

**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA “JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
FACULDADE DE ENGENHARIA
CÂMPUS DE ILHA SOLTEIRA**

LUCAS MENDES SCARPIN

**AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE UM MOTOR DE IGNIÇÃO
POR COMPRESSÃO OPERANDO COM MISTURAS DIESEL-ETANOL ANIDRO
OU COM SISTEMA ELETRÔNICO INDEPENDENTE DE INJEÇÃO
DE ETANOL HIDRATADO**

Ilha Solteira
2019

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

LUCAS MENDES SCARPIN

**AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE UM MOTOR DE IGNIÇÃO
POR COMPRESSÃO OPERANDO COM MISTURAS DIESEL-ETANOL ANIDRO
OU COM SISTEMA ELETRÔNICO INDEPENDENTE DE INJEÇÃO
DE ETANOL HIDRATADO**

Tese apresentada à Faculdade de Engenharia de
Ilha Solteira - UNESP como parte dos requisitos
para obtenção do título de doutor em Engenharia
Mecânica.

Orientador:

Prof. Dr. Ricardo Alan Verdú Ramos

Coorientador:

Prof. Dr. Emanuel Rocha Woiski

FICHA CATALOGRÁFICA

Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

S286a Scarpin, Lucas Mendes.
Avaliação experimental do desempenho de um motor de ignição por compressão operando com misturas diesel-etanol anidro ou com sistema eletrônico independente de injeção de etanol hidratado / Lucas Mendes Scarpin. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2019
199 f. : il.

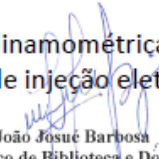
Tese (doutorado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Área de Ciências Térmicas, 2019

Orientador: Ricardo Alan Verdú Ramos

Co-orientador: Emanuel Rocha Woiski

Inclui bibliografia

1. Motor de ignição por compressão. 2. Bancada dinamométrica. 3. Misturas diesel-etanol anidro. 4. Etanol hidratado. 5. Sistema de injeção eletrônica independente.


João José Barbosa
Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação
Diretor Técnico
CRB 8-5642

CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

TÍTULO DA TESE: Avaliação experimental do desempenho de um motor de ignição por compressão operando com misturas Diesel-Etanol Anidro ou com sistema eletrônico independente de injeção de Etanol Hidratado

AUTOR: LUCAS MENDES SCARPIN

ORIENTADOR: RICARDO ALAN VERDÚ RAMOS

COORIENTADOR: EMANUEL ROCHA WOISKI

Aprovado como parte das exigências para obtenção do Título de Doutor em ENGENHARIA MECÂNICA, área: Ciências Térmicas pela Comissão Examinadora:



Prof. Dr. RICARDO ALAN VERDÚ RAMOS

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira



Prof. Dr. JOAO BATISTA CAMPOS SILVA

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira



Prof. Dr. CASSIO ROBERTO MACEDO MAIA

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira



Prof. Dr. THIAGO ANTONINI ALVES

Departamento Acadêmico de Mecânica / Universidade Tecnológica Federal do Paraná



Prof. Dr. JOSÉ ANTONIO ANDRÉS VELÁSQUEZ ALEGRE

Departamento Acadêmico de Mecânica / Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Ilha Solteira, 06 de março de 2019.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, por sempre estar presente em todos os momentos da minha vida, iluminando meus caminhos e me dando forças para seguir nesta caminhada.

À minha família, meus pais, José Ilair e Elisa, meu irmão, Igor, e minha futura esposa, Natiele, por sempre estarem ao meu lado, me apoiando em todas as decisões. Sou extremamente grato a tudo o que fazem e que já fizeram por mim.

Ao meu orientador e amigo, Prof. Dr. Ricardo Alan Verdú Ramos, por toda ajuda e incentivo oferecidos, tornando possível o desenvolvimento de todas as etapas deste trabalho. Agradeço por ter me ajudado desde o início da graduação, propondo o desenvolvimento de projetos, os quais me fizeram crescer tanto pessoal quanto profissionalmente.

Ao meu coorientador, Prof. Dr. Emanuel Rocha Woiski, que nunca mediu esforços em ajudar, apresentando propostas e sugestões no decorrer do trabalho que foram fundamentais para a execução dos experimentos e análise dos resultados.

Ao Prof. Dr. João Batista Campos Silva, por sempre estar disposto a colaborar com o desenvolvimento do trabalho, participando da elaboração e discussão do pré-projeto, e por ter acreditado, desde o início, que seria possível realizá-lo.

Aos meus amigos Luís Alberto Schwind Pedroso Stussi da Silva Pereira e Milton Cesar Cavaleiro Júnior, por terem ajudado na estruturação do Laboratório de Motores, além de toda amizade e companheirismo.

Ao Centro Universitário Toledo - UNITOLEDO, em especial ao Reitor Bruno Roberto Pereira de Toledo e à Pró-reitora Prof. Dra. Silvia Cristina de Souza, por concederem todo suporte ao longo dos últimos anos, tornando possível a realização deste trabalho.

RESUMO

Atualmente, o setor sucroalcooleiro apresenta grande destaque no cenário econômico do país, produzindo e comercializando açúcar, etanol e energia elétrica. De modo geral, estima-se que um litro de Diesel é utilizado para se produzir dez litros de etanol, o que reflete a forte dependência do setor por este combustível fóssil. O aumento do preço do Diesel causa uma significativa elevação no custo da cana-de-açúcar processada, reduzindo os lucros e a competitividade dessas empresas. Diante desse quadro, foram realizadas avaliações de desempenho e estudos de viabilidade econômica para a substituição parcial do Diesel S500, constituído de Diesel fóssil com 10% de Biodiesel, por etanol, em um motor de ignição por compressão de quatro cursos, com aspiração natural e bomba injetora em linha. O motor foi ensaiado em uma bancada dinamométrica, obtendo-se torque, potência, vazão de combustível e composição de parte dos produtos de combustão. A primeira etapa do trabalho consistiu em avaliar o desempenho do motor alimentado com misturas Diesel-etanol anidro nas seguintes proporções: 5, 10, 15, 20 e 25%. Na segunda etapa do trabalho foi avaliado o desempenho do mesmo motor funcionando com a inclusão de um sistema eletrônico independente de injeção de etanol hidratado no coletor de admissão, em quatro configurações de operação, definidas a partir de ajustes da bomba injetora e do sistema de injeção eletrônica, visando à substituição de parte do Diesel por etanol hidratado. Os ajustes foram realizados com base em ensaios preliminares na bancada dinamométrica para a definição de cada configuração, pretendendo alcançar um torque de 340 Nm a 1.600 rpm, próximo ao desenvolvido pelo motor na configuração original com Diesel. Ao analisar os resultados da primeira etapa, notou-se que a substituição parcial do Diesel por etanol anidro nas misturas promoveu um aumento do torque e do rendimento térmico de eixo. Referente às emissões, houve redução dos níveis de CO e SO₂, mas, por outro lado, obteve-se aumento de NO_x. Do ponto de vista econômico, todas as propostas analisadas se mostraram viáveis, visto que o custo de operação do motor foi minimizado em virtude da redução do preço unitário das misturas. Na segunda etapa, verificou-se que o aumento do percentual de substituição de Diesel por etanol hidratado acarretou no deslocamento das curvas de torque para a direita, alcançando valores superiores a 340 Nm acima de 1.600 rpm, além de elevar o rendimento térmico de eixo. Com relação às emissões, foi verificado o mesmo comportamento obtido na etapa anterior, ou seja, redução dos níveis de CO e SO₂, e aumento de NO_x. No entanto, por envolver certo investimento financeiro, a análise econômica revelou que a viabilidade depende, além dos preços do Diesel e do Etanol Hidratado, do tempo de operação anual do motor. O tempo de retorno de investimento foi inferior a dois

anos na maior parte das condições estudadas. Em suma, os resultados obtidos são promissores, possibilitando a implementação em motores agrícolas, estacionários e veiculares, visando à redução dos custos de operação.

Palavras-chave: Motor de ignição por compressão. Bancada dinamométrica. Misturas Diesel-etanol anidro. Etanol hidratado. Sistema de injeção eletrônica independente.

ABSTRACT

Currently, the sugar and alcohol sector presents a major highlight in the country's economic scenario, producing and marketing sugar, ethanol and electricity. In general, it estimates that one liter of Diesel is used to produce ten liters of ethanol, which reflects the strong dependence of the sector on this fossil fuel. The increase of Diesel price causes a significant rise in the cost of the ton of processed sugar cane, reducing the profits and the competitiveness of these companies. In this context, performance evaluations and economic feasibility studies were performed to the partial substitution of Diesel S500, constituted by Diesel fossil with 10% of pure Biodiesel, by ethanol, in a four-stroke compression ignition engine, with natural aspiration and inline injection pump. The engine was tested on a dynamometer bench, obtaining torque, power, fuel flow and composition of part of combustion products. The first stage of this work consisted in analyzing the engine performance fed with mixtures of Diesel and anhydrous ethanol in the following proportions: 5, 10, 15, 20 and 25%. In the second stage of this work was evaluated the performance of the same engine operating with the inclusion of an independent electronic injection system of hydrous ethanol in the intake manifold, in four operation settings, defined by adjustments of the injection pump and of the electronic injection system, aiming to the substitution of part of diesel by hydrous ethanol. The adjustments were performed according to the preliminary dynamometer tests to define each configuration, aiming to reach a torque of 340 Nm at 1,600 rpm, next to the torque developed by the engine in the original configuration with Diesel. By analyzing the results of the first stage, it noted that the partial replacement of Diesel by anhydrous ethanol in blends promoted an increase of torque and brake thermal efficiency. Regarding emissions, there was a reduction of CO and SO₂ levels, but, in the other hand, an increase of NO_x. From the economic point of view, all proposals were feasible, considering that the engine operation cost was minimized due to the reduction of the unit price of the blends. In the second stage, it verified that increasing the replacement percentage of Diesel by hydrous ethanol brought in the displacement of the torque curves to the right, reaching values greater than 340 Nm above 1,600 rpm, beyond increasing the brake thermal efficiency. With regard to emissions, the behavior is the same seen in the previous stage, in other words, reduction of CO and SO₂ levels, and increase of NO_x. However, because it involved some financial investment, the economic analysis revealed that viability depends, in addition to the Diesel and hydrous ethanol prices, of the annual engine operating time. The investment payback period was less than two years in most of the studied conditions. In short,

the results obtained are promising, enabling the implementation in agricultural, stationary and vehicular engines, aiming to reducing operating costs.

Keywords: Compression ignition engines. Dynamometer bench. Diesel-anhydrous ethanol blends. Hydrous ethanol. Independent electronic injection system.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Comparativo entre a frota de veículos a gasolina e bicombustíveis no país.	25
Figura 2 - Evolução da frota nacional em função do combustível	27
Figura 3 - Oferta Interna de Energia no Brasil em 2017	28
Figura 4 - Vista lateral do motor OM-352.....	38
Figura 5 - Freio Eletromagnético TDB500.....	39
Figura 6 - Estrutura da base inercial	41
Figura 7 - Base inercial após concretagem	41
Figura 8 - Base inercial e contrapiso finalizados.....	41
Figura 9 - Braço de travamento dos suportes do freio.....	43
Figura 10 - Braço de travamento do freio junto à carcaça do motor	43
Figura 11 - Suporte completo da célula de carga	44
Figura 12 - Torre de resfriamento do dinamômetro	45
Figura 13 - Conexões da torre de resfriamento com a sala de teste	46
Figura 14 - Vista em corte longitudinal do freio eletromagnético.....	47
Figura 15 - Retentor interno do freio eletromagnético	48
Figura 16 - Chavetas posicionadas no eixo do freio.....	49
Figura 17 - Bucha espaçadora para fixação dos discos	49
Figura 18 - Sensor de rotação e polia instalados no eixo do freio eletromagnético	50
Figura 19 - Linha de exaustão do motor.....	51
Figura 20 - Defletor do radiador.....	52
Figura 21 - Alavanca de controle da rotação do motor	53
Figura 22 - Painel de monitoramento do motor.....	54
Figura 23 - Eixo cardã de acoplamento do motor e freio	55
Figura 24 - Central de controle e aquisição de dados do freio eletromagnético.....	56
Figura 25 - Esquema de um circuito divisor de tensão.....	57
Figura 26 - Circuito de condicionamento conectado ao Arduino.....	58
Figura 27 - Termistores instalados no sistema de arrefecimento do motor OM-352	59
Figura 28 - Termistor instalado no coletor de admissão	60
Figura 29 - Termopar do tipo K instalado no coletor de exaustão e placa de condicionamento	61
Figura 30 - Termistores instalados no freio eletromagnético	61
Figura 31 - Bancada secundária de combustível	63
Figura 32 - Válvulas de controle do fluxo de combustível.....	64
Figura 33 - Sistema de medição de emissões do motor.....	65
Figura 34 - Central eletrônica <i>Power Inject</i> da Pandoo.....	67
Figura 35 - Distância adequada entre o sensor de rotação e a polia fônica	68
Figura 36 - Dente de sincronismo para ajustes de avanço do sistema.....	69

Figura 37 - Posicionamento do relógio comparador no cabeçote do motor	69
Figura 38 - Polia fônica e sensor de rotação instalados no motor	70
Figura 39 - Estrutura interna do sensor TPS.....	71
Figura 40 - Sensor TPS instalado junto ao suporte na bomba injetora.....	72
Figura 41 - Sensor de temperatura do motor conectado ao sistema de injeção.....	73
Figura 42 - Disposição dos dutos de admissão no cabeçote do motor	74
Figura 43 - Principais componentes de um injetor de um motor SI de injeção indireta	75
Figura 44 - Conjunto de injetores instalados no coletor de admissão	76
Figura 45 - Sistema de fornecimento de etanol hidratado	77
Figura 46 - Central de injeção programável instalada na sala de controle da bancada dynamométrica	78
Figura 47 - Disposição dos fusíveis e relés do sistema de injeção eletrônica	79
Figura 48 - Painel de acionamento do sistema de injeção eletrônica	79
Figura 49 - Aparato para medição do consumo de etanol hidratado	80
Figura 50 - Interface gráfica de controle do dinamômetro	83
Figura 51 - Sistema de controle e aquisição de dados da bancada dynamométrica	83
Figura 52 - Separação de fases da mistura Diesel S500 e etanol hidratado	85
Figura 53 - Detalhamento das tubulações de combustível da bancada principal	87
Figura 54 - Parafuso de regulação do encosto de débito máximo de combustível	89
Figura 55 - <i>Software</i> para gerenciamento dos mapas de injeção com leitura em tempo real dos dados da central.....	90
Figura 56 - Disposição dos resultados de um ensaio em uma planilha do Excel®	93
Figura 57 - Filtro IR para detecção de <i>outliers</i> e valores extremos.....	94
Figura 58 - Filtro RWV para remoção de atributos.....	95
Figura 59 - Comportamento do VPL e representação do TRI.....	101
Figura 60 - Torque obtido nos ensaios com as misturas Diesel-etanol anidro	103
Figura 61 - Potência de eixo desenvolvida pelo motor operando com misturas Diesel- etanol anidro	103
Figura 62 - Consumo específico de combustível de eixo para as misturas Diesel- etanol anidro	105
Figura 63 - Vazão mássica de combustível para as misturas Diesel-etanol anidro.....	105
Figura 64 - Rendimento térmico de eixo para as misturas Diesel-etanol anidro.....	107
Figura 65 - Comparativo da pressão média efetiva de eixo para as misturas Diesel- etanol anidro a 1.600 rpm	108
Figura 66 - Emissões de CO para as misturas Diesel-etanol anidro.....	109
Figura 67 - Emissões de NO _x para as misturas Diesel-etanol anidro	110
Figura 68 - Temperatura dos produtos de combustão para as misturas Diesel-etanol anidro	111
Figura 69 - Emissões de SO ₂ para as misturas Diesel-etanol anidro.....	112

Figura 70 - Torque obtido através dos ensaios com injeção independente de etanol hidratado	113
Figura 71 - Potência de eixo obtida através dos ensaios com injeção independente de etanol hidratado	114
Figura 72 - Consumo específico de combustível de eixo para os ensaios com injeção independente de etanol hidratado	115
Figura 73 - Vazão mássica de Diesel nos ensaios com sistema de injeção independente	116
Figura 74 - Vazão mássica de etanol hidratado nos ensaios com sistema de injeção independente	116
Figura 75 - Vazão mássica total nos ensaios com sistema de injeção independente.....	117
Figura 76 - Rendimento térmico de eixo das configurações com injeção independente de etanol hidratado.....	118
Figura 77 - Comparativo da pressão média efetiva de eixo dos ensaios com injeção independente de etanol hidratado a 1.600 rpm	119
Figura 78 - Emissões de CO para operação com injeção independente de etanol hidratado	119
Figura 79 - Emissões de NO _x para operação com injeção independente de etanol hidratado	120
Figura 80 - Temperatura dos produtos de combustão para operação com injeção independente de etanol hidratado	121
Figura 81 - Emissões de SO ₂ para operação com injeção independente de etanol hidratado	122
Figura 82 - Custos de operação por unidade de tempo para as misturas com base no preço do Diesel comercializado nos postos	124
Figura 83 - Custos de operação por unidade de tempo para as misturas com base no preço do Diesel comercializado nas distribuidoras	125
Figura 84 - Custos de operação por unidade de tempo para injeção independente de EHC a R\$1,125 por litro	127
Figura 85 - Custos de operação por unidade de tempo para injeção independente de EHC a R\$1,525 por litro	127
Figura 86 - Custos de operação por unidade de tempo para injeção independente de EHC a R\$2,288 por litro	128
Figura 87 - Curvas de VPL considerando o preço do EHC de R\$1,125 por litro	130
Figura 88 - Curvas de VPL considerando o preço do EHC de R\$1,525 por litro	130
Figura 89 - Curvas de VPL considerando o preço do EHC de R\$2,288 por litro	131
Figura 90 - Ajuste da curva de torque para ensaios com Diesel.....	153
Figura 91 - Ajuste da curva de vazão mássica para ensaios com Diesel.....	153
Figura 92 - Ajuste da curva de emissões de CO para ensaios com Diesel	154
Figura 93 - Ajuste da curva de emissões de NO _x para ensaios com Diesel.....	154
Figura 94 - Ajuste da curva de emissões de SO ₂ para ensaios com Diesel	155
Figura 95 - Ajuste da curva de temperatura de exaustão para ensaios com Diesel	155

Figura 96 - Ajuste da curva de torque para ensaios com proporção D95EA5	156
Figura 97 - Ajuste da curva de vazão mássica para ensaios com proporção D95EA5..	156
Figura 98 - Ajuste da curva de emissões de CO para ensaios com proporção D95EA5	157
Figura 99 - Ajuste da curva de emissões de NO _x para ensaios com proporção D95EA5	157
Figura 100 - Ajuste da curva de emissões de SO ₂ para ensaios com proporção D95EA5	158
Figura 101 - Ajuste da curva de temperatura de exaustão para ensaios com proporção D95EA5	158
Figura 102 - Ajuste da curva de torque para ensaios com proporção D90EA10	159
Figura 103 - Ajuste da curva de vazão mássica para ensaios com proporção D90EA10	159
Figura 104 - Ajuste da curva de emissões de CO para ensaios com proporção D90EA10	160
Figura 105 - Ajuste da curva de emissões de NO _x para ensaios com proporção D90EA10	160
Figura 106 - Ajuste da curva de emissões de SO ₂ para ensaios com proporção D90EA10	161
Figura 107 - Ajuste da curva de temperatura de exaustão para ensaios com proporção D90EA10	161
Figura 108 - Ajuste da curva de torque para ensaios com proporção D85EA15	162
Figura 109 - Ajuste da curva de vazão mássica para ensaios com proporção D85EA15	162
Figura 110 - Ajuste da curva de emissões de CO para ensaios com proporção D85EA15	163
Figura 111 - Ajuste da curva de emissões de NO _x para ensaios com proporção D85EA15	163
Figura 112 - Ajuste da curva de emissões de SO ₂ para ensaios com proporção D85EA15	164
Figura 113 - Ajuste da curva de temperatura de exaustão para ensaios com proporção D85EA15	164
Figura 114 - Ajuste da curva de torque para ensaios com proporção D80EA20	165
Figura 115 - Ajuste da curva de vazão mássica para ensaios com proporção D80EA20	165
Figura 116 - Ajuste da curva de emissões de CO para ensaios com proporção D80EA20	166
Figura 117 - Ajuste da curva de emissões de NO _x para ensaios com proporção D80EA20	166
Figura 118 - Ajuste da curva de emissões de SO ₂ para ensaios com proporção D80EA20	167
Figura 119 - Ajuste da curva de temperatura de exaustão para ensaios com proporção D80EA20	167
Figura 120 - Ajuste da curva de torque para ensaios com proporção D75EA25	168

Figura 121 - Ajuste da curva de vazão mássica para ensaios com proporção D75EA25	168
Figura 122 - Ajuste da curva de emissões de CO para ensaios com proporção D75EA25	169
Figura 123 - Ajuste da curva de emissões de NO _x para ensaios com proporção D75EA25	169
Figura 124 - Ajuste da curva de emissões de SO ₂ para ensaios com proporção D75EA25	170
Figura 125 - Ajuste da curva de temperatura de exaustão para ensaios com proporção D75EA25	170
Figura 126 - Ajuste da curva de torque para ensaios com injeção independente de EHC na configuração C1	176
Figura 127 - Ajuste da curva de vazão mássica de Diesel com injeção independente na configuração C1	176
Figura 128 - Ajuste da curva de vazão mássica de EHC com injeção independente na configuração C1	177
Figura 129 - Ajuste da curva de emissões de CO com injeção independente de EHC na configuração C1	177
Figura 130 - Ajuste da curva de emissões de NO _x com injeção independente de EHC na configuração C1	178
Figura 131 - Ajuste da curva de emissões de SO ₂ com injeção independente de EHC na configuração C1	178
Figura 132 - Ajuste da curva de temperatura de exaustão com injeção independente na configuração C1	179
Figura 133 - Ajuste da curva de torque para ensaios com injeção independente de EHC na configuração C2	179
Figura 134 - Ajuste da curva de vazão mássica de Diesel com injeção independente na configuração C2	180
Figura 135 - Ajuste da curva de vazão mássica de EHC com injeção independente na configuração C2	180
Figura 136 - Ajuste da curva de emissões de CO com injeção independente de EHC na configuração C2	181
Figura 137 - Ajuste da curva de emissões de NO _x com injeção independente de EHC na configuração C2	181
Figura 138 - Ajuste da curva de emissões de SO ₂ com injeção independente de EHC na configuração C2	182
Figura 139 - Ajuste da curva de temperatura de exaustão com injeção independente na configuração C2	182
Figura 140 - Ajuste da curva de torque para ensaios com injeção independente de EHC na configuração C3	183
Figura 141 - Ajuste da curva de vazão mássica de Diesel com injeção independente na configuração C3	183
Figura 142 - Ajuste da curva de vazão mássica de EHC com injeção independente na configuração C3	184

Figura 143 - Ajuste da curva de emissões de CO com injeção independente de EHC na configuração C3	184
Figura 144 - Ajuste da curva de emissões de NO _x com injeção independente de EHC na configuração C3	185
Figura 145 - Ajuste da curva de emissões de SO ₂ com injeção independente de EHC na configuração C3	185
Figura 146 - Ajuste da curva de temperatura de exaustão com injeção independente na configuração C3	186
Figura 147 - Ajuste da curva de torque para ensaios com injeção independente de EHC na configuração C4	186
Figura 148 - Ajuste da curva de vazão mássica de Diesel com injeção independente na configuração C4	187
Figura 149 - Ajuste da curva de vazão mássica de EHC com injeção independente na configuração C4.....	187
Figura 150 - Ajuste da curva de emissões de CO com injeção independente de EHC na configuração C4	188
Figura 151 - Ajuste da curva de emissões de NO _x com injeção independente de EHC na configuração C4	188
Figura 152 - Ajuste da curva de emissões de SO ₂ com injeção independente de EHC na configuração C4	189
Figura 153 - Ajuste da curva de temperatura de exaustão com injeção independente na configuração C4	189
Figura 154 - Esquema elétrico de ligação da célula de carga.....	193
Figura 155 - Dimensões de referência da polia dentada e posicionamento do sensor ..	194
Figura 156 - Conexão da balança com o computador da sala de ensaios.....	195

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Principais características construtivas e operacionais do Motor OM-352 ...	38
Tabela 2 - Relação dos cabos utilizados no sistema de injeção eletrônica	67
Tabela 3 - Disposição das unidades injetoras	73
Tabela 4 - Proporção volumétrica de Diesel S500 e etanol anidro das misturas propostas	87
Tabela 5 - Detalhamento das configurações e <i>setups</i> avaliados experimentalmente para operação com injeção independente de etanol hidratado.....	91
Tabela 6 - Torque médio e desvio-padrão médio obtidos para as configurações com injeção independente de etanol hidratado.....	92
Tabela 7 - Configurações definidas para a realização dos ensaios com injeção independente	92
Tabela 8 - Massa específica dos combustíveis utilizados nos ensaios com misturas	106
Tabela 9 - Poder calorífico inferior dos combustíveis e frações mássicas de Diesel e etanol anidro	107
Tabela 10 - Ajustes para operação com o sistema eletrônico independente de injeção de etanol hidratado.....	113
Tabela 11 - Custos de produção do EAC e EHC	123
Tabela 12 - Preços médios praticados pelos postos e distribuidoras na cidade de Araçatuba em dezembro de 2018	123
Tabela 13 - Preço das misturas e percentual de redução calculados com base no valor do Diesel praticado pelos postos	124
Tabela 14 - Preço das misturas e percentual de redução calculados com base no valor do Diesel praticado pelas distribuidoras	124
Tabela 15 - Custos de operação com misturas no caso hipotético calculados com base no preço do Diesel praticado pelos postos.....	125
Tabela 16 - Custos de operação com misturas no caso hipotético calculados com base no preço do Diesel praticado pelas distribuidoras	126
Tabela 17 - Custos dos componentes utilizados no sistema de injeção eletrônica	128
Tabela 18 - Resultados obtidos experimentalmente na operação com Diesel.....	147
Tabela 19 - Resultados obtidos experimentalmente na operação com a proporção de mistura D95EA5	148
Tabela 20 - Resultados obtidos experimentalmente na operação com a proporção de mistura D90EA10	149
Tabela 21 - Resultados obtidos experimentalmente na operação com a proporção de mistura D85EA15	150
Tabela 22 - Resultados obtidos experimentalmente na operação com a proporção de mistura D80EA20	151
Tabela 23 - Resultados obtidos experimentalmente na operação com a proporção de mistura D75EA25	152

Tabela 24 - Resultados obtidos experimentalmente com injeção independente de etanol hidratado na configuração C1	172
Tabela 25 - Resultados obtidos experimentalmente na operação com injeção independente de etanol hidratado na configuração C2	173
Tabela 26 - Resultados obtidos experimentalmente na operação com injeção independente de etanol hidratado na configuração C3	174
Tabela 27 - Resultados obtidos experimentalmente na operação com injeção independente de etanol hidratado na configuração C4	175
Tabela 28 - Limites de emissões das fases do PROCONVE para veículos pesados a Diesel	190
Tabela 29 - Limites de emissões para veículos pesados a Diesel com sistemas convencional e pós-tratamento com base nos ciclos de testes ESC/ELR.....	191
Tabela 30 - Limites de emissões para veículos pesados a Diesel com sistemas convencional e pós-tratamento com base nos ciclos de testes ETC	191
Tabela 31 - Limites de emissões para máquinas rodoviárias e agrícolas	192
Tabela 32 - Características operacionais da célula de carga TSA	193
Tabela 33 - Dimensões de referência da polia dentada	194
Tabela 34 - Informações gerais do termistor NTCLE100E3103JB0.....	195
Tabela 35 - Informações técnicas da balança eletrônica M5202	195
Tabela 36 - Características de operação do analisador de gases Tempest 100.....	196
Tabela 37 - Especificações do EAC, do EHC e do EHCP	196
Tabela 38 - Especificações do óleo Diesel de uso rodoviário	198
Tabela 39 - Poder calorífico inferior dos combustíveis.....	200

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AHRR	<i>Apparent Heat Release Rate</i>
ANP	Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis
APMS	Antes do Ponto Morto Superior
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
BE	Biodiesel-Etanol
BEN	Balanço Energético Nacional
BMEP	<i>Brake Mean Effective Pressure</i>
BSEC	<i>Brake Specific Energy Consumption</i>
BSFC	<i>Brake Specific Fuel Consumption</i>
B2	Combustível composto por 98% em volume de Diesel e 2% de Biodiesel
B3	Combustível composto por 97% em volume de Diesel e 3% de Biodiesel
B5	Combustível composto por 95% em volume de Diesel e 5% de Biodiesel
B7	Combustível composto por 93% em volume de Diesel e 7% de Biodiesel
B8	Combustível composto por 92% em volume de Diesel e 8% de Biodiesel
B9	Combustível composto por 91% em volume de Diesel e 9% de Biodiesel
B10	Combustível composto por 90% em volume de Diesel e 10% de Biodiesel
CA	Graus da árvore de manivelas
CI	<i>Compression Ignition</i>
CNC	Comando Numérico Computadorizado
CNPE	Conselho Nacional de Política Energética
CNT	Confederação Nacional do Transporte
CO	Monóxido de carbono
CO ₂	Dióxido de carbono
CONAMA	Conselho Nacional do Meio Ambiente
CRDI	<i>Common Rail Direct Injection</i>
CSV	<i>Comma Separated Values</i>
CTI	Capital Total Investido
cv	Cavalo-vapor
DE	Diesel-Etanol
DEM	Departamento de Engenharia Mecânica
DIN	<i>Deutsches Institut für Normung</i>
EAC	Etanol Anidro Combustível
EHC	Etanol Hidratado Combustível

EHCP	Etanol Hidratado Combustível Premium
ELC	Entrada Líquida de Capital Anual
ELR	Ciclo Europeu de Resposta em Carga
EN	<i>European Standards</i>
ESC	Ciclo Europeu em Regime Constante
ETC	Ciclo Europeu em Regime Transiente
FEIS	Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira
GNU	<i>General Public License</i>
HC	Hidrocarbonetos
IBAMA	Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis
ICSP	<i>In Circuit Serial Programming</i>
IMEP	<i>Indicated Mean Effective Pressure</i>
INPM	Instituto Nacional de Pesos e Medidas
IPBEN	Instituto de Pesquisa em Bioenergia
IPEA	Instituto de Pesquisa Econômica Aplicada
IR	<i>Interquartile Range</i>
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
ITE	<i>Indicated Thermal Efficiency</i>
kW	Quilowatt
MCP	<i>Maximum Cylinder Pressure</i>
MME	Ministério de Minas e Energia
MP	Material particulado
NBR	Norma Técnica brasileira
Nm	Newton-metro
NO	Monóxido de nitrogênio
NO ₂	Dióxido de nitrogênio
NO _x	Óxidos de nitrogênio
NTC	<i>Negative Temperature Coefficient</i>
OIE	Oferta Interna de Energia no Brasil
O ₂	Oxigênio
PMS	Ponto Morto Superior
ppm	Partes por milhão
PPME	Éster Metílico de Pongamia Piñata
Pró-Álcool	Programa Nacional do Álcool
PROCONVE	Programa de Controle de Poluição do Ar por Veículos Automotores

PTC	<i>Positive Temperature Coefficient</i>
PVC	Policloreto de Vinila
PWM	<i>Pulse Width Modulation</i>
RCM	<i>Rapid Compression Machine</i>
rpm	Rotações por minuto
rps	Rotações por segundo
RWV	<i>Remove With Values</i>
SI	<i>Spark Ignition</i>
SINDIPEÇAS	Sindicato Nacional da Indústria de Componentes para Veículos Automotores
SO ₂	Dióxido de enxofre
THC	<i>Total Hydrocarbons</i>
TPS	<i>Throttle Position Sensor</i>
TRI	Tempo de Retorno do Investimento
VPL	Valor Presente Líquido
v/v	Percentual volumétrico
WEKA	<i>Waikato Environment for Knowledge Analysis</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

Latinos

c_C	Custo unitário do combustível [R\$/l]
c_D	Custo unitário do Diesel S500 [R\$/l]
c_{EAC}	Custo unitário do etanol anidro combustível [R\$/l]
c_{EHC}	Custo unitário do etanol hidratado combustível [R\$/l]
$\dot{C}_O$	Custo de operação por unidade de tempo [R\$/h]
F	Força de frenagem aplicada pelo freio [kN]
j	Taxa de desconto
l	Distância entre o centro do freio e o ponto de fixação da célula de carga [m]
$\dot{m}_{EHC}$	Vazão mássica de etanol hidratado combustível [g/s]
$\dot{m}_C$	Vazão mássica de combustível [g/s]
$\dot{m}_D$	Vazão mássica de Diesel [g/s]
n	Número de revoluções por ciclo
N	Período de análise [anos]
N_s	Frequência de funcionamento do motor [rps]
PCI_C	Poder calorífico inferior do combustível [kJ/kg]
PCI_{EAC}	Poder calorífico inferior do etanol anidro combustível [kJ/kg]
PCI_{EHC}	Poder calorífico inferior do etanol hidratado combustível [kJ/kg]
PCI_D	Poder calorífico inferior do Diesel [kJ/kg]
R	Coeficiente de determinação
R_s	Resistência elétrica imposta pelo sensor [Ω]
R_r	Valor do resistor ligado em série com o sensor [Ω]
R_{25}	Resistência do sensor a 25 °C [Ω]
T	Temperatura medida pelo sensor [K]
V	Volume de combustível [l]
V_{cc}	Tensão de alimentação do circuito [V]
V_d	Volume de deslocamento total do motor [m ³]
V_s	Queda de tensão no sensor [V]
W_B	Trabalho de eixo gerado pelo motor [kJ]
$\dot{W}_B$	Potência de eixo [kW]

Gregos

Δm_C	Massa de combustível consumida pelo motor no ensaio [g]
Δt	Intervalo de tempo de cada ensaio [s]
μ_{EAC}	Fração mássica do etanol anidro combustível na mistura
μ_D	Fração mássica do Diesel na mistura
ϑ_D	Fração volumétrica do Diesel na mistura
ϑ_{EAC}	Fração volumétrica do etanol anidro combustível na mistura
ρ_C	Massa específica do combustível [kg/m ³]
ρ_D	Massa específica do Diesel S500 [kg/m ³]
ρ_{EAC}	Massa específica do etanol anidro combustível [kg/m ³]
ρ_{EHC}	Massa específica do etanol hidratado combustível [kg/m ³]
τ	Torque de frenagem [kN]
ω	Velocidade angular [rad/s]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	25
1.1	MOTIVAÇÃO	29
1.2	OBJETIVOS	29
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	31
2.1	MISTURAS DIESEL-BIODIESEL-ETANOL	31
2.2	SISTEMAS INDEPENDENTES DE INJEÇÃO DE ETANOL E DIESEL-BIODIESEL	35
2.3	SÍNTESE DAS INFORMAÇÕES EXTRAÍDAS DAS REVISÕES	36
3	MONTAGEM DA INFRAESTRUTURA PARA ENSAIOS DE MOTORES	37
3.1	DESCRIÇÃO DOS EQUIPAMENTOS	37
3.1.1	Motor de combustão interna	37
3.1.2	Freio eletromagnético	39
3.2	CONSTRUÇÃO E MONTAGEM DA BANCADA DINAMOMÉTRICA.....	40
3.3	ALTERAÇÕES NO PROJETO DO FREIO ELETROMAGNÉTICO	46
3.4	MONTAGEM DOS SISTEMAS AUXILIARES DO MOTOR.....	50
3.5	SISTEMA DE CONTROLE E AQUISIÇÃO DE DADOS	55
3.6	MEDIÇÕES DE TEMPERATURA, CONSUMO DE COMBUSTÍVEL E EMISSÕES	56
3.6.1	Sistema de medição de temperatura	56
3.6.2	Sistema de medição do consumo de combustível da linha principal	62
3.6.3	Sistema de medição de emissões	64
4	DESENVOLVIMENTO DO SISTEMA ELETRÔNICO INDEPENDENTE DE INJEÇÃO DE ETANOL	66
4.1	CENTRAL PROGRAMÁVEL DE INJEÇÃO ELETRÔNICA.....	66
4.2	SENSOR DE ROTAÇÃO.....	67
4.3	SENSOR DE POSIÇÃO DA BORBOLETA	71
4.4	SENSOR DE TEMPERATURA DO MOTOR	72
4.5	UNIDADES INJETORAS	73
4.6	INSTALAÇÃO ELÉTRICA.....	78
4.7	APARATO PARA MEDIÇÃO DO CONSUMO DE ETANOL HIDRATADO	80
5	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	82
5.1	METODOLOGIA PARA REALIZAÇÃO DOS ENSAIOS	82
5.2	ENSAIOS COM MISTURAS DIESEL-ETANOL ANIDRO.....	85
5.3	ENSAIOS COM INJEÇÃO INDEPENDENTE DE ETANOL HIDRATADO...	88
5.4	ANÁLISE E TRATAMENTO DOS DADOS	93
5.5	DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS DE OPERAÇÃO DO MOTOR.....	95
5.6	PROCEDIMENTO PARA ANÁLISE ECONÔMICA	99

5.6.1	Equacionamento para determinação dos gastos com os combustíveis.....	99
5.6.2	Valor presente líquido	100
6	RESULTADOS.....	102
6.1	RESULTADOS DOS ENSAIOS COM MISTURAS DIESEL-ETANOL ANIDRO	102
6.2	RESULTADOS DOS ENSAIOS COM INEÇÃO INDEPENDENTE DE ETANOL HIDRATADO	112
6.3	RESULTADOS DA ANÁLISE ECONÔMICA DAS CONFIGURAÇÕES TESTADAS	122
6.3.1	Resultados econômicos para os ensaios com misturas Diesel-etanol anidro .	123
6.3.2	Resultados econômicos para os ensaios com injeção de etanol hidratado	126
6.4	SÍNTESE DOS RESULTADOS.....	131
7	CONCLUSÕES	135
	REFERÊNCIAS	137
	APÊNDICES.....	142
A	ALGORITMO PARA LEITURA DE TEMPERATURA DA BANCADA...	142
B	RESULTADOS OBTIDOS EXPERIMENTALMENTE	145
B.1	INCERTEZA DE MEDIÇÃO ESTATÍSTICA.....	145
B.2	RESULTADOS DOS ENSAIOS COM MISTURAS.....	146
B.3	RESULTADOS DOS ENSAIOS COM SISTEMA DE INJEÇÃO INDEPENDENTE DE ETANOL HIDRATADO.....	171
C	LIMITES DE EMISSÕES.....	190
	ANEXOS	193
A	CÉLULA DE CARGA.....	193
B	SENSOR DE ROTAÇÃO.....	194
C	TERMISTOR	194
D	BALANÇA ELETRÔNICA	195
E	ANALISADOR DE GASES	196
F	ESPECIFICAÇÕES DO EAC, EHC E EHCP.....	196
G	ESPECIFICAÇÕES DO DIESEL	198
H	PODER CALORÍFICO INFERIOR DOS COMBUSTÍVEIS	200

PREFÁCIO

Este trabalho foi desenvolvido no Laboratório Associado do Instituto de Pesquisa em Bioenergia da UNESP (IPBEN) no Câmpus de Ilha Solteira e está integrado às linhas de pesquisa de Energia e Sistemas Térmicos do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PPGEM). O trabalho está organizado em sete capítulos, os quais serão apresentados brevemente.

O Capítulo 1 corresponde à introdução, que visa contextualizar o tema abordado, além de detalhar a motivação e os objetivos do trabalho.

O Capítulo 2 traz uma revisão da literatura, apresentando as metodologias e os resultados obtidos por diversos autores no âmbito da aplicação de etanol anidro e hidratado em motores de ignição por compressão.

O Capítulo 3 descreve todos os passos realizados na montagem da infraestrutura utilizada nos experimentos deste trabalho, envolvendo desde acompanhamento da construção do laboratório até a montagem final da bancada dinamométrica.

O Capítulo 4 apresenta toda metodologia relacionada à instalação do sistema eletrônico independente de injeção de etanol hidratado no motor, onde foram detalhados os componentes utilizados e como foram adaptados para operar nesta configuração.

O Capítulo 5 refere-se aos procedimentos experimentais que foram adotados na condução dos ensaios com misturas Diesel-Etanol Anidro e com injeção independente de Etanol Hidratado, além de descrever o procedimento para análise e tratamento dos resultados obtidos.

O Capítulo 6 apresenta os resultados e discussões em termos de desempenho e de viabilidade econômica, obtidos experimentalmente: torque, potência, consumo específico de combustível de eixo, pressão média efetiva de eixo, emissões (CO, NO, NO_x e SO₂), custos de operação e valor presente líquido.

O Capítulo 7 traz as conclusões do trabalho, o qual é composto por uma síntese dos resultados gerais alcançados, uma discussão das principais dificuldades encontradas no desenvolvimento do trabalho e algumas sugestões para trabalhos futuros.

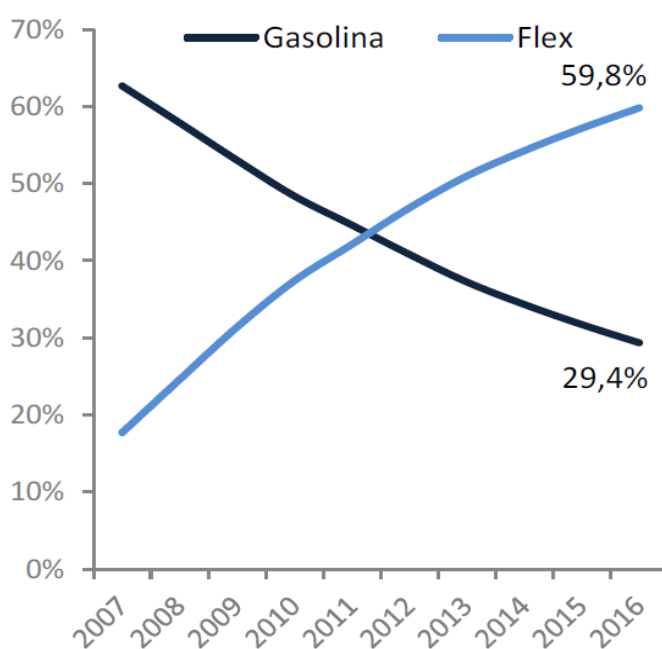
1 INTRODUÇÃO

A crise do petróleo nos anos 70 despertou o mundo para a busca de formas alternativas de energia. Em 1973, o preço do barril de petróleo saltou de US\$2,91 para US\$12,45 (aumento de 428%), motivando o governo brasileiro a adotar essa solução (BARROS, 2007). Assim, foi desenvolvido o Programa Nacional do Álcool (Pró-Álcool), idealizado pelo físico José Walter Bautista Vidal e pelo engenheiro Urbano Ernesto Stumpf. A política governamental foi estabelecida em 14 de novembro de 1975 por meio do decreto 76.593 e, desde então, o país passou a ampliar a produção da matéria-prima e a converter carros a gasolina em veículos movidos pelo combustível de origem vegetal (IPEA, 2010).

Um dos objetivos centrais do programa era o desenvolvimento das técnicas e o aprimoramento da matéria-prima para a produção do álcool etílico, ou etanol. De 1975 a 1979, os esforços concentraram-se na produção de etanol anidro para ser acrescentado à gasolina. Os primeiros carros movidos totalmente a etanol hidratado só começaram a circular em 1978, após modificações nos motores (BARROS, 2007).

Esta política econômica passou por inúmeras dificuldades ao longo dos anos e, em 2003, conseguiu consolidar-se com o início da comercialização de veículos bicomcombustíveis no Brasil. Em 2016, os veículos *flex* representaram quase 60% da frota total e os veículos a gasolina cerca de 30%, conforme apresentado na Figura 1 (SINDIPEÇAS, 2017).

Figura 1 - Comparativo entre a frota de veículos a gasolina e bicomcombustíveis no país.



Fonte: SINDIPEÇAS (2017).

Segundo a Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP, 2016a), o etanol é uma substância química com fórmula molecular C_2H_6O , produzida especialmente via fermentação de açúcares, principalmente da cana-de-açúcar, milho, beterraba, batata, trigo e mandioca. No Brasil, a cana-de-açúcar é a principal matéria-prima para produção deste biocombustível. A produtividade média de etanol da cana-de-açúcar é de $7,5 \text{ m}^3/\text{ha}$, enquanto que para o milho, principal matéria-prima do álcool produzido nos Estados Unidos, é de $3,0 \text{ m}^3/\text{ha}$ (NOVACANA, 2017).

Atualmente, o Brasil é um dos países que mais utilizam o etanol, sendo também o segundo maior produtor mundial. A produção e o processamento de cana-de-açúcar no Brasil são gerenciados pelo setor privado, que obtém os menores custos de produção do mundo, tanto de açúcar, como de álcool, despontando como um segmento altamente competitivo no mercado internacional (GONÇALVES, 2005).

São duas as formas de utilização do etanol em motores: anidro e hidratado, sendo o primeiro utilizado para adição tanto na gasolina, como no Diesel, e o segundo, comercializado nos postos e utilizado diretamente nos motores de ignição por centelha. Seu uso reduz as emissões de gases de efeito estufa e diminui a dependência energética de combustíveis fósseis.

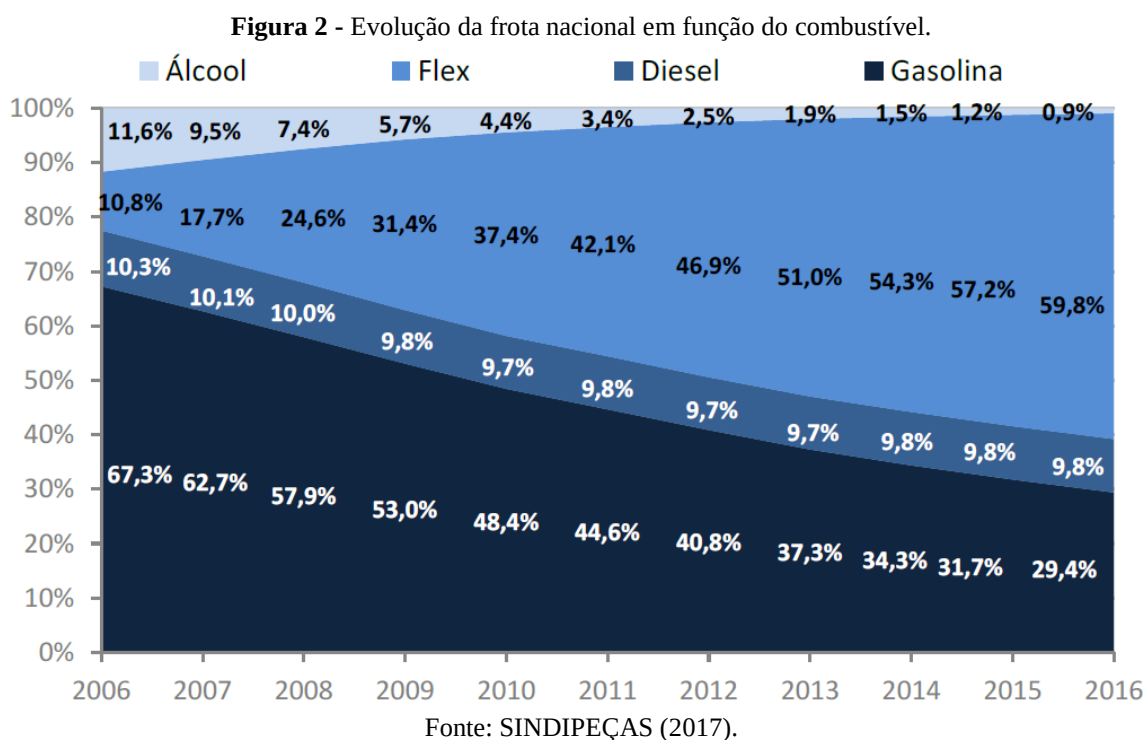
A demanda pelo etanol brasileiro vem crescendo significativamente, não apenas devido ao aumento da frota de veículos *flex*, mas também em função do crescimento das exportações. Por isso, continua-se investindo no desenvolvimento da segunda geração deste combustível renovável, procurando um maior aproveitamento da energia oriunda da cana-de-açúcar, através da hidrólise do bagaço e da palha, de modo que seja possível aumentar em até 50% a oferta sem ter que alterar a área plantada (RAÍZEN, 2015).

Por outro lado, o óleo Diesel é um combustível líquido derivado do petróleo, composto por hidrocarbonetos com cadeias de 8 a 16 carbonos e, em menor proporção, nitrogênio, enxofre e oxigênio, sendo utilizado principalmente nos motores de combustão interna de ignição por compressão (CI - *Compression Ignition*). Para atender às diversas aplicações do produto, vários tipos de Diesel são encontrados no mercado: S10 e S500 de uso rodoviário (veículos automotivos, máquinas agrícolas, máquinas de construção e máquinas industriais), S1800 de uso não rodoviário (mineração a céu aberto, transporte ferroviário e geração de energia elétrica) e óleo Diesel marítimo (ANP, 2016b).

O Diesel automotivo S500 é assim chamado por conter 500 ppm (partes por milhão) de teor máximo de enxofre, sendo conhecido nos postos de serviço como “Diesel comum” e é adequado à frota de veículos a Diesel fabricados antes de 1º de janeiro de 2012. Por outro lado, o Diesel S10 contém o equivalente a um teor máximo de enxofre de 10 ppm, exigido pelas

novas tecnologias de controle de emissões dos motores a Diesel fabricados a partir de 2012, as quais possibilitam a redução das emissões de material particulado em até 80% e de óxidos de nitrogênio em até 98% (PETROBRAS, 2017).

A Figura 2 mostra a composição percentual da frota de veículos ao longo dos últimos anos em função do tipo de combustível. Observa-se nesta figura que a frota de veículos a Diesel permaneceu praticamente constante ao longo de dez anos. De acordo com a ANP (2017), em 2016 foram comercializados 54,279 bilhões de litros de óleo Diesel, representando redução de 5,1% se comparado ao ano anterior. Para suprir essa demanda, mais de 7,4 milhões de litros de óleo Diesel foram importados.



O Biodiesel passou a ser misturado ao Diesel fóssil em 2004 em caráter experimental e, entre 2005 e 2007, no teor de 2%, a comercialização passou a ser voluntária. A obrigatoriedade veio no artigo 2º da Lei nº 11.097/2005, que introduziu o biodiesel na matriz energética brasileira. Em janeiro de 2008, entrou em vigor a mistura legalmente obrigatória de 2% (B2), em todo o território nacional (ANP, 2016c).

No entanto, por decisão do Conselho Nacional de Política Energética (CNPE) publicada em março de 2008, tornou obrigatória a adição de 3% de Biodiesel ao Diesel (B3) a partir de 1º de julho de 2008. Essa medida foi tomada no sentido de reduzir a importação de Diesel, causando um efeito positivo na balança comercial brasileira neste período (ANP, 2008).

De acordo com a ANP (2009), a partir de 1º de janeiro de 2010 passou a ser obrigatório o teor de 5% (B5) de Biodiesel em todo óleo Diesel consumido no Brasil, exceto o marítimo. Na época, previu-se uma economia de divisas da ordem de US\$ 1,4 bilhão/ano devido à redução das importações de óleo Diesel.

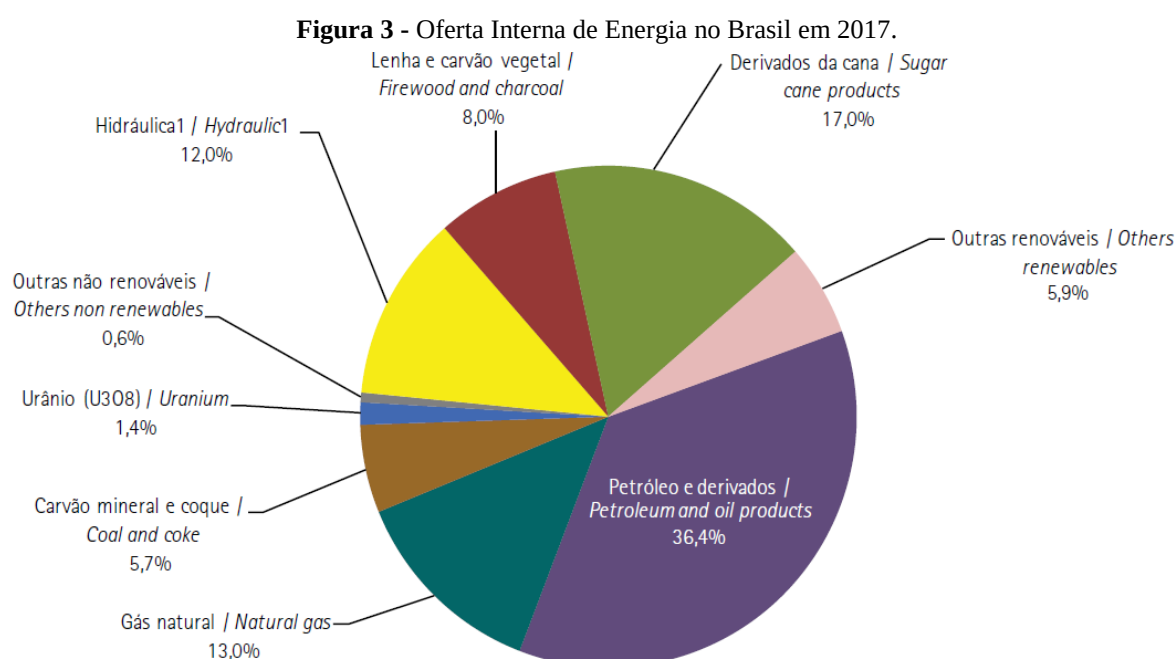
Com o amadurecimento do mercado brasileiro, esse percentual foi sucessivamente ampliado pelo CNPE. Em agosto de 2014, tornou-se obrigatória a adição de 6% de Biodiesel no Diesel (B6) e, em novembro deste mesmo ano, o teor aumentou para 7% (B7) (ANP, 2016c).

Em 2016 foi lançado um cronograma de aumento do teor de Biodiesel a partir de 2017, conforme a Lei nº 13.623/2016 (ANP, 2016c):

- até março de 2017 – 8% (B8);
- até março de 2018 – 9% (B9);
- até março de 2019 – 10% (B10).

No entanto, a comercialização do B10 foi antecipada para março de 2018, um ano antes do que previa o cronograma oficial da Lei 13.263/2016. A decisão foi tomada durante uma reunião extraordinária do CNPE, que ocorreu no final de novembro de 2017 (RODRIGUES, 2017).

A Figura 3 apresenta a Oferta Interna de Energia (OIE) no Brasil publicada pelo Ministério de Minas e Energia (MME) no Balanço Energético Nacional (BEN) de 2018, cujo ano base é 2017. Nota-se que cerca de 43% da matriz energética brasileira é composta por fontes renováveis. Os produtos derivados da cana respondem por 17% total.



Fonte: MME (2018).

1.1 MOTIVAÇÃO

Estudos para utilização de Biodiesel e/ou Etanol em conjunto com o Diesel nos motores de ignição por compressão têm grande importância no cenário nacional e mundial, visto que são combustíveis totalmente renováveis e reduzem o impacto ambiental, motivando a realização deste trabalho.

Alguns estudos revelam que, para se produzir uma tonelada de cana-de-açúcar e fornecer à indústria, são consumidos por volta de 5,38 litros de óleo Diesel. O maior consumo é o agrícola, que corresponde a aproximadamente 3,5 l/tc (litros por tonelada de cana) e envolve os processos de preparo do solo, plantio e manejo. Em seguida, tem-se o consumo associado ao transporte que é estimado em 0,98 l/tc, e, por fim, o referente à colheita mecanizada que corresponde a 0,9 l/tc (NOVACANA, 2017).

Na região noroeste paulista existem inúmeras empresas deste segmento, possibilitando parcerias no futuro para o desenvolvimento de pesquisas e novas tecnologias no sentido de reduzir o consumo de Diesel no plantio e transporte, substituindo parte dele por um combustível renovável, no caso o etanol. Nota-se que quando se fala em Diesel S500 ou S10, na verdade se trata do Biodiesel B10 (Diesel fóssil com 10% de Biodiesel).

1.2 OBJETIVOS

O objetivo inicial é incrementar o Laboratório de Motores do IPBEN (Instituto de Pesquisa em Bioenergia da UNESP), estruturando as salas de controle e de ensaio de forma flexível e de acordo com as necessidades requeridas, bem como construindo a nova bancada dinamométrica, com a montagem dos seus componentes, sistemas de aquisição de dados e aparatos de medição.

O passo seguinte é desenvolver uma avaliação experimental de alguns parâmetros de desempenho e de emissões de um motor de combustão interna de quatro cursos, de ignição por compressão, de aspiração natural e com bomba injetora em linha, operando com substituição parcial do Diesel por etanol.

Na primeira etapa, o sistema de injeção de combustível será o original do motor, sem nenhuma modificação, sendo neste caso utilizado o etanol anidro por conta de sua melhor miscibilidade com o Diesel S500. Os percentuais de etanol anidro na mistura a serem investigados são: 5, 10, 15, 20 e 25% em volume.

Na segunda etapa, será instalado um sistema independente de injeção eletrônica de combustível para fornecer etanol hidratado diretamente no coletor de admissão. No entanto, este sistema operará em paralelo com o sistema original de injeção direta de Diesel do motor, alterando-se o débito da bomba injetora.

Neste contexto, serão avaliados quais os melhores percentuais de substituição do Diesel pelo etanol para cada regime de funcionamento, nos limites das condições estabelecidas, buscando-se a melhoria do desempenho do motor e, conseqüentemente, a redução dos custos de operação.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo será apresentada uma revisão bibliográfica a respeito da aplicação de biocombustíveis em motores de ignição por compressão de injeção direta, a qual está separada em função dos combustíveis utilizados e a forma com que são aplicados nos motores.

2.1. MISTURAS DIESEL-BIODIESEL-ETANOL

Hulwan e Joshi (2011) analisaram a viabilidade de se utilizar elevados níveis de etanol nas misturas Diesel-etanol, com Biodiesel atuando como co-solvente. As misturas testadas foram: D70/E20/B10 (A), D50/E30/B20 (B), D50/E40/B10 (C). Os experimentos foram conduzidos em um motor multicilindro a Diesel de injeção direta, cujo avanço de injeção era inicialmente de 13° antes do ponto morto superior (APMS). Observou-se que o motor não funcionou com as misturas B e C quando operado com o avanço de injeção original, requerendo avanços de 18° a 21° APMS. No entanto, com o aumento do avanço da injeção houve um incremento na emissão de NO (monóxido de nitrogênio ou óxido nítrico) e uma elevação do pico de pressão no interior do cilindro. Em comparação com a operação com Diesel, os resultados obtidos com as misturas apresentaram: elevação no consumo específico de combustível de eixo (BSFC - *Brake-Specific Fuel Consumption*), leve aumento na eficiência térmica de eixo e redução drástica na opacidade da fumaça em elevadas cargas. As emissões de NO mostraram-se dependentes das condições de operação, enquanto que as emissões de CO (monóxido de carbono) decaíram em baixas cargas. A mistura B, a qual apresenta 50% de Diesel e contém teor de oxigênio de até 12,21% em massa, apresentou desempenho satisfatório, especialmente em operações em regime permanente na faixa até 1.600 rpm, mas não demonstrou nenhum benefício em relação ao máximo de emissão de particulados no teste de aceleração livre.

Murcak *et al.* (2013) avaliaram o desempenho de um motor monocilindro de injeção direta a Diesel, operando com misturas entre Diesel e Etanol, sob diversos avanços de injeção. As misturas foram preparadas contendo 5, 10 e 20% de etanol em volume. A potência máxima foi obtida para a mistura de 10% de etanol e 90% de Diesel em 3.000 rpm e avanço de injeção de 45° APMS. O torque máximo foi alcançado operando com o mesmo combustível em 1.400 rpm e avanço de ignição de 25° APMS. O mínimo consumo específico de combustível de eixo

foi obtido para a mistura de 20% de Etanol e 80% de Diesel em 1.200 rpm e avanço de injeção de 35° APMS.

Putrasari, Nur e Muharam (2013) analisaram experimentalmente a aplicação de misturas Diesel e Etanol em um motor de ignição por compressão, para diferentes cargas e percentuais de etanol na mistura. As misturas foram preparadas com etanol anidro a 99,6% de pureza. Os experimentos foram desenvolvidos utilizando-se 2,5; 5; 7,5 e 10% de etanol (em volume) da mistura e para as seguintes cargas: 0, 10, 20, 30, 40, 50 e 60 Nm. Para tanto, foram avaliados a potência, o consumo específico de combustível de eixo, a eficiência térmica de eixo, a temperatura dos produtos de combustão e a temperatura do óleo lubrificante. Os resultados indicaram que a potência de eixo do motor e a pressão média efetiva de eixo (BMEP - *Brake Mean Effective Pressure*) aumentaram com a elevação do percentual de etanol na mistura. Por outro lado, o consumo específico de combustível de eixo e a temperatura dos produtos de combustão decaíram, enquanto que a temperatura do óleo lubrificante também aumentou com a elevação do teor de etanol. Além disso, as emissões de CO, HC (hidrocarbonetos) e fumaça diminuíram.

Gnanamoorthi e Devaradjane (2015) investigaram a influência da taxa de compressão no desempenho, combustão e características das emissões de um motor monocilindro a Diesel, de quatro cursos e naturalmente aspirado. Relações de compressão de 17,5; 18,5 e 19,5 foram consideradas, sendo variadas pela alteração nas dimensões da cavidade do pistão, mantendo-se o volume de deslocamento constante. Testes foram desenvolvidos com cinco diferentes misturas Diesel-etanol, nas proporções de 0, 10, 20, 30 e 40% de etanol. Para garantir a homogeneidade e evitar a separação de fases, 1% de acetato de etila e 1% de carbonato de dietila foram adicionados à mistura. Os autores não especificaram qual o tipo de etanol utilizado nos experimentos. Quando avaliado em plena carga, observou-se que a eficiência térmica de eixo aumenta com os percentuais mais elevados de etanol e a máxima relação de compressão. O aumento da relação de compressão e do teor de etanol na mistura melhoraram a combustão e o desempenho do motor. Além disso, promoveram uma diminuição significativa nas emissões de hidrocarbonetos, monóxido de carbono e fumaça; porém, obteve-se um aumento nas emissões de óxidos de nitrogênio (NO_x).

Murcak *et al.* (2015) estudaram o efeito do avanço da injeção no desempenho de um motor Diesel monocilindro. As misturas de combustível foram preparadas pela adição de etanol com pureza de 96% ao Diesel nas proporções de 5, 10 e 20% em volume. Para alterar o avanço da injeção, um mecanismo de came ajustável foi conectado ao motor de teste. Os resultados mostraram que a potência máxima do motor foi obtida em 2.400 rpm para 5% de adição de

etanol e com avanço de injeção de 35° APMS. O torque máximo do motor foi obtido em 1.200 rpm para a mesma mistura Diesel-etanol, com o avanço da injeção de 25° APMS. O mínimo consumo específico de combustível de eixo foi alcançado a 1.000 rpm com avanço da injeção de 35° APMS para a mesma mistura.

Alptekin (2017) utilizou o etanol e o isopropanol, ambos com purezas acima de 99%, como aditivos ao Diesel em duas proporções, sendo a primeira composta por 15% de etanol e 85% de Diesel e a segunda por 15% de isopropanol e 85% de Diesel. Um motor Diesel de injeção direta do tipo de linha comum de alta pressão (CRDI - *Common Rail Direct Injection*) foi utilizado nos ensaios, sendo possível analisar o desempenho, a combustão, a injeção e os níveis de emissões. O mesmo foi testado sob três condições de rotação (1.500, 2.000 e 2.500 rpm) e quatro condições de pressão média efetiva de eixo (3,3; 5,0; 6,6 e 8,3 bar). De acordo com os resultados experimentais, as misturas de etanol com Diesel provocaram um aumento do consumo específico de combustível de eixo. Os valores máximos da pressão no interior do cilindro (MCP - *Maximum Cylinder Pressure*) obtidos para as duas misturas foram ligeiramente superiores ao alcançado quando se operou com Diesel puro. Os resultados dos testes de emissão revelaram que o motor Diesel alimentado com misturas Diesel-etanol emitiu níveis superiores de THC (*Total Hydrocarbons*), CO e NO_x em comparação com o Diesel puro. As misturas de etanol não afetaram significativamente as emissões de CO₂ (dióxido de carbono). As misturas de Diesel-etanol e Diesel-isopropanol tiveram resultados similares para os processos de combustão e níveis de emissões.

Jamrozik (2017) avaliou o desempenho de um motor Diesel estacionário monocilindro, operando com misturas Diesel-metanol e Diesel-etanol. No artigo, o autor não explicita os tipos de metanol e etanol utilizados. O percentual volumétrico de álcool nas misturas variou de 0 a 40%. As misturas Diesel-metanol com teores de metanol de até 30% produziram um efeito positivo na eficiência térmica indicada do motor e não provocaram alterações significativas nos valores da pressão média efetiva indicada (IMEP - *Indicated Mean Effective Pressure*). Além disso, observou-se nesses casos uma redução substancial das emissões de monóxido de carbono, dióxido de carbono e hidrocarbonetos. O aumento do percentual em volume de metanol acima de 30% causou alterações no processo de combustão, ocasionando um declínio substancial na pressão do interior do cilindro e, conseqüentemente, redução do torque gerado. No caso das misturas Diesel-etanol, o trabalho gerado pelo motor e a eficiência térmica indicada aumentaram em todos os casos testados, mantendo-se o nível da pressão média efetiva indicada constante. Nestes casos, as emissões de CO foram reduzidas, enquanto que as emissões de THC e CO₂ permaneceram praticamente inalteradas. No entanto, notou-se um efeito negativo sobre

as emissões de óxidos de nitrogênio quando alimentado com ambas as misturas (Diesel-metanol e Diesel-etanol).

