por uma pequena quantidade de dióxido de nitrogênio NO₂ (10%). A principal fonte de óxido nítrico em motores de combustão interna é o NO térmico que se forma devido à dissociação do nitrogênio do ar durante a combustão em altas temperaturas no qual é descrito pelo mecanismo de *Zeldovich* a seguir:



As constantes de taxa que são usadas para calcular as taxas de reação das três equações anteriores são, respectivamente.

$$k_1 = F_1 * 7.60 * 10^{10} * e^{\frac{-38000 * A_1}{T_b}} \quad (4.16)$$

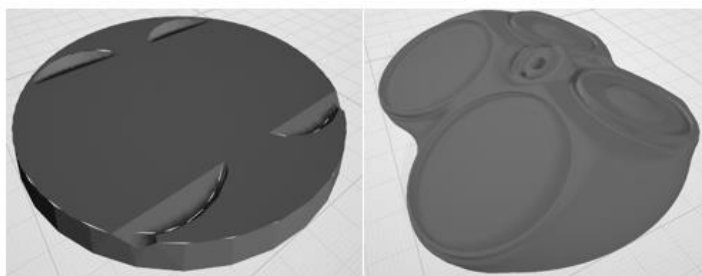
$$k_2 = F_2 * 6.40 * 10^6 * T_b * e^{\frac{-3150 * A_2}{T_b}} \quad (4.17)$$

$$k_3 = F_3 * 4.10 * 10^{10} \quad (4.18)$$

4.4.8 Combustão preditiva a plena carga

Para combustão preditiva foi usado o modelo de chama turbulenta de ignição por faísca ('EngCylCombSITurb') no qual prever a taxa de combustão no cilindro, as emissões e a ocorrência de detonação. Esta previsão leva em conta a geometria do cilindro, o local e a fase da centelha, o movimento do ar e as propriedades do combustível.

Figura 28 - Topo do pistão (à esquerda) e domo do cabeçote (à direita)



Fonte: Gervasio (2017)

As interações da frente de chama são calculadas com base na geometria detalhada da câmara de combustão, inserida no modelo via geometria CAD 3D: Topo do pistão e domo do cabeçote com as válvulas fechadas, **Figuras 28**.

A taxa de arrasto em massa para a frente da chama e a taxa de queima são governadas pelas três equações seguintes (GAMMA TECHNOLOGIES: Engine Performance Application Manual, 2016):

$$\frac{dM_e}{dt} = \rho_u A_e (S_T - S_L) \quad (4.19)$$

$$\frac{dM_b}{dt} = \frac{(M_e - M_b)}{\tau} \quad (4.20)$$

$$\tau = \frac{\lambda}{S_L} \quad (4.21)$$

Onde,

M_e	Massa arrastada da mistura não queimada
t	Tempo
ρ_u	Densidade não queimada
A_e	Área de superfície de arraste na borda da frente da chama
S_T	Velocidade de chama turbulenta
S_L	Velocidade laminar da chama
M_b	Massa queimada
τ	Tempo constante
λ	Comprimento da microescala de Taylor

Estas equações mostram que a mistura não queimada de combustível e ar é arrastada para a frente da chama através da área da chama a uma taxa proporcional à soma das velocidades da chama turbulenta e laminar. Este modelo requer que o fluxo no cilindro seja descrito por um objeto de referência 'EngCylFlow', de modo que a intensidade de turbulência e a escala de comprimento sejam fornecidas.

4.4.9 Transferência de calor

Existem trocas de calor nos pistões de maneira mais expressiva durante o tempo da compressão, mas também durante os tempos de combustão e expansão. Embora a princípio pareça irrelevante, a troca de calor entre os gases de combustão e as paredes dos cilindros mostram-se fundamental para o correto entendimento e correlação do processo de combustão dos motores de combustão interna.

Por ser um processo extremamente complexo e dinâmico, envolvendo grandes variações de pressão e temperatura no interior do cilindro, assim como de velocidade do pistão, simulações CFD 3D precisas do processo de combustão são necessárias. Porém, pode-se contornar esses obstáculos com a utilização de formulas empíricas para o cálculo da troca de calor nos cilindros por convecção e radiação.

Para a convecção, tem-se:

$$h_c = 0,0286 * \sqrt[3]{p^2 T (1 + 0,378 v_p)} \quad (4.22)$$

Onde,

- h_c É o coeficiente de transferência de calor por convecção no instante
- p É a pressão absoluta do gás no cilindro no instante (em p.s.i abs)
- T Temperatura absoluta do gás no cilindro no instante (°R);
- v_p Velocidade média do pistão ft/sec.

Para a radiação, tem-se:

$$h_r = \frac{0,0128 \left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_w}{100} \right)^4}{\frac{1}{A_1} + \frac{1}{A_2}} \quad (4.23)$$

Onde,

T_w	É a temperatura absoluta da parede
A_1	Capacidade de absorção do volume de gás
A_2	Capacidade de absorção da superfície da parede do cilindro

Logo a taxa de transferência de calor entre os gases e parede do cilindro será dada por:

$$Q = (h_r + h_c) * (T - T_w) * A \quad (4.24)$$

Onde,

A É a área da superfície da parede

É importante salientar que boa parte da transferência de calor que ocorre em um motor em regime permanente está relacionada à convecção e apenas um pequeno percentual deve-se à radiação.

O modelo de transferência de calor por convecção utilizado pelos softwares de simulação de motores de combustão interna foi desenvolvido por WOSCHNI (1967), cuja expressão para transferência de calor é dada por: $Nu = 0,035 * Re^{0,8}$. Embora o trabalho de WOSCHNI tenha sido desenvolvido especificamente para motores de ignição por compressão, essa expressão pode ser normalmente aplicada a motores de ignição por centelha.

Portanto, no modelo do motor base utilizado nesse trabalho, é proposto uma correlação do tipo $Nu = C * Re^m$, admitindo que a troca de calor entre os gases e as superfícies do cilindro a que estão expostos ocorre essencialmente por convecção turbulenta forçada. A densidade, viscosidade e condutibilidade térmica são expressas em função da temperatura e pressão, o comprimento característico no número de Reynolds adotado por WOSCHNI é o diâmetro do cilindro, e a velocidade característica adotada varia de acordo com a fase em que se encontra o ciclo. (GERVÁRSIO, 2017).

4.4.10 Cilindrada total

Os modelos reduzidos com 4 cilindros foram obtidos a partir do motor base que possui cilindrada de 1.6L e relação diâmetro-curso de 0,90. Nessa etapa foram obtidos motores reduzidos 1.4L, 1.2L e 1.0L de 4 cilindros. Para os motores resultantes da redução foi mantida a relação diâmetro-curso de 0,90 do modelo base e ajustado a

taxa de compressão de forma que o programa rodasse sem inconsistência entre a geometria 3-D da câmara de combustão inserida (**Figura 28**) no modelo original e os dados de entrada para a redução da cilindrada.

Para manutenção da relação diâmetro-curso do modelo base, o diâmetro e curso foram reduzidos de forma igualmente proporcionais de modo a obter as cilindradas desejadas. Com esses dados de entrada (de diâmetro e curso) o GT-POWER realizou automaticamente os cálculos da cilindrada de acordo com a seguinte equação:

$$cilindrada\ total = \frac{\pi * B^2 * S * z}{4} \quad (4.25)$$

Onde,

B	Diâmetro
S	Curso
z	Número de cilindros

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados a seguir serão apresentados em quatro partes, sendo as três primeiras para comparação e análises entre os motores simulados, para em seguida (quarta parte) ser apresentada uma sugestão de *downsizing* para o motor naturalmente aspirado. Sendo assim, primeiramente será feita uma análise comparativa entre os modelos de motores E.torQ EVO 1.6L 16v 4 cilindros naturalmente aspirado e turboalimentado (base), verificando e discutindo seus diversos parâmetros de torque, potência, consumo específico de combustível e emissões (CO₂, CO, HC, NO_x), entre outros parâmetros. Em seguida, serão apresentados resultados de algumas reduções de cilindrada possíveis para o mesmo modelo de motor base, fazendo uma análise comparativa entre este e os reduzidos para os mesmos parâmetros acima citados. Após isso, serão comparados, analisados e discutidos os resultados dos modelos reduzidos do motor turbo E.torQ EVO 16v 4 cilindros com os de 3 cilindros com reduções de cilindrada correspondentes. Por fim, uma sugestão de *downsizing* para o motor naturalmente aspirado, dentre as reduções realizadas, será apresentada, preservando os objetivos intrínsecos deste conceito.

5.1 ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE OS MOTORES NATURALMENTE ASPIRADO E TURBOALIMENTADO

Nessa seção, será analisado e comparado diversos parâmetros entre os motores naturalmente aspirado e turboalimentado, como torque, potência, eficiência volumétrica, consumo específico de combustível e emissões (CO₂, CO, HC e NO_x).

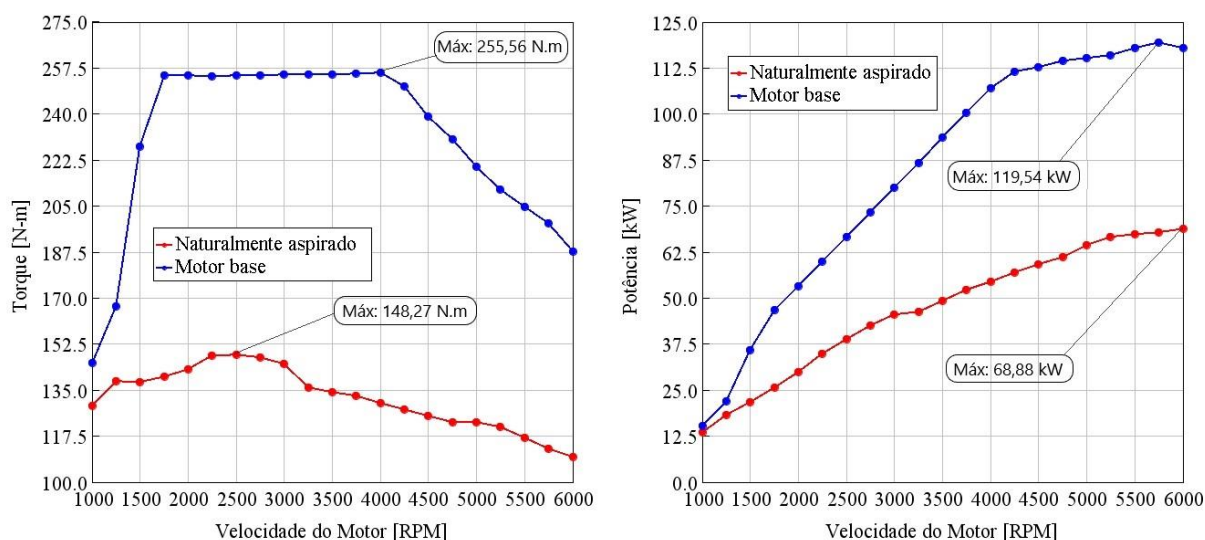
5.1.1 Torque e potência

Os resultados do modelo naturalmente aspirado obtido, neste trabalho, a partir do modelo E.torQ EVO 1.6L 16v 4 cilindros turboalimentado, fornecido pela FCA, são consistentes com os resultados do modelo naturalmente aspirado obtido por Barbosa (2017).

De acordo com o gráfico da **Figura 29** nota-se facilmente que tanto o torque quanto a potência no motor turboalimentado E.torQ EVO 1.6L 16v 4 cilindros é superior, se comparado, ao torque e potência do mesmo modelo de motor naturalmente aspirado. O torque máximo é de 148,27 N.m para o motor sem o

turbocompressor e ocorre a 2.500 rpm, enquanto para o motor turboalimentado é de 255,56 N.m a 4000 rpm, 72,23% superior. A potência máxima é de 68,88 kW para o motor sem o turbocompressor ocorrendo a 6000 rpm, enquanto para o motor turboalimentado é de 119,54 kW a 5750 rpm, 73,55% superior.

