

UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIAS

SAMUEL BENEDET HOFFMANN

**ANÁLISE DE VEÍCULO MOVIDO POR UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA
DE CICLO OTTO ASPIRADO E SOBREALIMENTADO**

CAXIAS DO SUL
2019

SAMUEL BENEDET HOFFMANN

**ANÁLISE DE VEÍCULO MOVIDO POR UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA
DE CICLO OTTO ASPIRADO E SOBREALIMENTADO**

Trabalho de conclusão de curso, apresentado à Universidade de Caxias do Sul como requisito parcial à obtenção do grau de Engenheiro Mecânico. Área de concentração: termodinâmica.

Orientador: Prof. Dr. Carlos Roberto Altafini

CAXIAS DO SUL

2019

RESUMO

Este trabalho analisou experimentalmente a influência de sistemas de turbocompressores em motores de combustão interna. Os aumentos de torque e de potência foram medidos em dinamômetros de rolo inercial e de bancada, sendo isso de muita importância no ramo automotivo, onde cada vez mais se busca por motores de maior eficiência. Foi utilizado um motor de 2 L, operando inicialmente de forma aspirada com gasolina do tipo C podium, foram realizadas as medições de torque e potência diretamente no volante do motor e também nas rodas do veículo, sendo possível verificar a perda da transmissão. Para sobrealimentar o motor, foi selecionado o conjunto turbocompressor e dimensionado os componentes para a maior vazão de combustível necessária (bomba e injetores), sendo também selecionado um módulo de gerenciamento eletrônico programável. Por meio desse módulo foram elaborados os mapas de injeção e ignição para a operação do motor sobrealimentado com gasolina tipo C podium e misturas de gasolina com etanol. Os testes de emissões para o veículo aspirado e posteriormente sobrealimentado foram realizados somente no dinamômetro de rolo inercial e comparados com a norma do CONAMA 418/2009, sendo medidos níveis de CO, HC e CO₂. O veículo operando com E100 apresentou os melhores resultados com torque de 218,6 N·m e potência de 114,5 kW, com os níveis de emissões de acordo com a norma.

Palavras-chave: Motor de combustão interna. Turbocompressor. Injeção eletrônica de combustível. Ignição eletrônica. Emissões.

ABSTRACT

This work experimentally analyzed the influence of turbocharger systems on internal combustion engines. The increase in torque and power were measured in bench and inertial roller dynamometer, which is of great importance in the automotive industry, where more and more engines are increasingly sought. It was used a 2 L engine, initially operating aspirated with type C podium gasoline, and torque and power measurements were made directly on the flywheel and also on the wheels of the vehicle, being possible to verify its transmission loss. To supercharge the engine, the turbocharger assembly was selected and the components sized for the highest fuel flow required (pump and injectors), and a programmable electronic management module was also selected. Through this module the injection and ignition maps were prepared for the engine operation with type C podium gasoline and blends of this gasoline and ethanol, being the turbocharged engine experimented with these fuels. Emissions tests for the aspirated and supercharged engine were performed only on the treadmill dynamometer and compared with the standard of CONAMA 418/2009, and CO, HC and CO₂ levels were measured. The vehicle operating on the E100 had the best results with torque of 218.6 N · m and power of 114.5 kW, with emission levels in accordance with the standard.

Keywords: Internal combustion engine. Turbocharger. Electronic fuel injection. Electronic ignition. Emissions.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Diagrama de Sankey para um motor de combustão interna	12
Figura 2 - Fluxos de massa e energia em um MCI.....	14
Figura 3 - Funcionamento dos quatro tempos no MCI ciclo-Otto	15
Figura 4 – Imagem ilustrativa sobre a taxa de compressão	17
Figura 5 - Análise do ponto de ignição	22
Figura 6 - Funcionamento do sistema de sobrealimentação.....	23
Figura 7 - Pressão de expansão dos gases x ângulo de virabrequim	24
Figura 8 - A/R do turbocompressor	25
Figura 9 - Torque x rotação, para diferentes turbocompressores	26
Figura 10 - Exemplo de mapa de desempenho do compressor	27
Figura 11 - Diâmetro de escapamento x potência desejada.....	29
Figura 12 - Emissões em relação ao λ	30
Figura 13 - Influência do avanço de ignição para emissões	31
Figura 14 - Estudo do fluxo de ar na entrada o compressor	33
Figura 15 - Temperaturas no rotor do compressor	34
Figura 16 - Potência x rotação.....	36
Figura 17 - Fluxograma das atividades realizadas	37
Figura 18 - Manômetros para medir compressão e vazamentos nos cilindros.....	38
Figura 19 - Ensaio em dinamômetro de bancada.....	39
Figura 20 - Ensaio em dinamômetro de esteiras	40
Figura 21 - Analisador de gases TM-131	41
Figura 22 - ECU utilizada.....	42
Figura 23 – Condicionador de λ	43
Figura 24 - Ponto de operação do turbocompressor MasterPower R494-2.....	44
Figura 25 - Turbocompressor instalado ao motor	45
Figura 26 – Valores obtidos a partir do <i>datalogger</i> do módulo programável	46
Figura 27 - Mapa principal de injeção de combustível	47
Figura 28 - Comparativo ensaio de esteira e bancada	48
Figura 29 - Curvas de torque por rotação	49
Figura 30 - Curvas de potência por rotação.....	50
Figura 31 - Consumo para cada combustível, em velocidade constante de 80 km/h.....	51
Figura 32 - Níveis de CO corrigido para cada teste	52

Figura 33 - Fator λ para cada teste	53
Figura 34 - Níveis de HC corrigido para cada teste	53
Figura 35 - Níveis de CO ₂ para cada teste.....	54
Figura 36 - Comportamento do CO _{corrigido} pelo lambda (λ).....	55

LISTA DE SIGLAS

COP	<i>Coefficient of Performance</i>
E50	Gasolina podium misturada com 50% etanol
E75	Gasolina podium com 75% etanol
E100	Etanol hidratado
ECU	<i>Engine Control Unit</i>
LIF	Limite Inferior de Flamabilidade
LSF	Limite Superior de Flamabilidade
MAF	Medidor de massa de ar
MAP	Medidor de pressão do coletor de admissão
MCI	Motor de Combustão Interna
MON	<i>Motor Octane Number</i>
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
RON	<i>Research Octane Number</i>
TPS	Percentual de acelerador pressionado
VC	Volume de Controle

LISTA DE SIMBOLOS

C	Cilindrada do motor, [cm ³]
D	Diâmetro do pistão, [cm]
L	Curso entre PMS e PMI, [cm]
N_c	Número de cilindros, [-]
N_e	Potência efetiva, [kW]
\dot{m}_c	Taxa de consumo em massa de combustível, [kg/s]
η_t	Eficiência térmica, [-]
η_m	Eficiência mecânica, [-]
PCI	Poder calorífico inferior, [kJ/kg]
PCS	Poder calorífico superior, [kJ/kg]
L_{H_2O}	Calor latente de condensação da água, [kJ/kg]
m_{H_2O}	Massa de água, [kg]
T_1	Temperatura de sucção do compressor, [°C]
T_2	Temperatura de descarga do compressor, [°C]
p_{1c}	Pressão absoluta de admissão do compressor, [kPa]
p_{2c}	Pressão absoluta de descarga do compressor, [kPa]
P	Pressão absoluta do gás, [kPa]
k	Expoente isentrópico, [-]
Π_c	Relação de pressão do compressor, [-]
\dot{m}	Taxa de massa de ar admitida no motor, [kg/s]
V_{motor}	Volume do motor, [m ³]
n	Rotação do motor, [RPM]
ρ_{ar}	Densidade do ar, [kg/m ³]
η_v	Eficiência volumétrica, [-]
λ	Fator lambda, [-]
$(A/C)_{Real}$	Relação ar - combustível real, [-]
$(A/C)_{Esteq}$	Relação ar - combustível estequiométrica, [-]
R	constante dos gases, [J/kg·K]
T	Temperatura do gás, [K]
ρ	Densidade do gás, [kg/m ³]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	11
1.1	JUSTIFICATIVA.....	12
1.2	OBJETIVOS.....	12
1.2.1	Objetivo Geral	13
1.2.2	Objetivos Específicos.....	13
2	REFERENCIAL TEÓRICO	14
2.1	PROPRIEDADES DOS MCI ALTERNATIVOS	14
2.1.1	MCI a quatro tempos (4T).....	14
2.1.2	Eficiência volumétrica.....	16
2.1.3	Cilindrada, taxa de compressão e potência efetiva	16
2.2	PROPRIEDADES DOS COMBUSTÍVEIS PARA MCI DE CICLO OTTO	17
2.3	SISTEMA DE INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL	19
2.3.1	Sensores utilizados na injeção eletrônica de combustível.....	19
2.3.2	Atuadores utilizados no sistema de injeção eletrônica de combustível	21
2.4	SISTEMA DE IGNIÇÃO ELETRÔNICA.....	22
2.5	TURBOCOMPRESSOR	23
2.5.1	Fatores de desempenho do turbocompressor	25
2.6	SISTEMA DE EXAUSTÃO DE GASES PARA MCI.....	28
2.7	EMISSÃO DE GASES DE ESCAPE	29
2.7.1	Norma para Emissões	31
2.8	TRABALHOS REALIZADOS NA ÁREA	33
3	MATERIAIS E MÉTODOS.....	37
3.1	TESTES DE FUNCIONAMENTO DO MCI	38
3.2	ENSAIOS EM DINAMÔMETRO DE BANCADA.....	39
3.3	ENSAIOS EM DINAMÔMETRO DE ESTEIRAS.....	39
3.4	MAPAS DE INJEÇÃO E IGNIÇÃO DE COMBUSTÍVEL	42
3.5	ESTIMATIVA DE OPERAÇÃO DO CONJUNTO TURBOCOMPRESSOR.....	43
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	46
4.1	DESENVOLVIMENTO DO MAPA DE GERENCIAMENTO DO MOTOR COM TURBO.....	46

4.2	TORQUE E POTÊNCIA.....	48
4.3	CONSUMO DE COMBUSTÍVEL	51
4.4	EMISSÕES.....	52
4.5	RESULTADOS FINAIS	55
5	CONCLUSÃO	56
5.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	57
	REFERÊNCIAS	58
	APÊNDICE A – GERAÇÃO MAPA PADRÃO DE INJEÇÃO E IGNIÇÃO ...	61
	APÊNDICE B – MAPAS COMPLEMENTARES DE INJEÇÃO E IGNIÇÃO DE COMBUSTÍVEL	64
	APÊNDICE C – TABELAS DE TORQUE E POTÊNCIA.....	67

1 INTRODUÇÃO

Devido à demanda por motores de combustão interna (MCI) cada vez menos poluentes, houve uma busca por modelos de menor cilindrada, porém, com alta potência. Uma das formas para chegar a isso é pelo uso de turbocompressor, que melhora a eficiência volumétrica do motor. Segundo Gheorghiu (2013), a redução de cilindrada e a utilização de sistema de sobrealimentação para manter o torque e a potência é chamado de *downsizing*.

O *downsizing* é uma adequação ao cenário automotivo, pois, mesmo com normas cada vez mais restritivas em relação aos índices de emissões, o consumidor visa um veículo potente e, mesmo assim econômico, sendo isso um grande motivador para a atual geração de motores sobrealimentados.

O MCI é amplamente utilizado no ramo automotivo devido a sua fácil manutenção e instalação, dado suas pequenas dimensões. Como exemplo é possível verificar sua utilização em motos, carros, veículos utilitários leves e pesados, com isso, a indústria procura métodos inovadores para torná-los mais eficientes.

A busca por melhores rendimentos se aplica em diversas áreas construtivas do MCI. Conforme Gallo (1990), ocorrem perdas de eficiência decorrentes do atrito entre componentes mecânicos do motor e, de consequência, troca térmica interna e externa no motor, gerando grande quantidade de entropia. Para compensar a perda de eficiência do motor se utiliza o sistema de turbocompressor, que aproveita os gases de escape para rotacionar uma turbina, acionando por sua vez um compressor, que faz aumentar o volume de ar disponível para a admissão.

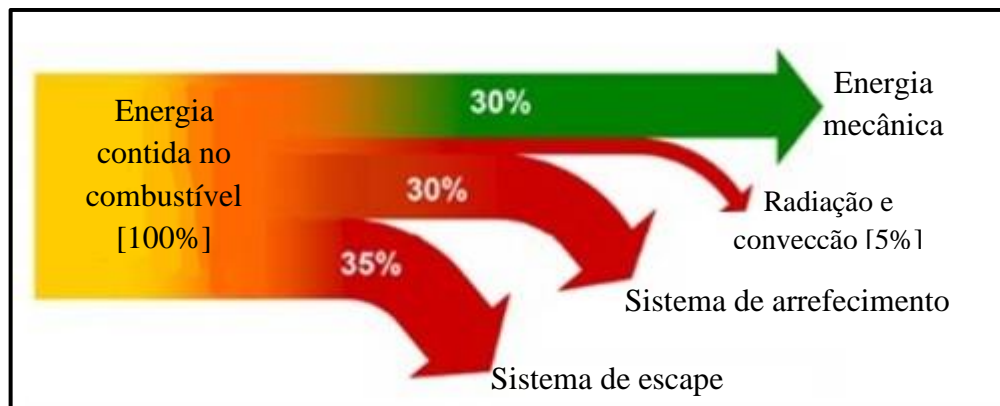
Para gerenciar de forma mais eficiente possível o MCI equipado com turbocompressor é utilizado um módulo de gerenciamento eletrônico, o qual ajusta ignição e injeção de combustível, além de regular a vazão dos gases de escape que passam pela turbina.

Segundo Domingues (2011), a Figura 1 representa um diagrama de distribuição de energia (gráfico de Sankey) ilustrando onde ocorrem as perdas de energia em um MCI.

Ainda é comumente utilizada o sistema de injeção indireta de combustível em veículos. Porém, há no mercado conjuntos mais modernos que permitem a injeção direta do combustível na câmara de combustão, sendo necessária alta pressão para que não haja retorno de combustível na linha de combustão devido à compressão do motor. Recentemente houve também o desenvolvimento pela BOSCH® do sistema de injeção de uma pequena porção de água destilada entre injeções de combustível. De acordo com Vaudrey (2018) o objetivo disso

é refrigerar a câmara de combustão, evitando a pré-ignição, possibilitando aumentar a pressão do turbocompressor. O primeiro veículo a utilizar este sistema é a BMW M4 GTS.

Figura 1 - Diagrama de Sankey para um motor de combustão interna



Fonte: adaptado de Domingues (2011)

Com o avanço da eletrônica embarcada, houve o desenvolvimento de diversos módulos de gerenciamento de motor totalmente programáveis, facilitando a elaboração de mapas de injeção e ignição de combustível, além de monitorar e gerenciar o sistema de turbocompressor. Estes módulos programáveis são de grande importância no ramo de competições automobilísticas, pois é possível realizar diversos ajustes do motor em tempo real.

1.1 JUSTIFICATIVA

O presente trabalho justifica-se com a finalidade de avaliar experimentalmente a diferença de torque, potência e emissões de poluentes de um motor ciclo Otto aspirado e turboalimentado. Com isso será possível comparar a eficiência do sistema de turbocompressor no motor originalmente aspirado, procurando manter os níveis de emissões baixos, porém, elevando a sua potência.

Como é possível verificar no mercado automotivo atual a utilização de turbocompressores está se popularizando, devido ao fato de motores modernos suportarem muito bem a grande pressão gerada. Porém, este trabalho tem por finalidade verificar como é o comportamento do motor turboalimentado numa concepção original de fábrica aspirado.

1.2 OBJETIVOS

Esta seção apresenta os objetivos gerais e específicos deste trabalho.

1.2.1 Objetivo Geral

Analisar e comparar os parâmetros de desempenho e emissivos de um veículo com motor originalmente aspirado e após a instalação de um turbocompressor gerenciado por módulo de injeção programável.

1.2.2 Objetivos Específicos

Para atender o objetivo geral, foram estabelecidos os objetivos específicos abaixo:

- a) entender o funcionamento do motor de combustão interna ciclo Otto sobrealimentado;
- b) avaliar os parâmetros de desempenho e emissivo do veículo original de fábrica, ou seja, na condição de aspirado;
- c) instalar o sistema de turbocompressor no motor, ajustando o módulo de comando para a nova concepção de funcionamento;
- d) avaliar os parâmetros de desempenho e emissivo do veículo na condição de turboalimentado;
- e) analisar o desempenho do motor/veículo com misturas diferentes de gasolina-etanol hidratado.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

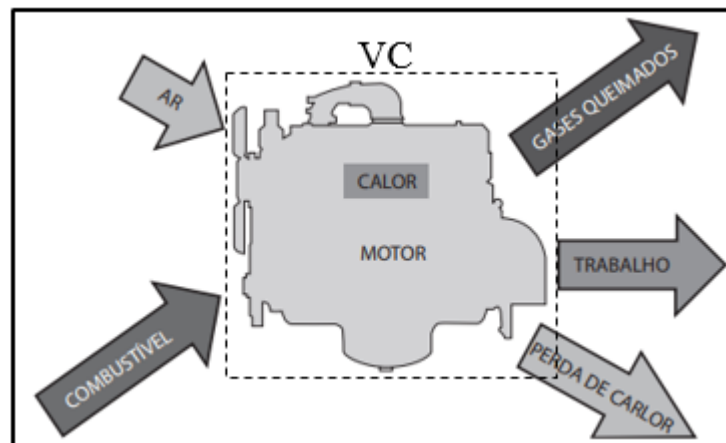
2.1 PROPRIEDADES DOS MCI ALTERNATIVOS

Os MCI são máquinas térmicas que permitem transformar energia térmica em trabalho mecânico. O calor pode ser produzido por meio de energia química, energia elétrica e energia atômica (BRUNETTI, 2012a).

Segundo Capelli (2010), são necessários três componentes para que ocorra a conversão de energia química em calorífica: comburente (ar atmosférico); fonte de ignição obtido por centelha ou autoignição; e o combustível (gasolina, etanol, diesel, entre outros).

Conforme Brunetti (2012a), o trabalho é obtido através de uma sequência de processos sobre o fluido ativo, o qual é a mistura ar/combustível na entrada e produtos da combustão na saída do volume de controle (VC) visto na Figura 2.

Figura 2 - Fluxos de massa e energia em um MCI

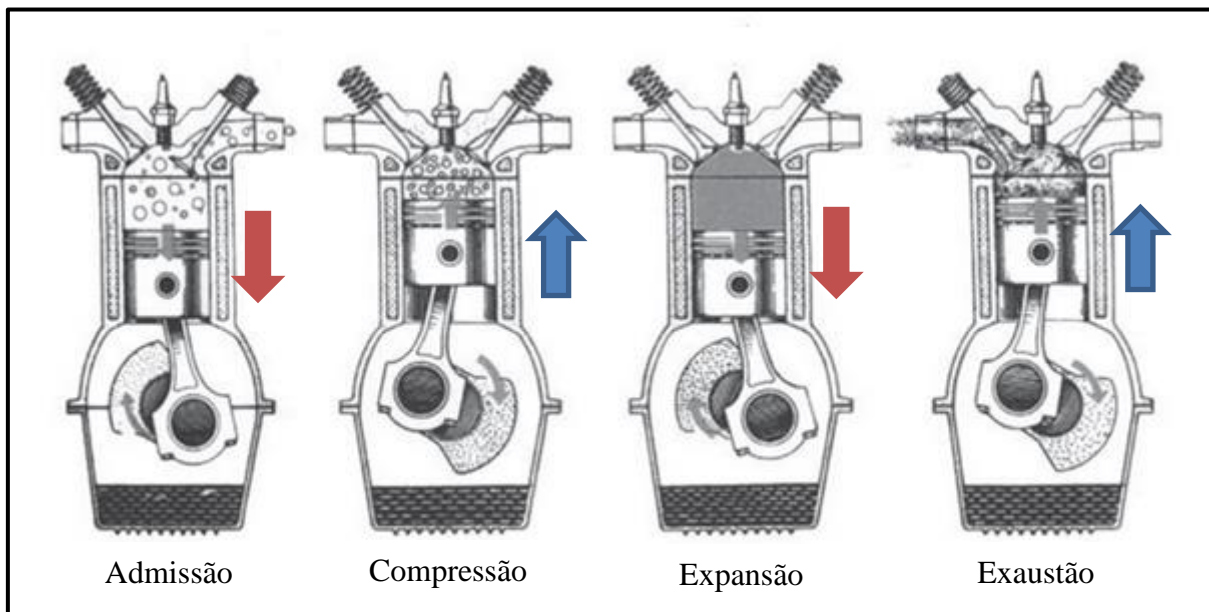


Fonte: adaptado de Brunetti (2012)

2.1.1 MCI a quatro tempos (4T)

Neste tipo de motor são necessários quatro meias-voltas (tempos), deslocando assim o pistão quatro vezes no curso dentro do cilindro. Os tempos são divididos em admissão, compressão, expansão e exaustão (HEYWOOD, 1988). A Figura 3 ilustra os quatro tempos de operação de um motor Ciclo Otto. No primeiro tempo ocorre a abertura da válvula de admissão, permitindo a sucção devido ao deslocamento do pistão do ponto morto superior (PMS) até o inferior (PMI). Com isso, a mistura ar-combustível, em sistemas de injeção indireta, ou somente ar em sistemas de injeção direta, é admitida para dentro do cilindro (BRUNETTI, 2012a).

Figura 3 - Funcionamento dos quatro tempos no MCI ciclo Otto



Fonte: adaptado de Capelli (2010)

No segundo tempo inicia-se a compressão, onde ambas as válvulas devem estar fechadas e com isso o pistão parte do PMI, comprimindo assim a mistura para uma pequena fração do volume inicial, quando o pistão está próximo ao PMS. Nesse ponto, ou pouco antes dele ocorre a ignição do fluido ativo, aumentando a pressão na câmara de combustão (HEYWOOD, 1988).

O terceiro tempo é onde o trabalho útil do motor é efetuado, através do brusco aumento de pressão, decorrente da ignição ao final da compressão. Este aumento de pressão faz com que o pistão seja forçado do PMS ao PMI (BRUNETTI, 2012a). De acordo com Capelli (2010), o deslocamento axial do pistão gera a rotação da árvore de manivelas.

O quarto e último tempo de funcionamento do motor ciclo-Otto é iniciado através da abertura da válvula de escape, com o pistão no PMI. Desta forma, ao haver o deslocamento do êmbolo em direção ao PMS, ocorre a expulsão dos gases provenientes da combustão para o sistema de escapamento do veículo. Após a válvula de admissão abre, reiniciando todo o ciclo (HEYWOOD, 1988).

De acordo com Brunetti (2012a), os motores de quatro tempo são adequados para uso em veículos devido ao seu baixo custo inicial e controle de poluentes relativamente simples. Possuem também estabilidade em uma grande faixa de uso, além de possuir uma manutenção parcialmente simples.