Paul, Panua e Debroy (2017) desenvolveram uma análise completa de um motor CI, o qual foi alimentado com uma série de misturas entre Diesel, etanol e éster metílico de *Pongamia Piñata* (PPME). Neste estudo, o percentual de PPME foi fixado em 50% e o percentual de etanol variou de 5 a 20%, com intervalos de 5%. Segundo os autores, o etanol foi obtido em postos de abastecimento e em lojas de produtos químicos, no entanto não se especifica o tipo. Os resultados obtidos mostraram que a mistura D35E15B50 (35% de Diesel, 15% de etanol e 50% de PPME) apresentou os melhores parâmetros de desempenho, a saber: 21,17% de aumento na eficiência térmica de eixo e 4,61% de redução no consumo específico de energia de eixo (BSEC - *Brake Specific Energy Consumption*) em plena carga. A análise da combustão revelou aumento da pressão no interior do cilindro e da taxa de liberação de calor, indicando melhoria na condição de combustão para a mistura mencionada. Além disso, esta mistura mostrou uma queda substancial das emissões de hidrocarbonetos e de monóxido de carbono não queimados, mas foi penalizada com um ligeiro aumento da emissão de NO_x. Para as mesmas condições de operação, a análise da exergia mostrou um aumento de 25,64% na eficiência exergética, diminuição de 22,02% na taxa de destruição de exergia e redução de 21,06% na taxa de geração de entropia.

Tutak *et al.* (2017) apresentaram os resultados de uma análise comparativa da combustão de misturas de etanol hidratado com Diesel e etanol hidratado com Biodiesel em diferentes proporções. Os testes foram conduzidos em um motor de ignição por compressão, monocilindro e naturalmente aspirado, operando em rotação constante de 1.500 rpm. Ensaios experimentais foram realizados para avaliar os efeitos do uso do etanol hidratado como aditivo para melhorar o desempenho, níveis de emissões e características da combustão. O motor abastecido com a mistura Diesel-etanol apresentou maiores valores para pressão média efetiva indicada e eficiência térmica indicada (ITE - *Indicated Thermal Efficiency*). Neste caso, o maior valor da ITE foi obtido para um percentual de 35% de etanol na mistura. Quanto à mistura Biodiesel-etanol, valores similares de ITE (31%) foram obtidos em toda a gama da fração de etanol na mistura. Nos testes com Biodiesel puro e Diesel puro o atraso de ignição foi próximo de 17° APMS para ambos. Os maiores níveis de emissão de NO_x foram obtidos para a mistura de 30% de etanol no Diesel, sendo que as emissões de THC e NO_x aumentaram até a fração de 35% de etanol no Diesel.

2.2. SISTEMAS INDEPENDENTES DE INJEÇÃO DE ETANOL E DIESEL-BIODIESEL

Egúsquiza (2011) conduziu testes experimentais em um motor de ciclo Diesel MWM 4.10 TCA, operando com etanol hidratado ou gás natural em substituição parcial ao Diesel. A partir do diagrama indicador, foram determinados alguns parâmetros característicos da combustão, tais como início da combustão, taxa máxima de aumento da pressão e o pico de pressão no interior dos cilindros. Os parâmetros de desempenho e emissões do motor foram analisados através da eficiência térmica e das concentrações de monóxido de carbono, hidrocarbonetos, material particulado (MP) e óxidos de nitrogênio. Os resultados mostraram que a operação *dual* de injeção, com altos índices de substituição do Diesel, favorece uma melhoria na queima dos combustíveis alternativos, refletindo em uma redução nas emissões de CO e MP, e em um pequeno aumento na eficiência térmica do motor. Por outro lado, houve um aumento nas emissões de NO_x e, à medida que se aumentou o avanço de injeção de Diesel, foi possível observar-se um ruído mais elevado gerado pelo motor, indicando alterações no processo de combustão.

Ferreira *et al.* (2013) mostraram o perfil de desempenho e emissão de um motor a Diesel operando com injeção de etanol no coletor de admissão em conjunto com injeção a alta pressão de uma mistura entre Diesel e Biodiesel. A injeção de etanol utilizou um sistema de controle eletrônico que detectava o pulso de alta pressão na linha de injeção do Diesel, como uma referência para o sincronismo de acionamento dos injetores. Testes foram feitos em um motor operando a 1.800 rpm, conectado a um gerador de eletricidade. A injeção de combustível a alta pressão operou sempre com uma mistura binária de Diesel e Biodiesel, a qual foi suplementada pela injeção de etanol, produzindo cinco diferentes composições. A primeira composição testada foi a mistura binária sem etanol, enquanto que as demais apresentaram um incremento gradual de etanol na composição. A quinta composição utilizou 15% de etanol e 0,4% de peróxido de di-terc-butil, o qual foi adicionado ao combustível principal. A adição de etanol levou a redução nas emissões de NO_x e na opacidade da fumaça, mas mostrou um aumento nas emissões de CO e THC. A análise energética permitiu detectar um decréscimo na eficiência térmica do motor com a adição de etanol. No entanto, o uso do aditivo peróxido de di-terc-butil ocasionou um pequeno aumento da eficiência térmica e redução das emissões de CO e THC. Foi verificada uma significativa redução na temperatura do ar de admissão com o uso do etanol, permitindo afirmar que parte da redução de NO_x pode ser atribuída à diminuição da temperatura do ar.

2.3. SÍNTESE DAS INFORMAÇÕES EXTRAÍDAS DAS REVISÕES

A partir de uma análise das referências apresentadas neste capítulo pode-se apontar que a adição de etanol anidro ao Diesel promove aumento nas emissões de óxidos de nitrogênio (NO_x), o que é explicado pelo aumento da temperatura no interior da câmara de combustão. No entanto, em muitos casos a adição de etanol anidro em diversas proporções reduz as emissões de CO e hidrocarbonetos.

Também, o uso do etanol anidro combustível em misturas com o Diesel pode contribuir para a redução de fumaça e material particulado emitidos pelo motor em diversos regimes de funcionamento, pois o etanol anidro possui alto conteúdo de oxigênio e elevada volatilidade, otimizando o processo de combustão.

Além disso, notou-se que para proporções de etanol anidro acima de 20% em volume da mistura há uma redução considerável na potência de eixo gerada pelos motores, pois o etanol reduz o número de cetano e o poder calorífico inferior do combustível final, alterando todo processo de liberação de energia no evento de combustão.

Uma possível solução para este problema é alterar o avanço de injeção de combustível para contornar o aumento do atraso de ignição que ocorre nestas misturas, adaptando-o para a proporção e regime de funcionamento desejados. Outra forma seria a adição de aditivos à mistura, garantindo a elevação do número de cetano do combustível final.

Outra questão vista em alguns trabalhos é referente à miscibilidade de etanol anidro ou hidratado ao Diesel. Para determinadas proporções, especialmente em baixas frações, observou-se que o etanol anidro é totalmente miscível, independente da composição do Diesel, temperatura e tempo de permanência.

Com relação ao etanol hidratado, mesmo em proporções abaixo de 2,5% em volume, tem-se a separação das fases. Nestes casos, o Biodiesel pode ser adicionado à mistura Diesel-etanol hidratado para atuar como aditivo e garantir a miscibilidade dos componentes. Existem diversos aditivos químicos que estão sendo estudados e aprimorados para este fim.

No presente trabalho, serão descritos alguns testes que foram conduzidos em laboratório para verificar as características das misturas entre etanol anidro e hidratado ao Diesel comum (S500), que atualmente contém 10% em volume de Biodiesel (B10) em sua composição.

3 MONTAGEM DA INFRAESTRUTURA PARA ENSAIOS DE MOTORES

O laboratório associado do Instituto de Pesquisa em Bioenergia (IPBEN) no Câmpus de Ilha Solteira foi inaugurado em dezembro de 2016. A estrutura faz parte do Centro Paulista de Pesquisa em Bioenergia, criado através de uma ação conjunta entre o governo do estado de São Paulo, a Fapesp e as universidades estaduais paulistas.

Trata-se de um ambiente multidisciplinar que possui cerca de 500 m², cujas principais áreas de pesquisa são: fabricação de biocombustíveis, aplicações de biocombustíveis em motores de combustão interna e sustentabilidade socioeconômica e ambiental dos biocombustíveis.

Nesse prédio, existe um laboratório para ensaios de motores de combustão interna, o qual é constituído por duas salas, sendo uma destinada aos testes experimentais e a outra, localizada ao lado, utilizada para o monitoramento e controle da bancada dinamométrica e, também, para a montagem e preparação dos motores a serem ensaiados.

Vale destacar que os componentes e matérias-primas utilizados na montagem do laboratório foram adquiridos com recursos financeiros da FEIS (Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira) e, muitos deles, dos próprios pesquisadores. A fabricação das peças e acessórios utilizados na montagem deste sistema foi conduzida na Oficina do Departamento de Engenharia Mecânica, localizada no Câmpus I da FEIS.

Nos subcapítulos apresentados adiante serão descritos os principais componentes que integram a bancada de ensaios; os processos envolvidos na construção do laboratório de testes de motores; a montagem da bancada dinamométrica; as melhorias realizadas tanto no freio eletromagnético quanto no motor; e, também, como foi conduzida a instalação do sistema de monitoramento e controle da bancada.

3.1 DESCRIÇÃO DOS EQUIPAMENTOS

3.1.1 Motor de combustão interna

O modelo empregado nos ensaios é o OM-352, fabricado pela Mercedes-Benz. Trata-se de um motor de ignição por compressão que opera segundo um ciclo de quatro cursos, naturalmente aspirado, e que possui sistema de injeção direta de combustível com bomba injetora em linha. As demais informações sobre o mesmo se encontram na Tabela 1.

Tabela 1 - Principais características construtivas e operacionais do Motor OM-352.

Número de cilindros	6
Diâmetro dos cilindros	97 mm
Curso	128 mm
Volume de deslocamento total	5.675 cm ³
Potência máxima	96 kW a 2.800 rpm
Torque máximo	363 Nm a 2.000 rpm
Temperatura de operação	80 °C

Fonte: Mercedes-Benz (1985).

Este motor era fornecido em diferentes configurações no mercado interno para atender diversos segmentos, como caminhões rodoviários, tratores, colheitadeiras e aplicações estacionárias (bombas centrífugas, compressores de ar e geradores de energia elétrica). Os modelos mais modernos eram equipados com turbocompressor e *intercooler* (série OM-352LA), e geravam cerca de 127 kW.

O motor utilizado nos ensaios é do tipo agrícola e vem equipado com uma bomba injetora Bosch em linha. Por isso, a faixa de rotação máxima que o motor alcança é de 2.300 rpm. A Figura 4 apresenta uma vista lateral do motor utilizado no presente trabalho.

Figura 4 - Vista lateral do motor OM-352.

Fonte: Próprio autor.

Uma manutenção preventiva foi realizada antes de iniciar os testes. Por isso, a bomba injetora foi desmontada e enviada a uma empresa especializada para revisão dos componentes e verificação da regulagem. Os filtros de combustível, filtro de ar e todas as mangueiras do sistema de alimentação foram substituídos.

O óleo lubrificante e o fluido de arrefecimento foram drenados e, em seguida, o alojamento do filtro de óleo e o cárter foram removidos para limpeza. Com isso, o filtro e a junta do cárter foram substituídos, as peças foram reinstaladas e o novo óleo foi adicionado. O fluido de arrefecimento escolhido possui aditivos que previnem a oxidação dos componentes do sistema, além de aumentar sua capacidade térmica.

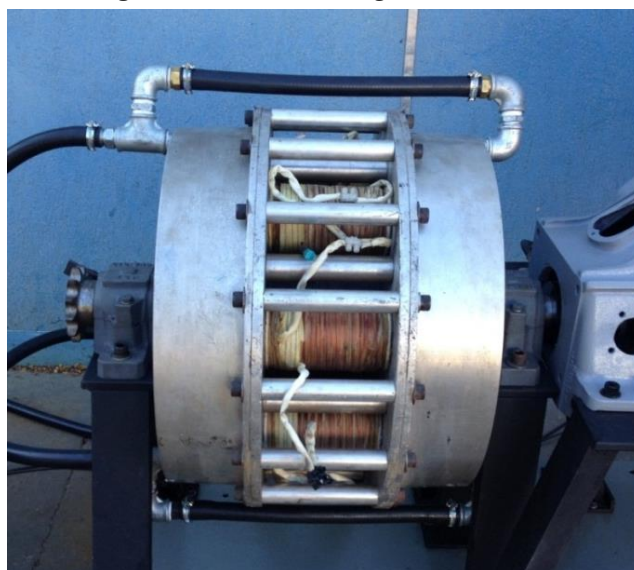
3.1.2 Freio eletromagnético

O dinamômetro utilizado nos experimentos corresponde a um freio eletromagnético, cuja intensidade de frenagem é controlada por um circuito eletrônico próprio. O modelo utilizado é o TDB500, fabricado pela TopDyno, localizada em Curitiba (PR). A capacidade máxima do equipamento é de 500 cv.

Nesse equipamento, um campo gerado pelas bobinas eletromagnéticas atua sobre os discos do freio, criando um torque de reação contrário ao sentido de rotação do conjunto, estabilizando a rotação do sistema em uma faixa predefinida pelo operador. O torque desenvolvido pelo freio é medido continuamente por uma célula de carga, enviando o sinal diretamente à central.

O freio eletromagnético transforma a energia mecânica fornecida pelo motor em calor, o qual é gerado nas bobinas eletromagnéticas e posteriormente dissipado pelo seu sistema de arrefecimento. A Figura 5 ilustra o freio eletromagnético utilizado nos experimentos deste trabalho.

Figura 5 - Freio Eletromagnético TDB500.



Fonte: Próprio autor.

De acordo com o fabricante do dinamômetro, a TopDyno, a calibração do aparelho é feita calculando-se a inércia rotacional do conjunto a partir da massa específica do material e da geometria das peças. As perdas de potência intrínsecas ao aparelho também são medidas e compensadas. Deste modo, o sistema atinge precisão ao redor de 1% e repetibilidade na obtenção dos resultados na ordem de 0,1%.

Antes dos ensaios, o freio também foi submetido a uma manutenção preventiva. O óleo lubrificante do mancal interno foi esgotado e substituído, sendo aplicado o Lubrax TRM 4 (80W), que atende às especificações dos rolamentos. Os mancais externos foram desmontados para limpeza e troca da graxa lubrificante.

Pontos passíveis de melhorias no projeto do freio foram detectados através da realização de testes preliminares, sendo estas implementadas no decorrer do trabalho. O equipamento precisou ser totalmente desmontado para que as alterações pudessem ser realizadas, as quais serão descritas detalhadamente mais adiante.

3.2 CONSTRUÇÃO E MONTAGEM DA BANCADA DINAMOMÉTRICA

A bancada dinamométrica foi desenvolvida e aprimorada no decorrer deste trabalho, sendo composta pelo freio eletromagnético, torre de resfriamento e sistema de controle e aquisição de dados. O motor de combustão interna é acoplado diretamente ao freio, possibilitando o levantamento dos seguintes dados: rotação, torque, potência de eixo, consumo específico de combustível, composição dos produtos de combustão, além de outras características operacionais.

O motor e o freio eletromagnético foram instalados sobre uma base inercial, a qual foi projetada e construída em concreto armado e apresenta 0,8 m de largura, 2,5 m de comprimento e 0,8 m de altura, sendo 0,2 m acima do contrapiso. Para servir como molde desta base, foi confeccionado um quadro com cantoneiras de aço de 2" de aba e espessura de 5/16", barras de vergalhão de 1/4" para o travamento e placas de madeira nas laterais, com intuito de armazenar o concreto despejado.

No sentido de reduzir os níveis de vibração transmitidos ao prédio, foi inserido cascalho de pedra na parte inferior da base. Uma vez concretada, foram posicionadas placas de isopor de 2 cm de espessura nas laterais da base para servir como junta de dilatação entre o piso do laboratório e a própria base, isolando cada uma das partes. O piso foi construído em seguida, respeitando uma espessura mínima de 12 cm.

É possível visualizar as principais etapas de construção da base inercial através das Figuras 6 e 7. Na Figura 6, tem-se o posicionamento do molde no interior do laboratório. O mesmo foi travado entre as paredes por peças de madeira para garantir o alinhamento e, em seguida, foi despejado o concreto, conforme pode ser visto na Figura 7. Por sua vez, a Figura 8 mostra a base e o piso já concluídos.

Figura 6 - Estrutura da base inercial.



Fonte: Próprio autor.

Figura 7 - Base inercial após concretagem.



Fonte: Próprio autor.

Figura 8 - Base inercial e contrapiso finalizados.



Fonte: Próprio autor.

Antes da concretagem, quatro eletrodutos de 3/4" foram instalados junto à base para a passagem, em separado, dos cabos de energia e sinal dos sensores, interligando a sala de testes com a sala de controle, sendo um par destes dutos destinado ao motor e o outro par ao dinamômetro.

Os cabos de energia do motor são empregados na conexão do painel, localizado na sala de controle, com a bateria, chave de ignição, motor de partida e luzes de pressão do óleo e fim de curso do acelerador. Os cabos de sinal enviam os dados dos sensores de temperatura, balanças eletrônicas e analisador de gases ao computador principal.

No lado do freio eletromagnético, dois cabos de energia alimentam suas bobinas e outros dois fornecem tensão de 220 V à torre de resfriamento, acionando o ventilador e a bomba. Os cabos de sinal do freio estão conectados aos sensores de temperatura, célula de carga e sensor de rotação.

Depois de finalizado o tempo de cura do concreto da base e do piso, passou-se para a instalação do motor e do freio eletromagnético sobre a base inercial. Este procedimento levou cerca de duas semanas para ser concluído, pois foi preciso inicialmente desmontar a bancada anterior e posicionar adequadamente o freio eletromagnético e o motor na nova base. O transporte desses equipamentos foi realizado com auxílio de uma empilhadeira manual, com capacidade para 2.000 kg, cedida pela Oficina do Departamento de Engenharia Mecânica da FEIS/UNESP.

Em seguida, os quatro furos de cada um dos suportes foram marcados na base de concreto e o conjunto foi novamente desmontado para que se pudesse furar a base inercial. Uma furadeira do tipo martetele e uma broca própria para concreto de alta resistência foram utilizadas neste processo.

Nesta configuração os três suportes do freio eletromagnético e os quatro suportes do motor foram fixados na base de concreto por meio de chumbadores do tipo CBC de 3/8", os quais, com base em informações apresentadas por empresas especializadas, tratam-se do modelo mais indicado para aplicações que estão submetidas a vibrações forçadas, justificando, assim, a escolha, tendo em vista as características de operação do sistema.

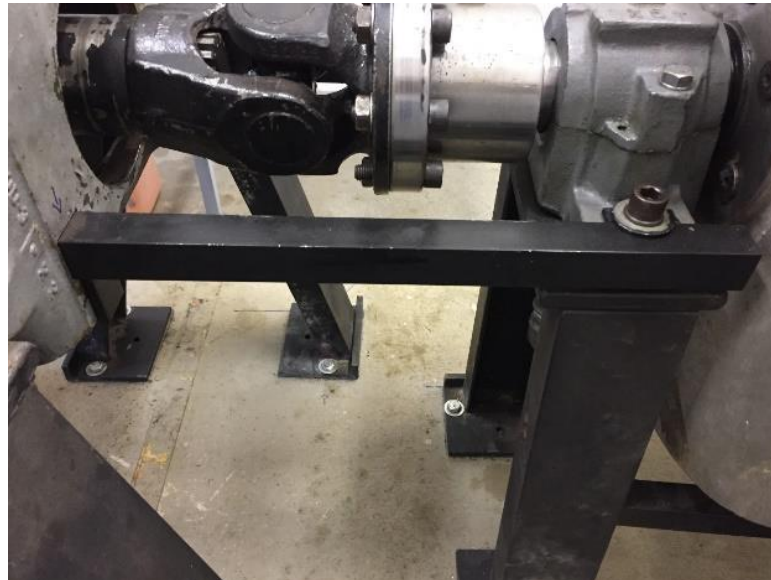
Para garantir maior rigidez e evitar vibrações no sistema, foram confeccionados quatro braços para o travamento dos suportes da bancada. Dois braços foram instalados entre as duas bases do freio eletromagnético e os outros foram utilizados para travar o mancal dianteiro do freio junto ao bloco do motor, os quais seguem ilustrados nas Figuras 9 e 10, respectivamente. Também é possível visualizar em detalhes a fixação dos suportes na base de concreto através dos chumbadores.

Figura 9 - Braço de travamento dos suportes do freio.



Fonte: Próprio autor.

Figura 10 - Braço de travamento do freio junto à carcaça do motor.



Fonte: Próprio autor.

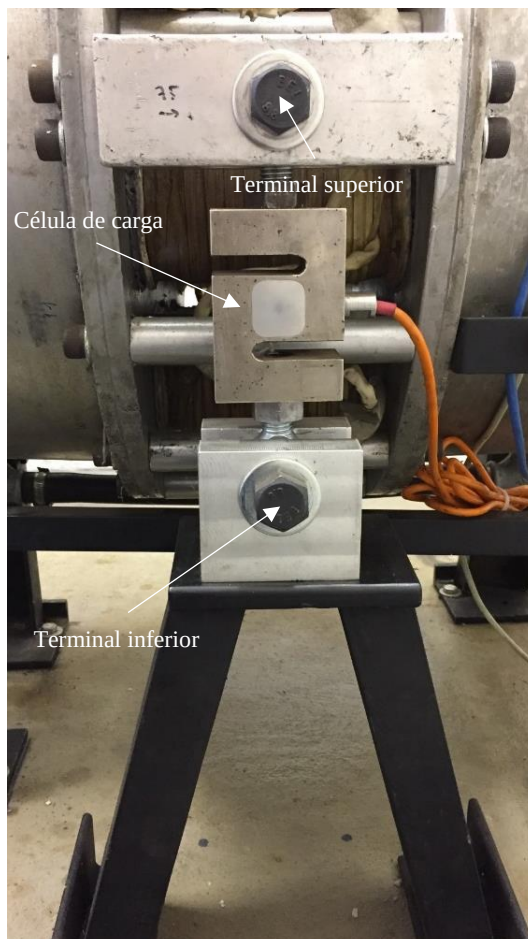
Esses braços foram confeccionados em cantoneiras de aço de 1" de aba e espessura de 1/4". Para travamento junto aos suportes, foram soldadas chapas de 1/2" de espessura nas extremidades dos braços, servindo como base para a confecção de uma rosca M10 x 1,5 mm em cada lado. Posteriormente, parafusos foram utilizados para a instalação dos braços nos suportes.

O passo seguinte foi a instalação da célula de carga junto ao freio eletromagnético. O modelo utilizado é o TSA com capacidade para 1.000 kg, fabricado pela AEPH do Brasil. As informações técnicas relacionadas às características de funcionamento e ao diagrama elétrico deste sensor seguem dispostas no Anexo A.

O suporte principal da célula de carga foi fixado por meio de chumbadores, seguindo o procedimento detalhado anteriormente. Para isso, uma base em alumínio foi projetada e confeccionada para alojar o terminal rotular inferior do sensor. A base possui um furo na lateral com rosca M16 x 2,0 mm para o travamento desse terminal e dois furos na parte inferior para sua fixação junto ao suporte principal por parafusos M10 x 1,5 mm.

O terminal rotular superior da célula de carga é fixado diretamente na lateral do freio eletromagnético, onde existe uma base própria para este fim, também confeccionada em alumínio, a qual é responsável por transferir toda força de frenagem à célula de carga. No entanto, foi necessário apenas adicionar um furo com rosca M16 x 2,0 mm para garantir o travamento deste elemento. A Figura 11 mostra o suporte da célula de carga devidamente instalado.

Figura 11 - Suporte completo da célula de carga.



Fonte: Próprio autor.

Os terminais rotulares que foram instalados nas extremidades da célula de carga garantem o funcionamento adequado do sensor, pois não restringem sua deformação na direção

axial no instante em que o torque de frenagem é aplicado ao motor. A instalação elétrica deste sensor foi realizada com base nos fundamentos apresentados nos manuais técnicos do sensor e da central eletrônica, ambos fornecidos pelo fabricante do dinamômetro.

Buscando a renovação do ar na sala de ensaios, um exaustor foi instalado na parede oposta à porta de entrada. O equipamento também opera em modo reverso, ou seja, basta alterar a posição do interruptor que o mesmo passa a operar como ventilador, dependendo da necessidade. O modelo utilizado é fabricado pela Venti-Delta, possui 40 cm de diâmetro, potência de 1/4 cv e vazão volumétrica de 4.200 m³/h.

O calor gerado pelo freio eletromagnético é absorvido e dissipado pela torre de resfriamento, a qual foi instalada fora do laboratório de ensaios a fim de facilitar a transferência de calor para o ambiente externo. Para isso, foram feitas duas conexões na parede que faz interface com a torre, sendo uma para o envio e outra para o retorno do fluido de arrefecimento. A Figura 12 mostra a torre de resfriamento devidamente instalada.

Figura 12 - Torre de resfriamento do dinamômetro.



Fonte: Próprio autor.

Essas conexões foram construídas em tubos de aço galvanizado de 1" de diâmetro, onde roscas foram confeccionadas em suas extremidades para a instalação de acessórios, como luvas, niples, curvas de 90° e conectores para mangueira de 3/4". Optou-se por utilizar os componentes em aço pelo fato da temperatura de trabalho ultrapassar 55 °C.

Ao lado dessas conexões foi posicionado um tubo de PVC de 1/2" de diâmetro para a passagem dos cabos de alimentação da bomba e do ventilador, os quais compõem a torre de

resfriamento e ficam alojados na parte interna de sua estrutura. É possível observar essas conexões através da Figura 13.

Figura 13 - Conexões da torre de resfriamento com a sala de teste.



Fonte: Próprio autor.

O acionamento da torre de resfriamento é realizado a partir da sala de controle, onde um disjuntor bipolar de 220 V e 25 A foi instalado acima da mesa principal. É importante destacar que a bomba e o motor do ventilador estão ligados em paralelo, ou seja, são acionados simultaneamente pelo disjuntor.

Na época da construção da sala de controle, cabos específicos foram passados pelos eletrodutos para o acionamento da central eletrônica e da torre de resfriamento. Estes cabos foram conectados junto ao painel de energia que fica na Oficina do IPBEN. Com isso, garante-se mais segurança ao sistema, tendo outros dois disjuntores neste painel.

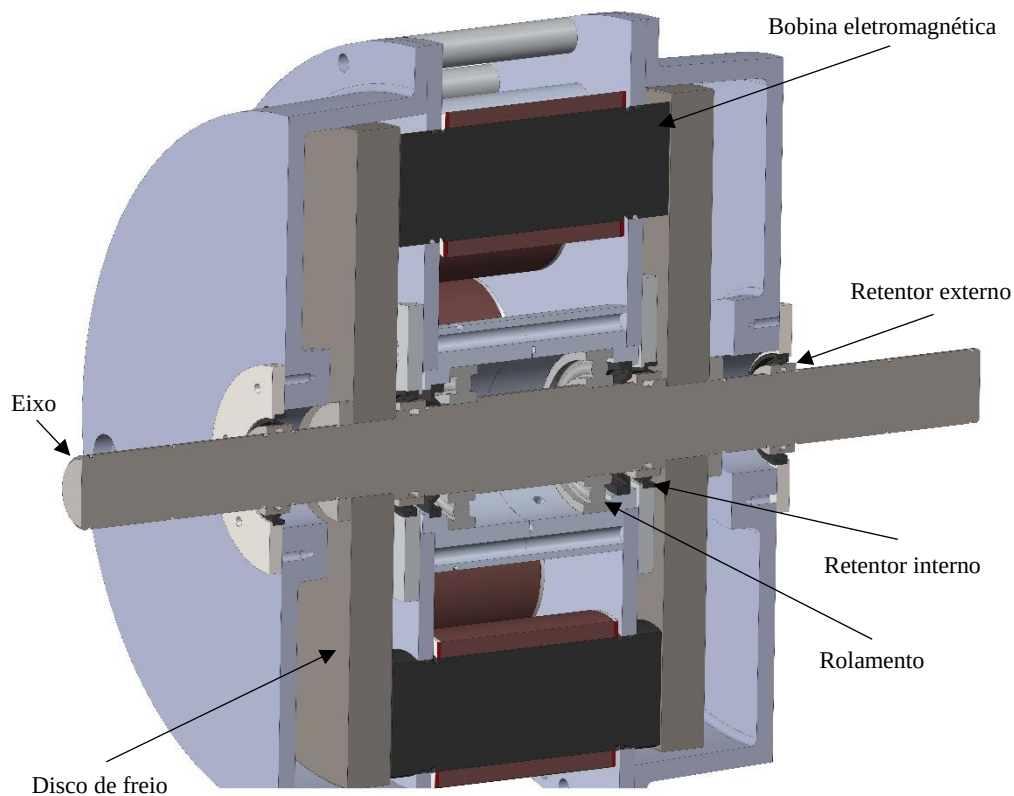
3.3 ALTERAÇÕES NO PROJETO DO FREIO ELETROMAGNÉTICO

Após alguns testes preliminares na bancada dinamométrica, notou-se o início de um ruído excessivo vindo dos mancais internos do freio. Por isso, o mesmo foi desmontado e algumas alterações foram realizadas com intuito de melhorar seu funcionamento, as quais serão descritas na sequência.

Na configuração original, o mancal interno do freio foi montado com dois rolamentos do tipo rígido com uma carreira de esferas. Segundo o fabricante, o mancal deve operar com

óleo lubrificante com classificação SAE 80W. No entanto, este componente faz interface com as duas caixas que abrigam os discos de freio (esquerdo e direito), onde há escoamento permanente do fluido de arrefecimento. Dois retentores do tipo BA (vedação principal de borracha com mola e diâmetro externo de metal) eram utilizados para evitar a contaminação do óleo lubrificante, sendo um instalado em cada interface (retentor interno), conforme pode ser visto através da Figura 14.

Figura 14 - Vista em corte longitudinal do freio eletromagnético.



Fonte: Adaptado do manual técnico fornecido pela TopDyno.

Uma vez desmontado, notou-se que duas buchas de aço eram utilizadas como pistas internas desses retentores. As buchas foram usinadas e prensadas no eixo principal do freio, porém apresentavam acabamento superficial de baixa qualidade, ou seja, alta rugosidade e riscos acentuados, o que explica a ocorrência de vazamento do fluido de arrefecimento para dentro do mancal interno. O contato direto com o fluido de arrefecimento ocasionou a oxidação prematura dos rolamentos, gerando aumento do atrito e, conseqüentemente, desgaste das esferas e pistas, provocando ruído.

Além disso, observou-se certa folga axial entre os discos de freio e os respectivos assentos no eixo. Os discos eram fixados por meio de travas elásticas e buchas espaçadoras. No

entanto, estas não apresentavam espessura suficiente para garantir a pré-carga dos conjuntos e, por isso, novas peças foram confeccionadas com as dimensões adequadas.

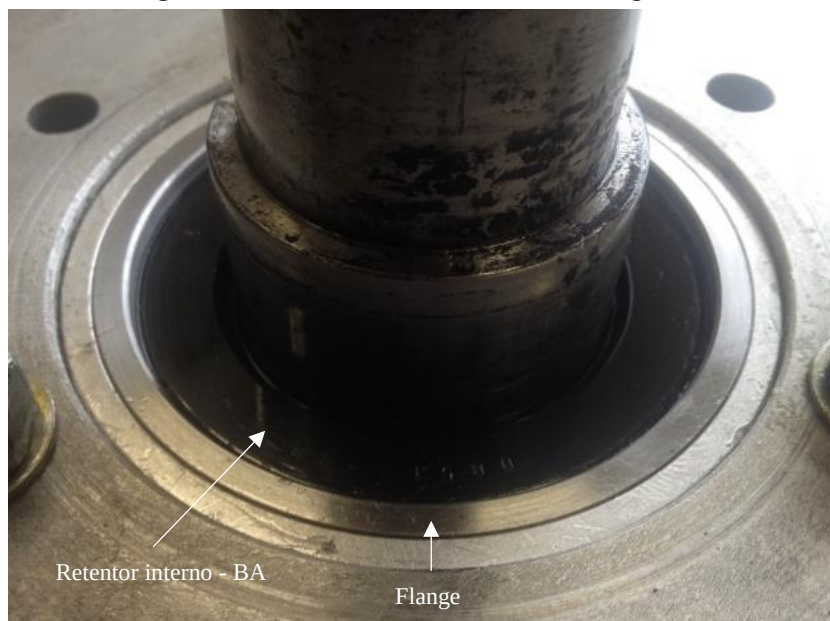
As duas chavetas que são instaladas entre o eixo e cada um dos discos de freio estavam deformadas. A explicação para isso está relacionada à seleção inadequada do material destes componentes, os quais foram confeccionados em aço de baixo teor de carbono, apresentando propriedades mecânicas inferiores às requisitadas.

Analisando os problemas descritos, optou-se por substituir os rolamentos pelo modelo com uma carreira de esferas de contato angular, pois este é capaz de suportar cargas combinadas, ou seja, quando existem cargas radiais e axiais atuando simultaneamente no conjunto. No entanto, a carga axial resultante deve ser aplicada em um único sentido, forçando a pista interna contra a externa.

Com relação aos retentores, foi proposto a utilização de três do tipo BA de cada lado. Neste projeto modificado, o retentor interno, adicionado ao conjunto, possui o papel de reter apenas o óleo lubrificante do mancal de rolamentos, sendo o retentor intermediário responsável por evitar a passagem do fluido de arrefecimento para o retentor interno, evitando qualquer possibilidade de contaminação do óleo lubrificante.

Os flanges foram usinados em aço SAE1020, de acordo com as dimensões da carcaça do freio e de um modelo de retentor padrão para eixo de 60 mm. Em seguida, foram prensados na carcaça do mancal e os retentores foram instalados. A Figura 15 apresenta o retentor intermediário montado no novo flange.

Figura 15 - Retentor interno do freio eletromagnético.



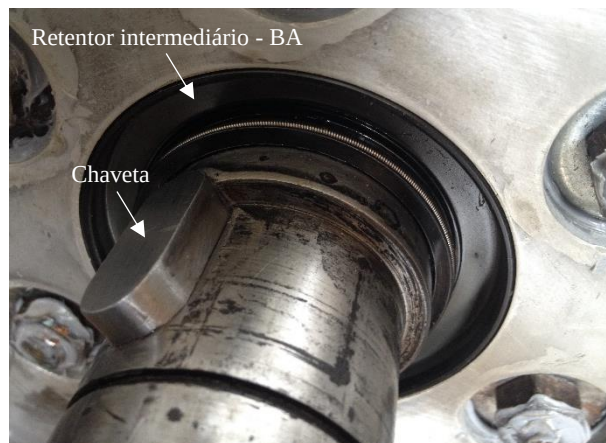
Fonte: Próprio autor.

Por meio de uma montagem preliminar do conjunto foi possível levantar as dimensões das novas chavetas e verificou-se que os rasgos confeccionados no eixo e nos discos estavam de acordo com as especificações da norma DIN 6885 para eixos de 50 mm, apresentando 14 mm de largura e 9 mm de altura.

Com isso, as novas chavetas foram confeccionadas em aço SAE 1045 trefilado, sendo inicialmente usinadas em fresadora vertical e, posteriormente, as faces principais foram retificadas, garantindo o paralelismo e as dimensões finais para o encaixe. Vale destacar que os raios das extremidades foram usinados em fresadora CNC. A Figura 16 mostra a nova chaveta e o retentor intermediário instalados.

Em seguida, novas buchas espaçadoras foram fabricadas de acordo com as dimensões reais do conjunto, conforme pode ser visto na Figura 17. Para isso, os discos foram posicionados a uma distância de 5 mm das bobinas, permitindo a usinagem dos novos espaçadores e a montagem final.

Figura 16 - Chavetas posicionadas no eixo do freio.



Fonte: Próprio autor.

Figura 17 - Bucha espaçadora para fixação dos discos.



Fonte: Próprio autor.

Ainda nesta época de testes iniciais, notou-se um problema com o sensor de rotação do conjunto, o qual funcionava de maneira intermitente. Assim, o sensor foi substituído e um novo suporte em aço foi confeccionado, possibilitando o ajuste da distância entre o sensor e a polia dentada. Tal procedimento foi realizado com base nas informações disponíveis no manual técnico do sensor, as quais podem ser conferidas no Anexo B.

Além disso, observou-se um desbalanceamento desta polia e sua fixação inadequada junto ao eixo do freio. Então, realizou-se o balanceamento da mesma através de uma usinagem em torno universal, garantindo sua concentricidade.

Em seguida, foi confeccionado um cubo para centralizar a polia dentada junto ao eixo do freio eletromagnético e garantir a fixação por meio de um parafuso 1/4" UNF, cuja rosca interna foi feita a partir do furo de centro do eixo. A Figura 18 apresenta o sensor e a polia instalados na bancada.

Figura 18 - Sensor de rotação e polia instalados no eixo do freio eletromagnético.



Fonte: Próprio autor.

3.4 MONTAGEM DOS SISTEMAS AUXILIARES DO MOTOR

Uma linha de exaustão foi montada para o direcionamento dos produtos de combustão do motor para fora do laboratório de ensaios. Para isso, utilizou-se um tubo de aço carbono de 3" de diâmetro externo e 1 mm de espessura. Três abraçadeiras foram confeccionadas para fixação das curvas de 45 e 90° junto às seções lineares.

A tubulação é acoplada ao coletor de exaustão por meio de um flange que foi devidamente adaptado, garantindo um encaixe cônico e fixação por abraçadeira. Por isso, todas as junções dos trechos e acessórios que integram este sistema não são soldadas, tornando-o adaptável a outros motores.

Uma vez finalizada e instalada a linha, foi passada uma camada de tinta resistente a alta temperatura (até 600 °C), a fim de se evitar corrosão. A Figura 19 mostra a tubulação desde o coletor de exaustão do motor até a saída pela passagem de 4" feita na parede. Na parte externa, o bocal de saída do escapamento foi inserido na galeria pluvial do prédio, buscando reduzir-se o ruído do sistema.

Figura 19 - Linha de exaustão do motor.



Fonte: Próprio autor.

No sentido de aumentar o fluxo de ar que passa no sistema de arrefecimento do motor, foi desenvolvido e instalado um defletor junto à estrutura principal do radiador, conforme pode ser observado na Figura 20. O sistema canaliza o escoamento que é gerado pelo rotor axial, popularmente conhecido como ventoinha, e passa pelas aletas do radiador, otimizando a transferência de calor.

Figura 20 - Defletor do radiador.



Fonte: Próprio autor.

O conjunto foi confeccionado em chapas de acrílico de 3 mm de espessura e fixado por meio de suportes, fabricados em chapa de aço de 1 mm de espessura. O acrílico foi selecionado por se tratar de um material leve e resistente para tal aplicação. Os parafusos utilizados para unir as partes de acrílico com os suportes do radiador são do tipo M6 por 10 mm de comprimento.

Além disso, o radiador do motor foi desmontado e levado a uma empresa especializada para revisão geral, pois, em testes preliminares da bancada, este apresentou vazamento entre o bocal e a tampa.

Em seguida, construiu-se um novo suporte para sua fixação no piso da sala de ensaios, garantindo a distância adequada ao motor. Este suporte foi construído em tubo de aço de seção retangular de 20 x 30 mm, sendo as bases dobradas em 90° com auxílio de um corte na seção, e, posteriormente, soldadas, para garantir maior rigidez. O radiador é fixado neste suporte por parafusos M8. Com isso, o conjunto é instalado junto ao piso por chumbadores do tipo CBC de 5/16”.

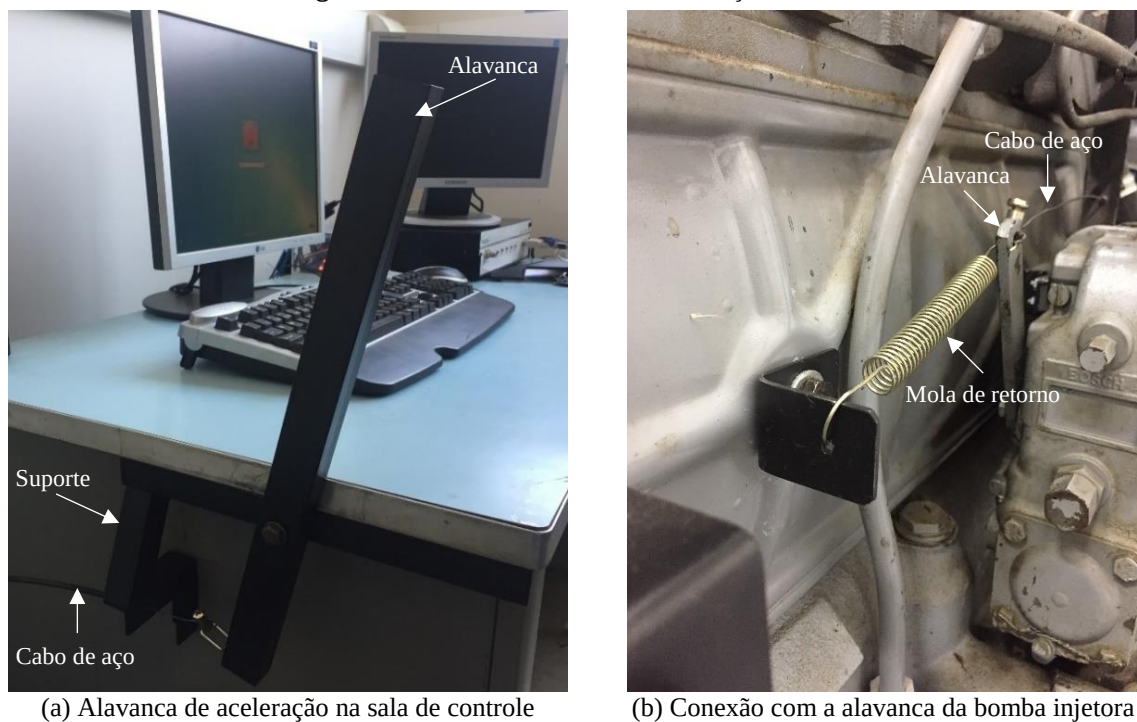
Vale destacar que as mangueiras que interligam o radiador ao motor, mostradas na Figura 20, foram substituídas para garantir melhor união entre as seções e curvas mais suaves,

no sentido de reduzir as perdas de carga e elevar a eficiência do sistema.

Com intuito de se controlar a rotação do motor de dentro da sala de monitoramento e controle, uma alavanca foi projetada, construída e instalada na lateral da mesa, facilitando a operação da bancada. A conexão entre a alavanca e a bomba injetora é realizada por um cabo de aço que passa no interior de um conduíte próprio, o qual é conduzido até a sala de testes por meio de um eletroduto.

A alavanca foi montada a partir de um tubo de aço de seção retangular de 20 x 30 mm e fixada por um parafuso M8 em uma estrutura própria junto à mesa. O parafuso em questão funciona como um eixo, permitindo a rotação da alavanca em torno dele e, conseqüentemente, o acionamento do cabo de aço. A estrutura que sustenta a alavanca foi fabricada em cantoneira de 3/4" de aba e 1/8" de espessura. A Figura 21 mostra esta alavanca e seu respectivo suporte fixado à mesa, além da conexão do cabo de aço com a bomba injetora.

Figura 21 - Alavanca de controle da rotação do motor.



Fonte: Próprio autor.

Também foi construído um painel com chave de ignição, lâmpada indicativa da pressão de óleo do motor (luz vermelha) e lâmpada de fim de curso do acelerador (luz azul), conforme mostrado na Figura 22. Este painel foi instalado na mesa de controle, ao lado do monitor principal, para que o operador possa acionar o motor e monitorar as condições do ensaio da sala de controle, garantindo mais segurança e rapidez em cada teste.

Figura 22 - Painel de monitoramento do motor.



Fonte: Próprio autor.

Neste sentido, dois cabos foram passados para interligar o motor ao cilindro de ignição, sendo um ligado diretamente ao conector positivo da bateria e o outro ao motor de partida. Quando acionado o primeiro estágio da chave, esta garante alimentação para as lâmpadas, sendo que o segundo estágio aciona o motor de partida.

O conector negativo da lâmpada de pressão do óleo é ligado a um interruptor próprio, instalado na galeria de lubrificação que passa pelo bloco do motor. Se a pressão do sistema for insuficiente, o interruptor é acionado automaticamente, aterrando o conector negativo e, por isso, tem-se o acendimento da lâmpada. Quando o motor entra em funcionamento e a pressão atinge o nível normal de operação (entre 0,5 e 2,5 bar), o interruptor é desativado, fazendo com que a lâmpada se apague.

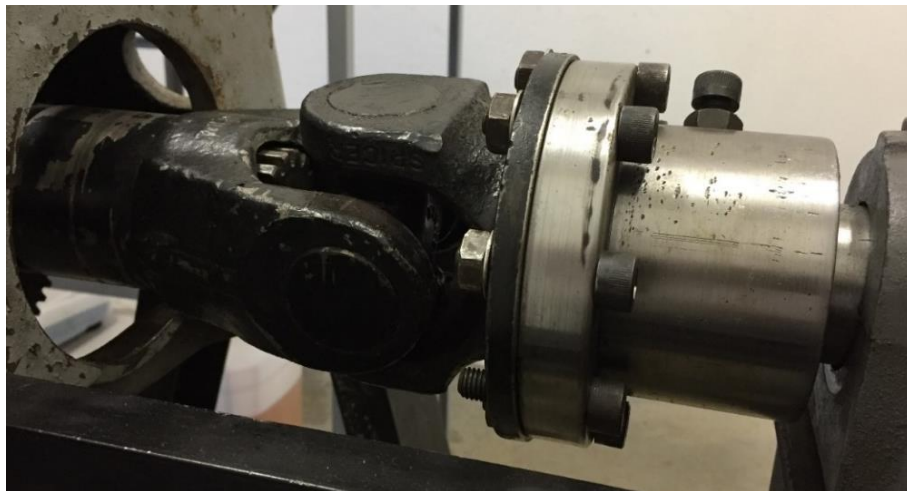
Uma chave foi instalada em série com o conector negativo da lâmpada que sinaliza o fim de curso da alavanca de controle da rotação do motor, garantindo a repetibilidade dos ensaios. Para isso, foi preciso desenvolver um suporte para fixação desta chave no bloco do motor e o posicionamento adequado junto à alavanca da bomba injetora. Ao iniciar um ensaio e posicionar a alavanca de rotação no ponto máximo, o interruptor é acionado, promovendo o acendimento da lâmpada azul.

No projeto inicial, o acoplamento do motor com o freio eletromagnético ocorria por meio de uma cruzeta e dois flanges, onde um deles era aparafusado em conjunto com o volante do motor e o outro era fixado junto ao eixo do freio. Este sistema operava de modo satisfatório, porém os procedimentos de montagem e alinhamento do conjunto apresentavam muitas dificuldades e tomavam muito tempo para serem executados.

Por isso, foi desenvolvido um eixo cardã para interligar o motor ao freio eletromagnético, melhorando o funcionamento da bancada, tanto com relação à redução do nível de ruídos quanto na diminuição dos níveis de vibração do conjunto, além de facilitar a montagem ou desmontagem da bancada, visto que seu comprimento é variável, possibilitando, inclusive, a instalação de outros tipos de motores sem grandes alterações.

O componente foi montado a partir de dois flanges, duas cruzetas, uma ponteira estriada e uma luva, conforme apresentado na Figura 23. Antes da instalação na bancada, as peças foram ajustadas e montadas no laboratório do IPBEN e, em seguida, o conjunto foi levado até uma empresa especializada para realizar o balanceamento.

Figura 23 - Eixo cardã de acoplamento do motor e freio.



Fonte: Próprio autor.

3.5 SISTEMA DE CONTROLE E AQUISIÇÃO DE DADOS

Um computador foi instalado na sala de controle, sendo este adaptado para a comunicação com alguns instrumentos e dispositivos que estão acoplados à bancada, como balanças eletrônicas para avaliação do consumo de combustível, analisador de gases portátil, sistema de medição de temperatura da bancada e central de controle e aquisição dos dados do freio eletromagnético.

Para isso, foi instalada uma placa de vídeo capaz de garantir a extensão da tela principal do computador, possibilitando a operação com múltiplas janelas para o monitoramento eficaz de todos os parâmetros da bancada dinamométrica em tempo real.

A central de controle e aquisição de dados do freio foi instalada na sala de monitoramento e controle, ao lado do computador principal. O aparelho recebe alimentação

220 V e corrente máxima de 50 A e é protegido por dois disjuntores bipolares, sendo que um fica no quadro de energia da oficina do IPBEN e o outro na sala de operação, ao lado do disjuntor de acionamento da torre de resfriamento, que atua como chave para ligar e desligar o mesmo, conforme mencionado anteriormente.

O sensor de rotação e a célula de carga são conectados diretamente à central por meio de cabos blindados que foram passados pelo eletroduto de sinal e conectados adequadamente. Como saída do aparelho, tem-se a alimentação das bobinas do freio eletromagnético, cujos cabos de 4 mm² foram passados por um eletroduto específico para que não haja interferência nos sinais dos sensores do freio e do motor.

A central é conectada ao computador por meio de um cabo serial e, através de seu *software*, o operador consegue monitorar o funcionamento da bancada, controlar os modos de operação e analisar os resultados obtidos. A Figura 24 mostra o sistema de aquisição de dados devidamente instalado na sala de monitoramento e controle.

Figura 24 - Central de controle e aquisição de dados do freio eletromagnético.



Fonte: Próprio autor.

3.6 MEDIÇÕES DE TEMPERATURA, CONSUMO DE COMBUSTÍVEL E EMISSÕES

3.6.1 Sistema de medição de temperatura

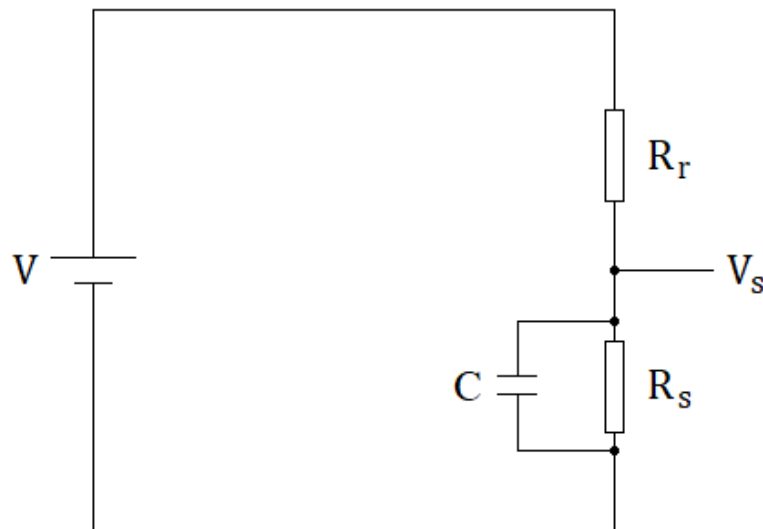
O sistema de medição de temperatura da bancada dinamométrica foi montado a partir de uma placa Arduino UNO, um circuito elétrico para condicionamento do sinal e sensores do

tipo termistor e termopar, os quais serão detalhados na sequência. A linguagem de programação em Arduino é relativamente simples, pois existem diversas bibliotecas que foram desenvolvidas ao longo dos anos e que podem ser utilizadas livremente, bastando apenas adaptá-las para cada aplicação.

O Arduino UNO é uma placa microcontroladora que utiliza o ATmega328P como base. A placa possui quatorze pinos de entrada e/ou saída digitais (dos quais seis podem ser utilizadas como saídas PWM (*Pulse Width Modulation*), seis entradas analógicas, um cristal de quartzo de 16 MHz, uma conexão USB, uma conexão para alimentação de 12 V, um cabeçalho ICSP (*In Circuit Serial Programming*) para comunicação direta com o microcontrolador e um botão de reinicialização (ARDUINO, 2017).

Conforme mencionado, um circuito elétrico foi construído para tratamento do sinal enviado pelos sensores de temperatura. Este circuito foi desenvolvido com base em um circuito divisor de tensão, onde uma resistência previamente conhecida foi instalada em série com cada um dos sensores do tipo termistor, conforme apresentado na Figura 25.

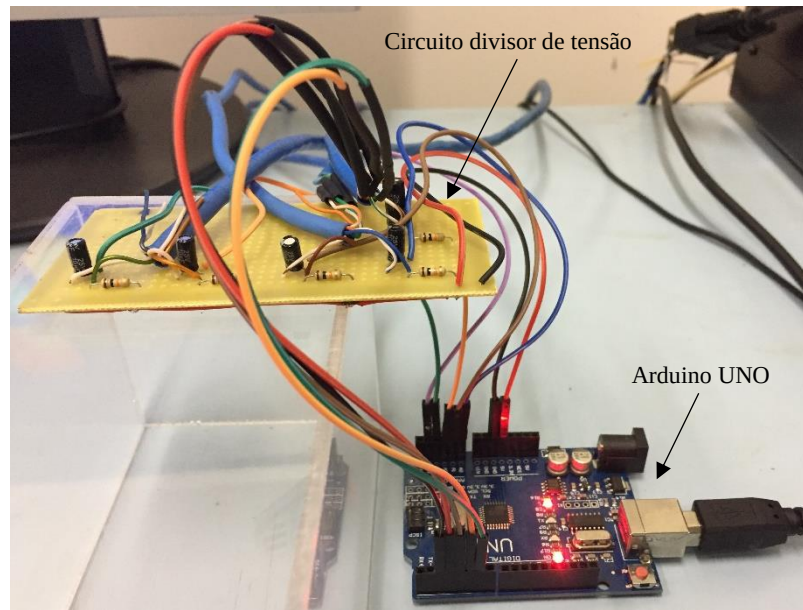
Figura 25 - Esquema de um circuito divisor de tensão.



Fonte: Próprio autor.

Neste circuito, foi instalado um resistor (R_r) de $10\text{ k}\Omega \pm 5\%$ em série com cada termistor e, em paralelo ao sensor, foi conectado um capacitor (C) de $10\text{ }\mu\text{F} \pm 20\%$ para estabilizar a tensão e garantir maior precisão na leitura. Na sequência, a Figura 26 mostra o circuito de tratamento dos sinais dos termistores conectado ao Arduino UNO. A tensão de alimentação do circuito é de 5 V, sendo este acionado pelo próprio Arduino.

Figura 26 - Circuito de condicionamento conectado ao Arduino.



Fonte: Próprio autor.

A partir desta placa, o sinal condicionado é enviado ao Arduino por cabos devidamente identificados, garantindo adequada conexão com as portas do *hardware*. No Apêndice A segue detalhado o algoritmo que foi desenvolvido e implementado na plataforma para obtenção das temperaturas de funcionamento da bancada, tanto dos termistores quanto do termopar.

O sensor de temperatura do tipo termistor corresponde a um modelo específico de resistor, cuja resistência elétrica varia em função da temperatura. Existem basicamente dois tipos de termistores: NTC (*Negative Temperature Coefficient*) e PTC (*Positive Temperature Coefficient*).

No termistor NTC, a resistência diminui gradativamente com o aumento da temperatura. Por outro lado, o PTC apresenta aumento da resistência com a elevação da temperatura, ou seja, são variáveis diretamente proporcionais.

A queda de tensão no sensor (V_s) pode ser medida instantaneamente pelas portas analógicas do Arduino e, posteriormente, a resistência elétrica imposta pelo sensor (R_s) pode ser obtida através da Equação 1.

$$R_s = R_r \left(\frac{V_s}{V_{cc} - V_s} \right) \quad (1)$$

Sendo:

R_r : valor do resistor ligado em série com o sensor [Ω];

V_{cc} : tensão de alimentação do circuito [V].

Em seguida, a temperatura é calculada pela Equação 2, que se trata de uma extensão da equação de Steinhart-Hart e leva em consideração diferentes variáveis (A_1 , B_1 , C_1 e D_1) que são fornecidas pelo *datasheet* do sensor (VISHAY, 2016). Demais características do sensor podem ser conferidas no Anexo C.

$$T = \left[A_1 + B_1 \ln \left(\frac{R_s}{R_{25}} \right) + C_1 \ln^2 \left(\frac{R_s}{R_{25}} \right) + D_1 \ln^3 \left(\frac{R_s}{R_{25}} \right) \right]^{-1} \quad (2)$$

Em que:

T: temperatura medida pelo sensor [K];

R_{25} : resistência do sensor a 25 °C [Ω];

A_1 : 3,354016E-3 [K^{-1}];

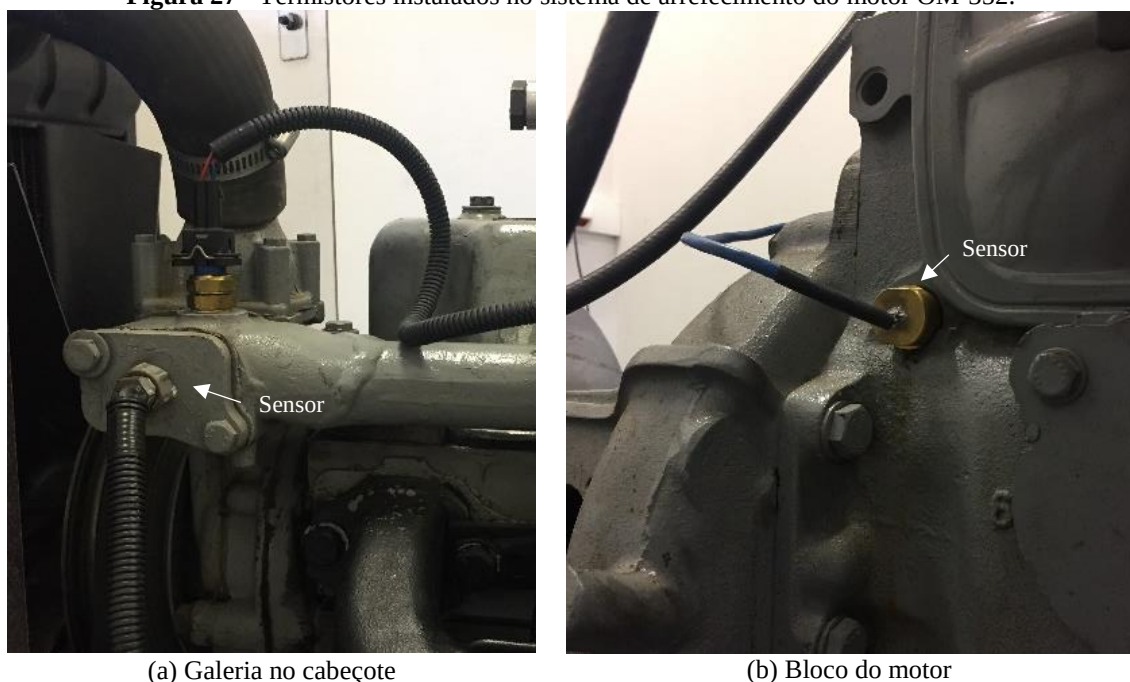
B_1 : 2,569850E-4 [K^{-1}];

C_1 : 2,620131E-6 [K^{-1}];

D_1 : 6,383091E-8 [K^{-1}].

Foram instalados quatro sensores de temperatura no motor, sendo três termistores de 10k Ω do tipo NTC (NTCLE100E3103JB0) e um termopar do tipo K. Dois termistores foram posicionados para medir a temperatura do sistema de arrefecimento, sendo um instalado no cabeçote e outro no bloco do motor, conforme pode ser visto na Figura 27.

Figura 27 - Termistores instalados no sistema de arrefecimento do motor OM-352.



(a) Galeria no cabeçote

(b) Bloco do motor

Fonte: Próprio autor.

O outro termistor foi utilizado para aferir a temperatura do ar de entrada do motor, posicionado entre o filtro de ar e o coletor de admissão, conforme apresentado na Figura 28. Uma base foi confeccionada para alojar este sensor e posicionar corretamente, para que haja contato direto com o ar admitido.

Figura 28 - Termistor instalado no coletor de admissão.



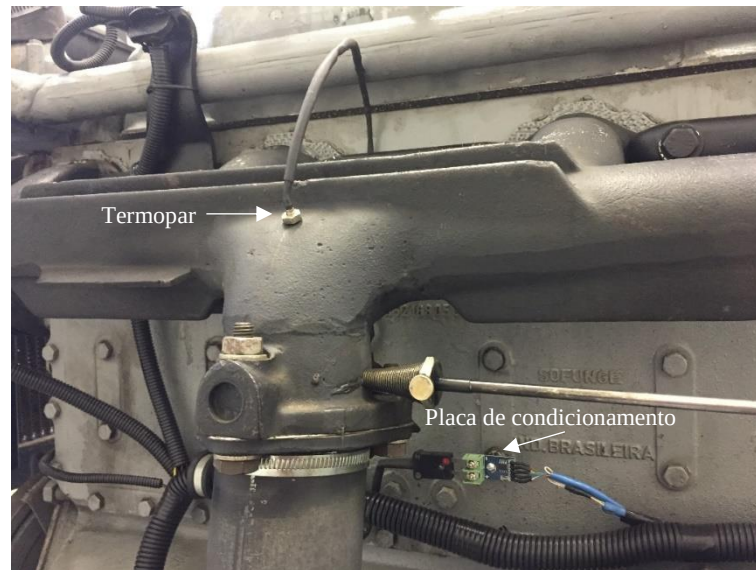
Fonte: Próprio autor.

Por outro lado, o termopar foi empregado na medição da temperatura dos produtos de combustão. Este foi posicionado no início do coletor de exaustão, próximo da conexão com a linha de escapamento, onde há a interligação dos dutos de saída do cabeçote de todos os cilindros. Este sensor corresponde a um dispositivo termoeletrico, construído a partir da junção de dois fios de materiais diferentes. Quando submetida a um gradiente de temperatura, essa junção tem a capacidade de converter a energia térmica em elétrica.

O sensor do tipo K é composto por um fio de Cromel (liga de Ni e Cr), que atua como elemento positivo, e um fio de Alumel (liga de Ni e Al), que corresponde ao elemento negativo do circuito. Este tipo é amplamente utilizado na indústria por apresentar ampla faixa de operação, que varia entre -200 a 1.200 °C (SANTOS; PETKOVIC, 2006).

Diferentemente dos sensores do tipo termistor, o termopar é conectado a uma placa eletrônica intermediária, neste caso o MAX6675, que condiciona adequadamente o sinal. Em seguida, o sinal é direcionado para o Arduino e convertido em temperatura pelo sistema. A Figura 29 mostra o termopar instalado no coletor e sua placa de condicionamento do sinal.

Figura 29 - Termopar do tipo K instalado no coletor de exaustão e placa de condicionamento.

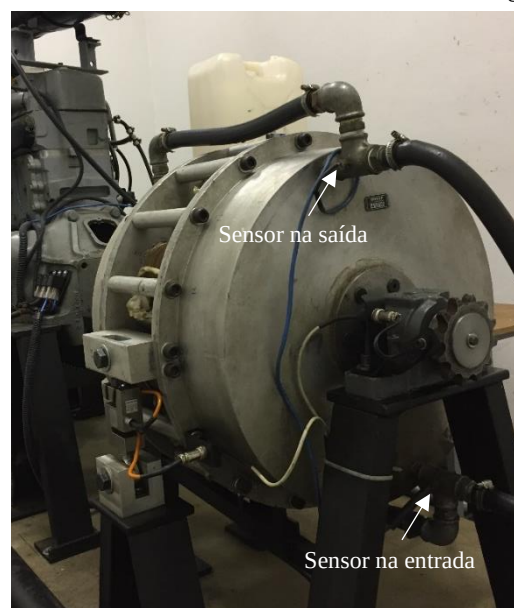


Fonte: Próprio autor.

A placa eletrônica MAX6675 efetua a compensação de junção fria do termopar do tipo K, amplifica o sinal analógico enviado pelo sensor e o converte para digital com resolução de 12-bit. O conjunto apresenta faixa de operação de 0 a 1.024 °C, resolução de 0,25 °C e a sensibilidade do termopar é de 41 $\mu\text{V}/^\circ\text{C}$.

Referente ao freio eletromagnético, dois sensores do tipo termistor, idênticos aos utilizados no motor, foram empregados para medir as temperaturas de entrada e saída do fluido de arrefecimento. Para isso, dois alojamentos foram usinados em latão e fixados nos acessórios da linha através de uma rosca NPT 1/4". A Figura 30 mostra esses componentes instalados.

Figura 30 - Termistores instalados no freio eletromagnético.



Fonte: Próprio autor.

Neste sentido, três cabos de oito vias cada foram utilizados para o envio dos sinais dos sensores de temperatura da bancada dinamométrica para a sala de controle, sendo dois destinados ao motor e um para o freio eletromagnético, passando por dois eletrodutos específicos.

Um dos cabos do lado do motor foi empregado para a interligação dos termistores e o outro para a conexão do termopar, com intuito de reduzir o nível de ruídos e interferência nos sinais, visto que o sinal dos termistores é puramente analógico e o do termopar é digital. Do lado do freio eletromagnético, outro cabo foi utilizado para conectar os termistores junto ao circuito elétrico mencionado.

Cada temperatura apresentada no monitor serial do Arduino é referente a um determinado sensor da bancada. O valor corresponde a uma média entre cinquenta pontos que são calculados e armazenados em intervalos de 500 ms, o que ocorre simultaneamente para cada sensor. Com isso, as atualizações das temperaturas levam cerca de 25 s e são apresentadas todas em conjunto para o operador.