Figura 29 - Comparação de torque e potência em função da velocidade entre os motores naturalmente aspirado e turboalimentado



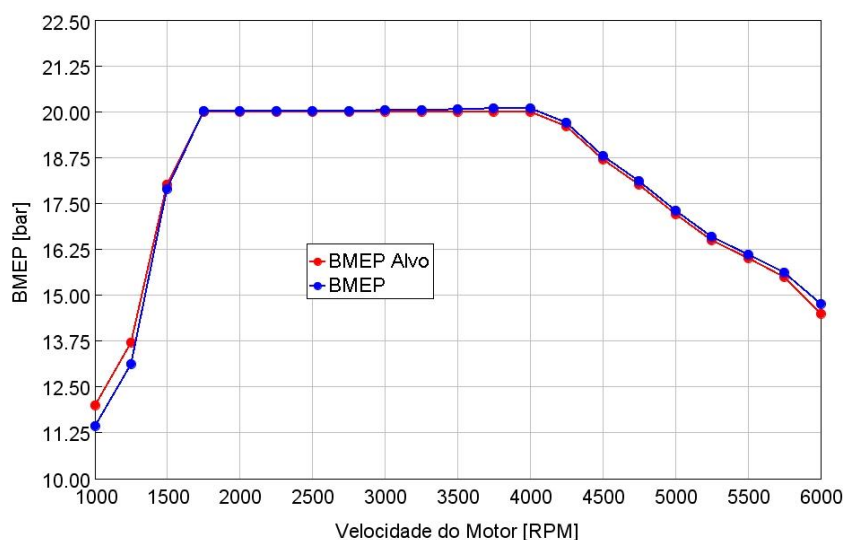
Fonte: O autor (2019)

O motor turboalimentado fornece torques próximos ao de pico em uma faixa bem mais ampla de rotações do motor, em comparação com o mesmo motor naturalmente aspirado. Esta faixa corresponde as rotações de 1750 rpm a 4000 rpm. Esta ampla faixa de torque é conseguida graças ao controle realizado na válvula Wastegate (*Wastegate Controller*) do turbocompressor, cujo modelo é usado para atingir vários parâmetros de desempenho do motor, que neste caso é a BMEP, parâmetro altamente relacionado ao torque.

A pressão efetiva média de freio alvo, ou BMEP alvo, imposta no controle da Wastegate, pode ser visualizada na **Figura 30** - vale ressaltar que tal alvo é atingido desde que sejam respeitados outros controles inseridos no modelo do motor, como é o caso do controle de batida do motor (*knock controller*) – que mostra tanto a BMEP alvo quanto a BMEP alcançada após a simulação no GT-POWER. Verifica-se que BMEP máximo, 20 bar, corresponde a faixa de 1750 rpm a 4000 rpm, resultados coerentes aos do torque do motor base.

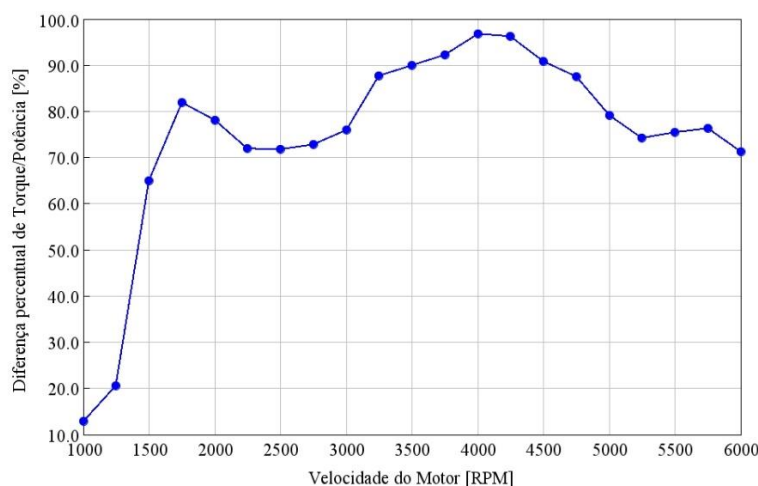
O limite de pressão imposto na válvula Wastegate é importante pois evita que a turbina gire rápido demais, o que significaria excesso de ar no motor, ocasionando altas pressões que danificaria todo o conjunto. (AUTOVIDEOS).

Figura 30 - BMEP Alvo e BMEP alcançada em função da velocidade para o motor base



Fonte: O autor (2019)

Figura 31 - Diferença percentual de Torque/Potência em função da velocidade entre os motores naturalmente aspirado e turboalimentado



Fonte: O autor (2019)

A fim de facilitar ainda mais a análise do torque e potência entre os motores turboalimentado e naturalmente aspirado, a **Figura 31** mostra a diferença percentual entre os dois modelos de motores para toda a faixa de velocidade estudada. Verifica-se que o torque e a potência no motor turboalimentado aumentam de forma considerável para aproximadamente o dobro - 96,78% - do motor naturalmente aspirado, em 4000 rpm; esse resultado é consistente com o resultado encontrado por

Mahmoudi et al. (2017), que na ocasião encontraram nos picos de torque e potência aumentos de 97% (4000 rpm) e 92% (6000 rpm), respectivamente, em relação ao naturalmente aspirado.

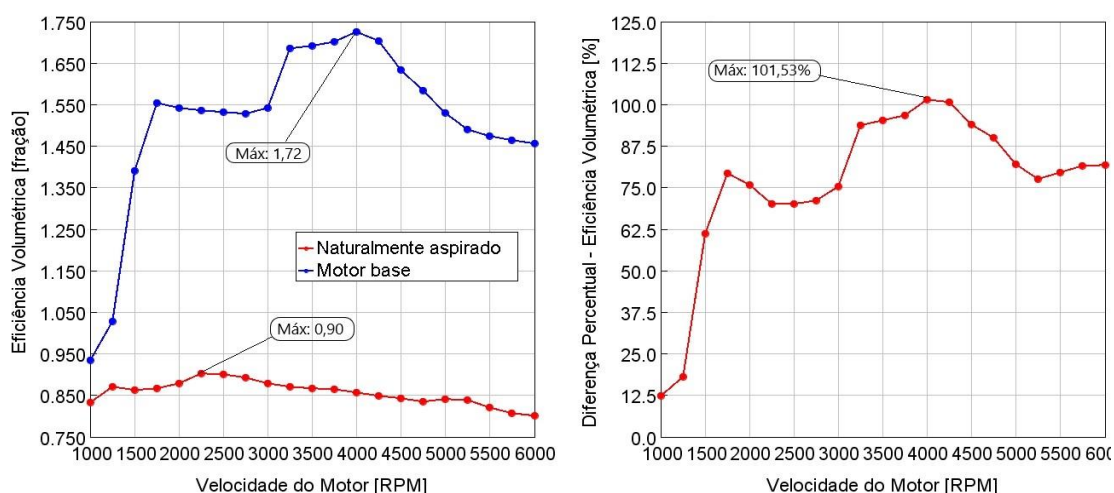
5.1.2 Eficiência volumétrica

Tendo em vista que o objetivo de um turbocompressor é aumentar a eficiência volumétrica de um motor através do aumento da massa específica do ar no interior do cilindro, a **Figura 32** mostra curvas de eficiência volumétrica para os motores turboalimentado e naturalmente aspirado.

No gráfico à esquerda da **Figura 32**, verifica-se que o maior valor para eficiência volumétrica no motor naturalmente aspirado é de 0,9 a 2250 rpm, enquanto para o motor turboalimentado, para uma ampla faixa de velocidades, a eficiência volumétrica gira em torno de 1,5, alcançando sua maior eficiência volumétrica em 4000 rpm no valor de 1,72; foi verificado, anteriormente, que é nessa mesma velocidade que ocorre seu torque máximo. Isso é coerente, pois maiores valores de eficiência volumétrica podem contribuir para maiores valores de torque.

No gráfico à direita da **Figura 32**, observa-se o aumento percentual entres os dois motores. A maior diferença percentual de eficiência volumétrica entre o motor turboalimentado e o naturalmente aspirado é de 101,53 % (mais que o dobro) e ocorre a 4000 rpm.

Figura 32 - Eficiência volumétrica (à esquerda) e diferença percentual de eficiência volumétrica (à direita) entre os motores turboalimentado e naturalmente aspirado

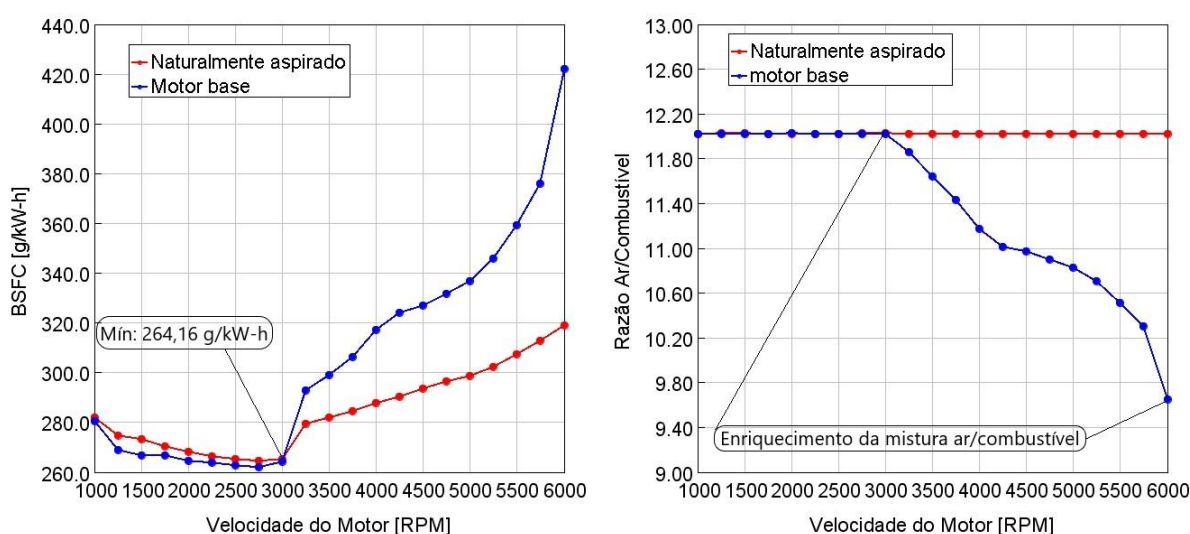


Fonte: O autor (2019)

5.1.3 Consumo específico de combustível de freio – BSFC

A seguir, na **Figura 33**, verifica-se a comparação do consumo específico de combustível entre os motores turboalimentado e naturalmente aspirado, mostrando que para ambos os tipos de motores o consumo específico de combustível de freio (BSFC) mínimo ocorre em 3000 rpm, cujo valor é de aproximadamente 264,16 g/kW-h, gráfico à esquerda da **Figura 33**. Para valores inferiores a 3000 rpm, o motor turboalimentado tem uma leve melhoria no consumo específico em relação ao motor naturalmente aspirado. Por outro lado, seu consumo é prejudicado consideravelmente a velocidades superiores a 3000 rpm. Isto se justifica por uma mistura ar-combustível mais rica em altas velocidades devido ao controle de enriquecimento de mistura para limitar a temperatura da turbina em 1000 °C. Este enriquecimento fica claro entres as velocidades 3000 rpm a 6000 rpm das curvas de razão ar-combustível, gráfico à direita da **Figura 33**.