2.1.2 Eficiência volumétrica

De acordo com Brunetti (2012b), o rendimento volumétrico é a razão entre a massa de ar que entra efetivamente no cilindro e a massa de ar que ocuparia o volume deslocado pelo pistão. Martins (2006) comenta que devido ao fato de o rendimento volumétrico estar diretamente ligado a densidade do ar, motores de alto desempenho e sobrealimentados tem a capacidade de possuir rendimento maior que 1. O rendimento volumétrico pode ser calculado através da Equação 1.

$$\eta_v = \frac{2 \cdot \dot{m}}{\rho_{ar} \cdot V_{motor} \cdot n} \quad (1)$$

onde: η_v é a eficiência volumétrica [-]; \dot{m} é a vazão mássica de mistura que entra nos cilindros ρ_{ar} é a densidade do ar admitido [kg/m^3]; V_{motor} é o volume do motor [m^3]; n é a rotação do motor [rev/s].

2.1.3 Cilindrada, taxa de compressão e potência efetiva

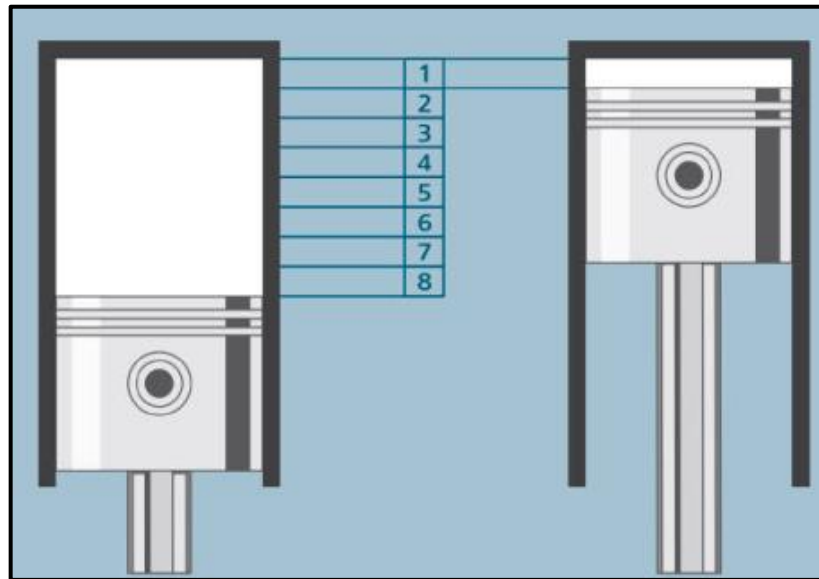
Segundo Brunetti (2012a), a cilindrada de um motor é o volume total deslocado durante o processo de compressão do PMI ao PMS do pistão, multiplicado pelo número de cilindros. A cilindrada pode ser calculada pela Equação 2.

$$C = \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L \right) \cdot N_C \quad (2)$$

onde: C é a cilindrada total do motor [cm^3]; D é o diâmetro do pistão [cm]; L é o curso entre o PMS e o PMI [cm]; N_C é o número de cilindros do motor [-].

A taxa de compressão indica quantas vezes o fluido ativo é comprimido dentro do motor. Esta taxa implica na eficiência térmica do motor (CAPELLI, 2010). A Figura 4 ilustra simplificadaamente uma taxa de compressão de 8:1.

Figura 4 – Imagem ilustrativa sobre a taxa de compressão



Fonte: Tillmann (2013)

Segundo Brunetti (2012a) a potência gerada por um veículo pode ser descrita através da Equação 3.

$$N_e = \dot{m}_c \cdot PCI \cdot \eta_t \cdot \eta_m \quad (3)$$

onde N_e é a potência efetiva; \dot{m}_c é a taxa de combustível admitido; PCI é o poder calorífico inferior; η_t é a eficiência térmica; e η_m é a eficiência mecânica;

2.2 PROPRIEDADES DOS COMBUSTÍVEIS PARA MCI DE CICLO OTTO

De acordo com Borgnakke e Sonntag (2013), a maior parte dos combustíveis é classificada em carvão, hidrocarbonetos líquidos e hidrocarbonetos gasosos. Segundo Capelli (2010), são usualmente utilizados etanol e gasolina neste tipo de motor.

Segundo Martins (2006), os combustíveis líquidos precisam ser vaporizados para formar o fluido ativo e, para que isso ocorra, o combustível necessita de calor latente de vaporização. O que é benéfico devido ao fato de arrefecer internamente o motor e, com isso, permitir maiores taxas de compressão, resultando em melhores rendimentos.

Outro importante fator a ser apresentando acerca dos combustíveis é o seu limite de flamabilidade. Para que a combustão ocorra é necessário que a mistura de ar e combustível esteja dentro dos limites inferior (LIF) e superior (LSF) de flamabilidade, apresentados em porcentagem volumétrica (MARTINS 2006).

Conforme Brunetti (2012a), o poder calorífico é a quantidade de calor liberada por unidade de massa de um combustível durante a combustão, considerando a temperatura dos reagentes igual à dos produtos da reação química. O poder calorífico superior (PCS) retém o calor de vaporização da água, devido ao fato de os gases de combustão serem expelidos do MCI a altas temperaturas, impossibilitando que a água condense. Quando a água é expelida na fase líquida, se utiliza o poder calorífico inferior (PCI). Este é o caso do MCI, onde o PCI pode ser calculado através da Equação 4.

$$PCI = PCS - L_{H_2O} \cdot m_{H_2O} \quad (4)$$

onde PCI é o poder calorífico inferior; PCS é o poder calorífico superior; L_{H_2O} é o calor latente de condensação da água; e m_{H_2O} é a massa de água da mistura resultante (BRUNETTI, 2012a).

Capelli (2010) afirma que a octanagem é o índice que representa a resistência do combustível quanto a sua autoignição, a qual provoca o efeito de detonação (combustão espontânea e não desejada).

Para a determinação do número de octanos, se utilizam dois métodos: o MON (*Motor Octane Number*), o qual avalia o combustível com o motor em regimes severos e de plena carga; e o método RON (*Research Octane Number*), que utiliza o motor em regimes de baixas rotação e carga. Após calcula-se o índice antidetonante através da média aritmética do MON e RON (CAPELLI, 2010).

De acordo com Brunetti (2012a), a cetanagem está relacionada à autoignição do combustível, sendo um importante índice para motores a diesel. Caso a temperatura e a pressão forem suficientemente altas, não se precisa de uma centelha para iniciar a combustão.

A autoignição está relacionada com a fragmentação das moléculas. Uma fácil fragmentação intensifica a combustão do combustível injetado. Quanto a isso, é verificado que a cetanagem é oposta a octanagem (BRUNETTI 2012a).

O etanol é classificado nacionalmente como anidro, que possui teor máximo de água em 0,4% de volume, e hidratado, que possui valor máximo de 4,9% de água. O etanol, assim como outros combustíveis oxigenados, possui elevados valores de octanagem devido ao alto calor latente de vaporização e baixa razão ar-combustível, promovendo assim um maior resfriamento do cilindro, o que diminui a tendência de detonação (BRUNETTI 2012a).

De acordo com Petrobrás (2019), a gasolina do tipo C possui variações no índice antidetonante, sendo de 87 para comum, 91 para com nomenclatura premium e por último a podium, com valor mínimo de 95, sendo esta utilizada em motores de alto desempenho.

Segundo Brunetti (2012a), as gasolinas no Brasil são classificadas em tipo A, que é isenta de álcool anidro, restrita somente a refinador e distribuidor; e a do tipo C, que possui entre 18% e 25% de volume de álcool etílico anidro, chegando nos últimos anos a 27%.

A Tabela 1 resume as principais propriedades da gasolina e de álcoois (metanol e etanol).

Tabela 1 - Propriedades dos combustíveis

		Propriedades					
		Fórmula química	Massa específica a 15,5 °C (kg/m ³)	Razão ar-combustível (kg/kg)		Calor latente de vaporização(kJ/kg)	
Gasolina tipo A		C _n H _{1,87n}	721 a 742	14,7		377	
Álcoois	Etanol	C ₂ H ₅ OH	794	8,99		937	
	Metanol	CH ₃ OH	796	6,36		1188	
		Ponto de ebulição (°C)	PCI (kJ/kg)	MON	RON	LIF (% Vol.)	LSF (% Vol.)
Gasolina tipo A		35 a 220	44430 a 44510	Mín. 82	Mín. 93	1,4	7,6
Álcoois	Etanol	78,3	26805	90	106	4,3	19
	Metanol	64,7	19937	92	112	7,3	36

Fonte: adaptado de Brunetti (2012)

2.3 SISTEMA DE INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL

Para a correta operação do MCI de ciclo Otto, é necessário um sistema eficaz de injeção de combustível, sabendo que o motor necessita de diferentes medidas estequiométricas. Ou seja, em partida a frio o motor precisa de uma mistura rica em combustível, porém, em situação de baixas cargas de operação a mistura deve ser “empobrecida” para que haja maior economia de combustível e diminuição de poluentes (CAPELLI, 2010).

2.3.1 Sensores utilizados na injeção eletrônica de combustível

O sistema de injeção e ignição de combustível é gerenciado através do *engine control unit* (ECU). A ECU recebe diversos sinais de entrada através de pulsos elétricos provenientes de sensores e interruptores acoplados ao motor. Esses sensores monitoram as suas condições instantâneas, para que a ECU possa determinar a massa de combustível injetada (BRUNETTI, 2012a).

Segundo Capelli (2010), os principais sensores para o funcionamento do motor com injeção indireta de combustível são:

- a) sensor de rotação, cuja função é informar a rotação do motor e a referência de posição ao PMS. A captação do sinal ocorre através de oscilações provocadas pelos dentes de uma roda fônica;
- b) sensor de fase, o qual é utilizado apenas em sistemas com injeção e ignição sequenciais. Como o eixo virabrequim necessita de duas voltas para fechar um ciclo de quatro tempos, a ECU necessita de informação da posição do comando de válvulas para realizar a injeção e a centelha no cilindro correto;
- c) medidor de massa de ar (MAF) admitida para dentro dos cilindros, é de extrema importância para o correto funcionamento do motor. Funciona através de um sensor de fio quente, em que a vazão de ar é determinada através da variação de tensão que ocorre para mantê-lo aquecido;
- d) sensor de pressão do coletor (MAP), que é uma alternativa à utilização do MAF. Para que a correta quantidade de combustível seja injetada é necessário que a ECU realize cálculos predefinidos através do sinal adquirido deste sensor, da temperatura do ar de admissão e da rotação do motor. Segundo Brunetti (2012a), esse tipo de aplicação tem a desvantagem em relação a variabilidade da produção de motores, sendo necessária calibrações para cada tipo de uso;
- e) sensores de temperaturas do ar de admissão e do líquido de arrefecimento do motor. A medida é feita com a queda da resistência elétrica do sensor conforme a temperatura aumenta;
- f) sensor de posição de borboleta, cuja função é informar à ECU sobre acelerações e desacelerações, e com isso a central de comando pode corrigir o cálculo de combustível instantaneamente. Este mesmo sensor auxilia no controle de freio motor, marcha-lenta e aceleração rápida;
- g) sensor de posição do pedal de acelerador, que substitui o anterior em sistemas com corpo de borboleta eletrônico (BRUNETTI, 2012a);
- h) sonda Lambda, que está acoplada ao coletor de escapamento e mede a quantidade de oxigênio na descarga. Com isso, a ECU determina o fator lambda (λ), corrigindo a quantidade de combustível conforme estabelecido em seu mapa de funcionamento;
- i) sensor de detonação, que é do tipo piezoelétrico fixado, ao bloco, cuja finalidade é captar oscilações de combustão detonantes e transformar em sinais elétricos. A

ECU assim corrige o ponto de ignição para que não haja detonações prejudiciais ao motor (BOSCH, 2005).

O fator λ comentado acima é de grande importância para o correto funcionamento do motor, ele é regido pela Equação 5.

$$\lambda = \frac{(A/C)_{Real}}{(A/C)_{Esteq}} \quad (5)$$

onde $(A/C)_{Real}$ é a relação ar-combustível real $(A/C)_{Esteq}$ é a relação ar-combustível estequiométrica. Para $\lambda > 1$ se diz que a mistura é pobre, ou seja, há excesso de ar, sendo o λ no qual se tem o menor consumo de combustível e normalmente utilizado em desacelerações. Para $\lambda < 1$ a mistura é rica, sendo utilizado para acelerações. O λ de máxima potência ocorre entre 0,85 e 0,9 e o $\lambda = 1$ ocorre para mistura ar-combustível estequiométrica, utilizado normalmente em velocidade de cruzeiro (CRUZ, 2015).

2.3.2 Atuadores utilizados no sistema de injeção eletrônica de combustível

Segundo Capelli (2010), atuadores são componentes que efetivamente realizam o gerenciamento de grandezas físicas, ou seja, realizam algum tipo de ação para o funcionamento do motor. Os principais atuadores são:

- a) bicos injetores responsáveis pela injeção de combustível, que deve ser pulverizado de maneira a formar gotículas menores possível. Deve ser instalado diretamente antes da válvula de admissão, facilitando assim que o combustível evapore (BOSCH, 2005);
- b) bomba de combustível realiza a pressurização e gera a vazão do combustível na linha de distribuição. Opera com vazões entre 60 e 250 L/h e pressões entre 300 e 650 kPa em sistemas de injeção indireta (BOSCH, 2005);
- c) atuador de marcha lenta regula a rotação conforme estipulado pela ECU e apresenta variações para diferentes temperaturas de motor (CAPELLI, 2010);
- d) corpo de borboleta eletrônico que, para sistemas mais modernos, substitui o atuador de marcha lenta. Desta maneira, há melhora em dirigibilidade, consumo de combustível e emissões de poluentes (BRUNETTI, 2012a).

Na injeção direta o combustível é injetado diretamente na câmara de combustão. Para que o combustível consiga adentrar a câmara de combustão existe, além da bomba elétrica no tanque, uma bomba mecânica capaz de produzir pressões entre 5 a 12 MPa (BOSCH, 2005).

2.4 SISTEMA DE IGNIÇÃO ELETRÔNICA

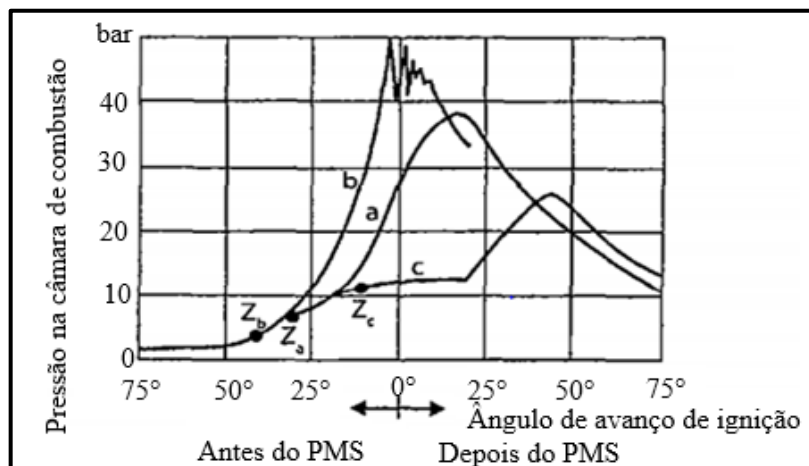
Brunetti (2012a) afirma que o sistema de ignição é responsável por distribuir uma centelha elétrica para cada um dos cilindros, com o objetivo de gerar a combustão do fluido ativo já admitido no cilindro. Segue a ordem de 1-3-4-2 para motores de quatro cilindros operando em 4 tempos.

Através dos mesmos sensores e atuadores da injeção a ECU efetua a ignição mapeada, sendo que isto é realizado através de cálculos previamente estabelecidos. Para cada tipo de condição de trabalho ocorre o gerenciamento para um melhor ponto de ignição (CAPELLI, 2010).

A bobina de ignição é responsável de transformar a baixa tensão no enrolamento primário para uma tensão de aproximadamente 30 kV no secundário. Com a resistência adicionada entre este enrolamento e a vela de ignição, a tensão de faísca é próxima de 1 kV (BOSCH, 2005).

Há um processo de retardamento na combustão do fluido ativo, e por isso é necessário que a ignição ocorra antes da chegada do pistão ao PMS. O ponto de ignição tende a ser adiantado conforme ocorre o aumento de rotação do motor. A Figura 5 apresenta diferentes resultados, onde em Z_b o ponto de ignição está muito adiantado, em Z_c , atrasado e em Z_a , o ponto ideal, o qual não há detonação durante a subida do pistão (Brunetti, 2012a).

Figura 5 - Análise do ponto de ignição



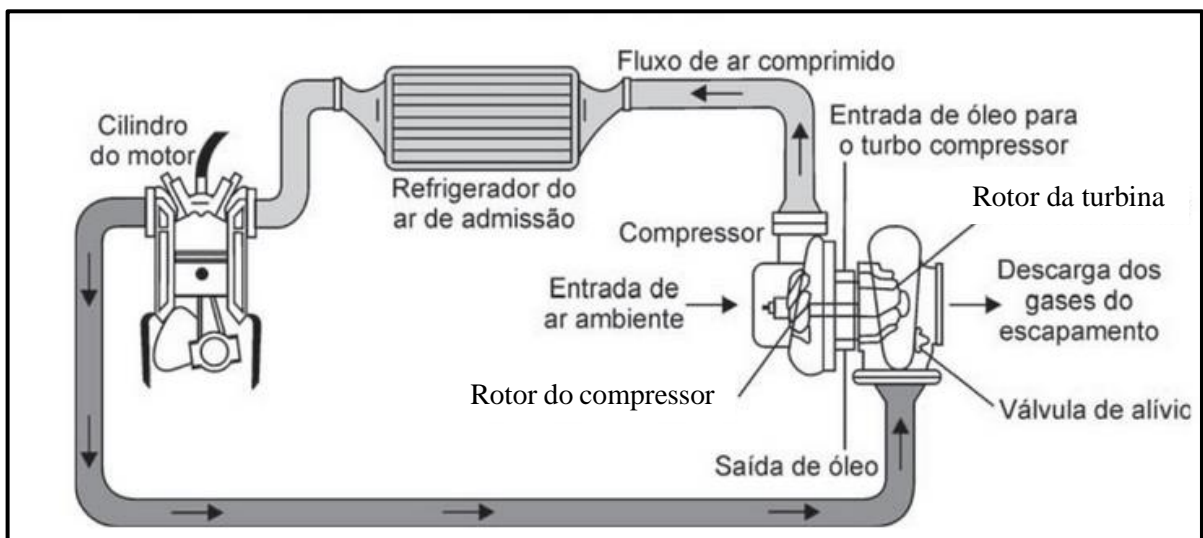
Fonte: Adaptado de Brunetti (2012a)

2.5 TURBOCOMPRESSOR

Este componente é constituído de um compressor e de uma turbina instalados em um mesmo eixo. A turbina utiliza a energia do gás de escapamento para o acionamento do compressor. O compressor, por sua vez, fornece ar em maior volume para os cilindros. Os turboalimentadores são tradicionalmente utilizados em motores ciclo Diesel; porém, com a busca constante de redução do número de cilindros, ganho de potência e redução de consumo de combustível, passou a ser mais frequente a utilização de sobrealimentação em motores de ciclo Otto (BOSCH, 2005).

Conforme Capelli (2010), a Figura 6 representa o funcionamento de um motor com um turbocompressor acoplado.

Figura 6 - Funcionamento do sistema de sobrealimentação



Fonte: adaptado de Capelli (2010)

Os sistemas de sobrealimentação garantem o aumento de potência devido ao fato de uma massa maior de ar ser admitido no cilindro. Porém, deve-se ter cuidado quanto à pressão e vazão do combustível, para suprir a demanda do motor, fazendo que a razão estequiométrica esteja de acordo com o necessário. Porém, a compressão do ar implica no aumento de sua temperatura. Para suprimir esta elevação, as vezes é instalado um resfriador intermediário, conhecido como *intercooler* (CAPELLI, 2010).

Conforme Nakano (2007), o processo de compressão do ar nesse tipo de sistema pode ser adotado como um processo adiabático reversível, para estimativas de aumento de

temperatura, ou seja, considera-se que o processo seja isentrópico e demonstrado pela Equação 6.

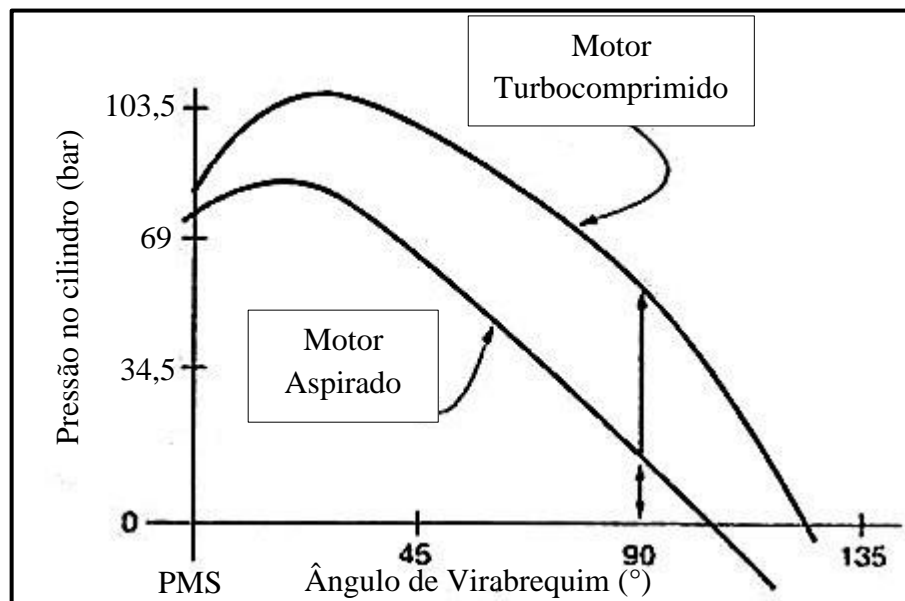
$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_{1c}}{p_{2c}}\right)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} \quad (6)$$

onde T_1 é a temperatura de sucção do compressor; T_2 é a de descarga; p_{2c} é a pressão absoluta de descarga do compressor; p_{1c} é a absoluta de admissão; e k é o expoente isentrópico, que para o ar considera-se 1,4.

A pressão de admissão é controlada por meio dos gases de escapamento por uma válvula de controle *by-pass*, que desvia para fora parte dos gases de escapamento que passariam pela turbina (BOSCH, 2005).

Segundo Capelli (2010), turbocompressores aumentam em cerca de 50% a massa de ar para dentro do motor, correspondendo a um ganho de potência na mesma proporção. Porém, o valor efetivo fica entre 30% e 40%, pelo fato de parte da energia dos gases de descarga deve girar a turbina, o que restringe seu fluxo e gera uma pequena contrapressão no cilindro. A Figura 7 mostra a pressão dentro da câmara de combustão durante o tempo de expansão dos gases. Observa-se que, para qualquer ângulo do virabrequim, a pressão no cilindro é sempre maior para o motor turboalimentado. O ponto em que o ele está a 90° é onde ocorre a maior transmissão de torque. Isto comprova a sua eficácia na geração de torque no eixo virabrequim.