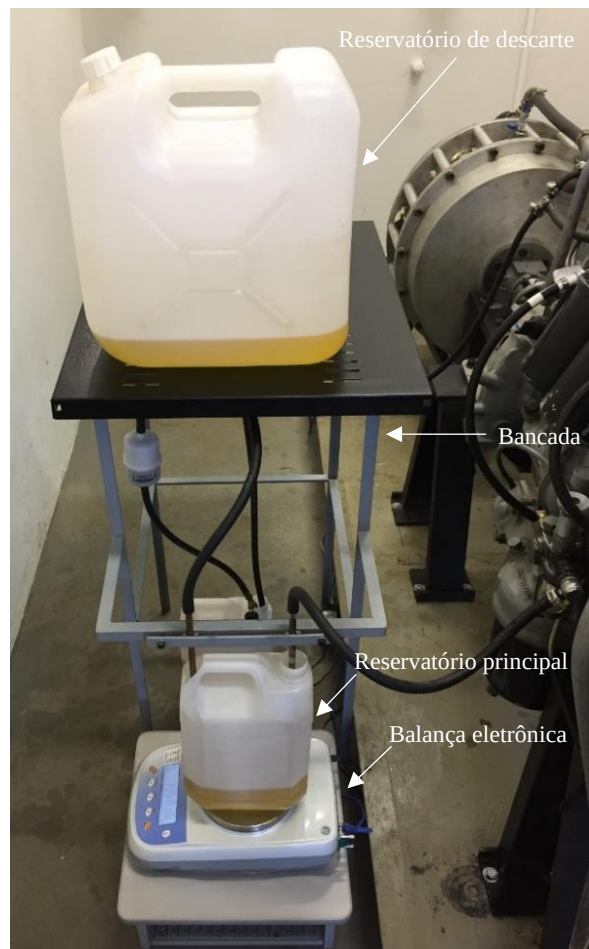
3.6.2 Sistema de medição do consumo de combustível da linha principal

Uma bancada foi construída para a medição do consumo de combustível na linha principal do motor (Diesel e suas misturas com Etanol Anidro Combustível), conectada à bomba injetora, além de facilitar o reabastecimento no decorrer do ensaio e sua substituição, ao final. Esta bancada foi construída com cantoneiras de aço de 7/8” de aba e 1/8” de espessura e apresenta 90 cm de altura.

O consumo de combustível é medido continuamente por uma balança Mark M5202, fabricada pela BEL Equipamentos, com capacidade para 5,2 kg e sensibilidade de 0,01 g. A balança utilizada possui saída de dados através de uma porta serial, que possibilitou a construção de um cabo adequado para o envio dos resultados ao computador principal. Informações referentes ao padrão de ligação das vias deste cabo estão inseridas no Anexo D. Os dados são interpretados diretamente pelo monitor serial da plataforma Arduino, sendo atualizado a cada segundo.

O tanque reserva de combustível é posicionado no topo da bancada para garantir o reabastecimento do reservatório principal através do desnível geométrico, cujo fluxo é controlado por uma válvula. A Figura 31 mostra a disposição dos reservatórios junto à bancada e suas conexões.

Figura 31 - Bancada secundária de combustível.



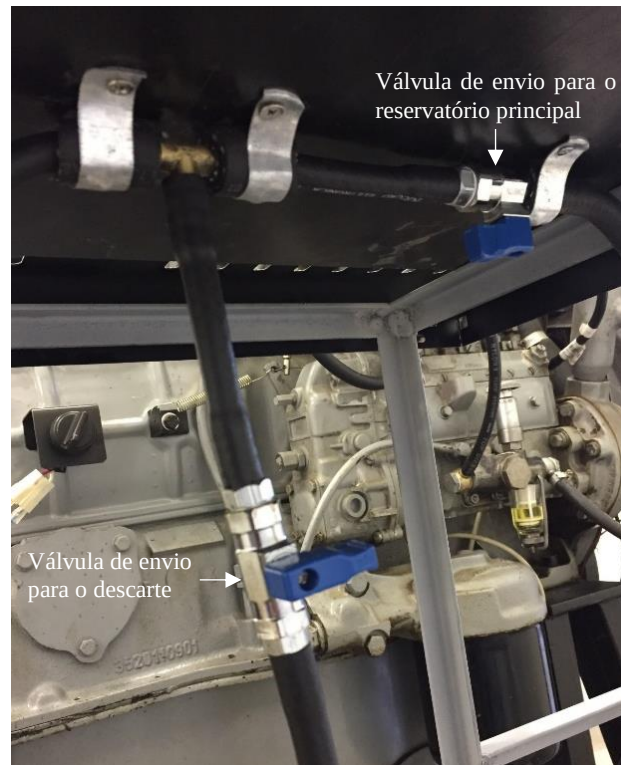
Fonte: Próprio autor.

Foram posicionados dois tubos de 8 mm de diâmetro interno na parte frontal da base, sendo um conectado à mangueira de envio (direita) e o outro conectado à mangueira de retorno (esquerda). Estes foram fixados a uma altura predefinida para que não toquem o fundo do reservatório principal, reduzindo a movimentação do combustível e, conseqüentemente, eliminando possíveis interferências na leitura da balança.

Na parte inferior da base que sustenta o tanque reserva foi fixado um tê de 1/4", fazendo com que o fluxo de retorno de combustível do motor possa ser direcionado para duas linhas independentes. Em cada uma delas foi instalada uma válvula para controlar a vazão e, com isso, possibilitar o envio do retorno para o reservatório principal ou para o de descarte, dependendo do modo de operação.

Vale ressaltar que este sistema é de extrema importância para a troca de combustível, evitando qualquer tipo de contaminação. O funcionamento detalhado desta bancada será apresentado no Capítulo 5, que envolve não apenas essa, mas todas as metodologias dos ensaios. A Figura 32 apresenta a disposição destas válvulas.

Figura 32 - Válvulas de controle do fluxo de combustível.



Fonte: Próprio autor.

3.6.3 Sistema de medição de emissões

O analisador de gases utilizado nos experimentos foi o modelo Tempest 100, fabricado pela Telegas - *Gas Monitoring*. O instrumento é capaz de medir oxigênio (O_2), CO, CO_2 , NO e NO_x , dióxido de enxofre (SO_2), temperatura dos produtos de combustão, índice de fuligem, além de calcular a eficiência da combustão. As características operacionais deste aparelho seguem no Anexo E.

A sonda do analisador foi instalada no coletor de exaustão e conectada ao aparelho. Em operação, os dados são enviados ao computador principal através de um cabo de conversão próprio. A leitura do sinal é realizada por meio do monitor serial do *software* Arduino, possibilitando o tratamento posterior dos resultados.

No entanto, o aparelho não possui um modo de funcionamento em que seja possível enviar os resultados automaticamente para o computador, como acontece com a balança. Neste sentido, foram instalados dois botões remotos na sala de controle, ligados em paralelo com as teclas de armazenamento e seleção do aparelho. Este aparato garante a aquisição dos dados no momento exato do ensaio. A Figura 33 apresenta o sistema de medição de emissões do motor.

Figura 33 - Sistema de medição de emissões do motor.



(a) Analisador de gases



(b) Botões de acionamento

Fonte: Próprio autor.

Para o envio da leitura ao monitor serial do Arduino basta apertar os botões na seguinte ordem: 1 - 2 - 1. Os dados são salvos no aparelho quando se aperta pela primeira vez o botão 1. Apertando o botão 2, é possível acessar as formas de envio dos dados no sistema e, por fim, apertando novamente o botão 1, os dados são exportados pela porta serial do analisador de gases para o computador.

4 DESENVOLVIMENTO DO SISTEMA ELETRÔNICO INDEPENDENTE DE INJEÇÃO DE ETANOL

O sistema de injeção eletrônica instalado no motor opera em modo complementar, visando a substituição parcial do Diesel por etanol hidratado. Este sistema é composto por uma central eletrônica programável, sensores, unidades injetoras e módulo de combustível.

As máquinas existentes na Oficina do Departamento de Engenharia Mecânica - FEIS/UNESP, como torno mecânico, fresadora vertical, furadeira de bancada, além de instrumentos de medição, foram utilizadas na confecção das peças e das estruturas destinadas à montagem do sistema de injeção.

Na sequência, serão descritos os passos seguidos na seleção dos componentes, uma breve descrição de seus princípios de funcionamento, os procedimentos relacionados à instalação dos sistemas e à montagem dos aparatos de medição.

4.1 CENTRAL PROGRAMÁVEL DE INJEÇÃO ELETRÔNICA

A central eletrônica utilizada é produzida pela Pandoo, modelo *Power Inject*, e possui interface com computador, permitindo o monitoramento e a alteração dos parâmetros de funcionamento do sistema em tempo real. O modelo foi selecionado pelo fato da instalação e configurações serem relativamente simples, além de permitir a operação no modo de fornecimento complementar de combustível, atendendo às necessidades do experimento.

O módulo foi desenvolvido e é comercializado para ser instalado em motores de ignição por centelha (SI - *Spark Ignition*) de injeção indireta. O sistema possibilita o gerenciamento do motor, desde o controle das unidades injetoras e sistema de ignição, até a correção do funcionamento pela leitura da sonda lambda.

A central foi instalada na sala de monitoramento e controle para facilitar a interface com o computador, sendo posicionada ao lado da central do freio eletromagnético, conforme pode ser visto na Figura 34. Para isso, foi confeccionado um suporte em chapa de aço de 3,5 mm de espessura para a fixação da central na mesa principal.

O chicote elétrico possui seis metros de comprimento, sendo instalado seguindo o diagrama fornecido pelo fabricante. Portando, fez-se um furo de 16 mm na parede para a instalação de dois eletrodutos, visando à passagem dos cabos da sala de controle para o laboratório de ensaios.

Um dos eletrodutos foi utilizado para passagem dos cabos dos sensores e o outro para a passagem de alimentação 5V, 12V, negativo e aterramento, visando eliminar qualquer tipo de interferência, especialmente no sinal do sensor de rotação. A Tabela 2 apresenta as aplicações dos cabos instalados neste sistema.

Figura 34 - Central eletrônica *Power Inject* da Pandoo.



Fonte: Próprio autor.

Tabela 2 - Relação dos cabos utilizados no sistema de injeção eletrônica.

Cabo	Aplicação
Azul/Preto	Sinal do sensor TPS
Lilás/Preto	Sensor de temperatura do motor
Branco/Vermelho	Positivo do sensor de rotação
Branco/Preto	Negativo do sensor de rotação
Vermelho	Alimentação 12 V da central eletrônica
Laranja/Preto	Saída 5 V para os sensores
Amarelo	Pulso negativo dos bicos injetores
Preto	Negativo direto da bateria
Preto/Branco	Aterramento

Fonte: Adaptado de Pandoo (2018).

4.2 SENSOR DE ROTAÇÃO

O sistema de medição da frequência de funcionamento e identificação do ponto morto superior (PMS) do primeiro cilindro a cada revolução é composto pela polia fônica e sensor de rotação. Tais elementos foram instalados junto ao motor seguindo alguns cuidados, os quais serão descritos na sequência.

Vale destacar que a polia do virabrequim foi desmontada do motor para a instalação de

um espaçador que serve como alojamento da polia fônica, o qual foi confeccionado a partir de um tarugo de 5" de Technyl®. As superfícies interna e externa deste espaçador foram usinadas, visando a obtenção de assentos concêntricos para facilitar a montagem e garantir o balanceamento do conjunto.

Neste sentido, a parte interna do espaçador possui um rebaixo que se encaixa a um ressalto que foi usinado na polia do virabrequim. Na parte externa do componente há um ressalto que serve como guia para o furo central da polia fônica, permitindo o posicionamento para a instalação.

O sensor de rotação instalado no sistema é o modelo 1803, fabricado pela DS Tecnologia Automotiva, que equipa alguns modelos de veículos da linha Fiat. O sensor é do tipo indutivo, o qual gera um sinal senoidal que é proporcional à rotação do motor. Para evitar possíveis interferências, o fabricante da central sugere que os cabos sejam trançados ao longo de toda extensão e assim foi feito.

Um suporte foi confeccionado para posicionamento e fixação do sensor. Tal elemento é de extrema importância, visto que a parte frontal do sensor deve estar posicionada paralelamente aos dentes da polia fônica, a uma distância de 0,6 a 1,1 mm, conforme ilustrado na Figura 35.

Figura 35 - Distância adequada entre sensor de rotação e polia fônica.



Fonte: Adaptado de DS Tecnologia Automotiva (2017).

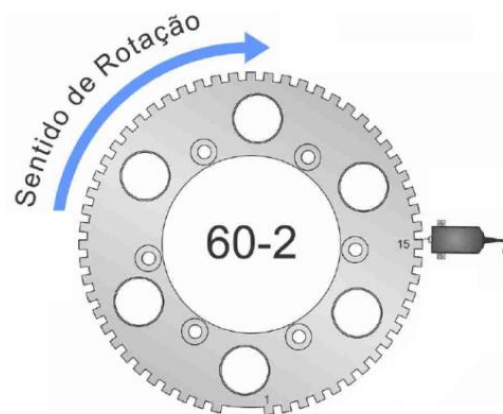
Este suporte foi construído a partir de uma barra chata e uma cantoneira, ambas de aço carbono. A barra chata possui 1 1/2" de largura e 3/16" de espessura, enquanto que a cantoneira possui aba de 3/4" e espessura de 1/8". Foram feitos quatro furos na barra chata, sendo dois de 12 mm para a fixação junto ao suporte dianteiro do motor e dois de 6 mm para a fixação da cantoneira, ficando próxima da polia fônica.

Na extremidade livre da cantoneira, soldou-se uma seção da barra chata para servir de base para o sensor. Nesta, fez-se um furo central para o alojamento do núcleo do sensor e dois

furos laterais, nos quais foram confeccionadas roscas M5 x 0,8 mm para fixação do mesmo. As dimensões de todos os elementos deste suporte foram delimitadas para que a linha de centro longitudinal do sensor coincida adequadamente com o centro da polia.

De acordo com o fabricante da central eletrônica, diversos tipos de motores utilizam o 15º dente da polia fônica para o sincronismo do primeiro cilindro, sendo então o indicado para adaptação. Portanto, quando o pistão do primeiro cilindro alcançar o PMS, o sensor coincidirá com o 15º dente. A Figura 36 ilustra o dente de sincronismo e a contagem junto à polia. Na sequência, serão descritos os passos percorridos para a instalação destes elementos.

Figura 36 - Dente de sincronismo para ajustes de avanço do sistema.



Fonte: Adaptado de Pandoo (2018).

Neste sentido, o bico injetor do primeiro cilindro que fica no cabeçote foi removido para a instalação de um relógio comparador, conforme pode ser observado na Figura 37, permitindo que a haste deste instrumento toque o topo do pistão.

Figura 37 - Posicionamento do relógio comparador no cabeçote do motor.



Fonte: Próprio autor.

Vale destacar que houve a necessidade de se confeccionar uma ferramenta específica para a remoção do bico injetor sem desmontar o sistema de acionamento das válvulas do motor, composto por hastes, balancins e eixo.

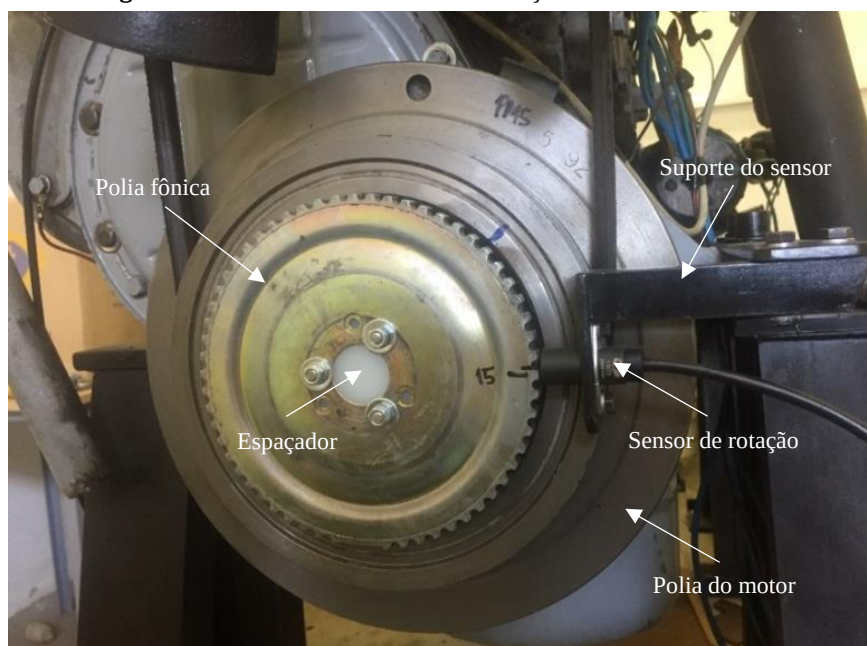
O passo seguinte foi rotacionar manualmente a árvore de manivelas até o pistão do primeiro cilindro atingir o PMS em compressão, ou seja, com as válvulas de admissão e exaustão fechadas. O PMS foi ajustado adequadamente com auxílio do relógio comparador, sendo o virabrequim então travado através do volante do motor para evitar que saísse desta posição.

Neste ponto, posicionou-se a polia fônica junto à polia do virabrequim, fazendo com que o final do 15º dente coincida com o centro do sensor de rotação, conforme visto na Figura 36, apresentada anteriormente. Este dente de sincronismo é contado a partir da falha, rotacionando a polia no sentido horário.

Na sequência, a polia foi devidamente fixada no espaçador e a central eletrônica foi acionada para a configuração do PMS, através do reconhecimento do dente de sincronismo. Finalizado este processo, o virabrequim foi destravado, removeu-se o relógio comparador e o bico injetor foi devidamente reinstalado.

Para facilitar o entendimento, a Figura 38 apresenta o conjunto instalado no motor, sendo possível observar o suporte e o posicionamento do sensor de rotação, além do sincronismo com a polia fônica.

Figura 38 - Polia fônica e sensor de rotação instalados no motor.



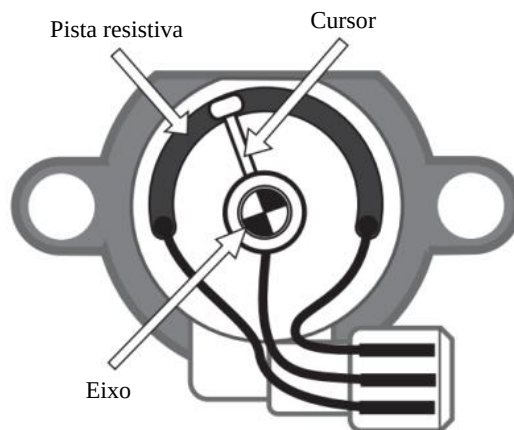
Fonte: Próprio autor.

Mesmo não havendo a atuação de um sistema de ignição por centelha neste motor, a leitura do PMS é de extrema importância para promover o acionamento e o sincronismo das unidades injetoras, além de garantir uma leitura mais precisa da rotação. Vale salientar que, sem este sistema, a central eletrônica não é capaz de identificar que o motor está em operação, desabilitando suas funções.

4.3 SENSOR DE POSIÇÃO DA BORBOLETA

Outro componente essencial para o gerenciamento do sistema de injeção é o sensor de posição da borboleta (TPS - *Throttle Position Sensor*), ilustrado na Figura 39. O mesmo é composto por um potenciômetro, cuja resistência elétrica varia em função do ângulo de abertura da borboleta de estrangulamento, presente nos motores de ignição por centelha (SI). O sinal de saída do sensor se alterna de modo linear de 0 a 5 V em função da resistência para a borboleta fechada e totalmente aberta, respectivamente.

Figura 39 - Estrutura interna do sensor TPS.



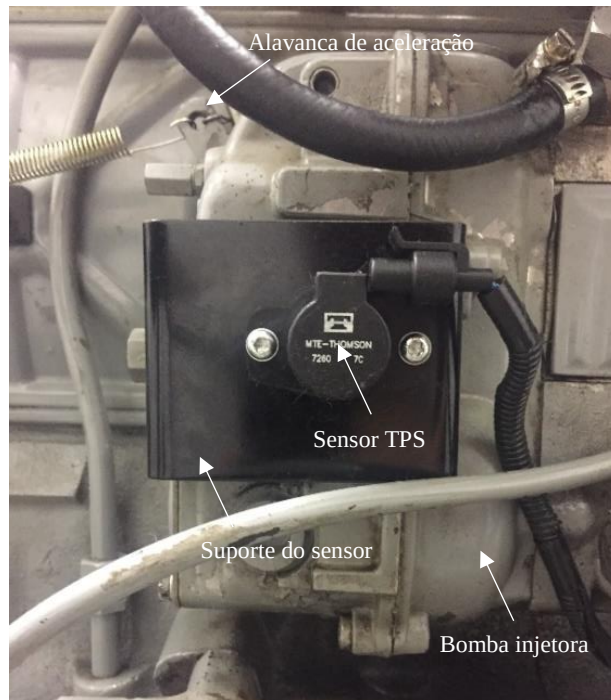
Fonte: Adaptado de MTE-Thomson (2018).

Como o objeto de estudo é um motor de ignição por compressão, o qual não possui a borboleta para o estrangulamento do ar no coletor de admissão, analisou-se a possibilidade de instalar este sensor junto à alavanca de controle da rotação e aceleração do motor que fica na lateral da bomba injetora.

Para isso, foi projetado e construído um suporte em chapa de aço de 2 mm de espessura para a instalação do sensor. Este suporte é fixado na parte traseira da bomba injetora por dois parafusos M6, sendo um na parte superior e outro na parte inferior do suporte. Por sua vez, o sensor é fixado neste suporte através de dois parafusos M5. A Figura 40 apresenta o suporte e

o sensor já instalados na lateral da bomba injetora. O modelo utilizado é o 7260, produzido pela MTE-Thomson.

Figura 40 - Sensor TPS instalado junto ao suporte na bomba injetora.



Fonte: Próprio autor.

A conexão do mecanismo rotativo do sensor TPS com a alavanca de controle da aceleração da bomba injetora é realizada por uma haste que foi usinada para este fim. Em uma das extremidades desta haste há uma base para o acoplamento com o sensor. A outra extremidade está acoplada ao eixo da alavanca de controle da rotação através de uma rosca padrão M6.

4.4 SENSOR DE TEMPERATURA DO MOTOR

Um sensor de temperatura foi instalado na galeria do sistema de arrefecimento do motor e conectado à central da injeção eletrônica através do chicote elétrico, conforme pode ser observado na Figura 41. O modelo empregado é o 4053, fabricado pela MTE-Thomson, o qual, de acordo com o fabricante da central, é o mais indicado para adaptação.

Este é constituído por um termistor que opera como os demais sensores de temperatura descritos em seção anterior. O sinal é enviado ao módulo eletrônico e pode ser visualizado em tempo real através do computador. Nos motores atuais, a central eletrônica analisa este sinal e

atua na partida a frio, na injeção de combustível por ciclo, nos avanços de injeção e ignição, e no acionamento dos componentes do sistema de arrefecimento, como o eletroventilador.

Figura 41 - Sensor de temperatura do motor conectado ao sistema de injeção.



Fonte: Próprio autor.

Conforme pode ser visto na Figura 41, um alojamento foi usinado a partir de uma barra sextavada de latão comercial para a instalação do sensor na galeria do sistema de arrefecimento. Este elemento é fixado na galeria por meio de uma rosca M16 que foi confeccionada em ambos os componentes. Por sua vez, o sensor é instalado na parte interna do alojamento, na qual foi usinada uma rosca M12.

4.5 UNIDADES INJETORAS

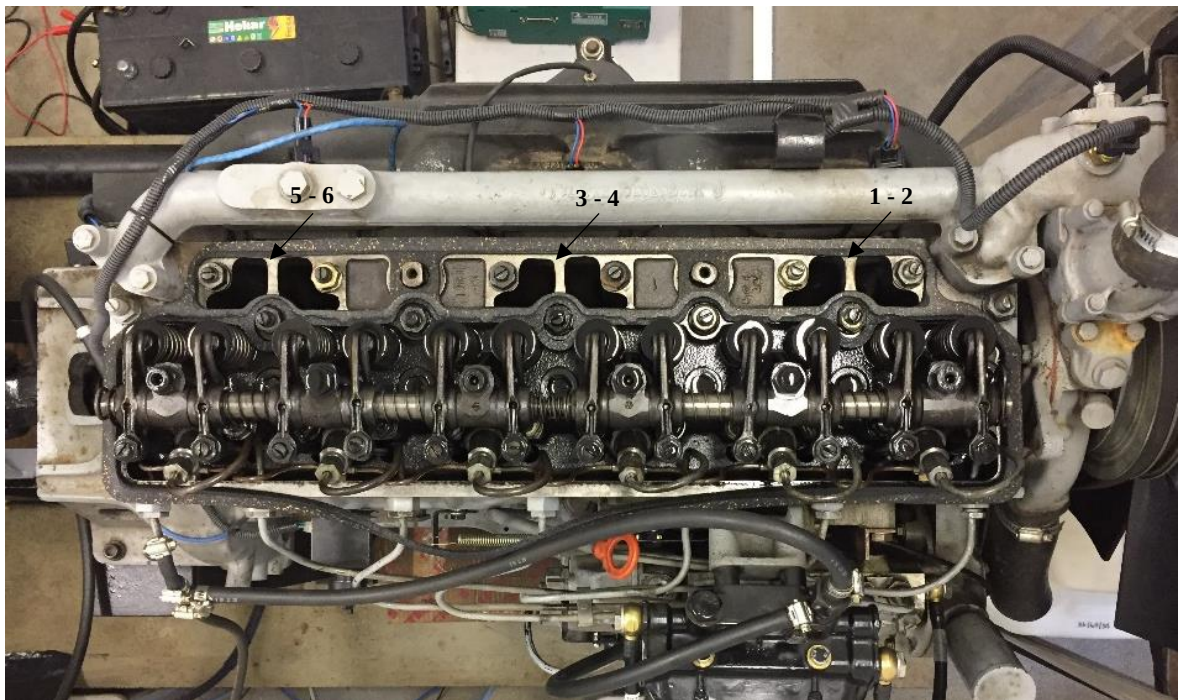
Pelo fato do coletor de admissão ser comum a todos os cilindros e integrado à tampa de válvulas, optou-se por instalar três unidades injetoras, onde cada uma é responsável pelo fornecimento de etanol hidratado a dois cilindros sequenciais, conforme apresentado na Tabela 3. Além disso, no *design* original do cabeçote, os dutos de admissão ficam agrupados aos pares, sequencialmente, os quais podem ser vistos em detalhe na Figura 42.

Tabela 3 - Disposição das unidades injetoras.

Injetor	Cilindros
1	1 – 2
2	3 – 4
3	5 – 6

Fonte: Próprio autor.

Figura 42 - Disposição dos dutos de admissão no cabeçote do motor.



Fonte: Próprio autor.

Vale destacar que essa configuração é definida na literatura como injeção indireta, ou seja, a injeção do combustível ocorre antes da válvula de admissão. Neste sistema, o etanol hidratado injetado se mistura com o ar existente no coletor e, conseqüentemente, a mistura é admitida para o interior da câmara de combustão.

As unidades injetoras selecionadas para a aplicação neste sistema são fabricadas pela Bosch (referência 0 280 156 086). Para a seleção do modelo, foram seguidos os parâmetros básicos apontados no manual de instalação da central eletrônica fornecido pela Pandoo, onde um dos requisitos é a resistência elétrica do injetor que deve ser igual ou superior a 12 Ω .

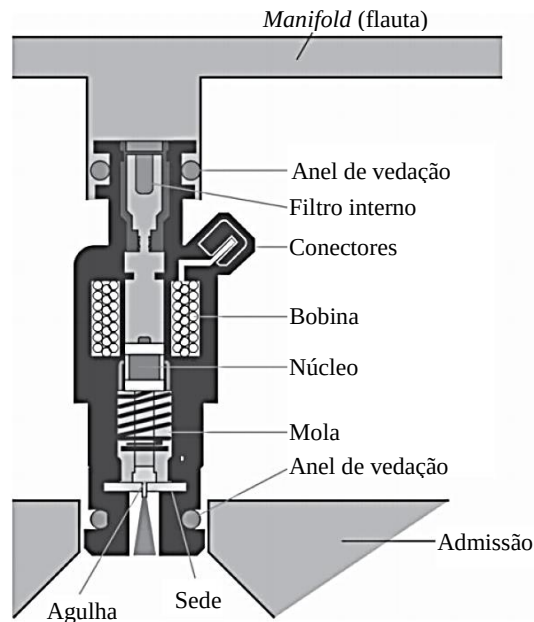
Os injetores são válvulas do tipo solenoide, cujo campo eletromagnético promove o deslocamento de uma agulha, permitindo a passagem do combustível através de um orifício que fica na extremidade do mesmo. A base do injetor possui um dispositivo que garante a pulverização do combustível no coletor de admissão, facilitando o processo de mistura com o ar antes de ser admitido pelo motor.

Uma vez interrompido o campo eletromagnético, uma mola garante a descida da agulha para o fechamento do orifício, cessando a passagem do combustível. A Figura 43 apresenta os principais componentes internos de um injetor comum, utilizado em um sistema de injeção indireta de um motor de ignição por centelha.

A central eletrônica controla a vazão de combustível que é fornecida ao motor através do sinal enviado aos injetores, alterando-se o tempo que os mesmos permanecem abertos. Este

parâmetro é ajustado em função do regime de funcionamento e da carga aplicada ao motor, sendo atualizado constantemente.

Figura 43 - Principais componentes de um injetor de um motor SI de injeção indireta.



Fonte: Adaptado de Capelli (2010).

Ao definir os injetores, o próximo passo foi confeccionar três furos de 20 mm com inclinação de 45° no coletor de admissão, centralizados com os pares de dutos que ficam no cabeçote, para a posterior instalação dos injetores. O processo foi realizado com auxílio de uma fresadora vertical, garantindo a inclinação, altura e distância exata de um furo a outro.

Na sequência, foram usinados três alojamentos a partir de um tarugo de alumínio comercial de 1", sendo então devidamente instalados e soldados nos furos do coletor, descritos anteriormente. Cada componente possui diâmetro externo de 20 mm, diâmetro interno de 13,8 mm e comprimento de 25 mm. O papel desses componentes é garantir o acoplamento da base inferior dos injetores com os furos do coletor, permitindo o assento correto de seus anéis de vedação e, com isso, evitando a entrada de ar, água e sujeira no motor.

A linha de combustível, também conhecida como flauta ou *manifold*, na qual são instalados os injetores, foi fabricada a partir de um tubo de alumínio comercial com diâmetro interno de 1/2" e espessura de 3/16". Foram feitos três furos de 14 mm na direção radial, da superfície até o centro do tubo, onde a posição de cada um coincide com os alojamentos instalados no coletor de admissão.

Do mesmo modo, três alojamentos foram usinados para a instalação dos injetores junto à flauta. Esses elementos foram confeccionados a partir de um tarugo de alumínio comercial de

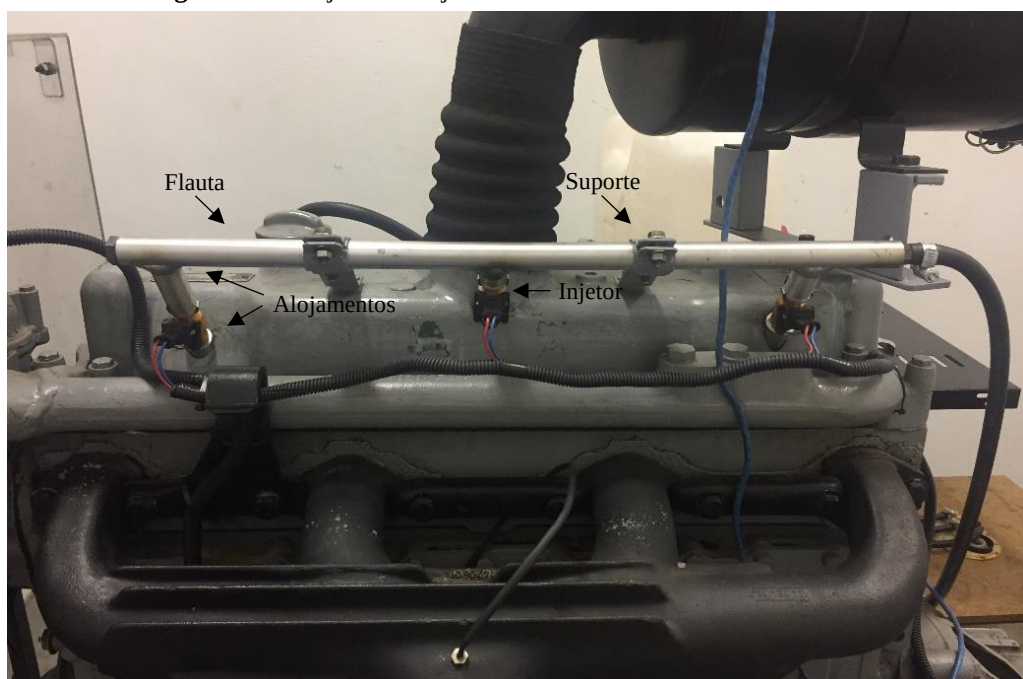
7/8” de diâmetro. Cada alojamento apresenta um furo interno de 12 mm de diâmetro, um assento externo de 14 mm de diâmetro para a instalação junto ao furo da flauta, um assento interno de 13,8 mm de diâmetro para a vedação do anel do injetor e um rasgo externo de 1,5 mm de largura para a instalação da trava elástica que fixa cada injetor.

Uma vez finalizados, os três alojamentos foram instalados junto à flauta com o auxílio de uma prensa hidráulica e o conjunto foi então levado a uma empresa especializada para realizar a soldagem dos componentes. Em seguida, nas duas extremidades do tubo foram confeccionadas roscas de 3/8” do tipo NPT, sendo uma para alojar um parafuso de vedação e outra para instalação de uma conexão metálica para a mangueira de envio de combustível.

O passo seguinte foi a instalação das unidades injetoras, possibilitando o dimensionamento dos suportes para fixação da flauta na tampa de válvulas. Optou-se por confeccioná-los a partir de chapas de aço de 30 mm de largura e 2,5 mm de espessura. No lado do motor, os suportes são fixados por meio de parafusos M8 já existentes, responsáveis por fixar a tampa de válvulas no cabeçote.

No lado da flauta, utilizou-se dois tubos de aço de 7/8” e comprimento de 30 mm, os quais foram bipartidos na direção longitudinal. Nas extremidades dessas seções foram soldadas pequenas chapas de 2,5 mm, dobradas em “L”, visando a construção de uma espécie de abraçadeira. Essas seções são fixadas junto à chapa por meio de parafusos M6, envolvendo o tubo da flauta. A Figura 44 apresenta o sistema completo montado e instalado junto ao motor.

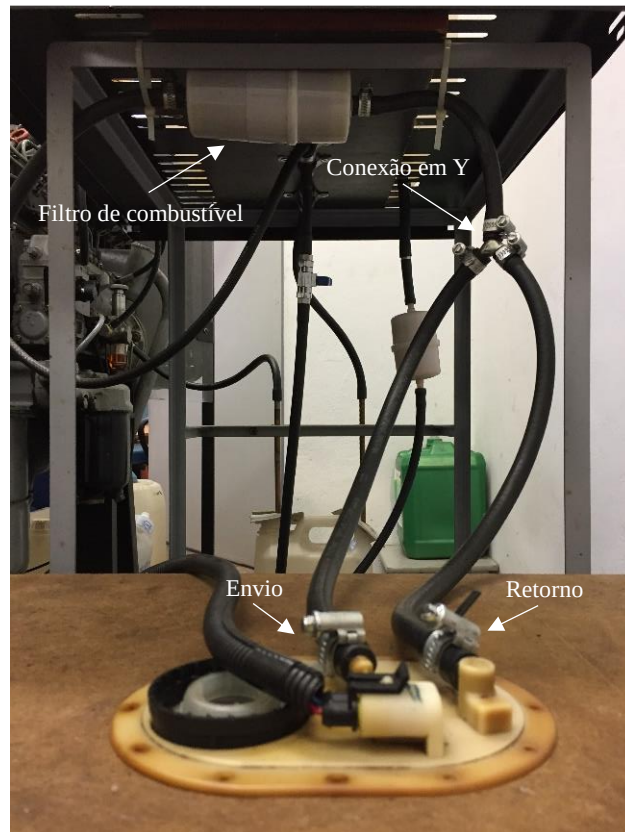
Figura 44 - Conjunto de injetores instalados no coletor de admissão.



Fonte: Próprio autor.

O sistema de fornecimento de etanol hidratado é composto por um módulo de combustível, filtro, conexões e mangueira de 1/4" de diâmetro interno, específica para injeção eletrônica. A Figura 45 apresenta o sistema instalado e, na sequência, serão detalhados seus principais componentes.

Figura 45 - Sistema de fornecimento de etanol hidratado.



Fonte: Próprio autor.

O módulo possui uma bomba de combustível, regulador de pressão, suporte plástico e tampa. Neste sistema, a linha de saída do combustível opera a 3 bar, sendo compatível com a pressão de funcionamento das unidades injetoras empregadas.

A tampa do módulo possui uma conexão elétrica para o acionamento da bomba e duas conexões para mangueiras, sendo uma para o envio de combustível e outra para o retorno. O envio está conectado diretamente à bomba elétrica e a linha de retorno é ligada ao regulador de pressão.

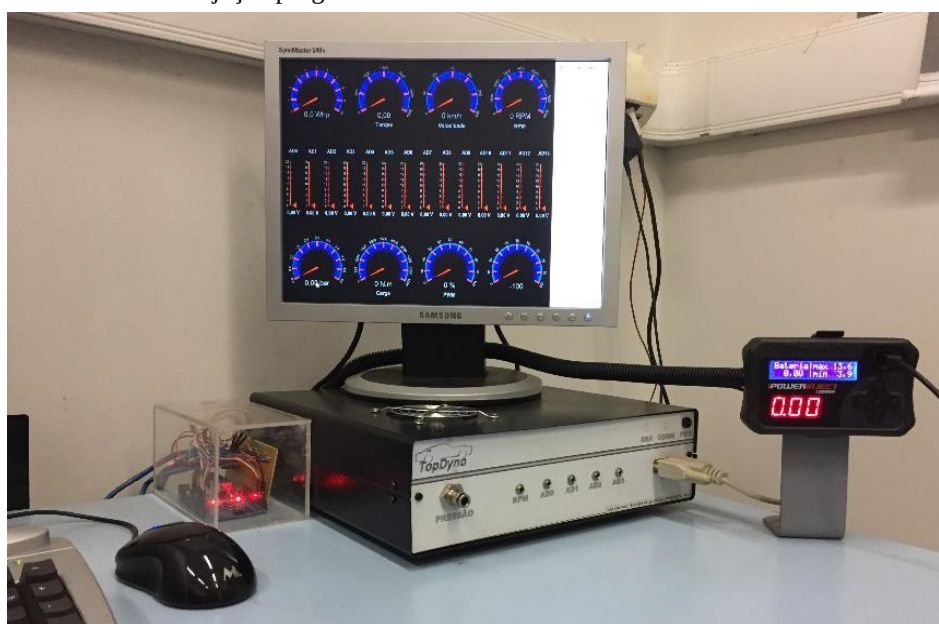
Como a flauta possui apenas uma via para entrada de combustível, optou-se por instalar uma conexão em “Y” entre o módulo e a flauta. Neste sentido, as duas vias do módulo são interligadas, possibilitando a pressurização da linha principal que é levada até a flauta.

No trecho entre a saída da conexão em “Y” e a flauta, instalou-se um filtro de combustível que previne a passagem de impurezas e, conseqüentemente, evita uma possível obstrução dos injetores. Trata-se de um filtro específico para sistemas de injeção eletrônica, pois o mesmo deve suportar a pressão da linha principal de combustível.

4.6 INSTALAÇÃO ELÉTRICA

A instalação elétrica e a conexão dos componentes que integram o sistema eletrônico independente de injeção de etanol hidratado foram as últimas etapas deste processo. Neste sentido, a Figura 46 mostra a central de injeção programável em operação. A mesma possui conexão permanente com o computador para o ajuste dos parâmetros de funcionamento do motor em tempo real.

Figura 46 - Central de injeção programável instalada na sala de controle da bancada dinamométrica.



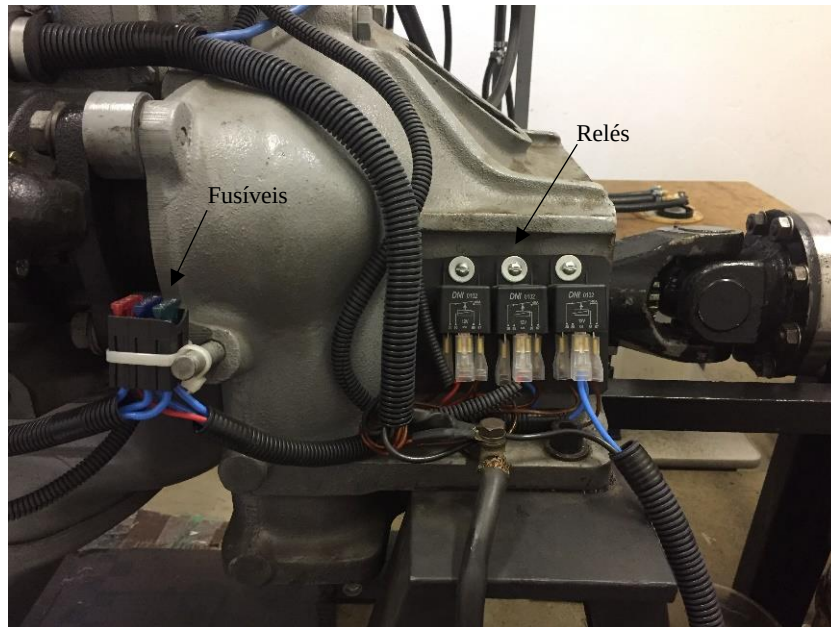
Fonte: Próprio autor.

Para suprir toda demanda de energia necessária para o funcionamento da central eletrônica, unidades injetoras e módulo de combustível, foram instalados três relés auxiliares de 40 A e 12 V, sendo um para cada componente. Estes foram fixados no suporte traseiro do motor, ficando próximos da alimentação 12 V da bateria.

Além disso, foi instalado um fusível no trecho compreendido entre a alimentação 12 V e a entrada do relé, buscando a proteção do circuito. Seguindo as orientações dos fabricantes, os fusíveis utilizados foram de 10, 15 e 30 A, respectivamente para a central, bicos injetores e

bomba de combustível. Neste sentido, a Figura 47 mostra a disposição dos fusíveis e relés utilizados neste sistema.

Figura 47 - Disposição dos fusíveis e relés do sistema de injeção eletrônica.



Fonte: Próprio autor.

Visando o acionamento desses sistemas da sala de controle, construiu-se um painel que abriga duas chaves e dois soquetes para lâmpadas, sendo então instalado na mesa principal, conforme pode ser visto na Figura 48. Assim como o suporte da central, este foi construído a partir de uma chapa de aço com espessura de 2,5 mm.

Figura 48 - Painel de acionamento do sistema de injeção eletrônica.



Fonte: Próprio autor.

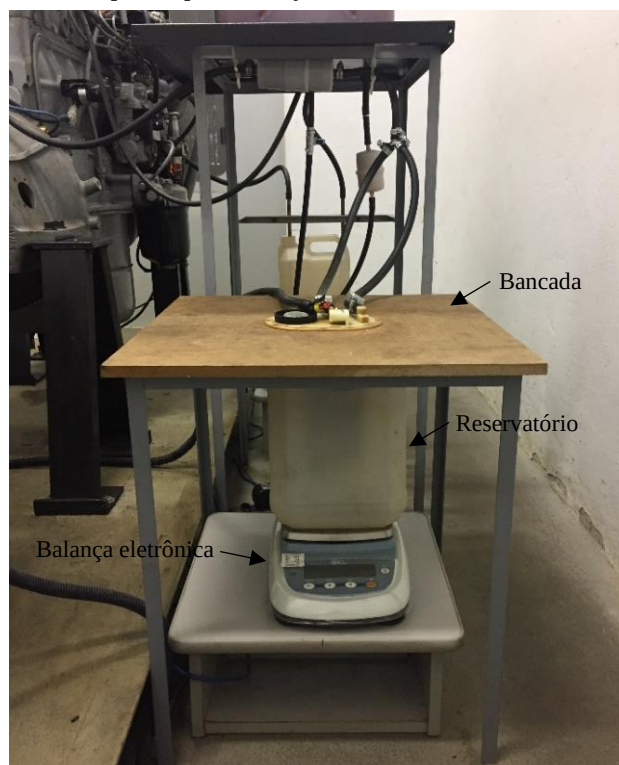
A alimentação 12 V dessas chaves vem do cilindro de ignição do motor, localizado no painel ao lado. A chave que fica na parte de cima está conectada aos relés de acionamento da central e do módulo de combustível, enquanto que a chave que fica na parte de baixo aciona apenas o relé conectado às unidades injetoras. No momento em que as chaves são acionadas, as lâmpadas se acendem, indicando ao operador que esses sistemas estão em funcionamento.

A decisão de se utilizar chaves independentes no acionamento desses sistemas foi tomada para possibilitar que as unidades injetoras sejam desabilitadas rapidamente em situações que podem ocasionar a falha ou mesmo o colapso do motor, como, por exemplo, o calço hidráulico, provocado por uma vazão de combustível elevada.

4.7 APARATO PARA MEDIÇÃO DO CONSUMO DE ETANOL HIDRATADO

Para a medição do consumo de etanol hidratado, seguiu-se a mesma lógica que para a linha principal de combustível. Neste sentido, uma bancada foi construída para a instalação do módulo de combustível, garantindo o posicionamento adequado do reservatório e da balança, a qual é idêntica à usada na linha principal. A Figura 49 mostra o aparato de medição do consumo de etanol hidratado devidamente instalado no laboratório de testes.

Figura 49 - Aparato para medição do consumo de etanol hidratado.



Fonte: Próprio autor.

A bancada foi confeccionada em cantoneiras de aço de 3/4" de aba e 1/8" de espessura, apresentando uma altura de 65 cm. A balança é posicionada sobre uma base de madeira, garantindo o espaço adequado para a inserção do reservatório de etanol hidratado, cuja capacidade é de 5 litros. O módulo de combustível é colocado no centro desta base, garantindo que a bomba fique totalmente submersa.

Do mesmo modo, a balança possui comunicação com o computador principal através de uma porta serial, possibilitando o envio automático da medição a cada segundo. Para isso, um cabo de oito vias foi passado do laboratório de testes para a sala de controle através do eletroduto de sinal do motor, garantindo tal conexão.

5 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Este capítulo será iniciado com a descrição da metodologia para a operação da bancada dinamométrica, detalhando os procedimentos de preparação e de execução dos experimentos com misturas Diesel-etanol anidro e injeção independente de etanol hidratado, respectivamente. Na sequência, serão detalhados os métodos para análise e tratamento dos resultados e, ao final, tem-se a apresentação de um conjunto de equações que será empregado na avaliação de desempenho do motor dos pontos de vista termodinâmico e econômico.

5.1 METODOLOGIA PARA REALIZAÇÃO DOS ENSAIOS

O motor ensaiado foi desenvolvido pelo fabricante para operar em modo estacionário ou em máquinas agrícolas, sendo equipado com uma bomba injetora Bosch em linha de baixa rotação, fazendo com que opere de 800 a 2.400 rpm. Por isso, delimitou-se um passo de 100 rpm de uma faixa à outra, partindo de 900 até 2.300 rpm.

Neste sentido, o *software* de controle permite a definição da rotação que será ensaiada. Na Figura 50, é possível observar que na parte superior direita da tela foi selecionada a opção carga contínua e que a rotação escolhida é de 1.600 rpm. Na bancada, a frequência de funcionamento é continuamente medida pelo sensor de rotação, posicionado no eixo do freio eletromagnético.

Uma vez delimitado este parâmetro, basta posicionar a alavanca da rotação do motor no ponto máximo que o sistema de gerenciamento da bancada (central eletrônica) começa a atuar, garantindo que o conjunto não ultrapasse a rotação definida, pois o freio eletromagnético gera uma carga no eixo que é capaz de deixar a rotação estabilizada em torno do valor preestabelecido.

A célula de carga mede a intensidade desta força, enviando o sinal diretamente para a central. É importante destacar que os dados começam a ser armazenados após a seleção da opção “Capturar”, conforme pode ser visto na mesma tela mostrada na Figura 50. Uma vez armazenados, estes dados podem ser exportados e tratados adequadamente.

Nesta configuração, o sistema de controle e aquisição dos dados do freio eletromagnético permite a obtenção dos resultados para rotação, torque e potência de eixo. As medições de temperaturas, consumo real de combustível e composição dos produtos de

combustão podem ser visualizadas e armazenadas pelo operador através de monitores seriais em plataforma Arduino, todos com interface no mesmo computador.

Na sequência, a Figura 51 mostra a disposição dos monitores e das janelas em operação durante o desenvolvimento dos ensaios. O monitor da direita apresenta a janela de interface com o sistema de controle e aquisição de dados do freio eletromagnético. Posicionado à esquerda, o segundo monitor mostra as janelas de coleta das temperaturas de operação, consumo instantâneo de combustível e análise dos gases de exaustão.

Figura 50 - Interface gráfica de controle do dinamômetro.



Fonte: Próprio autor.

Figura 51 - Sistema de controle e aquisição de dados da bancada dinamométrica.



Fonte: Próprio autor.

Cada teste foi iniciado com o motor a 75 °C e o freio eletromagnético a 45 °C, garantindo repetibilidade e maior precisão dos resultados. Esta temperatura de operação do motor foi estipulada com base na temperatura atingida em regime de marcha lenta, a qual se encontra ao redor de 74 °C.

Ao final de cada teste, as temperaturas do sistema de arrefecimento do motor e do freio eletromagnético aumentavam cerca de 4 e 6 °C, respectivamente. Por isso, era necessário aguardar cerca de 4 minutos de um ensaio a outro para que as temperaturas de ambos baixassem para as de regime.

O tempo de duração dos testes foi definido através de vários ensaios com o motor operando com Diesel S500 a 2.300 rpm. Optou-se por essa rotação, pois é onde se alcança a máxima potência de eixo. Os parâmetros analisados no decorrer dos testes foram o consumo de combustível, a composição dos produtos de combustão, a temperatura dos equipamentos ao final do ensaio e os resultados para o torque e rotação. Neste sentido, foram estipuladas as seguintes durações de cada teste: 15, 25, 35, 45, 55 e 65 s.

Vale destacar que, de acordo com fabricantes, os limites de segurança para as temperaturas do motor e do freio eletromagnético são, respectivamente, 85 e 65 °C. Para cada duração estipulada, foram realizados cinco ensaios com o motor operando a plena carga, sendo que os primeiros 5 s de cada teste eram utilizados para estabilização do conjunto, ou seja, os resultados obtidos neste intervalo não eram armazenados.

Nos ensaios com duração de 15 e 25 s o consumo de combustível é minimizado, os limites de temperatura do motor e do freio eletromagnético não são alcançados, porém os resultados para torque, rotação e emissões de CO e NO_x apresentaram um desvio-padrão superior, quando comparado aos resultados dos testes mais longos.

Por outro lado, os ensaios com duração igual ou acima de 35 s não apresentaram variações significativas de um resultado para outro, especialmente com relação ao torque e emissões. Além disso, o desvio-padrão dos cinco resultados se manteve constante dos 35 até 65 s, mostrando que o sistema é estável a partir dos 35 s. Como era de se esperar, à medida que se aumenta a duração dos testes, tem-se uma elevação tanto no consumo de combustível quanto das temperaturas ao final do experimento.

Diante desta análise preliminar, a opção foi conduzir os testes, para cada faixa de rotação, estabelecendo-se uma duração de 35 s, pois, dentre os ensaios que apresentaram menor desvio de um resultado para outro, este é o que minimiza a quantidade de combustível consumida, tornando-o mais viável, economicamente. Vale destacar que este intervalo é

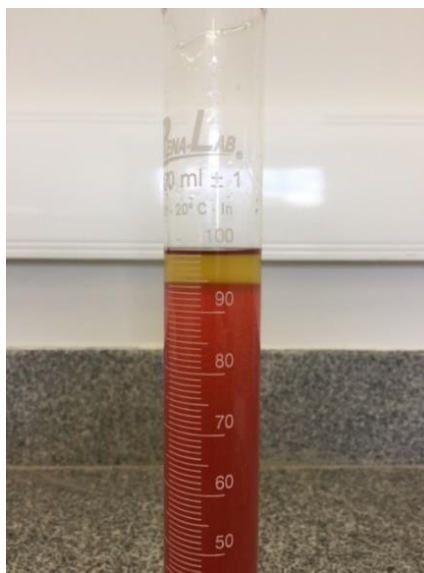
delimitado por um cronômetro digital, modelo SW2018, fabricado pela Cronobio, cuja precisão é de 0,01 s.

Com relação à utilização do analisador de gases, o aparelho Tempest 100 possui um filtro que evita a passagem de fuligem da linha de exaustão para seu interior. Neste sentido, optou-se por substituir esse filtro ao final dos cinco ensaios de cada configuração, evitando qualquer tipo de obstrução que viesse a causar interferência nos resultados.

5.2 ENSAIOS COM MISTURAS DIESEL-ETANOL ANIDRO

A proposta inicial era a realização de ensaios com misturas entre Diesel e etanol hidratado ao invés do etanol anidro. No entanto, diversos artigos apresentados na revisão bibliográfica apontavam que este tipo de mistura não é miscível, mesmo com o etanol hidratado em baixas proporções. Por isso, testes em laboratório foram conduzidos, demonstrando a separação dos combustíveis alguns segundos após a mistura. A Figura 52 mostra a separação de fases referente a uma proporção de 10% em volume de etanol hidratado em mistura com Diesel S500.

Figura 52 - Separação de fases da mistura Diesel S500 e etanol hidratado.



Fonte: Próprio autor.

Com isso, substituiu-se o etanol hidratado pelo anidro, o qual é produzido pelas usinas sucroalcooleiras tanto para comercialização no mercado interno quanto para a exportação. No país, o etanol anidro combustível (EAC, ou simplesmente EA) é adicionado à gasolina e, por isso, há um sistema de venda e distribuição restrito, dificultando a aquisição para a condução

dos testes do presente trabalho.

A solução encontrada foi a aquisição de 50 litros deste álcool na empresa de produtos químicos Araça Prolab, localizada em Araçatuba (SP). O produto em questão apresenta 99,3 °INPM - Instituto Nacional de Pesos e Medidas (unidade equivalente ao percentual em massa do teor alcoólico), atendendo às especificações presentes na Resolução ANP Nº19 para este combustível, as quais seguem apresentadas no Anexo F.

Novos testes foram realizados para verificar a miscibilidade do etanol anidro com o Diesel, revelando uma mistura completa mesmo em proporções de etanol acima de 20% em volume. Amostras de 50 ml foram preparadas com proporções de etanol anidro de 5, 15, 25, 35 e 45% em volume, as quais foram lacradas e deixadas por cinco dias à temperatura ambiente.

Ao final deste experimento preliminar, notou-se que as misturas com até 25% em volume permaneceram inalteradas do ponto de vista visual ao longo deste período, ou seja, não houve alteração tanto na coloração quanto na miscibilidade. No entanto, constatou-se que nas proporções com 35 e 45% de etanol anidro ocorreu a separação das fases ao final do primeiro dia de teste.

Paralelamente, foram desenvolvidos testes preliminares na bancada dinamométrica com Diesel para verificar a quantidade necessária de combustível para a realização dos ensaios ao longo de toda faixa de rotação, concluindo que 8 litros seriam suficientes para a condução de cada ensaio, varrendo toda faixa de operação (900 a 2.300 rpm) e levando em conta uma margem de segurança para eventuais repetições.

Ainda com relação aos testes preliminares, notou-se a necessidade de se realizar vários ensaios para cada combustível analisado, possibilitando a obtenção de resultados mais representativos e confiáveis, através do cálculo de médias, desvios-padrão e incertezas de medição, cujo procedimento será descrito posteriormente.

Neste contexto, decidiu-se realizar cinco experimentos para cada configuração estudada. Com isso, a quantidade total de combustível para o desenvolvimento dos cinco ensaios corresponde a 40 litros. Com relação ao Diesel S500 utilizado nos ensaios, este foi adquirido no Auto Posto West, da rede Petrobras, localizado em Ilha Solteira (SP).

Com base no experimento preliminar com as amostras e na revisão bibliográfica realizada, optou-se por analisar o desempenho do motor operando nas proporções de mistura em volume (v/v) de Diesel S500 (D) e etanol anidro (EA) que seguem detalhadas na Tabela 4. As misturas foram obtidas no Laboratório de Química do IPBEN, com temperatura mantida à 25 °C. Foram utilizadas as seguintes vidrarias: proveta graduada de 250 ml e 1.000 ml, béqueres de 250 ml e 1.000 ml, além de um funil.

Tabela 4 - Proporção volumétrica de Diesel S500 e etanol anidro das misturas propostas.

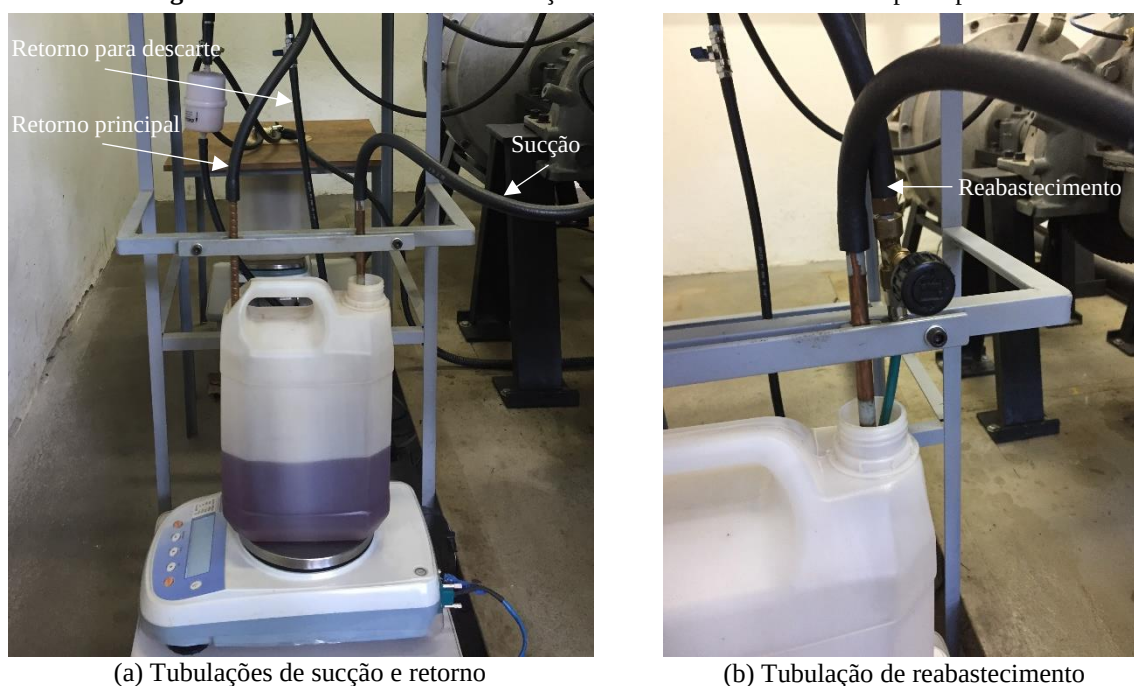
Combustível	Proporção [%]		Volume [l]	
	Diesel S500	Etanol anidro	Diesel S500	Etanol anidro
D95EA5	95	5	38	2
D90EA10	90	10	36	4
D85EA15	85	15	34	6
D80EA20	80	20	32	8
D75EA25	75	25	30	10

Fonte: Próprio autor.

Visando padronizar este procedimento, cada mistura era preparada e devidamente armazenada em um reservatório de 50 litros com um dia de antecedência à realização do experimento em específico na bancada dinamométrica, o qual se iniciava às 8 horas.

Os cinco ensaios de cada combustível se estendiam por cerca de 12 horas. De um ensaio a outro, o motor era desligado para facilitar o reabastecimento do tanque de combustível e o resfriamento da sala de testes. Neste intervalo, os dados coletados pelo sistema de aquisição eram arquivados e a central era reiniciada para a realização do próximo experimento.

Uma vez finalizado o experimento, há a necessidade de se substituir o combustível analisado pelo próximo a ser testado. Tal procedimento requer uma série de cuidados que serão descritos na sequência. Para auxiliar no entendimento, a Figura 53 mostra as linhas de combustível existentes na bancada principal que serão citadas na sequência.

Figura 53 - Detalhamento das tubulações de combustível da bancada principal.

Fonte: Próprio autor.

Em cada troca de combustível foi realizada a substituição dos dois filtros de combustível do motor, a fim de evitar qualquer tipo de contaminação e alterações nos resultados dos ensaios posteriores. Com o motor ainda desligado, a válvula que direciona o retorno para o reservatório principal é fechada e, simultaneamente, a outra válvula é aberta, permitindo o escoamento para o reservatório de descarte, sendo mantida nesta posição até o final da substituição. As válvulas em questão podem ser vistas na Figura 32, apresentada no Capítulo 3.

Ao dar a partida no motor, a bomba alimentadora succiona o combustível do reservatório principal que contém a mistura atual, permitindo que ela preencha todo o sistema de injeção principal, incluindo as tubulações, filtros e bomba injetora, o qual armazena cerca de 1,5 litro de combustível.

Por isso, foi estipulado que para cada troca de combustível seria necessário a passagem de 5 litros por todo o sistema com o motor operando em regime de marcha lenta. Neste caso, uma fração mínima é injetada na câmara para garantir o funcionamento e todo excesso é despejado no reservatório mencionado.

Ao final deste procedimento, a válvula de retorno para o reservatório principal é aberta juntamente com a válvula de reabastecimento e, por sua vez, a válvula de retorno para o reservatório de descarte é fechada. O Diesel de descarte foi doado para algumas oficinas da cidade, sendo este utilizado para a limpeza de peças e, posteriormente, entregue a uma empresa especializada para o descarte final.

O motor continua a operação em marcha lenta até o preenchimento completo do reservatório principal, cujo processo leva cerca de dez minutos. Este intervalo permite que o motor alcance a temperatura de regime e, ao final, os testes podem ser iniciados.

5.3 ENSAIOS COM INJEÇÃO INDEPENDENTE DE ETANOL HIDRATADO

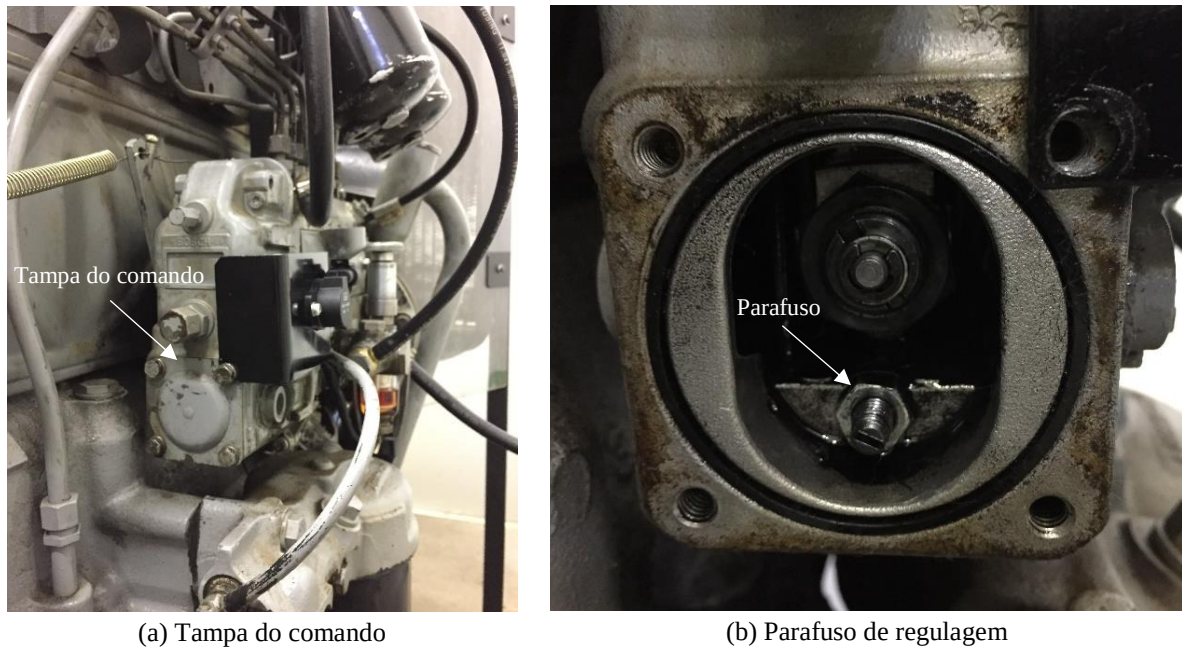
Neste caso, a proposta central era reduzir o consumo de Diesel pelo motor analisado, substituindo-o parcialmente por etanol hidratado (EHC, ou simplesmente EH). Em suma, os ensaios que envolvem o sistema de injeção independente possuem algumas particularidades. Uma delas é o procedimento para o ajuste das proporções de substituição do Diesel pelo etanol hidratado, cujo levantamento foi realizado experimentalmente.

Através de um treinamento básico oferecido pela empresa Vitralves Diesel, localizada na cidade de Araçatuba (SP), foi possível traçar algumas estratégias para ajustar o

funcionamento da bomba injetora, com intuito de reduzir o fornecimento de Diesel ao motor de maneira gradual.

O elemento que permite este ajuste é o parafuso de regulação do encosto de débito máximo de combustível que fica na parte traseira da bomba injetora, conforme apresentado na Figura 54. Para o acesso a este elemento, basta remover a tampa do comando que fica abaixo do suporte do sensor TPS.