Figura 33 - BSFC e Razão Ar-combustível em função da velocidade para os motores naturalmente aspirado e turboalimentado



Fonte: O autor (2019)

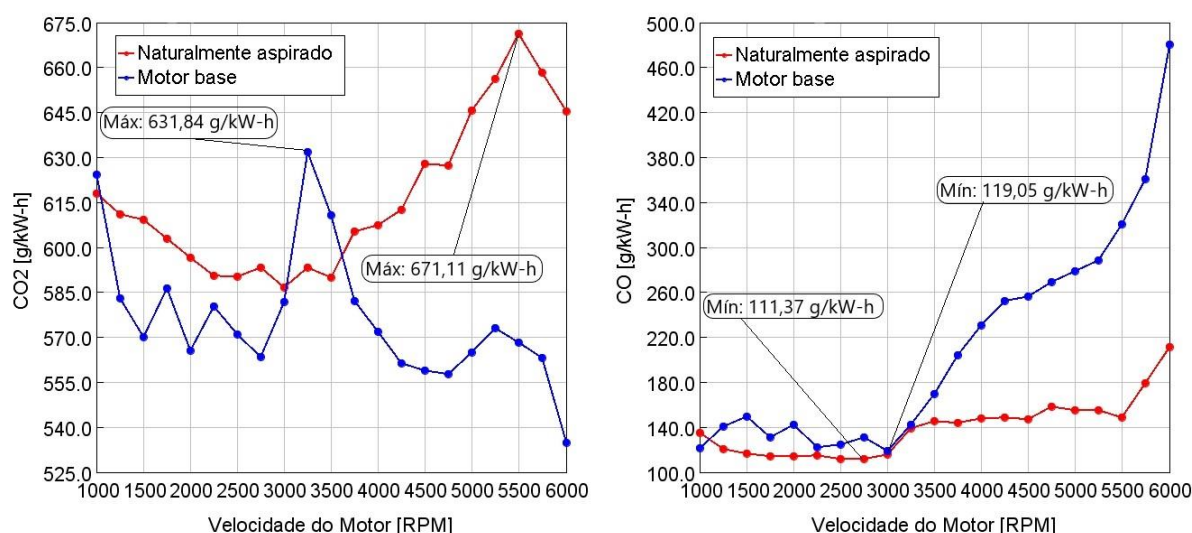
5.1.4 Emissões (CO₂, CO, HC e NO_x)

A **Figura 34** mostra as emissões de CO₂ e CO. Verifica-se que as emissões de CO₂ para o motor turboalimentado são menores em relação ao motor naturalmente aspirado em quase toda a faixa de velocidade, exceto entre 3000 rpm a 3500 rpm, onde se verifica um pico de emissão de 631,85 g/kW-h a 3250 rpm; a emissão máxima

no aspirado ocorre a 5500 rpm, onde também se verifica um pico, 671,11 g/kW-h. No entanto, as emissões de CO são maiores em quase toda faixa de velocidade, tendo emissões mínima próximas, de 111,37 g/kW-h a 2750 rpm para o aspirado e, de 119,05 g/kW-h para o turboalimentado a 3000 rpm.

Nota-se que a partir de 3000 rpm o aumento na emissão de CO é expressiva para o motor turboalimentado, enquanto a de CO₂ decresce. Deduz-se, portanto, que o aumento considerável no consumo de combustível para velocidades acima dos 3000 rpm, discutido anteriormente, afetou diretamente os níveis de emissão do CO.

Figura 34 - Emissão de CO₂ e CO para os motores turboalimentado e aspirado



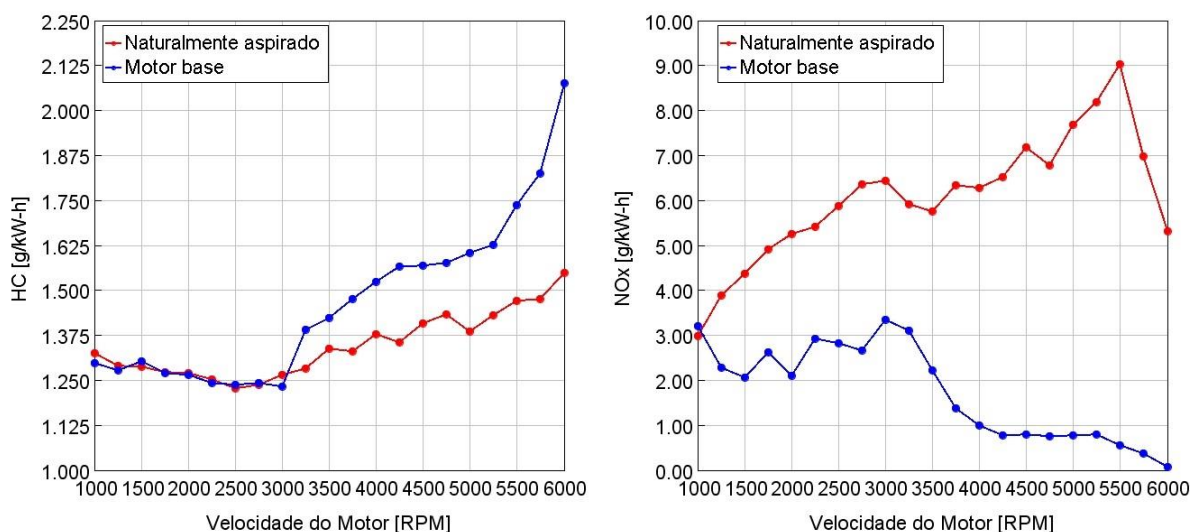
Fonte: O autor (2019)

As emissões de monóxido de carbono (CO) dos MCIs são controladas principalmente pela razão ar-combustível. Para misturas ricas em combustível, as concentrações de monóxido de carbono nos gases de escapamento aumentam significativamente, de forma praticamente linear, com a redução da razão ar-combustível (enriquecimento da mistura). Por outro lado, para misturas pobres em combustível, as concentrações de CO no escapamento variam pouco com a razão ar-combustível. (HEYWOOD, 1988).

A **Figura 35** mostra as emissões de hidrocarbonetos (HC) não queimados, à esquerda, e óxidos de nitrogênio (NO_x), à direita, para os motores base e naturalmente aspirado.

No gráfico à esquerda, verifica-se que, para ambos os tipos de motores, as emissões de HC estão próximas e pouco variam entre si em velocidades mais baixas. Isto pode ser notado entre 1000 rpm e 3000 rpm. Após essa faixa de velocidade (a partir de 3000 rpm), verifica-se um crescimento expressivo nas emissões de HC, especialmente para o motor turboalimentado.

Figura 35 - Emissões de HC e NO_x em função da velocidade



Fonte: O autor (2019)

Embora o aumento da velocidade do motor favoreça o aumento da turbulência, que, por sua vez, aumenta a velocidades da combustão, homogeneíza a mistura e a temperatura da câmara, tal aumento nos níveis de HC poder ser justificado por uma operação instável do motor em altas velocidades, da qual resulta no alongamento de todos os estágios de combustão do motor, de forma que não há tempo suficiente para completar a combustão dentro do cilindro. (HEYWOOD, 1988).

Por outro lado, o maior aumento relativo nos níveis de emissão de HC apresentado pelo motor turboalimentado é justificado devido a mistura ar-combustível mais rica em altas velocidades, que, por sua vez, contribui para o surgimento de hidrocarbonetos não queimados no processo de combustão.

No gráfico à direita, o motor naturalmente aspirado apresenta um aumento nos níveis de NO_x em quase toda faixa de velocidade, ocorrendo um pico de 9,03 g/kW-h em 5500 rpm. Nesse mesmo gráfico, nota-se que os níveis de NO_x variam pouco em baixas velocidades (de 1000 rpm a 3000 rpm) e reduz consideravelmente a partir de 3000 rpm, velocidade na qual se verifica um nível máximo de emissão de 3,34 g/kW-

h, para o motor turboalimentado. Ocorre que acima desta velocidade há um crescente enriquecimento da mistura, contribuindo para redução da temperatura dentro cilindro e uma consequente redução dos níveis de emissões de NO_x.

5.2 ANÁLISE DE REDUÇÕES DE CILINDRADA DO MOTOR TURBO E.TORQ EVO 1.6L (4 CILINDROS)

Nessa seção, os parâmetros de torque, potência e consumo de combustível, bem como os níveis de emissão de CO₂, CO, HC e NO_x, serão analisados e comparados com 3 tipos de reduções de cilindrada do motor Turbo E.torQ EVO 1.6L 4 cilindros, motor base. A **Tabela 1** mostra a cilindrada total de cada motor reduzido, bem como o percentual de redução volumétrica de cilindrada de cada um em relação ao motor base, entre outros casos. Nesse primeiro momento, serão analisadas reduções para o mesmo número de cilindros, isto é, para motores com 4 cilindros.

Tabela 1 - Características dos motores reduzidos e do Motor Base

CASOS	MOTOR BASE	REDUÇÃO 1	REDUÇÃO 2	REDUÇÃO 3
Cilindrada total equivalente (em litros)	1,6	1,4	1,2	1,0
Percentual de redução de cilindrada (%)	0,0	12,5	25,0	37,5
Cilindrada total (em cm ³)	1597,3	1398,6	1200,1	999,2
Diâmetro (em mm)	77,0	73,7	70,0	65,8
Curso (em mm)	85,8	82,0	78,0	73,5
Relação diâmetro/curso	0,90	0,90	0,90	0,90
Taxa de compressão	11	10	10	9
Número de cilindros	4	4	4	4

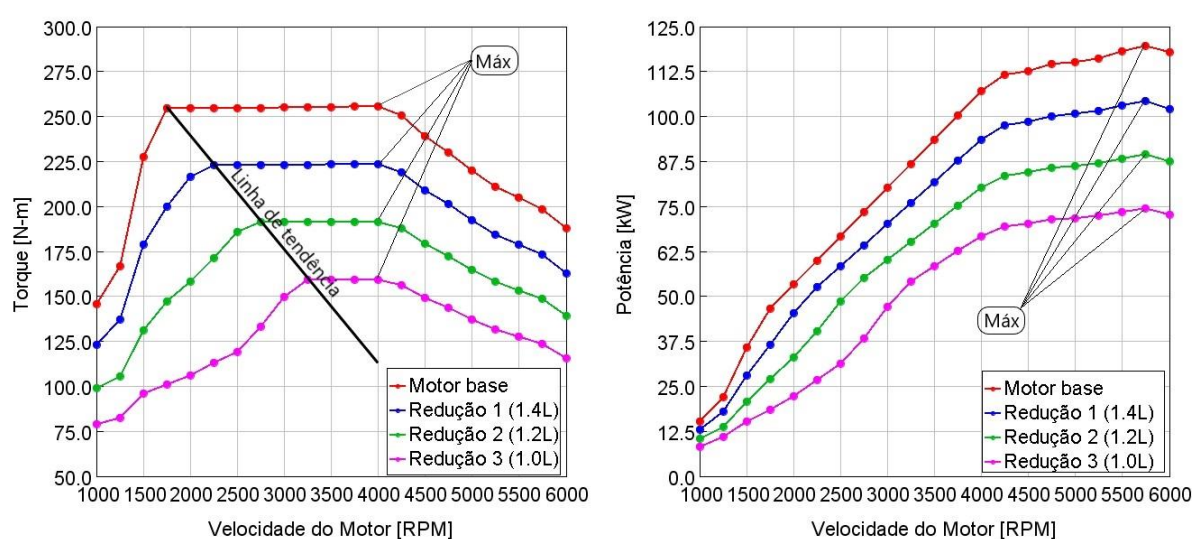
Fonte: O autor (2019)

5.2.1 Torque e potência

Na **Figura 36** verifica-se que conforme se reduz a cilindrada do motor turbo E.torQ EVO 1.6L 4 cilindros (motor base) reduz o torque e, consequentemente, a potência, já que esta, por sua vez, é proporcional ao torque para cada velocidade do motor. Para esses dois parâmetros, as curvas têm formas semelhantes e se deslocam para baixo. A “linha de tendência” representa a tendência de início da faixa de velocidade que apresenta torque próximo do pico conforme se reduz a cilindrada.

Nota-se que o torque e a potência máxima para os motores reduzidos são alcançados a 4000 rpm e 5750 rpm, respectivamente, semelhante ao motor base. Por outro lado, a faixa de velocidade onde se verifica os valores de torque próximo ao pico encolhe conforme se reduz a cilindrada do motor (linha aparentemente horizontal no gráfico de torque e aparentemente linear no gráfico de potência). Observa-se ainda que esse encolhimento da faixa de velocidade é de 500 rpm conforme se vai reduzindo a cilindrada do motor para 1.4L, 1.2L e 1.0L.

Figura 36 - Curvas de torque e potência para os motores reduzidos e base



Fonte: O autor (2019)

Verifica-se que no motor com maior redução de cilindrada (1.0L) os picos de torque e potência são 159,36 N.m a 4000 rpm e 74,38 kW a 5750 rpm, respectivamente. Esses valores são superiores aos obtidos para o mesmo motor naturalmente aspirado de 1.6L cujos os valores de torque e potência máxima são 148,27 N.m a 2500 rpm e 68,88 kW a 6000 rpm, respectivamente. Portanto, o motor reduzido consegue compensar o menor deslocamento. Segundo Rinaldini et al., (2015), isso se deve a maior eficiência volumétrica, a perfis de elevação mais “agressivos” (já que as válvulas são menores e mais leves), a menores perdas de calor, a menores áreas de transferência de calor, a maior eficiência mecânica, a menor razão de atrito para a pressão média efetiva indicada (IMEP - *Indicated Mean Effective Pressure*) e a menores perdas de bombeamento (menor contrapressão do motor).