Figura 7 - Pressão de expansão dos gases x ângulo de virabrequim



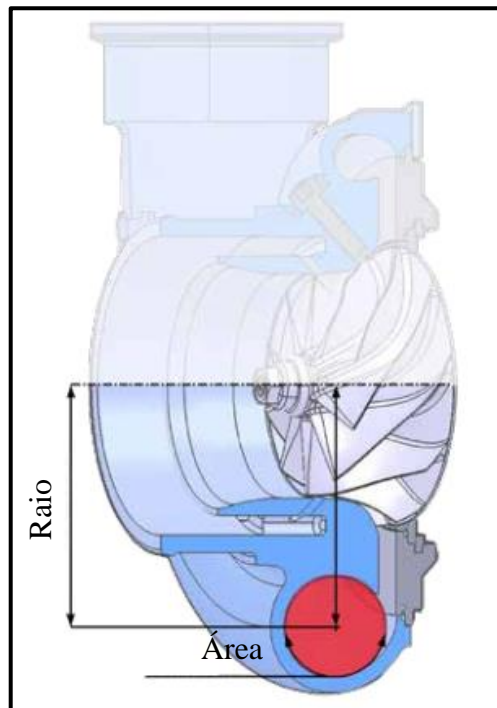
Fonte: adaptado de Bell (1997)

2.5.1 Fatores de desempenho do turbocompressor

Um importante fator a ser definido para a escolha do turbocompressor é o A/R, o qual é uma relação de características geométricas dos componentes. O A/R é composto pela relação entre a área transversal da voluta da turbina (do compressor) dividido pelo raio do centro do rotor. A Figura 8 representa o A/R do sistema (GARRETT, 2018).

Segundo Bell (1997), o A/R é minimamente utilizado no cálculo de compressor, normalmente se utiliza na turbina. Uma relação de A/R pequena prioriza a eficiência em baixas rotações, pois mantém o fluxo na turbina, porém em altas rotações ocorre uma contrapressão no coletor de escapamento, dificultando assim o fluxo devido ao estrangulamento proveniente do pequeno A/R

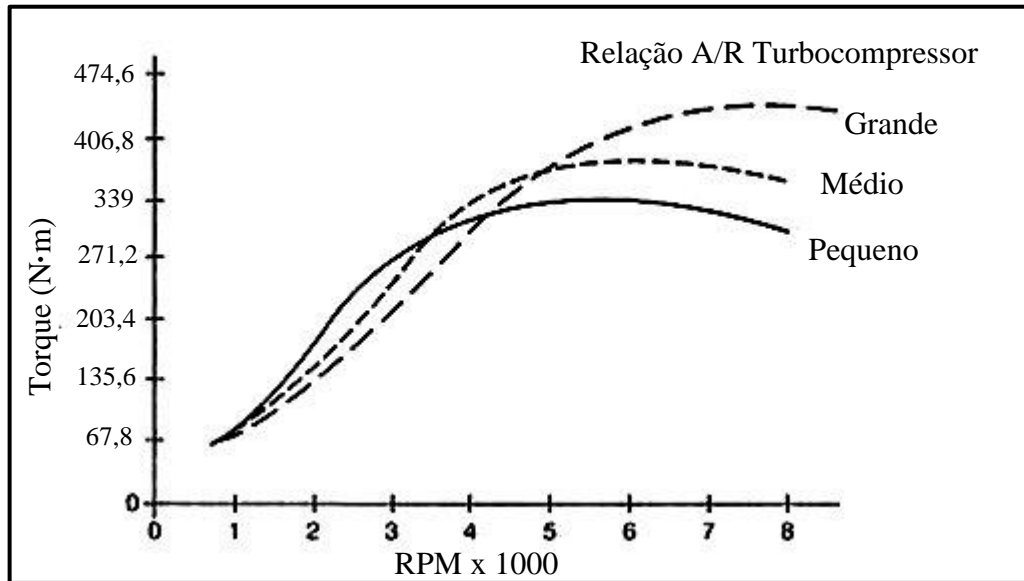
Figura 8 - A/R do turbocompressor



Fonte: adaptado de Garrett (2018)

. Quando o A/R é demasiadamente grande ocorre o denominado *lag*, que se trata da dificuldade para que o gás de escapamento preencha toda a área da voluta, tendo então um atraso na rotação do eixo. Porém, esse mesmo A/R é desejável em motores de maior fluxo e que operem em altas rotações, pois não gera tanta contrapressão no coletor de escapamento. Isto é verificado na Figura 9 (BELL, 1997).

Figura 9 - Torque x rotação, para diferentes turbocompressores



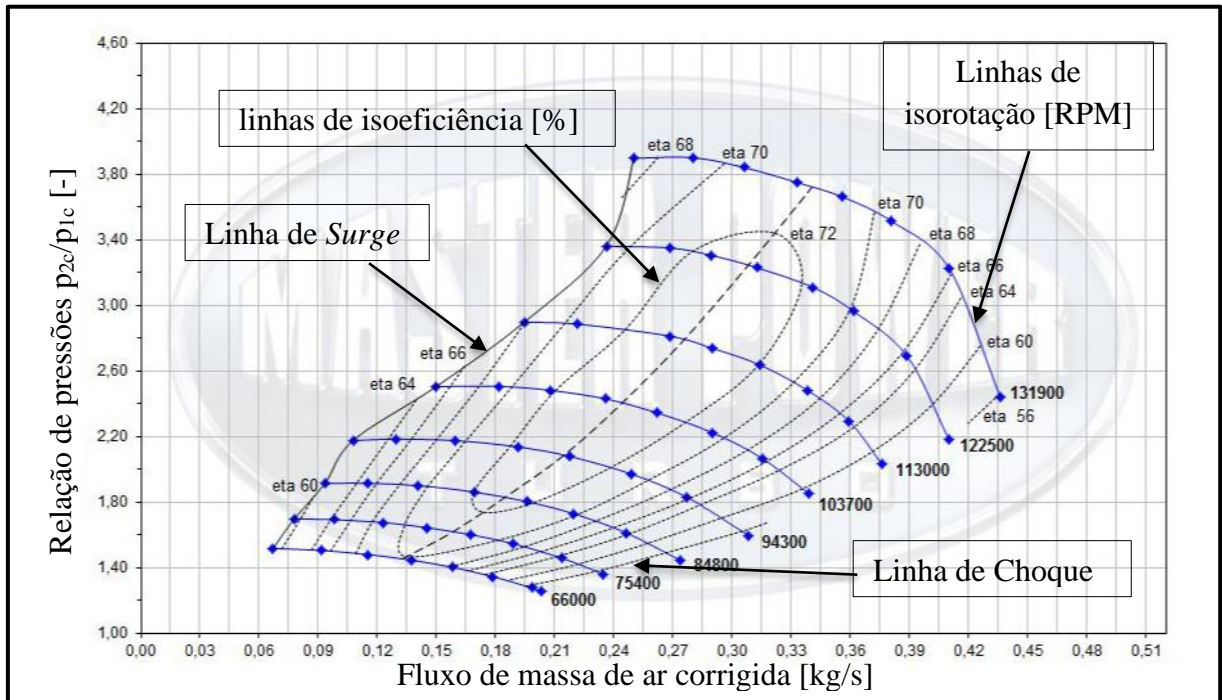
Fonte: adaptado de Bell (1997)

Para a seleção de um turbocompressor a ser instalado em um MCI, deve-se conhecer suas características construtivas, estabelecendo modos de uso do veículo. Para isso, os fabricantes do sistema turbocompressor disponibilizam mapas de rendimentos do compressor (BELL, 1997).

Os compressores utilizados no ramo automotivo são do tipo centrífugos, onde o ar entra pelo centro e é descarregado na direção radial. A seleção do compressor para a correta aplicação é feita através dos mapas de rendimento, disponibilizados pelo fabricante. Os mapas apresentam a relação entre a razão de pressões e a taxa de escoamento da massa de ar admitida (NAKANO, 2007).

Segundo Bosch (2005), ao lado esquerdo do gráfico da Figura 10 está a linha de *Surge*, que se refere à instabilidade do compressor ou também chamado de fluxo mínimo. Isso ocorre devida à alta pressão de descarga do compressor e baixo fluxo de ar. Conforme Nakano (2007), esta instabilidade na vazão de ar e o ruído resultante é conhecido como ressonância, muito danosa aos mancais e ao próprio eixo do turbo compressor. Normalmente essa faixa é evitada instalando uma válvula de alívio ao se fechar a borboleta, evitando assim que a inércia do sistema faça a pressão aumentar de maneira significativa.

Figura 10 - Exemplo de mapa de desempenho do compressor



Fonte: adaptado de *Racing Masterpower* (2019).

A linha denominada de Choque, a qual apresenta o momento em que há o estrangulamento do turbo. Ocorre quando a relação área pelo raio (A/R) é relativamente pequena para a aplicação (BOSCH, 2005). Segundo Garret (2018), caso o projeto alcance a linha de choque, deve-se escolher um turbocompressor de maior dimensão, pois sua eficiência seria abaixo de 58%, para grande parte de turbocompressores.

As regiões concêntricas são denominadas de linhas de isoeffiência, sendo a linha tracejada a que possui a maior eficiência para um dado compressor. Essa medida vai diminuindo conforme se afasta do centro, até chegar nas linhas de *Surge* e *Choque*. Para encontrar os pontos de operação deve-se calcular a relação de pressões através da Equação 7 e o fluxo de massa de ar conforme a Equação 8 (GARRETT®, 2018):

$$\Pi_c = \frac{p_{2c}}{p_{1c}} \quad (7)$$

onde, Π_c é a relação de pressão, referente à ordenada do mapa de eficiência do compressor. Segundo Garret (2018), a abscissa do mapa de eficiência do turbocompressor é o fluxo de massa de ar, cujo o valor pode ser medido fisicamente. Porém, é vantajoso realizar cálculos estimativos para selecionar o componente adequado.

$$\dot{m}_{ar} = \frac{V_{motor}}{1000} \cdot \frac{n}{60 \cdot 2} \cdot \rho_{ar} \cdot \eta_v \quad (8)$$

onde \dot{m}_{ar} é o fluxo de massa de ar admitido no motor, em kg/s; V_{motor} é o volume do motor, em L; n é a rotação do motor por minuto; ρ_{ar} é a densidade do ar, em [kg/m³]; η_v , é a eficiência volumétrica do motor em questão (NAKANO, 2007). Conforme descrito por Davis e Perkins-Davis (2002), a eficiência volumétrica de motores a combustão interna é de aproximadamente 85%.

Sabendo que o sistema de turbocompressor tem por finalidade disponibilizar ar com maior densidade ao motor, utiliza-se então a Equação 9 considerando o ar como um gás ideal.

$$P = \rho_{ar} \cdot R \cdot T \quad (9)$$

onde P é a pressão que o gás está submetido [Pa]; ρ é a densidade do gás em [kg/m³]; R é a constante dos gases [J/kg·K] e T é a temperatura do ar [K] (FOX, PRITCHARD, McDONALD, 2010).

De acordo com Nakano (2007), quando se instala um sistema de turbocompressor em um veículo originalmente aspirado, deve-se corrigir a alimentação de combustível, alterando assim a bomba de combustível, a qual deve fornecer maior vazão, para manter o λ requerido, visto o aumento da massa de ar no cilindro.

Deve-se também aumentar a pressão na linha de combustível para conseguir alimentar o fluido ativo, fato dificultado pela maior pressão no coletor de admissão, impondo uma maior resistência a entrada de combustível no cilindro (NAKANO, 2007).

Devido ao fato do aumento de temperatura relacionado a maior massa de ar que é admitida no cilindro, deve-se manter uma mistura levemente rica, para máxima potência. Com isto, se consegue uma boa razão entre potência e durabilidade (BELLS. 1997).

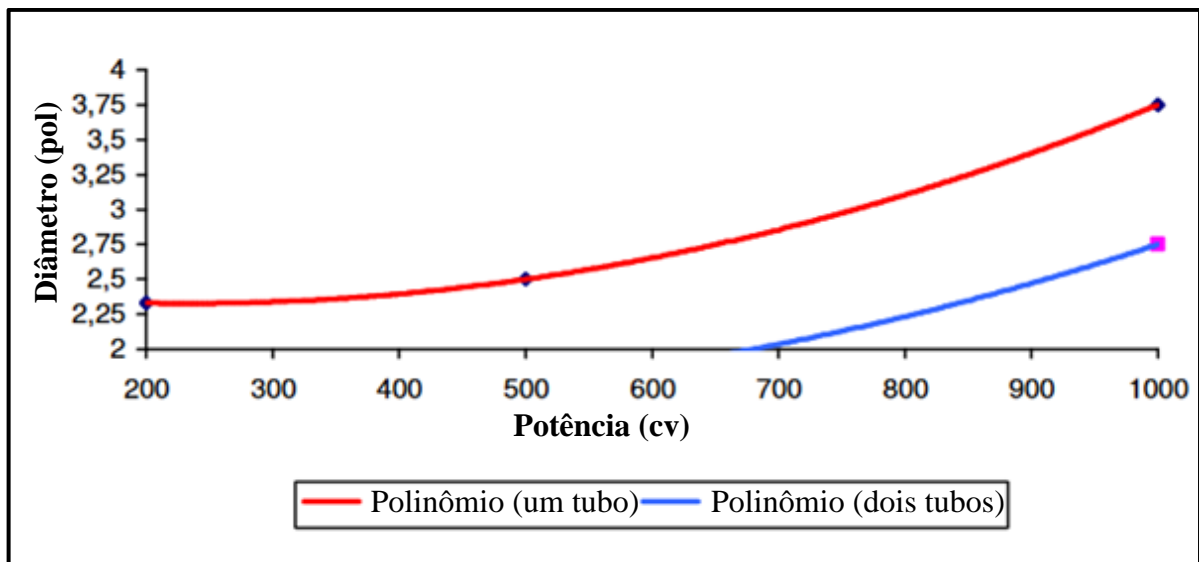
2.6 SISTEMA DE EXAUSTÃO DE GASES PARA MCI

O sistema de exaustão dos gases, comumente chamado de escapamento, é de significativa importância para o correto funcionamento do MCI. Tem como objetivo retirar o calor e os gases provenientes da combustão e manter um bom fluxo de escoamento, para evitar contrapressão no coletor de escape (NAKANO, 2007).

O sistema de escapamento deve também amortizar o ruído provocado pelo motor e ainda reduzir o nível de poluentes para padrões aceitáveis conforme as normas de cada país. Os componentes para o tratamento dos gases são o conversor catalítico, para qualquer veículo, e o filtro de particulados, instalados em veículos movidos a diesel (BOSCH, 2005).

Conforme Bell (1997) e adaptado por Nakano (2007), o diâmetro do escapamento é um fator de difícil desenvolvimento, então deve-se seguir as medidas descritas conforme a Figura 11. É demonstrado que quanto maior a potência desejada, maior o diâmetro de escapamento necessário, desta maneira é requerido diâmetro superior à 2 polegadas internas em polinômio de 2 tubos, quando o motor possuir acima de 700 cv.

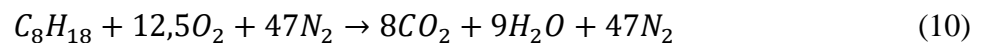
Figura 11 - Diâmetro de escapamento x potência desejada



Fonte: adaptado de Nakano (2007)

2.7 EMISSÃO DE GASES DE ESCAPE

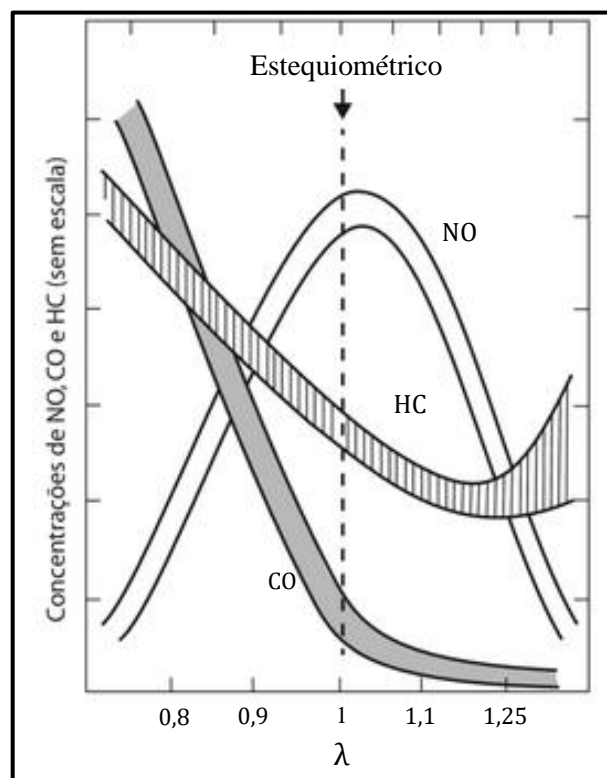
Segundo Bosch (2005), caso a combustão no MCI seja completa e ideal, somente água e dióxido de carbono seriam gerados. Ainda segundo Borgnakke e Sonntag (2013) a combustão completa para gasolina (C_8H_{18}) pode ser demonstrada pela seguinte reação química (10), levando em consideração que o ar possui 21% de oxigênio e 79% de nitrogênio, o qual na reação completa não se oxida.



Porém, alguns componentes indesejados são produzidos, devido ao fato de a reação de combustão não ser ideal, devido a produção de alguns componentes indesejados, entre eles o monóxido de carbono (CO), hidrocarboneto (HC) e óxidos de nitrogênio (NO_x) (BOSCH, 2005).

De acordo com Glehn (2001), o CO e os HCs são gases pobres em oxigênio, formados com misturas ricas. Conforme Figura 12, a concentração de ambos os gases é proporcional a λ , ou seja, ao enriquecimento de combustível.

Figura 12 - Emissões em relação ao λ



Fonte: adaptado de Brunetti (2012b)

Um importante fator para a produção de NO_x na reação química de combustão é a temperatura. Quanto maior for, maior será a concentração de óxidos de nitrogênio medida no escapamento do motor (GLEHN, 2001). De acordo com Brunetti (2012b), A maior formação de NO_x ocorre com a mistura pobre, com $\lambda \approx 1,05$, que remete à mistura econômica de combustível, ocorre esse pico devido a formação de NO ser lenta, e para essa mistura a velocidade de propagação de chama é menor.

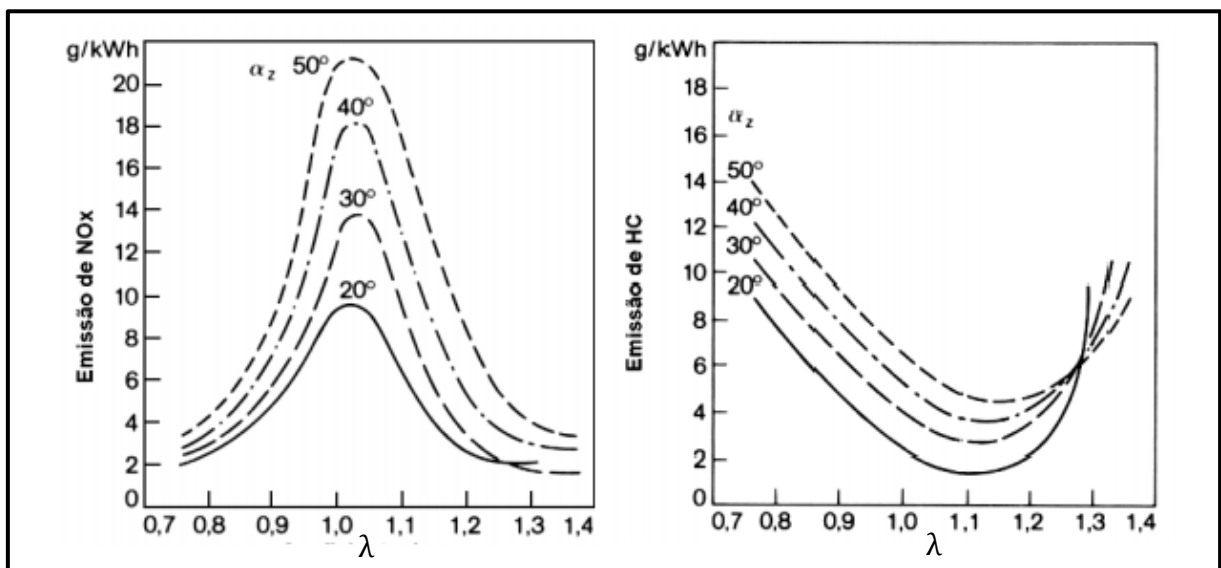
O melhor modo de operação segundo Brunetti (2012b), é encontrada com valores de λ próximos a 1,25 conforme a Figura 12, correspondente à melhor relação de produção de CO,

NO_x e HC. Porém, para motores do tipo ciclo Otto, podem ocorrer instabilidades de funcionamento, fazendo com que aumente os níveis de HC.

Para o controle de emissões de CO, HC e NO_x , foram desenvolvidos diversos sistemas e estratégias de operação para os MCI, tais como: controle de regulagem da mistura; controle do avanço de ignição; processos catalíticos; recirculação de gases (EGR); e injeção artificial de ar (GLEHN, 2001).

De acordo com Glehn (2001), o aumento do avanço de ignição tem grande influência na oxidação do nitrogênio e na formação de HC, devido ao fato de a temperatura da câmara de combustão aumentar, conforme pode ser visualizado na Figura 13, onde α_z é o valor em graus antes do PMS. Observa-se que, para qualquer λ , as emissões de NO_x e de HCs aumentam à medida que a ignição é adiantada.

Figura 13 - Influência do avanço de ignição para emissões



Fonte: adaptado de Bosch (1995).

2.7.1 Norma para Emissões

Os padrões de emissões provenientes do MCI são determinados pelo CONAMA (2009), que especifica os procedimentos de inspeção veicular, determinando os limites de emissões, juntamente com os planos de controles de poluição veicular. A inspeção veicular deve ser realizada com o veículo em neutro operando à 1000 RPM e à 2500 RPM, com uma tolerância de 200 RPM.

O $\text{CO}_{\text{corrigido}}$ é o valor medido de monóxido de carbono e corrigido quanto a diluição dos gases, sendo demonstrado pela Equação 11.

$$CO_{\text{corrigido}} = \frac{15}{(CO + CO_2)_{\text{medido}}} \cdot CO_{\text{medido}} \quad (11)$$

A Tabela 2 demonstra os valores máximos de $CO_{\text{corrigido}}$.

Tabela 2 - Limites $CO_{\text{corrigido}}$

Ano de Fabricação	Limites de $CO_{\text{corrigido}}$ (%)			
	Gasolina	Álcool	Flex	Gás natural
Todos até 1979	6,0	6,0	[-]	6,0
1980 – 1988	5,0	5,0	[-]	5,0
1989	4,0	4,0	[-]	4,0
1990 – 1991	3,5	3,5	[-]	3,5
1992 – 1996	3,0	3,0	[-]	3,0
1997 – 2002	1,0	1,0	[-]	1,0
2003 – 2005	0,5	0,5	0,5	1,0
2006 em diante	0,3	0,5	0,3	1,0

Fonte: CONAMA (2009)

De forma similar à equação de $CO_{\text{corrigido}}$ é calculado o $HC_{\text{corrigido}}$, conforme demonstrado na equação 12 (CONAMA, 2009).

$$HC_{\text{corrigido}} = \frac{15}{(CO + CO_2)_{\text{medido}}} \cdot HC_{\text{medido}} \quad (12)$$

A Tabela 3 apresenta os limites de hidrocarboneto corrigido, o teste ocorre simultaneamente ao de $CO_{\text{corrigido}}$.