Figura 54 - Parafuso de regulação do encosto de débito máximo de combustível.



Fonte: Próprio autor.

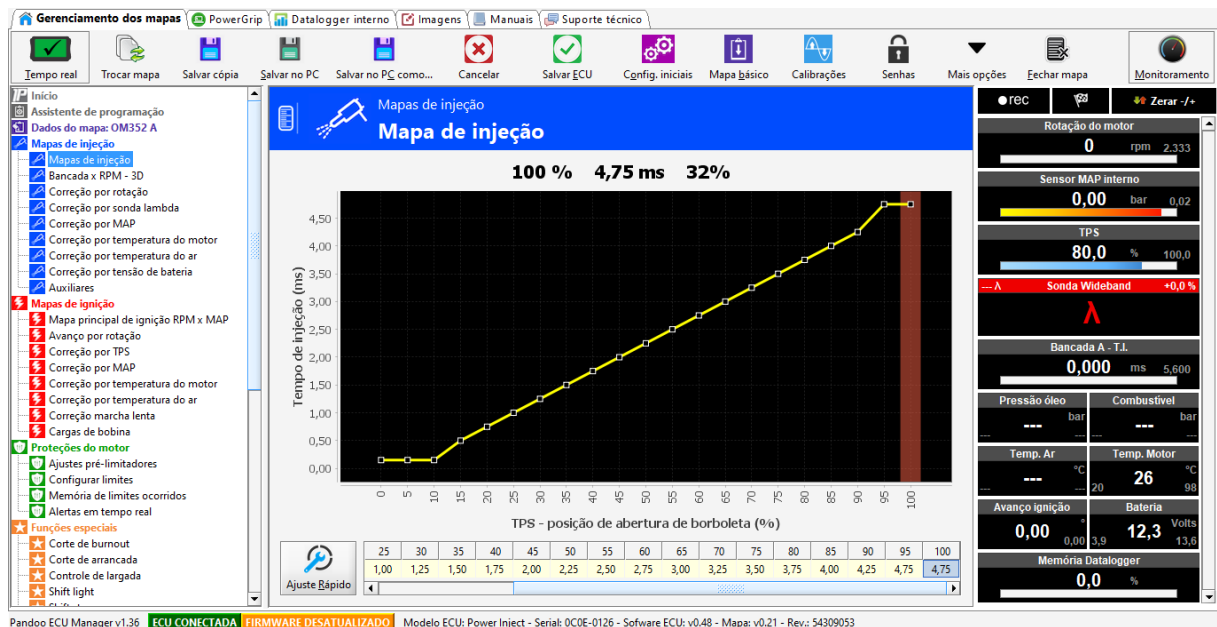
Este parafuso é responsável pelo ajuste do curso útil dos pistões que compõem os elementos da bomba injetora, os quais são responsáveis por deslocar o combustível até os bicos injetores. Ao girar o parafuso no sentido horário, tem-se um aumento da quantidade de combustível fornecida aos cilindros do motor em plena carga. Logo, rotacionando no sentido anti-horário haverá uma redução da fração de Diesel enviada aos injetores.

Neste sentido, foi traçada uma estratégia para a definição das configurações do motor a serem analisadas. Para a operação com Diesel S500 nas condições originais de operação, o motor desenvolve um torque máximo na ordem de 336 Nm a 1.600 rpm. Partindo dessa premissa, para a primeira configuração foi proposto girar o parafuso de regulação do encosto de débito máximo em meia volta no sentido anti-horário, visando a redução da injeção de Diesel no motor em plena carga.

Na sequência, três testes foram conduzidos com o motor neste ajuste, operando apenas com Diesel a 1.600 rpm. Como era de se esperar, houve uma redução considerável do torque gerado em virtude da redução da injeção de combustível. Visando elevar o torque para níveis próximos do padrão original, o sistema independente de injeção de etanol hidratado foi então acionado.

Nesta configuração do motor, o tempo de injeção de etanol hidratado pode ser ajustado em tempo real, através da conexão da central de injeção programável com o computador na sala de controle. A Figura 55 mostra a interface do *software* de gerenciamento da central Pandoo - *Power Inject*. No item “Mapas de injeção” é possível ajustar o tempo de abertura dos injetores em função da leitura do sensor TPS.

Figura 55 - *Software* para gerenciamento dos mapas de injeção com leitura em tempo real dos dados da central.



Analisando a Figura 55, é possível identificar que a leitura do sensor TPS é de 80% e, com isso, o tempo de injeção correspondente equivale a 3,75 ms. Este valor pode ser alterado na tabela que segue abaixo do gráfico nesta tela. Via de regra, quanto maior o tempo de injeção, maior será a vazão de etanol hidratado fornecida ao motor.

Da mesma forma, para cada tempo de injeção predefinido, três testes a 1.600 rpm foram realizados. A fim de padronizar este procedimento, foi adotado um passo de 0,25 ms de um tempo de injeção a outro. A Tabela 5 detalha as configurações ensaiadas e a Tabela 6 apresenta o valor médio e o desvio-padrão médio para os torques obtidos em cada teste preliminar das quatro configurações propostas.

Existem apenas quatro propostas de configurações, pois *setups* com 2,5 voltas ou mais do parafuso de regulagem de débito máximo no sentido anti-horário não apresentaram alterações significativas no desempenho do motor. Para reduzir ainda mais a injeção de Diesel, haveria a necessidade de se desmontar todo conjunto de injeção (bomba injetora e bicos) para ser ajustado por uma empresa especializada, incorrendo em custos extras.

Tabela 5 - Detalhamento das configurações e *setups* avaliados experimentalmente para operação com injeção independente de etanol hidratado.

Configuração	Detalhamento
C1	Neste ensaio, girou-se o parafuso de regulagem do encosto de débito máximo em 0,5 volta no sentido anti-horário, com relação a sua posição original. Na sequência, três testes a 1.600 rpm foram conduzidos para cada um dos cinco <i>setups</i> descritos a seguir: 1 - Apenas Diesel; 2 - Diesel e injeção independente de etanol hidratado a 0,50 ms (D-EH 0,50 ms); 3 - Diesel e injeção independente de etanol hidratado a 0,75 ms (D-EH 0,75 ms); 4 - Diesel e injeção independente de etanol hidratado a 1,00 ms (D-EH 1,00 ms); 5 - Diesel e injeção independente de etanol hidratado a 1,25 ms (D-EH 1,25 ms).
C2	Neste ensaio, girou-se o parafuso de regulagem do encosto de débito máximo em 1,0 volta no sentido anti-horário, com relação a sua posição original. Na sequência, três testes a 1.600 rpm foram conduzidos para cada um dos cinco <i>setups</i> descritos a seguir: 1 - Apenas Diesel; 2 - Diesel e injeção independente de etanol hidratado a 1,00 ms (D-EH 1,00 ms); 3 - Diesel e injeção independente de etanol hidratado a 1,25 ms (D-EH 1,25 ms); 4 - Diesel e injeção independente de etanol hidratado a 1,50 ms (D-EH 1,50 ms); 5 - Diesel e injeção independente de etanol hidratado a 1,75 ms (D-EH 1,75 ms).
C3	Neste ensaio, girou-se o parafuso de regulagem do encosto de débito máximo em 1,5 volta no sentido anti-horário, com relação a sua posição original. Na sequência, três testes a 1.600 rpm foram conduzidos para cada um dos cinco <i>setups</i> descritos a seguir: 1 - Apenas Diesel; 2 - Diesel e injeção independente de etanol hidratado a 2,50 ms (D-EH 2,50 ms); 3 - Diesel e injeção independente de etanol hidratado a 2,75 ms (D-EH 2,75 ms); 4 - Diesel e injeção independente de etanol hidratado a 3,00 ms (D-EH 3,00 ms); 5 - Diesel e injeção independente de etanol hidratado a 3,25 ms (D-EH 3,25 ms).
C4	Neste ensaio, girou-se o parafuso de regulagem do encosto de débito máximo em 2,0 voltas no sentido anti-horário, com relação a sua posição original. Na sequência, três testes a 1.600 rpm foram conduzidos para cada um dos cinco <i>setups</i> descritos a seguir: 1 - Apenas Diesel; 2 - Diesel e injeção independente de etanol hidratado a 4,25 ms (D-EH 4,25 ms); 3 - Diesel e injeção independente de etanol hidratado a 4,50 ms (D-EH 4,50 ms); 4 - Diesel e injeção independente de etanol hidratado a 4,75 ms (D-EH 4,75 ms); 5 - Diesel e injeção independente de etanol hidratado a 5,00 ms (D-EH 5,00 ms).

Fonte: Próprio autor.

Tabela 6 - Torque médio e desvio-padrão médio obtidos para as configurações com injeção independente de etanol hidratado.

Configuração	Setup	Torque médio [Nm]	Desvio-padrão médio [Nm]
C1	1	328,49	7,45
	2	330,63	8,24
	3	341,17	8,73
	4	347,21	9,92
	5	348,77	9,66
C2	1	315,95	8,64
	2	334,54	8,55
	3	338,05	8,15
	4	343,31	9,84
	5	347,05	8,75
C3	1	286,55	8,63
	2	338,05	9,89
	3	341,32	10,23
	4	344,12	9,61
	5	348,04	10,82
C4	1	238,27	8,83
	2	335,61	7,89
	3	338,56	7,98
	4	343,50	11,11
	5	347,78	9,98

Fonte: Próprio autor.

A partir de uma análise dos resultados apresentados na Tabela 6, optou-se por selecionar os modos de operação que alcançaram um desempenho em termos de torque superior ao apresentado pelo Diesel na configuração original. Para isso, o limite inferior foi estipulado em 340 Nm, ou seja, foram escolhidas as configurações que alcançaram um torque ligeiramente superior a este valor, as quais seguem descritas na Tabela 7.

Tabela 7 - Configurações definidas para a realização dos ensaios com injeção independente.

Configuração	Setup	Tempo de injeção [ms]
C1	3	0,75
C2	4	1,50
C3	3	2,75
C4	4	4,75

Fonte: Próprio autor.

Para cada configuração foram realizados cinco ensaios, varrendo toda a faixa de rotação (900 a 2.300 rpm). Para isso, foram adquiridos 180 litros de Diesel S500 do mesmo posto de combustíveis, a fim de se evitar variações das propriedades físico-químicas do Diesel, mantendo o mesmo padrão do que foi utilizado nos ensaios com misturas. Neste mesmo estabelecimento, foram adquiridos 80 litros de etanol hidratado para a condução dos ensaios.

5.4 ANÁLISE E TRATAMENTO DOS DADOS

Os valores de torque, potência e rotação obtidos para cada ensaio foram exportados através do *software* de aquisição de dados do freio eletromagnético, por meio de um comando. Este procedimento é realizado para cada ensaio e, com isso, cada arquivo exportado contém os resultados por combustível e faixa de rotação ensaiados.

Estes arquivos são gerados em formato CSV (*Comma Separated Values*), no qual os resultados de cada linha são separados por caracteres de algum tipo escolhido, no caso ponto e vírgula. A Figura 56 apresenta a disposição dos resultados de um arquivo referente ao primeiro ensaio com Diesel comum a 900 rpm, aberto na plataforma Excel®. Este *software* separa os dados de cada linha em colunas distintas, em virtude da pontuação mencionada.

Figura 56 - Disposição dos resultados de um ensaio em uma planilha do Excel®.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I
1	power	torque	speed	boost	adinput0	adinput1	adinput2	clock	rpm
2	44,34	348,18	36,75	0,68	3,111	0	0	7373,41	907
3	40,81	324,76	36,26	0,678	3,121	0	0	7373,48	895
4	42,72	338,13	36,46	0,68	3,346	0	0	7373,62	900
5	40,37	320,74	36,32	0,68	3,111	0	0	7373,69	896
6	41,12	323,99	36,63	0,68	3,09	0	0	7373,76	904
7	41,86	330,9	36,51	0,68	3,059	0	0	7373,9	901
8	44,25	346,85	36,82	0,68	3,085	0	0	7373,97	909
9	45,69	361,69	36,46	0,678	3,085	0	0	7374,04	900
10	40,39	320,42	36,38	0,678	3,09	0	0	7374,11	898
11	41,25	329,07	36,17	0,678	3,085	0	0	7374,25	893
12	42,93	337,45	36,72	0,68	3,074	0	0	7374,32	906
13	44,01	347,43	36,55	0,678	3,116	0	0	7374,39	902
14	44,11	347,92	36,59	0,678	3,064	0	0	7374,46	903
15	40,41	322,87	36,12	0,678	3,095	0	0	7374,6	891
16	41,24	326,67	36,43	0,68	3,027	0	0	7374,67	899
17	40,46	320,32	36,45	0,68	3,074	0	0	7374,74	899
18	44,13	344,61	36,96	0,678	3,043	0	0	7374,81	912
19	43,96	346,01	36,66	0,678	3,205	0	0	7374,95	905
20	45,92	360,82	36,72	0,678	3,126	0	0	7375,02	906
21	42,28	337,61	36,14	0,678	3,085	0	0	7375,09	892
22	39,72	316,58	36,21	0,678	3,111	0	0	7375,23	894
23	41,77	332,08	36,3	0,678	3,079	0	0	7375,3	896
24	41,13	323,99	36,71	0,678	3,08	0	0	7375,37	895

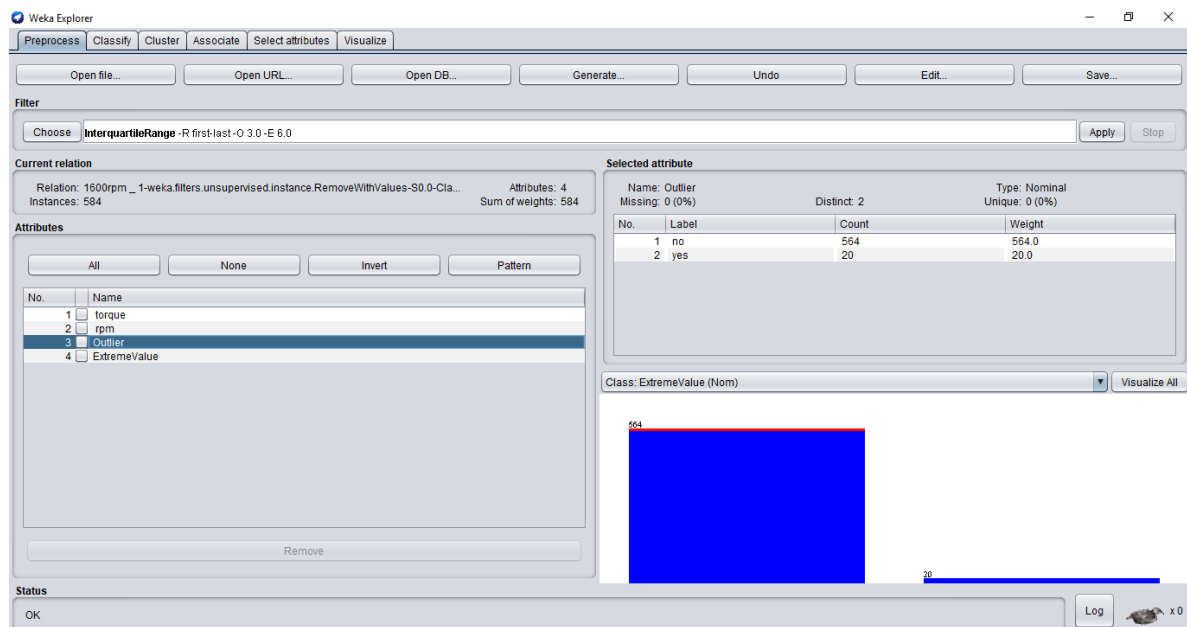
Fonte: Próprio autor.

Feito isso, os arquivos contendo os resultados das faixas de rotação para cada composição de combustível foram então previamente analisados, buscando definir uma metodologia para seu tratamento. Vale destacar que cada arquivo contém cerca de 500 conjuntos de dados para avaliação, os quais são armazenados a cada 0,07 s, aproximadamente.

O *software* que foi utilizado no tratamento dos dados é o WEKA (*Waikato Environment for Knowledge Analysis*), desenvolvido na Universidade de Waikato, localizada na Nova Zelândia. Trata-se de um *software* escrito em linguagem Java com código aberto (*Open Source*), emitido sob a GNU (*General Public License*). O mesmo engloba uma coleção de algoritmos de aprendizagem de máquina para tarefas de mineração de dados, contendo ferramentas para preparação de dados, classificação, regressão, agrupamento, mineração de regras de associação e visualização (WEKA, 2018).

Como os dados medidos fisicamente pela bancada dinamométrica no decorrer de um ensaio são a rotação e o torque, estes foram salvos em outro arquivo CSV para serem tratados. Posteriormente, com o arquivo já aberto no *software* WEKA, utilizou-se o filtro IR (*Interquartile Range*), para detectar *outliers* e valores extremos baseado em intervalos interquartis. Este procedimento segue ilustrado na Figura 57.

Figura 57 - Filtro IR para detecção de *outliers* e valores extremos.

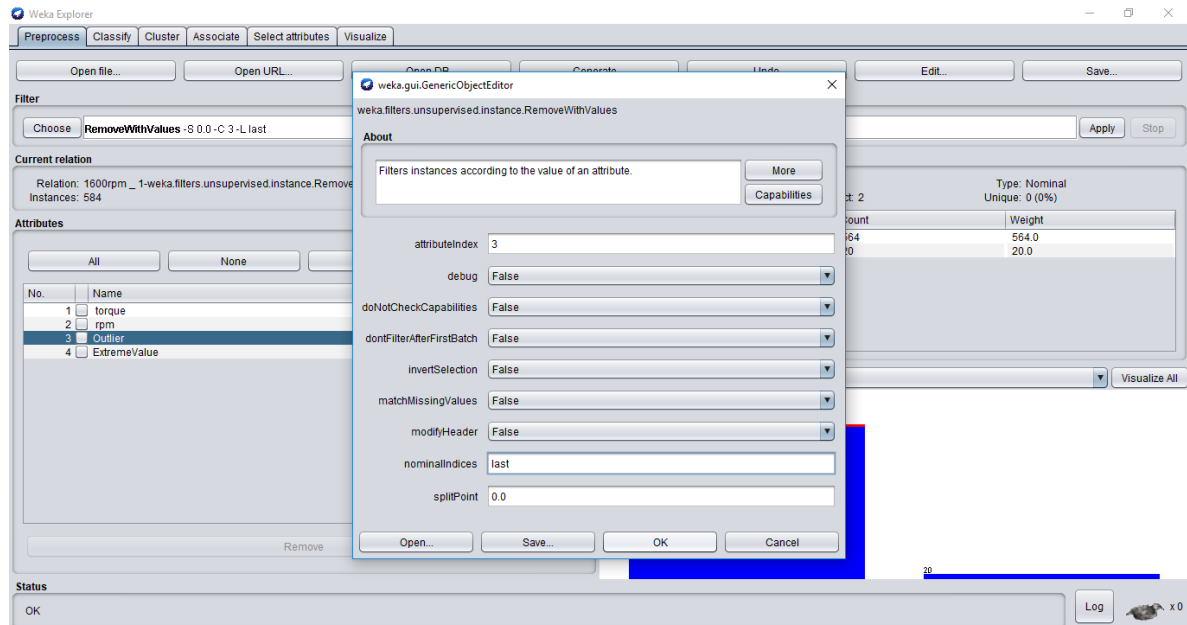


Fonte: WEKA (2018).

Na sequência, aplicou-se um segundo filtro, denominado RWV (*Remove With Values*), empregado na remoção dos *outliers* e valores extremos, respectivamente os atributos 3 e 4, os quais foram identificados no passo anterior. A Figura 58 apresenta a aplicação deste filtro na

remoção do atributo 3, ou seja, *outliers*. Uma vez aplicado, os 20 elementos identificados no passo anterior são então removidos do conjunto de dados. O mesmo procedimento deve ser repetido para o atributo 4, garantindo, também, a remoção dos valores extremos.

Figura 58 - Filtro RWV para remoção de atributos.



Fonte: WEKA (2018).

Uma vez removidos os atributos 3 e 4, o *software* apresenta nesta mesma interface o valor mínimo, máximo, média e desvio padrão, tanto para o torque quanto para a rotação (atributos 1 e 2, respectivamente). Esses dados ficam alocados na caixa “*Selected Attribute*”, a qual pode ser vista na Figura 57, apresentada anteriormente.

Em seguida, a média e o desvio padrão foram então armazenados para um pós-tratamento no *software* Excel[®]. Assim, os resultados obtidos em cada ensaio para as emissões de CO, NO_x e SO₂, a temperatura dos produtos de combustão e o consumo de combustível da linha principal e do sistema de injeção independente de etanol foram devidamente tabulados em planilhas do Excel[®], tornando possível a realização de uma análise estatística (média, desvio-padrão e incerteza de medição), possibilitando a construção de gráficos que representem o funcionamento do motor nas diversas condições ensaiadas.

5.5 DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS DE OPERAÇÃO DO MOTOR

A força de frenagem imposta pelo freio eletromagnético é continuamente medida pela célula de carga, sendo então convertida em torque pela central eletrônica através da

multiplicação desta força pela distância entre o centro do freio e o ponto de fixação da célula de carga, conforme apresentado pela Equação 3.

$$\tau = F l \quad (3)$$

Em que:

τ : torque de frenagem [kNm];

F: força de frenagem aplicada na célula de carga [kN];

l: distância entre o centro do freio e o ponto de fixação da célula de carga [m].

Com isso, a potência de eixo é calculada pela central eletrônica através da multiplicação entre o torque de frenagem e a velocidade angular, como segue na Equação 4. Por sua vez, a velocidade angular pode ser obtida através da Equação 5, onde a frequência de funcionamento do sistema é medida pelo sensor de rotação.

$$\dot{W}_B = \omega \tau \quad (4)$$

$$\omega = 2 \pi N_s \quad (5)$$

Sendo:

$\dot{W}_B$: potência de eixo [kW];

ω : velocidade angular [rad/s];

N_s : frequência de funcionamento do conjunto [rps].

A pressão média efetiva de eixo é um importante parâmetro que serve de base para avaliação e comparação dos modos de operação em diferentes regimes de funcionamento, além de ser útil na comparação de desempenho entre motores de diversos tipos e tamanhos. Além disso, serve como um indicador que está ligado à vida útil do motor.

A variável é obtida a partir da razão entre o trabalho de eixo e o volume de deslocamento do motor, conforme pode ser visto na Equação 6. O trabalho de eixo de um motor de combustão interna de quatro cursos pode ser calculado a partir da potência de eixo, conforme apresentado na Equação 7.

$$BMEP = \frac{W_B}{V_d} \quad (6)$$

$$W_B = \frac{2 \dot{W}_B}{N_s} \quad (7)$$

Em que:

BMEP: pressão média efetiva de eixo [kPa];

$\dot{W}_b$: trabalho de eixo gerado pelo motor [kJ];

V_d : volume de deslocamento total do motor [m³].

Com relação aos dados enviados pelas balanças eletrônicas, foi possível quantificar a massa de combustível consumida em cada ensaio pela simples diferença entre a massa no instante inicial e no instante final. Além disso, a duração real de cada ensaio é armazenada pela central de controle do freio, possibilitando o cálculo da vazão mássica (global média) de combustível através da Equação 8.

$$\dot{m}_C = \frac{\Delta m_C}{\Delta t} \quad (8)$$

Sendo:

$\dot{m}_C$: vazão mássica de combustível [g/s];

Δm_C : massa de combustível consumida pelo motor no ensaio [g];

Δt : intervalo de tempo de cada ensaio [s].

Outro dado importante que também serve como parâmetro de comparação entre diversos tipos de motores é o consumo específico de combustível de eixo, o qual pode ser obtido através da Equação 9.

$$BSFC = \left(\frac{\dot{m}_C}{\dot{W}_B} \right) 3600 \quad (9)$$

Em que:

BSFC: consumo específico de combustível de eixo [g/kWh].

O rendimento térmico de eixo é obtido com base na primeira lei da termodinâmica, correlacionando a energia útil pela gasta. Neste caso, é obtida a partir da razão entre a potência de eixo gerada pelo motor e a taxa de transferência de calor originada a partir do processo de

combustão. Nos casos que envolvem a aplicação de misturas Diesel-etanol anidro, este parâmetro é calculado através da Equação 10.

$$\eta = \frac{\dot{W}_B}{(\dot{m}_C \text{ PCI}_C) 10^{-3}} \quad (10)$$

Sendo:

η : rendimento térmico de eixo;

PCI_C : poder calorífico inferior do combustível [kJ/kg].

Logo, o poder calorífico inferior do combustível é obtido através da Equação 11, que combina o poder calorífico inferior do Diesel e do etanol anidro com suas respectivas frações mássicas, as quais são calculadas por meio das Equações 12 e 13, apresentadas na sequência.

$$\text{PCI}_C = \mu_D \text{ PCI}_D + \mu_{\text{EAC}} \text{ PCI}_{\text{EAC}} \quad (11)$$

$$\mu_D = \frac{\rho_D \vartheta_D}{\rho_D \vartheta_D + \rho_{\text{EAC}} \vartheta_{\text{EAC}}} \quad (12)$$

$$\mu_{\text{EAC}} = \frac{\rho_{\text{EAC}} \vartheta_{\text{EAC}}}{\rho_D \vartheta_D + \rho_{\text{EAC}} \vartheta_{\text{EAC}}} \quad (13)$$

Em que:

PCI_D : poder calorífico inferior do Diesel [kJ/kg];

PCI_{EAC} : poder calorífico inferior do etanol anidro combustível [kJ/kg];

μ_D : fração mássica do Diesel na mistura;

μ_{EAC} : fração mássica do etanol anidro combustível na mistura;

ϑ_D : fração volumétrica do Diesel na mistura;

ϑ_{EAC} : fração volumétrica do etanol anidro combustível na mistura;

ρ_D : massa específica do Diesel [kg/m³];

ρ_{EAC} : massa específica do etanol anidro combustível [kg/m³].

Nos modos de operação do motor com o sistema de injeção eletrônica independente, o rendimento térmico é obtido através da Equação 14, tendo em vista que o calor fornecido ao ciclo é originado a partir dos processos de combustão do Diesel e do etanol hidratado, fornecidos ao motor por sistemas distintos.

$$\eta = \frac{\dot{W}_B}{(\dot{m}_D \text{PCI}_D + \dot{m}_{\text{EHC}} \text{PCI}_{\text{EHC}}) 10^{-3}} \quad (14)$$

Sendo:

$\dot{m}_D$: vazão mássica de Diesel [g/s];

$\dot{m}_{\text{EHC}}$: vazão mássica de etanol hidratado combustível [g/s];

PCI_{EHC} : poder calorífico inferior do etanol hidratado combustível [kJ/kg].

5.6 PROCEDIMENTO PARA ANÁLISE ECONÔMICA

5.6.1 Equacionamento para determinação dos gastos com os combustíveis

O custo de operação por unidade de tempo para diferentes proporções de mistura pode ser obtido a partir da Equação 15, a qual correlaciona alguns parâmetros que serão definidos na sequência.

$$\dot{C}_O = \left(\frac{\dot{m}_C c_C}{\rho_C} \right) 3600 \quad (15)$$

Em que:

$\dot{C}_O$: custo de operação por unidade de tempo [R\$/h];

c_C : custo unitário do combustível [R\$/l];

ρ_C : massa específica do combustível [kg/m³].

Nas análises que envolvem misturas entre Diesel e etanol anidro, o custo unitário e a massa específica podem ser obtidas analiticamente através das Equações 16 e 17, respectivamente.

$$c_C = c_D \vartheta_D + c_{\text{EAC}} \vartheta_{\text{EAC}} \quad (16)$$

$$\rho_C = \rho_D \vartheta_D + \rho_{\text{EAC}} \vartheta_{\text{EAC}} \quad (17)$$

Sendo:

c_D : custo unitário do Diesel [R\$/l];

c_{EAC} : custo unitário do etanol anidro combustível [R\$/l].

Nas misturas obtidas e ensaiadas no presente trabalho, vale destacar que a fração volumétrica do Diesel varia de 75 a 100% e, por outro lado, a fração volumétrica do etanol anidro combustível varia de 0 a 25%, dependendo da composição analisada.

Nos ensaios relacionados à injeção independente de etanol hidratado, o custo de operação por unidade de tempo pode ser obtido através da Equação 18.

$$\dot{C}_O = \left(\frac{\dot{m}_D c_D}{\rho_D} + \frac{\dot{m}_{EHC} c_{EHC}}{\rho_{EHC}} \right) 3600 \quad (18)$$

Em que:

c_{EHC} : custo unitário do etanol hidratado combustível [R\$/l];

ρ_{EHC} : massa específica do etanol hidratado combustível [kg/m³].

5.6.2 Valor presente líquido

Com base em uma análise do fluxo de caixa é possível prever a interação entre as despesas com capital e os benefícios obtidos anualmente com a implantação de um projeto. O método baseia-se na previsão da entrada líquida de capital anual submetida a uma taxa de desconto. Os valores são então somados e o total é descontado do capital gasto inicialmente, sendo o valor resultante intitulado Valor Presente Líquido (VPL), conforme definido a partir da Equação 19. O método VPL demonstra claramente o lucro ou prejuízo que o investidor deve receber ao longo da vida útil do projeto.

$$VPL = \left[\sum_k^N \frac{ELC}{(1+j)^k} \right] - CTI \quad (19)$$

Sendo:

ELC: entrada líquida de capital anual [R\$];

j: taxa de desconto;

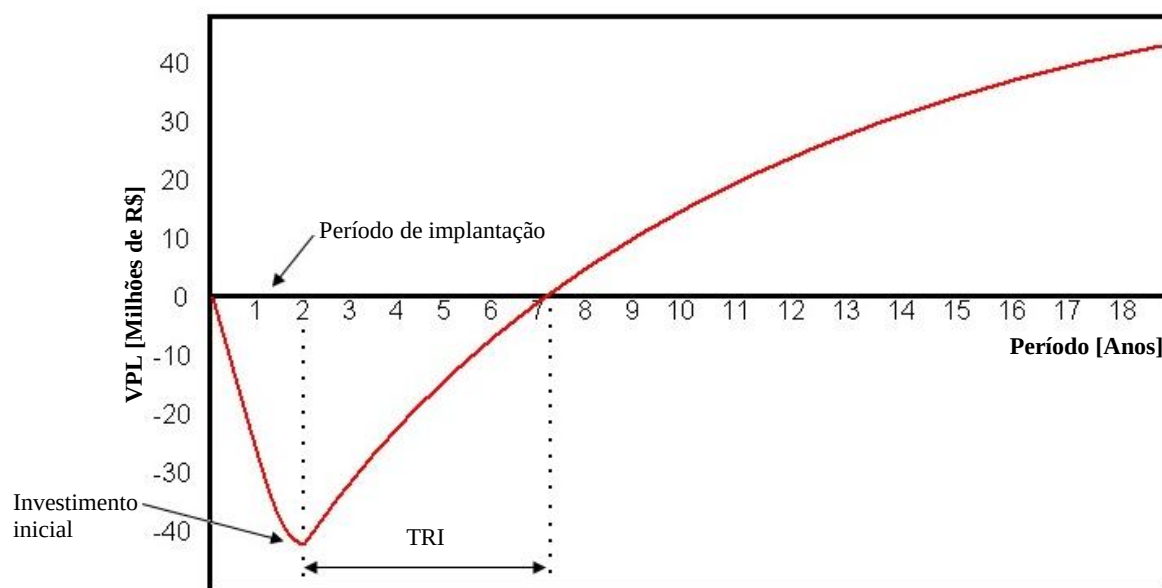
N: período de análise [anos];

CTI: capital total investido [R\$].

Horlock (1997) apresenta uma variação do cálculo do VPL que possibilita visualizar graficamente o período em que o fluxo de caixa atualizado e acumulativo anula o investimento inicial (CTI). Neste ponto de intersecção, os benefícios obtidos com o projeto implantado

retomam o investimento inicial a uma taxa de desconto (j) predefinida. Este método é denominado de *Discount Cash Flow* e a intersecção no ponto zero possibilita determinar o Tempo de Retorno do Investimento (TRI). Deste modo, a Figura 59 apresenta o TRI, assim como o comportamento do VPL ao longo dos anos.

Figura 59 - Comportamento do VPL e representação do TRI.



Fonte: Adaptado de Passolongo (2011).

6. RESULTADOS

Na seção inicial deste capítulo serão apresentados os resultados obtidos no decorrer dos experimentos, seguidos de suas discussões. Estes foram separados para facilitar a análise do desempenho de cada configuração. Na primeira parte são abordados os resultados alcançados nos ensaios com misturas e, na segunda parte, os resultados referentes aos experimentos com o sistema eletrônico independente de injeção.

A parte final aborda os resultados relacionados às questões econômicas, envolvendo alguns parâmetros, como o custo dos combustíveis, viabilidade de implantação e, em alguns casos ensaiados, o tempo de retorno do investimento.

6.1 RESULTADOS DOS ENSAIOS COM MISTURAS DIESEL-ETANOL ANIDRO

Neste tópico serão apresentados os resultados obtidos a partir dos experimentos com injeção direta de Diesel (D) e em proporções volumétricas de mistura com etanol anidro (EA): D95EA5, D90EA10, D85EA15, D80EA20 e D75EA25. É importante destacar que os ensaios foram desenvolvidos com o motor ajustado na configuração de fábrica, predefinida originalmente para operar com o Diesel, justamente para investigar os efeitos da aplicação de misturas Diesel-etanol anidro em seu desempenho.

Os resultados apresentados nesta seção correspondem às médias calculadas com base nos cinco experimentos conduzidos para cada configuração, varrendo toda a faixa de rotação. No entanto, os resultados detalhados de cada parâmetro medido nos ensaios são apresentados no Apêndice B, no qual também constam as análises estatísticas dos resultados, assim como o procedimento proposto para os ajustes das curvas.

Inicialmente, serão apresentadas as curvas de desempenho do motor (torque e potência de eixo), seguido dos resultados para consumo específico de combustível de eixo, pressão média efetiva de eixo, eficiência térmica de eixo, níveis de emissões de CO, NO_x e SO₂, e, por fim, temperatura dos produtos de combustão.

Os resultados de cada parâmetro foram agrupados em um único gráfico, possibilitando a análise e comparação do desempenho alcançado para cada combustível testado na bancada dinamométrica. Na sequência, as Figuras 60 e 61 representam, respectivamente, o comportamento do torque e da potência de eixo em função da rotação do motor.

Figura 60 - Torque obtido nos ensaios com as misturas Diesel-etanol anidro.

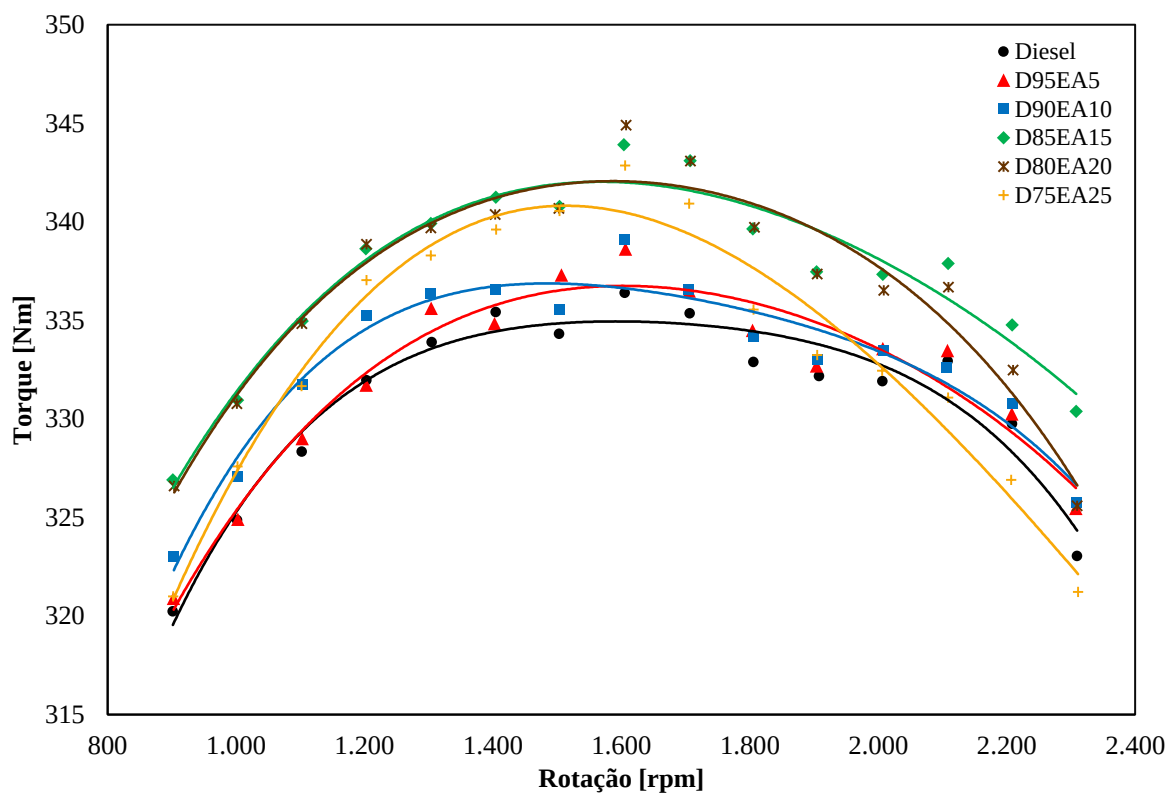
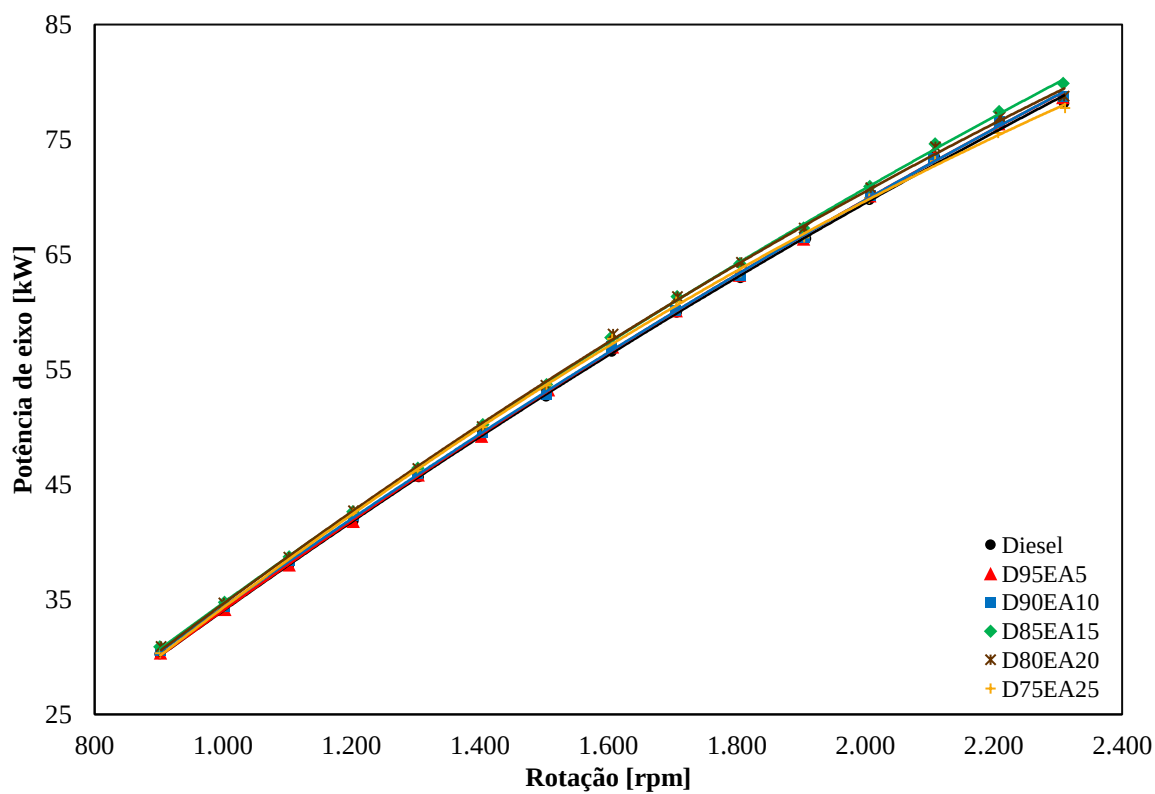


Figura 61 - Potência de eixo desenvolvida pelo motor operando com misturas Diesel-etanol anidro.



Ao analisar a Figura 60, pode-se verificar que, à medida que o teor de etanol anidro na mistura aumenta, tem-se uma elevação significativa do torque desenvolvido pelo motor. Os maiores níveis de torque foram alcançados nas operações com D85EA15 e D80EA20. No entanto, há uma redução no desempenho do motor quando a proporção de etanol anidro passa para 25%.

Nas operações com D95EA5 e D90EA10 observa-se um desempenho próximo do alcançado com o combustível padrão, o Diesel. Por outro lado, operando com D85EA15 e D80EA20 há um aumento do torque ao longo de toda faixa de rotação do motor, sendo este mais significativo em torno de 1.600 rpm. Com relação ao D75EA25, seu desempenho supera o do Diesel desde o início da faixa de rotação até 2.000 rpm, sendo que, a partir desse limite, tem-se um desempenho inferior.

Como a potência de eixo é obtida a partir do produto entre o torque e a rotação angular, o mesmo comportamento descrito para o torque pode ser visto na Figura 61. Os melhores resultados deste parâmetro são obtidos na operação com proporções de mistura de 15 e 20% de etanol anidro.

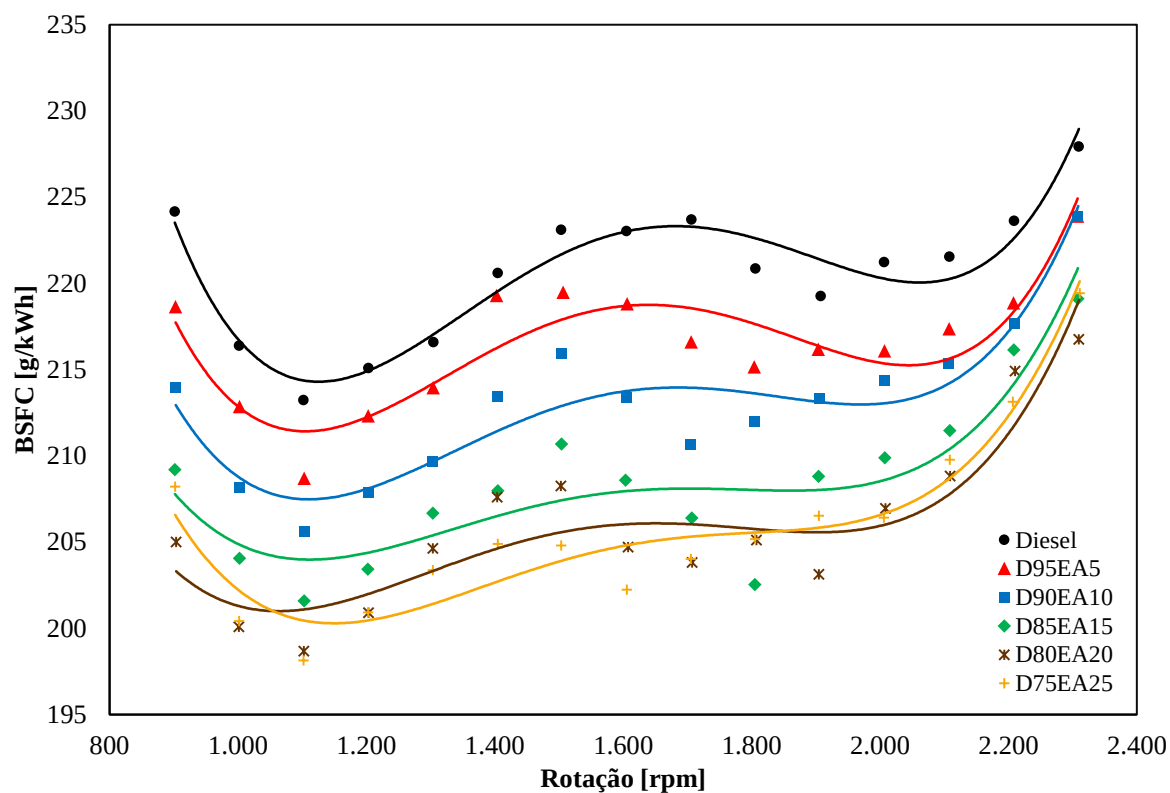
Ainda com relação à Figura 61, nota-se que não há o decaimento típico das potências de eixo em rotações mais elevadas. Isso se dá pelo fato do motor analisado possuir um sistema de alimentação de combustível para operar em baixas rotações, ideal para aplicações agrícolas e estacionárias.

No entanto, de acordo com o manual do fabricante, seus parâmetros geométricos e de sincronismo das válvulas de admissão e escape são idênticos aos do motor OM-352 para aplicação veicular. Nestes casos, o sistema de alimentação empregado permite a operação até 3.200 rpm. Tal condição explica o comportamento das curvas de potência de eixo do motor testado, tendo em vista que não atinge a faixa de rotação limite, capaz de iniciar seu decaimento.

A Figura 62 apresenta o comportamento do consumo específico de combustível de eixo (BSFC) de cada configuração ensaiada, sendo que nela pode-se identificar que a operação com Diesel apresenta o pior desempenho ao longo de toda faixa de rotação. Além disso, nota-se que, à medida que se eleva o percentual de etanol anidro na mistura, tem-se uma redução no consumo específico de combustível de eixo.

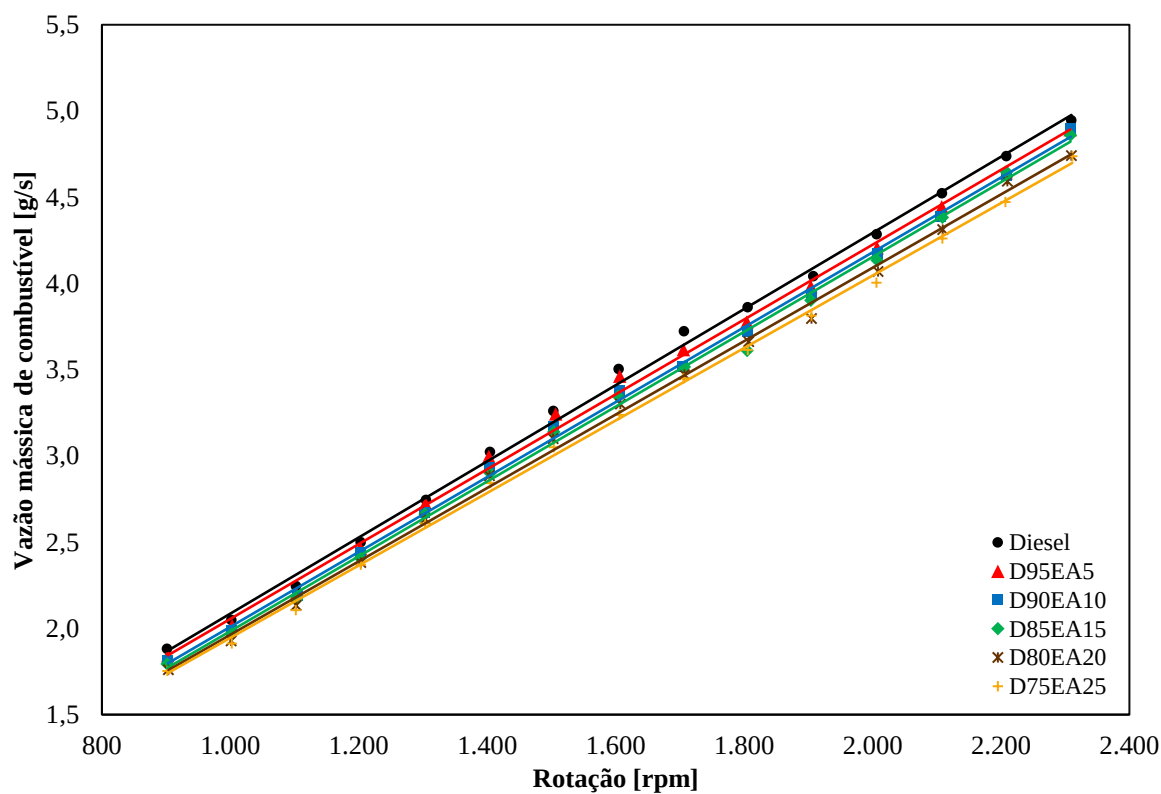
Analisando os resultados, constata-se que as misturas D85EA15, D80EA20 e D75EA25 promovem uma redução significativa deste parâmetro (BSFC) ao longo de toda faixa de rotação, pois geram um aumento da potência de eixo e uma redução da vazão mássica de combustível. O comportamento da vazão mássica de combustível pode ser visto na Figura 63, que segue apresentada na sequência.

Figura 62 - Consumo específico de combustível de eixo para as misturas Diesel-etanol anidro.



Fonte: Próprio autor.

Figura 63 - Vazão mássica de combustível para as misturas Diesel-etanol anidro.



Fonte: Próprio autor.

Conceitualmente, a cada ciclo de funcionamento do motor a bomba injetora desloca um determinado volume de combustível por cilindro, sendo este definido em virtude das condições de funcionamento. Pelo fato das configurações do motor não terem sido alteradas para operar com as misturas Diesel-etanol anidro, a bomba injetora desloca o mesmo volume, independente do combustível testado, pois, em todos os ensaios, o motor é submetido às mesmas condições de operação ao longo de toda faixa de rotação.

Nestas circunstâncias, pode-se afirmar que a vazão volumétrica de combustível varia apenas em função da rotação. Contudo, a redução da vazão mássica provocada pelo aumento da proporção de etanol anidro na mistura é explicada pela variação da massa específica dos combustíveis testados, que também decresce com o aumento deste percentual, conforme pode ser visto na Tabela 8.

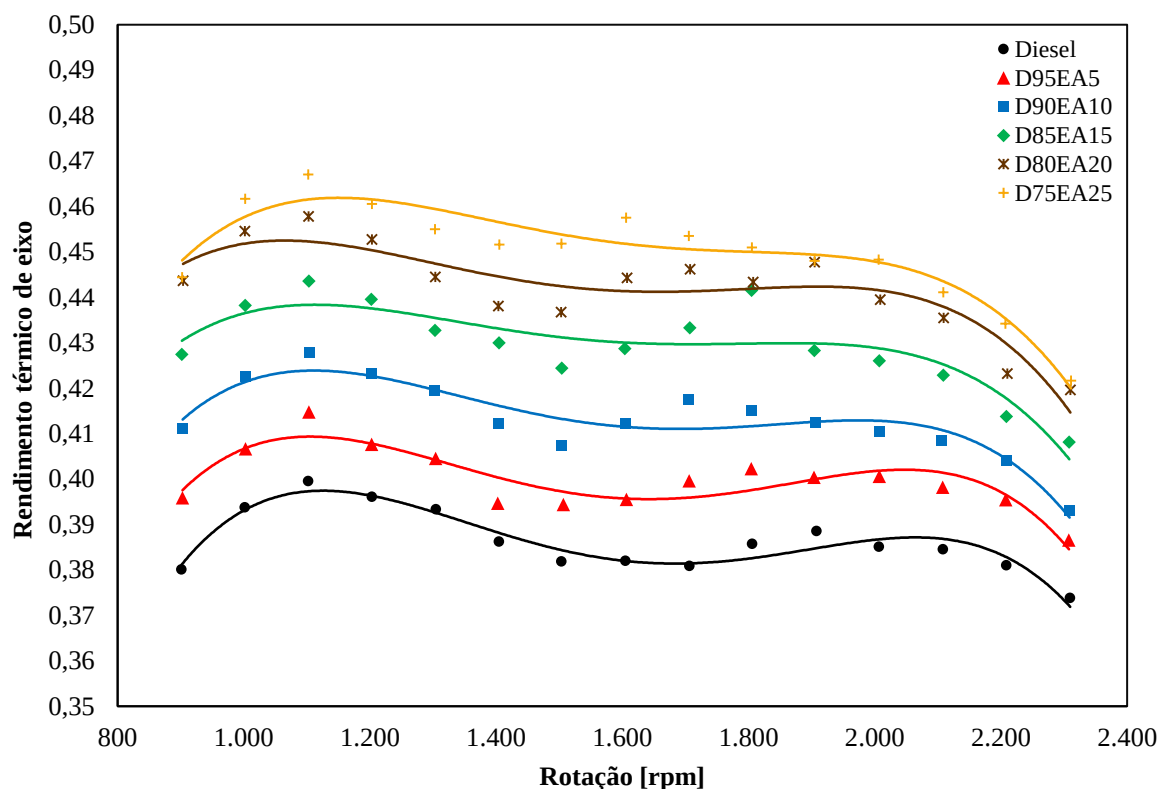
Tabela 8 - Massa específica dos combustíveis utilizados nos ensaios com misturas.

Combustível	ρ_c [g/l]	Redução [%]
Diesel	840,0	-
EAC	791,5	-
D95EA5	837,6	0,3
D90EA10	835,2	0,6
D85EA15	832,7	0,9
D80EA20	830,3	1,2
D75EA25	827,9	1,4

Fonte: Próprio autor.

A massa específica (ρ_c) de cada mistura ensaiada foi calculada com base nas especificações técnicas do etanol anidro e do Diesel S500 dispostas nos Anexos F e G, respectivamente. A redução em termos percentuais foi obtida através da correlação entre a massa específica de cada proporção de mistura com a do Diesel, por tratar-se do combustível padrão utilizado originalmente no motor.

Os rendimentos térmicos de eixo obtidos para cada faixa de rotação e combustível analisados seguem apresentados na Figura 64. Observa-se que à medida que se eleva o teor de etanol anidro na mistura, tem-se um aumento do rendimento térmico de eixo. O máximo valor deste parâmetro foi alcançado na operação com D75EA25 a 1.100 rpm, correspondendo a 46,7%.

Figura 64 - Rendimento térmico de eixo para as misturas Diesel-etanol anidro.

Conforme apresentado, a elevação do percentual de etanol anidro na mistura ocasiona um aumento do torque gerado pelo motor e uma redução da vazão mássica de combustível, o que colabora para o aumento do rendimento térmico de eixo do motor, mesmo, nestas circunstâncias, promovendo uma queda do poder calorífico inferior do combustível (PCI_c) que pode ser observada através dos dados dispostos na Tabela 9.

Tabela 9 - Poder calorífico inferior dos combustíveis e frações mássicas de Diesel e etanol anidro.

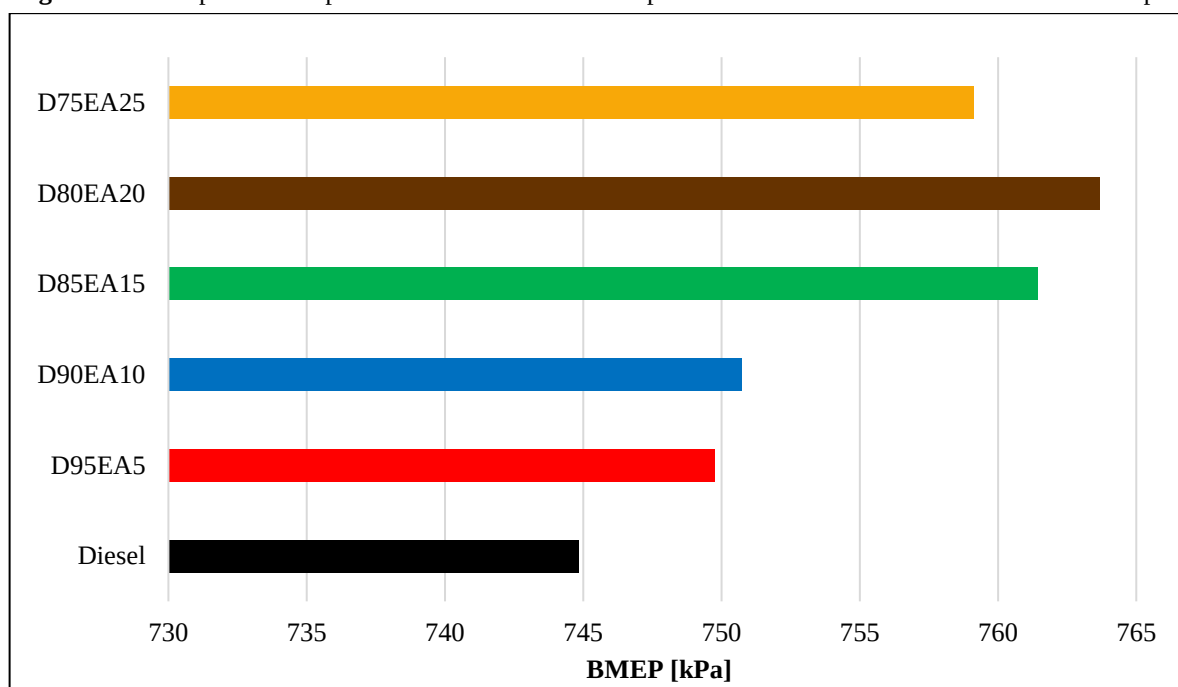
Combustível	μ_D [%]	μ_{EAC} [%]	PCI_c [kJ/kg]	Redução PCI_c [%]
Diesel	100,0	-	42.258,4	-
EAC	-	100,0	28.242,0	-
D95EA5	95,3	4,7	41.596,1	1,6
D90EA10	90,5	9,5	40.930,0	3,1
D85EA15	85,7	14,3	40.260,0	4,7
D80EA20	80,9	19,1	39.586,1	6,3
D75EA25	76,1	23,9	38.908,3	7,9

Fonte: Próprio autor.

Os resultados apresentados na Tabela 9 foram obtidos a partir das especificações técnicas do etanol anidro e do Diesel S500, presentes nos Anexos F, G e H. A redução percentual foi calculada a partir da correlação entre o poder calorífico inferior do combustível em questão com o do Diesel. Além disso, essa tabela apresenta as frações mássicas de Diesel S500 (μ_D) e de etanol anidro (μ_{EAC}) utilizadas no levantamento do poder calorífico inferior das proporções de mistura.

Adicionalmente, a Figura 65 apresenta os resultados da pressão média efetiva de eixo obtidos nos ensaios a 1.600 rpm, pois é onde se alcança o torque máximo na operação com Diesel, ou seja, trata-se da rotação nominal deste motor. O máximo valor é visto na operação com D80EA20, refletindo em um aumento de 2,5%, o que representa um acréscimo de cerca de 18,8 kPa.

Figura 65 - Comparativo da pressão média efetiva de eixo para as misturas Diesel-etanol anidro a 1.600 rpm.



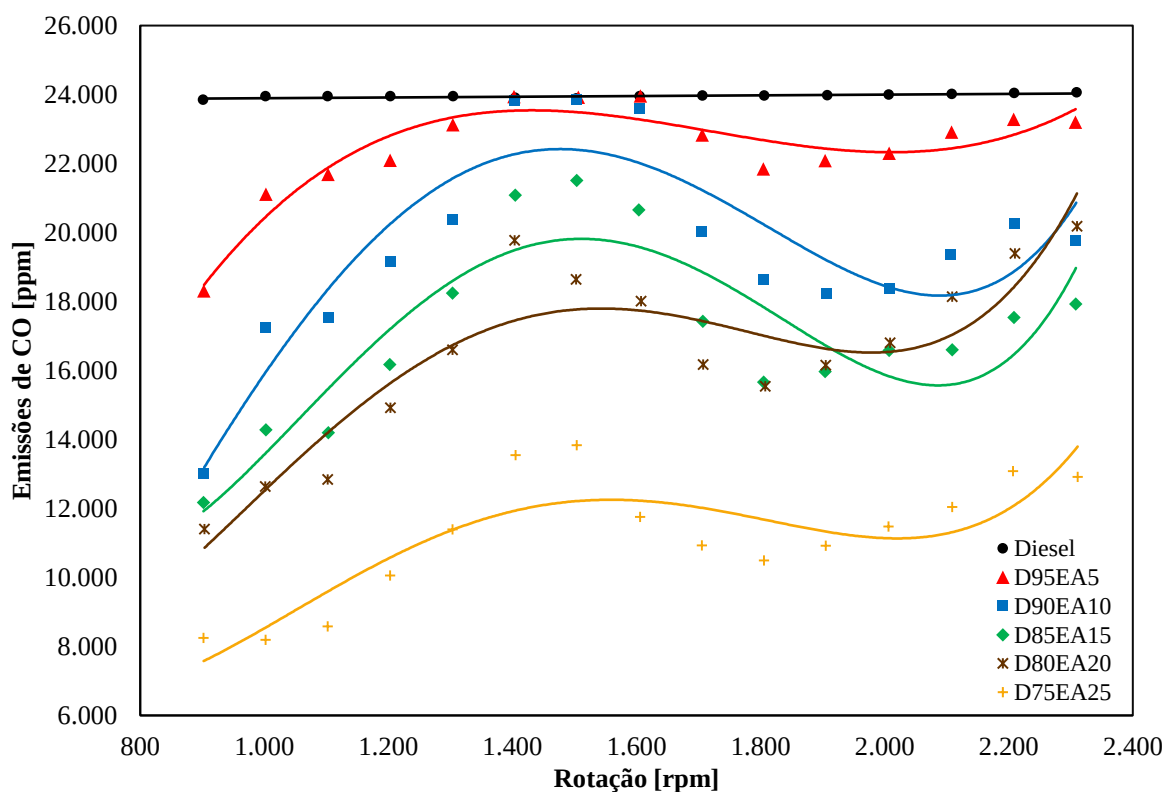
Fonte: Próprio autor.

Na sequência, serão apresentados os resultados relacionados à composição dos produtos de combustão obtidos nos diversos ensaios. É importante destacar que os resultados das emissões de CO e NO_x são apenas qualitativos, tendo em vista que a maior parte dos valores obtidos ultrapassa os limites de leitura do aparelho Tempest 100, impactando diretamente na precisão dos resultados.

Inicialmente, a Figura 66 refere-se às emissões de monóxido de carbono. Conforme pode ser visto, a operação com Diesel apresenta os maiores níveis de emissões de CO ao longo

de toda faixa de rotação, comparando-o com os demais combustíveis. A estabilização das emissões de CO para o Diesel ao longo de toda faixa de rotação pode ser explicado pelo fato de se ter alcançado o fundo de escala do aparelho, não havendo leituras acima de 24.000 ppm.

Figura 66 - Emissões de CO para as misturas Diesel-etanol anidro.



Fonte: Próprio autor.

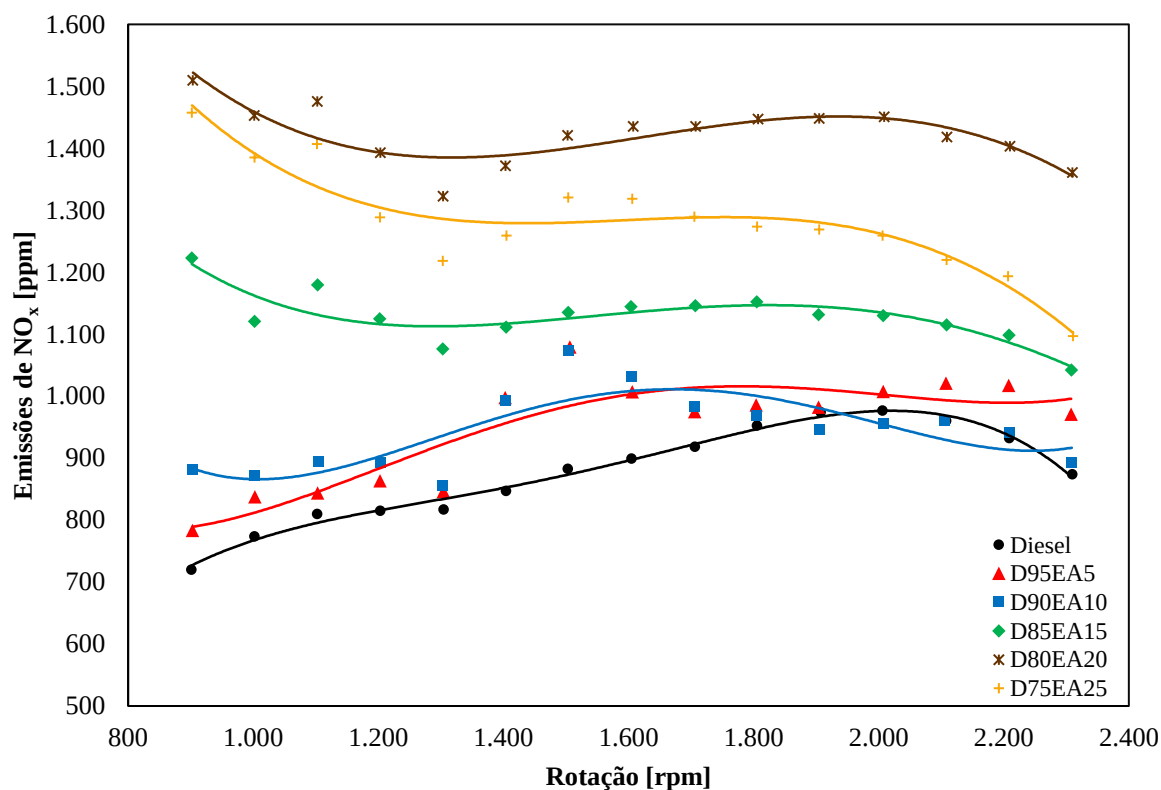
As curvas relacionadas às misturas, se comparadas entre si, apresentam um comportamento semelhante. Todas possuem dois pontos de inflexão, cujo primeiro aparece entre 1.400 e 1.500 rpm e o segundo entre 2.000 e 2.100 rpm. Nestes casos, nota-se que ao elevar o teor de etanol anidro na mistura, tem-se uma diminuição considerável das emissões de CO.