A **Tabela 2** mostra uma outra forma de comparar torque e potência dos motores base e reduzidos. Nela foi extraída potência e torque máximo para cada tipo de motor

e as velocidades que ocorreram tais picos. Nota-se nessa tabela que os percentuais volumétricos de redução do torque e potência máxima são aproximadamente iguais aos percentuais de redução de cilindrada vista anteriormente (**Tabela 1**). Ela mostra também os inícios das faixas de velocidades que apresentam torque próximo do torque máximo para cada motor estudado.

Tabela 2 - Tabela comparativa entre os motores reduzidos e base

PARÂMETROS	MOTOR BASE	REDUÇÃO 1	REDUÇÃO 2	REDUÇÃO 3
Torque/potência máxima (N.m/kW)	255,56/119,54	223,46/104,4	191,55/89,43	159,36/74,38
Velocidade de torque/potência máx. (rpm)	4000/5750	4000/5750	4000/5750	4000/5750
Percentual de redução de torque/potência máxima (%)	0/0	12,5/12,7	25/25	37,6/37,8
Início da faixa de vel. que apresenta torque próximo do pico (rpm)	1750	2250	2750	3250

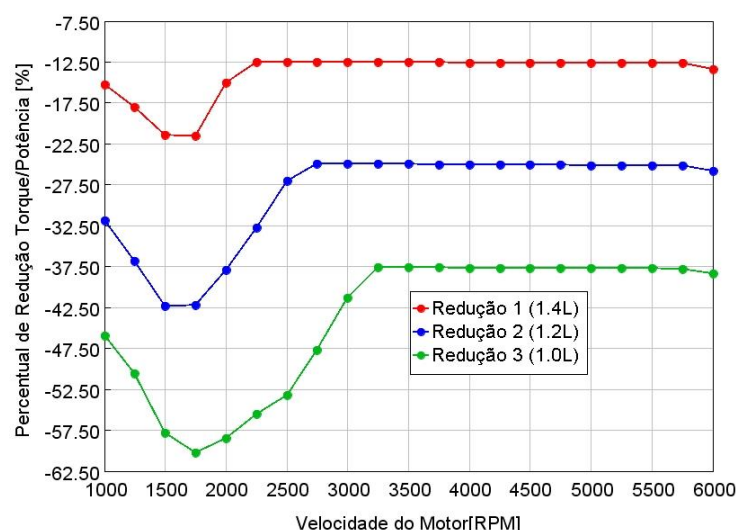
Fonte: O autor (2019)

Para uma análise mais completa do percentual de redução de torque e potência para os motores reduzidos, a **Figura 37** mostra esses percentuais em toda faixa de velocidade para os três motores reduzidos em relação ao motor base. Observa-se que na faixa de velocidade que apresenta torque próximo ao torque de pico, esses percentuais de redução são próximos aos percentuais de reduções volumétrica de cilindrada. Porém, isso não se verifica em baixa velocidade. Portanto, nas reduções de cilindrada realizada, há maiores decréscimo percentual de torque/potência em baixas velocidades, quando comparado ao seu percentual de redução volumétrica de cilindrada. Para os motores reduzidos 1.4L, 1.2L e 1.0L as maiores quedas de torque/potência foram, respectivamente, de -21,57% a 1750 rpm, -42,35 a 1500 rpm, -60,24% a 1750 rpm.

Nos resultados, observou-se que essas quedas significativas de potência e torque, em baixas velocidades, ocorreu, em parte, devido a atuação do controle de detonação em decorrência de possíveis detecção de ocorrência de detonação npredio motor, provocando uma redução do avanço da faísca pelo *knock controller*. Essa medida faz com que haja uma redução no trabalho líquido produzido (resultando uma menor BMEP no interior do cilindro, tornando menos provável a ocorrência de

detonação) que, por sua vez, diminui a eficiência térmica do motor e, conseqüentemente, reduz o torque/potência nessa faixa de velocidade (BRUNETTI, 2012; GUPTA et al., 2013). Essa dedução foi observada através dos resultados obtidos de simulações com e sem o controle de detonação nos modelos rodados.

Figura 37 - Percentual de redução de torque/potência em relação ao motor base em função da velocidade



Fonte: O autor (2019)

Porém, as quedas de torque e potência em baixas velocidades não se justificaram apenas pela atuação do controle de detonação, até por que seus efeitos avaliados foram relativamente pequenos. De outro modo, verificou-se da simulação que a eficiência do conjunto turbocompressor caia à medida que se reduzia a cilindrada. Isso sugere que as maiores quedas de torque e potência estão diretamente associadas a menor eficiência de operação do turbocompressor, não sendo mais o ideal para os motores reduzidos. Isso porque a redução de cilindrada modifica o motor e, portanto, o turbocompressor a ser usado deve se adequar a esse novo motor (*matching*), para atingir eficiência elevada em uma ampla faixa de vazões. (BRUNETTI, 2012).

Rinaldine et al. (2015), afirmaram que um dos desafios mais críticos para o aumento específico de potência dos motores de turboalimentação é o baixo torque final, devido à dificuldade de se obter o máximo fluxo de ar e altas pressões de impulso em baixas velocidades.

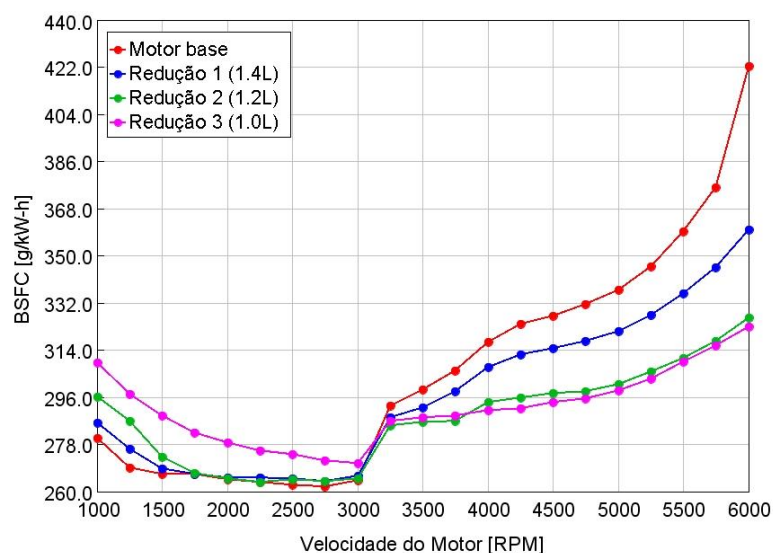
Nos resultados da simulação, foi constatado que não houve acionamento da válvula *Wastegate* nessa faixa de velocidade na qual houve quedas expressivas de torque e potência, consequentemente a BMEP alvo, discutida anteriormente, não foi atingida, justificando, desse modo, as maiores quedas de torque e potência em baixas velocidades.

5.2.2 Consumo específico de combustível de freio – BSFC

Já foi discutido, anteriormente, o consumo de combustível e suas variações em função da velocidade do motor, quando comparado o motor turboalimentado ao naturalmente aspirado. Aqui, serão feitas comparações entres os motores turbo, base e reduzidos.

A **Figura 38** mostra que para todos os motores analisado o consumo de combustível é mínimo em 3000 rpm. Observa-se que à medida que se reduz o motor ocorrem diminuição no consumo específico de combustível para uma ampla faixa de velocidade a partir de 3000 rpm, porém, isso não é verdadeiro quando se trata da redução 3 (1.0L) entre as velocidades 3000 rpm e 3750 rpm.

Figura 38 - Comparação do BSFC entre os motores reduzidos e base



Fonte: O autor (2019)

Em contrapartida, nota-se claramente que para uma pequena faixa de velocidades iniciais (entre 1000 rpm e 1500 rpm), ocorre um aumento no consumo conforme se reduz a cilindrada, especialmente para o motor turbo 1.0L reduzido que apresenta um consumo superior a todos os outros numa ampla faixa de velocidade

(1000 rpm a 3000 rpm). Esse resultado também foi previsto nos estudos de Gupta et al. (2013), nos quais afirmaram que isto pode ser devido aos efeitos crescentes da relação entre a superfície e o volume, o que leva a um aumento na perda de calor para o sistema de arrefecimento e, portanto, reduz a eficiência térmica e BSFC.

Portanto, é aceitável inferir que, nessa análise, o motor turbo 1.2L reduzido (Redução 2) apresenta, em geral, melhores resultados no consumo específico de combustível. Nota-se que reduzir a cilindrada é uma solução para compensar o aumento expressivo no consumo de combustível em velocidades de média a altas apresentada pelo motor base em relação ao seu modelo naturalmente aspirado.

É possível extrair ainda da **Figura 38** que a redução máxima no consumo específico de combustível para os motores reduzido em relação ao motor base é alcançado apenas na velocidade máxima (6000 rpm). A redução no consumo de combustível obtido nessa velocidade foi de 14,7%, 22,7% e 23,5% para os motores reduzidos 1.4L, 1.2L e 1.0L, respectivamente.

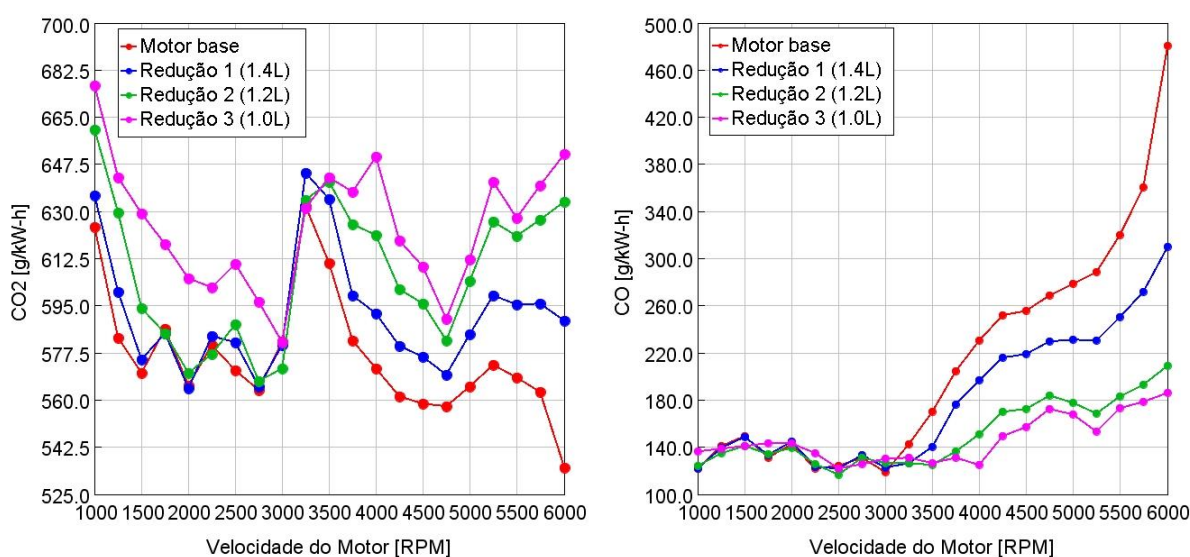
5.2.3 Emissões (CO₂, CO, HC e NO_x)

A **Figura 39** mostra as emissões específicas de CO₂, CO. Nota-se, em geral, que conforme se reduz a cilindrada aumenta o nível de emissão de CO₂. Isso se mostra vantajoso em altas velocidades, visto anteriormente que é nessa faixa de velocidade que há uma melhora no consumo de combustível conforme se reduz a cilindrada do motor. Isso significa que esse aumento nos níveis de emissão de CO₂ resulta, conseqüentemente, em uma diminuição nos níveis de emissão do monóxido de carbono (CO), em outras palavras, houve uma melhoria na combustão. Em baixas velocidades (1000 rpm a 1500 rpm), porém, esse aumento na emissão específica do CO₂ ocorre principalmente às custas do maior consumo específico de combustível, como discutido anteriormente.