Tabela 3 - Limites de $HC_{\text{corrigido}}$

Ano de Fabricação	Limites de $HC_{\text{corrigido}}$ (ppm de hexano)			
	Gasolina	Álcool	Flex	Gás natural
Todos até 1979	700	1100	[-]	700
1980 – 1988	700	1100	[-]	700
1989	700	1100	[-]	700
1990 – 1991	700	1100	[-]	700
1992 – 1996	700	700	[-]	700
1997 – 2002	700	700	[-]	700
2003 – 2005	200	250	200	500
2006 em diante	100	250	100	500

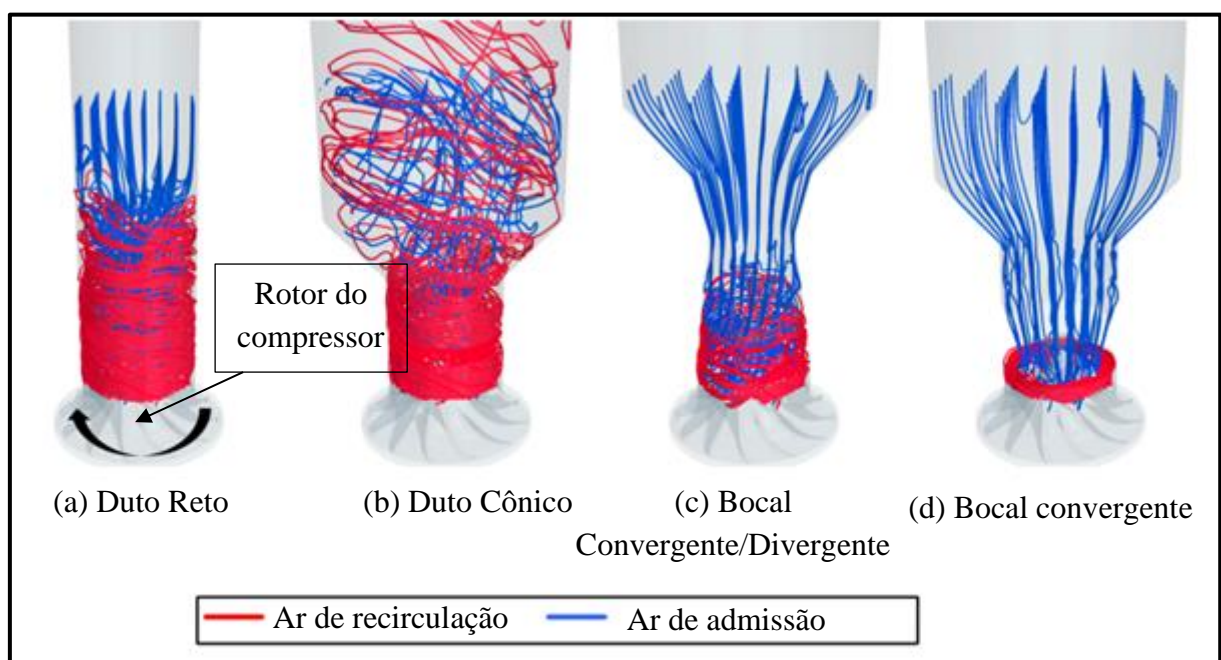
Fonte: CONAMA (2009)

2.8 TRABALHOS REALIZADOS NA ÁREA

Mithra et al. (2019) utilizaram um sistema de retirada de calor do ar de descarga do compressor através de um trocador de calor com efeito Peltier, o qual ocorre devido à aplicação de uma tensão entre dois eletrodos ligados a uma amostra de material semicondutor. No estudo foi usado um motor de dois cilindros com turbocompressor e um *intercooler* com o sistema Peltier instalado. O *intercooler* ligado a parte fria da placa termoeletrica, auxiliava assim na retirada de calor do mesmo, aumentando a densidade do ar e com isso aumentando a eficiência volumétrica do motor. Os autores afirmam que a eficiência volumétrica do motor foi superior nos sistemas com o trocador de calor instalado, sendo de 86,9% com *intercooler* e de apenas 72,6% sem este sistema.

Galindo et al. (2019) realizaram um estudo para diferentes geometrias no bocal de admissão do compressor, afirmando que este é um importante parâmetro para deslocar a linha de surge, para a esquerda, fazendo com que o compressor seja mais eficiente. Foram realizadas análises através de simulações com o software *StarCCM 3D-CFD+*, sendo desenvolvidos quatro modelos de entrada de ar no compressor. Mantendo a sua rotação constante em 160.000 RPM, os modelos foram estudados com fluxos de massa de ar de 30 g/s, ficando próximo do limite de surge, e de 100 g/s. A Figura 14 representa os modelos de entrada estudados, sendo identificado o comportamento das linhas de corrente do ar.

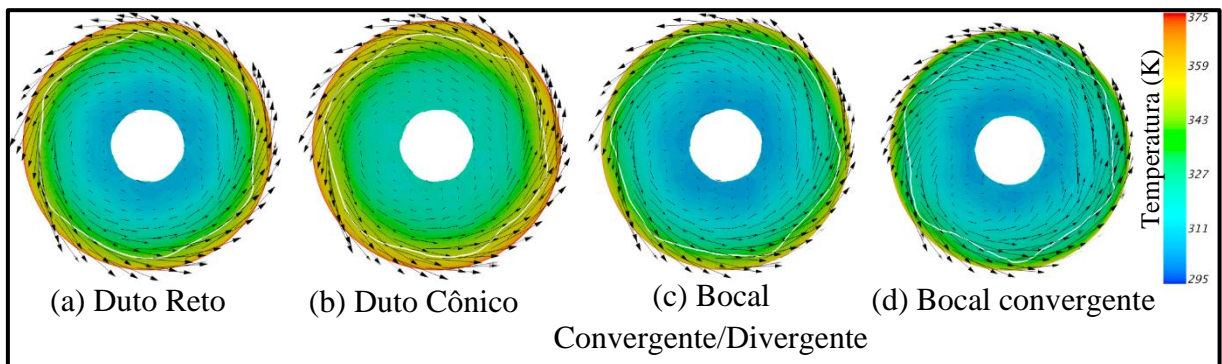
Figura 14 - Estudo do fluxo de ar na entrada o compressor



Fonte: adaptado de Galindo et al. (2019)

Conforme as simulações realizadas foi verificado que os bocais (c) e (d) possuem melhor eficiências isentrópicas que os outros em baixos fluxos de massa, devido a menor recirculação de ar, que aumenta a estabilidade do rotor e deslocando assim, a linha de surge. Ainda de acordo com os autores há também uma menor temperatura na parte tangente ao rotor, como pode ser observado na Figura 15.

Figura 15 - Temperaturas no rotor do compressor



Fonte: adaptado de Galindo et al (2019)

Entretanto, em altos fluxos de massa, devido às restrições de área impostas pelas entradas (c) e (d), ocorrem grandes perdas de eficiência isentrópica quando comparadas com as entradas (a) e (b). Isso pode ser verificado na Tabela 4. Como o turbocompressor deve atender diversos regimes de operação, o bocal (d) torna-se ineficaz para uma aplicação (GALINDO et al., 2019).

Tabela 4 - Resultados obtidos nas simulações computacionais

	Baixa taxa de fluxo de massa			
	(a) Duto Reto	(b) Duto Cônico	(c) Bocal C/D	(d) Bocal Convergente
Relação de pressão [-]	2,12	2,11	2,13	2,15
Eficiência Isentrópica [%]	56,3	56,1	58,5	59,2
Temperatura média de entrada [°C]	46,3	49,1	41,6	39,1
	Alta taxa de Fluxo de massa			
	(a) Duto Reto	(b) Duto Cônico	(c) Bocal C/D	(d) Bocal Convergente
Relação de pressão [-]	1,65	1,64	1,56	1,11
Eficiência Isentrópica [%]	63	62,3	55,1	14,1

Fonte: adaptado de Galindo et al (2019)

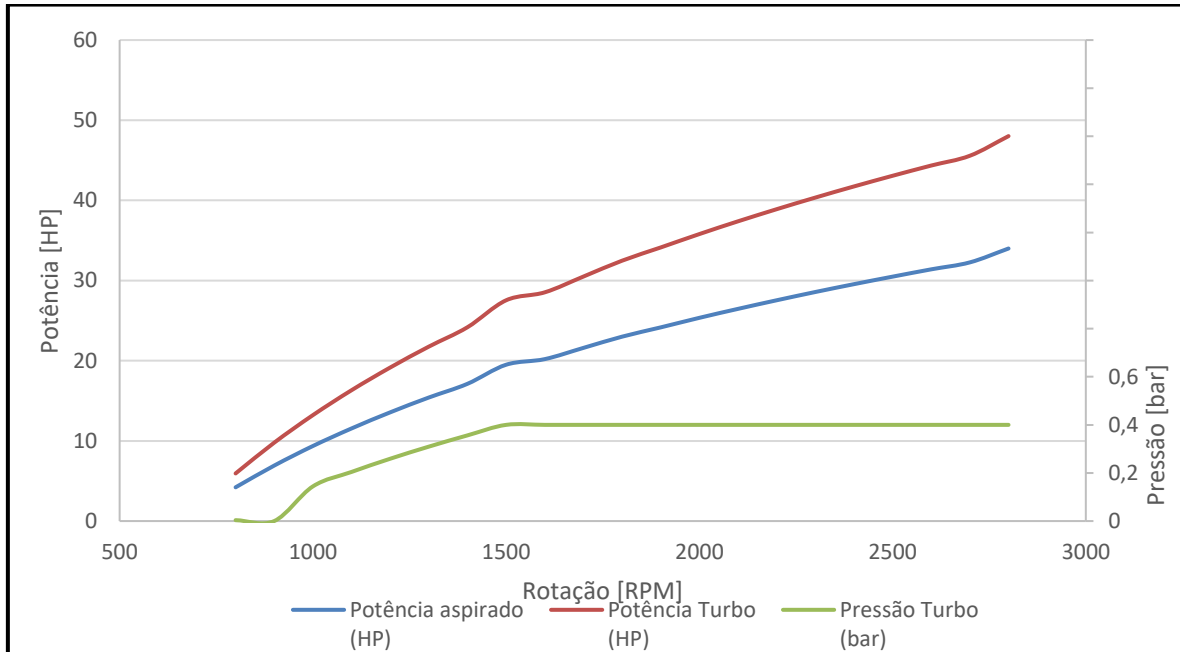
De acordo com Hanriot et al. (2019), existem outras formas de reaproveitar o calor proveniente dos gases de escapamento do MCI. Uma forma alternativa ao turbocompressor é a utilização de um sistema de refrigeração por absorção com amônia-água. Com a utilização de um refrigerador de absorção comercial ligado a um motor 1,6 L, operando com termopares acoplados ao escapamento, tendo como leituras valores de 270, 240, 200 e 180 °C, os autores verificaram que somente à temperatura de 200 °C é possível realizar tal aplicação. Mesmo assim com um coeficiente de desempenho (COP – *Coefficient of Performance*) em torno de 0,05, ou seja, um baixo desempenho do sistema. Algo que ocorreu devido ao fato de o refrigerador utilizar GLP como fonte de calor, tornando inviável a utilização.

Nakano (2007) realizou a instalação de um sistema de turbocompressor no motor de um automóvel nacional: GM Corsa *Hatch* 1.6L 8v MPFI 96, que possuía originalmente 92 cv a 5600 RPM. Inicialmente foi utilizado um dosador do tipo HPi, que tem por finalidade aumentar a pressão na linha de combustível de acordo com o aumento de pressão no coletor de admissão. Com a utilização de álcool etílico (E100), foram necessárias adaptações para a partida a frio do veículo. O sistema ainda contou com alteração nos bicos injetores, aumentando sua vazão em 30%, através de eletroerosão. O turbocompressor empregado foi o MasterPower APL 525, com razões área/raio (A/R) de 4,2 mm no compressor e 4,8 mm na turbina, e rotores do compressor com diâmetro de 47,5 mm e da turbina de 49 mm. Houve também a necessidade de alterações no conjunto de embreagem. Os resultados obtidos para esse conjunto foi uma potência gerada de 148 cv a 5900 RPM (ganho de 61%), com o turbo operando à pressão manométrica de 0,6 bar. Isso implicou na diminuição da relação peso/potência de 10,67 kg/cv para 6,63 kg/cv.

Gonçalves et al. (2018) realizaram a análise de um motor ciclo diesel da marca Kubota modelo V1903-EBG, operando sem e com turbocompressor. O turbocompressor selecionado foi da marca Mahle modelo NB 03 A8. No estudo em bancada os gases de escapamento foram regulados através da válvula *wastegate*, a qual regula o fluxo que passa pela turbina, gerando uma pressão de admissão máxima de 0,4 bar. Com isso, foi obtido um aumento em torno de 40% na potência do motor, estimado através de cálculos e medições. O gráfico de potência original foi adquirido pelo catálogo do fabricante do motor. A Figura 16 reporta os valores de pressão da linha de admissão e a influência do turbocompressor no aumento de potência. Conforme pode ser visualizado na Figura 17, o compressor precisa de um certo tempo para que consiga atingir a máxima pressão de descarga, e com isso a potência e o torque em baixas rotações não são significativamente alterados. Porém, houve um grande aumento de torque

quando o compressor atinge a maior pressão de descarga. O pico de torque para o motor foi de 92,6 N·m a 1500 RPM para o motor naturalmente aspirado e de 130,8 N·m a 1500 RPM com o sistema de turbocompressor operante.

Figura 16 - Potência x rotação



fonte: Gonçalves et al (2018)

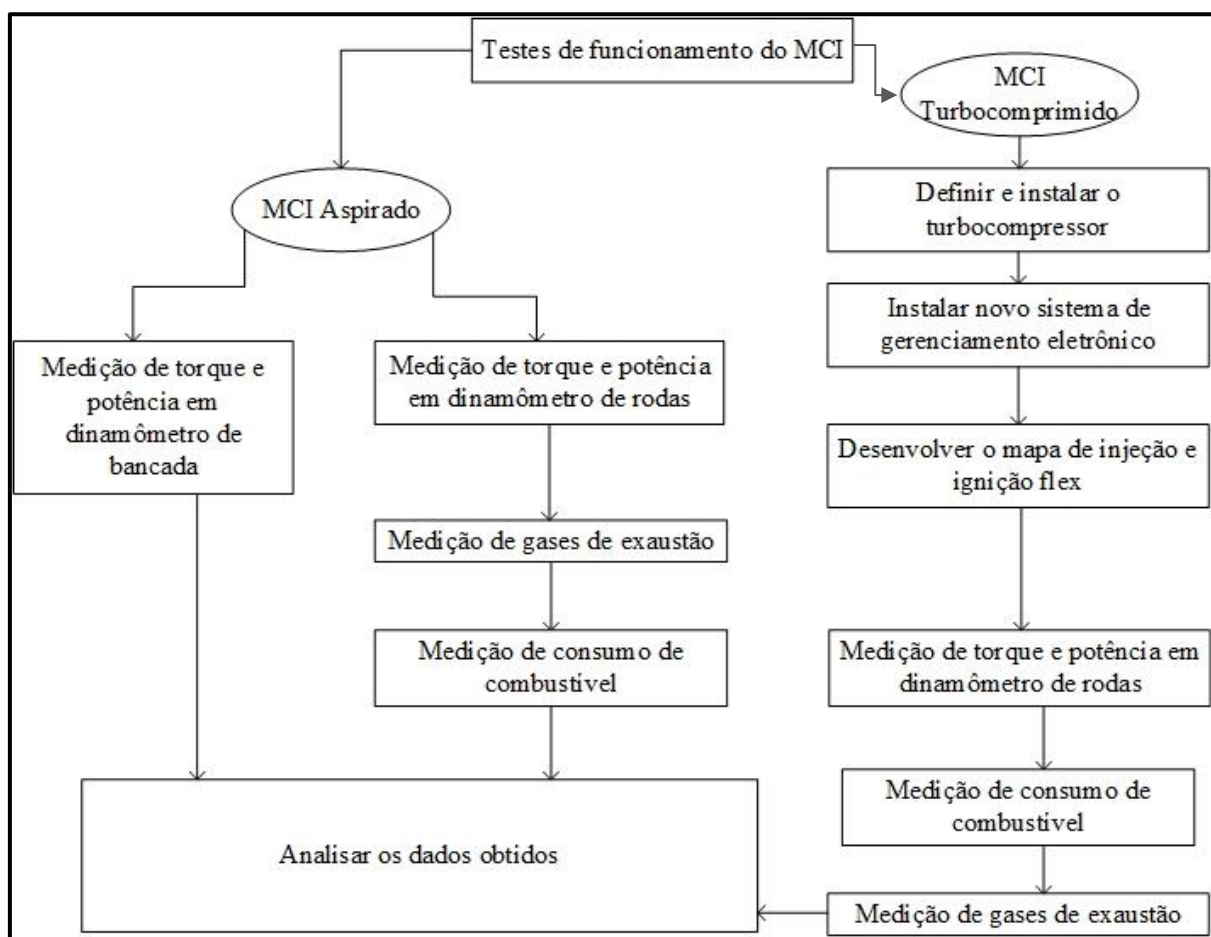
Segundo Zhao et al. (2018), outro método de melhorar a eficiência do MCI é possível através da injeção de água. Logo foi realizado essa injeção em diversos pontos de admissão de ar simultaneamente ao óleo diesel, combustível primário. Os autores comprovaram um razoável potencial para a redução de consumo de combustível com a disponibilidade de vapor de água no cilindro. O consumo de combustível reduz devido ao aumento de entalpia disponível na câmara de combustão, sendo obtida uma economia de combustível superior à 10%.

De acordo com Vaudrey (2018), ocorre uma melhora com esse sistema de injeção devido ao fato de o pistão perder maior quantidade de calor, podendo, desta maneira, haver um aumento na pressão do compressor. Vaudrey (2018) também observou a diminuição do fenômeno de detonação. Em relação aos poluentes, constatou redução nos níveis de NOx, favorecido pelas menores temperaturas de trabalho do cilindro. Porém, dependendo do regime de trabalho do MCI a injeção de água pode aumentar ou diminuir a quantidade gerada de CO.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Este capítulo tem por finalidade apresentar como decorreu a realização do trabalho em questão. O estudo consistiu de experimentos em dinamômetros de esteira e de bancada. Foi utilizado um veículo de passeio equipado com MCI de ciclo Otto, com injeção eletrônica e com injetores individuais por cilindro. Os ensaios iniciais foram desenvolvidos com o veículo naturalmente aspirado e, posteriormente, realizada a instalação de um turbocompressor, para avaliar experimentalmente o desempenho com a sobrealimentação. As etapas do trabalho podem ser identificadas na Figura 17.

Figura 17 - Fluxograma das atividades realizadas



Fonte: O autor (2019).

Foi selecionado o veículo Volkswagen Golf GTI 1994, o qual possui um motor AP com cabeçote de fluxo cruzado e injeção sequencial de combustível e ignição eletrônica. Esta opera com distribuidor e sensor de detonação. As principais características são apresentadas no Tabela 5.

Tabela 5 - Características do veículo VW Golf 2.0

Parâmetro	Especificação
Número de cilindros	4
Potência a 5400 RPM	85 kW / 115 CV
Torque a 3200 RPM	166 N·m
Modo de operação	4 tempos
Cilindrada (cm ³)	1984 cm ³
Sistema de gerenciamento	BOSCH 2.9
Diâmetro de cilindro (mm)	82,5 mm
Curso de cilindro (mm)	92,8 mm
Taxa de compressão	10,4:1
Massa (kg)	1060

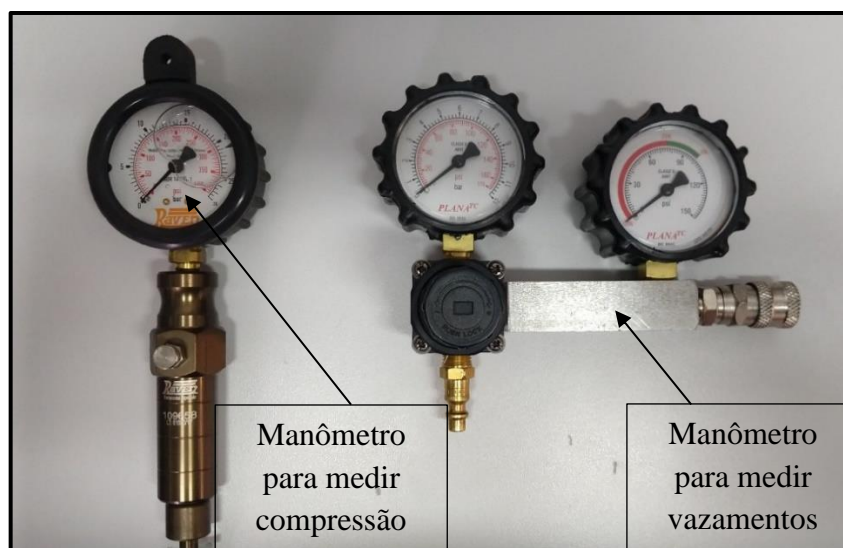
Fonte: Volkswagen (1994)

3.1 TESTES DE FUNCIONAMENTO DO MCI

Inicialmente, para medir a taxa de compressão do motor, empregou-se um manômetro da marca Raven, instalando-o no lugar da vela de ignição, aberto a borboleta e em seguida dado a partida, até que a leitura do manômetro estabilize. O motor não entra em funcionamento, devido ao fato de o sistema de ignição estar desligado.

Utilizou-se também, um par de manômetros para medir possíveis vazamentos nos cilindros da marca Planatc. Para esta verificação é colocado o pistão em PMS com ambas as válvulas fechadas e então colocado uma pressão de 690 kPa, o valor encontrado deve ser superior a 520 kPa segundo o próprio fabricante, para que o motor opere de forma satisfatória. A Figura 18 mostra estes manômetros.

Figura 18 - Manômetros para medir compressão e vazamentos nos cilindros



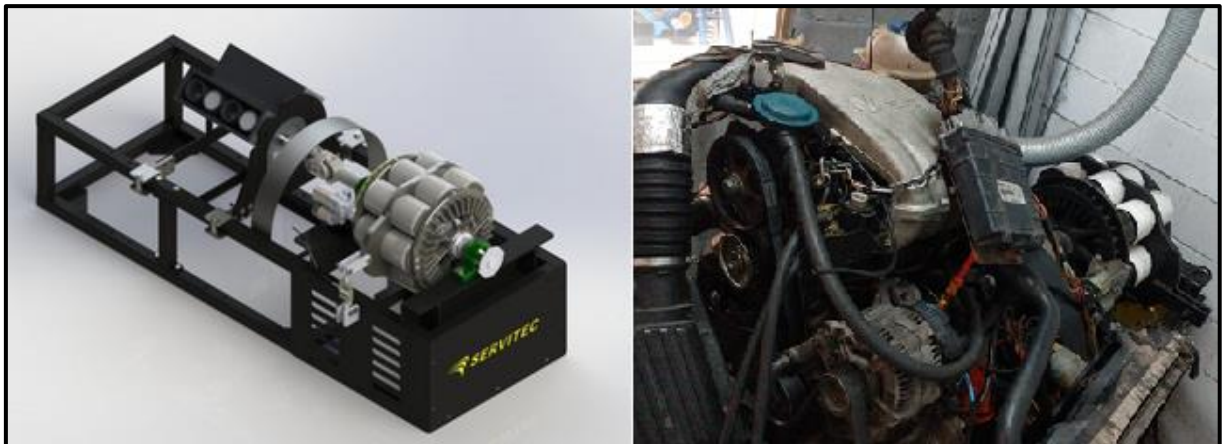
Fonte: o autor (2019)

A estanqueidade dos cilindros é de fundamental importância para um bom funcionamento do sistema de sobrealimentação, pois perdas excessivas causariam grandes diferenças com valores previstos em outros trabalhos relacionados na área, além de gerar grandes perdas de potência no veículo.