A adição de etanol anidro ao Diesel promove uma redução do teor de carbono na mistura final, tendo em vista que uma molécula de etanol possui dois átomos de carbono, enquanto que o Diesel é composto por hidrocarbonetos com cadeias de 8 a 16 carbonos. Neste sentido, a redução do percentual de carbono do combustível obtido contribui com a diminuição das emissões de CO.

As emissões de óxidos de nitrogênio podem ser analisadas através da Figura 67. As emissões de NO_x são obtidas a partir da soma das emissões de NO e NO_2 (dióxido de nitrogênio). Ao elevar o percentual de etanol anidro na mistura de 5 até o limite de 20%, nota-

se um aumento nas emissões de NO_x . No entanto, é possível notar que há um decréscimo nas emissões ao elevar o percentual de etanol anidro de 20 para 25%.

Figura 67 - Emissões de NO_x para as misturas Diesel-etanol anidro.



Fonte: Próprio autor.

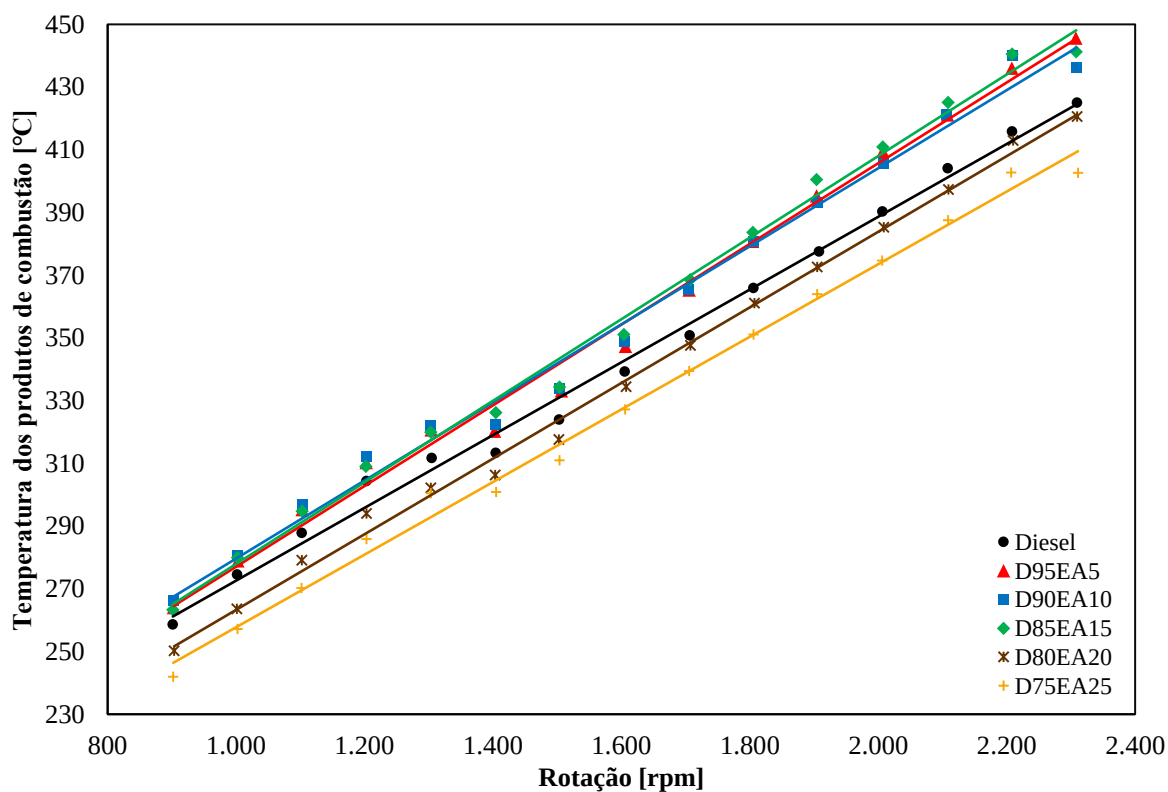
A adição de etanol anidro reduz o número de cetano do combustível, levando a um aumento do atraso da ignição e, conseqüentemente, a uma elevação dos níveis de pressão e temperatura no interior da câmara de combustão, o que promove um aumento das emissões de NO_x , tendo em vista que um dos processos de formação do NO na combustão é através da oxidação do nitrogênio em altas temperaturas.

No entanto, uma possível explicação para a redução das emissões NO_x no funcionamento com D75EA25 está relacionada à temperatura dos produtos de combustão. Para analisar este efeito, a Figura 68 mostra o comportamento da temperatura dos produtos de combustão para cada combustível ensaiado. Vale destacar que este parâmetro foi levantado através de um termopar instalado no coletor de exaustão.

A redução da temperatura dos produtos de combustão na exaustão está intimamente ligada à queda dos níveis de temperatura no interior dos cilindros no decorrer do processo de combustão, tendo em vista que há uma redução significativa do poder calorífico inferior do

combustível em virtude do elevado teor de etanol anidro desta mistura, favorecendo a diminuição das emissões de NO_x .

Figura 68 - Temperatura dos produtos de combustão para as misturas Diesel-etanol anidro.

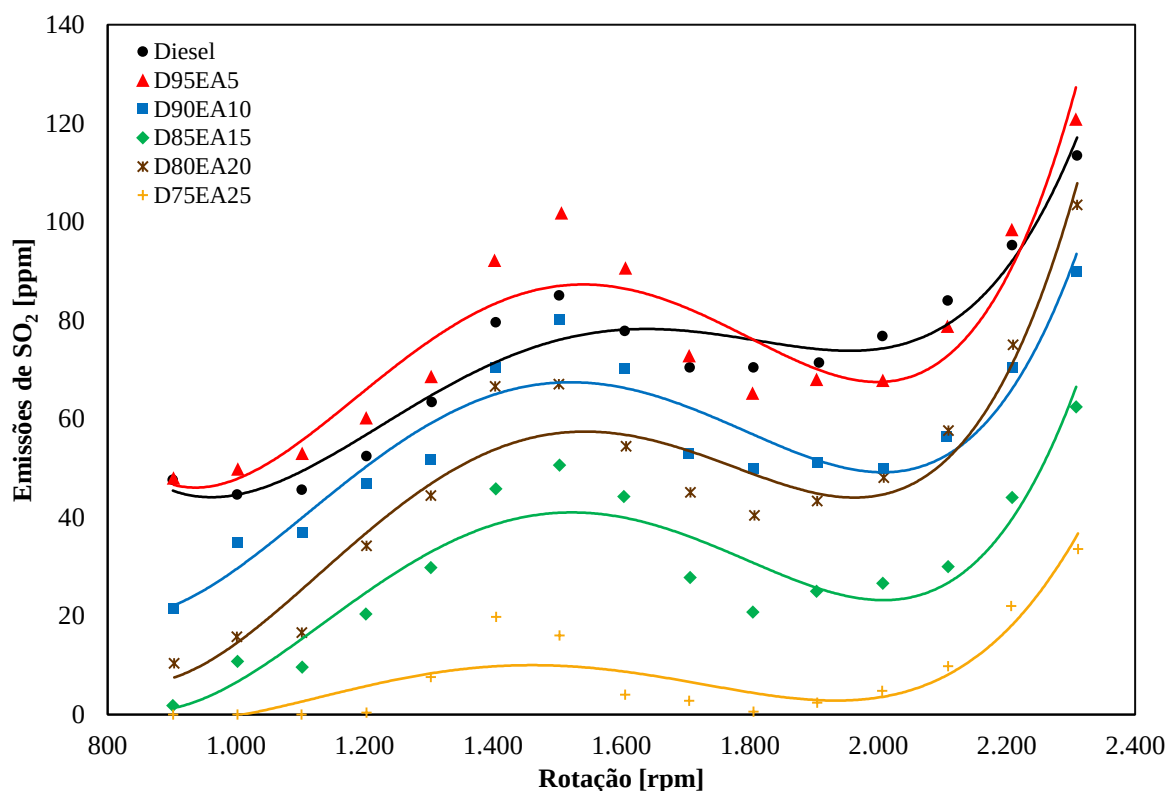


Fonte: Próprio autor.

Os resultados das emissões de dióxido de enxofre podem ser analisados através da Figura 69. Nota-se que as proporções de mistura com 10, 15, 20 e 25% de etanol anidro na composição promovem a redução nas emissões de SO_2 ao longo de toda faixa de rotação.

Uma outra característica analisada é que os maiores níveis de emissões de SO_2 são vistos na rotação máxima alcançada pelo motor, ao redor de 2.300 rpm. Por outro lado, os menores níveis de emissões ocorrem próximo de 900 rpm. Além disso, existem dois pontos de inflexão em todos os casos analisados, sendo um máximo local em torno de 1.500 rpm e um mínimo local próximo de 2.000 rpm.

No entanto, a operação com D95EA5 acarreta em um ligeiro aumento das emissões de SO_2 , quando comparado aos resultados obtidos com Diesel. Os menores níveis de emissão deste componente foram obtidos nos ensaios com D75EA25. A redução das emissões deste gás está relacionada à diminuição do teor de enxofre do combustível à medida que se eleva o percentual de etanol anidro na mistura.

Figura 69 - Emissões de SO₂ para as misturas Diesel-etanol anidro.

Fonte: Próprio autor.

6.2 RESULTADOS DOS ENSAIOS COM INJEÇÃO INDEPENDENTE DE ETANOL HIDRATADO

Nesta seção serão apresentados os resultados obtidos através dos ensaios com o sistema de injeção eletrônica independente de etanol hidratado. O motor foi ajustado para operar nas quatro configurações distintas (C1, C2, C3 e C4) que visavam a substituição gradual do Diesel pelo etanol hidratado combustível (EHC). A Tabela 10 apresenta os ajustes que foram definidos para cada configuração estudada. Os percentuais volumétricos de Diesel e EHC foram obtidos através da razão entre a vazão volumétrica do combustível pela vazão volumétrica total, alcançadas experimentalmente.

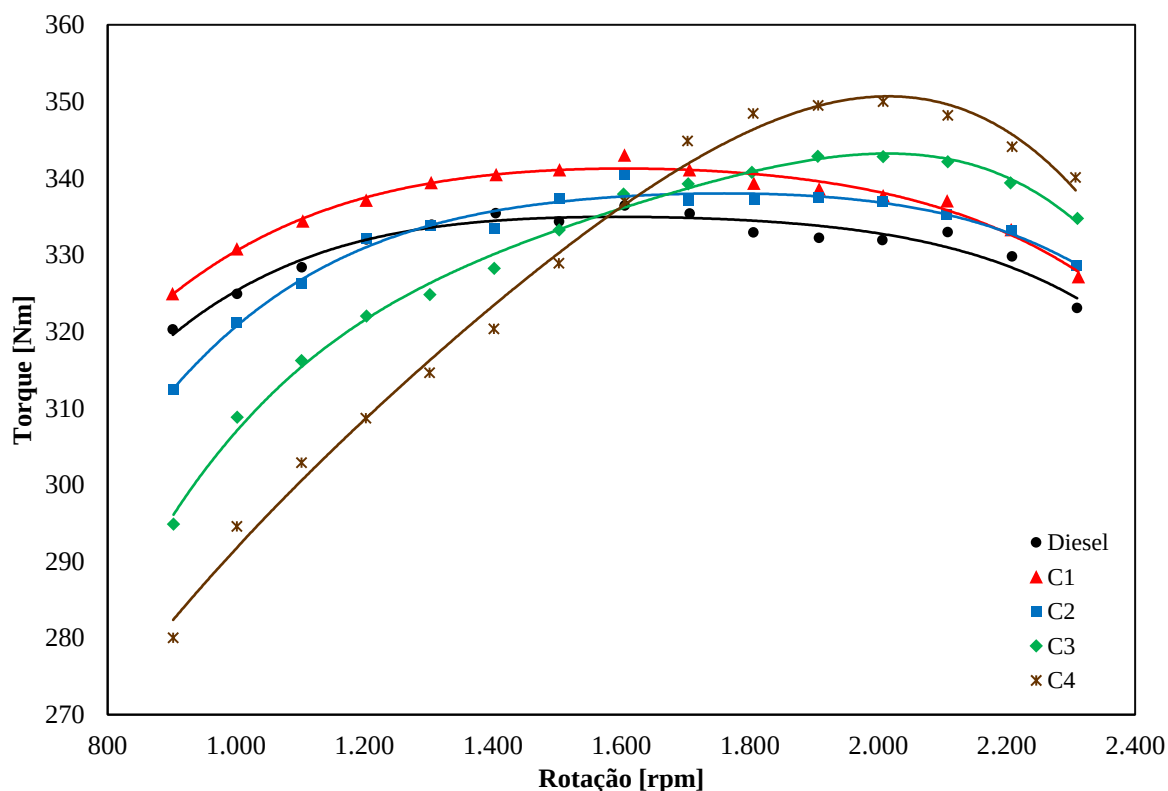
Os resultados apresentados para o desempenho do motor, consumo específico de combustível de eixo, pressão média efetiva de eixo, eficiência térmica de eixo, níveis de emissões e temperatura dos produtos de combustão correspondem às médias calculadas com base nos cinco experimentos conduzidos para cada configuração, varrendo toda a faixa de rotação. O detalhamento dos resultados de cada parâmetro alcançado experimentalmente está apresentado no Apêndice B.

Tabela 10 - Ajustes para operação com o sistema eletrônico independente de injeção de etanol hidratado.

Configuração	Tempo de injeção [ms]	Percentual volumétrico [%]	
		Diesel	EHC
C1	0,75	91,3	8,7
C2	1,50	79,9	20,1
C3	2,75	65,8	34,2
C4	4,75	46,6	53,4

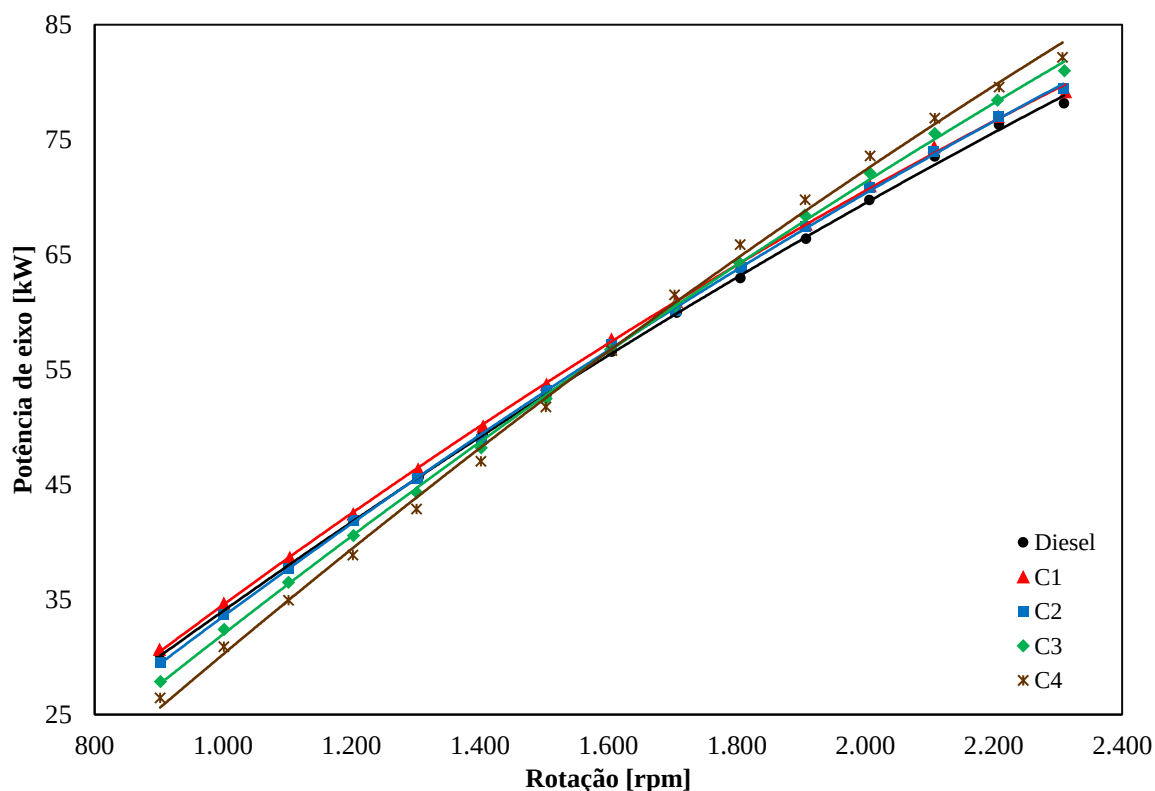
Fonte: Próprio autor.

Os resultados que servem de base para comparação são referentes aos testes do motor com Diesel nas configurações originais. Analogamente, os resultados de cada parâmetro foram agrupados em um único gráfico, possibilitando a análise e comparação do desempenho alcançado para cada configuração. Na sequência, os resultados para torque e potência de eixo dos ensaios com o sistema de injeção independente seguem apresentados nas Figuras 70 e 71, respectivamente.

Figura 70 - Torque obtido através dos ensaios com injeção independente de etanol hidratado.

Fonte: Próprio autor.

Figura 71 - Potência de eixo obtida através dos ensaios com injeção independente de etanol hidratado.



Fonte: Próprio autor

De acordo com as curvas apresentadas na Figura 70, nota-se que as configurações C1 e C2 apresentam um comportamento que se assemelha ao do Diesel. No entanto, à medida que se aumenta a substituição de Diesel pelo etanol hidratado, especialmente nas configurações C3 e C4, há uma queda considerável do torque em rotações mais baixas (de 900 a 1.500 rpm).

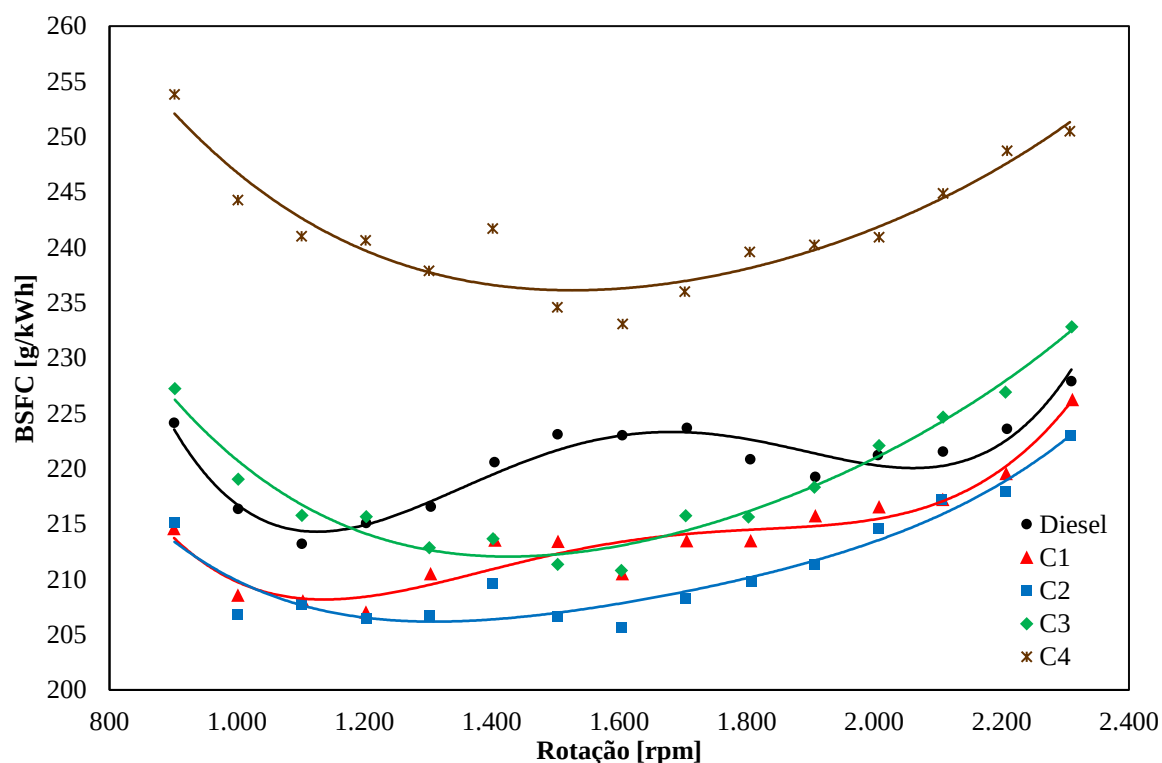
Ao elevar a substituição do Diesel é possível observar que há um deslocamento do torque máximo alcançado pelo motor, especialmente nas condições C3 e C4, passando de 1.600 rpm para em torno de 2.000 rpm. Nestas configurações, as regiões de crescimento e decrescimento do torque são mais acentuadas, diferindo do que acontece com as curvas do Diesel e das configurações C1 e C2.

Conforme pode ser visto na Figura 71, o comportamento da potência de eixo é equivalente ao apresentado e discutido para o torque. A configuração C1 se destaca por apresentar um desempenho superior ao do Diesel ao longo de toda faixa de operação. Conforme esperado, os maiores níveis de potência são alcançados na rotação máxima do motor (em torno de 2.300 rpm).

O comportamento do consumo específico de combustível de eixo para todas as configurações testadas segue apresentado na Figura 72. Este parâmetro foi calculado com base na vazão mássica total, que corresponde à soma entre as vazões mássicas de Diesel e etanol

hidratado. Pelo fato das configurações não compartilharem uma mesma base energética, os resultados apresentados para este parâmetro têm um viés qualitativo, visando apenas uma comparação entre os resultados obtidos nos casos ensaiados.

Figura 72 - Consumo específico de combustível de eixo para os ensaios com injeção independente de etanol hidratado.

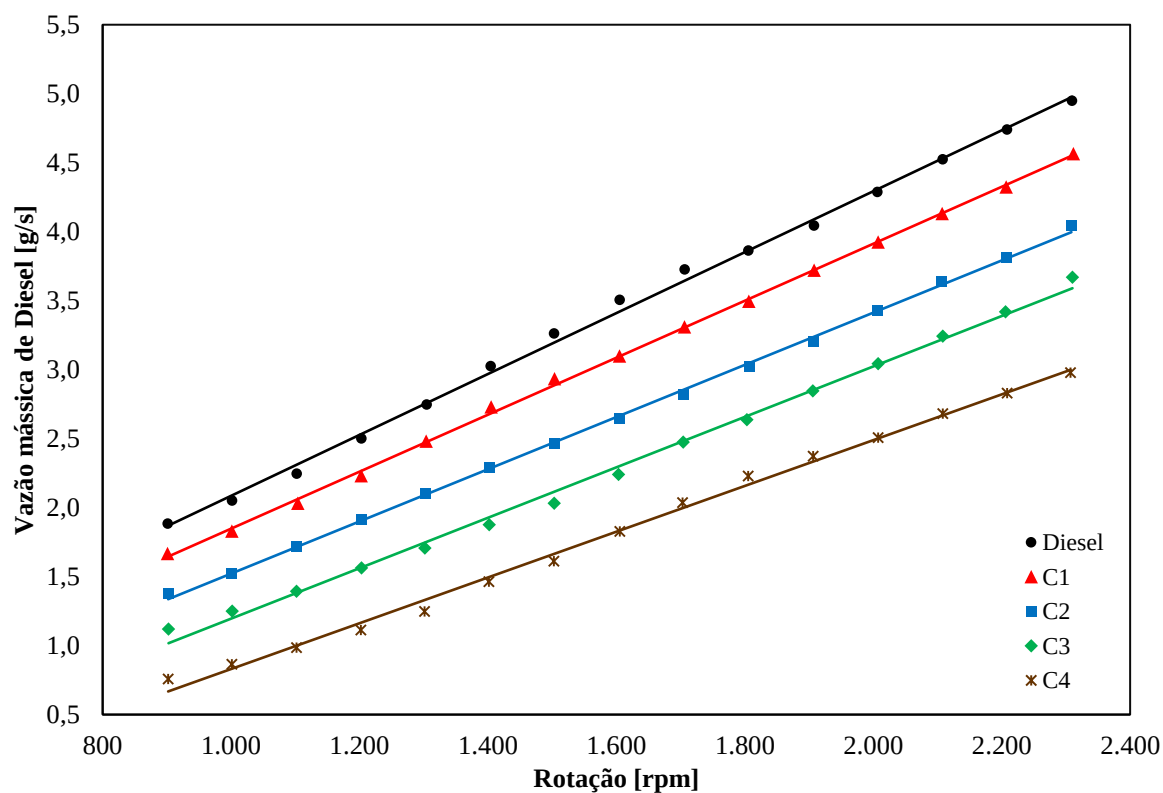


Fonte: Próprio autor.

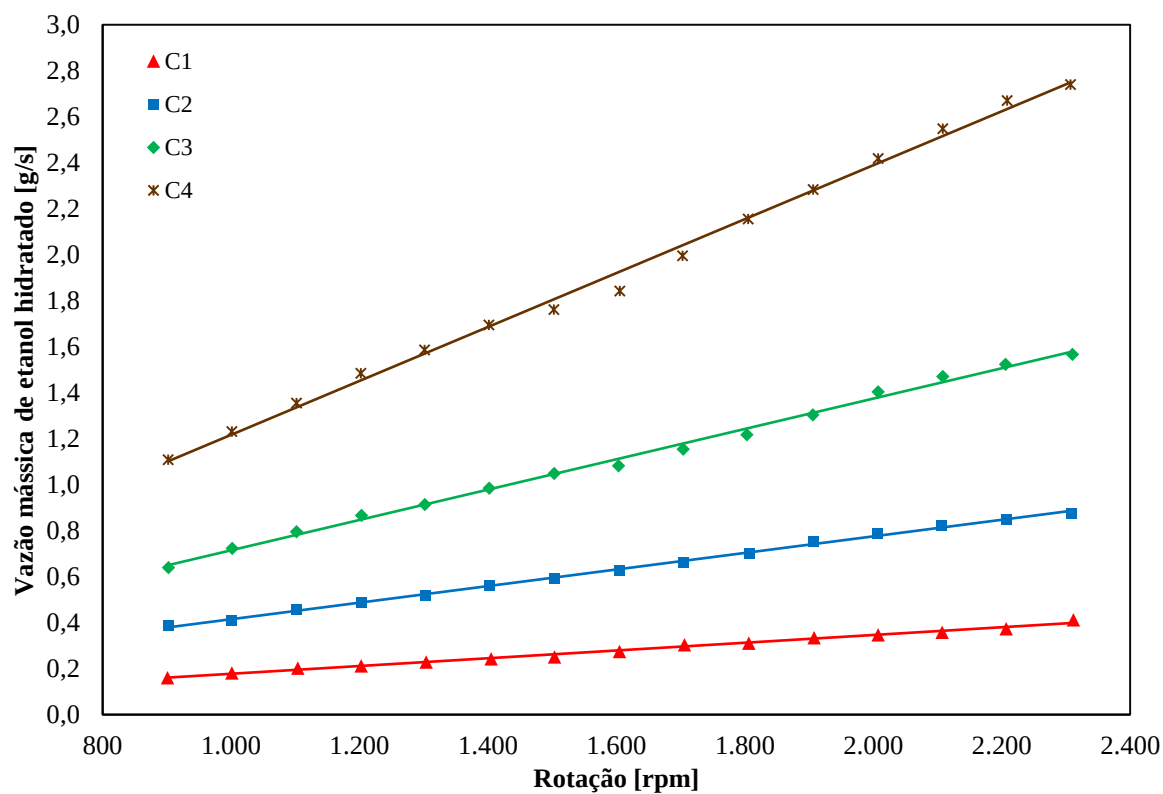
Ao observar a Figura 72, nota-se que o comportamento do consumo específico de combustível de eixo na configuração C1 é equivalente ao visto na operação com Diesel, o qual é minimizado em torno de 1.100 rpm. Por outro lado, nas configurações C2, C3 e C4, nota-se que este parâmetro é mínimo ao redor de 1.600 rpm. O motor operando na configuração C4 apresenta o maior BSFC ao longo de toda faixa de rotação ensaiada.

Analisando o comportamento das curvas a 1.600 rpm, identifica-se que as configurações C1, C2 e C3 apresentam um consumo específico de combustível de eixo inferior ao do Diesel, pois geram uma potência de eixo superior. Mas, também, contribui para este resultado o fato das vazões mássicas totais para essas configurações serem inferiores à do Diesel nesta faixa.

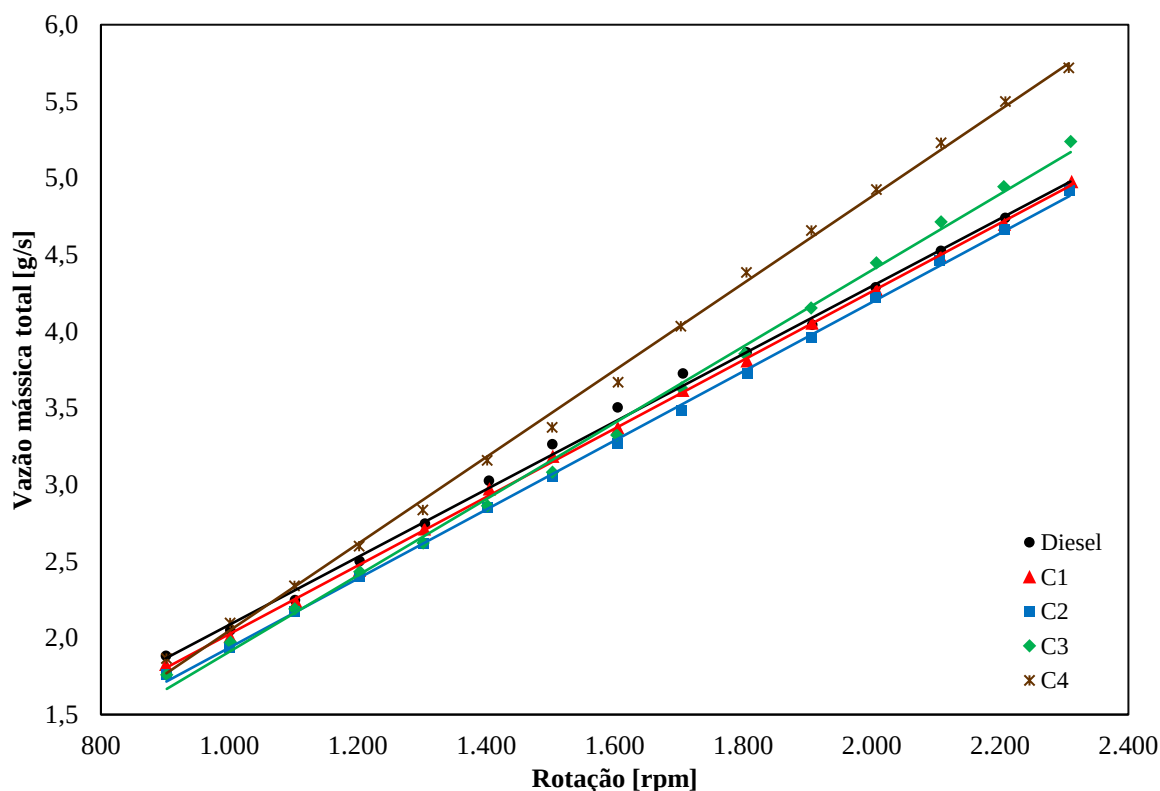
Os resultados relacionados ao consumo dos combustíveis serão apresentados na sequência, sendo que as Figuras 73, 74 e 75 se referem, respectivamente, às vazões mássicas de Diesel, etanol hidratado e total para as diversas configurações ensaiadas.

Figura 73 - Vazão mássica de Diesel nos ensaios com sistema de injeção independente.

Fonte: Próprio autor.

Figura 74 - Vazão mássica de etanol hidratado nos ensaios com sistema de injeção independente.

Fonte: Próprio autor.

Figura 75 - Vazão mássica total nos ensaios com sistema de injeção independente.

Fonte: Próprio autor.

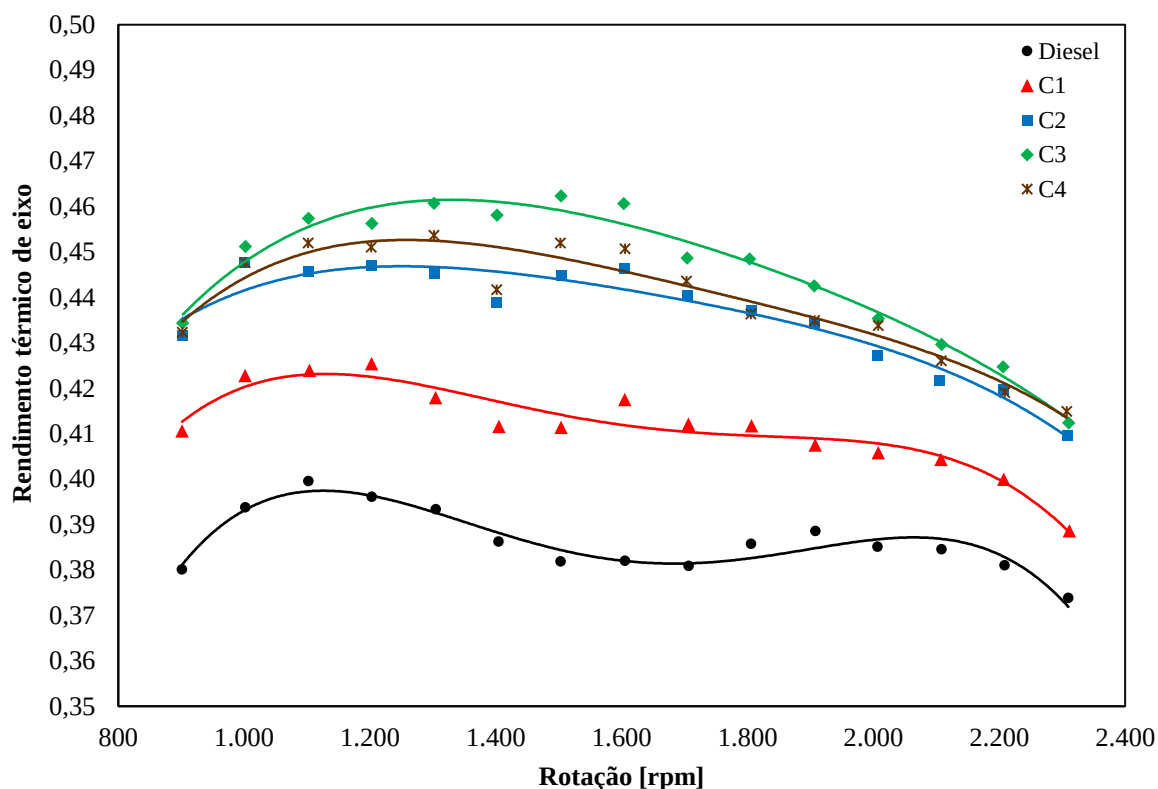
Analisando as Figuras 73 e 74 é possível identificar que, à medida que se reduz a vazão de Diesel por meio do ajuste do débito da bomba injetora, tem-se um incremento da vazão de etanol hidratado que é disponibilizado pelo sistema eletrônico independente de injeção, ou seja, há uma inversão na disposição das curvas.

Nas configurações C1 e C2, nota-se, através da Figura 75, que a vazão mássica de combustível total é inferior à obtida com Diesel ao longo de toda faixa de rotação. Na configuração C3, observa-se que, para rotações acima de 1.800 rpm, a vazão mássica total supera a do motor original operando com Diesel.

A configuração C4 é a que apresenta a maior vazão mássica de combustível total, pois é onde ocorre o maior percentual de substituição de Diesel por etanol hidratado. Nesta configuração, pode-se afirmar que o aumento da vazão mássica de etanol hidratado supera a redução da vazão de Diesel, gerando um aumento líquido da vazão total quando comparado à vazão obtida na configuração original.

O comportamento do rendimento térmico de eixo para as diferentes configurações de ensaio pode ser analisado a partir da Figura 76. No cálculo deste parâmetro, levou-se em consideração que os poderes caloríficos inferiores do Diesel e do etanol hidratado correspondem, respectivamente, a 42.258,4 kJ/kg e 26.359,2 kJ/kg (vide Apêndice H).

Figura 76 - Rendimento térmico de eixo das configurações com injeção independente de etanol hidratado.



Fonte: Próprio autor.

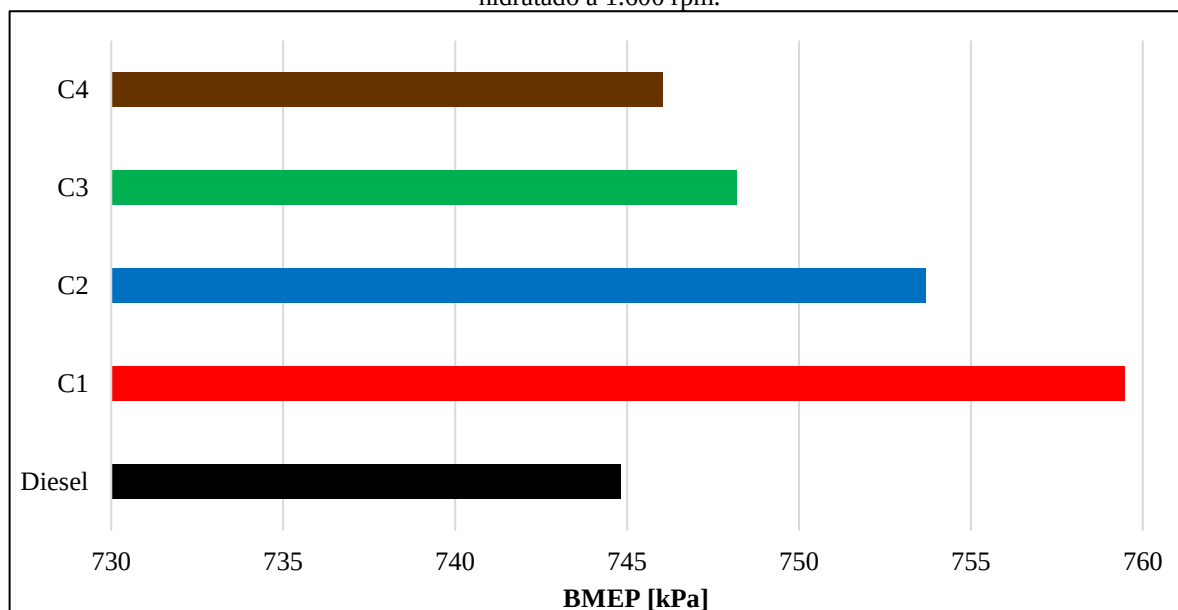
Analisando o comportamento das curvas, nota-se que a configuração C3 apresentou o melhor desempenho, alcançando um rendimento térmico de eixo máximo de 46,2% a 1.500 rpm. Na sequência, os modos de operação C2 e C4 mostraram rendimentos semelhantes, cujos valores máximos estão entre 1.500 e 1.600 rpm.

Por outro lado, os perfis das curvas de rendimento térmico de eixo da configuração original operando com Diesel e da C1 são semelhantes. Nestes casos, o rendimento máximo é alcançado entre 1.100 e 1.200 rpm, sendo explicado pelo ligeiro aumento da vazão mássica total entre 1.300 e 1.800 rpm, visto na Figura 75.

Prosseguindo a análise de desempenho do motor com injeção independente, a Figura 77 apresenta os resultados da pressão média efetiva de eixo para operação a 1.600 rpm, sendo possível constatar que nesta faixa de rotação todas as configurações apresentam um desempenho superior, comparado ao resultado do Diesel.

O aumento percentual da pressão média efetiva de eixo na configuração C1, em comparação com a operação com Diesel, é de apenas 2%, que corresponde a uma variação de aproximadamente 15 kPa. Por outro lado, a variação entre a pressão média efetiva de eixo máxima e a mínima para a configuração C1 corresponde a 40 kPa, enquanto que essa variação para a configuração C4 é de 155 kPa.

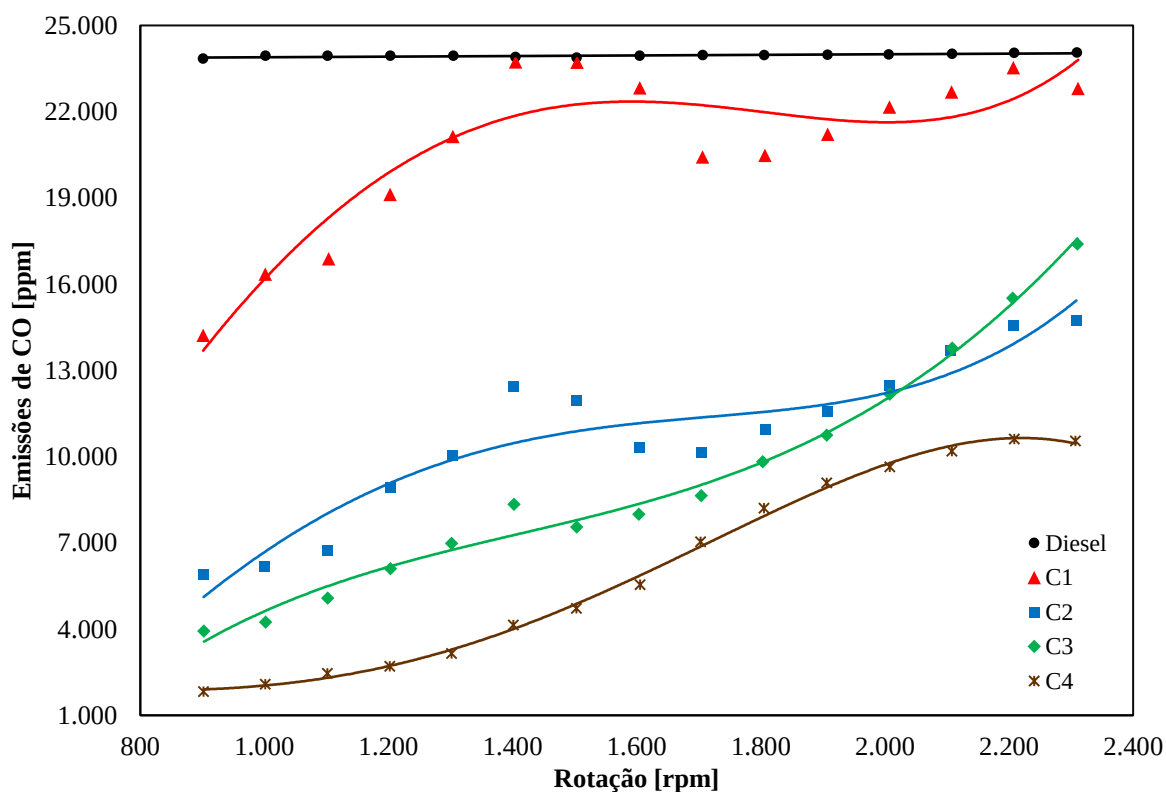
Figura 77 - Comparativo da pressão média efetiva de eixo dos ensaios com injeção independente de etanol hidratado a 1.600 rpm.



Fonte: Próprio autor.

Na sequência serão apresentados os resultados relacionados à composição dos produtos de combustão alcançados através dos ensaios com injeção independente de etanol hidratado. A Figura 78 refere-se às emissões de monóxido de carbono.

Figura 78 - Emissões de CO para operação com injeção independente de etanol hidratado.



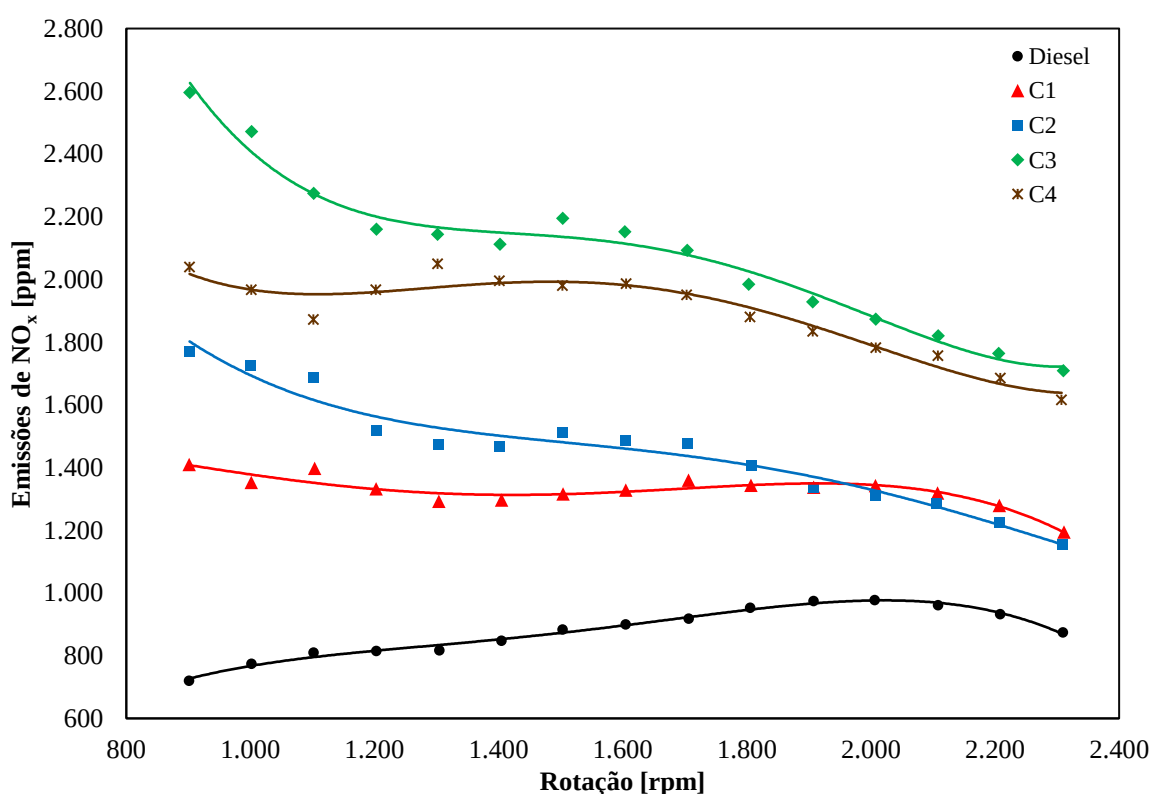
Fonte: Próprio autor.

À medida que se aumenta o percentual de substituição do Diesel por etanol hidratado nos experimentos com injeção independente, tem-se uma redução considerável das emissões de CO, semelhante ao que foi constatado através dos ensaios com misturas Diesel-etanol anidro, o que é explicado pela diminuição do teor de carbono no interior da câmara de combustão.

Ao analisar os modos de operação a 1.600 rpm, notou-se que as emissões de CO dos ensaios com Diesel são em torno de 24.000 ppm, atingindo o fundo de escala do aparelho, enquanto que para a configuração C4 as emissões são de 5.500 ppm, implicando em uma redução de cerca de 77%.

As emissões de NO_x dos experimentos com injeção independente de etanol hidratado podem ser analisadas por meio da Figura 79. Pode-se notar que todas as configurações de ensaio com o sistema de injeção independente de etanol hidratado promovem um aumento nas emissões desses gases, sendo este mais acentuado em rotações abaixo de 1.600 rpm.

Figura 79 - Emissões de NO_x para operação com injeção independente de etanol hidratado.



Fonte: Próprio autor.

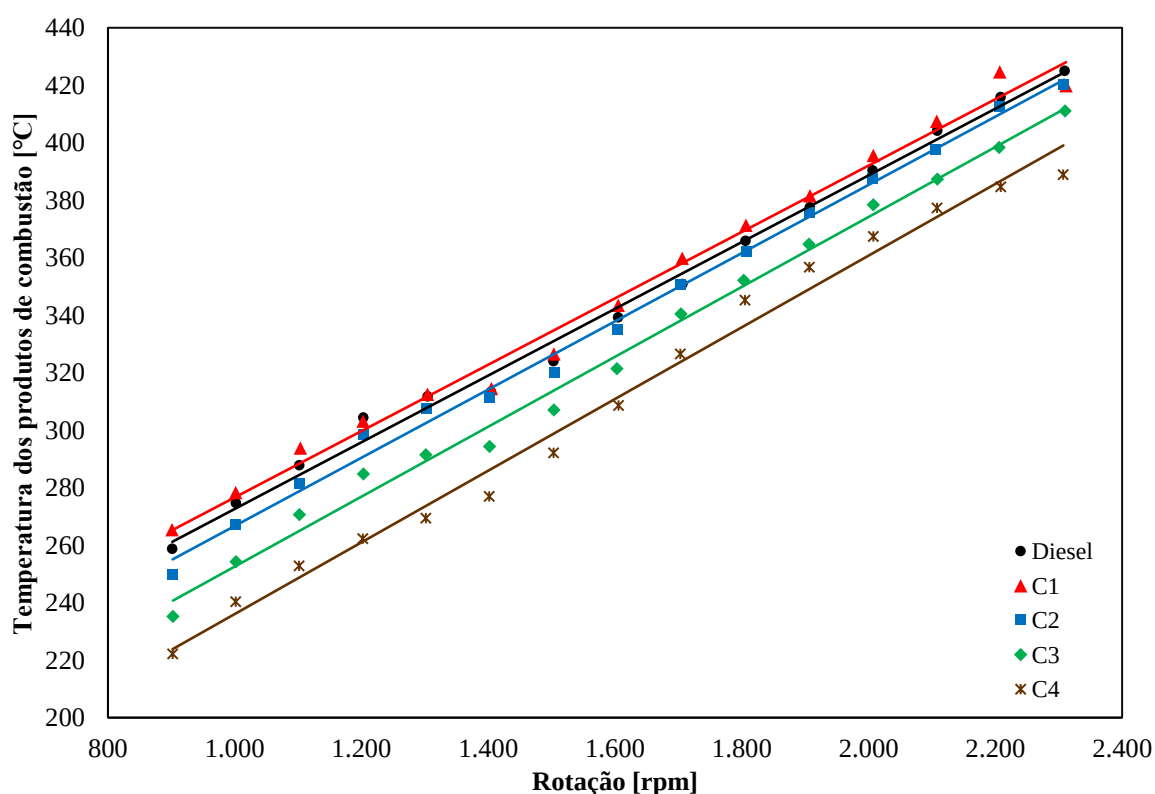
Observa-se que, à medida que se eleva a rotação do motor nos modos de operação com o sistema de injeção independente de etanol hidratado, há uma redução dos níveis de emissão de óxidos de nitrogênio. Nestes casos, o motor admite uma mistura ar-etanol hidratado,

implicando em uma redução do atraso de ignição, especialmente em rotações mais elevadas, o que colabora para a redução das emissões deste composto.

Além disso, verifica-se que as configurações C3 e C4 apresentam um comportamento semelhante ao que foi visto nos ensaios com as proporções de mistura D80EA20 e D75EA25, apresentados na seção anterior. Ao elevar o percentual de substituição de Diesel por etanol hidratado da configuração C3 para a C4, tem-se um decréscimo nas emissões de NO_x .

Supõe-se que esta redução esteja relacionada à temperatura dos produtos de combustão, cujo comportamento pode ser visto na Figura 80. Tal parâmetro é medido no coletor de exaustão do motor, podendo refletir a redução da temperatura no interior da câmara de combustão à medida que se eleva o percentual de substituição do Diesel por etanol hidratado.

Figura 80 - Temperatura dos produtos de combustão para operação com injeção independente de etanol hidratado.

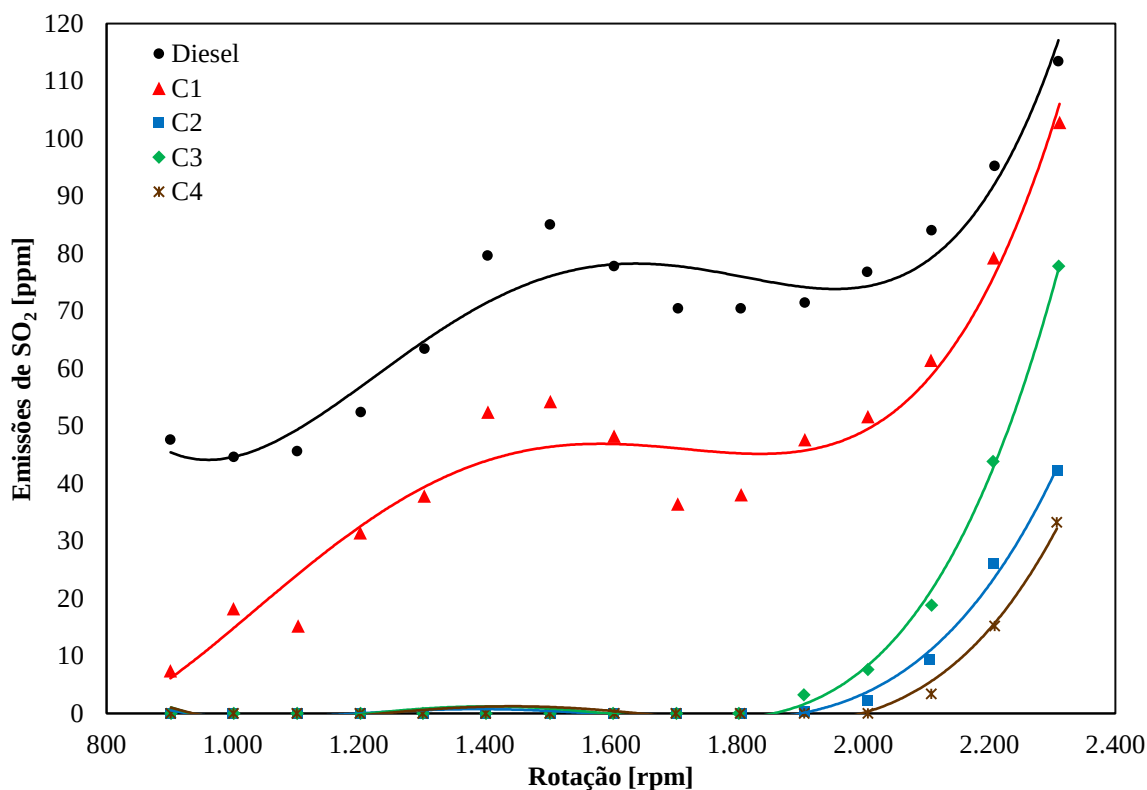


Fonte: Próprio autor

Através da Figura 80, observa-se que a configuração C4 apresenta as menores temperaturas dos produtos de combustão ao longo de toda faixa de rotação. Da mesma forma, este resultado pode estar relacionado com a redução dos níveis de temperatura e do intervalo de liberação de calor durante o processo de combustão, implicando na queda da formação de NO e, conseqüentemente, de NO_x .

Os resultados para as emissões de SO_2 podem ser analisados através da Figura 81. Nota-se que o motor operando com Diesel na configuração original apresenta os maiores níveis de emissão deste gás.

Figura 81 - Emissões de SO_2 para operação com injeção independente de etanol hidratado.



Fonte: Próprio autor

Nas configurações C2, C3 e C4, as emissões de SO_2 são praticamente desprezíveis na faixa entre 900 até 2.000 rpm. Nestas condições, o enxofre presente na composição do Diesel é combinado com o oxigênio durante o processo de combustão, sendo então emitido em outras formas de óxidos de enxofre (SO_x).

6.3 RESULTADOS DA ANÁLISE ECONÔMICA DAS CONFIGURAÇÕES TESTADAS

Nesta seção serão apresentados os resultados referentes à análise de viabilidade econômica dos casos de estudo. Para isso, os custos de produção do etanol anidro (EAC) e etanol hidratado (EHC) foram obtidos com base em uma consulta a gestores de duas Usinas Sucroenergéticas localizadas na região de Araçatuba (SP), sendo os valores apresentados na

Tabela 11. Vale salientar que os profissionais solicitaram não detalhar a fonte das informações, por se tratarem de dados sigilosos das empresas.

Tabela 11 - Custos de produção do EAC e EHC.

Combustível	Máximo [R\$/l]	Mínimo [R\$/l]	Média [R\$/l]
EAC	1,300	1,350	1,325
EHC	1,100	1,150	1,125

Fonte: Próprio autor.

De acordo com o Levantamento de Preços e de Margens de Comercialização de Combustíveis (LPMCC) realizado pela ANP em dezembro de 2018, os preços médios praticados neste período pelos postos e distribuidoras na cidade de Araçatuba (SP) para o Diesel S500 e etanol hidratado são apresentados na Tabela 12.

Tabela 12 - Preços médios praticados pelos postos e distribuidoras em Araçatuba em dezembro de 2018.

Combustível	Postos [R\$/l]	Distribuidora [R\$/l]
Diesel S500	3,499	3,050
EHC	2,476	2,225

Fonte: ANP (2019).

6.3.1 Resultados econômicos para os ensaios com misturas Diesel-etanol anidro

A partir dos dados apresentados nas Tabelas 11 e 12 foi possível calcular os preços médios das misturas Diesel-etanol hidratado, os quais foram inseridos nas Tabelas 13 e 14. A Tabela 13 refere-se ao preço da mistura obtido a partir do valor médio do Diesel S500 praticado nos postos e a Tabela 14 foi elaborada com base no preço médio do Diesel S500 praticado pelas distribuidoras.

Em ambos os casos foi considerado o custo médio de produção do etanol anidro correspondente a R\$1,325 por litro. O percentual de redução foi calculado tomando como base o valor do Diesel em cada caso analisado.

Na sequência, as Figuras 82 e 83 apresentam os custos de operação em função do tempo para os ensaios com misturas Diesel-etanol anidro, onde na primeira considera-se o preço médio do Diesel praticado nos postos e na segunda, os preços das distribuidoras. Este parâmetro foi obtido a partir da correlação entre a vazão mássica e os preços calculados.

Tabela 13 - Preço das misturas e percentual de redução calculados com base no valor do Diesel praticado pelos postos.

Combustível	Preço da mistura [R\$/l]	Redução [%]
D95EA5	3,39	3,11
D90EA10	3,28	6,21
D85EA15	3,17	9,32
D80EA20	3,06	12,43
D75EA25	2,96	15,53

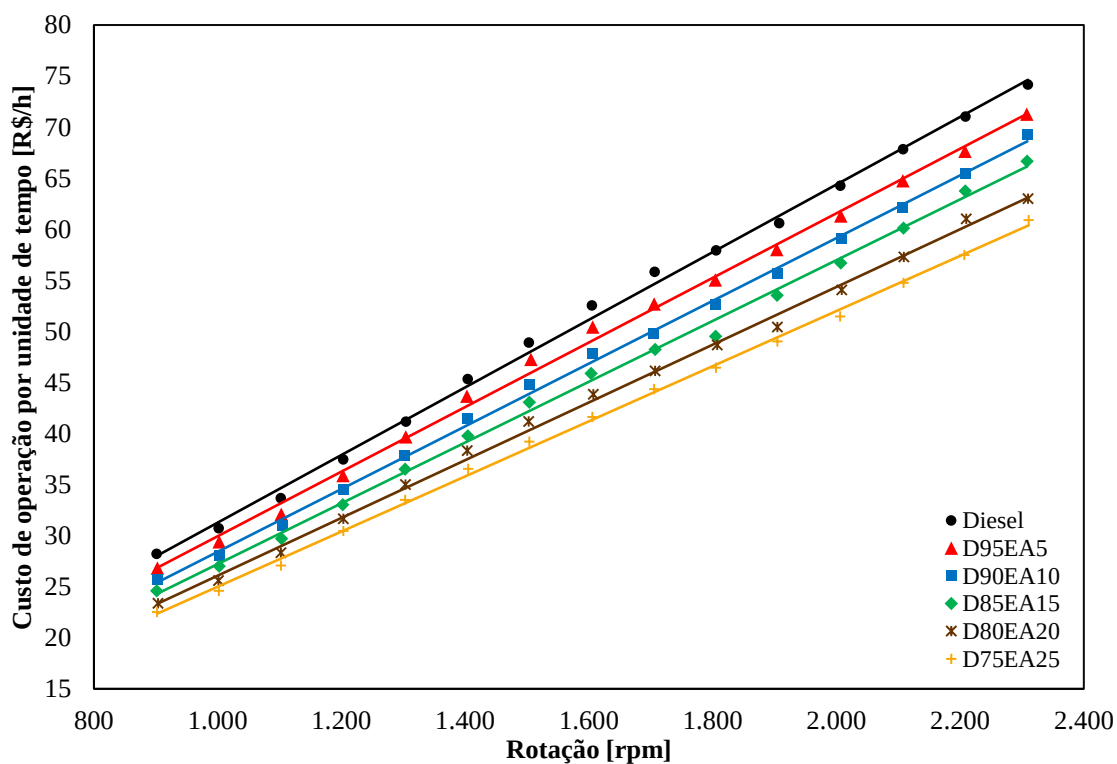
Fonte: Próprio autor.

Tabela 14 - Preço das misturas e percentual de redução calculados com base no valor do Diesel praticado pelas distribuidoras.

Combustível	Preço da mistura [R\$/l]	Redução [%]
D95EA5	2,96	2,83
D90EA10	2,88	5,66
D85EA15	2,79	8,48
D80EA20	2,71	11,31
D75EA25	2,62	14,14

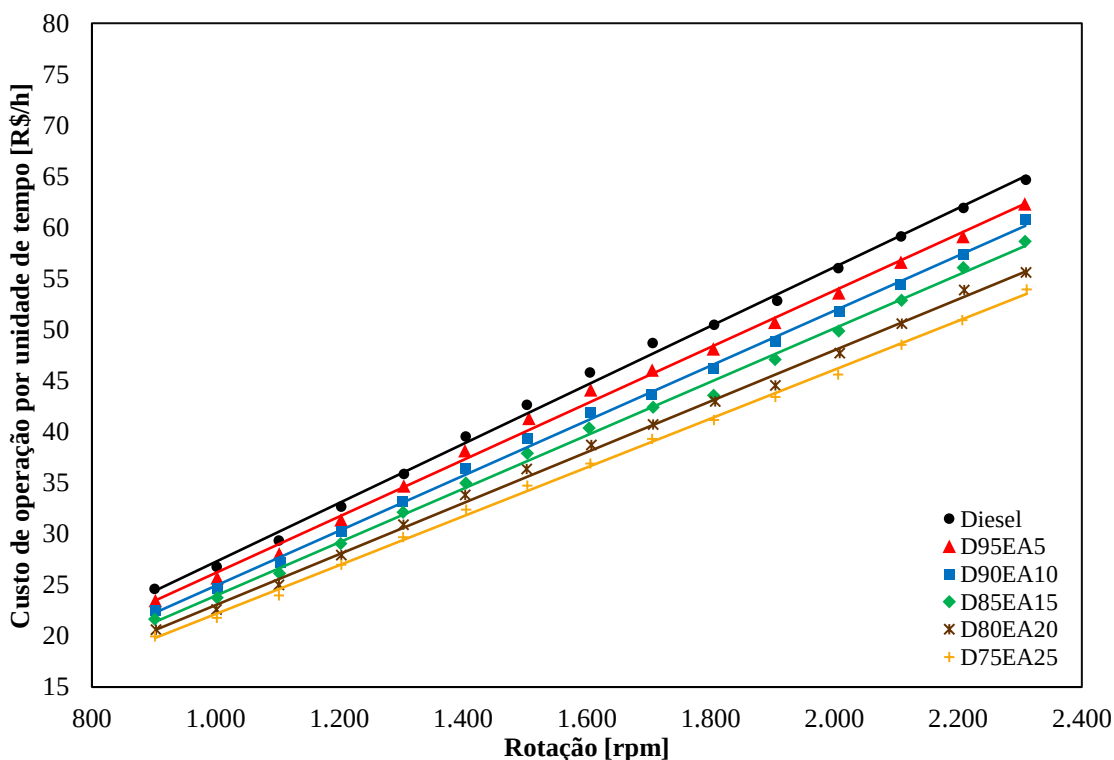
Fonte: Próprio autor.

Figura 82 - Custos de operação por unidade de tempo para as misturas com base no preço do Diesel comercializado nos postos.



Fonte: Próprio autor.

Figura 83 - Custos de operação por unidade de tempo para as misturas com base no preço do Diesel comercializado nas distribuidoras.



Fonte: Próprio autor.

Para as análises apresentadas a seguir, um caso hipotético será levado em consideração, no qual supõe-se que o motor é utilizado em modo estacionário a 1.800 rpm, operando 8 horas por dia durante 120 dias em um ano. Este caso pode representar tanto a operação do motor no acionamento de um sistema de irrigação ou gerador de eletricidade, quanto um modo de funcionamento de uma máquina agrícola.

As Tabelas 15 e 16 apresentam os gastos para operação com as proporções Diesel-etanol anidro e os percentuais de economia correspondentes para o preço médio do Diesel nos postos e nas distribuidoras, respectivamente.

Tabela 15 - Custo de operação com misturas no caso hipotético calculados com base no preço do Diesel praticado pelos postos.

Combustível	Custo de operação [R\$]	Economia [R\$]	Redução [%]
Diesel	55.598,48	-	-
D95EA5	52.842,36	2.756,13	4,96
D90EA10	50.505,34	5.093,15	9,16
D85EA15	47.560,45	8.038,03	14,46
D80EA20	46.726,19	8.872,30	15,96
D75EA25	44.611,83	10.986,66	19,76

Fonte: Próprio autor.

Tabela 16 - Custos de operação com misturas no caso hipotético calculados com base no preço do Diesel praticado pelas distribuidoras.

Combustível	Custo de operação [R\$]	Economia [R\$]	Redução [%]
Diesel	48.463,95	-	-
D95EA5	46.194,01	2.269,95	4,68
D90EA10	44.286,05	4.177,90	8,62
D85EA15	41.839,68	6.624,28	13,67
D80EA20	41.248,72	7.215,23	14,89
D75EA25	39.528,75	8.935,21	18,44

Fonte: Próprio autor.