Por outro lado, para baixas velocidades, verifica-se pouca variação nos níveis de emissões de HC, **Figura 40**. Porém, esses níveis são reduzidos significativamente à medida que se reduz o motor para velocidade de média a alta (de 3000 rpm a 6000 rpm). De outro modo, as emissões de NO_x aumentam, de modo geral, conforme se reduz a cilindrada. Porém, esse aumento é mais expressivo para velocidade de média a alta velocidades. Com isso, é possível sugerir que a maior emissão de NO_x pode ter

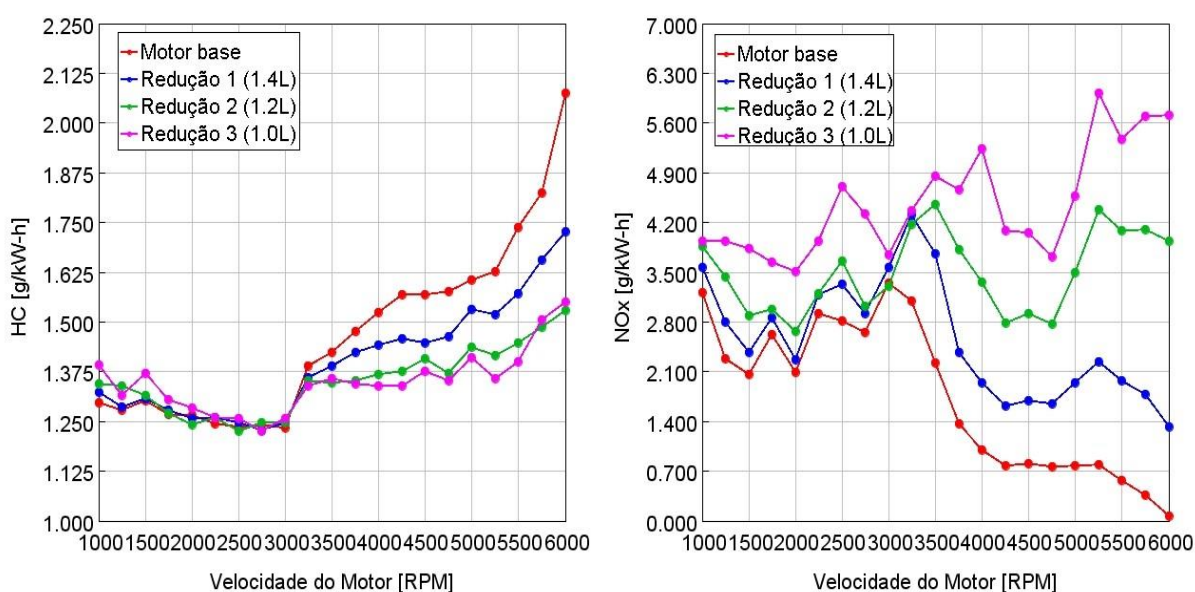
vido provocada por um maior aumento na temperatura máxima dentro do cilindro, à medida que se reduz a cilindrada. Isso é confirmado na **Figura 41**. Esse aumento de temperatura máxima minimiza as emissões de hidrocarboneto (HC). De outro modo, foi verificado que, conforme se reduzia a cilindrada, ocorria uma redução no enriquecimento da mistura ar-combustível, justificando a diminuição nas emissões de HC e aumento nas emissões de NO_x .

Figura 39 - Curvas de emissões de CO_2 e CO para os motores reduzidos e base



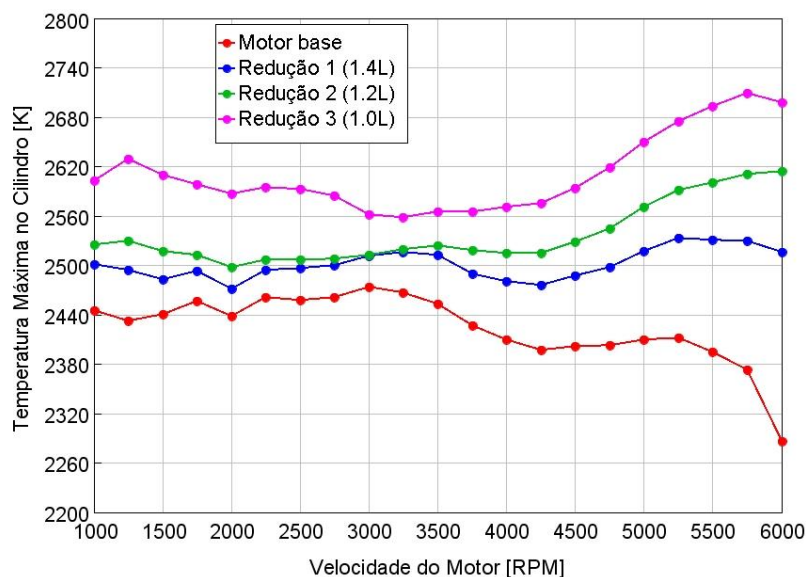
Fonte: O autor (2019)

Figura 40 - Curvas de emissões de HC e NO_x para os motores reduzidos e base



Fonte: O autor (2019)

Figura 41 - Temperatura máxima no cilindro para os motores reduzidos e base



Fonte: O autor (2019)

5.3 ANÁLISE COMPARATIVA DOS MOTORES REDUZIDOS DE 4 CILINDROS COM MOTORES REDUZIDOS DE 3 CILINDROS

Assim como foram obtidas reduções de deslocamento a partir do motor base (Turbo E.torQ EVO 1.6L 4 Cilindros) resultando em motores de menor cilindrada com 4 cilindros, outras reduções também foram feitas resultando em motores de menor cilindrada, porém com 3 cilindros. A fim de uma comparação apropriada, foram obtidos motores reduzidos com 3 cilindros com a mesma cilindrada dos motores reduzidos com 4 cilindros discutido anteriormente, a saber: Redução 1# (1.4L), Redução 2# (1.2L) e Redução 3# (1.0L). O símbolo “#” representa motores reduzidos com 3 cilindros.

A **Tabela 3** mostra a cilindrada total de cada motor reduzido, tanto a 3 cilindros quanto a 4 cilindros, bem como o percentual volumétrico de redução de cada um em relação ao motor base, taxa de compressão, entre outros casos.

Como é possível observar, o mesmo diâmetro e curso foi utilizado para reduzir o motor a 1.2L 3 cilindros. Nota-se também, da tabela, que a redução do número de cilindro (de 4 para 3) favoreceu ao aumento na taxa de compressão do motor sem que ocorra detonação, isso é vantajoso pois uma maior taxa de compressão melhora a eficiência. A barra “/” separa os valores correspondente aos motores de 4 (esquerda) e 3 (direita) cilindros.

Tabela 3 - Características dos motores reduzidos de 3 e de 4 cilindros e do motor base

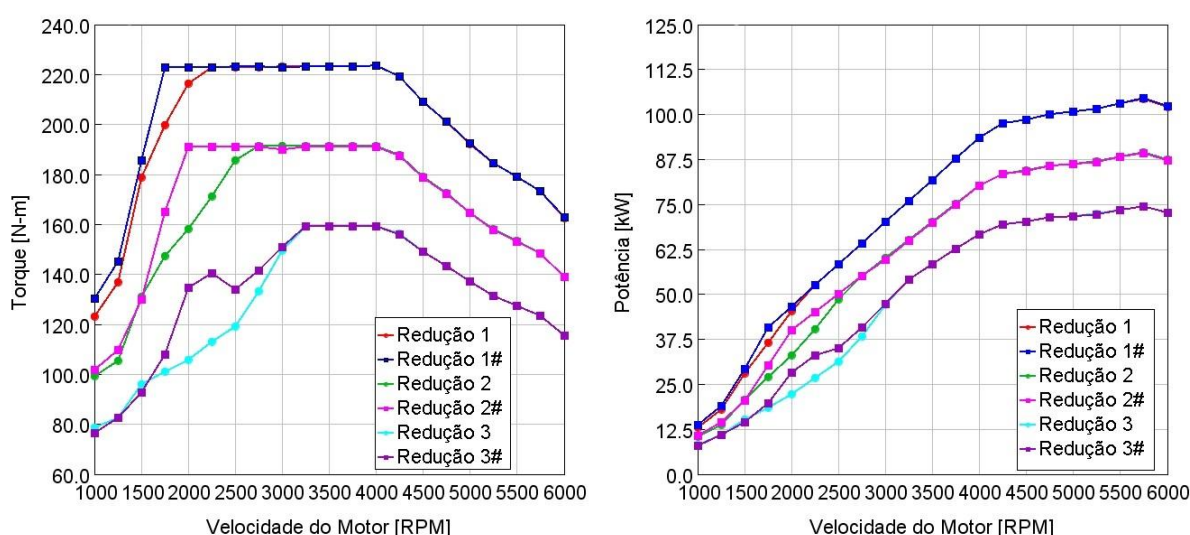
CASOS	MOTOR BASE	REDUÇÃO 1/1#	REDUÇÃO 2/2#	REDUÇÃO 3/3#
Cilindrada Total Equivalente (em litros)	1,6	1,4/1,4	1,2/1,2	1,0/1,0
Percentual de Redução (%)	0,0	12,5/12,5	25,0/25,0	37,5/37,5
Cilindrada Total (em cm ³)	1597,3	1398,6/1398,7	1200,1/1198,0	999,2/998,9
Diâmetro (em mm)	77,0	73,7/81,1	70,0/77,0	65,8/72,5
Curso (em mm)	85,8	82/90,3	78/85,8	73,5/80,7
Relação Diâmetro/Curso	0,90	0,90/0,90	0,90/0,90	0,90/0,90
Taxa de Compressão	11	10/12	10/11	9/10
Número de Cilindros	4	4/3	4/3	4/3

Fonte: O autor (2019)

5.3.1 Torque e potência

A **Figura 42** mostra as curvas de torque e potência para todos os motores cujos os deslocamentos foram reduzidos. Verifica-se que os motores reduzidos com 3 cilindros apresentam, em geral, vantagens de torque e, conseqüentemente, de potência em velocidades mais baixas em comparação ao motor reduzido com 4 cilindros.

Figura 42 - Curvas de torque e potência dos motores reduzidos (3 e 4 cilindros)



Fonte: O autor (2019)

As vantagens observadas se dão por duas razões evidentes deduzidas da comparação entres as curvas: maior faixa de velocidade na qual o torque se aproxima do torque máximo (pico); o torque próximo ao torque máximo começa mais cedo (isto

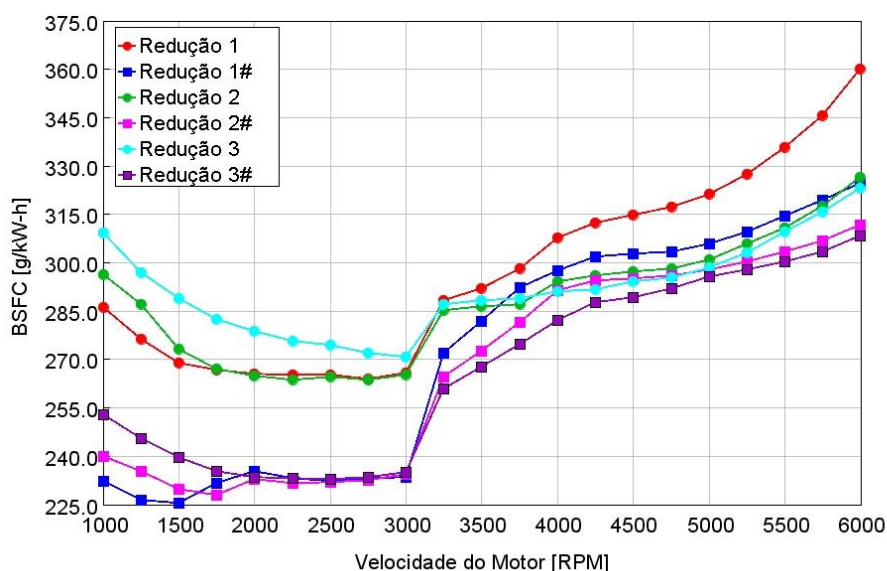
é, em uma menor velocidades). Porém, isso não se verifica para a curva da Redução 3#. Esta, apresenta uma leve melhora no torque/potência entre 1750 rpm e 2250 rpm, após isso, há uma pequena queda até 2500 rpm e, em seguida, aumenta se aproximando da curva da Redução 3.