3.2 ENSAIOS EM DINAMÔMETRO DE BANCADA

O dinamômetro de bancada é o modelo 2030 da marca Servitec, que mede a potência e o torque diretamente no volante do motor, com capacidade de medir até 600 *hp*. Para a elaboração do trabalho foi realizada a retirada do motor e efetuada a instalação de tanque e bomba de combustível externa além de fonte de alimentação elétrica para o gerenciamento eletrônico do propulsor. Com isso, foram realizados os ensaios para medir o torque e a potência diretamente no volante do motor. A Figura 19 ilustra o dinamômetro e motor do veículo instalado.

Figura 19 - Ensaio em dinamômetro de bancada



Fonte: Servitec® (2019) e o autor (2019)

3.3 ENSAIOS EM DINAMÔMETRO DE ESTEIRAS

O dinamômetro de rolo inercial de esteiras é do modelo 2025 também da marca Servitec, que mede a potência e o torque nas rodas do veículo, podendo medir até 2000 *hp*. Este equipamento possui freio para aplicar no veículo durante os testes, sendo configurado em porcentagem, ou seja, caso o veículo imponha um torque de 100 N·m e ser configurado 20% de freio, o dinamômetro aplicará um freio de 20 N·m. A Figura 20 ilustra o dinamômetro de rolo inercial e também o veículo sendo testado.

Figura 20 - Ensaio em dinamômetro de esteiras



Fonte: Servitec® (2019) e o autor (2019)

o veículo foi ensaiado no dinamômetro de esteiras, para aquisição dos dados de torque e potência nas formas de aspirado e sobrealimentado, sendo estes testes realizados em terceira marcha e pedal de acelerador todo pressionado, levando o veículo até o corte do motor.

Simultaneamente aos ensaios no dinamômetro, foram analisadas as emissões do veículo conforme resolução do CONAMA (2009) nas condições 1 e 2 da Tabela 7. Os testes de 3 a 5 foram realizados com o freio de esteiras, acionados com imposição de freio de 30%, impondo desta maneira carga para a rotação do veículo.

Tabela 7 - Definições para os testes de emissões

Parâmetro	Condição				
	1	2	3	4	5
Rotação (RPM)	1000	2500	2800	3000	3800
Velocidade (km/h)	0	0	90	100	120
Marcha	Neutra	Neutra	4 ^a	4 ^a	4 ^a
Freio Dinamômetro (%)	0	0	30	30	30

Fonte: o autor (2019)

Para análise das emissões do veículo foi utilizado um analisador de gases da marca Tecnomotor modelo TM 131, com capacidade de medir CO, HC e CO₂, aplicando as correções conforme especificado pela resolução do CONAMA 418/2009. A Figura 21 apresenta o equipamento em questão.

Figura 21 - Analisador de gases TM-131



Fonte: Tecnomotor® (2019)

Os testes com o motor sobrealimentado ocorreram com a pressão manométrica máxima de descarga do compressor ajustada em 80 kPa e foram realizados testes com gasolina do tipo C podium, E50, sendo 50% em volume de etanol e 50% de gasolina do tipo C podium; E75 sendo similar ao E50, porém contendo 75% em volume de etanol. Quando operando somente com etanol hidratado, foi convencionado como E100.

Para a medição de consumo de combustível foram utilizados uma bomba externa e um pequeno tanque, o qual foi pesado antes e depois de cada teste. O veículo para cada modo de operação rodou 10 km no dinamômetro de esteiras. Na Tabela 8 podem ser vistas as demais informações.

Tabela 8 - Definições para teste de consumo

Parâmetro	Condição				
	6	7	8	9	10
	Aspirado	Sobrealim.	Sobrealim.	Sobrealim.	Sobrealim.
Rotação (RPM)	2500	2500	2500	2500	2500
Velocidade (km/h)	80	80	80	80	80
Marcha	4 ^a	4 ^a	4 ^a	4 ^a	4 ^a
Freio Dinam. (%)	30	30	30	30	30
Combustível	Gasol. tipo C Podium	Gasol. tipo C Podium	E50	E75	E100
Distância (km)	10	10	10	10	10

Fonte: o autor (2019)

3.4 MAPAS DE INJEÇÃO E IGNIÇÃO DE COMBUSTÍVEL

Para desenvolver os mapas de injeção e ignição de combustível foi utilizado o módulo de gerenciamento eletrônico de motor (ECU), da marca Fueltech, modelo ft450. Segundo o fabricante, ele tem capacidade de receber os sinais dos sensores e enviar comandos para os atuadores de maneira a satisfazer o funcionamento do motor. Este módulo possui tela integrada, facilitando a leitura dos dados, e possuindo também *datalogger* interno, para gravar dados e assim auxiliar no ajuste do motor. A Figura 22 apresenta a ECU utilizada.

Através de parâmetros conhecidos na Tabela 6, e os sensores e atuadores que foram utilizados, deve-se gerar o mapa padrão de funcionamento, passos demonstrados no Apêndice A. Após gerar o mapa padrão, são realizados ajustes para o correto funcionamento do motor.

Figura 22 - ECU utilizada



Fonte: Fueltech® (2019)

Um importante fator para o estudo em questão é a proporção de etanol no combustível, para facilitar as correções de gerenciamento com diferentes porcentagens de mistura de gasolina do tipo C podium. A Fueltech ft450 foi ligada ao sensor de etanol, o qual é utilizado em alguns veículos Flex da Volkswagen. Este sensor tem a capacidade de demonstrar o percentual de etanol e a temperatura do combustível.

Outro importante dispositivo para o ajuste do motor é o condicionador de sonda WB-02 Nano, também da empresa Fueltech. O condicionador é conectado a uma sonda lambda de banda larga, instalada no escapamento. Com esse condicionador é possível verificar o fator λ instantâneo, o que auxiliou no acerto do motor conforme especificado na seção 2.3.1. Houve também a comunicação do condicionador de sonda à própria Fueltech ft450, para gravar os valores de λ no *datalogger* interno. Utilizou-se o recurso de malha fechada, que permite

estabelecer o λ requerido e o sistema compensa a quantidade de combustível injetada, eliminando erros no tempo de injeção de combustível. A Figura 23 mostra o equipamento WB-02 Nano.

Figura 23 – Condicionador de λ



Fonte: Fueltech® (2019)

3.5 ESTIMATIVA DE OPERAÇÃO DO CONJUNTO TURBOCOMPRESSOR

Após os testes em modo naturalmente aspirado ocorreu a escolha e instalação do turbocompressor juntamente com coletor de escapamento e válvula *by-pass*. Em conjunto foram trocados os injetores e bomba de combustível originais pelos componentes de maior vazão. Em seguida foi realizada a substituição do escapamento original, que possuía diâmetro interno de 50,8 mm, por outro de diâmetro de 63,5 mm, que é superior ao descrito na Figura 12, com intuito de absorver possíveis aumento de desempenho futuramente.

A partir das Equações 6 a 9, vistas no capítulo anterior, foi possível calcular a eficiência do conjunto de sobrealimentação em diversas rotações de motor. Definindo, então, a pressão manométrica máxima de descarga de 80 kPa, a pressão atmosférica de 91,8 kPa, medida pelo sistema dinamométrico e a temperatura do ar ambiente de 27 °C (300,15 K), a temperatura do ar no coletor de admissão, descarga do compressor ($T_{coletor-adm}$), calculada pela Equação 6.

Após definidos os parâmetros iniciais: pressões $p_{1c} = 91,8$ kPa; $p_{2c} = 171,8$ kPa; além da eficiência volumétrica $\eta_v = 0,85$; e cilindrada total do motor $V_{motor} = 2$ L, foi então calculado o fluxo mássico de ar e a relação de pressão do compressor (I/c). Para isso, foi levado em consideração o tempo de carregamento do compressor, conforme demonstrado na Figura 24. Os valores calculados são apresentados na Tabela 9.

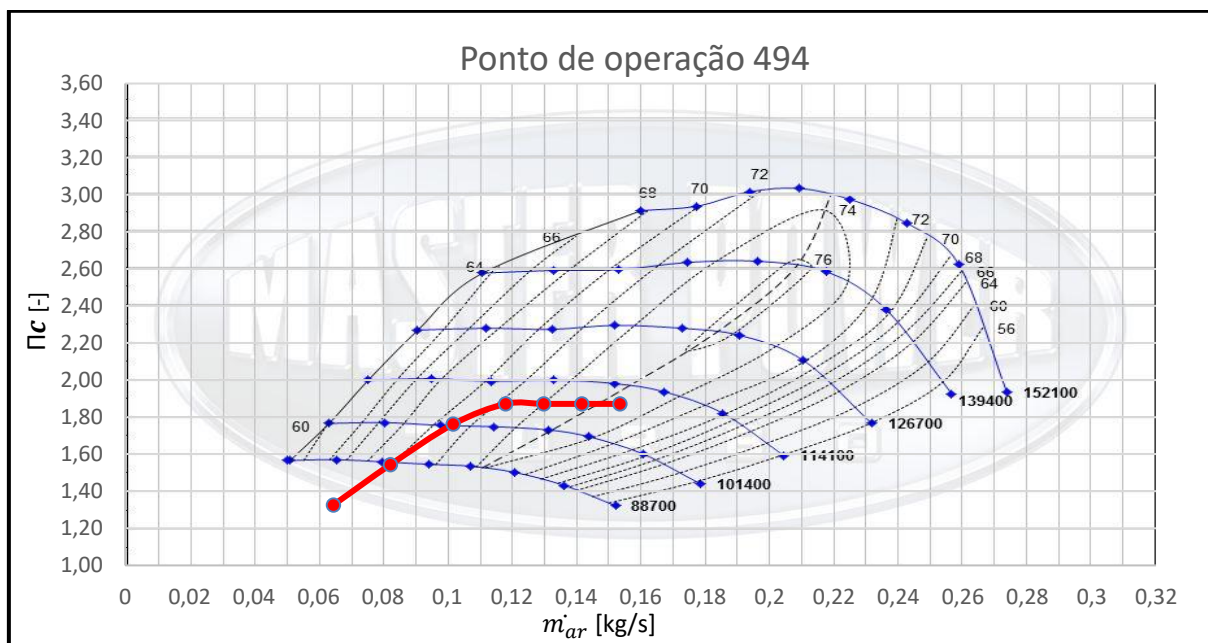
Tabela 9 - Resultados para eficiência do compressor

Rotação [RPM]	$P_{2c, man}$ [kPa]	$P_{2c, abs}$ [kPa]	$T_{coletor-adm}$ [K]	ρ_{ar} [kg/m ³]	\dot{m}_{ar} [kg/s]	Π_c [-]
3500	30	121,8	325,4	1,305	0,0647	1,33
4000	50	141,8	339,8	1,454	0,0824	1,54
4500	70	161,8	352,9	1,598	0,1019	1,76
5000	80	171,8	359,0	1,668	0,1181	1,87
5500	80	171,8	359,0	1,668	0,1300	1,87
6000	80	171,8	359,0	1,668	0,1418	1,87
6500	80	171,8	359,0	1,668	0,1536	1,87

Fonte: o autor (2019)

Em sequência foi selecionado o turbocompressor MasterPower R494-2, com diâmetro do rotor do compressor de 49 mm e da turbina de 49,5 mm com A/R de 4,8 mm, cuja eficiência é apresentada na Figura 24 (semelhante à Figura 10), A linha vermelha corresponde aos valores da Tabela 6.

Figura 24 - Ponto de operação do turbocompressor MasterPower R494-2



Fonte: o autor (2019)

A Figura 25 ilustra o motor em manutenção, para instalação dos novos componentes, como o turbocompressor.

Figura 25 - Turbocompressor instalado ao motor



Fonte: o autor (2019)

Por meio da vazão mássica de ar, foi possível obter a vazão mássica de combustível, a partir da Equação 5. Etanol foi considerado no dimensionamento, pois trata-se da maior vazão de combustível necessária na operação. O resultado foi utilizado para a aquisição da bomba de combustível e injetores adequados para o motor operar com maior demanda de combustível.

$$\dot{m}_{comb} = \frac{\dot{m}_{ar}}{(A/C)_{Esteq} \cdot \lambda} = \frac{0,1536}{8,99 \cdot 0,85} \therefore \dot{m}_{comb} = 0,0201 \frac{kg}{s}$$

Sendo então selecionada uma bomba da marca Dinâmica do modelo GTI 12 bar, com vazão de 0,0479 kg/s, operando a uma pressão manométrica de 3,5 bar e de 0,0455 kg/s à 4,2 bar. Foram selecionados injetores da marca BOSCH modelo 0 280 156 453, com vazão máxima de 0,0082 kg/s de combustível. Todos os componentes foram dimensionados de tal forma que possam haver melhorias futuras de desempenho do veículo.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

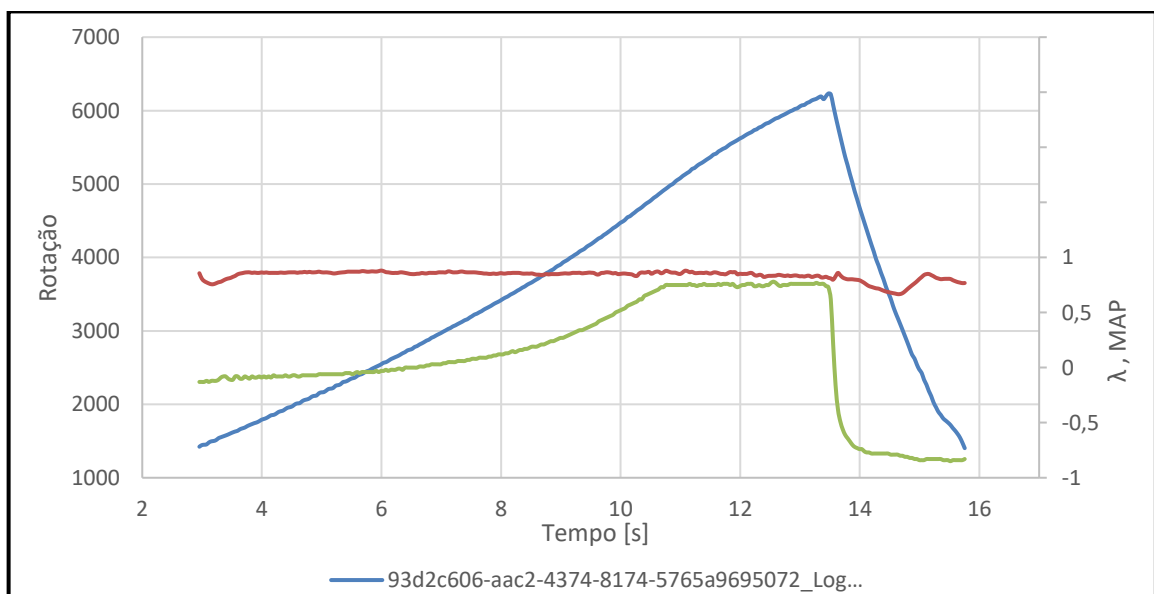
Após os testes iniciais demonstrarem que o motor possui vazamentos nos cilindros entre 5% e 10%, sendo uma perda de até 25% ainda aceitável, conforme especifica o fabricante do manômetro de vazamentos (Figura 18), e através da medição da taxa de compressão se encontrou o valor médio de 10:1 para o propulsor. Com isso, se definiu que o motor estava apto para iniciar os próximos testes.

Com todos os dados obtidos ocorreu a análise, verificando quanto foi o aumento de desempenho, emissivos e consumo do veículo, calculando também a perda de transmissão .

4.1 DESENVOLVIMENTO DO MAPA DE GERENCIAMENTO DO MOTOR COM TURBO

O desenvolvimento do mapa para gerenciar a ignição e injeção eletrônica de combustível foi realizado através de auxílio do próprio *software* de controle da Fueltech. Os valores de λ foram corrigidos em plena carga no dinamômetro, utilizando o *datalogger* interno à injeção para gravar e analisar os dados, como pode ser visualizado na Figura 26 os valores de λ e rotação por tempo de ensaio.

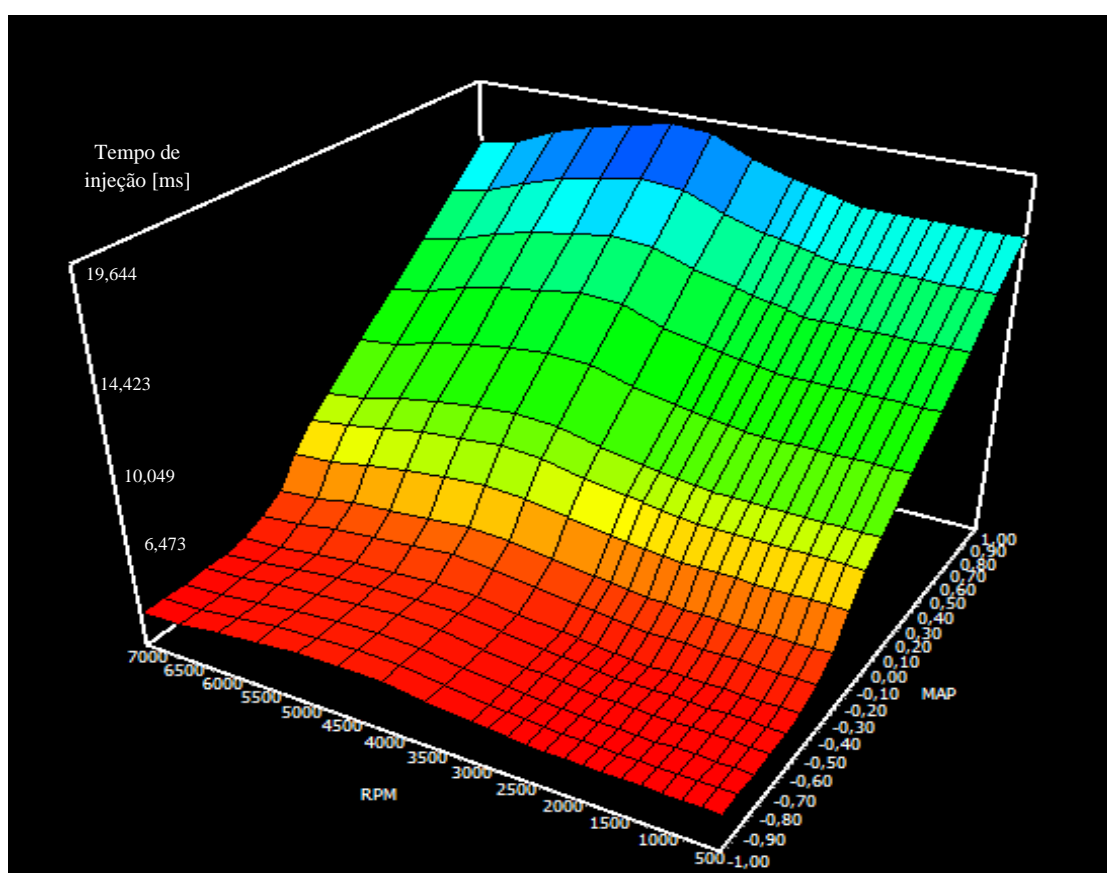
Figura 26 – Valores obtidos a partir do *datalogger* do módulo programável



Fonte: O autor (2019)

Após o acerto realizado conforme o previsto, com valores de lambda de aproximadamente 0,85, conforme descrito por Cruz (2015), em plena carga em potência, como indicado pela literatura para veículos que utilizam gasolina ou etanol como fonte de energia, obteve-se o mapa de injeção de combustível conforme a Figura 27. Todas as compensações são feitas sobre este mapa, tais como percentual de combustível injetado por percentual do pedal acelerador pressionado (TPS), pela quantidade de etanol no combustível, por temperatura do líquido de arrefecimento, apresentados no Apêndice B.

Figura 27 - Mapa principal de injeção de combustível



Fonte: O autor (2019)

Quanto ao mapa de ignição, também apresentado no Apêndice B, utilizou-se o recomendado pelo próprio *software*, que gera um padrão conservador. Desta forma não ocorre pressão excessiva e detonações na câmara de combustão, como visto na Figura 6 descrita por Brunetti (2012a).

4.2 TORQUE E POTÊNCIA

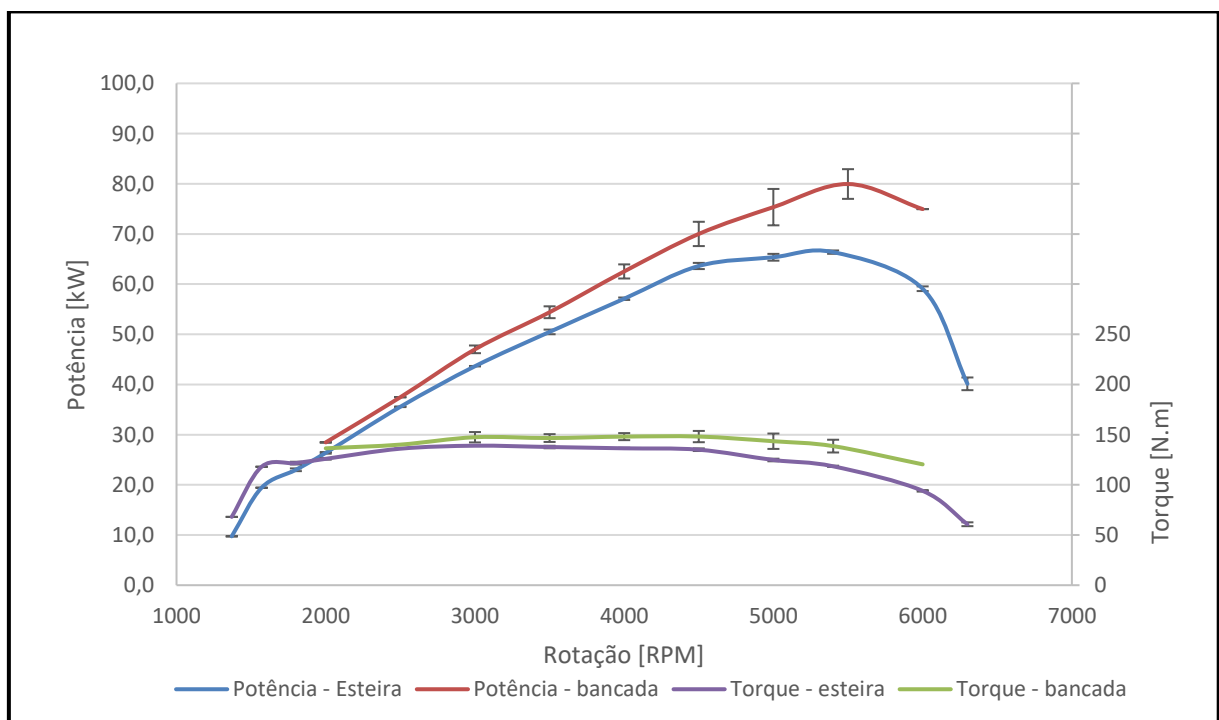
A partir dos resultados obtidos no dinamômetro foi possível verificar a grande influência do sistema de sobrealimentação para o MCI, ocorrendo conforme o previsto na literatura.