Ao correlacionar os resultados dos custos de operação nestas condições com o desempenho do motor em termos de torque (Figura 60, apresentada na seção 6.1), a proporção D75EA25 apresenta maior viabilidade. Comparando com os resultados do Diesel, há uma redução dos custos de operação de 19,76 e 18,44%, respectivamente para o preço do Diesel nos postos e distribuidoras, e um aumento do torque em torno de 0,8%.

6.3.2 Resultados econômicos para os ensaios com injeção de etanol hidratado

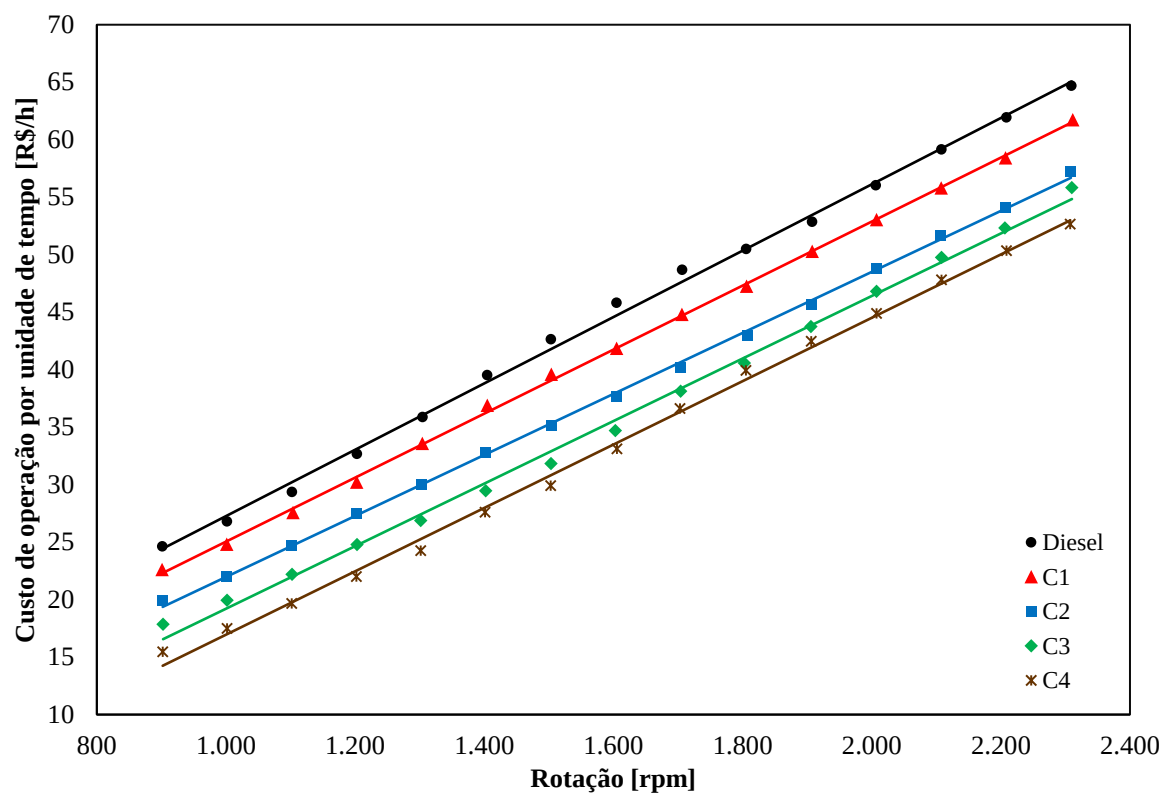
As análises que serão apresentadas neste tópico foram alcançadas com base no preço do Diesel praticado pelas distribuidoras. Por se tratar do menor valor, os resultados obtidos são mais conservadores, pois quanto menor a diferença entre o preço do Diesel e do etanol hidratado, menor será a viabilidade econômica. Com relação ao preço do etanol hidratado, serão considerados:

- R\$1,125 por litro: custo de produção;
- R\$1,525 por litro: equivale a 50% do valor do Diesel;
- R\$ 2,288 por litro: equivale a 75% do valor do Diesel.

Neste contexto, os custos de operação em função do tempo para os testes com injeção independente de etanol hidratado seguem apresentados, em função das configurações C1, C2, C3 e C4, nas Figuras 84, 85 e 86, as quais são relativas a cada preço do EHC considerado.

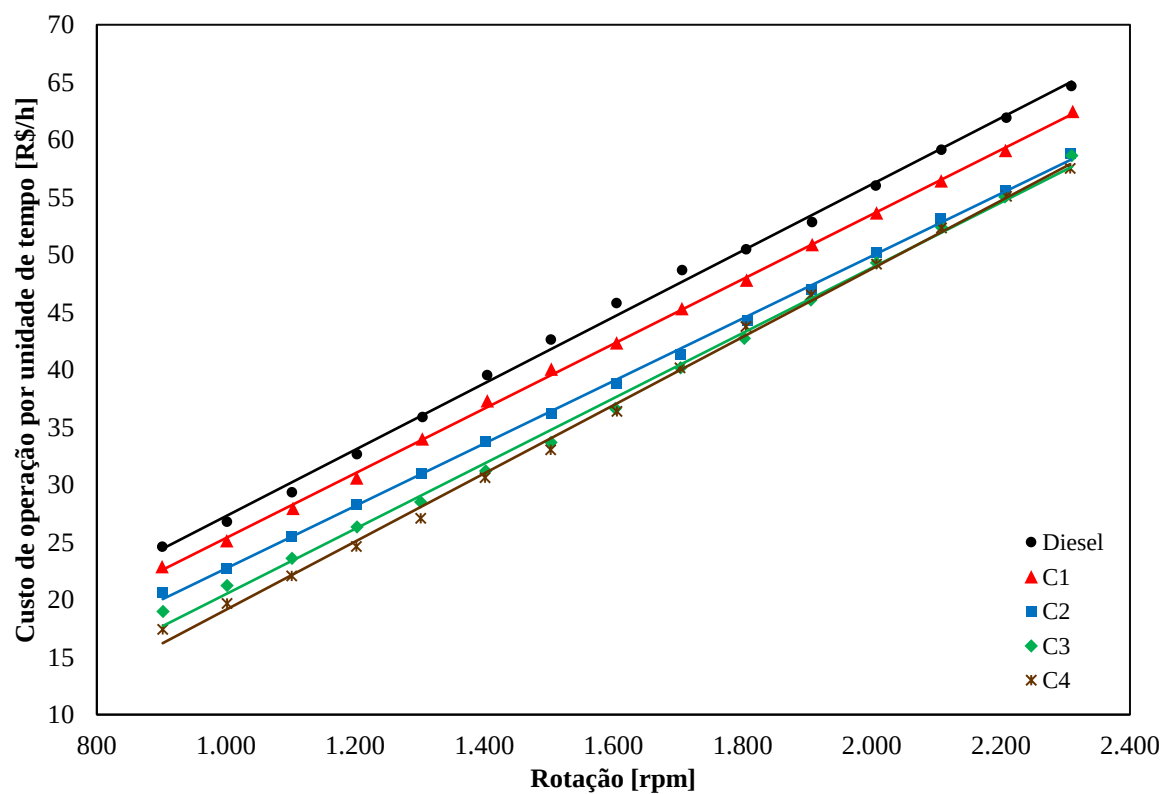
Analisando-se os dados, é possível observar que o aumento do preço do etanol hidratado implica em uma elevação dos custos de operação por unidade de tempo, como era de se esperar. Na condição apresentada na Figura 86, nota-se que a configuração C4 apresenta um custo de operação por unidade de tempo superior ao do Diesel em rotações acima de 1.800 rpm, mostrando-se inviável.

Figura 84 - Custos de operação por unidade de tempo para injeção independente de EHC a R\$1,125 por litro.

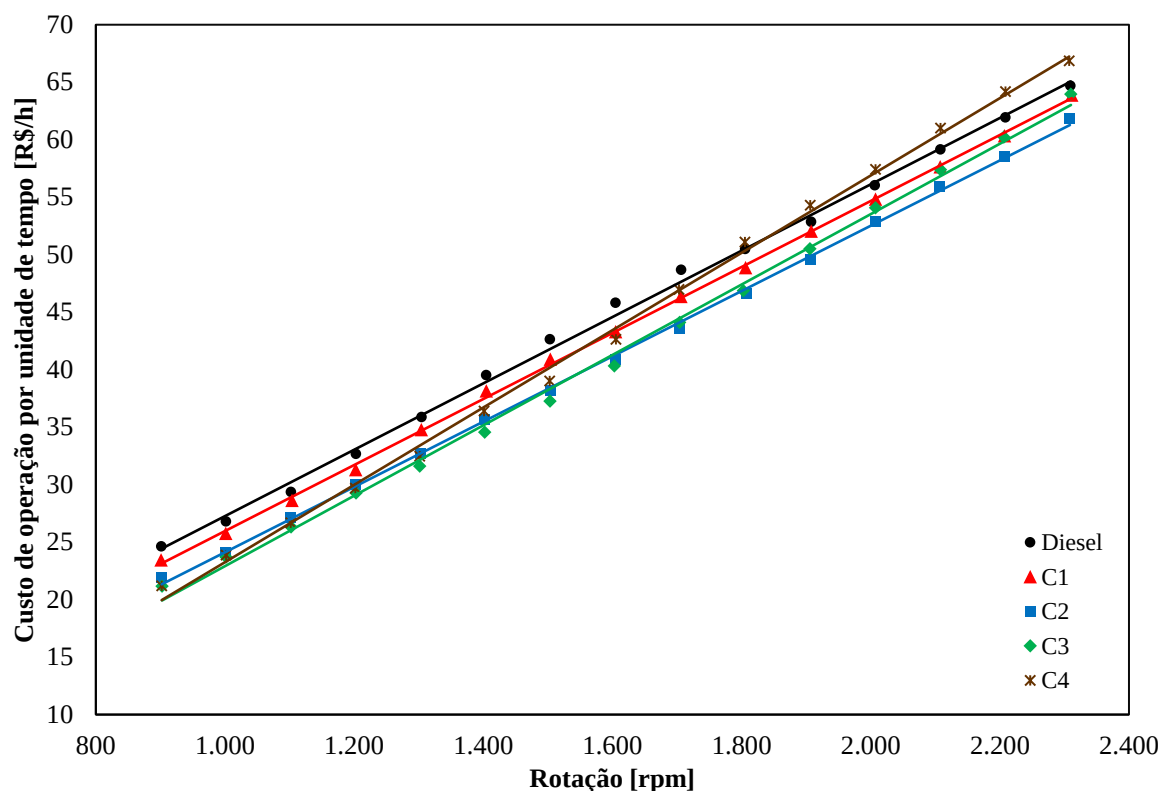


Fonte: Próprio autor.

Figura 85 - Custos de operação por unidade de tempo para injeção independente de EHC a R\$1,525 por litro.



Fonte: Próprio autor.

Figura 86 - Custos de operação por unidade de tempo para injeção independente de EHC a R\$2,288 por litro.

Fonte: Próprio autor.

Nos modos de operação com injeção independente de etanol hidratado é possível estender a análise econômica através da previsão das curvas de VPL (Valor Presente Líquido), visto que houve a necessidade de se investir em componentes, materiais e mão de obra na implementação do sistema de injeção eletrônica. Os custos dos componentes seguem apresentados na Tabela 17.

Tabela 17 - Custos dos componentes utilizados no sistema de injeção eletrônica.

Quantidade	Descrição	Custo [R\$]
1	Central eletrônica programável	1.500,00
3	Unidades injetoras	540,00
1	Módulo de combustível	300,00
1	Sensor de rotação	100,00
1	Sensor TPS	75,00
1	Sensor de temperatura do motor	35,00
1	Filtro de combustível	15,00
Total		2.565,00

Fonte: Próprio autor.

Os custos relacionados aos materiais e mão de obra para fabricação das peças necessárias à adaptação deste sistema no motor é de aproximadamente R\$500,00. Este valor é relativamente baixo frente à quantidade de componentes fabricados, pois a maior parte foi desenvolvida com auxílio da estrutura oferecida pela Oficina do Departamento de Engenharia Mecânica da FEIS/UNESP.

Fazendo uma correlação com preços de peças automotivas similares disponíveis no mercado e uma estimativa do custo de instalação, tem-se o valor total estimado em R\$ 2.000,00. Neste sentido, o custo total para aquisição dos componentes e instalação do sistema de injeção eletrônica considerado é de R\$ 4.600,00, sendo este aplicado no estudo do VPL.

As análises de VPL foram realizadas com base no funcionamento do motor em plena carga a 1.800 rpm, por 8 h diárias. Trata-se de uma condição típica, podendo representar o modo de operação de máquinas agrícolas e caminhões, assim como de motobombas e grupos geradores de eletricidade utilizados por indústrias, supermercados, *shoppings centers*, dentre outros. Além disso, foram consideradas operações por 60, 120, 180 e 240 dias por ano.

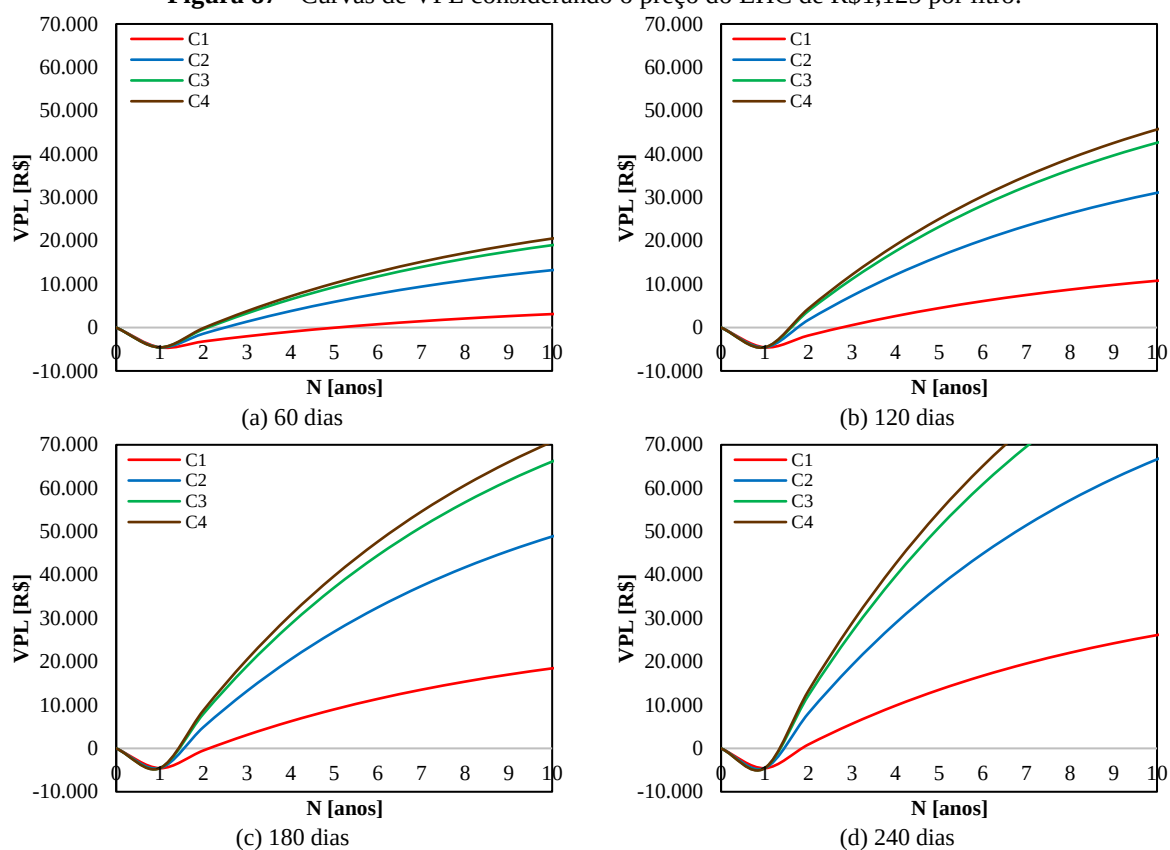
As Figuras 87, 88 e 89 apresentam as curvas de VPL elaboradas considerando o preço do litro do etanol hidratado de R\$1,125, R\$1,525 e R\$2,288, respectivamente. A taxa de desconto adotada na análise corresponde a 14% ao ano. Vale destacar que quanto maior a taxa de desconto, menor será o VPL acumulado por ano.

A Entrada Líquida de Capital (ELC) foi calculada com base na diferença entre o custo anual de operação do motor com Diesel e o custo anual de operação nas configurações com o sistema de injeção independente de etanol hidratado, ou seja, este parâmetro representa o valor economizado por cada configuração ao longo de um ano.

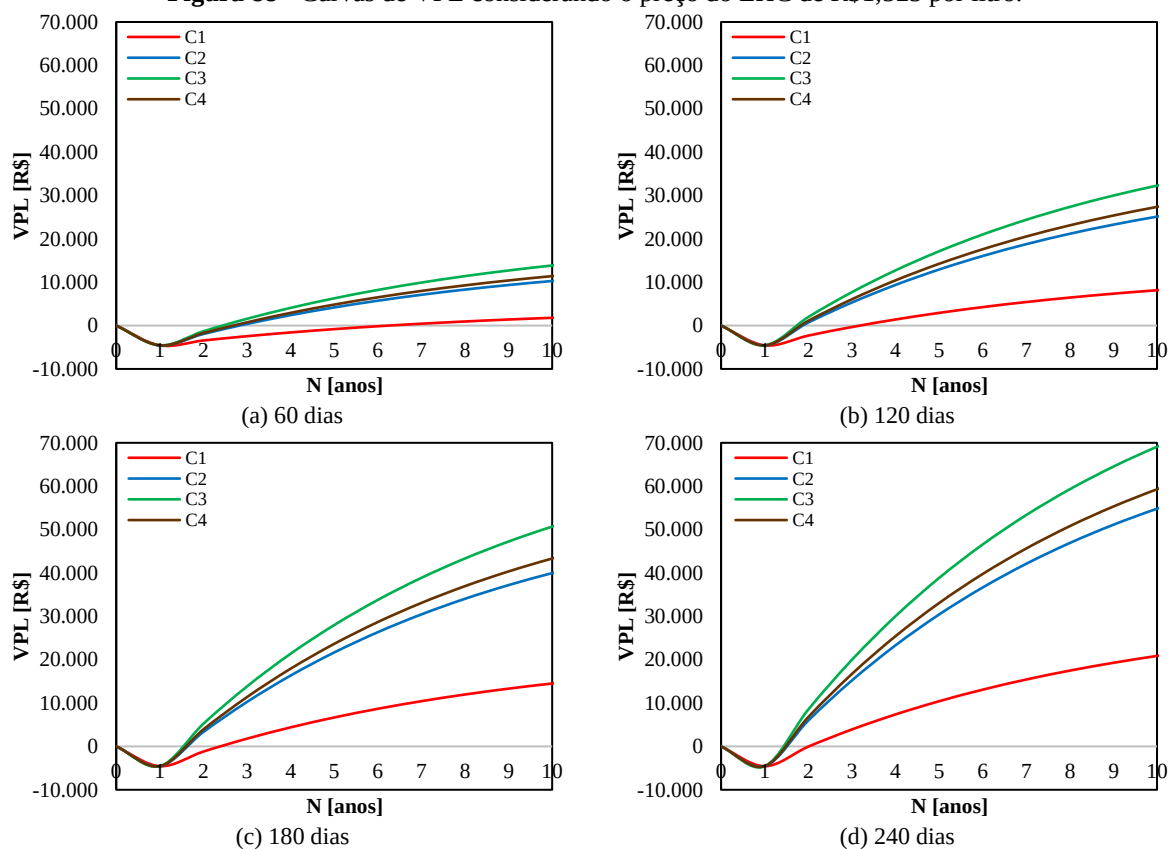
Ao analisar as curvas, observa-se que o período de 0 a 1 ano corresponde ao tempo de implantação do sistema e, por isso, há saída de capital para o pagamento do investimento. A partir deste período considera-se a ELC, que pode assumir valores positivos ou negativos.

Com base nas curvas de VPL é possível avaliar a viabilidade do investimento tanto em termos do valor acumulado ao final de um período predefinido quanto em relação ao Tempo de Retorno do Investimento (TRI). Do ponto de vista econômico, quanto menor o TRI, mais rentável será o investimento.

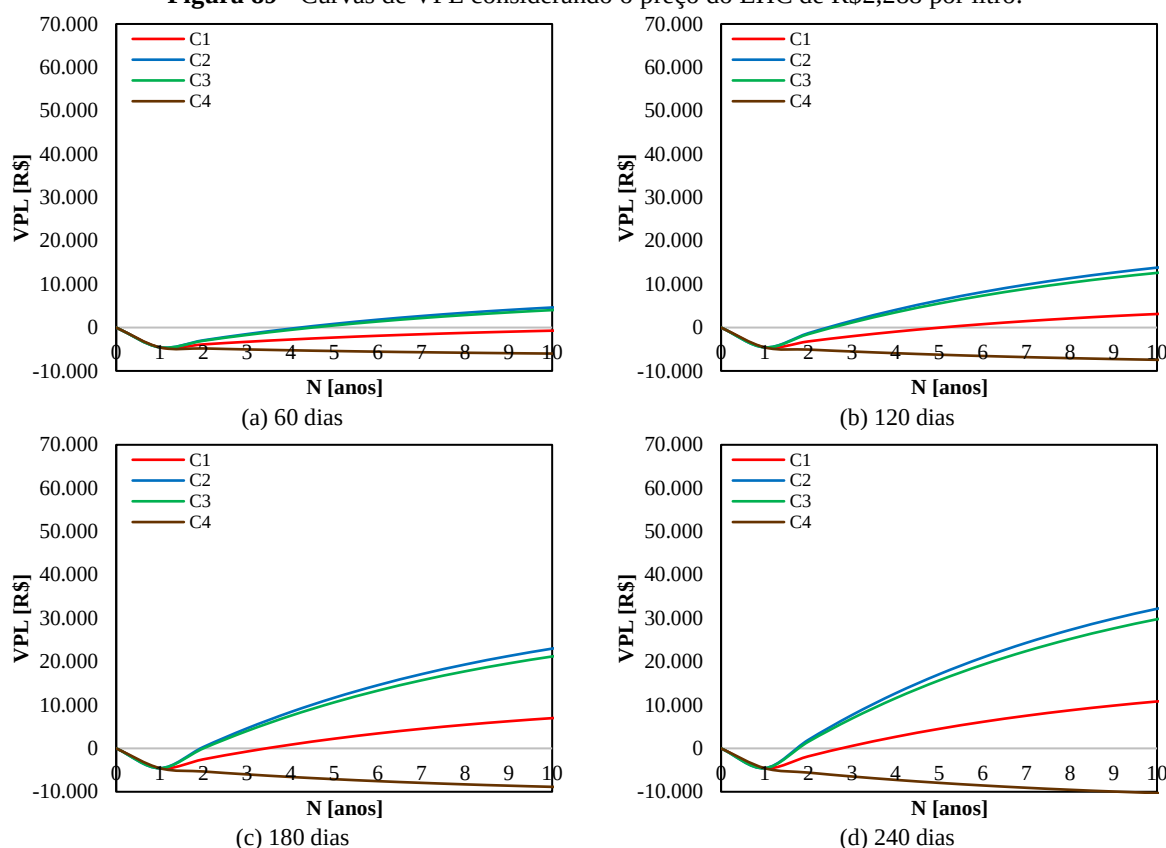
A análise paramétrica aponta que para os casos em que o custo de operação é inferior ao do Diesel, quanto maior o período de operação anual, maior será o capital acumulado ao longo do tempo e, conseqüentemente, maiores os lucros, o que reflete a proporcionalidade entre a entrada líquida de capital anual e o tempo de operação do motor.

Figura 87 - Curvas de VPL considerando o preço do EHC de R\$1,125 por litro.

Fonte: Próprio autor

Figura 88 - Curvas de VPL considerando o preço do EHC de R\$1,525 por litro.

Fonte: Próprio autor

Figura 89 - Curvas de VPL considerando o preço do EHC de R\$2,288 por litro.

Fonte: Próprio autor

Além disso, constatou-se que a configuração C1 foi a que apresentou os piores desempenhos para o EHC nos valores de R\$ 1,125 e R\$ 1,525 por litro. Isso ocorre, pois tal configuração apresenta a menor fração de substituição de Diesel por EHC, incorrendo em um menor VPL e, conseqüentemente, maior TRI, comparando-se às demais configurações.

Observando o comportamento da configuração C4, nota-se que à medida que o preço do EHC sobe, seu desempenho em termos de VPL cai gradativamente, ao passo que na operação com EHC a R\$2,288 por litro, o VPL é negativo ao longo de todo período.

Por último, pode-se dizer que as configurações C2 e C3 são as que apresentaram melhores desempenhos com relação ao VPL e ao TRI, tendo em vista que são os mais consistentes. No pior caso analisado, o TRI é de aproximadamente 3,5 anos. Contudo, pode-se dizer que quanto maior o preço do etanol hidratado, menor será o VPL acumulado.

6.4 SÍNTESE DOS RESULTADOS

Na primeira situação foram testadas diversas proporções de mistura entre Diesel e etanol anidro: D95EA5, D90EA10, D85EA15, D80EA20 e D75EA25. A segunda situação envolveu

o projeto e a instalação de um sistema de injeção eletrônica para o fornecimento complementar de etanol hidratado ao motor, sendo este testado em diferentes configurações.

Os resultados da primeira etapa mostram que, mesmo sem alterar-se nada no motor, as misturas entre Diesel e etanol anidro promovem um aumento do torque, potência e pressão média efetiva de eixo, quando comparados à operação com Diesel. O melhor desempenho foi obtido nos ensaios com D80EA20 a 1.600 rpm, apresentando um aumento de 2,5% no torque.

O aumento do percentual de etanol anidro na mistura ocasiona uma redução gradativa do consumo específico de combustível de eixo. Este comportamento ocorre em virtude da combinação de dois fatores: redução da vazão mássica e elevação da potência de eixo. O consumo (BSFC) é minimizado na operação com D75EA25 a 1.600 rpm (redução de 9,3%).

Com relação à composição dos produtos de combustão, as misturas entre Diesel e etanol anidro garantem uma diminuição nas emissões de CO e SO₂. Em ambos os casos, o combustível D75EA25 apresentou o menor nível de emissões desses elementos em comparação com os do Diesel, sendo de 50,9% para as emissões de CO e de 94,8% para SO₂, considerando a operação a 1.600 rpm.

Por outro lado, a adição de EAC leva a um aumento nas emissões de NO_x, cujo limite máximo foi alcançado pela proporção D80EA20, representando um aumento de 59,6% a 1.600 rpm, sendo isso explicado pela elevação dos picos de temperatura no interior da câmara de combustão que favorece a formação de monóxido de nitrogênio (NO).

Os resultados da análise econômica mostraram que os custos de operação reduzem de forma gradual enquanto o teor de etanol anidro na mistura é elevado. Este comportamento é explicado pelo fato da adição de etanol anidro provocar uma redução tanto da vazão mássica de combustível quanto de seu preço unitário.

Neste sentido, o combustível D75EA25 apresentou o menor custo de operação ao longo de toda faixa de rotação. O percentual de redução do preço deste combustível é de 15,53 e 14,14%, respectivamente para o preço médio do Diesel praticado nos postos e nas distribuidoras.

Nos ensaios com o sistema eletrônico independente de injeção, à medida que se eleva o percentual de substituição do Diesel por etanol hidratado, é visto um aumento do nível máximo de torque desenvolvido pelo motor. No entanto, em rotações abaixo de 1.600 rpm, as configurações C3 e C4 apresentaram um desempenho inferior ao do Diesel.

Para a operação a 1.600 rpm, a configuração C1 apresentou um aumento do torque de aproximadamente 2,0% quando comparado ao Diesel. A potência e a pressão média efetiva apresentam o mesmo comportamento descrito, pois ambas são obtidas a partir do torque.

Analisando toda faixa de rotação, a configuração C4 foi a que apresentou tanto o melhor quanto o pior resultado dentre todos os modos de operação. A 900 rpm há uma redução de 12,6%, porém a 2.000 rpm é visto um aumento de 5,4%.

O consumo específico de combustível de eixo foi obtido com base na vazão total, ou seja, somando a vazão mássica de Diesel com a de etanol hidratado para cada configuração ensaiada. Nessas circunstâncias, o maior consumo (BSFC) é visto na configuração C4, enquanto que o menor ocorre na configuração C2.

Referente à composição dos produtos de combustão, notou-se que as emissões de CO e SO₂ diminuem ao passo que se eleva o percentual de substituição do Diesel por etanol hidratado. As mínimas emissões de CO e SO₂ ocorreram na configuração C4, seguida da C3 e C2. A injeção independente de etanol hidratado acarretou em um aumento das emissões de NO_x, onde os maiores níveis foram vistos na configuração C3. Em suma, o comportamento das emissões na operação com injeção de EHC é análogo ao visto nos ensaios com misturas entre Diesel e EAC.

Os resultados econômicos dos ensaios com injeção independente de etanol hidratado mostraram que quanto maior o tempo de operação anual, melhores são as chances de se recuperar o investimento e, dependendo das circunstâncias, obter lucro. Por exemplo, a configuração C1 operando com EHC a R\$1,525 por litro por 60 dias ao longo de um ano alcançará um TRI de aproximadamente 5,5 anos. Se a quantidade de dias por ano passa para 240, o TRI resulta em 1 ano.

Via de regra, quanto maior o percentual de substituição do Diesel por EHC em um modo de operação, mais sensível se tornam os parâmetros às variações dos preços desses combustíveis. Levando-se em conta a configuração C4 na operação com 120 dias e o preço do etanol de R\$1,125 por litro, o TRI e o VPL resultam em, aproximadamente, 7 meses e R\$ 42.000,00. Alterando-se apenas o valor do EHC para R\$2,288, tem-se que a configuração não é mais viável, incorrendo em prejuízos.

A partir de uma análise geral do que foi alcançado tanto em termos dos parâmetros de desempenho do motor quanto de viabilidade econômica das diferentes condições ensaiadas, pode-se dizer que ambos os modos de operação apresentaram resultados satisfatórios e promissores.

Referente aos limites de emissões, o motor OM-352 utilizado nos experimentos foi fabricado em 1978. De acordo com o Apêndice C, o qual apresenta uma descrição a respeito dos limites de emissões para motores movidos a Diesel de veículos pesados e máquinas rodoviárias e agrícolas, não existiam limites para emissões na época em que o motor foi

produzido. Portanto, do ponto de vista técnico, não há implicações legais com relação ao aumento das emissões de NO_x em ambos os casos, à medida que se eleva o teor de etanol.

Conforme apresentado no mesmo Apêndice, apenas a partir de 1994 os limites de emissões começaram a ser exigidos legalmente, através da Fase P2 do PROCONVE (Programa de Controle de Emissões Veiculares). De acordo com Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis (IBAMA, 2018), a Fase P8 está em consulta pública, cujo objetivo é receber contribuições para o aperfeiçoamento da proposta. Uma vez consolidada, a mesma será encaminhada ao Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA).

Por isso, deve-se levar em consideração os limites de emissões estipulados pelo PROCONVE ao propor tanto o emprego do etanol anidro em misturas quanto o sistema eletrônico independente de injeção de etanol hidratado, visando o atendimento dos limites legais. Neste sentido, sugere-se que toda proposta seja testada experimentalmente através de uma bancada dinamométrica, visando não somente o aumento do desempenho do motor, mas também o atendimento dos níveis de emissões permitidos.

Em termos práticos, a primeira situação de operação apresenta certa desvantagem no que diz respeito aos cuidados que devem ser tomados no preparo das misturas Diesel-etanol anidro, seguindo a proporção ideal em função da aplicação. Além disso, estão sujeitas à separação de fases quando armazenadas por períodos acima de dez dias. A umidade presente na atmosfera é um fator que contribui com a separação das fases, havendo a necessidade de se armazenar adequadamente as misturas em estoque e no tanque de combustível do motor.

Com relação a segunda situação de operação, uma desvantagem está relacionada ao investimento inicial e aos gastos com a manutenção preventiva do sistema de injeção independente. No entanto, como o sistema faz uso de uma central de injeção programável, é possível realizar ajustes do motor em tempo real, dependendo da aplicação.

Em suma, para cada aplicação é necessário a avaliação de todas as condições de operação para então se definirem o modo e os ajustes mais indicados. Em aplicações agrícolas e veiculares o motor está sujeito a operar ao longo de toda faixa de rotação, em diferentes cargas, sendo que nas aplicações estacionárias a carga pode variar ao longo do tempo, porém a rotação é constante, facilitando a escolha do modo e o ajuste do conjunto.

7 CONCLUSÕES

No que diz respeito à análise dos resultados, pode-se afirmar que todos os objetivos propostos no início deste trabalho foram plenamente alcançados. A bancada dinamométrica apresentou um desempenho satisfatório, uma vez que todos os parâmetros utilizados na avaliação do motor foram devidamente levantados através dos sensores e aparatos de medição que a integram.

Ao analisar os resultados globais de desempenho e viabilidade econômica, conclui-se que a substituição parcial do Diesel, seja por meio de misturas com o etanol anidro ou através do sistema eletrônico independente de injeção de etanol hidratado, corresponde a uma alternativa promissora, sendo capaz de reduzir os custos de operação dos motores de ignição por compressão, em consonância com a necessidade das usinas sucroenergéticas em reduzir o custo global de produção da cana-de-açúcar, o qual está intimamente ligado ao preço do Diesel.

As configurações com misturas e injeção independente levaram a outros resultados positivos: aumento da potência de eixo e redução tanto do consumo específico de combustível quando dos níveis de emissões de CO e SO₂. Por outro lado, comprovou-se que há um aumento significativo das emissões de NO_x quando comparadas às obtidas para operação com Diesel, sendo este o único resultado negativo, embora importante.

Todas as condições de operação devem estar definidas para que se possa indicar o modo e os ajustes para cada aplicação. Em aplicações agrícolas e veiculares o motor opera ao longo de toda faixa de rotação, sendo mais indicado os modos de operação que apresentam curvas de torque menos acentuadas, ou seja, com menores variações de uma rotação a outra. Já em aplicações estacionárias, a carga pode variar ao longo do tempo, porém, a rotação permanece constante. Dessa forma, é possível ajustar os parâmetros de funcionamento do motor para garantir um torque mais elevado na rotação desejada, minimizando o consumo específico de combustível de eixo. Tais parâmetros podem ser acertados de modo mais dinâmico nas operações com injeção independente, pois utiliza-se uma central eletrônica programável.

No decorrer deste trabalho foram encontradas algumas dificuldades. Primeiramente, podem-se citar os desafios referentes à montagem do Laboratório de Motores que fica localizado no Laboratório Associado do Instituto de Pesquisa em Bioenergia (IPBEN) em Ilha Solteira, onde foi instalada a bancada dinamométrica, composta pelo motor, freio eletromagnético, sistemas de acionamento e aparatos de medição.

A montagem da infraestrutura demandou o projeto e a construção de inúmeras peças e componentes, além da instalação dos diversos subsistemas do motor e do freio eletromagnético.

As mesmas dificuldades foram encontradas na instalação do sistema eletrônico independente de injeção, em virtude da quantidade de adaptações necessárias.

Nos ensaios preliminares foram identificados problemas relacionados à medição da vazão de combustível, havendo a necessidade de se testar diversos aparatos até optar pela utilização das balanças eletrônicas. Além disso, fez-se necessário o desenvolvimento de um sistema em plataforma Arduino para o monitoramento da temperatura de operação.

Para trabalhos futuros a serem desenvolvidos nessa área, sugere-se realizar ensaios em campo por longos períodos de tempo, visando o levantamento de resultados relacionados à operação e ao desempenho em uma aplicação real que está sujeita a condições adversas, além do monitoramento dos efeitos da substituição do Diesel por etanol no desgaste dos componentes móveis e subsistemas do motor.

Recomenda-se, também, analisar a influência do avanço de injeção de combustível no desempenho dos motores operando em ambos os modos, tendo como alvo a otimização do processo de combustão. Vale destacar que apenas o sistema de injeção direta de combustível original está sujeito a alteração deste parâmetro operacional.

Também, pode-se propor o desenvolvimento de algum tipo de aditivo que seja capaz de estabilizar as misturas Diesel-etanol anidro por períodos mais longos, reduzindo os efeitos da umidade. Para isso, deve-se atentar às questões econômicas, procurando não onerar o custo final das misturas para que continuem viáveis às aplicações.

Por último, sugere-se o desenvolvimento desses ensaios em outros tipos de motores, variando tanto a faixa de potência quanto o sistema de injeção original, levando em conta motores com bomba injetora em linha e rotativa de alta pressão, assim como os que utilizam os sistemas eletrônicos atuais. Essa proposta permitiria avaliar se todas as vantagens comprovadas neste trabalho se estendem a outros modelos de motores de ignição por compressão.

REFERÊNCIAS

ABNT, I.; SBM, P. R. M. **Guia para a expressão da incerteza de medição**. 3.ed. Rio de Janeiro: INMETRO, 2003. 138 p. Disponível em: http://www.inmetro.gov.br/noticias/conteudo/iso_gum_versao_site.pdf. Acesso em: 30 jan. 2019.

AEPH do Brasil. **Célula de carga modelo TSA**. Disponível em: <http://www.aeph.com.br/produtos/celulas-de-carga/celulas-de-carga-single?id=70>. Acesso em: 20 mar. 2018.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO - ANP. **Abastecimento em números**: boletim gerencial. 2008. Disponível em: www.anp.gov.br/?dw=3285. Acesso em: 12 fev. 2019.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO - ANP. **B5 passa a ser obrigatório a partir de 1º de janeiro**: economia de divisas será de US\$ 1,4 bi. 2009. Disponível em: <http://www.anp.gov.br/noticias/1684-b5-passa-a-ser-obrigatorio-a-partir-de-1-de-janeiro-economia-de-divisas-sera-de-us-1-4-bi>. Acesso em: 12 fev. 2019.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO - ANP. **Resolução ANP N° 50**: especificações do Diesel para aplicação rodoviária. 2013. Disponível em: <http://legislacao.anp.gov.br/?path=legislacao-anp/resol-anp/2013/dezembro&item=ranp-50--2013>. Acesso em: 22 nov. 2018.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO - ANP. **Fatores de conversão, densidades e poderes caloríficos inferiores**: valores médios para o ano de 2015. 2015. Disponível em: www.anp.gov.br/?dw=82253. Acesso em: 12 fev. 2019.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO - ANP. **Resolução ANP N° 19**: especificações do EAC, do EHC e do EHCP. 2015. Disponível em: <http://legislacao.anp.gov.br/?path=legislacao-anp/resol-anp/2015/abril&item=ranp-19-2015>. Acesso em: 22 nov. 2018.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO - ANP. **Etanol**. 2016a. Disponível em: <http://www.anp.gov.br/bicombustiveis/etanol>. Acesso em: 10 nov. 2018.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO - ANP. **Óleo diesel**. 2016b. Disponível em: <http://www.anp.gov.br/petroleo-derivados/155-combustiveis/1857-oleo-diesel>. Acesso em: 11 abr. 2017.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO - ANP. **Biodiesel**. 2016c. Disponível em: <http://www.anp.gov.br/bicombustiveis/biodiesel>. Acesso em: 21 nov. 2017.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO - ANP. **Consumo de combustíveis no Brasil caiu 4,5% na comparação entre 2016 e 2015**. 2017. Disponível em: <http://www.anp.gov.br/noticias/3585-consumo-de-combustiveis-no-brasil-caiu-4-5-na-comparacao-entre-2016-e-2015>. Acesso em: 21 nov. 2017.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO - ANP. **Levantamento de preços e de margens de comercialização de combustíveis (LPMCC)**. 2018. Disponível em:

<http://www.anp.gov.br/precos-e-defesa-da-concorrenca/precos/levantamento-de-precos>. Acesso em: 01 jan. 2019.

ALPTEKIN, E. Evaluation of ethanol and isopropanol as additives with Diesel fuel in a CRDI Diesel engine. **Fuel**, Oxford, v. 205, p. 161-172, 2017.

ARDUINO. **Arduino UNO**. Disponível em: <https://store.arduino.cc/usa/arduino-uno-rev3>. Acesso em: 10 set. 2017.

BARROS, R. **Energia para um novo mundo**. Rio de Janeiro: Monte Castelo Ideias, 2007. 160 p.

BEL EQUIPAMENTOS. **Manual de uso das balanças Top Loading Série “M, MW”**. 2013. Disponível em: <https://docplayer.com.br/11600867-Portugues-manual-de-uso-balanças-top-loading-serie-m-mw.html>. Acesso em: 11 fev. 2019.

CAPELLI, A. **Eletroeletrônica automotiva: injeção eletrônica, arquitetura do motor e sistemas embarcados**. São Paulo: Érica, 2010.

CNT. **A fase P7 do PROCONVE e o impacto no setor de transporte**. 2. ed. Brasília, DF: CNT: Sest/Senat, 2012. 20 p. Disponível em: http://cms.cnt.org.br/Imagens%20CNT/Site%202015/Pesquisas%20PDF/PROCONVE_p7_2012.pdf. Acesso em: 18 set. 2018.

DS TECNOLOGIA AUTOMOTIVA. **Catálogo de produtos 2017**. Disponível em: <https://www.ds.ind.br/media/downloads/document/89/1b/18/8f7d82b871a2fb089e0238a3a7840ca9.pdf>. Acesso em: 28 jun. 2018.

EGÚSQUIZA, J. C. C. **Avaliação experimental de um motor do ciclo Diesel operando no modo bicom bustível: Diesel/etanol e Diesel/gás**. 2011. 168 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2011.

FERREIRA, V. P.; MARTINS, J.; TORRES, E. A.; PEPE, I. M.; DE SOUZA, J. M. S. R. Performance and emissions analysis of additional ethanol injection on a Diesel engine powered with a blend of Diesel-biodiesel. **Energy for Sustainable Development**, Bangalore, v. 17, n. 6, p. 649-657, 2013.

GNANAMOORTHY, V.; DEVARADJANE, G. Effect of compression ratio on the performance, combustion and emission of DI Diesel engine fueled with ethanol - Diesel blend. **Journal of the Energy Institute**, London, v. 88, p. 19-26, 2015.

GONÇALVES, D. B. **Dilemas do desenvolvimento sustentável na produção canavieira paulista**. 2005. 96 f. Tese (Doutorado em Engenharia de Produção) - Faculdade de Engenharia de Produção, Universidade Federal de São Carlos, São Carlos, 2005.

HONEYWELL. **Datasheet: 1GT series gear tooth sensors**. 2016. Disponível em: sensing.honeywell.com. Acesso em: 11 jul. 2017.

HORLOCK, J. H. **Cogeneration**: combined heat and power (CHP): thermodynamics and economics. Florida: Krieger Publishing Company, 1997. 226 p.

HULWAN, D. B.; JOSHI, S. V. Performance, emission and combustion characteristic of a multi-cylinder DI Diesel engine running on Diesel-ethanol-biodiesel blends of high ethanol content. **Applied Energy**, Oxford, v. 88, n. 12, p. 5042-5055, 2011.

INSTITUTO BRASILEIRO DO MEIO AMBIENTE - IBAMA. **Programa de controle de poluição do ar por veículos automotores (PROCONVE/PROMOT)**. 2011. Disponível em: https://www.ibama.gov.br/phocadownload/veiculosautomotores/manual_PROCONVE%20promot_portugues.pdf. Acesso em: 20 fev. 2018.

INSTITUTO BRASILEIRO DO MEIO AMBIENTE - IBAMA. **Programa de controle de emissões veiculares (PROCONVE)**. 2017. Disponível em: <http://www.ibama.gov.br/emissoes/veiculos-automotores/programa-de-controle-de-emissoes-veiculares-PROCONVE>. Acesso em: 20 fev. 2018.

INSTITUTO BRASILEIRO DO MEIO AMBIENTE - IBAMA. **Consulta pública sobre novas fases dos programas de controle da poluição do ar PROCONVE e PROMOT para veículos novos**. 2018. Disponível em: <https://www.ibama.gov.br/cites-e-comercio-exterior/cites/453-consultas-publicas-2018/1518-consulta-publica-sobre-novas-fases-dos-programas-de-controle-da-poluicao-do-ar-PROCONVE-e-PROMOT-para-veiculos-novos>. Acesso em: 9 nov. 2018.

INSTITUTO DE PESQUISA ECONÔMICA APLICADA - IPEA. **História do petróleo**. 2010. Disponível em: http://www.ipea.gov.br/desafios/index.php?option=com_content&view=article&id=2321:catid=28&Itemid=23. Acesso em: 8 jun. 2017.

JAMROZIK, A. The effect of the alcohol content in the fuel mixture on the performance and emissions of a direct injection Diesel engine fueled with diesel-methanol and diesel-ethanol blends. **Energy Conversion and Management**, London, v. 148, p. 461-476, 2017.

MERCEDES-BENZ. **Manual de reparação de motores Diesel**. 1985.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA - MME. **Balanço energético nacional 2018**: ano base 2017. Empresa de Pesquisa Energética. Rio de Janeiro: EPE, 2018. 292 p. Disponível em: <http://www.mme.gov.br/documents/10584/1143895/2.1+-+BEN+2018+-+Documento+Completo+em+Portugu%C3%AAs+-+Ingl%C3%AAs+%28PDF%29.pdf/9db490ec-4cdb-4502-b0a4-f1e3940a744b?version=1.0>. Acesso em: 11 fev. 2019.

MTE-THOMSON. **Informações técnicas**: sensor de posição da borboleta. Disponível em: <https://www.mte-thomson.com.br/wp-content/uploads/2014/10/TPS-1.pdf>. Acesso em: 28 jun. 2018.

MURCAK, A.; HAŞIMOĞLU, C.; ÇEVIK, İ.; KARABEKTAS, M.; ERGEN, G. Effects of ethanol-diesel blends to performance of a DI diesel engine for different injection timings. **Fuel**, Oxford, v. 109, p. 582-587, 2013.

MURCAK, A.; HAŞIMOĞLU, C.; ÇEVİK, İ.; KAHRAMAN, H. Effect of injection timing to performance of a Diesel engine fueled with different Diesel-ethanol mixtures. **Fuel**, Oxford, v. 153, p. 569-577, 2015.

NOVACANA. **Processos de fabricação do etanol**. Disponível em: <https://www.novacana.com/etanol/fabricacao/>. Acesso em: 11 set. 2017.

PANDOO. **Manual de sistema de injeção**. Disponível em: http://update.pandoo.com.br/manual_Pandoo_Power_Inject_v0.48.pdf. Acesso em: 26 mar. 2018.

PASSOLONGO, R. **Avaliação termodinâmica, termoeconômica e econômica da integração de sistemas de gaseificação da biomassa em uma usina sucroalcooleira**. 2011. 156 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2011. Disponível em: https://repositorio.unesp.br/bitstream/handle/11449/88865/passolongo_r_me_ilha.pdf?sequence=1&isAllowed=y. Acesso em: 05 fev. 2019.

PAUL, A.; PANUA, R.; DEBROY, D. An experimental study of combustion, performance, exergy and emission characteristics of a CI engine fueled by Diesel-ethanol-biodiesel blends. **Energy**, Rondebosch, v. 141, p. 839-852, 2017.

PETROBRAS. **Óleo diesel**. Disponível em: <http://www.petrobras.com.br/pt/produtos-e-servicos/produtos/automotivos/oleo-Diesel/>. Acesso em: 11 set. 2017.

PUTRASARI, Y.; NUR, A.; MUHARAM, A. Performance and emission characteristic on a two cylinder DI Diesel engine fueled with ethanol-Diesel blends. **Energy Procedia**, Amsterdam, v. 32, p. 21-30, 2013.

RAÍZEN. **Etanol de segunda geração**. Disponível em: <http://www.raizen.com/energia-do-futuro-tecnologia-em-energia-renovavel/etanol-de-segunda-geracao>. Acesso em: 10 jul. 2015.

RODRIGUES, F. **CNPE aprova antecipação do B10 para março**. 2017. Disponível em: <https://www.biodieselbr.com/noticias/usinas/info/cnpe-aprova-antecipacao-b10-marco-091117>. Acesso em: 26 mar. 2018.

SANTOS, P. R. F.; PETKOVIC, S. G. **Relatório da comparação interlaboratorial com termopar de isolamento mineral tipo K**. INMETRO, 2006. Disponível em: <http://www.inmetro.gov.br/credenciamento/relatorios/relatorioTermoparK-CT11.pdf>. Acesso em: 14 ago. 2017.

SINDIPEÇAS. **Frota circulante**. Disponível em: http://www.sindipecas.org.br/sindinews/Economia/2017/R_Frota_Circulante_2017.pdf. Acesso em: 18 dez. 2017.

TOPDYNO. **Manual técnico do freio eletromagnético TDB500**. Curitiba, 2013.

TUTAK, W.; JAMROZIK, A.; PYRC, M.; SOBIEPAŃSKI, M. A comparative study of co-combustion process of Diesel-ethanol and biodiesel-ethanol blends in the direct injection diesel engine. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 117, p. 155-163, 2017.

VISHAY. **NTC Thermistors**. Disponível em: <https://www.vishay.com/docs/29049/ntcle100.pdf>. Acesso em: 6 fev. 2017.

WEKA. **Waikato environment for knowledge analysis**. University of Waikato, New Zealand, 2018. Disponível em: <https://www.cs.waikato.ac.nz/ml/weka/>. Acesso em: 4 jun. 2018.

APÊNDICES

A ALGORITMO PARA LEITURA DE TEMPERATURA DA BANCADA

```
//Sensor de temperatura usando termistor
```

```
#include <math.h>
#include <max6675.h>
int i = 0; // variavel de contagem
int j = 1;
int imax = 50;

//Portas digitais
int thermoSO = 4;
int thermoCS = 5;
int thermoCLK = 6;
int VCCPin = 3;
int GNDPin = 2;
MAX6675 thermocouple(thermoCLK, thermoCS, thermoSO);
```

```
//Dados do termistor NTCLE100E3103JB0
float A = 3.354016*pow(10,-3);
float B = 2.569850*pow(10,-4);
float C = 2.620131*pow(10,-6);
float D = 6.383091*pow(10,-8);
float beta = 3977.0;
float Rs25C = 10000.0;
```

```
//Sensor 1
float Soma1 = 0.0;
float Media1 = 0.0;
float Rs1 = 0.0;
float T1 = 0.0;
float TCelsius1 = 0.0;
//Dados de entrada:
float Rr1 = 9930.0;
float R25C1 = Rs25C;
float beta1 = beta;
```

```
//Sensor 2
float Soma2 = 0.0;
float Media2 = 0.0;
float Rs2 = 0.0;
float T2 = 0.0;
float TCelsius2 = 0.0;
//Dados de entrada:
float Rr2 = 9890.0;
float R25C2 = Rs25C;
float beta2 = beta;
```

```
//Sensor 3
float Soma3 = 0.0;
float Soma3Beta = 0.0;
float Media3 = 0.0;
float Media3Beta = 0.0;
float Rs3 = 0.0;
float T3 = 0.0;
float T3Beta = 0.0;
float TCelsius3 = 0.0;
float TCelsius3Beta = 0.0;
```

```

//Dados de entrada:
float Rr3 = 9870.0;
float R25C3 = Rs25C;
float beta3 = beta;

//Sensor 4
float Soma4 = 0.0;
float Soma4Beta = 0.0;
float Media4 = 0.0;
float Media4Beta = 0.0;
float Rs4 = 0.0;
float T4 = 0.0;
float T4Beta = 0.0;
float TCelsius4 = 0.0;
float TCelsius4Beta = 0.0;
//Dados de entrada:
float Rr4 = 9870.0;
float R25C4 = Rs25C;
float beta4 = beta;

//Sensor 5
float T5 = 0.0;
float Soma5 = 0.0;
float Media5 = 0.0;

//Dados de entrada
float Vmax = 4.95;

//Comunicação serial
void setup() {
  Serial.begin(9600);
  Serial.println("BANCADA DINAMOMÉTRICA - IPBEN (FEIS/UNESP)");
  Serial.println(" ");
  Serial.println("Temperatura de funcionamento");
  Serial.println(" ");

  //Ativação dos pinos digitais para termopar
  pinMode(VCCPin, OUTPUT); digitalWrite(VCCPin, HIGH);
  pinMode(GNDPin, OUTPUT); digitalWrite(GNDPin, LOW);
}

//Função que será executada continuamente
void loop() {
  Serial.print("Leitura ");
  Serial.println(j);
  i = 0;
  Soma1 = 0.0;
  Soma2 = 0.0;
  Soma3 = 0.0;
  Soma4 = 0.0;
  Soma5 = 0.0;

  //Laço para leitura de 50 medidas sequenciais
  while (i<imax){

    //Sensor 1
    //Leitura de tensão nos sensores
    float leitura1 = analogRead(A0);
    float Vs1 = leitura1*(Vmax/1023.0);

```

```

Rs1 = (Rr1*Vs1)/(Vmax - Vs1);
//Cálculo da temperatura 1
T1 = 1/(A + (B*log(Rs1/R25C1)) + (C*pow(log(Rs1/R25C1),2)) + (D*pow(log(Rs1/R25C1),3)));
TCelsius1 = T1 - 273.15;
Soma1 = Soma1 + TCelsius1;

//Sensor 2
//Leitura de tensão nos sensores
float leitura2 = analogRead(A1);
float Vs2 = leitura2*(Vmax/1023.0);
Rs2 = (Rr2*Vs2)/(Vmax - Vs2);
//Cálculo da temperatura 2
T2 = 1/(A + (B*log(Rs2/R25C2)) + (C*pow(log(Rs2/R25C2),2)) + (D*pow(log(Rs2/R25C2),3)));
TCelsius2 = T2 - 273.15;
Soma2 = Soma2 + TCelsius2;

//Sensor 3
//Leitura de tensão nos sensores
float leitura3 = analogRead(A2);
float Vs3 = leitura3*(Vmax/1023.0);
Rs3 = (Rr3*Vs3)/(Vmax - Vs3);
//Cálculo da temperatura 3
T3 = 1/(A + (B*log(Rs3/R25C3)) + (C*pow(log(Rs3/R25C3),2)) + (D*pow(log(Rs3/R25C3),3)));
TCelsius3 = T3 - 273.15;
Soma3 = Soma3 + TCelsius3;

//Sensor 4
//Leitura de tensão nos sensores
float leitura4 = analogRead(A3);
float Vs4 = leitura4*(Vmax/1023.0);
Rs4 = (Rr4*Vs4)/(Vmax - Vs4);
//Cálculo da temperatura 4
T4 = 1/(A + (B*log(Rs4/R25C4)) + (C*pow(log(Rs4/R25C4),2)) + (D*pow(log(Rs4/R25C4),3)));
TCelsius4 = T4 - 273.15;
Soma4 = Soma4 + TCelsius4;

//Sensor 5 - Termopar do tipo K
T5 = thermocouple.readCelsius();
Soma5 = Soma5 + T5;

i = i + 1;
delay(500);
}

//Determinação das médias
//Sensor 1 = azul
Media1 = Soma1/imax;
//Sensor 2 = marrom
Media2 = Soma2/imax;
//Sensor 3 = laranja
Media3 = Soma3/imax;
//Sensor 4 = verde
Media4 = Soma4/imax;
//Sensor 5 - termopar
Media5 = Soma5/imax;
Serial.print("Motor 1 (cabeçote): ");
Serial.print(Media1);
Serial.println("C");
Serial.print("Motor 2 (bloco): ");
Serial.print(Media2);

```

```

Serial.println("C");
Serial.print("Freio 1 (entrada: ");
Serial.print(Media3);
Serial.println("C");
Serial.print("Freio 2 (saída: ");
Serial.print(Media4);
Serial.println("C");
Serial.print("Termopar: ");
Serial.print(Media5);
Serial.println("C");
Serial.println(" ");
Serial.println(" ");
}

j = j + 1;
}

```

B RESULTADOS OBTIDOS EXPERIMENTALMENTE

Nesta seção são apresentados os resultados que foram obtidos através dos ensaios dos modos de operação com misturas Diesel-etanol anidro e injeção independente de etanol hidratado, apresentando as incertezas estatísticas de medição e como as curvas de cada parâmetro foram ajustadas.

B.1 INCERTEZA DE MEDIÇÃO ESTATÍSTICA

Com base em uma análise estatística dos resultados, uma forma de se estimar a incerteza medição ($u(x)$) é através do desvio-padrão experimental da média das medidas, conforme apresentado na Equação 20 (ABNT, 2003).

$$u(x) = \frac{S(x)}{\sqrt{N}} \quad (20)$$

Sendo:

x: parâmetro medido;

N: número de elementos na amostra;

S(x): desvio-padrão da amostra de valores medidos.

Neste contexto, as estimativas da média e do desvio-padrão da amostra de valores medidos podem ser obtidas através das Equações 21 e 22, respectivamente.

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i \quad (21)$$

$$S(x) = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2} \quad (22)$$

B.2 RESULTADOS DOS ENSAIOS COM MISTURAS

Neste tópico serão apresentados os resultados que foram obtidos através dos ensaios com misturas Diesel-etanol anidro. Uma vez coletados, os dados foram submetidos a um tratamento para remoção de *outliers* e valores extremos, conforme descrito na metodologia deste trabalho.

A partir disso, foi possível dar prosseguimento à análise estatística dos resultados e ao levantamento das curvas referentes a cada parâmetro medido. Vale destacar que as variáveis coletadas por meio da bancada dinamométrica são: torque, massa de combustível consumida, emissões (CO, NO_x e SO₂) e as temperaturas de operação do motor.

As Tabelas 18 a 23 apresentam, respectivamente, os resultados experimentais para o Diesel, D95EA5, D90EA10, D85EA15, D80EA20 e D75EA25. Para cada parâmetro, tem-se apresentado o valor médio, desvio-padrão da amostra de valores medidos e a incerteza de medição estatística.

A partir dos valores médios, foi possível traçar as curvas para análise do comportamento de cada parâmetro ao longo de toda faixa de rotação. As curvas foram traçadas com base no recurso LT (Linha de tendência) do *software* Excel®, sendo selecionadas regressões lineares e polinomiais de acordo com o comportamento dos dados obtidos experimentalmente.

As Figuras de 90 a 125 apresentam os valores médios de cada parâmetro, as curvas de tendência e as equações que descrevem o perfil da regressão, além dos coeficientes de determinação (R), os quais representam a qualidade de cada ajuste. As figuras foram dispostas em função do combustível ensaiado e do parâmetro que representa.

Tabela 18 - Resultados obtidos experimentalmente na operação com Diesel.

Rotação						Torque		Vazão		Emissões						Temperatura							
[rpm]		[Nm]		[g/s]		[ppm]		[°C]															
N _s	S(N _s)	u(N _s)	τ	S(τ)	u(τ)	m	S(m)	u(m)	CO	S(CO)	u(CO)	NO	S(NO)	u(NO)	NO _x	S(NO _x)	u(NO _x)	SO ₂	S(SO ₂)	u(SO ₂)	T	S(T)	u(T)
902	10	0	320,22	14,32	0,65	1,88	0,01	0,01	23840	287	128	686	32	14	720	34	15	48	5	2	259	1	1
1002	10	0	324,86	10,87	0,47	2,05	0,01	0,01	23945	85	38	737	26	12	773	27	12	45	3	1	275	3	1
1102	10	0	328,33	12,96	0,53	2,24	0,02	0,01	23945	85	38	772	25	11	810	28	12	46	6	2	288	3	1
1203	12	1	331,95	10,10	0,41	2,50	0,02	0,01	23945	85	38	776	32	14	815	34	15	52	1	1	304	6	3
1305	15	1	333,88	13,06	0,53	2,74	0,02	0,01	23945	85	38	778	30	14	817	32	14	63	3	1	312	5	2
1405	14	1	335,41	13,19	0,53	3,02	0,03	0,01	23900	79	35	807	16	7	847	17	8	80	9	4	313	5	2
1503	12	0	334,31	9,90	0,40	3,26	0,02	0,01	23879	98	44	840	31	14	883	34	15	85	11	5	324	3	2
1605	15	1	336,39	8,86	0,36	3,50	0,02	0,01	23950	114	51	855	28	13	899	31	14	78	12	5	339	5	2
1706	17	1	335,34	9,80	0,40	3,72	0,05	0,02	23965	106	47	874	26	12	918	27	12	70	14	6	351	5	2
1806	16	1	332,87	8,28	0,34	3,86	0,06	0,02	23970	115	51	907	31	14	952	33	15	70	18	8	366	8	4
1908	19	1	332,16	10,00	0,41	4,04	0,03	0,01	23975	124	56	928	40	18	974	42	19	71	26	11	378	8	3
2007	19	1	331,90	12,10	0,49	4,29	0,06	0,03	23994	129	58	948	28	13	977	32	14	77	35	16	390	2	1
2108	21	1	332,93	16,13	0,66	4,52	0,06	0,03	24014	149	67	914	15	7	960	15	7	84	47	21	404	17	8
2209	21	1	329,74	22,50	0,91	4,74	0,08	0,04	24043	158	71	888	17	8	932	18	8	95	60	27	416	12	5
2310	23	1	323,04	28,56	1,17	4,95	0,14	0,06	24053	148	66	832	25	11	874	27	12	113	73	33	425	10	5

Fonte: Próprio autor.

Tabela 19 - Resultados obtidos experimentalmente na operação com a proporção de mistura D95EA5.

Rotação					Torque		Vazão			Emissões							Temperatura						
[rpm]		[Nm]		[g/s]		[ppm]		[°C]															
N _s	S(N _s)	u(N _s)	τ	S(τ)	u(τ)	m	S(m)	u(m)	CO	S(CO)	u(CO)	NO	S(NO)	u(NO)	NO _x	S(NO _x)	u(NO _x)	SO ₂	S(SO ₂)	u(SO ₂)	T	S(T)	u(T)
903	15	1	320,90	26,52	1,23	1,84	0,02	0,01	18303	2575	1151	746	123	55	783	129	58	48	13	6	264	3	1
1003	11	0	324,91	15,72	0,69	2,02	0,02	0,01	21109	2229	997	798	129	58	838	136	61	50	10	5	279	4	2
1103	11	0	329,00	13,26	0,55	2,20	0,01	0,00	21683	2489	1113	804	115	51	844	120	54	53	12	5	295	3	1
1203	11	0	331,70	10,89	0,44	2,46	0,01	0,00	22088	2235	1000	822	118	53	864	124	55	60	13	6	310	3	1
1304	14	1	335,61	11,38	0,46	2,72	0,01	0,01	23118	1574	704	806	101	45	847	107	48	69	13	6	321	4	2
1403	11	0	334,83	11,04	0,45	3,00	0,02	0,01	23936	58	26	950	89	40	998	94	42	92	14	6	320	3	1
1507	17	1	337,30	12,28	0,50	3,24	0,01	0,01	23922	58	26	1028	88	40	1079	93	42	102	16	7	333	3	1
1606	17	1	338,62	9,62	0,40	3,46	0,02	0,01	23957	61	27	959	93	42	1007	98	44	91	14	6	347	2	1
1706	16	1	336,48	8,31	0,34	3,62	0,06	0,03	22826	1835	821	928	99	44	975	103	46	73	16	7	365	4	2
1804	14	1	334,49	6,76	0,28	3,78	0,04	0,02	21839	2436	1089	939	110	49	986	116	52	65	16	7	381	7	3
1904	14	1	332,68	7,45	0,30	3,98	0,08	0,03	22085	2330	1042	936	112	50	982	118	53	68	17	8	395	6	3
2007	20	1	333,56	11,60	0,48	4,21	0,03	0,02	22295	2123	949	960	108	49	1008	114	51	68	19	8	409	6	3
2108	19	1	333,46	15,68	0,64	4,44	0,10	0,04	22902	1277	571	972	104	47	1021	109	49	79	28	13	421	9	4
2208	20	1	330,24	23,05	0,95	4,64	0,05	0,02	23280	1606	718	969	120	54	1017	126	56	98	38	17	436	15	7
2308	20	1	325,45	28,77	1,18	4,89	0,10	0,05	23197	1840	823	925	135	61	971	142	64	121	35	16	446	6	3

Fonte: Próprio autor.

Tabela 20 - Resultados obtidos experimentalmente na operação com a proporção de mistura D90EA10.

Rotação					Torque		Vazão			Emissões						Temperatura							
[rpm]		[Nm]		[g/s]		[ppm]			[°C]														
N _s	S(N _s)	u(N _s)	τ	S(τ)	u(τ)	m	S(m)	u(m)	CO	S(CO)	u(CO)	NO	S(NO)	u(NO)	NO _x	S(NO _x)	u(NO _x)	SO ₂	S(SO ₂)	u(SO ₂)	T	S(T)	u(T)
903	16	1	322,98	25,81	1,18	1,82	0,01	0,00	13009	877	392	840	63	28	882	66	30	21	5	2	266	4	2
1003	12	1	327,06	16,81	0,73	1,99	0,01	0,00	17232	1016	454	830	43	19	871	45	20	35	6	3	281	2	1
1104	14	1	331,71	15,07	0,63	2,19	0,02	0,01	17525	1208	540	853	44	19	895	46	20	37	9	4	297	3	1
1203	12	1	335,25	10,69	0,44	2,44	0,01	0,01	19135	852	381	850	59	27	893	62	28	47	11	5	312	1	1
1303	12	0	336,37	10,70	0,44	2,67	0,02	0,01	20383	1130	505	815	60	27	856	63	28	52	11	5	322	3	1
1404	13	1	336,55	12,21	0,50	2,93	0,01	0,00	23829	102	46	946	71	32	993	75	33	70	8	4	322	4	2
1504	13	1	335,54	9,31	0,38	3,17	0,03	0,01	23839	111	50	1022	74	33	1073	78	35	80	4	2	334	3	1
1606	16	1	339,06	8,84	0,36	3,38	0,02	0,01	23579	443	198	982	69	31	1032	72	32	70	4	2	349	3	2
1705	15	1	336,57	8,07	0,33	3,52	0,05	0,02	20015	589	263	936	79	35	983	83	37	53	3	2	365	3	1
1805	16	1	334,15	8,29	0,34	3,72	0,03	0,01	18618	1040	465	922	68	31	968	72	32	50	3	1	381	3	1
1906	17	1	332,97	8,27	0,34	3,94	0,04	0,02	18206	830	371	900	69	31	945	72	32	51	4	2	393	2	1
2008	20	1	333,45	11,64	0,48	4,18	0,06	0,03	18357	688	308	910	59	26	956	63	28	50	6	3	406	3	1
2106	18	1	332,60	14,04	0,57	4,39	0,09	0,04	19340	968	433	914	59	26	960	62	28	56	12	5	421	5	2
2210	23	1	330,75	23,77	0,98	4,63	0,08	0,04	20242	800	358	896	70	31	941	73	33	70	16	7	440	11	5
2309	20	1	325,75	30,10	1,23	4,90	0,02	0,01	19752	593	265	850	53	24	892	56	25	90	22	10	436	4	2

Fonte: Próprio autor.