5.3.2 Consumo específico de combustível de freio – BSFC

A **Figura 43** mostra as curvas de consumo específico de combustível para todos os motores reduzidos (3 e 4 cilindros). Notou-se, pelos resultados obtidos, que para todas as reduções de motores para 3 cilindros o consumo específico de combustível foi menor em todas a faixa de velocidade se comparado com sua cilindrada correspondente de 4 cilindros.

O menor consumo pode ser justificado pela melhor eficiência térmica apresentada pelo motor de 3 cilindros devido às maiores taxas de compressão conseguidas sem causar detonação e a uma menor relação superfície-volume, na qual se reduz em perdas por transferência de calor como resultado do menor número de cilindros. Em outras palavras, há uma melhor conversão de calor em trabalho.

Figura 43 - Curvas de BSFC para os motores reduzidos (3 e 4 cilindros)



Fonte: O autor (2019)

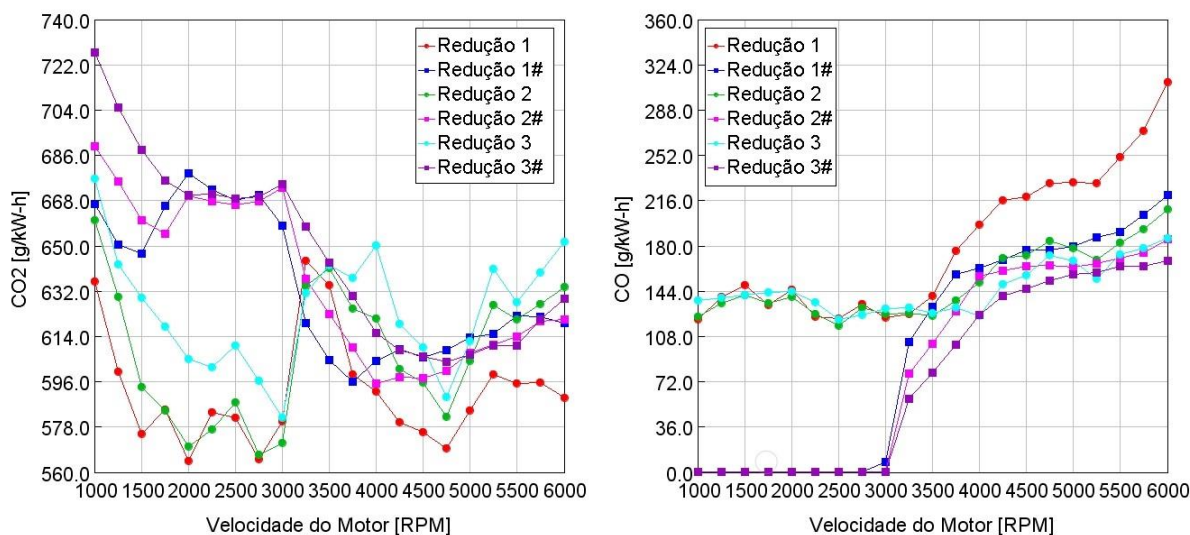
Por outro lado, com um cilindro a menos, exclui também um pistão, uma biela e reduz as dimensões do bloco, cabeçote, comando de válvulas e virabrequim

reduzindo o atrito do conjunto como um todo, contribuindo para uma melhor eficiência mecânica. (ASSIS et al, 2016).

5.3.3 Emissões (CO₂, CO, HC e NO_x)

Na **Figura 44**, foram plotadas as curvas das emissões específicas de CO₂ e CO, para todos os motores reduzidos (3 e 4 cilindros). Em geral, as emissões de CO₂ se mostraram superiores para os motores reduzidos de 3 cilindros, especialmente de baixa a média velocidade. Isso se torna vantajoso pois é nessa faixa de velocidade que há uma diminuição significativa nos níveis de CO (tende a zero). Isso ocorre porque em baixas velocidades há um empobrecimento da mistura ar combustível (**Figura 45**), sob essas condições, o CO, em teoria, pode ser completamente oxidado em CO₂. (MERKER et al., 2012). Nota-se que para toda faixa de velocidade a emissão específica de CO é menor nos motores de 3 cilindros em comparação com seu correspondente de 4 cilindros.

Figura 44 - Curvas de emissões de CO₂ e CO para os motores reduzidos (3 e 4 cilindros)

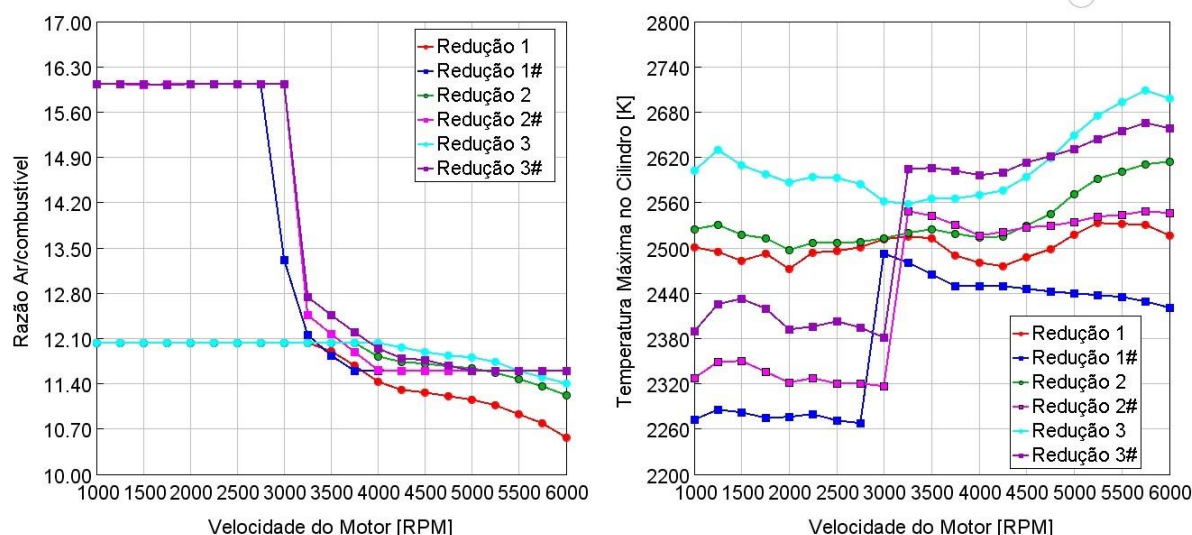


Fonte: O autor (2019)

A emissão de hidrocarboneto não queimado, em geral, é menor nos motores de 3 cilindros em comparação com seu correspondente de 4 cilindros, especialmente de baixa a média velocidade, na qual essa redução na emissão pode alcançar os valores entre 9% a 17 %, aproximadamente, **Figura 46**. Nessa faixa de velocidade, ocorre um empobrecimento na mistura ar-combustível (**Figura 45**), ou seja, apresenta

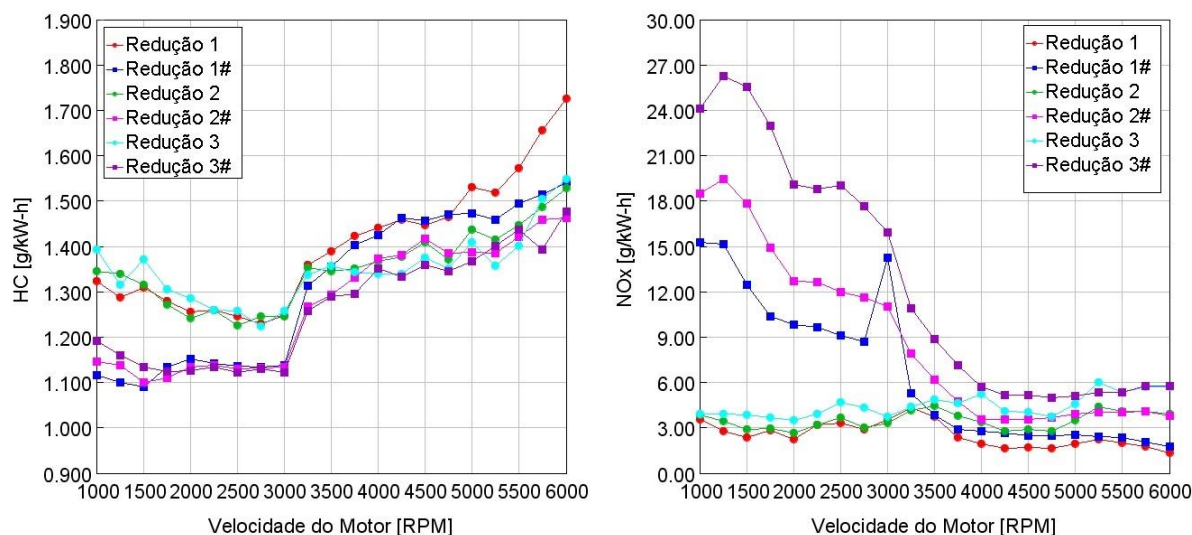
ar em excesso e, por consequência, o ar e o combustível são bem misturados favorecendo uma boa oxidação do combustível.

Figura 45 - Razão ar-combustível e temperatura máxima no cilindro para os motores reduzidos



Fonte: O autor (2019)

Figura 46 - Curvas de emissões de HC e NO_x para os motores reduzidos



Fonte: O autor (2019)

Até 5000 rpm a emissão de NO_x é maior nos motores de 3 cilindros se comparado com seu correspondente de 4 cilindros. Na maioria das condições, o NO_x é formado entre os produtos de combustão a altas temperaturas (mecanismo de Zeldovich). Porém, verificou-se que o aumento nesses níveis de emissões nos motores a 3 cilindros reduzidos, especialmente em baixa velocidade, foi resultado do excesso de ar nessa faixa de velocidades, que, embora contribua para reduzir a temperatura

máxima do cilindro (**Figura 45**), aumenta a concentração de oxigênio no processo de combustão, favorecendo maiores níveis de emissão de NO_x . Por outro lado, em pequena parte, é possível que a formação do NO_x seja proveniente do óxido nitroso (N_2O), isso ocorre quando misturas pobres de ar-combustível reprime a formação do radical CH. (MERKER et al., 2012).

5.4 REDUÇÃO DE CILINDRADA SUGERIDA (*DOWNSIZING*)

Comparando todas as reduções obtidas, aquela que apresenta melhores resultados de consumo de combustível (BSFC), emissões (de modo geral), bem como a que melhor atende aos conceitos de *downsizing* - reduzir a cilindrada, mantendo potência, torque e resposta ao acelerador para que o motorista não sinta que a economia de combustível venha associada à menor agilidade do carro – é o motor 1.0L de 3 cilindros. Portanto, esse motor é o sugerido para um *downsizing* em relação ao motor naturalmente aspirado de 1.6L

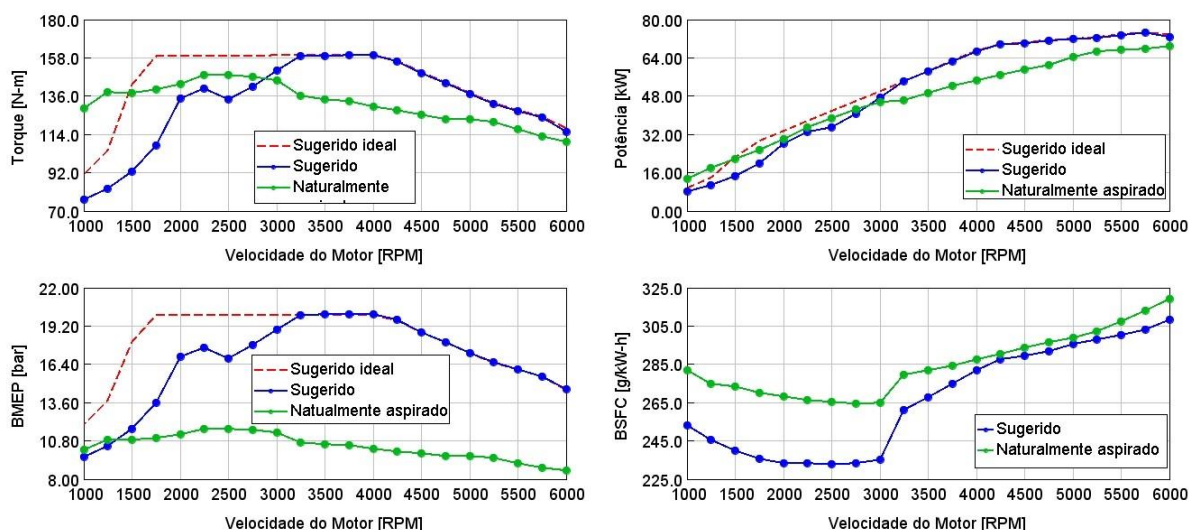
Na **Figura 47** a seguir são mostradas as curvas comparativas de torque, potência, BMEP e consumo de combustível entre o motor naturalmente aspirado e reduzido 1.0L de 3 cilindros. Para os três primeiros parâmetros são mostradas também as suas curvas referentes ao reduzido sugerido acrescido de um turbocompressor ideal - que associado ao motor reduzido de 1.0L 3 cilindros cumprisse os mesmos objetivos que o turbocompressor original cumpre no motor turbo E.torQ EVO 1.6L 16v 4 cilindros. Essas curvas foram obtidas por proporcionalidade volumétrica entre o motor base e o reduzido sugerido para o *downsizing*, isto é, usando percentual de redução entre o motor turbo 1.6L e o Reduzido de 1.0L que foi de 37,5%, conforme discutido anteriormente.