Em acordo com o descrito no trabalho de Sorgato (2014), foi aplicada a correção NBR ISO 1585:1996 diretamente no dinamômetro, para corrigir o torque e a potência levando em consideração as diferenças de pressão e temperatura do local de ensaio. Foram obtidos valores de pressão atmosférica entre 91,1 kPa e 92,3 kPa e a temperatura ambiente variou entre 19,2 °C e 34,3 °C.

Inicialmente é demonstrado o gráfico de torque e potência sem sobrealimentação, na Figura 28, sendo medido diretamente no volante do motor, com pico de potência de 79,9 kW (108,6 cv) à 5500 RPM e torque de 148 N·m à 4000 RPM. São apresentados também os dados nas rodas do veículo, no dinamômetro de rolo inercial, tendo como principais resultados o pico de potência em 5400 RPM e 66,4 kW (90,3 cv) e maior torque em 3000 RPM com 139 N·m.

Os valores de torque e potência encontrados são valores médios de 2 ou 3 ensaios, conforme apresentado no Apêndice C, para confirmar a efetividade, sendo apresentadas as barras de incertezas calculadas.

Figura 28 - Comparativo ensaio de esteira e bancada



Fonte: o autor (2019)

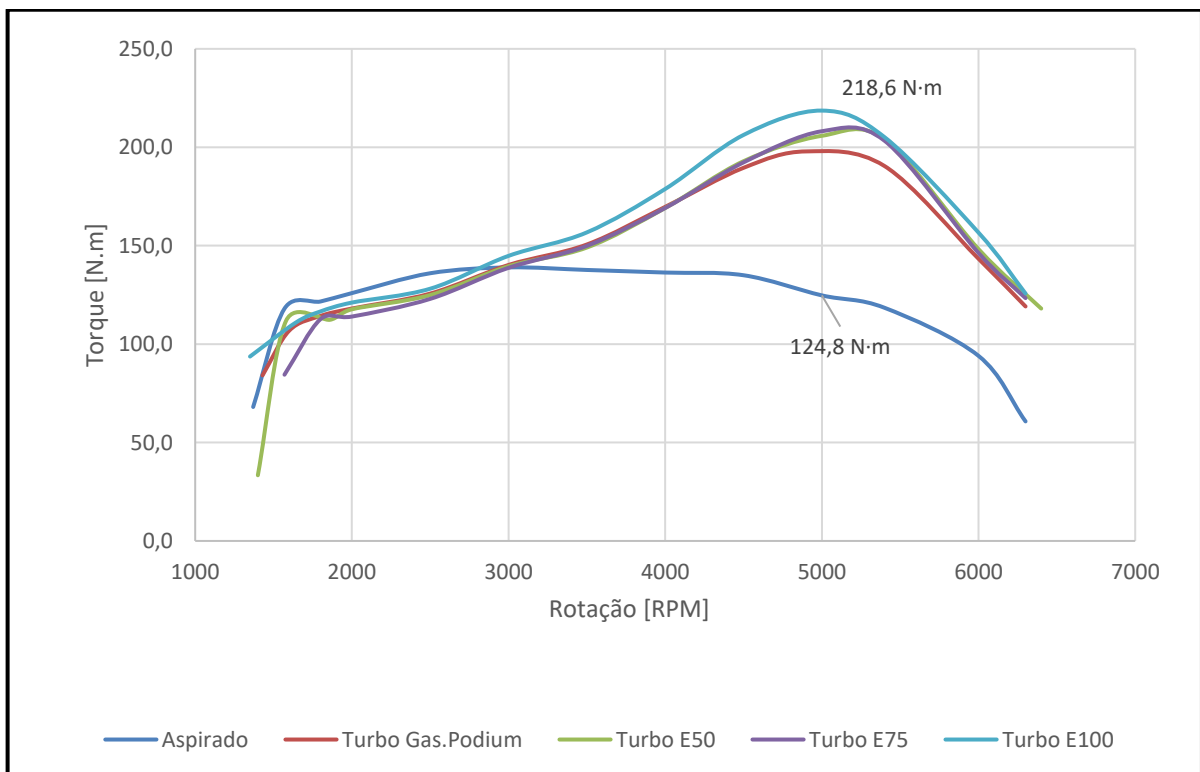
O motor possui 5,1 kW de diferença, quando comparado com o especificado pelo fabricante (85 kW), que se justifica pela perda de vazão dos cilindros. É verificada uma perda de transmissão de potência quando comparada na bancada e diretamente nas rodas, como demonstrado abaixo.

$$Perda_{transmissão} = \frac{79,9 - 66,4}{79,9} \cdot 100\% = 16,9\%$$

Kuniyoshi et al (2010) encontraram perdas de transmissão de até 21% em um veículo de competição formula SAE. Fato que ocorre devido ao atrito entre engrenagens, inércia de todo conjunto rotativo como embreagem, eixo de transmissão e conjunto roda, pneu e rolamento.

A Figura 29 apresenta o impacto ocasionado pelo conjunto turbocompressor montado no motor, havendo um aumento considerável de torque e potência para todos combustíveis avaliados. Porém, o E100 foi o que se obteve melhor resultado.

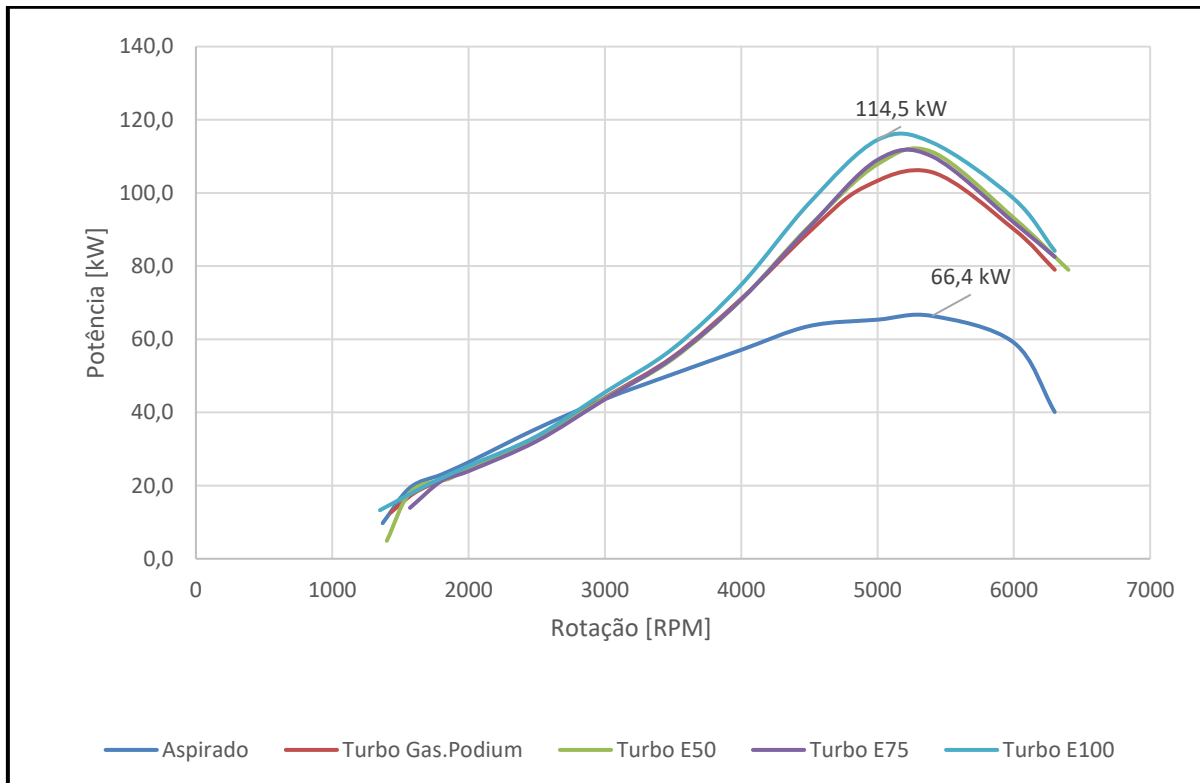
Figura 29 - Curvas de torque por rotação



Fonte: o autor (2019)

O motor aspirado possui maior torque do que o sobrealimentado até 2700 RPM, devido à energia necessária para fazer rotacionar a turbina ainda ser insuficiente, gerando uma contrapressão no cilindro com sistema de turbocompressor. De forma similar ao torque, foram plotadas as curvas de potência conforme a Figura 30.

Figura 30 - Curvas de potência por rotação



Fonte: o autor (2019)

É observado o maior percentual de aumento de potência quando utilizado E100, como mostrado abaixo.

$$Aumento_{potência} = \frac{114,5 - 66,4}{66,4} \cdot 100\% = 72,4\%$$

Como é possível observar, o turbo aumenta a curva de torque e potência, devido ao aumento na vazão mássica de ar. A partir dos 4000 RPM, a curva de torque do veículo aspirado caí, já o sistema de turbocompressor compensa essa queda, fazendo que o motor consiga promover maior torque até em torno de 5000 RPM.

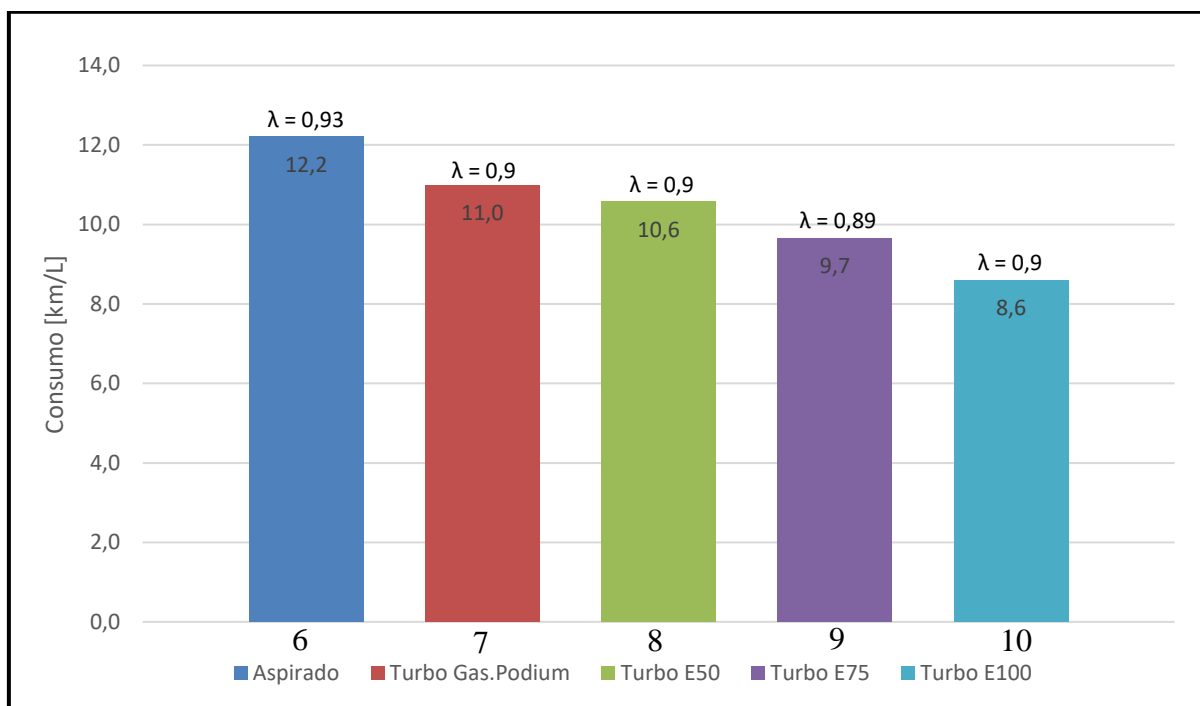
Conforme encontrado por Nakano (2007) e por Gonçalves et al (2018), o aumento de potência pode ser verificado como linear para baixas pressões, então, com isso, a porcentagem

de aumento de potência deveria ficar próximo de 80%, porém, foi conseguido um aumento de potência em 72,4%. Isso ocorreu devido ao aumento de temperatura na descarga do compressor, sem a utilização de um tocador de calor (*intercooler*), fazendo com que a densidade do ar seja menor, e aliada ao pequeno vazamento nos cilindros que gera uma menor pressão no tempo de compressão e expansão do motor ciclo-Otto.

4.3 CONSUMO DE COMBUSTÍVEL

O ensaio de consumo de combustível foi realizado nas condições especificadas na Tabela 8 com o intuito de padronizar o teste. Pode ser verificado na Figura 31 que o veículo aspirado teve o menor consumo de combustível operando com gasolina podium, e como esperado, o etanol teve o maior consumo no veículo sobrealimentado, devido ao seu menor poder calorífico em comparação à gasolina. Nota-se também que o veículo turbocomprimido operou com misturas mais ricas ($\lambda < 0,93$ do motor aspirado), e que o consumo foi proporcional ao λ quando comparado o veículo aspirado e sobrealimentado operando com mesmo combustível. A Figura 31 expressa os valores de consumo bem como o lambda utilizado.

Figura 31 - Consumo para cada combustível, em velocidade constante de 80 km/h



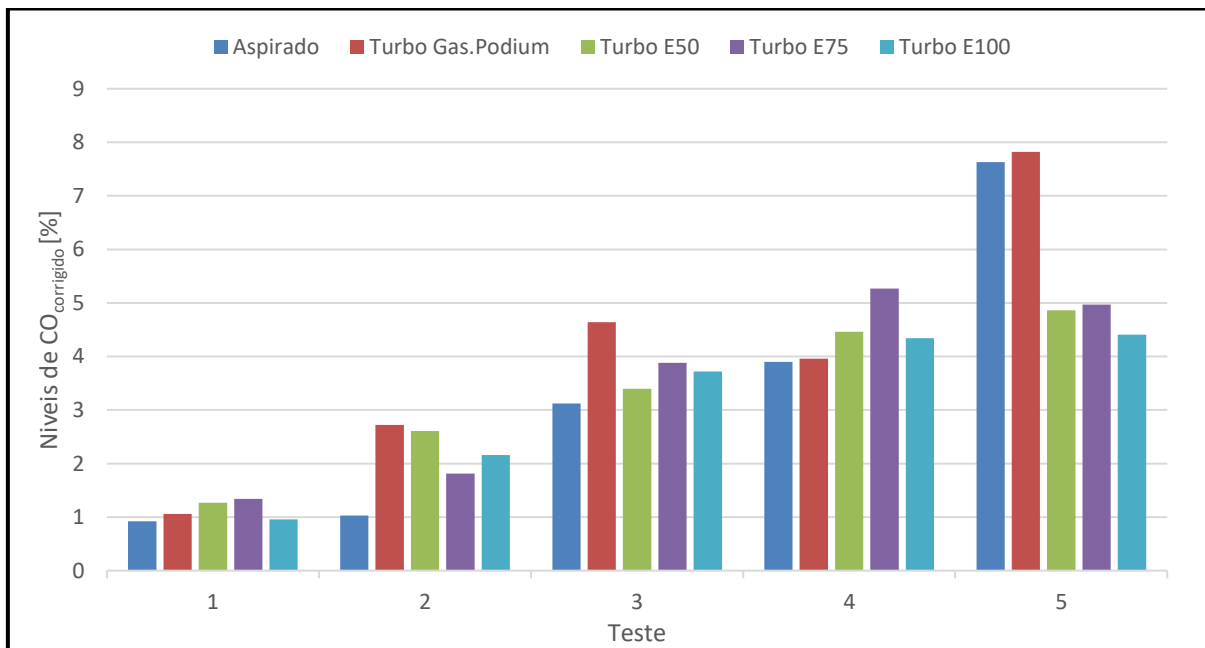
Fonte: o autor (2019)

4.4 EMISSÕES

Os ensaios de emissões seguiram conforme as condições planejadas na Tabela 7. Conforme pode ser observado no conjunto de resultados de emissões apresentados nas Figuras 31 a 34, o veículo com motor aspirado, operando com gasolina podium e mapas de injeção e ignição desenvolvidos pelo fabricante, obteve melhores resultados em grande parte dos testes, quando comparado com o MCI turboalimentado operando com o mesmo combustível. Porém, em todos os testes o motor demonstrou estar atendendo às normas do CONAMA (2009) mostradas na seção 2.7.1.

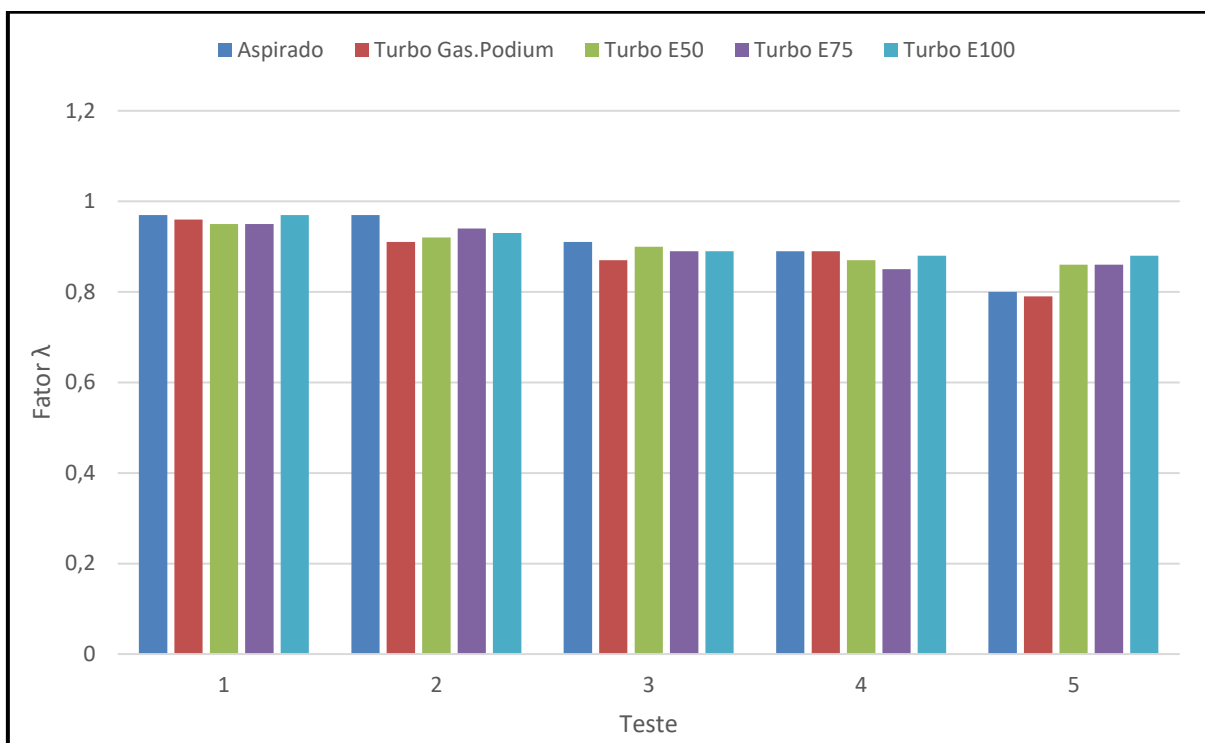
Os níveis de $CO_{\text{corrigido}}$, para o teste 1, foram próximos, porém, nos testes 2 e 3 foi possível verificar, na Figura 32, que os valores de $CO_{\text{corrigido}}$ foram superiores para o MCI turbo alimentado.

Figura 32 - Níveis de CO corrigido para cada teste



Fonte: o autor (2019)

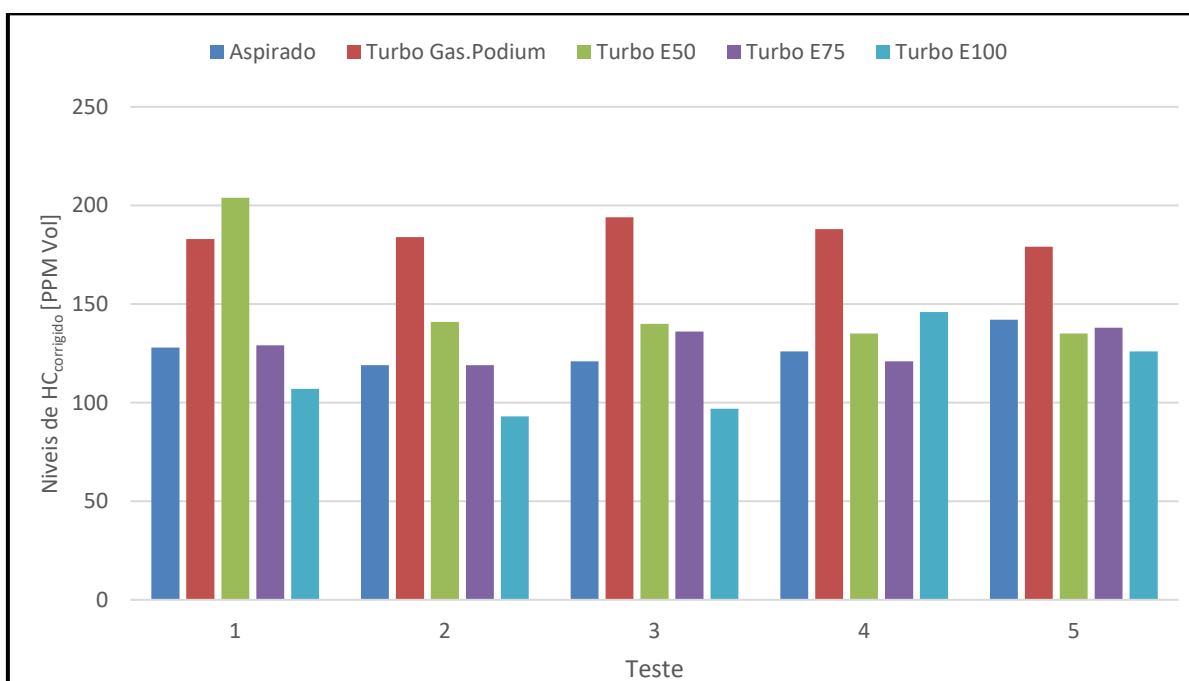
Conforme visto na seção 2.7 (Figura 12), os índices de $CO_{\text{corrigido}}$ elevados são devidos ao fator λ correspondente ser menor que 1, podendo ser verificados os valores de lambda para cada teste na Figura 33. Os maiores valores de $CO_{\text{corrigido}}$, na Figura 32, a 3800 RPM, correspondem aos maiores valores de λ encontrados.

Figura 33 - Fator λ para cada teste

Fonte: o autor (2019)

As concentrações de HC_{corridos} obtidos para todos os testes são apresentados na Figura 34.