Tabela 21 - Resultados obtidos experimentalmente na operação com a proporção de mistura D85EA15.

Rotação			Torque		Vazão		Emissões						Temperatura										
[rpm]			[Nm]		[g/s]		[ppm]						[°C]										
N _s	S(N _s)	u(N _s)	τ	S(τ)	u(τ)	m	S(m)	u(m)	CO	S(CO)	u(CO)	NO	S(NO)	u(NO)	NO _x	S(NO _x)	u(NO _x)	SO ₂	S(SO ₂)	u(SO ₂)	T	S(T)	u(T)
902	12	1	326,90	18,27	0,84	1,79	0,01	0,00	12167	2295	1026	1165	211	94	1223	221	99	2	3	2	263	4	2
1002	11	0	330,94	14,16	0,61	1,97	0,01	0,01	14275	3801	1700	1067	173	78	1121	182	82	11	12	5	280	5	2
1103	12	0	334,96	13,42	0,56	2,17	0,01	0,00	14191	3338	1493	1123	181	81	1180	191	85	10	11	5	295	4	2
1202	9	0	338,62	9,48	0,39	2,41	0,01	0,00	16169	3282	1468	1071	155	69	1125	162	73	20	20	9	309	2	1
1303	13	1	339,90	11,65	0,47	2,66	0,01	0,00	18239	3291	1472	1025	178	79	1076	186	83	30	23	10	320	2	1
1405	14	1	341,24	12,31	0,50	2,90	0,02	0,01	21082	3780	1691	1058	188	84	1112	198	88	46	28	13	326	5	2
1504	14	1	340,77	10,40	0,42	3,14	0,02	0,01	21510	3752	1678	1081	242	108	1135	254	114	51	28	13	334	3	1
1604	14	1	343,90	7,63	0,31	3,35	0,03	0,01	20648	2472	1105	1090	180	81	1145	189	84	44	27	12	351	5	2
1707	17	1	343,09	8,60	0,35	3,52	0,03	0,01	17420	2041	913	1091	137	61	1146	143	64	28	21	9	369	4	2
1805	15	1	339,64	7,57	0,31	3,61	0,06	0,02	15657	1917	857	1097	155	69	1152	163	73	21	16	7	384	2	1
1904	14	1	337,45	7,72	0,32	3,90	0,03	0,01	15969	1936	866	1078	137	61	1131	144	64	25	19	9	401	13	6
2007	19	1	337,34	10,90	0,45	4,13	0,07	0,03	16580	1838	822	1076	134	60	1130	140	63	27	19	9	411	4	2
2109	21	1	337,88	15,42	0,63	4,38	0,06	0,03	16591	1862	833	1062	131	58	1115	137	61	30	19	9	425	3	1
2208	21	1	334,77	20,50	0,84	4,65	0,07	0,03	17536	1760	787	1046	98	44	1099	103	46	44	27	12	441	2	1
2308	21	1	330,38	28,24	1,15	4,86	0,08	0,03	17926	1882	842	993	90	40	1042	94	42	62	29	13	441	6	3

Fonte: Próprio autor.

Tabela 22 - Resultados obtidos experimentalmente na operação com a proporção de mistura D80EA20.

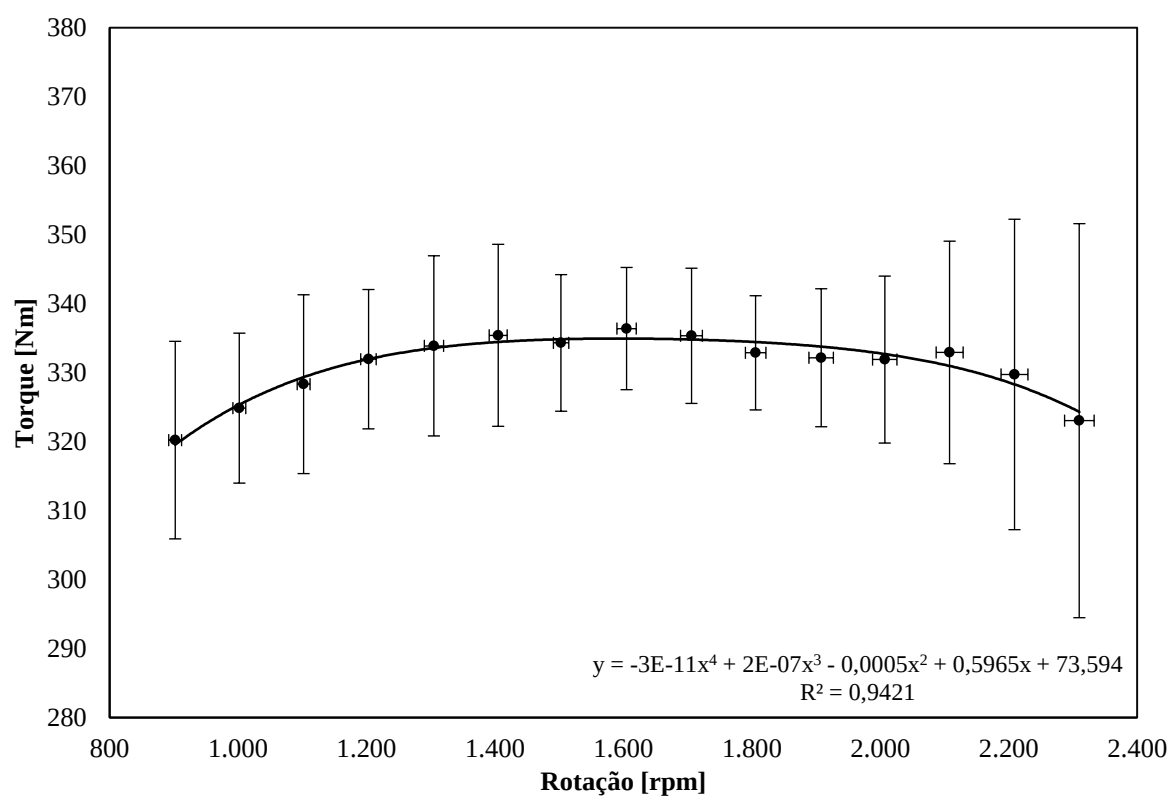
Rotação										Torque		Vazão			Emissões					Temperatura			
[rpm]		[Nm]		[g/s]		[ppm]					[°C]												
N _s	S(N _s)	u(N _s)	τ	S(τ)	u(τ)	m	S(m)	u(m)	CO	S(CO)	u(CO)	NO	S(NO)	u(NO)	NO _x	S(NO _x)	u(NO _x)	SO ₂	S(SO ₂)	u(SO ₂)	T	S(T)	u(T)
904	15	1	326,60	22,66	1,03	1,76	0,03	0,01	11400	1658	741	1438	162	72	1510	169	76	10	15	7	250	5	2
1002	9	0	330,76	12,71	0,55	1,93	0,02	0,01	12632	1215	544	1384	154	69	1453	162	72	16	17	8	264	4	2
1103	10	0	334,83	13,54	0,56	2,13	0,02	0,01	12842	1499	671	1405	145	65	1475	152	68	17	18	8	279	3	1
1203	13	1	338,86	11,65	0,47	2,38	0,01	0,01	14919	1672	748	1327	124	55	1393	130	58	34	28	12	294	3	1
1303	13	1	339,69	11,91	0,49	2,64	0,01	0,01	16597	2052	918	1260	118	53	1323	125	56	44	33	15	302	2	1
1404	14	1	340,36	12,95	0,52	2,89	0,02	0,01	19771	1934	865	1307	106	47	1372	111	50	67	41	18	306	4	2
1503	12	0	340,67	10,47	0,43	3,10	0,01	0,01	18642	4688	2096	1353	99	44	1421	104	47	67	44	20	318	3	1
1608	18	1	344,90	10,78	0,44	3,30	0,02	0,01	18004	1972	882	1367	118	53	1435	123	55	54	36	16	334	1	1
1707	18	1	343,07	10,63	0,43	3,47	0,04	0,02	16172	1684	753	1367	121	54	1435	127	57	45	34	15	348	5	2
1807	18	1	339,71	10,83	0,44	3,66	0,03	0,01	15534	1554	695	1378	125	56	1447	131	59	40	35	16	361	4	2
1905	16	1	337,35	9,16	0,37	3,80	0,04	0,02	16149	1733	775	1379	132	59	1448	139	62	43	33	15	373	5	2
2009	23	1	336,52	13,74	0,56	4,07	0,03	0,01	16798	1342	600	1382	121	54	1451	127	57	48	36	16	385	3	1
2109	22	1	336,68	17,21	0,71	4,31	0,05	0,02	18135	1911	855	1351	140	63	1418	147	66	58	38	17	397	6	3
2210	24	1	332,47	23,89	0,97	4,59	0,04	0,02	19390	1639	733	1337	116	52	1403	121	54	75	47	21	413	6	3
2310	22	1	325,58	31,68	1,29	4,74	0,07	0,03	20178	1643	735	1296	119	53	1361	125	56	103	68	30	421	11	5

Fonte: Próprio autor.

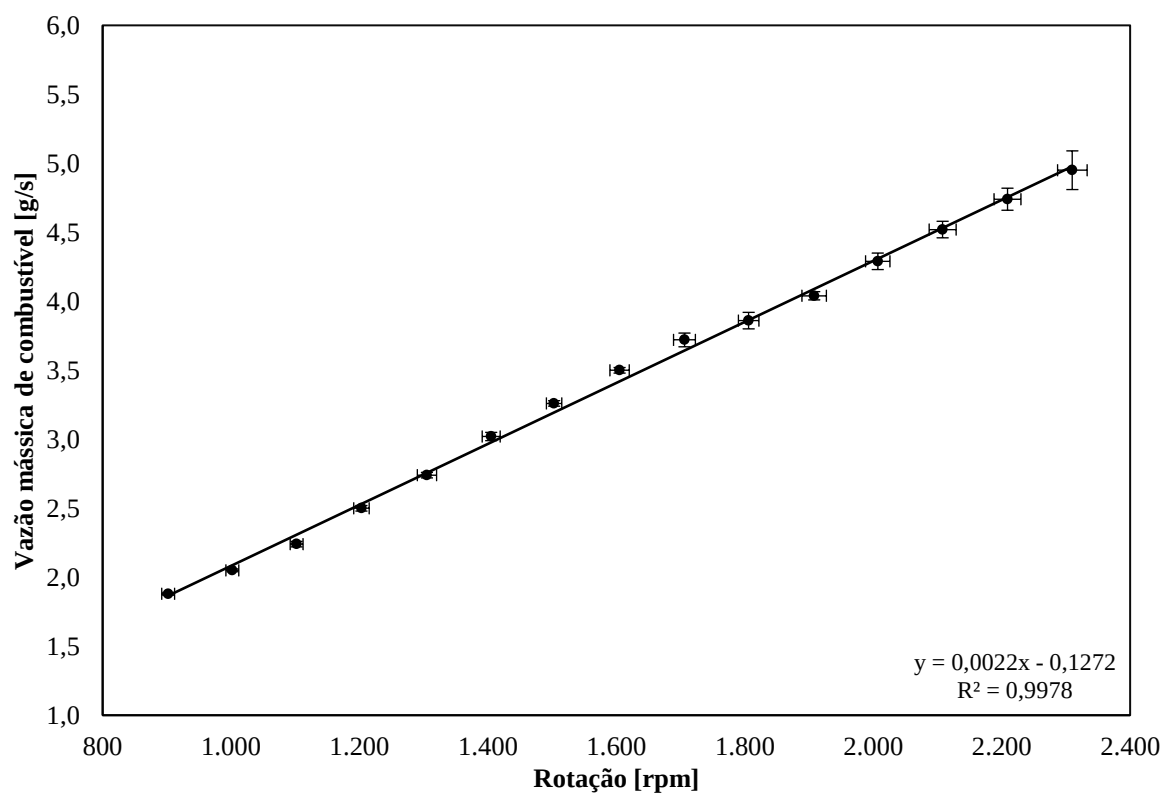
Tabela 23 - Resultados obtidos experimentalmente na operação com a proporção de mistura D75EA25.

Rotação				Torque		Vazão			Emissões						Temperatura								
[rpm]		[Nm]		[g/s]			[ppm]						[°C]										
N _s	S(N _s)	u(N _s)	τ	S(τ)	u(τ)	m	S(m)	u(m)	CO	S(CO)	u(CO)	NO	S(NO)	u(NO)	NO _x	S(NO _x)	u(NO _x)	SO ₂	S(SO ₂)	u(SO ₂)	T	S(T)	u(T)
902	12	1	320,98	17,23	0,78	1,75	0,02	0,01	8239	626	280	1388	57	26	1458	61	27	0	0	0	242	3	1
1002	11	0	327,58	10,82	0,47	1,91	0,01	0,01	8184	798	357	1319	57	26	1385	60	27	0	0	0	257	2	1
1102	10	0	331,66	11,60	0,48	2,11	0,02	0,01	8577	428	191	1340	71	32	1407	74	33	0	0	0	270	2	1
1203	12	0	337,03	9,73	0,39	2,37	0,02	0,01	10051	545	244	1227	55	25	1288	57	26	0	1	0	286	4	2
1303	12	0	338,29	11,05	0,45	2,61	0,04	0,02	11386	442	198	1160	65	29	1218	69	31	8	3	2	301	2	1
1405	15	1	339,60	13,81	0,56	2,84	0,02	0,01	13545	491	219	1199	65	29	1259	68	30	20	2	1	301	1	0
1504	13	1	340,54	9,87	0,40	3,05	0,03	0,01	13831	799	357	1258	54	24	1321	57	25	16	4	2	311	3	1
1606	16	1	342,85	8,04	0,32	3,24	0,02	0,01	11750	409	183	1256	59	26	1319	62	28	4	4	2	327	3	1
1706	16	1	340,92	7,87	0,32	3,45	0,02	0,01	10928	480	215	1228	63	28	1290	66	30	3	2	1	339	4	2
1806	15	1	335,53	7,60	0,31	3,62	0,05	0,02	10493	533	238	1213	62	28	1274	65	29	1	1	1	351	4	2
1905	15	1	333,24	7,35	0,30	3,81	0,03	0,01	10914	374	167	1208	63	28	1269	66	29	2	2	1	364	4	2
2006	18	1	332,43	10,52	0,43	4,00	0,07	0,03	11475	386	173	1198	62	28	1259	67	30	5	3	1	375	2	1
2109	22	1	331,08	15,44	0,63	4,26	0,02	0,01	12035	431	193	1161	55	25	1220	59	26	10	4	2	388	3	1
2207	19	1	326,91	20,35	0,83	4,47	0,06	0,03	13076	260	116	1137	44	20	1193	47	21	22	10	4	403	10	4
2311	24	1	321,22	27,91	1,13	4,74	0,12	0,05	12911	580	260	1045	42	19	1097	44	20	34	16	7	403	3	1

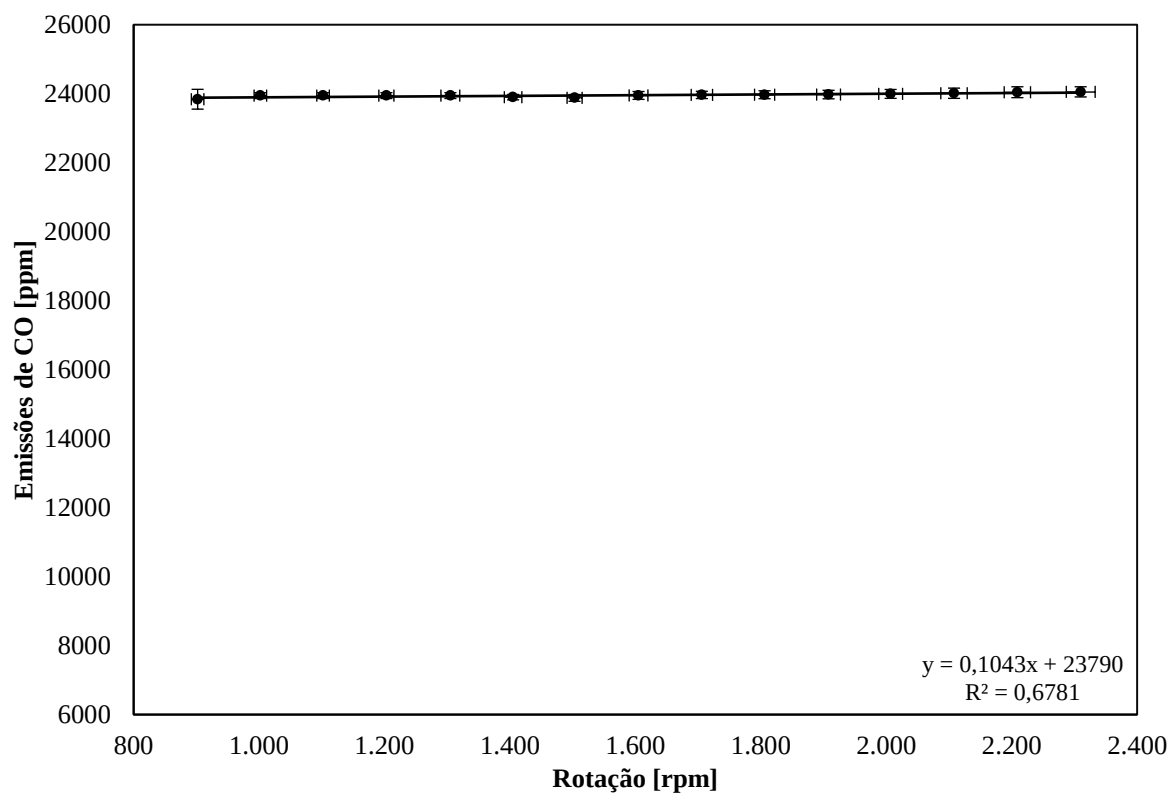
Fonte: Próprio autor.

Figura 90 - Ajuste da curva de torque para ensaios com Diesel.

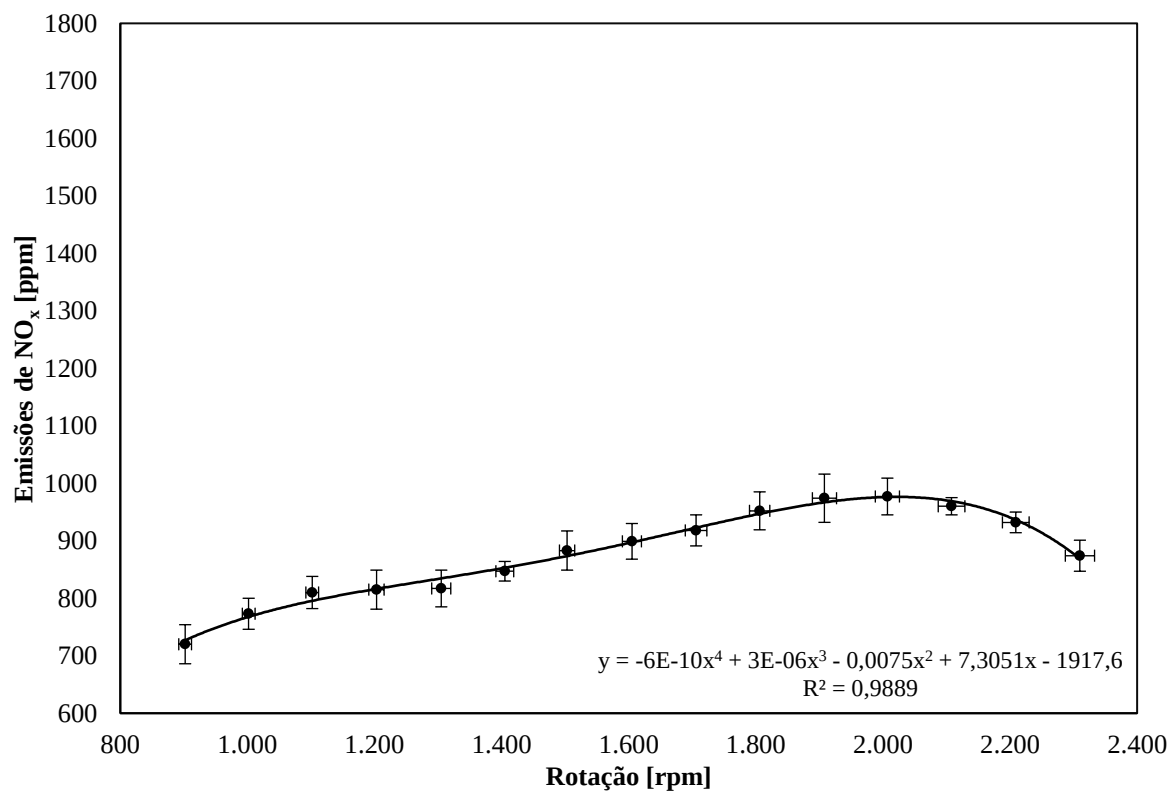
Fonte: Próprio autor.

Figura 91 - Ajuste da curva de vazão mássica para ensaios com Diesel.

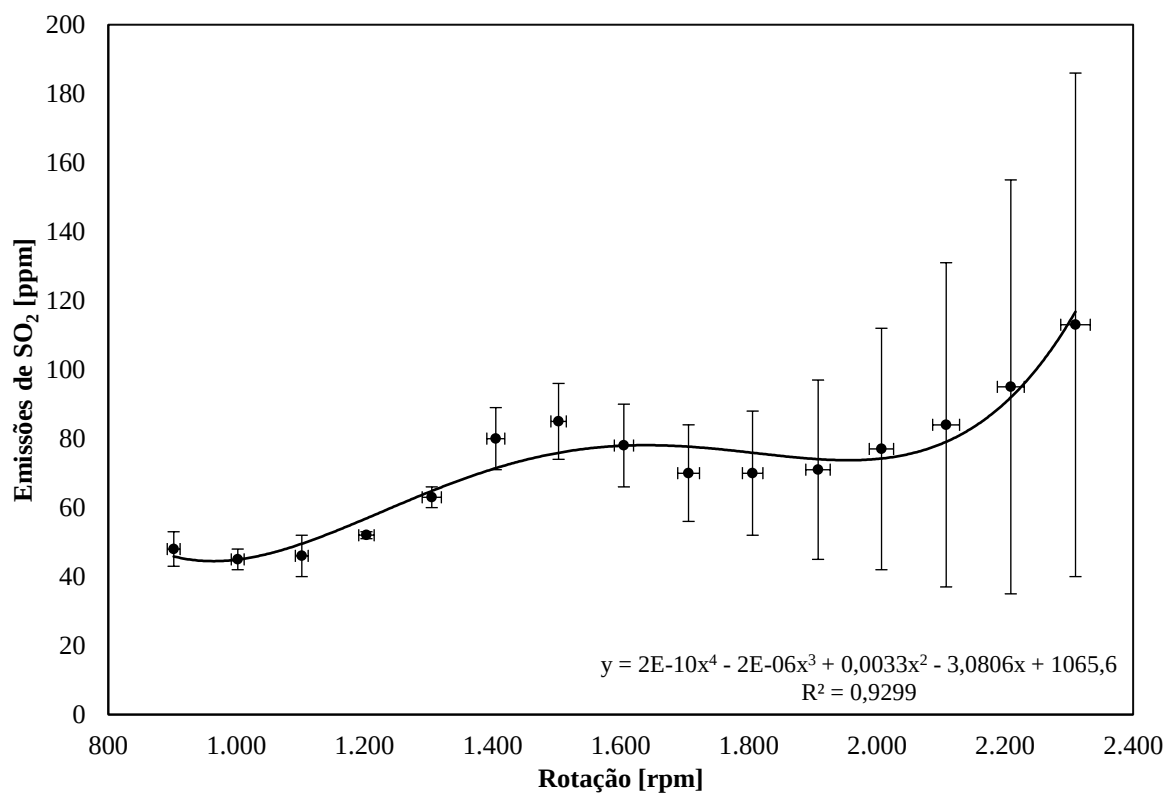
Fonte: Próprio autor.

Figura 92 - Ajuste da curva de emissões de CO para ensaios com Diesel.

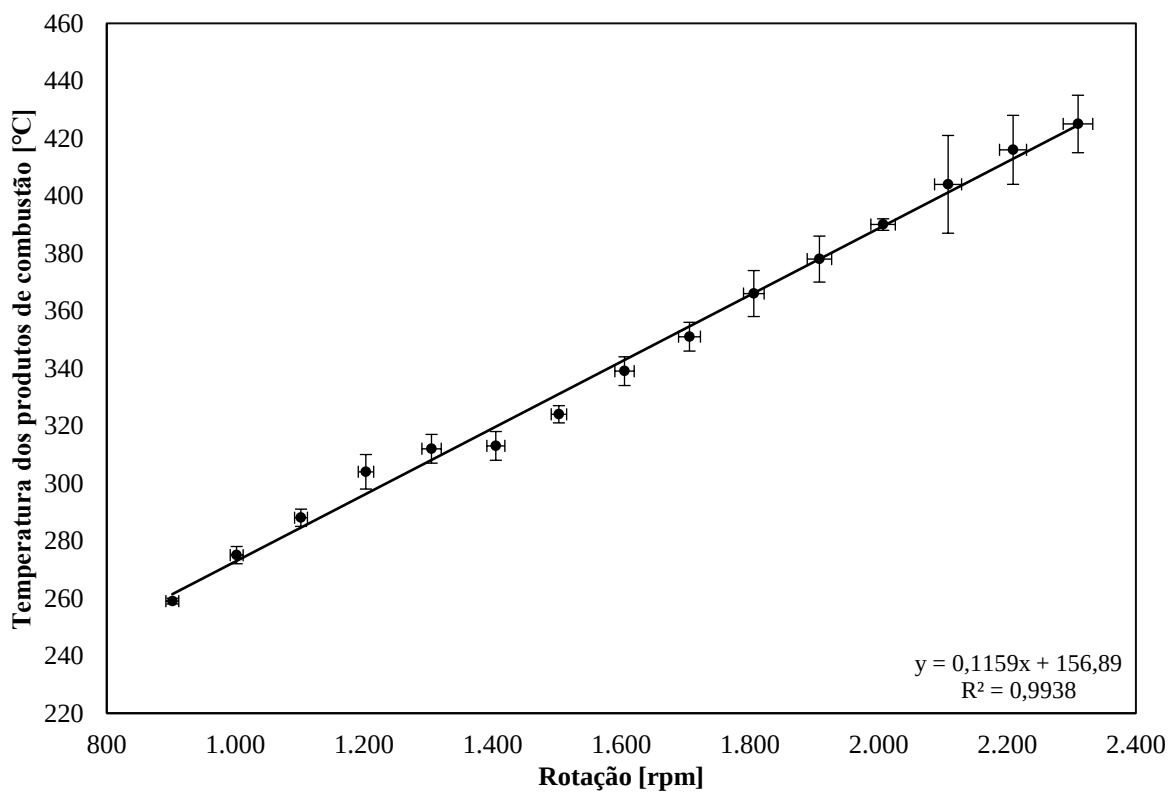
Fonte: Próprio autor.

Figura 93 - Ajuste da curva de emissões de NO_x para ensaios com Diesel.

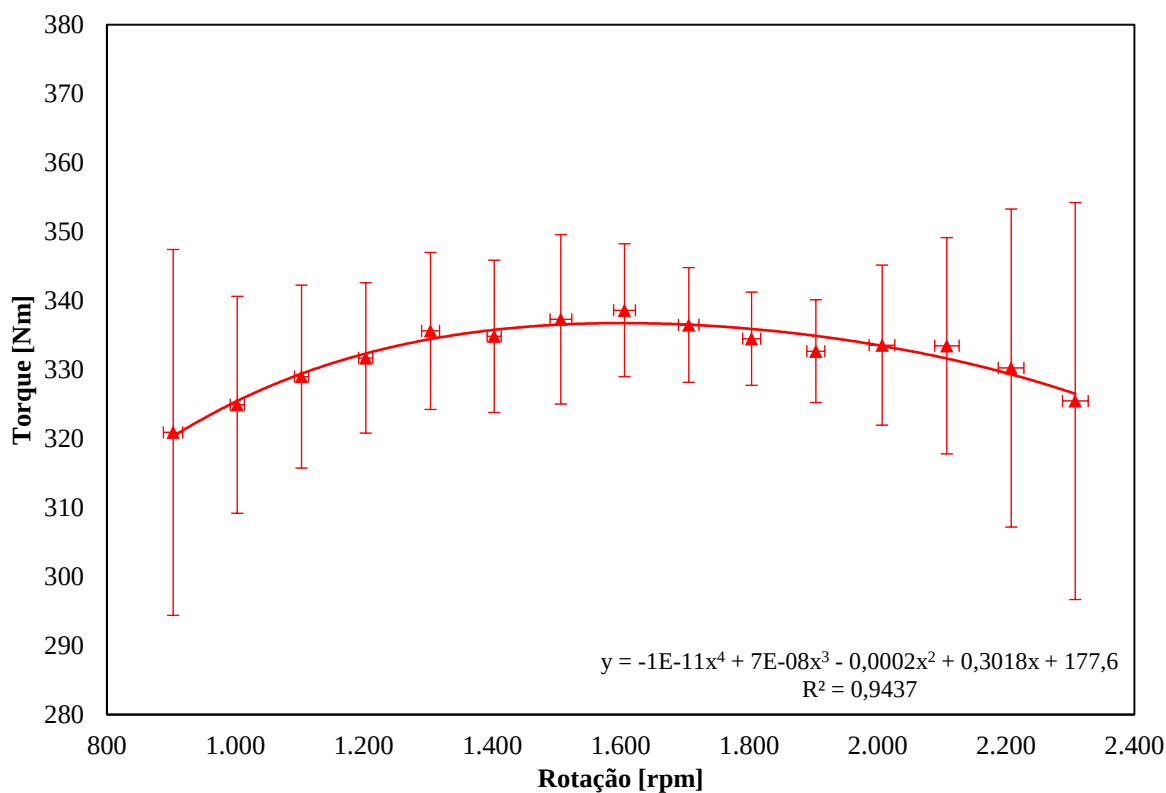
Fonte: Próprio autor.

Figura 94 - Ajuste da curva de emissões de SO₂ para ensaios com Diesel.

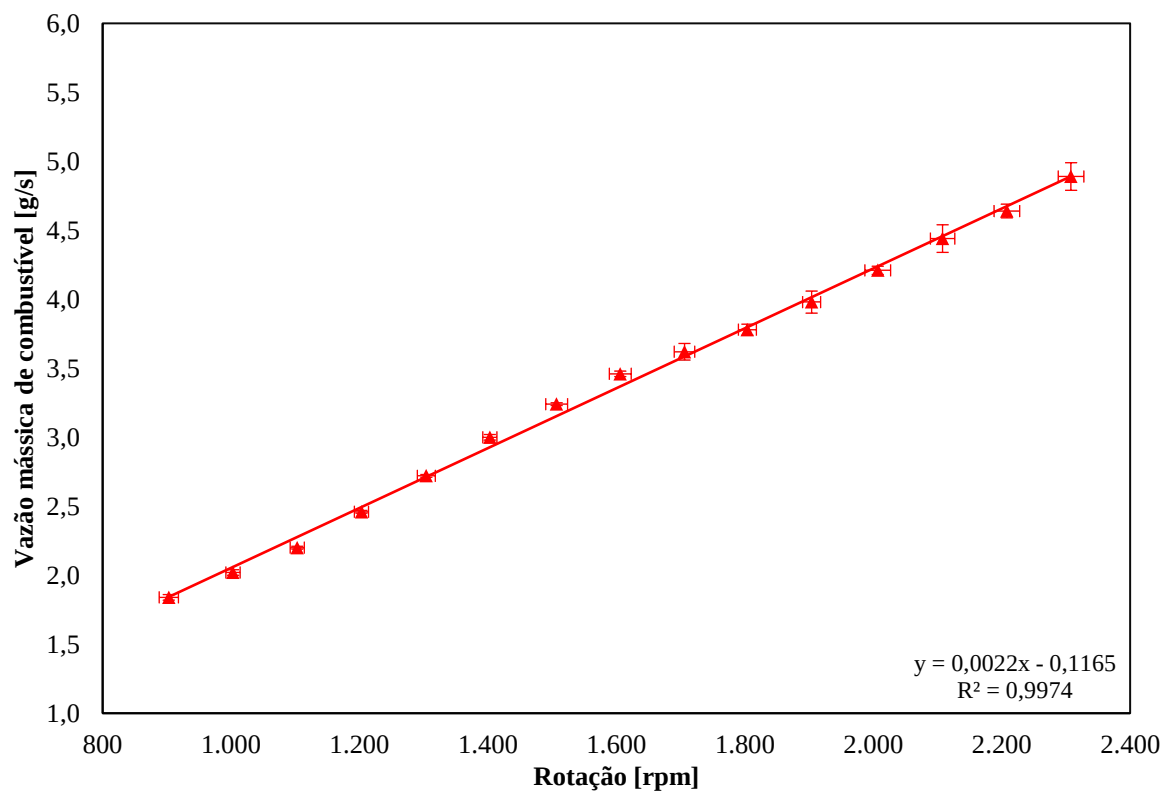
Fonte: Próprio autor.

Figura 95 - Ajuste da curva de temperatura de exaustão para ensaios com Diesel.

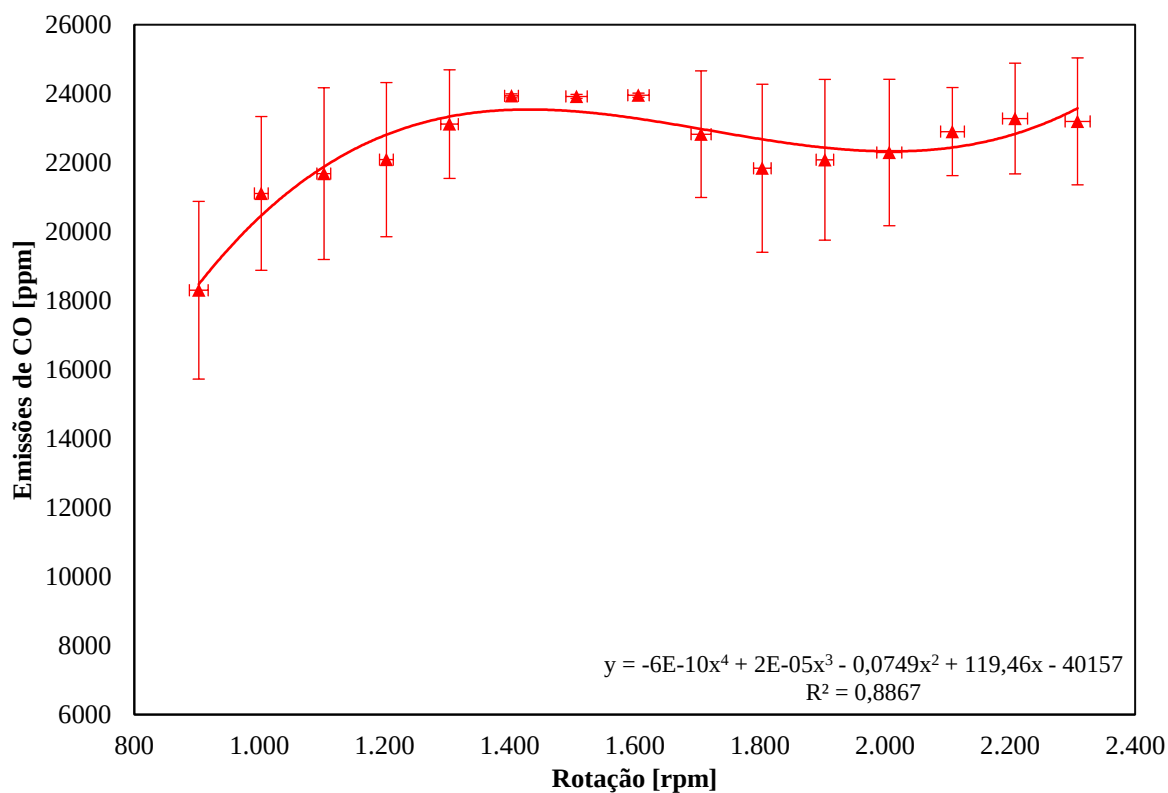
Fonte: Próprio autor.

Figura 96 - Ajuste da curva de torque para ensaios com proporção D95EA5.

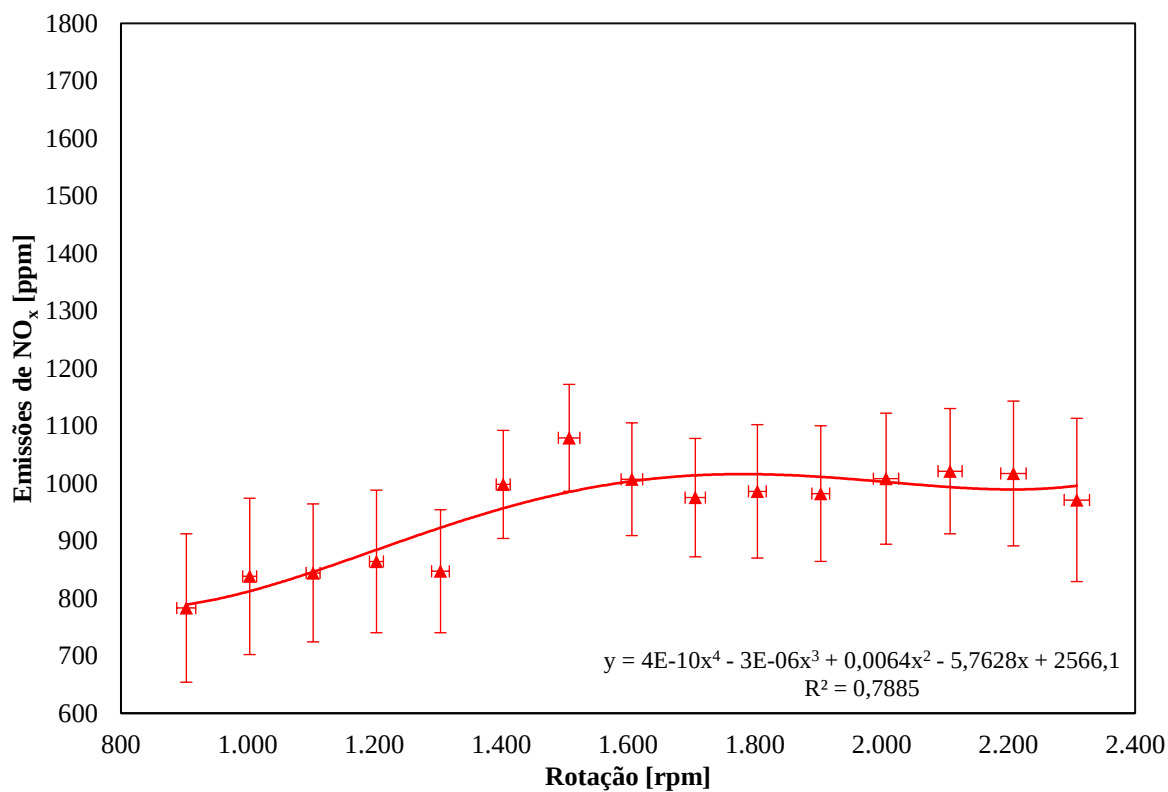
Fonte: Próprio autor.

Figura 97 - Ajuste da curva de vazão mássica para ensaios com proporção D95EA5.

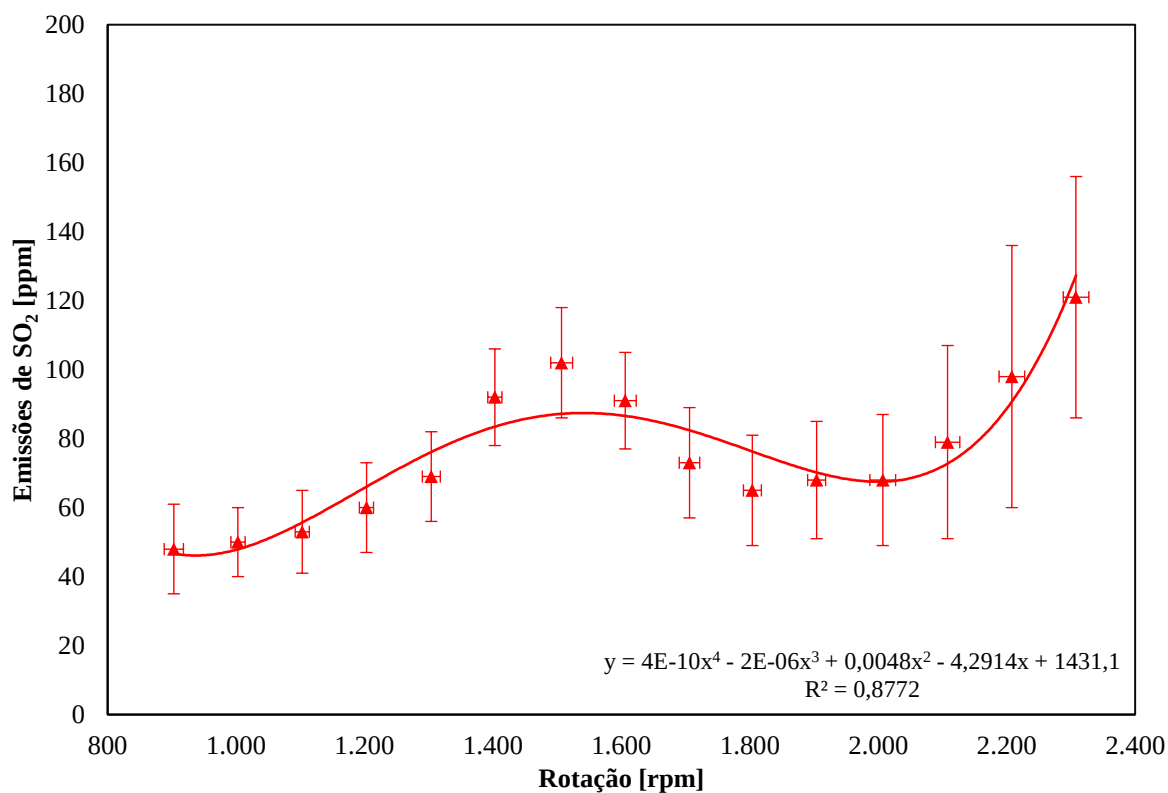
Fonte: Próprio autor.

Figura 98 - Ajuste da curva de emissões de CO para ensaios com proporção D95EA5.

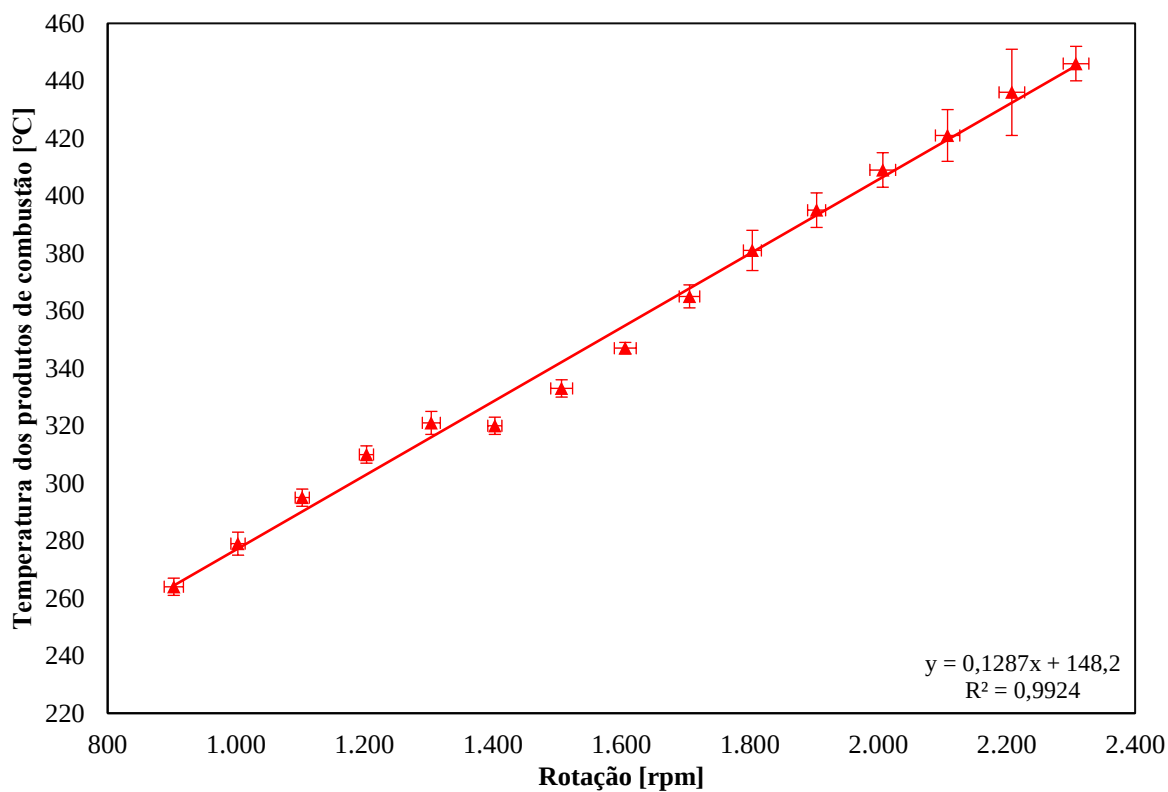
Fonte: Próprio autor.

Figura 99 - Ajuste da curva de emissões de NO_x para ensaios com proporção D95EA5.

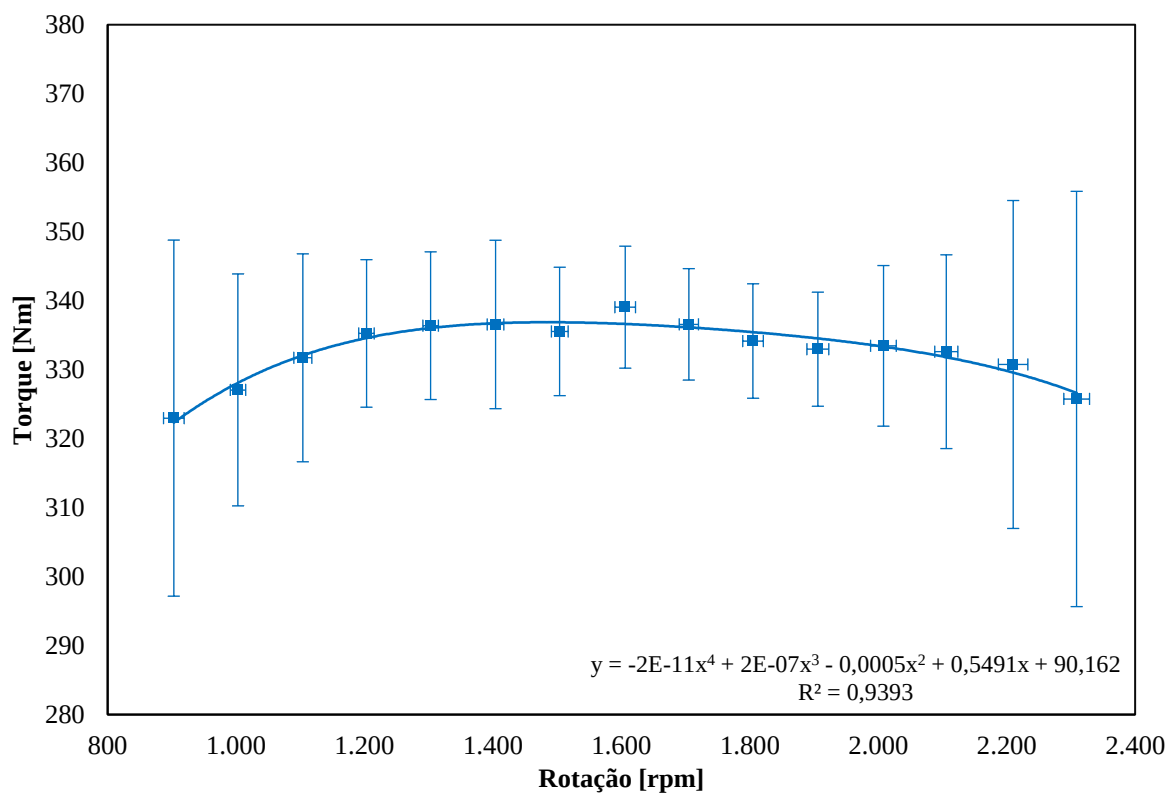
Fonte: Próprio autor.

Figura 100 - Ajuste da curva de emissões de SO₂ para ensaios com proporção D95EA5.

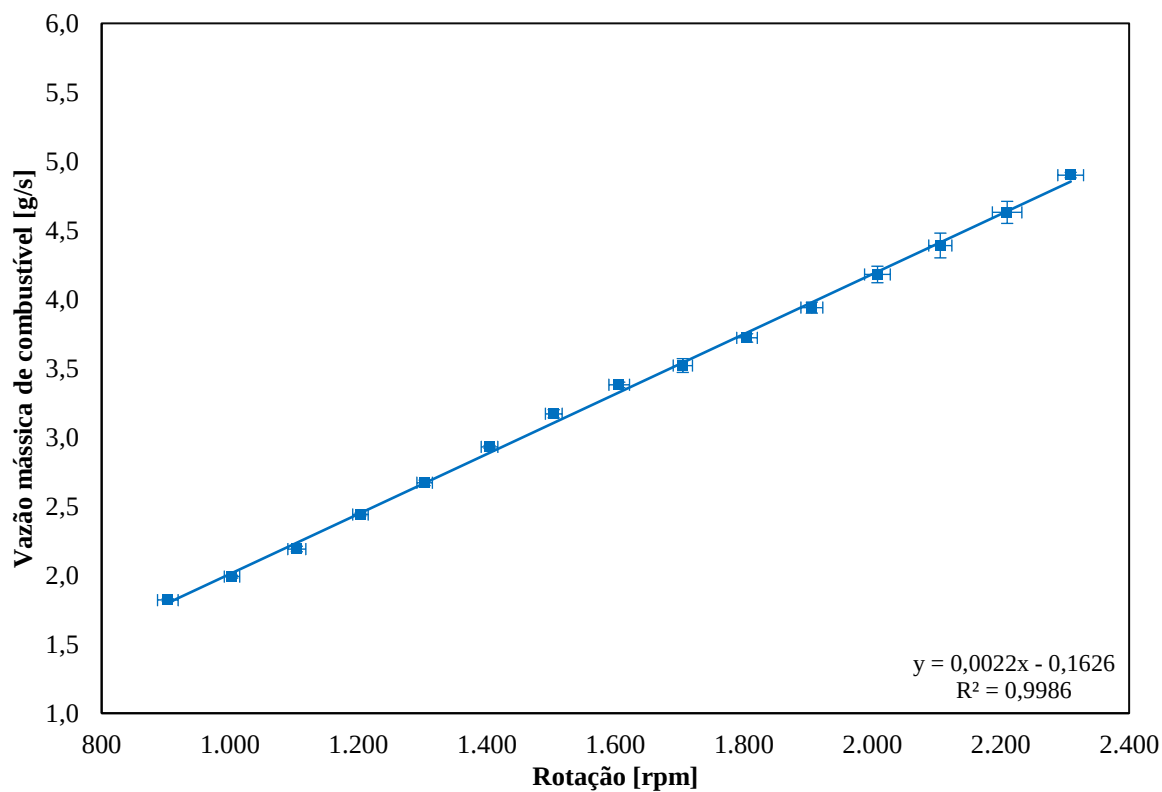
Fonte: Próprio autor.

Figura 101 - Ajuste da curva de temperatura de exaustão para ensaios com proporção D95EA5.

Fonte: Próprio autor.

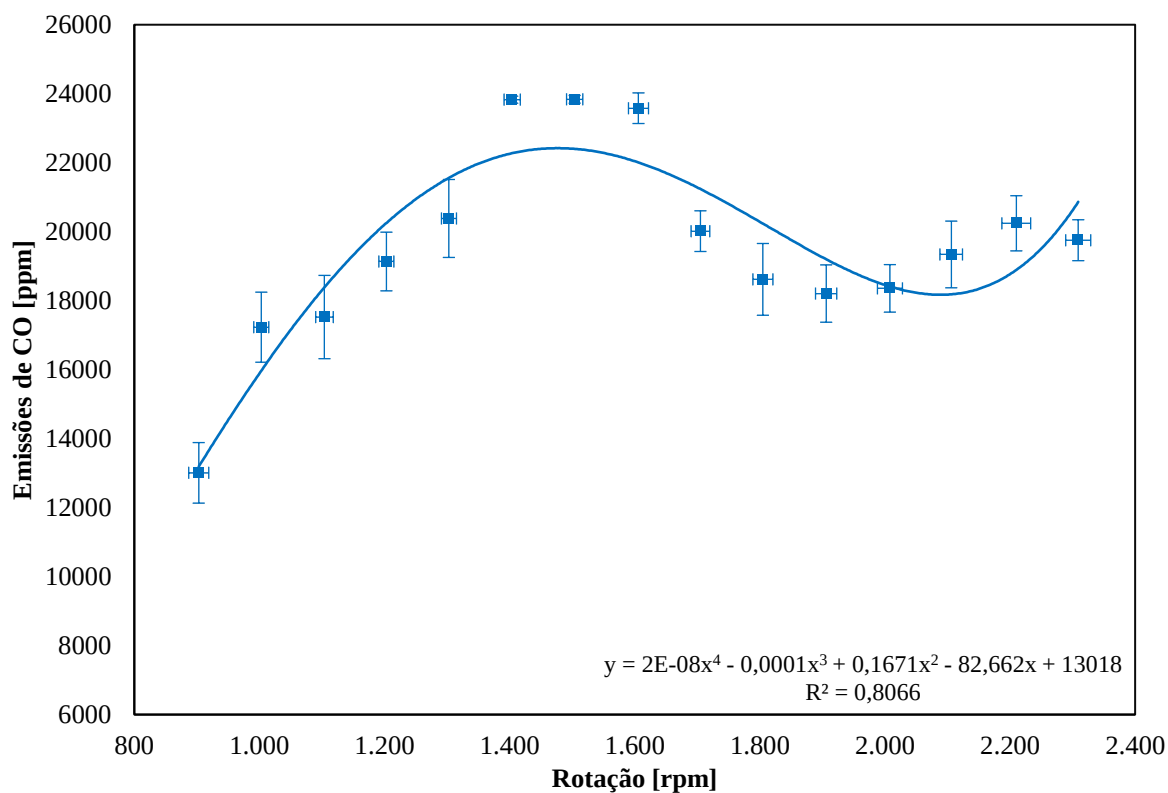
Figura 102 - Ajuste da curva de torque para ensaios com proporção D90EA10.

Fonte: Próprio autor.

Figura 103 - Ajuste da curva de vazão mássica para ensaios com proporção D90EA10.

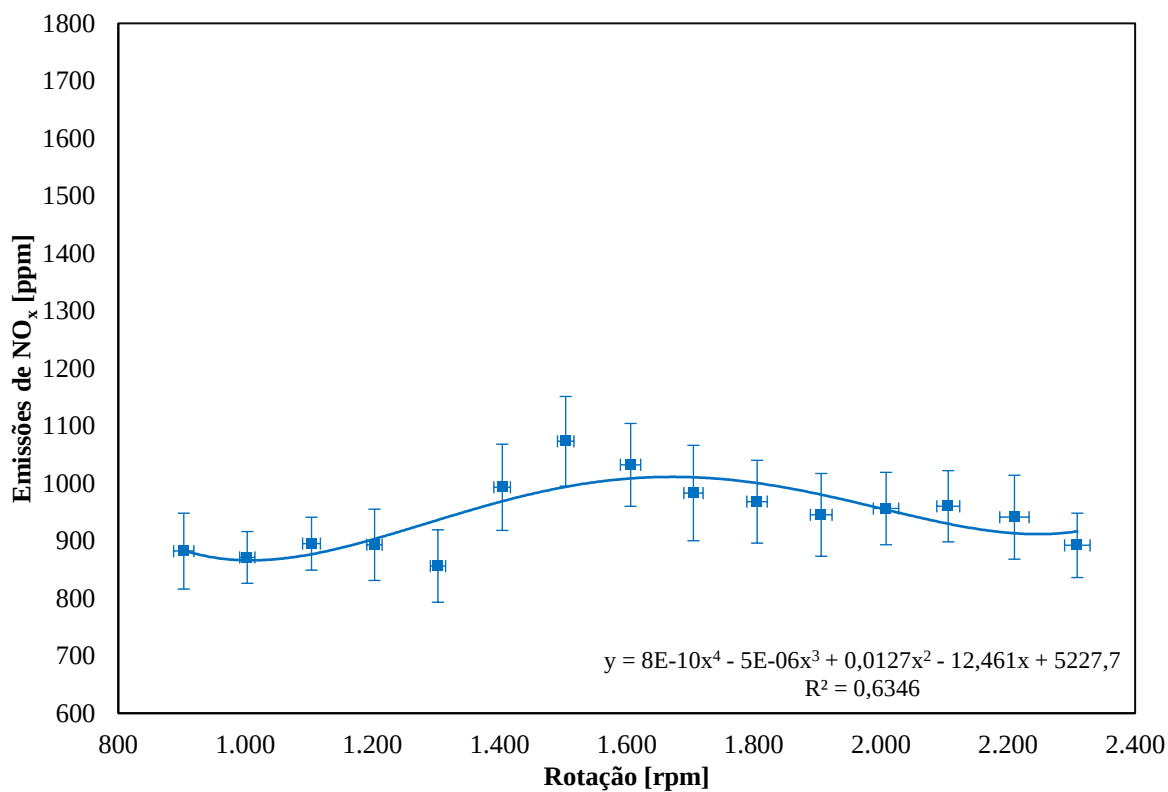
Fonte: Próprio autor.

Figura 104 - Ajuste da curva de emissões de CO para ensaios com proporção D90EA10.



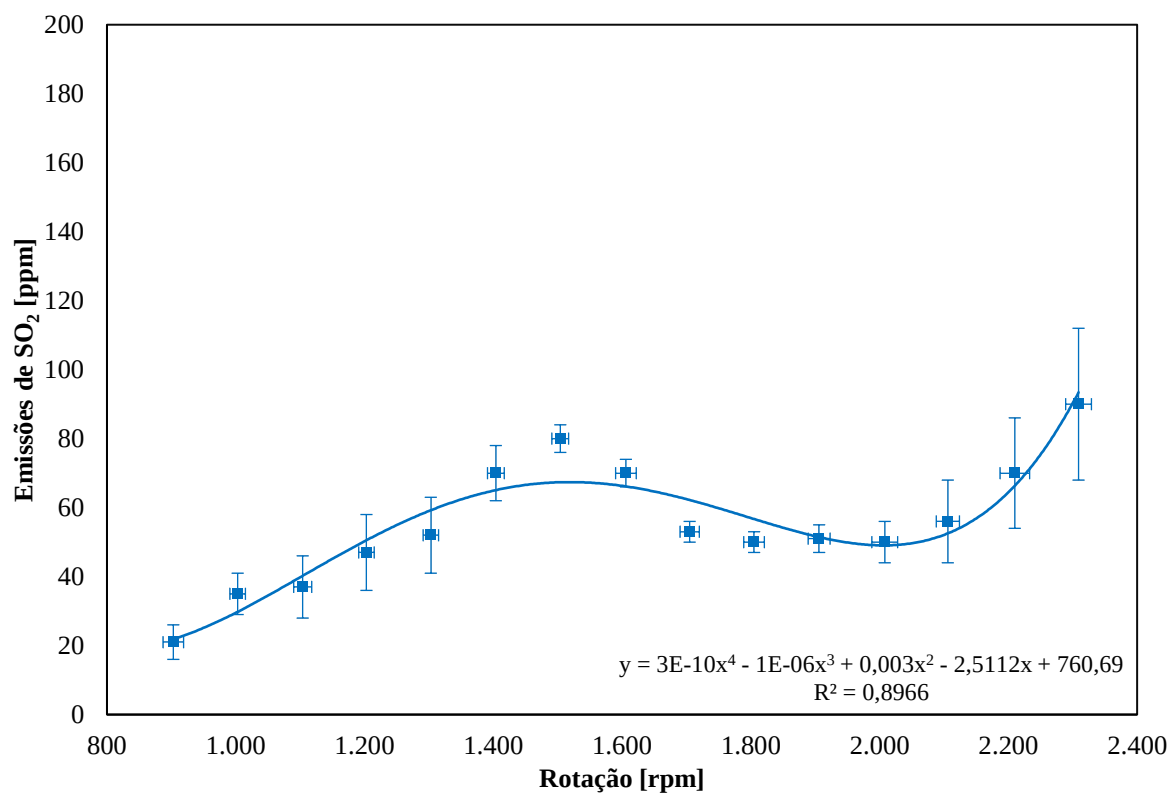
Fonte: Próprio autor.

Figura 105 - Ajuste da curva de emissões de NO_x para ensaios com proporção D90EA10.



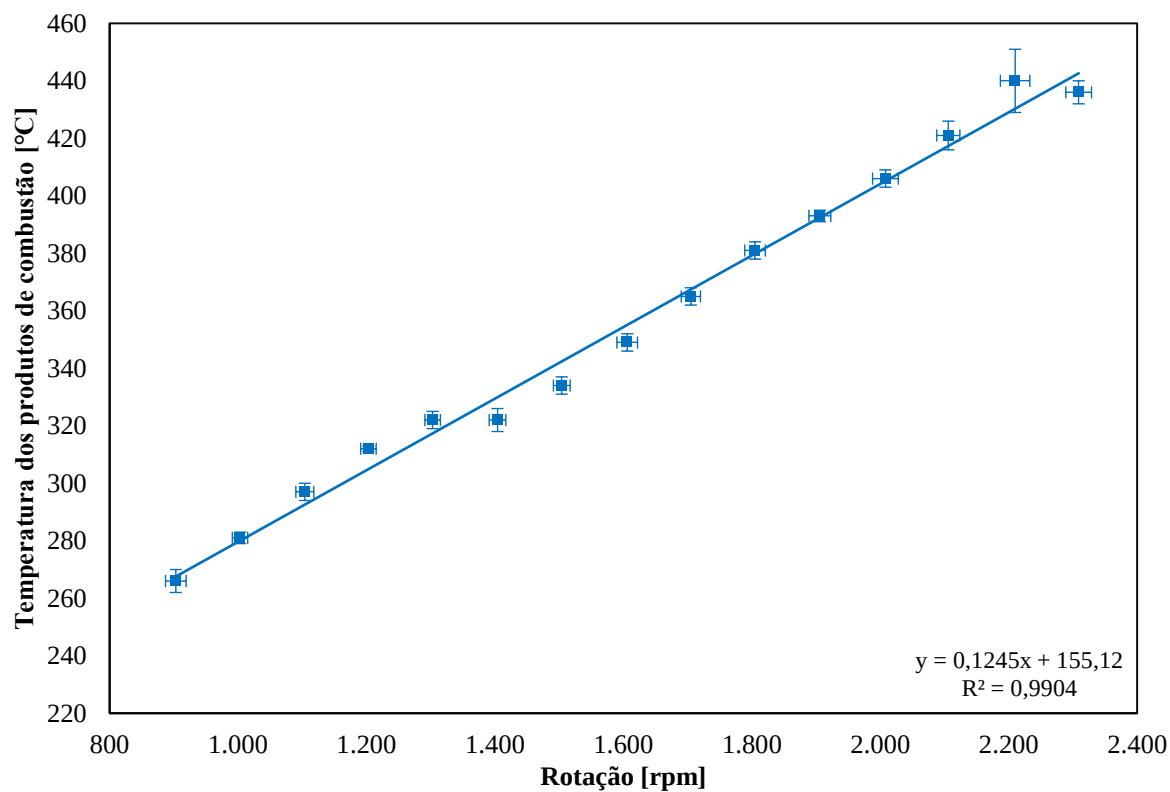
Fonte: Próprio autor.

Figura 106 - Ajuste da curva de emissões de SO₂ para ensaios com proporção D90EA10.