O Motor Reduzido 1.0L de 3 cilindros apresentou um aumento no torque/potência máxima de 22,98% a 4000 rpm e uma redução máxima no consumo específico de combustível de freio de 12,81% a 2000 rpm. Para toda faixa de velocidade o consumo de combustível do motor reduzido de 3 cilindros 1.0L é relativamente menor. A faixa de 1000 rpm a 3000 rpm apresenta as maiores reduções no consumo de combustível.

Tais resultados são consistentes com os resultados encontrados por Gupta et al. (2013), nos quais afirmaram que a melhoria no BSFC alcançado pelo *downsizing* foi

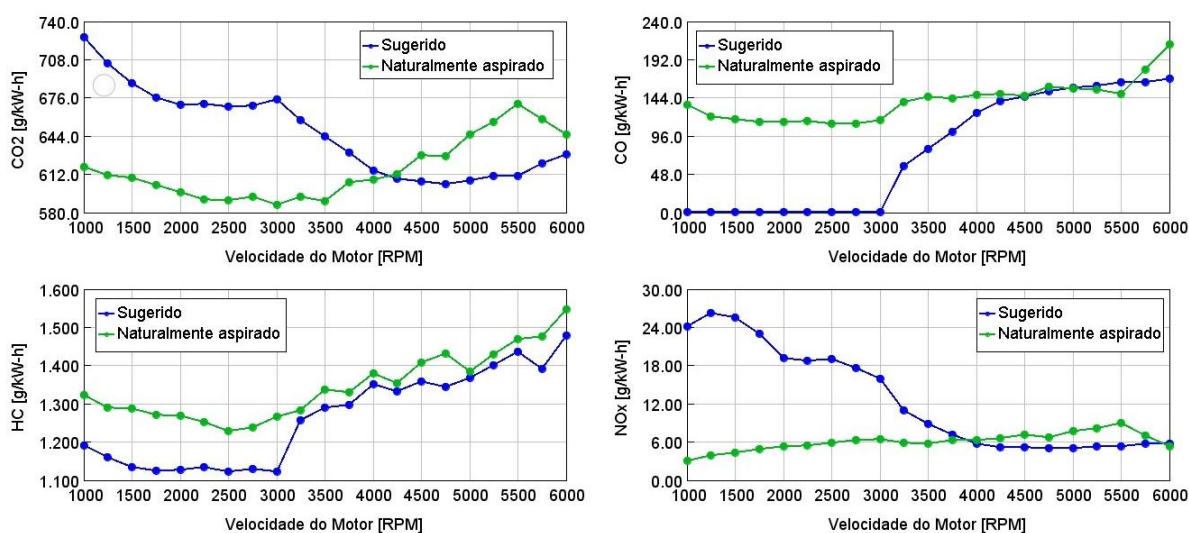
devido a um aumento na eficiência mecânica e térmica proporcionada pelo tamanho reduzido do motor, resultando, desse modo, na redução nas emissões de CO₂.

Figura 47 - Curvas comparativas de torque, potência, BMEP e BSFC entre os motores sugerido e naturalmente aspirado



Fonte: O autor (2019)

Figura 48 - Curvas de emissões (CO₂, CO, HC e NO_x) para os motores sugerido e naturalmente aspirado



Fonte: O autor (2019)

A **Figura 48** apresenta as curvas de emissões (CO₂, CO, HC e NO_x) para os motores N.A. e Reduzido Turbo de 1.0L a 3 cilindros. Segue as mesmas observações anteriores quanto estas emissões e verifica-se que o motor sugerido apresenta melhores resultados de um modo geral.

6 CONCLUSÃO

O objetivo desse trabalho foi realizar uma simulação numérica comparativa de reduções de cilindrada a partir do motor E.torQ 1.6L 16v 4 cilindros turbo fornecido pela FCA (considerado nesse trabalho como “motor base”), utilizando a simulação CFD 1D no GT-POWER, e sugerir uma redução de cilindrada para o motor, dentre as reduções realizadas, que se adeque aos conceitos de downsizing, tomando como referência o modelo naturalmente aspirado 1.6L obtido a partir do motor base.

O modelo de referência, ou modelo base, é uma representação 1-D do motor, de combustão preditiva com controle de detonação (*Knock Controller*) e de enriquecimento da mistura ar-combustível para limitar a temperatura da turbina em 1000 °C.

Todas as simulações e modelos criados a partir do motor base foram feitas utilizando o software comercial GT-POWER. Os modelos foram rodados em plena carga tendo como combustível base a gasolina E22 (22% de etanol anidro e 78% gasolina).

A partir do motor base foram obtidos os seguintes modelos: naturalmente aspirado; reduzidos turbo 1.4L, 1.2L e 1.0L com 4 cilindros; e reduzidos turbo 1.4L, 1.2L e 1.0L com 3 cilindros. A seguir, são mostrados os principais resultados comparativos obtidos da simulação.

1. Motor naturalmente aspirado 1.6L x turboalimentado 1.6L (motor base)

- Para toda faixa de velocidade o torque/potência do turboalimentado é maior.
- Os valores máximos de torque e potência do motor base foram 72,23% e 73,55% superior, respectivamente.
- O motor turboalimentado fornece torques próximos ao de pico em uma faixa bem mais ampla de rotações do motor.
- O motor turboalimentado teve um aumento máximo de 96,78% em 4000 rpm para o torque/potência.
- A maior diferença percentual da eficiência volumétrica entre o motor turboalimentado e o naturalmente aspirado é de 101,53 % (mais que o dobro) e ocorre a 4000 rpm.

- Para ambos os tipos de motores o consumo específico mínimo ocorre em 3000 rpm, cujo valor é de aproximadamente 264,16 g/kW-h.
- Para valores inferiores a 3000 rpm, o motor turboalimentado tem uma leve melhoria no consumo específico em relação ao motor naturalmente aspirado.
- O consumo do motor turboalimentado é prejudicado consideravelmente a velocidades superiores a 3000 rpm.
- As emissões de CO₂ para o motor turboalimentado são menores em relação ao motor naturalmente aspirado em quase toda a faixa de velocidade, exceto entre 3000 rpm a 3500 rpm.
- As emissões de CO são maiores em quase toda faixa de velocidade para o motor turboalimentado.
- Para ambos os tipos de motores, as emissões de HC estão próximas e pouco variam entre si em velocidades mais baixas.
- Para velocidades de média para alta há um crescimento nas emissões de HC, especialmente para o motor turboalimentado.
- Para uma ampla faixa de velocidade, o motor naturalmente aspirado apresenta um aumento nos níveis de NO_x conforme se aumenta a velocidade do motor.
- Exceto para a velocidade de 1000 rpm, os níveis de emissão de NO_x são maiores no Naturalmente aspirado.

2. Motor base x motores reduzidos com 4 cilindros (1.4L, 1.2L e 1.0L)

- O torque e potência máxima do motores reduzidos são alcançados nas mesmas velocidades do motor base.
- A faixa de velocidade onde se verifica os valores de torque próximo ao pico diminui com a redução da cilindrada.
- Os valores de torque e potência do motor reduzido de 1.0L são superiores ao naturalmente aspirado de 1.6L.
- Os percentuais volumétricos de redução do torque e potência máxima são aproximadamente iguais aos percentuais de redução de cilindrada vista anteriormente.
- Há maiores decréscimo percentual de torque/potência, em baixas velocidades, se comparado ao percentual de redução de cilindrada do

motor, isso porque a turbina do motor original já não é mais eficaz para os novos modelos reduzidos.

- À medida que se reduz a cilindrada do motor ocorrem diminuições significativas no consumo específico de combustível, aumenta o nível de emissão de CO₂ e reduz a emissão de CO e HC para velocidades a partir de 3000 rpm.
- As emissões de NO_x aumentam, de modo geral, conforme se reduz a cilindrada.

3. Motores reduzidos com 4 cilindros (1.4L, 1.2L e 1.0L) x motores reduzidos com 3 cilindros (1.4L, 1.2L e 1.0L)

- Os motores reduzidos com 3 cilindros apresentam, em geral, vantagens de torque e, conseqüentemente, de potência em velocidades mais baixas.
- Para todas as reduções de motores para 3 cilindros o consumo específico de combustível foi menor em todas a faixa de velocidade.
- Em geral, as emissões de CO₂ são superiores para os motores reduzidos de 3 cilindros, especialmente em baixas velocidades.
- Há uma diminuição significativa nos níveis de CO para os motores reduzidos de 3 cilindros em baixas velocidades.
- Para toda faixa de velocidade a emissão específica de CO é menor nos motores de 3 cilindros.
- A emissão de hidrocarboneto não queimado, em geral, é menor nos motores de 3 cilindros, especialmente em baixas velocidades.
- Até 5000 rpm a emissão de NO_x é maior nos motores de 3 cilindros.

Por fim, foi feita uma sugestão de *downsizing*, escolhendo, entre os reduzidos, aquele motor que atendesse melhor esse conceito. O motor sugerido foi o motor 1.0L de 3 cilindros. A seguir, os principais resultados comparativos entre esse motor reduzido e o naturalmente aspirado.

- O Motor Reduzido 1.0L de 3 cilindros apresentou um aumento no torque/potência máxima de 22,98% a 4000 rpm.
- Redução máxima no consumo específico de combustível de freio de 12,81% a 2000 rpm no reduzido de 1.0L de 3 cilindros.

- Motor reduzido de 3 cilindros apresenta melhores resultados de um modo geral em relação as curvas de emissões (CO₂, CO, HC e NO_x).