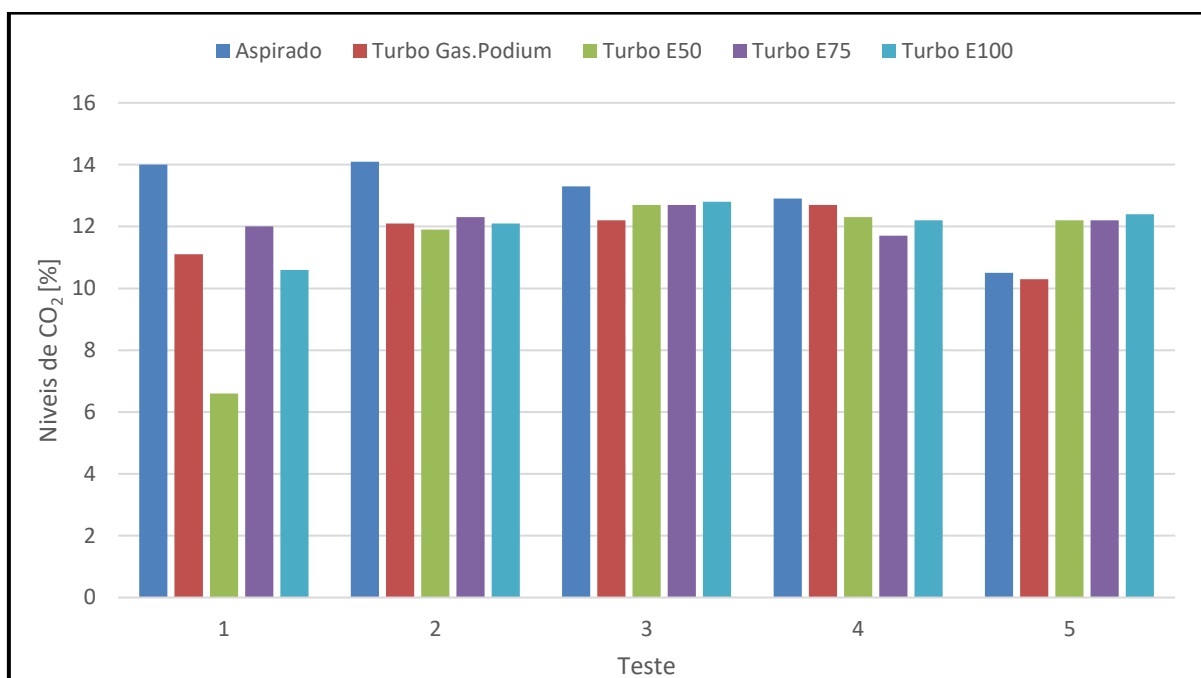
Figura 34 - Níveis de HC corrigido para cada teste



Fonte: o autor (2019)

Os maiores índices de $HC_{\text{corrigido}}$ foram gerados com o motor sobrealimentado operando com gasolina podium, exceto a 1000 RPM. É possível verificar que para o veículo turboalimentado, operando com E50 foi encontrado a maior formação de hidrocarbonetos não queimados, gerando como consequência níveis menores de CO_2 , conforme visualizado na Figura 35.

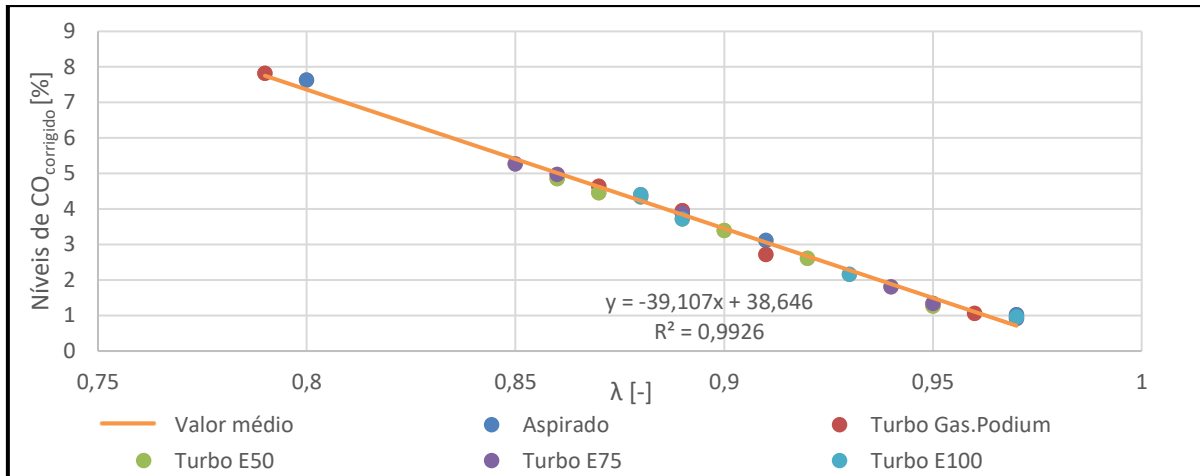
Figura 35 - Níveis de CO_2 para cada teste



Fonte: o autor (2019)

Foi possível verificar que em diversos testes o veículo com motor turboalimentado operando com E100 obteve índices emissíveis de $CO_{\text{corrigido}}$ e $HC_{\text{corrigido}}$ menores que os do próprio veículo aspirado, indicando que é possível realizar melhorias de desempenho, sem aumentar demasiadamente as emissões. Vale ressaltar ainda, que o motor operou com mistura rica, algo que dificulta a formação completa de CO_2 , e com isso os índices dos outros gases aumentam.

Todos os ensaios de emissões realizados com o veículo obtiveram resultados semelhantes conforme mencionado por Brunetti (2012b) e Glehn (2001). Com isso foi possível verificar a grande influência do fator lambda para o motor, influenciando todos demais resultados obtidos, sendo o mesmo demonstrado na Figura 32. Em todos os testes, quanto maior o excesso de ar, menor os níveis de $CO_{\text{corrigido}}$ e $HC_{\text{corrigido}}$ e maior os níveis de CO_2 , o que pode ser verificado na Figura 36 para o $CO_{\text{corrigido}}$.

Figura 36 - Comportamento do $CO_{\text{corrigido}}$ pelo lambda (λ)

Fonte: o autor (2019)

4.5 RESULTADOS FINAIS

A partir dos resultados obtidos nesse trabalho, é possível elencar os principais, conforme demonstrados na Tabela 9, onde a potência do motor leva em consideração a perda de transmissão de 16,9%.

A relação peso/potência é outro importante fator em veículos que visam aumento de desempenho. De acordo com Nakano (2007), veículos como o Volkswagen Golf 2002 1.8 20 válvulas, turboalimentado, possui originalmente uma relação de 11,77 kg/kW, alcançando a velocidade de 100 km/h em 8,2 s. Outro veículo analisado foi o Fiat Marea 2.0 20 válvulas, turboalimentado, com relação peso/potência de 10,84 kg/kW e levando 7,9 s para atingir 100 km/h.

O veículo em estudo alcançou como melhor resultado o valor de 9,26 kg/kW, menor que os dos veículos descritos anteriormente. Isto ocorre devido ao fato de o peso total do automóvel ser de apenas 1060 kg e a potência máxima medida de 114,5 kW

Tabela 10 - Principais Resultados

Condição	Combustível	Potência [kW]	Torque [N·m]	Peso / Potencia [kg/kW]	Consumo [km/L]	Potência motor [kW] (calculada)	λ plena carga
Aspirado	Gas. Podium	66,4	139	15,96	12,2	79,9	0,78
	Gas. Podium	105,7	197,9	10,03	11,0	127,2	0,85
Turbo-alimentado	E50	111,2	205,8	9,53	10,6	133,8	0,85
	E75	109,2	204,2	9,64	9,7	132,3	0,85
	E100	114,5	218,6	9,26	8,6	137,7	0,85

Fonte: o autor (2019)

5 CONCLUSÃO

Nesse trabalho de conclusão do Curso de Engenharia Mecânica foram apresentados dados teóricos para seleção de componentes para a instalação do sistema de turbocompressor em um motor originalmente aspirado. Também foram demonstrados dados experimentais relativos ao aumento do torque e de potência que a sobrealimentação ocasiona no motor, sendo também analisado as emissões, com o propulsor operando com gasolina podium, E50, E75 e E100.

Com base nos resultados obtidos nos ensaios em dinamômetro, é evidenciado experimentalmente e teoricamente que o sistema de sobrealimentação gera um considerável aumento de potência, sem sacrificar o consumo e os níveis de emissões. Isso ocorre devido ao fato de o turbocompressor entregar maior vazão mássica de ar para os cilindros, resultando em potência extra quando em plena carga.

Baseado na revisão bibliográfica estudada, e com os resultados obtidos experimentalmente, conclui-se que o maior aumento de torque e potência e menor índice de emissões de $CO_{\text{corrigido}}$ e $HC_{\text{corrigido}}$ ocorreu com o motor sobrealimentado operando com E100.

O maior torque medido foi de 218,6 N·m e potência de 114,5 kW (155,7 cv) obtidos a partir do dinamômetro de esteira. Considerando, entretanto, a perda de potência de transmissão conforme encontrado com o motor aspirado, obteve-se 137,74 kW (187,3 cv) no motor sobrealimentado operando com E100.

Devido ao fato de o ajuste da mistura de ar-combustível ser realizada apenas com veículo em plena carga, nota-se que são possíveis mudanças em tempo de injeção e avanço de ignição para situações onde o motor opera com baixas e médias cargas. Porém, tais ajustes são complicados de serem realizados e necessitam de muito tempo disponível devido ao fato de haver diversos parâmetros no módulo de comando programável.

Os resultados alcançados nos testes 4 e 5 são promissores, demonstrando que, mesmo com o aumento de disponibilidade de potência, o veículo turboalimentado possui um índice de emissões menor que o próprio aspirado.

5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Com o objetivo de ampliar o conhecimento relativo à utilização de turbocompressor em motores de combustão interna, são elencadas as seguintes sugestões para trabalhos futuros:

- a) analisar a influência da relação ar-combustível maior que 1 em testes de emissões e consumo;
- b) analisar os impactos ocasionados devido à alteração do avanço de ignição, medindo as temperaturas dos gases de exaustão;
- c) obter as curvas de torque e potência com pressões de descarga do compressor maiores, para avaliar o aumento de desempenho e comparar com a literatura;
- d) analisar o torque e a potência com valores de λ maiores, medindo a temperatura dos gases de exaustão.

REFERÊNCIAS

- BELL, Corky. **Maximum boost**. Cambridge: Bentley Publishers, 1997.
- BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E. **Fundamentos da Termodinâmica**, 8ª edição Norte Americana Traduzida, 2013.
- BOSCH, Robert. **Manual de tecnologia automotiva**. Edgard Blucher, 2005.
- BOSCH, Robert. **Automotive Electric Electronic Systems**, 2ª edição Robert Busch, 1995.
- BRUNETTI, Franco. **Motores de combustão interna**. V.1, São Paulo: Blucher, 2012.
- BRUNETTI, Franco. **Motores de combustão interna**. V.2, São Paulo: Blucher, 2012.
- CAPELLI, Alexandre. **Eletroeletrônica automotiva: injeção eletrônica, arquitetura do motor e sistemas embarcados**. São Paulo: Érica, 2010.
- CONAMA. Conselho Nacional de Meio Ambiente. **Resolução nº 418, 25 de novembro de 2009**. Publicado D.O.U, de 26/11/2009, Pág. 81-84.
- CRUZ, César Roberto. **Desempenho de sondas lambda no monitoramento de motores do ciclo Otto alimentados por etanol e GNV**. 2015. 109 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - UNESP - Universidade estadual paulista, Bauru, 2015.
- DOMINGUES, António Manuel Martins. **Avaliação do potencial de aproveitamento da energia contida nos gases de escape de veículos automóveis**. 2011. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Aluno, Lisboa, 2011.
- FOX, R. W.; MCDONALD, A. T. PRITCHARD, **Introdução à Mecânica dos Fluidos**, 7ª edição, LTC Editora, 2010.
- FUELTECH®, disponível em: < <https://fueltech.com.br/products/wb-o2-meter-nano> > Acesso em 21 de maio de 2019.
- FUELTECH®, **Manual do usuário ft450, ft550 e ft600** disponível em < [http://files.fueltech.com.br /manual/Portugues/FT450_FT550_FT600.pdf](http://files.fueltech.com.br/manual/Portugues/FT450_FT550_FT600.pdf) >. Acesso em 21 de maio de 2019.
- GALINDO, J.; GIL, A.; NAVARRO, R.; TARÍ, D. **Analysis of the impact of the geometry on the performance of an automotive centrifugal compressor using CFD simulations**. Applied Thermal Engineering, v. 148, p. 1324-1333, 2019.
- GALLO, Waldyr Luiz Ribeiro. **Análise exergética de motores a gasolina e a álcool**. 1990. 258f. Tese (doutorado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas, SP.

GARRET®. **Manual Técnico: Performance catalog V.8** Disponível em: <https://www.garrettmotion.com/wp-content/uploads/2018/05/Catalog-Volume-8_Full-Version_FINAL_web-version_pages.pdf>. Acesso em abril de 2019

GLEHN, Fábio Ribeiro Von. **Curso de injeção eletrônica**. ISBN 85-87605-06-2, v. 1, 2001.

GHEORGHIU, Victor. **Ultra-Downsizing of Internal Combustion Engines**. SAE Technical Paper, 2013.

GONÇALVES, E.; POLTRONIERI, F.G; CASSARO, G.; ARALDI, L.F.M.; PULGA, R.R.; VISOLI, C. **Análise da instalação de um sistema de sobrealimentação em um motor ciclo diesel**. Anais da Engenharia Mecânica/ISSN 2594-4649, v. 3, n. 2, p. 18-40, 2018.

HANRIOT, S.; BRITO, P.; MAIA, C.; RÊGO, A. **Analysis of working parameters for an ammonia-water absorption refrigeration system powered by automotive exhaust gas**. Case Studies in Thermal Engineering, v. 13, p. 100406, 2019.

HEYWOOD, John B. **Internal combustion engine fundamentals**. New York McGraw-hill, 1988.

KUNIYOSHI, André et al. **Perda de potência em um de transmissão veicular**. Revista Ciências do Ambiente On-Line, v. 6, n. 2, 2011.

MARTINS, Jorge. **Motores de combustão interna**. Publindústria, 2006.

MASTERPOWER®. **Manual Técnico: Catálogo Racing**. Disponível em: <http://masterpower.com.br/cat/catalogo_racing_masterpower.pdf>. Acesso em abril de 2019.

MATTARELLI, E.; RINALDINI, C.A.; CANTORE, G. **Comparison between 2 and 4-stroke engines for a 30 kW range extender**. SAE International Journal of Alternative Powertrains, v. 4, n. 1, p. 67-87, 2015.

MITHRA, S.P.; ABILESH, M.J.; AKASH, M.; PANDEY, P.A. **Design and fabrication of thermo electric intercooler to improve performance of si engine**. International Research Journal of Automotive Technology, v. 2, n. 1, p. 39-45, 2019.

NAKANO, Danillo Gabriel. **Estudo Sobre Instalação De Um Turbocompressor Em Automóvel Nacional**. 2007. Dissertação para obtenção de título de Mestre Profissional em Engenharia Automotiva. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo–USP.

DAVIS, D.; PERKINS-DAVIS, D. **Supercharging, Turbocharging, & Nitrous Oxide Performance**. Motorbooks, Minnesota, 2002.

PETROBRÁS®. **Gasolina – informações técnicas**. Disponível em: <<http://sites.petrobras.com.br/minisite/assistenciatecnica/public/downloads/manual-gasolina.pdf>>. Acesso em outubro de 2019.

SERVITEC® disponível em: <http://www.servitecdinamometro.com.br/categoria/para-carros/2020-ate-1400-hp>> Acesso em 22 de maio de 2019

SORGATO, Rodrigo. **Análise da variação de fase do comando de válvulas em um motor de combustão interna de ciclo Otto turbo alimentado**. 2014. Trabalho de conclusão de curso (graduação em engenharia mecânica). Universidade de Caxias do Sul – UCS.

TECNOMOTOR®, disponível em: < <http://www.tecnomotor.com.br/novosite/index.php/produtos/inspecao-veicular/tm-131-gas-analyzer#visao-geral> > Acesso em 22 de maio de 2019

TILLMANN, Carlos Antonio da Costa. **Motores de combustão interna e seus sistemas**. Pelotas: Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia Sul-riograndense.

VAUDREY, A. **Thermodynamics of indirect water injection in internal combustion engines: Analysis of the fresh mixture cooling effect**. International Journal of Engine Research, 2018.

ZHAO, R.; ZHANG, Z.; ZHUGE, W.; ZHANG, Y.; YIN, Y. **Comparative study on different water/steam injection layouts for fuel reduction in a turbocompound diesel engine**. Energy conversion and management, v. 171, p. 1487-1501, 2018.

APÊNDICE A – GERAÇÃO MAPA PADRÃO DE INJEÇÃO E IGNIÇÃO

Características principais de funcionamento da ECU

Opções do mapa
Ajuste as funções ativas para o mapa padrão

Modelo da ECU

FT450
 FT500
 FT550
 FT600

Mapas de injeção

Malha fechada
 Compensação por marcha
 Compensação na troca de marchas

Mapas de ignição

Compensação por marcha
 Compensação na troca de marcha

Configurações do motor

Ignição

Funções de arrancada

Modo Burnout
 3-step / boost spool / roll start
 Corte de arrancada (2-Step)
 Controle line lock de freio
 Saída para troca de marchas
 Pro-Nitro
 Saída ativada por tempo
 Controle de alinhamento / Transbrake
 Controlador de injeção mecânica (MFI)

Outras funções

Datalogger interno
 Corte na desaceleração
 Limitador de rotação
 Shift light
 Eletroventilador 1
 Eletroventilador 2
 Ar-condicionado
 Bomba de combustível
 Auxílio de partida a frio
 Comando variável (VTEC)
 Controle de nitro progressivo #1
 Controle de nitro progressivo #2
 Saída auxiliar por PWM
 Saída ativada por MAP
 BoostController
 Corte troca marchas (GearController)
 Botão de partida
 Saída ativada por RPM
 Seleção de ajuste ativo por botão
 Pit limit
 Controle de tração ativo
 Flex Fuel
 Comando variável (VVT)
 Blip / Punta-taco

Sensores e calibração

Detecção de marcha
 RPM do volante (Campana da embreagem)

Configurações da interface

Barra de LEDs

Parâmetros de funcionamento do motor

Características do motor
Selecione as opções conforme as características do motor, estas informações serão importantes para gerar o mapa padrão.

Tipo de motor
Pistão

Tabela de lenta por TPS
Habilitado

Número de cilindros
4

Mapa principal injeção
MAP

Injeção rápida
TPS

Pressão de turbo máx.
0,80 bar

Rotação máxima
6500 RPM

Ordem de ignição

Predefinida

1-3-4-2 (VW AP, VW Golf, Chevrolet, Ford, Fiat, Honda, etc)
1-2-3-4 (Padrão FT200, FT250, FT300, FT350 e FT400)
1-3-2-4 (Subaru)
1-4-3-2 (VW a Ar)
1-2-4-3 (Motocicletas)


Customizada

1	2	3	4
1	3	4	2

Captação do sinal de rotação e fase

Sinal de RPM

Selecione as características do sistema de rotação do motor.



Sensor de Rotação

Tipo do sensor de rotação

Hall

Indutivo simples

Indutivo diferencial

Borda do sinal de rotação

Descida

Sensor de Fase

Tipo do sensor de fase

Não utilizado

Hall

Indutivo

Indutivo diferencial

Aleatoria Hall - Diagnóstico

Aleatoria Indutivo - Diagnóstico

Borda do sinal de fase

Descida

Roda Fônica

Roda Fônica

60-2 (no virabrequim)

Alinhamento do primeiro dente

84,0 14 dentes 0,0°

Tipo de roda fônica

Com dente faltando

Número de dentes da roda

60

Número de dentes faltando

2

Ângulo de dente adicional

0,0


Tempo de duração da falha

1,75

Funcionamento do sistema de ignição

Ignição

Selecione as características do sistema de ignição do motor.



Modo de Ignição

Sequencial - Bobina individual

Centelha perdida - Bobina individual

Centelha perdida - Bobina dupla

Distribuidor - 1 bobina

FTSPARK

Habilitado

Saídas

Múltiplos fios

Serial (1 fio)

Neste modo a conexão com a FTSPARK é realizada através de múltiplas saídas de ignição. A borda será de descida com dwell fixo em 3ms.

Saída de ignição

Borda de descida, com dwell (SparkPRO)


Borda de subida (MSD - duty 50%)

Borda de subida, com dwell (Dist. Honda)

Funcionamento do sistema de injeção

Injeção

Selecione as características do sistema de injeção do motor.



Modo da bancada A	Modo da bancada B
<input checked="" type="checkbox"/> Bancada A ativada	<input type="checkbox"/> Bancada B ativada
Modo de injeção <input type="radio"/> Multiponto <input type="radio"/> Semissequencial <input checked="" type="radio"/> Sequencial	Modo de injeção <input type="radio"/> Multiponto <input checked="" type="radio"/> Semissequencial <input type="radio"/> Sequencial
Saídas bancada A <input style="width: 100%;" type="text" value="4"/>	Saídas bancada B <input style="width: 100%;" type="text" value="2"/>
Vazão total da bancada A <input style="width: 100%;" type="text" value="260"/> lb/h	Vazão total da bancada B <input style="width: 100%;" type="text" value="0"/> lb/h
Vazão total é a soma da vazão dos injetores da bancada. Exemplo: 4 injetores de 80lb/h equivalem a uma vazão total de 320 lb/h.	Vazão total é a soma da vazão dos injetores da bancada. Exemplo: 4 injetores de 80lb/h equivalem a uma vazão total de 320 lb/h.
Dead time injetores bancada A <input style="width: 100%;" type="text" value="1,00"/> ms	Dead time injetores bancada B <input style="width: 100%;" type="text" value="1,00"/> ms

Características de operação motor

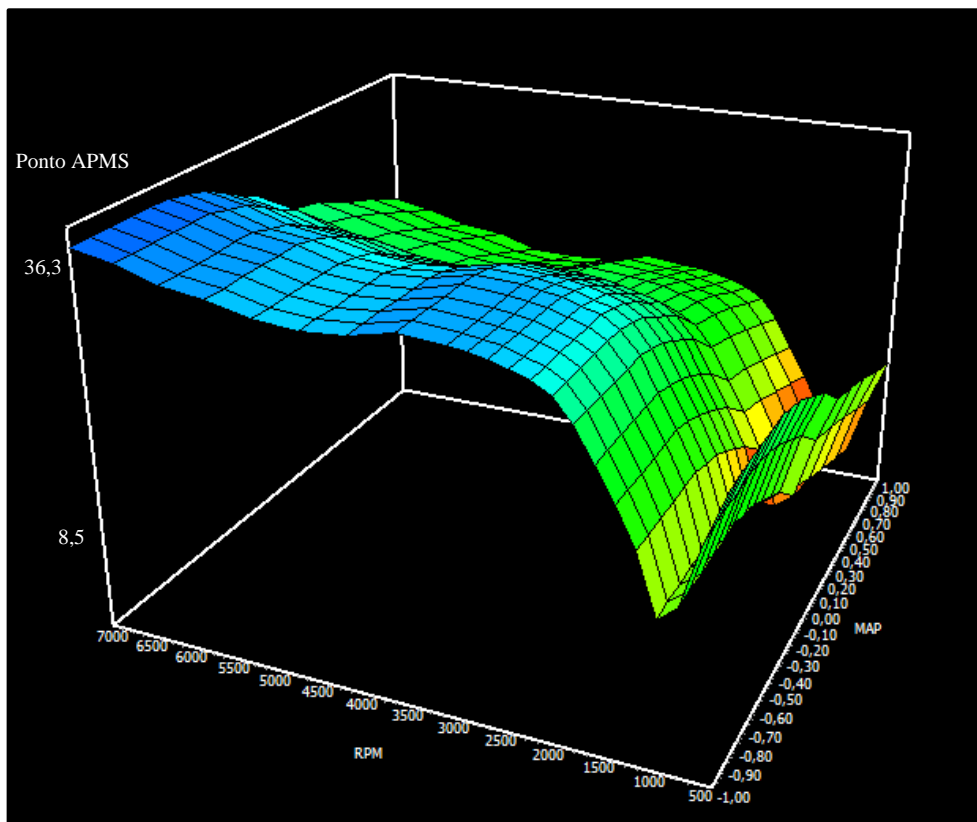
Gerar mapa padrão

Ajuste as características do motor para o cálculo do mapa padrão

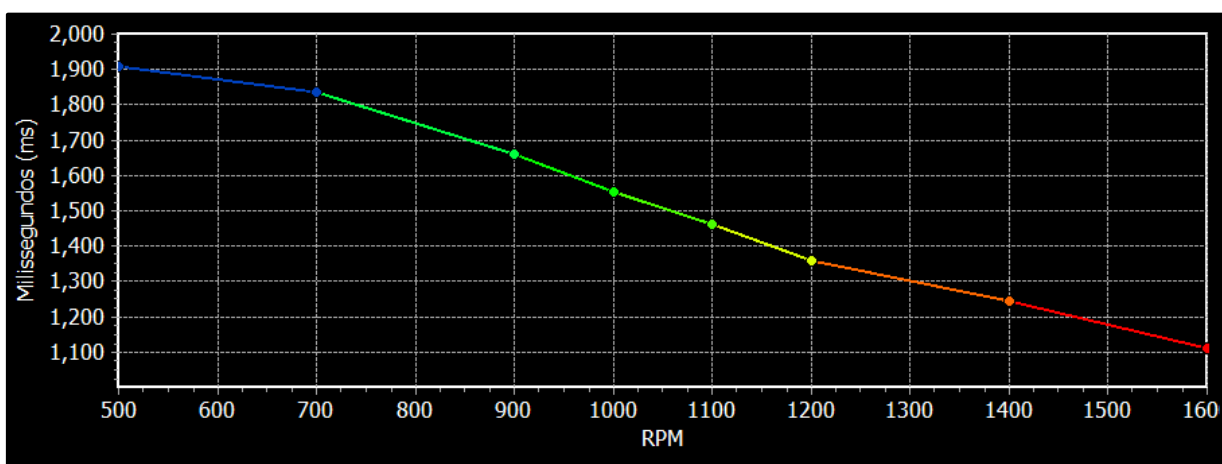
<p>Taxa de compressão</p> <p><input type="radio"/> Baixa compressão</p> <p><input checked="" type="radio"/> Média compressão</p> <p><input type="radio"/> Alta compressão</p>	<p>Pressão inicial bancada B</p> <p><input style="width: 100%;" type="text" value="0,0"/> bar</p>
<p>Tipo de combustível</p> <p><input style="width: 100%;" type="text" value="Gasolina"/></p>	<p>Comando de válvulas</p> <p><input checked="" type="radio"/> Baixa graduação</p> <p><input type="radio"/> Alta graduação</p>

APÊNDICE B – MAPAS COMPLEMENTARES DE INJEÇÃO E IGNIÇÃO DE COMBUSTÍVEL

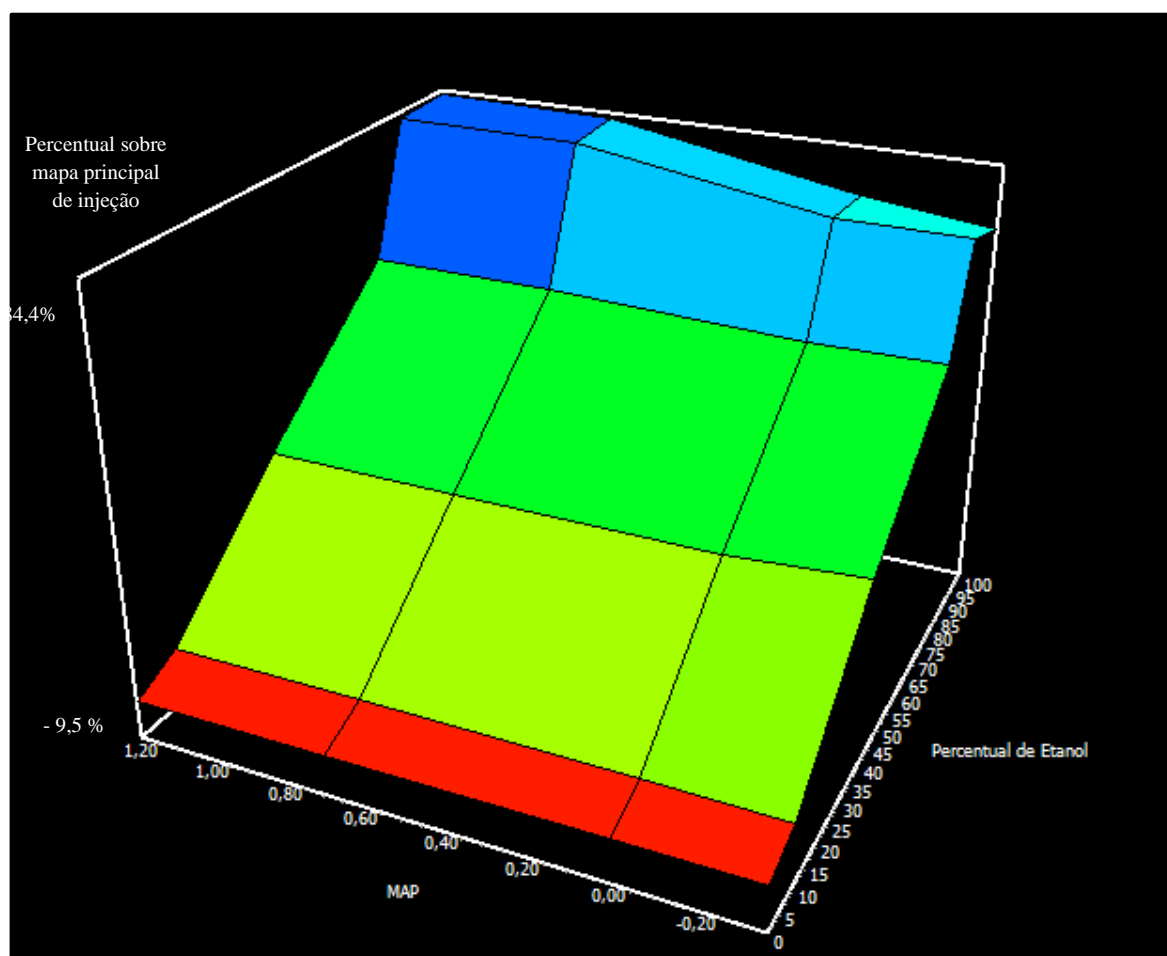
Mapa principal de Ignição



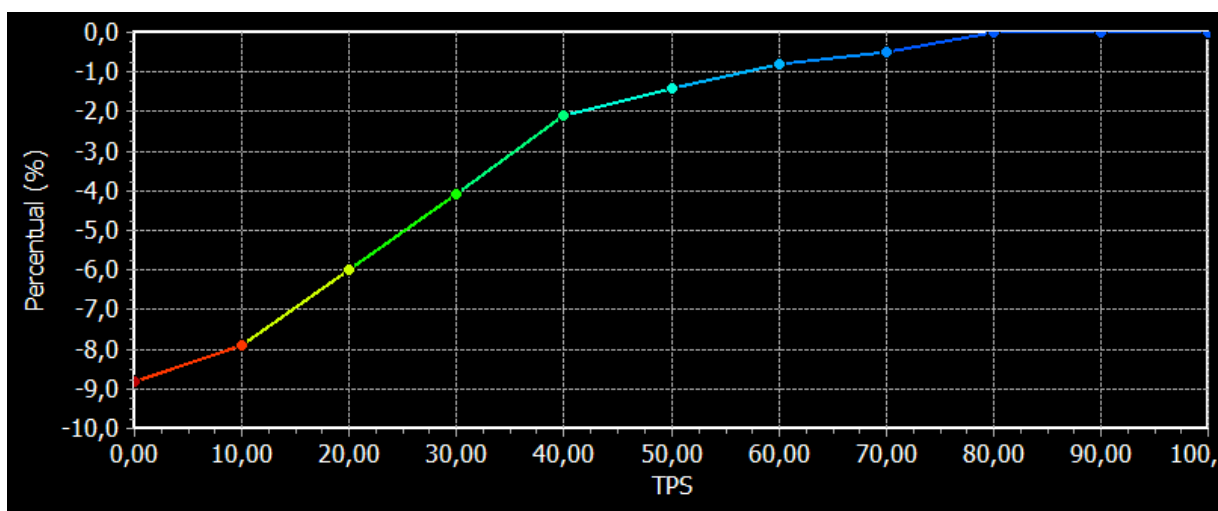
Mapa de marcha lenta



Correção de combustível pelo percentual de Etanol



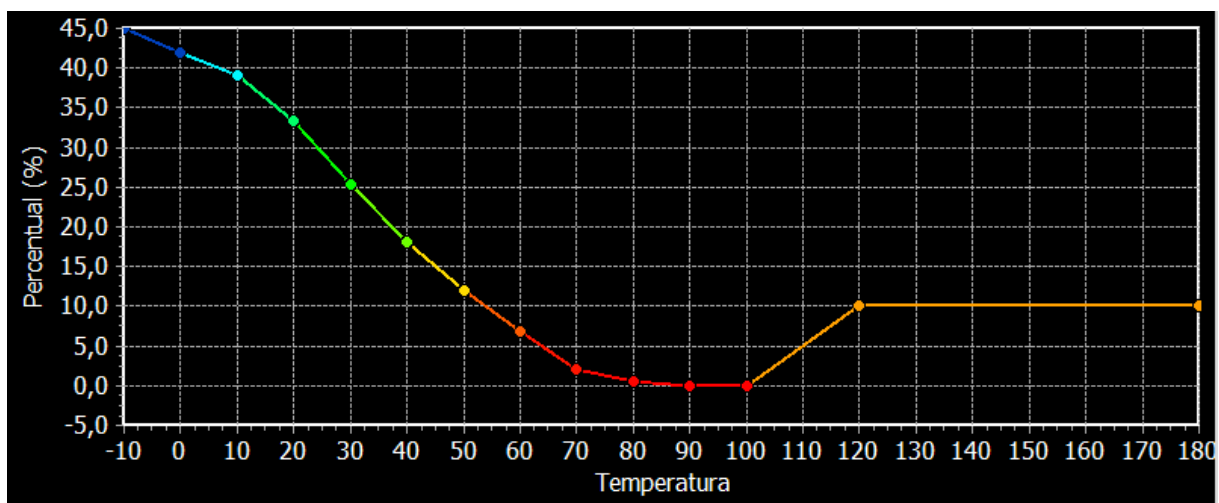
Correção de combustível por pedal de acelerador (TPS)



]

]

Correção de combustível por temperatura do líquido de arrefecimento



APÊNDICE C – TABELAS DE TORQUE E POTÊNCIA

Valores de torque obtidos em dinamômetro de bancada

Ensaio motor aspirado em bancada - gasolina podium					
Rotação	Torque 1 [N.m]	Torque 2 [N.m]	Torque 3 [N.m]	Torque Médio [N.m]	Desvio Padrão
2500			140,1	140,1	
3000		151,1	143,8	147,4	5,18
3500	142,4	150,1	147,4	146,6	3,88
4000	144,2	149,0	151,0	148,0	3,49
4500	143,1	147,0	154,2	148,1	5,63
5000	135,3	144,5	150,6	143,4	7,66
5400		134,1	143,1	138,6	6,34
6000			120,4	120,4	

Valores de potência obtidos em dinamômetro de bancada

Ensaio motor aspirado em bancada - gasolina podium					
Rotação	Potência 1 [kW]	Potência 2 [kW]	Potência 3 [kW]	Potência Média [kW]	Desvio Padrão
2500			37,5	37,5	
3000		47,5	46,5	47,0	0,77
3500	53,0	55,0	55,2	54,4	1,18
4000	61,1	62,5	64,0	62,5	1,41
4500	68,0	69,3	72,7	70,0	2,42
5000	71,5	75,7	78,8	75,3	3,62
5400		77,9	82,0	79,9	2,96
6000			74,9	74,9	

Dados para normatização do teste

Ensaio	Condições		
	1	2	3
Pressão atmosférica [kPa]	92,1	92,3	91,4
Temperatura [°C]	21,6	22,0	20,8
Norma	ISO 1585:1996	ISO 1585:1996	ISO 1585:1996

Valores de torque obtidos em dinamômetro de esteira

Ensaio veículo aspirado – gasolina podium					
Rotação	Torque 1 [N.m]	Torque 2 [N.m]	Torque 3 [N.m]	Torque Médio [N.m]	Desvio Padrão
1570			118,02	118,0	
1800		120,69	122,62	121,7	1,36
2000	126,39	126,32	125,02	125,9	0,77
2500	136,26	135,98	135,77	136,0	0,25
3000	138,82	138,99	139,12	139,0	0,15
3500	138,66	138,12	136,26	137,7	1,26
4000	136,16	135,93	137,01	136,4	0,57
4500	134,77	133,82	136,4	135,0	1,30
5000	124,89	123,4	125,98	124,8	1,30
5400	117,99	119,14	118,26	118,5	0,60
6000	93,18	94,59	94,28	94,0	0,74
6300	60,54	62,74	58,92	60,7	1,92

Valores de potência obtidos em dinamômetro de esteira

Ensaio Veículo Aspirado – gasolina podium					
Rotação	Potência 1 [kW]	Potência 2 [kW]	Potência 3 [kW]	Potência Média [kW]	Desvio Padrão
1570			19,4	19,4	
1800		22,8	23,2	23,0	0,27
2000	26,5	26,5	26,2	26,4	0,16
2500	35,6	35,5	35,5	35,6	0,06
3000	43,6	43,6	43,7	43,6	0,04
3500	50,8	50,6	50,0	50,5	0,46
4000	57,0	56,9	57,4	57,1	0,24
4500	63,5	63,1	64,3	63,6	0,61
5000	65,4	64,6	66,0	65,3	0,68
5400	66,1	66,7	66,3	66,4	0,33
6000	58,6	59,4	59,2	59,1	0,47
6300	40,0	41,5	38,9	40,1	1,27

Dados para normalização do teste

Ensaio	Condições		
	1	2	3
Pressão atmosférica [kPa]	91,8	91,8	91,9
Temperatura [°C]	19,2	19,2	19,2
Norma	ISO 1585:1996	ISO 1585:1996	ISO 1585:1996

Valores de torque obtidos em dinamômetro de esteira

Ensaio veículo sobrealimentado – gasolina podium					
Rotação	Torque 1 [N.m]	Torque 2 [N.m]	Torque 3 [N.m]	Torque Médio [N.m]	Desvio Padrão
1600	109,5	104,2		106,8	3,75
1800	114,6	115,4	112,9	114,3	1,27
2000	118,9	118,6	116,8	118,1	1,15
2500	126,5	126,2	124,3	125,7	1,19
3000	141,0	141,8	137,8	140,2	2,10
3500	151,5	152,4	147,9	150,6	2,37
4000	171,5	172,9	164,8	169,7	4,33
4500	190,4	194,6	183,7	189,6	5,48
4900	198,6	204,4	190,8	197,9	6,85
5400	191,4	191,3	188,8	190,5	1,44
6000	142,3	142,9	144,9	143,4	1,34
6300	116,3	116,0	125,2	119,1	5,22

Valores de potência obtidos em dinamômetro de esteira

Ensaio veículo sobrealimentado – gasolina podium					
Rotação	Potência 1 [kW]	Potência 2 [kW]	Potência 3 [kW]	Potência Média [kW]	Desvio Padrão
1600	18,4	17,5		17,9	0,61
1800	21,6	21,8	21,3	21,5	0,24
2000	24,9	24,8	24,4	24,7	0,24
2500	33,1	33,0	32,5	32,9	0,31
3000	44,3	44,5	43,3	44,0	0,66
3500	55,5	55,9	54,3	55,2	0,86
4000	71,8	72,4	69,0	71,1	1,81
4500	89,7	91,7	86,6	89,4	2,58
4900	104,9	101,9	97,9	101,5	3,51
5400	106,2	106,1	104,7	105,7	0,80
6000	89,4	89,8	91,0	90,1	0,83
6300	77,1	76,9	83,0	79,0	3,50

Dados para normalização do teste

Condições			
Ensaio	1	2	3
Pressão atmosférica [kPa]	91,4	91,4	91,4
Temperatura [°C]	29,4	29,3	28,8
Norma	ISO 1585:1996	ISO 1585:1996	ISO 1585:1996

Valores de torque obtidos em dinamômetro de esteira

Ensaio veículo sobrealimentado – E50					
Rotação	Torque 1 [N.m]	Torque 2 [N.m]	Torque 3 [N.m]	Torque Médio [N.m]	Desvio Padrão
1580	111,8			111,8	
1860	119,0	102,6	115,5	112,4	8,63
2000	120,5	115,6	117,0	117,7	2,55
2500	127,1	123,4	124,3	124,9	1,90
3000	141,0	139,1	138,6	139,6	1,28
3500	151,2	148,8	147,2	149,1	2,02
4000	171,8	168,9	166,7	169,1	2,57
4500	194,8	191,4	192,6	192,9	1,73
5000	206,8	205,3	205,4	205,8	0,82
5400	204,7	203,3	204,0	204,0	0,70
6000	148,9	147,3	148,5	148,2	0,86
6400	122,4	113,7		118,1	6,12

Valores de potência obtidos em dinamômetro de esteira

Ensaio veículo sobrealimentado – E50					
Rotação	Potência 1 [kW]	Potência 2 [kW]	Potência 3 [kW]	Potência Média [kW]	Desvio Padrão
1580	18,5			18,5	
1860	23,2	20,1	22,5	21,9	1,66
2000	25,2	24,2	24,5	24,6	0,53
2500	33,2	32,3	32,5	32,7	0,50
3000	44,3	43,7	43,5	43,8	0,40
3500	55,5	54,6	54,0	54,7	0,74
4000	72,0	70,7	69,8	70,8	1,08
4500	91,8	90,2	90,8	90,9	0,81
5000	107,6	108,3	107,6	107,8	0,43
5400	111,6	110,8	111,2	111,2	0,40
6000	93,6	92,5	93,3	93,1	0,54
6400	81,9	76,1		79,0	4,10

Dados para normalização do teste

Ensaio	Condições		
	1	2	3
Pressão atmosférica [kPa]	91,1	91,3	91,2
Temperatura [°C]	33,1	33,1	33,3
Norma	ISO 1585:1996	ISO 1585:1996	ISO 1585:1996

Valores de torque obtidos em dinamômetro de esteira

Ensaio veículo sobrealimentado – E75					
Rotação	Torque 1 [N.m]	Torque 2 [N.m]	Torque 3 [N.m]	Torque Médio [N.m]	Desvio Padrão
1800	112,7			112,7	
2000	117,0	111,1	116,8	114,9	3,37
2500	123,9	122,1	125,3	123,8	1,61
3000	139,9	137,7	141,3	139,6	1,82
3500	150,5	149,3	152,5	150,8	1,62
4000	170,0	168,4	172,9	170,4	2,29
4500	193,0	191,7	194,0	192,9	1,16
5000	204,8	202,9	205,0	204,2	1,20
5200	200,9	199,6	201,7	200,7	1,04
6000	147,0	148,4	146,8	147,4	0,87
6300	123,4			123,4	

Valores de potência obtidos em dinamômetro de esteira

Ensaio veículo sobrealimentado – E75					
Rotação	Potência 1 [kW]	Potência 2 [kW]	Potência 3 [kW]	Potência Média [kW]	Desvio Padrão
1800	21,2				
2000	24,5	23,2	24,5	24,1	0,71
2500	32,4	31,9	32,8	32,4	0,42
3000	43,9	43,2	44,4	43,8	0,57
3500	55,1	54,7	55,9	55,2	0,59
4000	71,2	70,5	72,4	71,3	0,96
4500	90,9	90,3	91,4	90,8	0,55
5000	107,2	106,1	107,3	106,9	0,63
5200	109,3	108,6	109,8	109,2	0,56
6000	92,3	93,2	92,2	92,6	0,54
6300	81,3			81,3	

Dados para normalização do teste

Ensaio	Condições		
	1	2	3
Pressão atmosférica [kPa]	91,1	91,2	91,1
Temperatura [°C]	34,1	33,8	34,3
Norma	ISO 1585:1996	ISO 1585:1996	ISO 1585:1996

Valores de torque obtidos em dinamômetro de esteira

Ensaio veículo sobrealimentado – E100					
Rotação	Torque 1 [N.m]	Torque 2 [N.m]	Torque 3 [N.m]	Torque Médio [N.m]	Desvio Padrão
1640	113,3	108,6	110,6	110,8	2,38
1800	117,4	116,6	115,8	116,6	0,78
2000	122,1	120,8	120,4	121,1	0,90
2500	128,6	127,9	127,9	128,1	0,42
3000	144,9	145,1	144,6	144,8	0,25
3500	156,6	157,2	156,5	156,8	0,36
4000	179,2	180,2	177,1	178,8	1,60
4500	206,6	206,7	205,6	206,3	0,62
5000	219,9	219,8	216,2	218,6	2,14
5400	204,7	206,6	204,2	205,1	1,30
6000	158,5	156,6	154,8	156,6	1,89
6300	126,9	125,5	124,7	125,7	1,13

Valores de potência obtidos em dinamômetro de esteira

Ensaio veículo sobrealimentado – E100					
Rotação	Potência 1 [kW]	Potência 2 [kW]	Potência 3 [kW]	Potência Média [kW]	Desvio Padrão
1640	19,5	18,7	19,0	19,0	0,40
1800	22,1	22,0	21,8	22,0	0,14
2000	25,6	25,3	25,2	25,4	0,19
2500	33,6	33,5	33,4	33,5	0,11
3000	45,5	45,6	45,4	45,5	0,08
3500	57,4	57,6	57,4	57,5	0,13
4000	75,0	75,5	74,1	74,9	0,68
4500	97,4	97,4	96,9	97,3	0,30
5000	115,2	115,1	113,2	114,5	1,10
5400	113,5	114,6	113,3	113,8	0,72
6000	99,6	98,4	97,2	98,4	1,19
6300	85,0	84,0	83,5	84,2	0,75

Dados para normalização do teste

Ensaio	Condições		
	1	2	3
Pressão atmosférica [kPa]	91,1	91,1	91,1
Temperatura [°C]	34,1	34,2	34,2
Norma	ISO 1585:1996	ISO 1585:1996	ISO 1585:1996