7 TRABALHOS FUTUROS

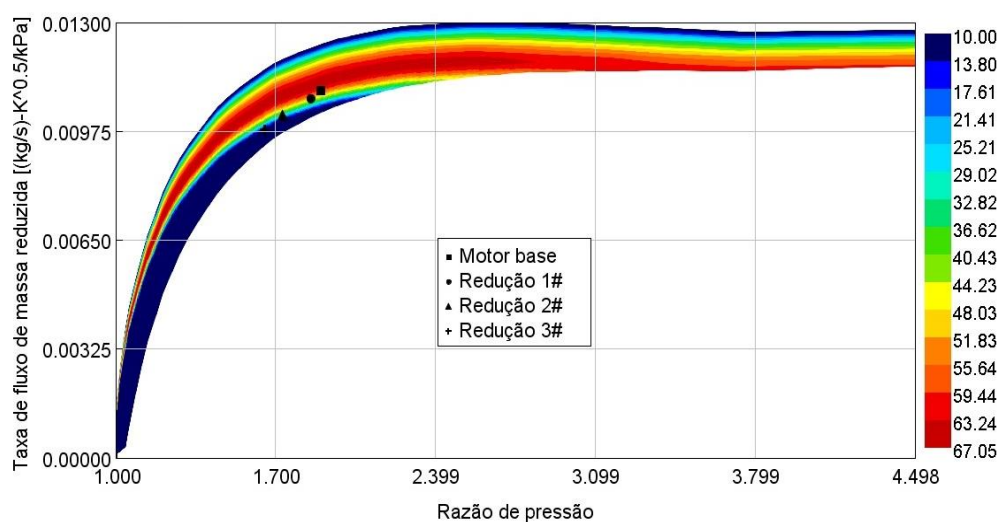
Outros trabalhos também podem ser realizados levando em consideração:

- Outros combustíveis
- A geometria do domo do pistão
- A turbulência na admissão
- Cargas parciais

De outro modo, os modelos de motores aqui obtidos podem necessitar de algum trabalho de otimização devido a algumas mudanças geométricas realizadas para a obtenção desses novos modelos reduzidos, como por exemplo:

- Otimização nos diâmetros e posição das válvulas
- Otimização nas configurações dos coletores de escape

Figura 49 - Mapa de eficiência da turbina para os motores reduzidos e base

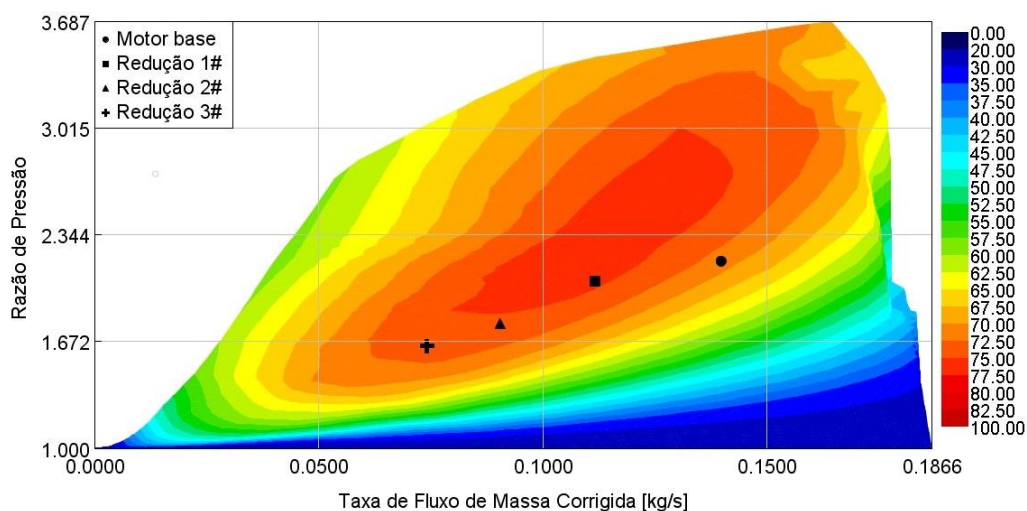


Fonte: O autor (2019)

Por outro lado, o principal trabalho a ser realizado é no conjunto turbocompressor de modo combiná-lo com a vazão mássica do motor reduzido. Conforme se reduz a cilindra diminui a eficiência do conjunto turbocompressor. A **Figura 49** mostra o mapa de eficiência da turbina, no qual evidencia a queda na eficiência na turbina conforme se reduz a cilindrada, fazendo com que a razão de pressão e fluxo de massa na turbina sejam cada vez menores. Esse resultado faz com

que o compressor trabalhe também em pressões e vazões mássicas cada vez menores conforme se reduz a cilindrada, embora não ocorra diminuição na sua eficiência, **Figura 50**. Os resultados mostrados são do motor base e os reduzidos 1.4L, 1.2L e 1.0L de 3 cilindros.

Figura 50 - Mapa de eficiência do compressor para os motores reduzidos e base



Fonte: O autor (2019)

REFERÊNCIAS

- ASSIS, A.; ALMEIDA, F.; ALMEIDA A. G.; GESTEIRA, L. F. **Downsizing de motores associado ao uso de turbocompressor**. MTL, 2016. La Plata, Argentina.
- AUTOPECASTUNICAR. **Disposição dos cilindros (pistões) no motor**. Disponível em: <<http://autopecastunicar.blogspot.com/2011/04/disposicao-dos-cilindros-pistoes-no.html>>. Acesso em: 19 jan. 2019.
- AUTOVIDEOS. **Motor Turbo: diferenças entre válvula de alívio (Wastegate) e válvula de prioridade (Blow-off)**. Disponível em: <<https://autovideos.com.br/motor-turbo-valvula-alivio-wastegate-valvula-prioridade-blow-off/#>>. Acesso em: 18 jul. 2019.
- BARBOSA, P. P. S. **Análise Comparativa do Desempenho de um Motor de Combustão Interna Aspirado d Turboalimentado Via GT-Power**. Trabalho de Conclusão de Curso, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Pernambuco, 2017.
- BEN. **Balanco 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.
- BRUNETTI, F. **Motores de Combustão Interna**. Volume 2. São Paulo: Blucher, 2012.
- CANLI, E.; OZGOREN, M.; DARICI, S. **Intercooler Effect on Conventional Supercharging Systems**. International Scientific Conference. UNITECH. Gabrovo, 2010.
- CARRO DE GARAGEM. **Como Funcionam os Comandos de Válvulas?** Disponível em: <<https://www.carrodegaragem.com/como-funcionam-os-comandos-de-valvulas/>>. Acesso em: 17 jan. 2019.
- CARVALHO, J. F. **Energia e sociedade**. Instituto de Energia e Ambiente, Universidade de São Paulo. São Paulo, 2014.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7ª ed. Porto Alegre: AMGH, 2013.
- CHENG, W. K.; Hamrin, D.; Heywood, J.B.; Hochgreb, S.; Min, K.; Norris, M. **An overview of hydrocarbon emissions mechanisms in spark-ignition engines**. SAE paper 932708, (1993).
- CHINCHOLKAR, S.P.; SURYAWANSHI, J.G. **Gasoline Direct Injection: An Efficient Technology**. 5th International Conference on Advances in Energy Research. Mumbai, 2015.
- COLIN R. F.; ALLAN T. K. **Internal combustion engines: applied thermosciences**. Third edition, John Wiley & Sons, Ltd., 2016.

EPA. **Sources of Greenhouse Gas Emissions**. (2017). Disponível em: < <https://www.epa.gov/ghgemissions/sources-greenhouse-gas-emissions> >. Acesso em: 06 ago. 2019.

EYSSAUTIER-CHUINE, S.; MARIN, B.; THOMACHOT-SCHNEIDER, C.; FRONTEAU, G.; SCHNEIDER, A.; GIBEAUX, S.; VAZQUEZ, P. **Simulation of acid rain weathering effect on natural and artificial carbonate stones**. Environ. Earth Sci. 75 (9) (2016).

FERRAZ, F. **Motores de Combustão Interna**. Arquivo PDF, 2008. Disponível em: <<https://fabioferrazdr.files.wordpress.com/2008/08/mci1.pdf>>. Acesso em: 17 jan. 2019.

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

GAMMA TECHNOLOGIES. **GT-POWER Engine Simulation Software**. Engine Performance Analysis Modeling (2015). Disponível em: <<https://www.gtisoft.com/wp-content/uploads/2015/01/Power1.pdf>>. Acesso em: 27 jul. 2019.

GAMMA TECHNOLOGIES. **GT-SUITE GT-POST User's Manual**. Version 2016.

GERVASIO, D. **Metodologia de Correlação e Análise de Modelos Fluidodinâmicos 1D para Motores de Combustão Interna**. 2017. Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Pernambuco, 2017.

GUPTA, A.; SAUL, J.; ABDEL-GAYED. **Downsizing of a naturally aspirated engine to turbocharged gasoline direct injection variable valve timing engine**. International Journal of Engineering and Applied Sciences. Dec 2013. Vol. 4, No. 6.

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

IBAMA. **Conama reduz limites de emissão de poluentes por veículos novos no país**. Disponível em: < <http://www.ibama.gov.br/noticias/436-2018/1782-conama-reduz-limites-de-emissao-de-poluente-por-veiculos-novos-no-pais> >. Acesso em: 06 ago. 2019.

INFOESCOLA. **Máquina Térmica**. Disponível em: <<https://www.infoescola.com/fisica/maquina-termica/>>. Acesso em: 14 ago. 2018.

JONSSON, B; LUNDAHL, D. **Development of a 3-cylinder Gasoline Engine Concept**. Master Thesis. Department of Applied Mechanics: Division of Combustion. Chalmers university of technology. Göteborg, Sweden 2013.

JUNIOR, L. C. M. **Motores de Combustão Interna: Conceitos Básicos**. Unijuí: campus Panambi, 2010.

LDAUTO. **Sobrealimentação e o turbocompressor**. Disponível em: < <https://www.ldauto.net/pt/turbo> >. Acesso em: 10 set. 2019.

LIKENS, G. E.; DRISCOLL, C.T. BUSO, D.C. **Long-term effects of acid rain: response and recovery of a forest ecosystem.** Science 272 (5259) (1996) 244–246.

MAHMOUDI, A. R.; KHAZAEI, I.; & GHAZIKHANI, M. **Simulating the effects of turbocharging on the emission levels of a gasoline engine.** Alexandria Engineering Journal, 2017, 56(4), 737–748. doi:10.1016/j.aej.2017.03.005.

MARTINS, J. **Motores de combustão interna.** 2.^a ed. Porto: Publindústria, 2006

MERKER, G. P.; SCHWARZ, C.; TEICHMANN, R. **Combustion Engines Development: Mixture Formation, Combustion, Emissions and Simulation.** Springer, 2012. Berlin, German.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE. **Poluentes Atmosféricos.** Disponível em: < <https://www.mma.gov.br/cidades-sustentaveis/qualidade-do-ar/poluentesatmosf%C3%A9ricos.html> >. Acesso em: 07 ago. 2019.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; BOETTNER, D. D.; BAILEY, M. B. **Fundamentals of engineering Thermodynamics.** Seventh edition. John Wiley & Sons, 2011.

MUÑOZ, R.; HAN, Z.; VANDERWEGE, B.; AND YI, J. **Effect of Compression Ratio on Stratified-Charge Direct-Injection Gasoline Combustion.** SAE Technical Paper 2005-01-0100, 2005, doi:10.4271/2005-01-0100.

PENNEY, D.G. **Carbon Monoxide Toxicity.** CRC Press, 2000.

RINALDINI, C. A.; BREDI, S.; FONTANESI, S.; & SAVIOLI, T. **Two-Stage Turbocharging for the Downsizing of SI V-Engines.** Energy Procedia (2015), 81, 715–722. doi:10.1016/j.egypro.2015.12.077.

SEVERI, E.; D' ADAMO, A.; BERNI, F.; BREDI, S.; LUGLI, M.; & MATTARELLI, E. **Numerical Investigation on the Effects of Bore Reduction in a High Performance Turbocharged GDI Engine. 3D Investigation of Knock Tendency.** Energy Procedia (2015), 81, 846–855. doi:10.1016/j.egypro.2015.12.094.

SILVA, C.; ROSS, M.; FARIAS, T. **Analysis and simulation of “low-cost” strategies to reduce fuel consumption and emissions in conventional gasoline light-duty vehicles.** Energy Conversion and Management, 50 (2009) 215–222.

SLIDEPLAYER. **Transferência de Calor e Termodinâmica aplicada.** Disponível em: < <https://slideplayer.com.br/slide/11966283/> >. Acesso em: 21 ago. 2018.

SMITH, P.; HEYWOOD, J.; AND CHENG, W. **Effects of Compression Ratio on Spark-Ignited Engine Efficiency.** SAE Technical Paper 2014-01-2599, 2014, doi:10.4271/2014-01-2599.

SROKA, Z. J. **Some aspects of thermal load and operating indexes after downsizing for internal combustion engine.** Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, (2011). 110(1), 51–58. doi:10.1007/s10973-011-2064-x.

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

/2018_04_CO2_emissions_cars_The_facts_report_final_0_0.pdf >. Acesso em: 06 ago. 2019.

TURNES, S. R. **Introdução à Combustão. Conceitos e aplicações**. 3ª ed. Porto alegre: AMGH, 2013.

U.S. ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY. **NO_x: How nitrogenoxides affect the way we live and breathe**, 1998. Disponível em: < <http://fliphtml5.com/hqkm/zfzz/basic> >. Acesso em: 07 ago. 2019.

VARELLA, C. A. A. **Funcionamento dos motores de cilindros múltiplos**. Departamento de Engenharia. UFRRJ, 2010.

WOSCHNI, G. “**A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine**”. SAE paper # 670931, 1967.

YOUNG H.; FREEDMAN, R. **Física II - Termodinâmica e Ondas**. 14ª ed. São Paulo: Pearson, 2016.

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.