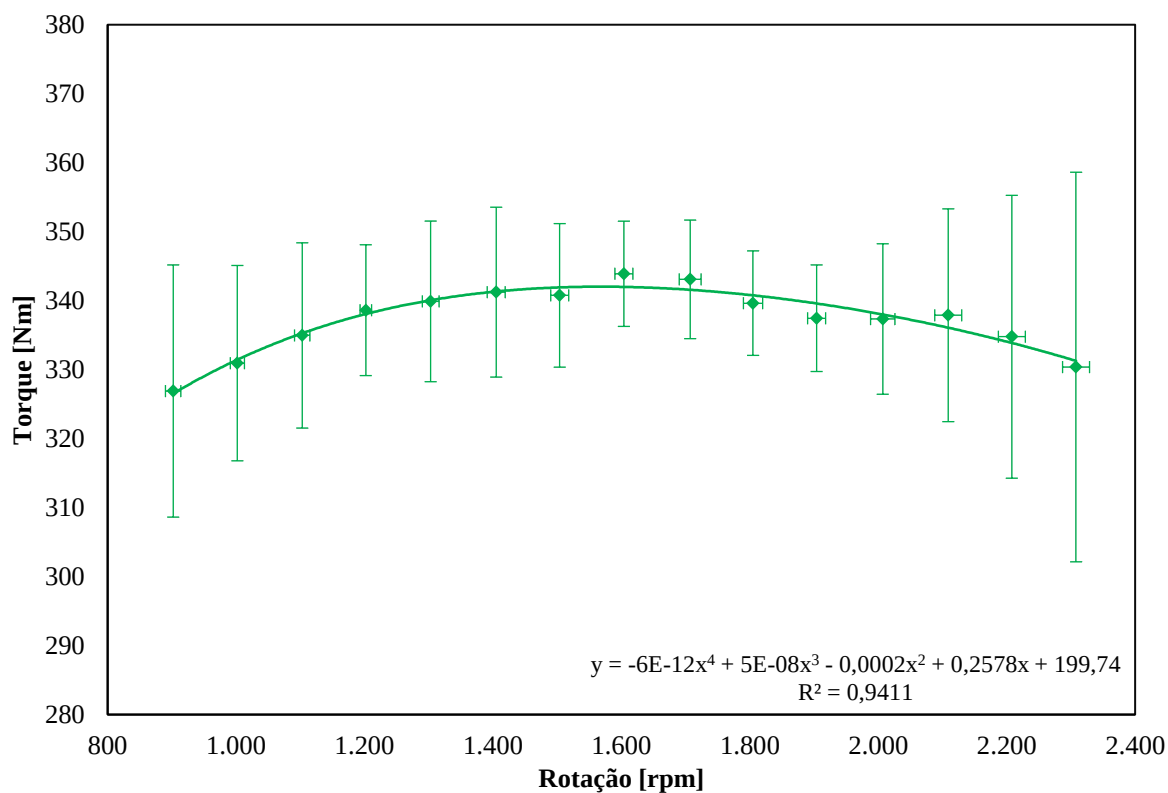


Fonte: Próprio autor.

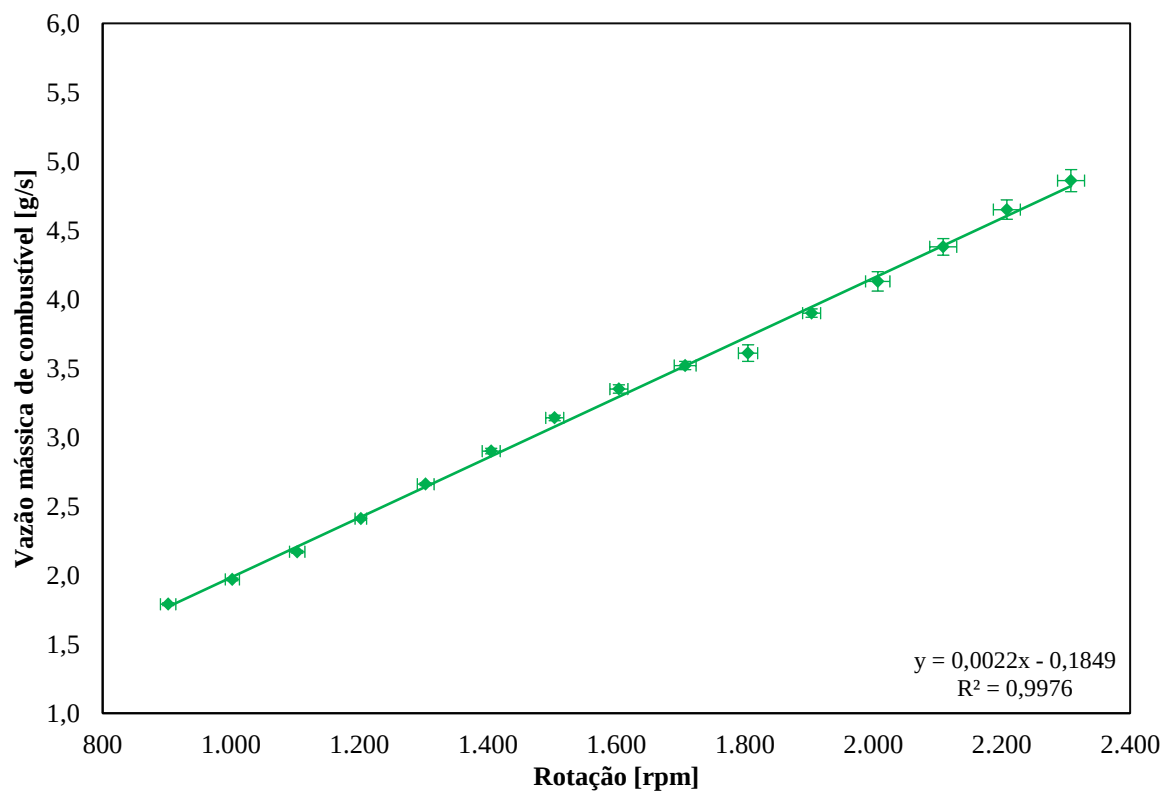
Figura 107 - Ajuste da curva de temperatura de exaustão para ensaios com proporção D90EA10.



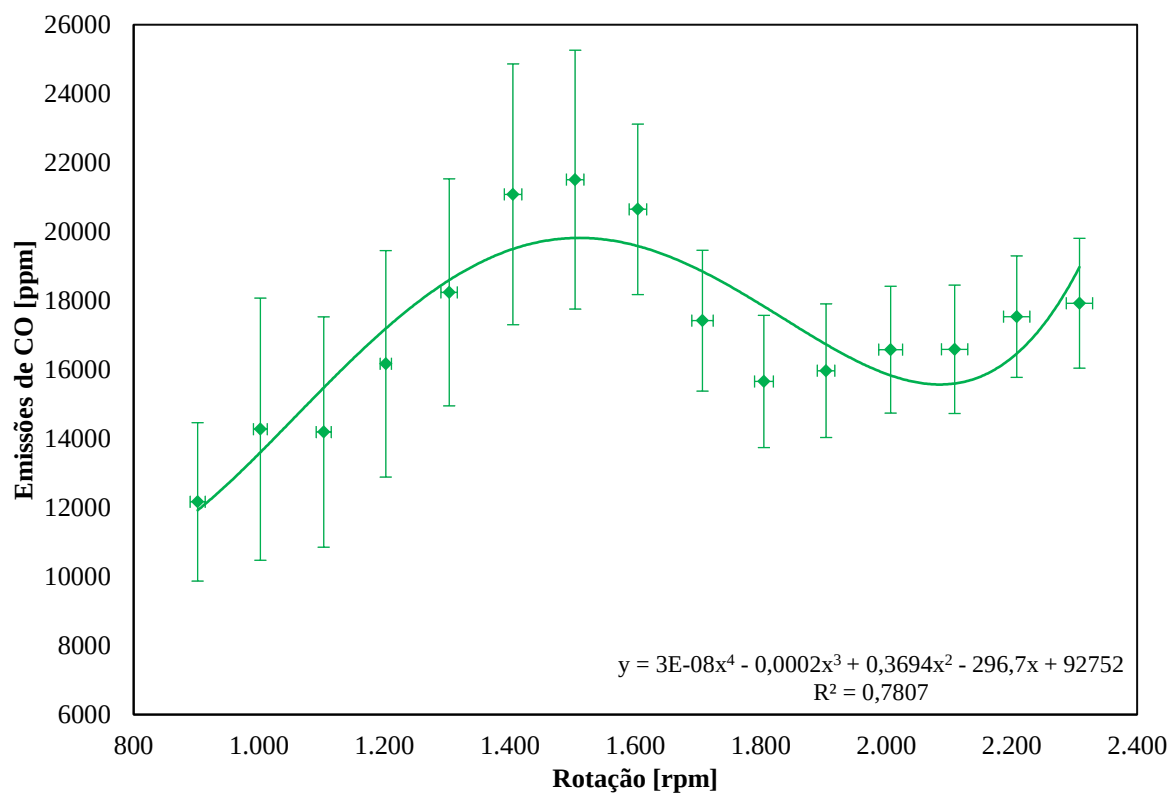
Fonte: Próprio autor.

Figura 108 - Ajuste da curva de torque para ensaios com proporção D85EA15.

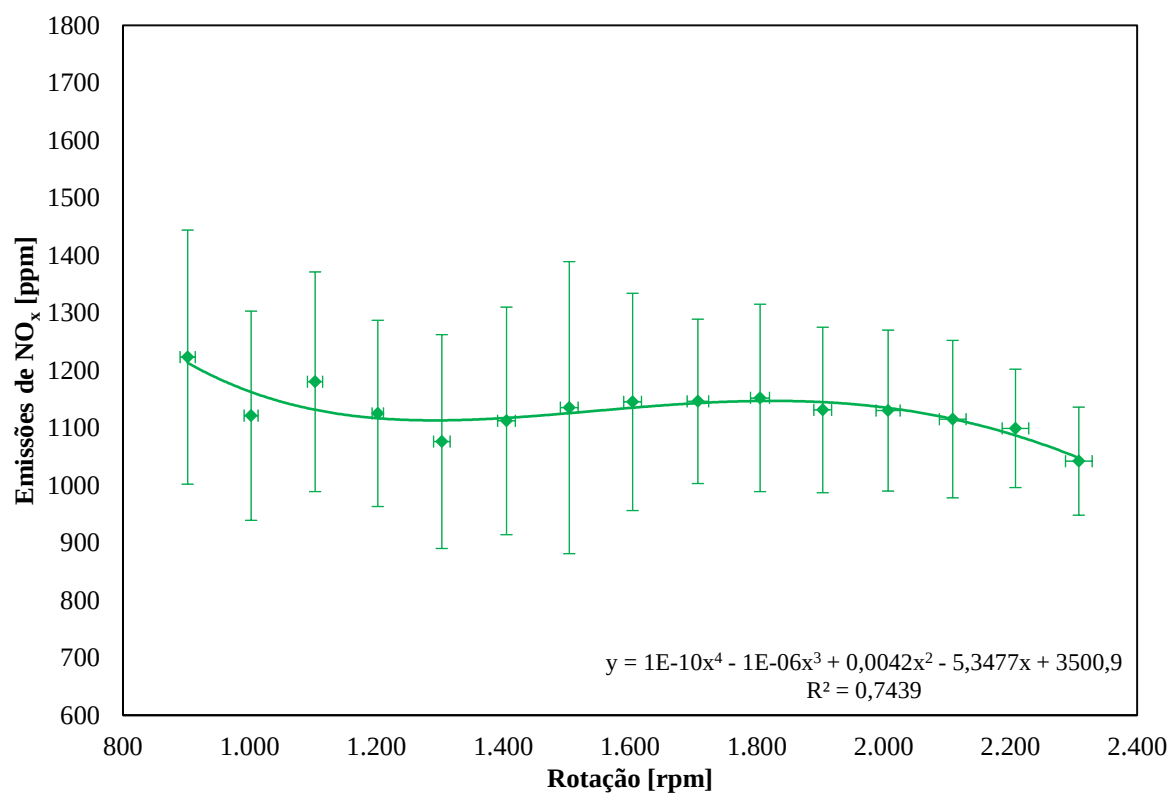
Fonte: Próprio autor.

Figura 109 - Ajuste da curva de vazão mássica para ensaios com proporção D85EA15.

Fonte: Próprio autor.

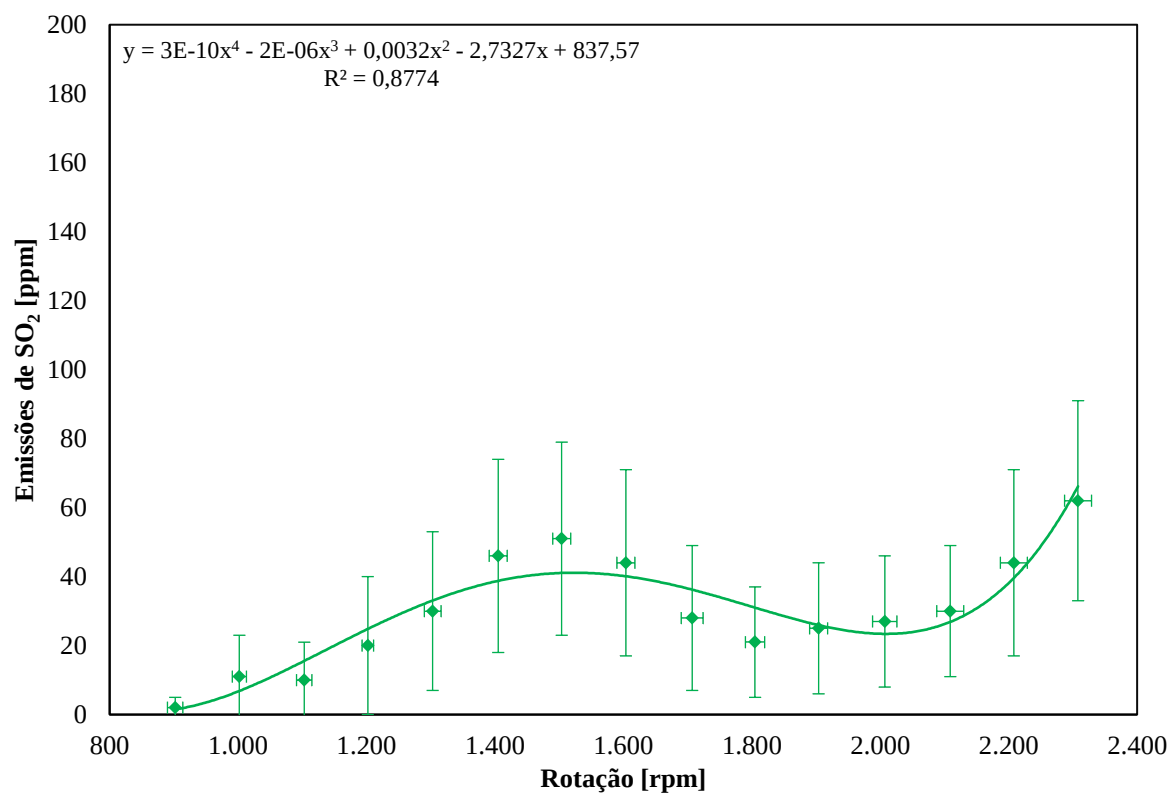
Figura 110 - Ajuste da curva de emissões de CO para ensaios com proporção D85EA15.

Fonte: Próprio autor.

Figura 111 - Ajuste da curva de emissões de NO_x para ensaios com proporção D85EA15.

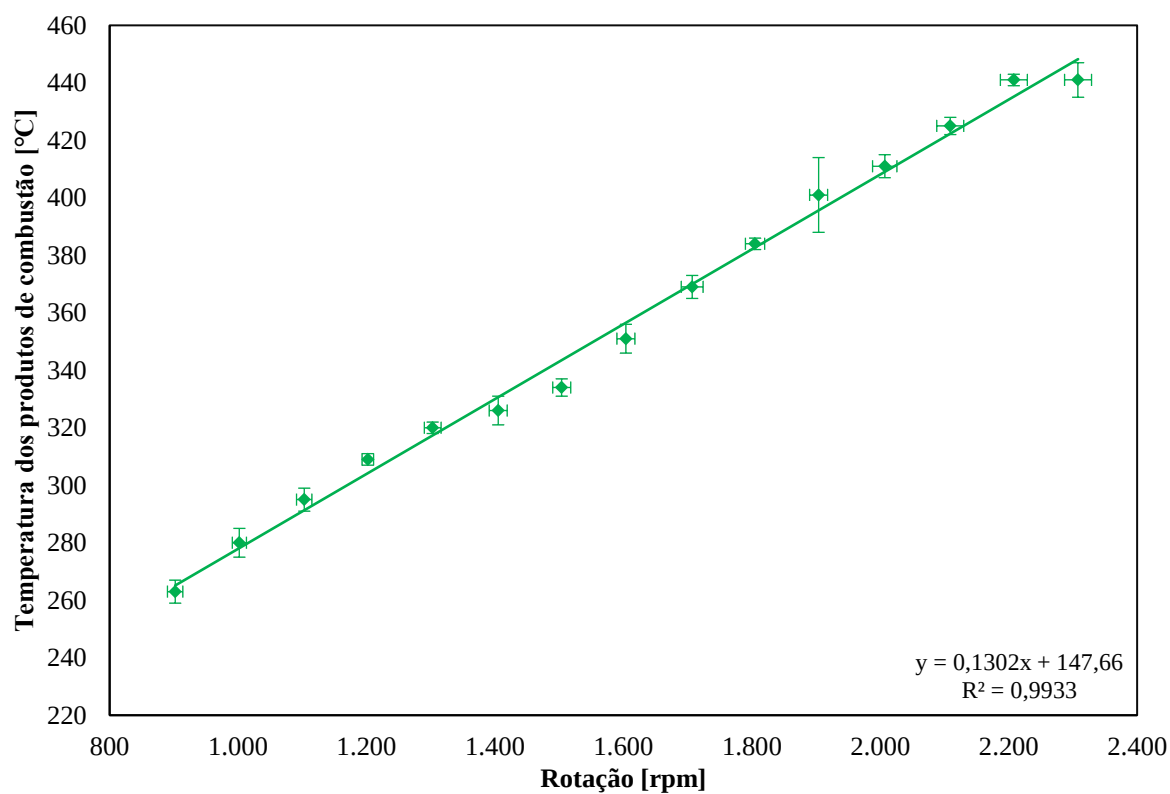
Fonte: Próprio autor.

Figura 112 - Ajuste da curva de emissões de SO₂ para ensaios com proporção D85EA15.



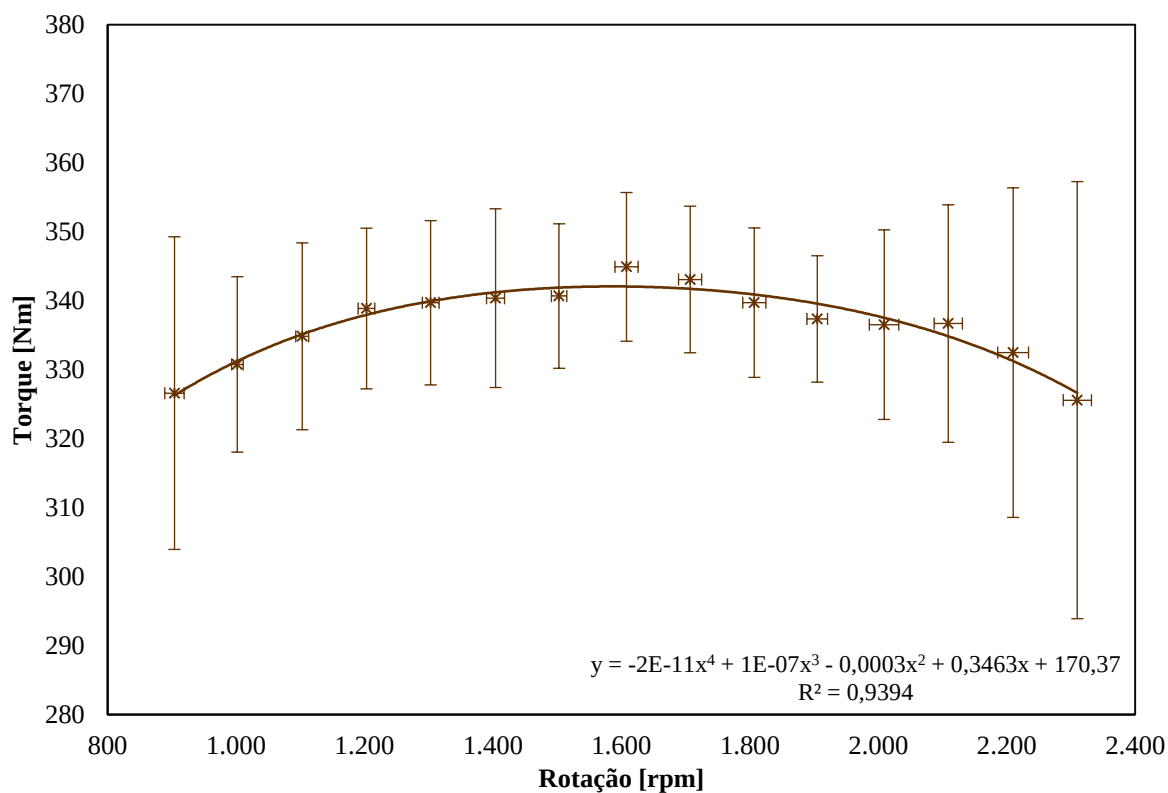
Fonte: Próprio autor.

Figura 113 - Ajuste da curva de temperatura de exaustão para ensaios com proporção D85EA15.



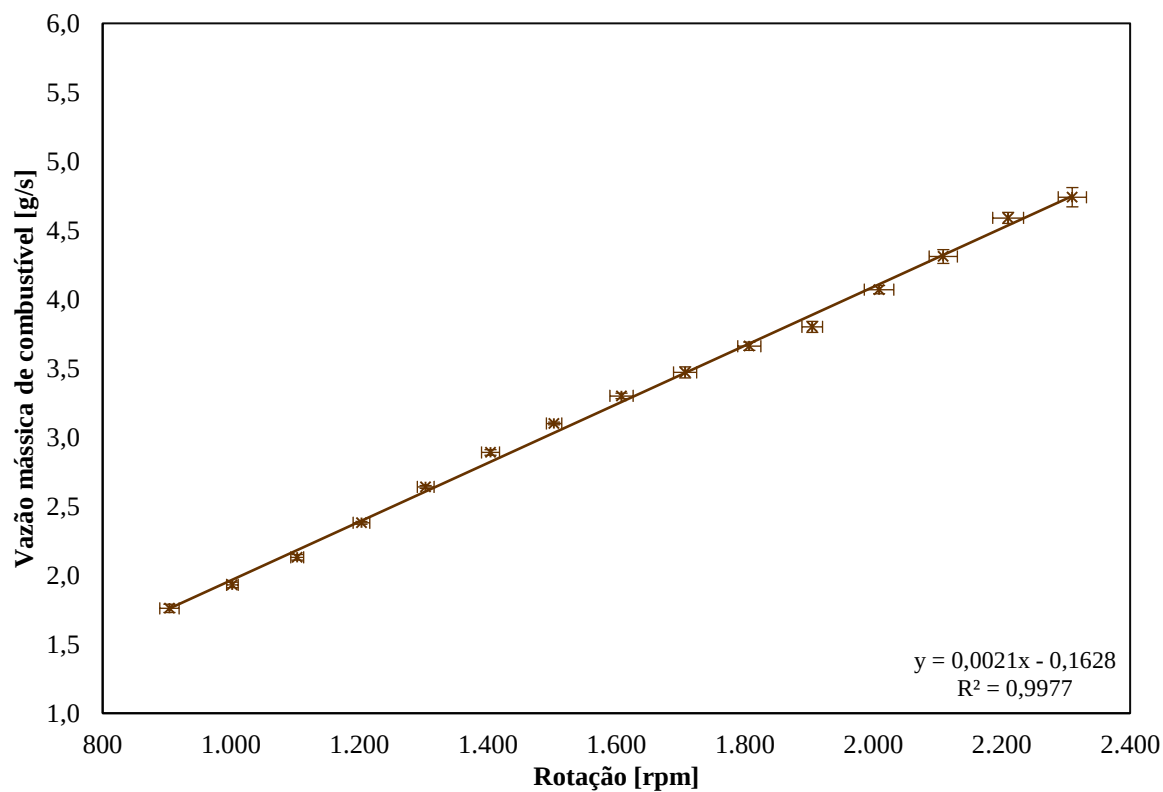
Fonte: Próprio autor.

Figura 114 - Ajuste da curva de torque para ensaios com proporção D80EA20.

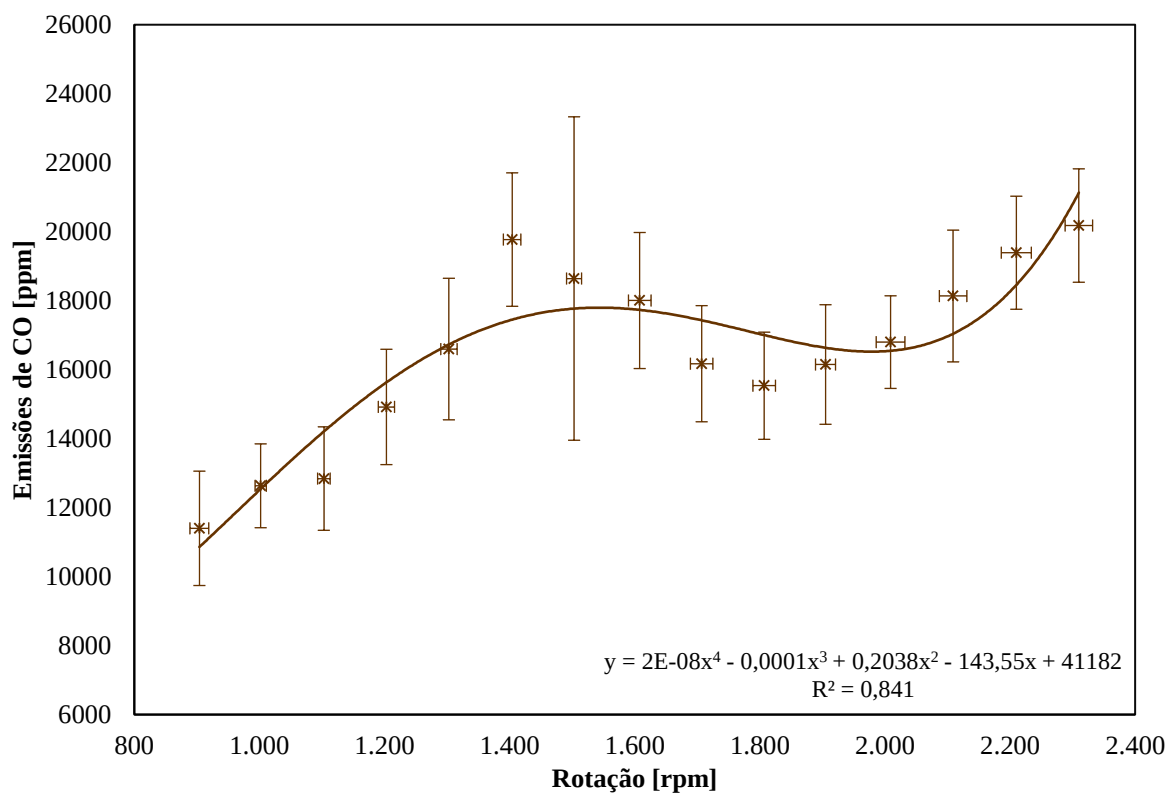


Fonte: Próprio autor.

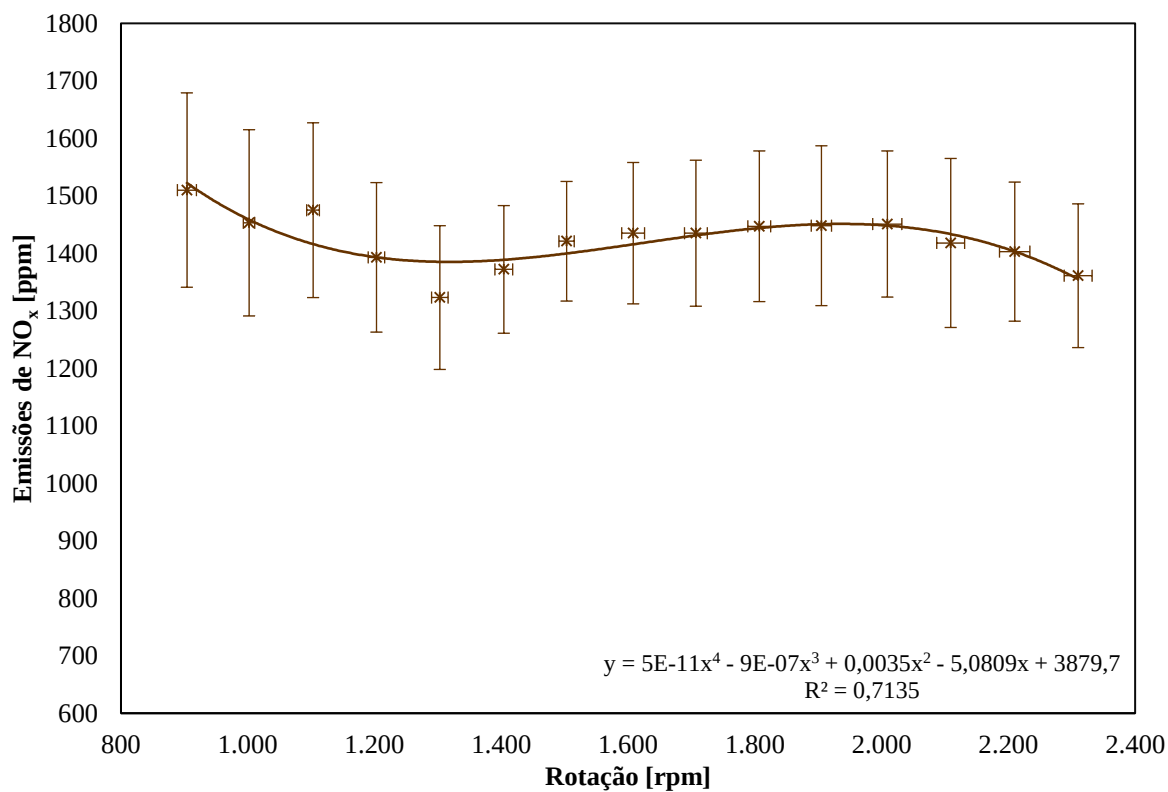
Figura 115 - Ajuste da curva de vazão mássica para ensaios com proporção D80EA20.



Fonte: Próprio autor.

Figura 116 - Ajuste da curva de emissões de CO para ensaios com proporção D80EA20.

Fonte: Próprio autor.

Figura 117 - Ajuste da curva de emissões de NO_x para ensaios com proporção D80EA20.

Fonte: Próprio autor.

Figura 118 - Ajuste da curva de emissões de SO₂ para ensaios com proporção D80EA20.

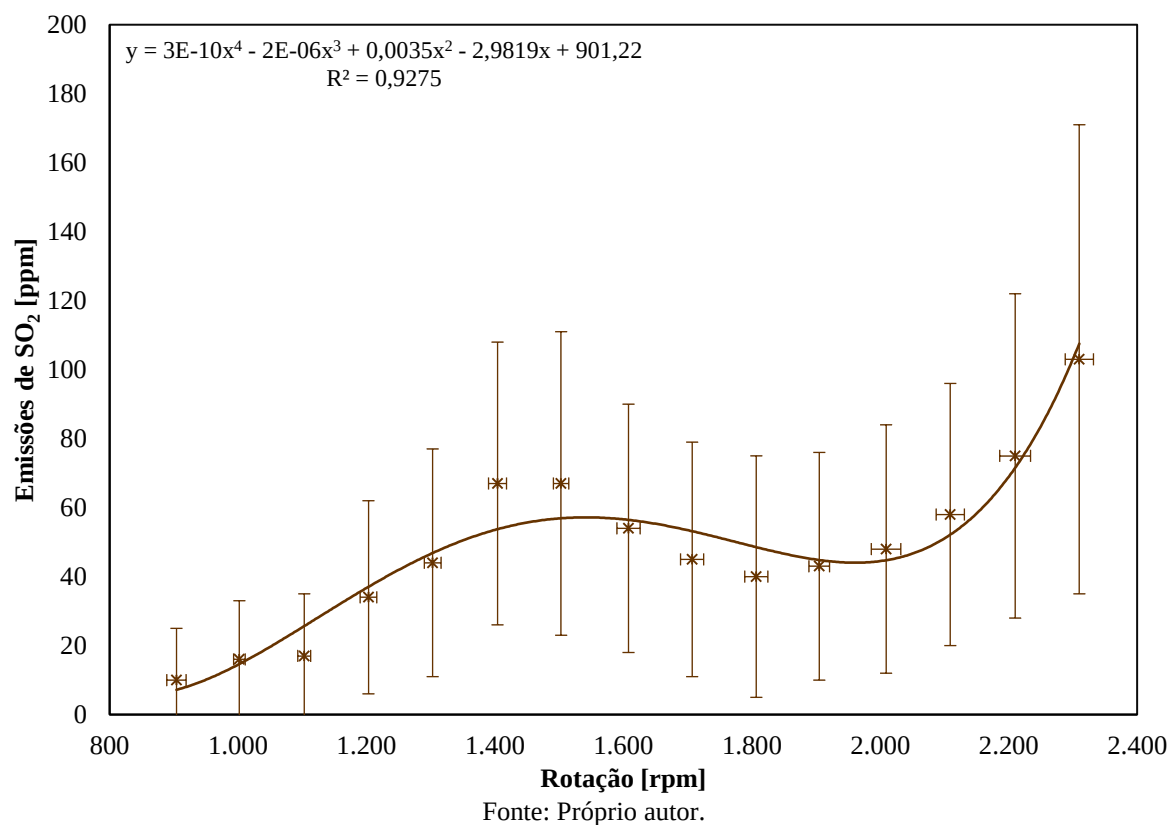


Figura 119 - Ajuste da curva de temperatura de exaustão para ensaios com proporção D80EA20.

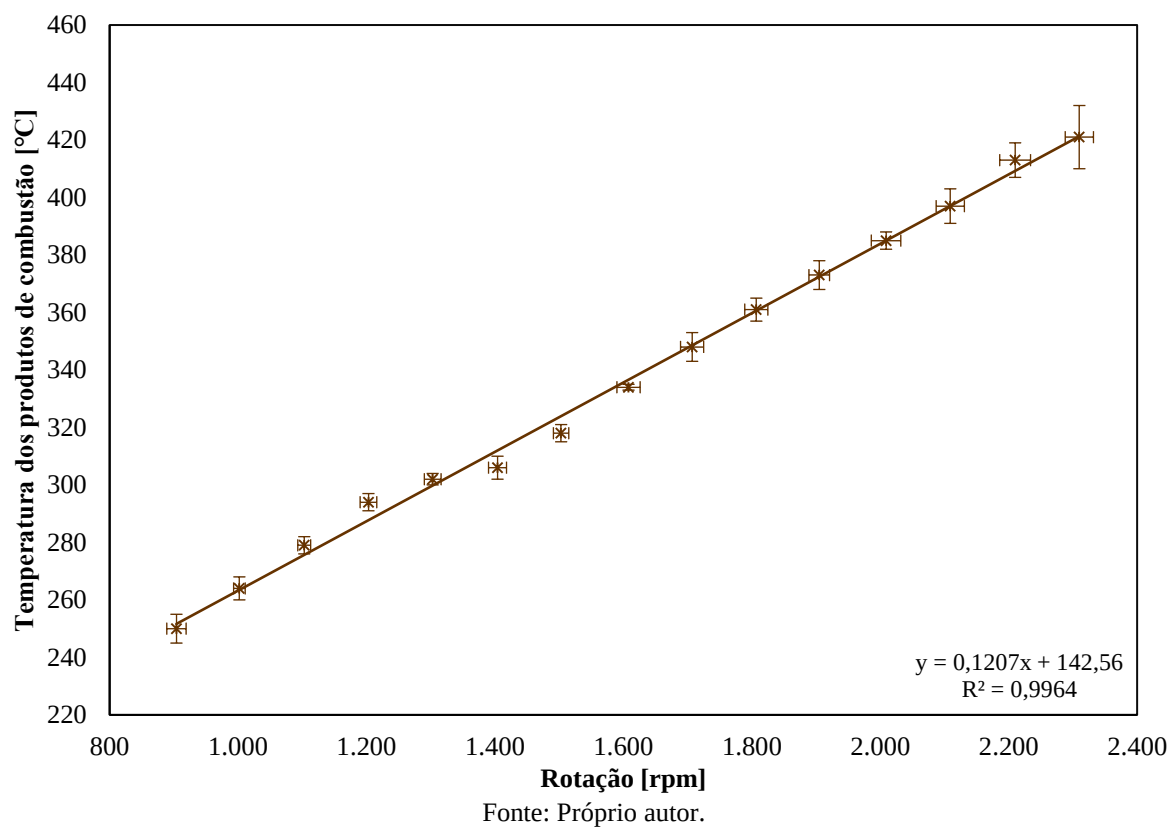
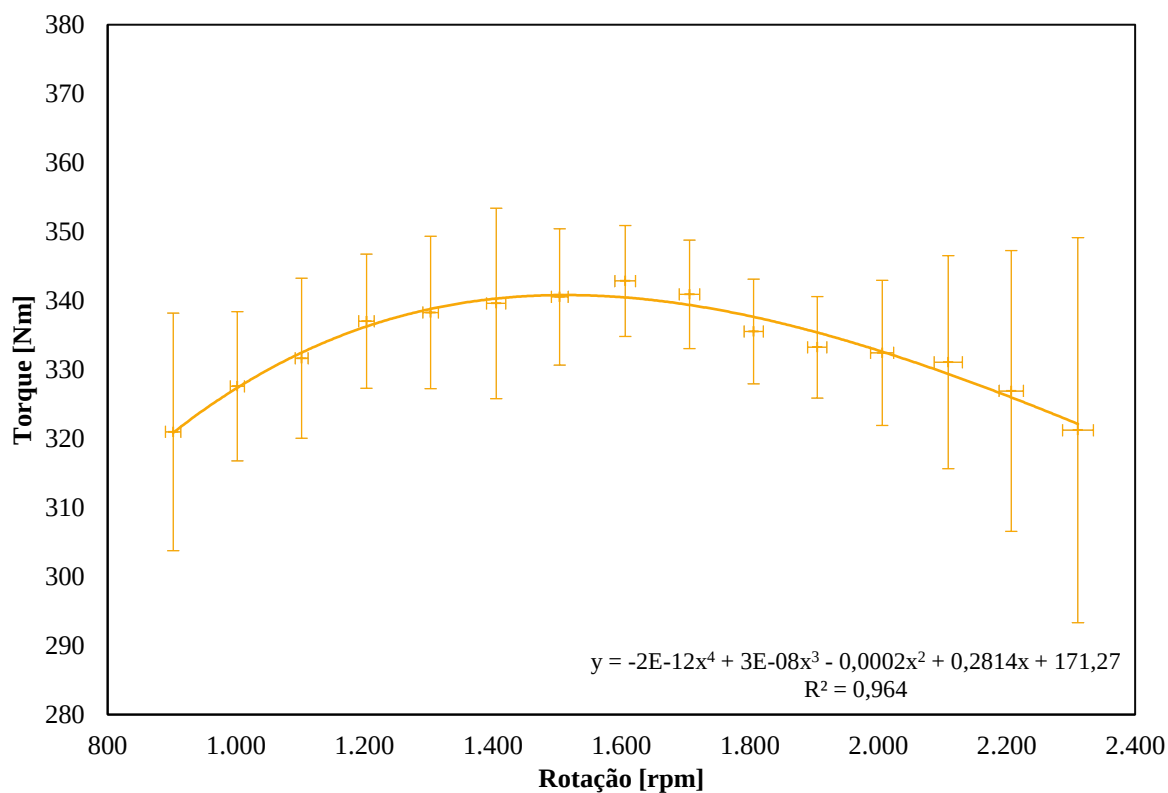
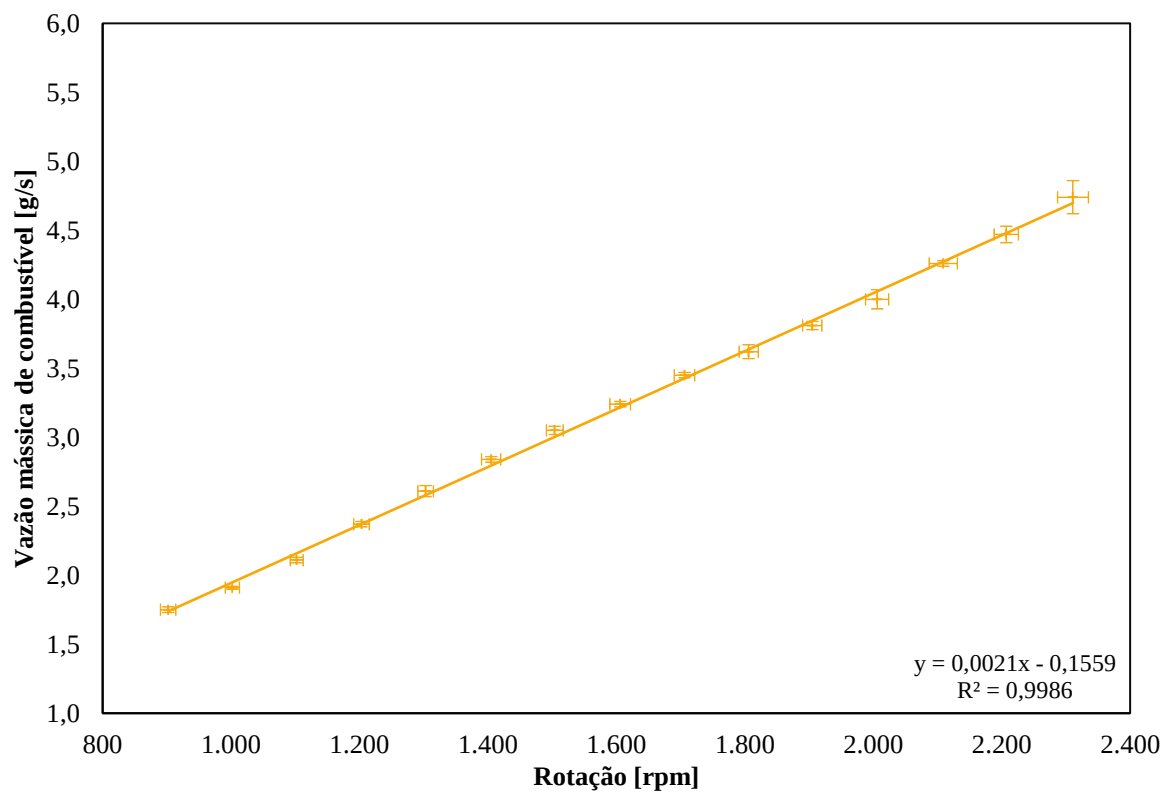
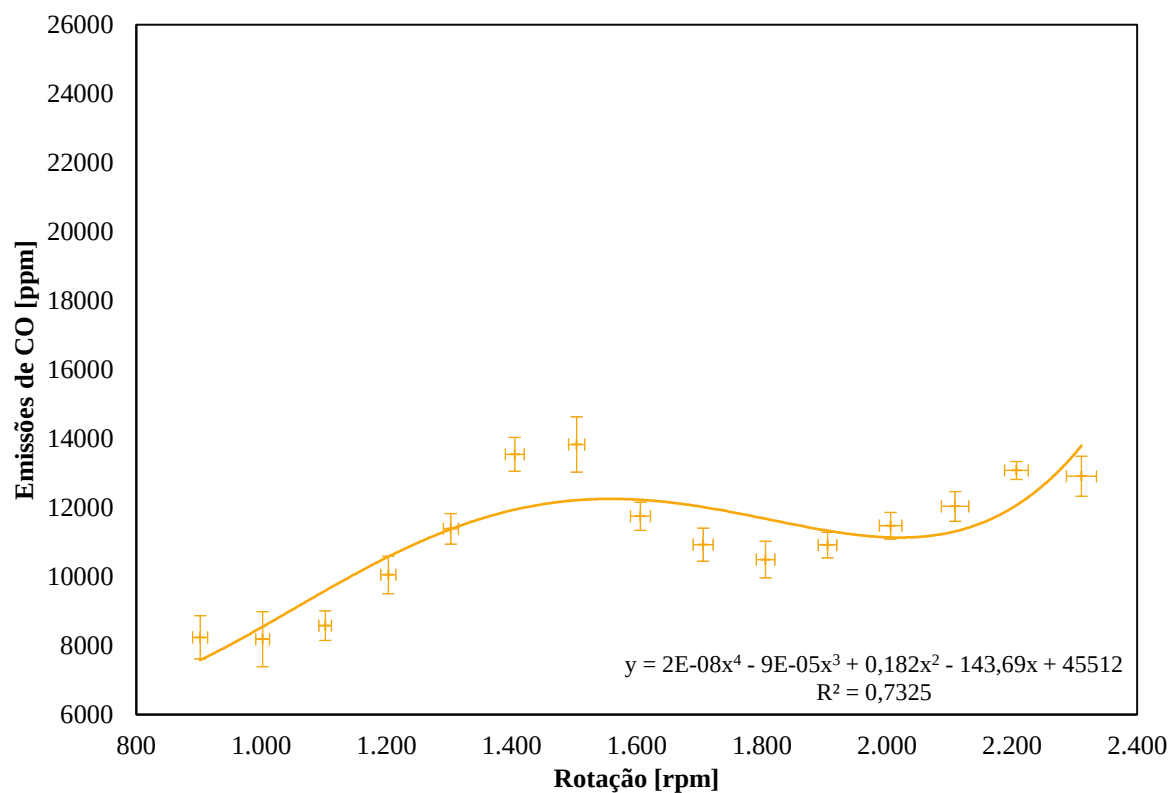


Figura 120 - Ajuste da curva de torque para ensaios com proporção D75EA25.

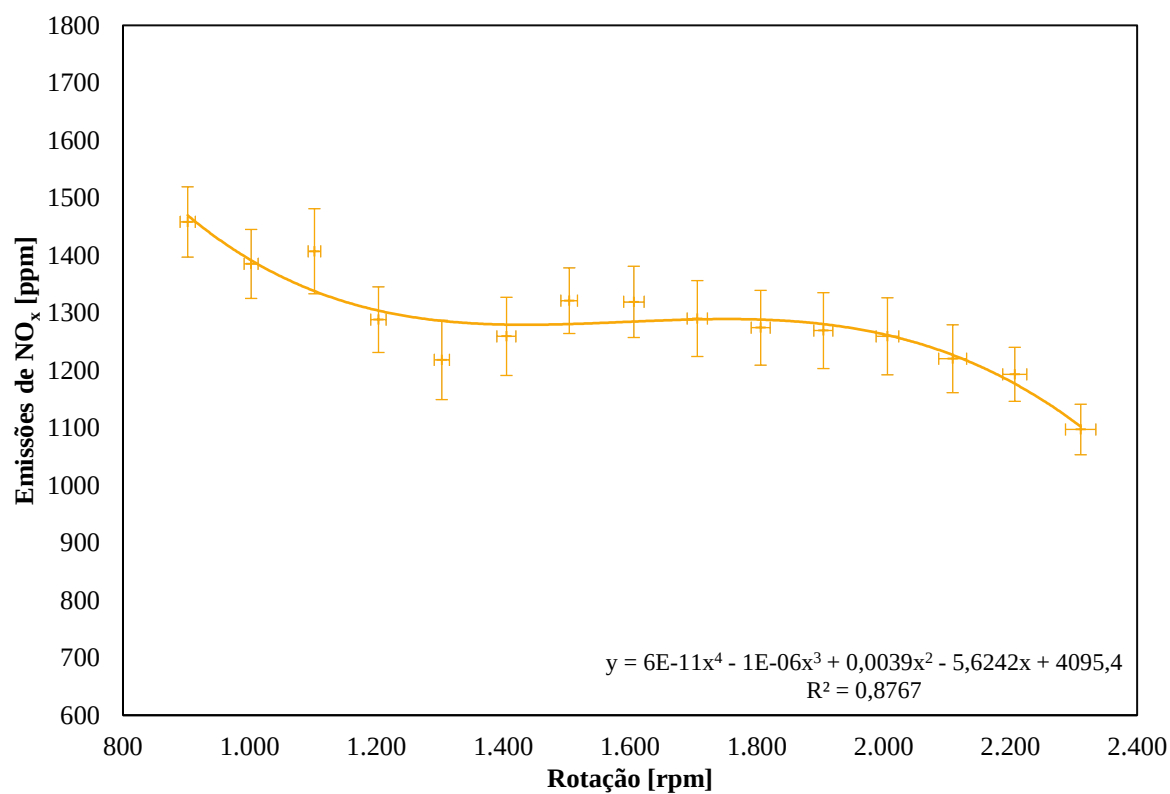
Fonte: Próprio autor.

Figura 121 - Ajuste da curva de vazão mássica para ensaios com proporção D75EA25.

Fonte: Próprio autor.

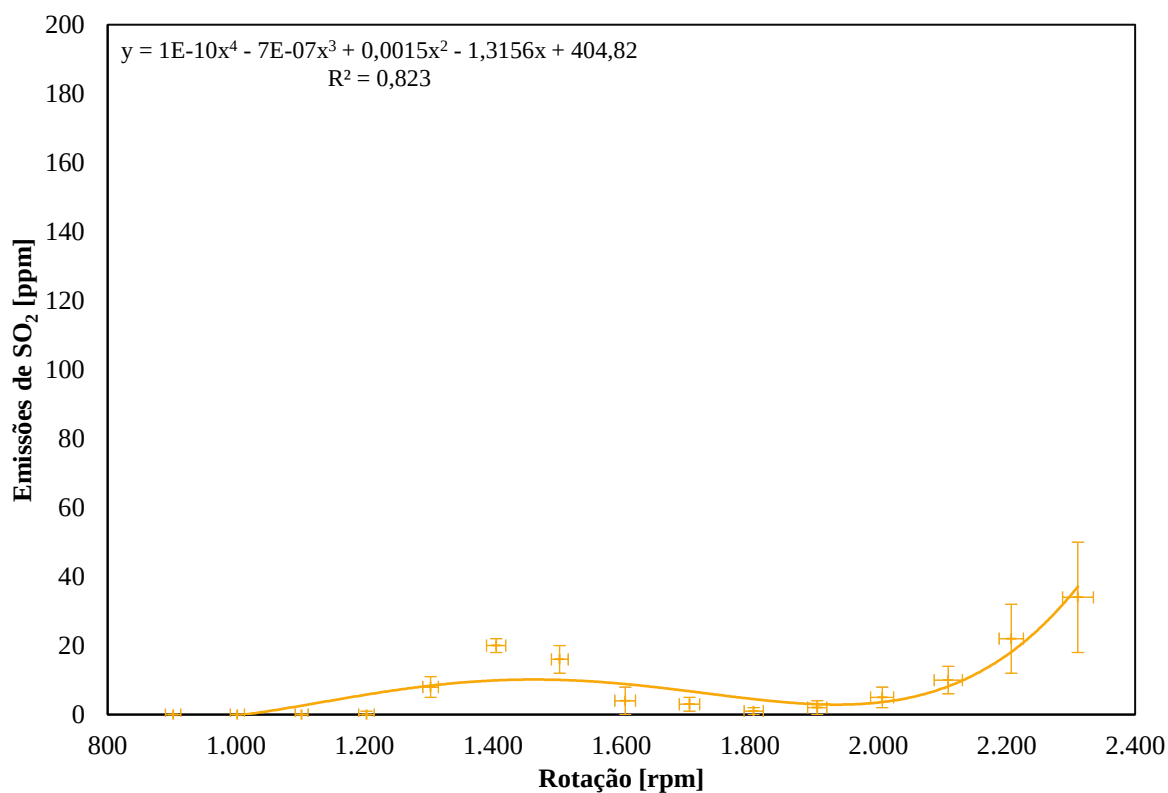
Figura 122 - Ajuste da curva de emissões de CO para ensaios com proporção D75EA25.

Fonte: Próprio autor.

Figura 123 - Ajuste da curva de emissões de NO_x para ensaios com proporção D75EA25.

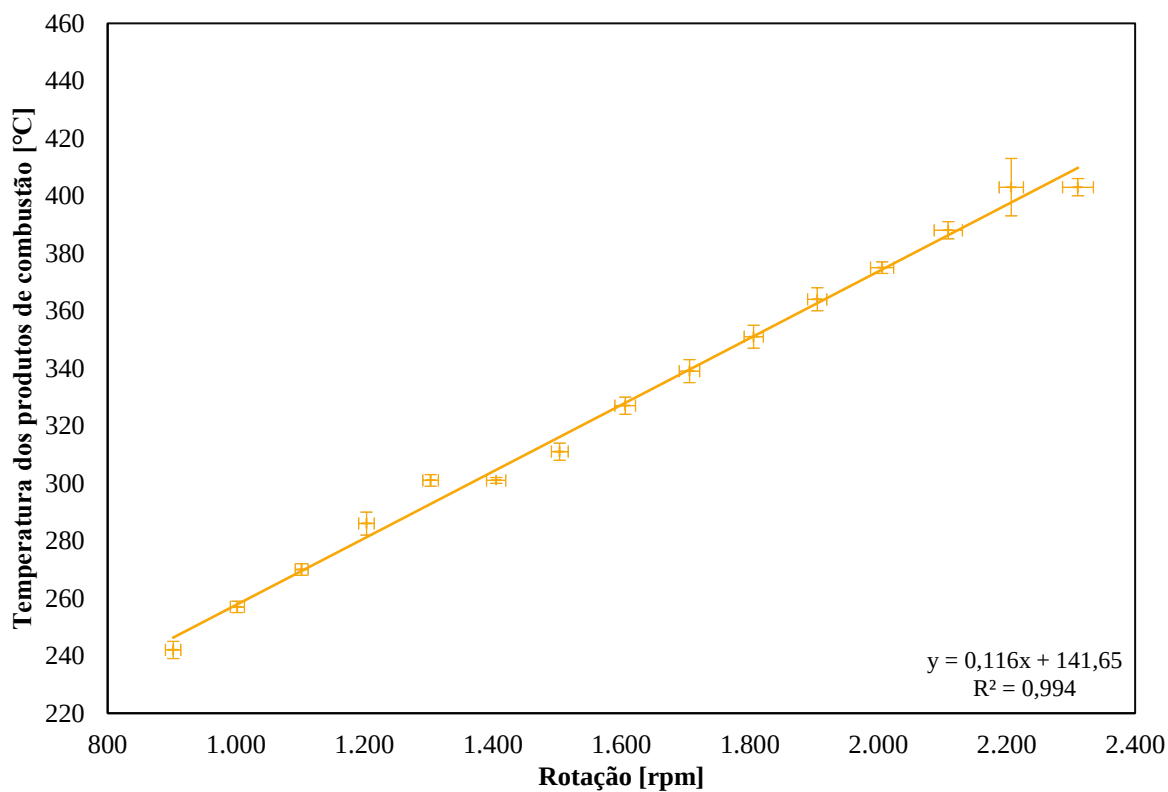
Fonte: Próprio autor.

Figura 124 - Ajuste da curva de emissões de SO₂ para ensaios com proporção D75EA25.



Fonte: Próprio autor.

Figura 125 - Ajuste da curva de temperatura de exaustão para ensaios com proporção D75EA25.



Fonte: Próprio autor.

B.3 RESULTADOS DOS ENSAIOS COM SISTEMA DE INJEÇÃO INDEPENDENTE DE ETANOL HIDRATADO

Os resultados alcançados nos ensaios com injeção independente de etanol hidratado foram tratados seguindo a mesma metodologia descrita no item anterior. Desta forma, as Tabelas de 24 a 27 exibem o valor médio, desvio-padrão da amostra de valores medidos e a incerteza de medição estatística dos resultados de cada parâmetro avaliado no decorrer dos testes, respectivamente para as configurações C1, C2, C3 e C4.

De modo análogo, as curvas foram ajustadas com base em regressões lineares e polinomiais, visando a melhor representação do comportamento dos resultados experimentais. As Figuras de 126 a 153 apresentam os valores médios de cada parâmetro, as curvas de tendência, as equações referentes aos perfis de regressão e os coeficientes de determinação (R), o qual traduz a qualidade de cada ajuste, em termos numéricos. Tais figuras foram dispostas em função da configuração do motor e do parâmetro, seguindo a ordem com que são apresentadas nas tabelas.

Tabela 24 - Resultados obtidos experimentalmente com injeção independente de etanol hidratado na configuração C1.

Rotação			Torque		Vazão de diesel		Vazão de EHC		Emissões					Temperatura												
[rpm]			[Nm]		[g/s]		[g/s]		[ppm]					[°C]												
N _s	S(N _s)	u(N _s)	τ	S(τ)	u(τ)	m _D	S(m _D)	u(m _D)	m _{EHC}	S(m _{EHC})	u(m _{EHC})	CO	S(CO)	u(CO)	NO	S(NO)	u(NO)	NO _x	S(NO _x)	u(NO _x)	SO ₂	S(SO ₂)	u(SO ₂)	T	S(T)	u(T)
901	9	0	324,92	13,76	0,63	1,67	0,02	0,01	0,16	0,01	0,01	14218	1475	660	1342	42	19	1409	44	20	7	10	4	265	3	1
1001	9	0	330,76	11,96	0,53	1,83	0,07	0,03	0,18	0,02	0,01	16352	1434	641	1288	45	20	1352	47	21	18	10	5	278	7	3
1104	13	1	334,39	14,94	0,61	2,03	0,03	0,01	0,20	0,01	0,01	16883	963	431	1331	42	19	1398	44	20	15	8	4	294	3	1
1203	10	0	337,10	10,53	0,43	2,23	0,06	0,02	0,21	0,01	0,00	19123	869	389	1269	27	12	1332	29	13	31	7	3	303	5	2
1304	13	1	339,39	11,32	0,46	2,48	0,02	0,01	0,23	0,03	0,01	21139	943	422	1232	20	9	1293	21	10	38	10	5	313	3	1
1405	15	1	340,43	11,36	0,46	2,73	0,01	0,01	0,24	0,02	0,01	23735	237	106	1235	12	5	1297	12	5	52	12	5	315	5	2
1504	13	1	341,08	10,06	0,41	2,93	0,08	0,04	0,25	0,02	0,01	23721	282	126	1253	11	5	1315	11	5	54	18	8	326	6	3
1605	16	1	343,00	9,72	0,39	3,10	0,07	0,03	0,27	0,02	0,01	22837	727	325	1265	3	1	1328	3	1	48	17	8	343	4	2
1706	17	1	341,07	9,47	0,38	3,31	0,03	0,02	0,30	0,03	0,01	20425	385	172	1295	12	6	1360	13	6	36	18	8	360	3	1
1807	18	1	339,31	9,40	0,38	3,50	0,02	0,01	0,31	0,01	0,01	20484	462	207	1280	15	7	1343	16	7	38	21	9	371	4	2
1908	19	1	338,56	9,93	0,40	3,72	0,04	0,02	0,33	0,02	0,01	21214	1166	522	1273	19	8	1337	21	9	48	26	12	382	6	3
2008	20	1	337,70	12,39	0,50	3,92	0,05	0,02	0,35	0,02	0,01	22164	1028	460	1279	15	7	1343	16	7	52	33	15	396	4	2
2108	19	1	337,03	15,99	0,65	4,13	0,03	0,01	0,36	0,01	0,01	22688	782	350	1256	21	9	1319	22	10	61	37	17	407	5	2
2207	19	1	333,27	22,36	0,91	4,32	0,09	0,04	0,37	0,03	0,01	23539	540	242	1218	16	7	1279	17	7	79	49	22	425	4	2
2312	25	1	327,11	31,48	1,28	4,56	0,09	0,04	0,41	0,03	0,01	22808	202	90	1137	18	8	1194	19	8	103	59	27	420	9	4

Fonte: Próprio autor.

Tabela 25 - Resultados obtidos experimentalmente com injeção independente de etanol hidratado na configuração C2.

Rotação			Torque		Vazão de diesel		Vazão de EHC		Emissões							Temperatura [°C]							
[rpm]			[Nm]		[g/s]		[g/s]		[ppm]							T	S(T)	u(T)					
N _s	S(N _s)	u(N _s)	τ	S(τ)	u(τ)	m _D	S(m _D)	u(m _D)	m _{EHC}	S(m _{EHC})	u(m _{EHC})	CO	S(CO)	u(CO)	NO	S(NO)	u(NO)	NO _x	S(NO _x)	u(NO _x)	SO ₂	S(SO ₂)	u(SO ₂)
902	11	0	312,35	15,82	0,72	1,38	0,03	0,01	0,39	0,01	0,01	5880	669	299	1686	120	54	1770	127	57	0	0	0
1001	8	0	321,06	11,56	0,50	1,52	0,02	0,01	0,41	0,01	0,00	6180	596	266	1643	120	54	1726	126	56	0	0	0
1102	10	0	326,24	12,86	0,53	1,71	0,02	0,01	0,46	0,01	0,01	6716	585	262	1607	102	46	1687	107	48	0	0	0
1203	11	0	332,14	11,72	0,48	1,91	0,02	0,01	0,49	0,02	0,01	8922	700	313	1445	103	46	1518	108	48	0	0	0
1303	10	0	333,73	8,65	0,35	2,10	0,01	0,00	0,52	0,02	0,01	10045	552	247	1402	101	45	1472	106	47	0	0	0
1402	9	0	333,38	8,68	0,35	2,29	0,02	0,01	0,56	0,01	0,01	12457	691	309	1398	78	35	1468	82	36	0	0	0
1504	14	1	337,37	9,26	0,37	2,46	0,03	0,01	0,59	0,02	0,01	11939	446	200	1439	87	39	1511	92	41	0	0	0
1604	14	1	340,39	9,08	0,37	2,64	0,04	0,02	0,62	0,03	0,01	10329	643	287	1416	81	36	1488	85	38	0	0	0
1704	14	1	336,98	7,31	0,29	2,82	0,04	0,02	0,66	0,01	0,00	10131	661	296	1405	89	40	1475	94	42	0	0	0
1808	18	1	337,24	8,79	0,36	3,02	0,03	0,01	0,70	0,01	0,00	10937	708	317	1338	88	39	1405	92	41	0	0	0
1907	18	1	337,41	9,48	0,38	3,20	0,00	0,00	0,75	0,01	0,00	11569	1021	456	1273	105	47	1337	111	49	0	0	0
2007	18	1	336,84	11,43	0,46	3,43	0,03	0,01	0,79	0,02	0,01	12484	1369	612	1246	108	49	1309	114	51	2	5	2
2106	18	1	335,25	14,74	0,60	3,64	0,03	0,02	0,82	0,02	0,01	13683	1378	616	1224	107	48	1285	112	50	9	10	4
2207	18	1	333,18	21,23	0,86	3,81	0,05	0,02	0,85	0,03	0,01	14556	1673	748	1165	98	44	1224	103	46	26	12	6
2309	22	1	328,53	29,65	1,21	4,04	0,07	0,03	0,88	0,02	0,01	14733	1664	744	1099	93	42	1154	98	44	42	21	9

Fonte: Próprio autor.

Tabela 26 - Resultados obtidos experimentalmente com injeção independente de etanol hidratado na configuração C3.

Rotação			Torque		Vazão de diesel		Vazão de EHC		Emissões										Temperatura							
[rpm]			[Nm]		[g/s]		[g/s]		[ppm]										[°C]							
N _s	S(N _s)	u(N _s)	τ	S(τ)	u(τ)	m _d	S(m _d)	u(m _d)	m _{EHC}	S(m _{EHC})	u(m _{EHC})	CO	S(CO)	u(CO)	NO	S(NO)	u(NO)	NO _x	S(NO _x)	u(NO _x)	SO ₂	S(SO ₂)	u(SO ₂)	T	S(T)	u(T)
903	13	1	294,86	19,57	0,89	1,12	0,03	0,01	0,64	0,01	0,00	3931	184	82	2472	58	26	2596	61	27	0	0	0	235	3	1
1002	10	0	308,79	13,33	0,58	1,25	0,02	0,01	0,72	0,02	0,01	4242	92	41	2354	72	32	2472	76	34	0	0	0	254	3	1
1102	10	0	316,20	12,98	0,54	1,39	0,01	0,00	0,80	0,02	0,01	5084	105	47	2166	60	27	2274	63	28	0	0	0	271	4	2
1203	11	0	321,98	10,98	0,44	1,56	0,01	0,01	0,87	0,03	0,01	6099	189	84	2057	42	19	2160	44	19	0	0	0	285	4	2
1302	8	0	324,80	8,88	0,36	1,70	0,03	0,01	0,91	0,02	0,01	6988	326	146	2042	58	26	2144	61	27	0	0	0	291	4	2
1402	10	0	328,23	8,89	0,36	1,87	0,02	0,01	0,99	0,02	0,01	8342	374	167	2011	61	27	2112	64	29	0	0	0	294	2	1
1503	13	1	333,22	8,55	0,34	2,03	0,03	0,01	1,05	0,03	0,01	7551	194	87	2090	66	30	2195	70	31	0	0	0	307	2	1
1603	13	1	337,90	8,29	0,33	2,24	0,02	0,01	1,08	0,02	0,01	7996	317	142	2049	72	32	2152	77	35	0	0	0	321	4	2
1704	16	1	339,26	7,55	0,30	2,47	0,02	0,01	1,15	0,03	0,01	8641	380	170	1992	82	37	2092	86	39	0	0	0	340	2	1
1803	11	0	340,74	6,05	0,24	2,64	0,02	0,01	1,22	0,03	0,01	9825	575	257	1890	74	33	1984	78	35	0	0	0	352	6	3
1906	18	1	342,84	9,54	0,39	2,85	0,04	0,02	1,30	0,03	0,01	10754	517	231	1836	88	39	1928	92	41	3	7	3	365	4	2
2008	21	1	342,79	12,97	0,52	3,04	0,04	0,02	1,40	0,02	0,01	12170	556	249	1781	84	38	1873	87	39	8	17	8	378	5	2
2108	22	1	342,11	18,08	0,73	3,24	0,05	0,02	1,47	0,03	0,01	13782	792	354	1734	89	40	1820	94	42	19	26	12	387	6	3
2206	17	1	339,38	23,48	0,95	3,42	0,03	0,01	1,52	0,04	0,02	15515	909	407	1680	84	38	1764	88	39	44	38	17	398	3	1
2310	24	1	334,72	32,25	1,30	3,67	0,05	0,02	1,57	0,05	0,02	17397	640	286	1627	72	32	1709	75	34	78	50	22	411	7	3

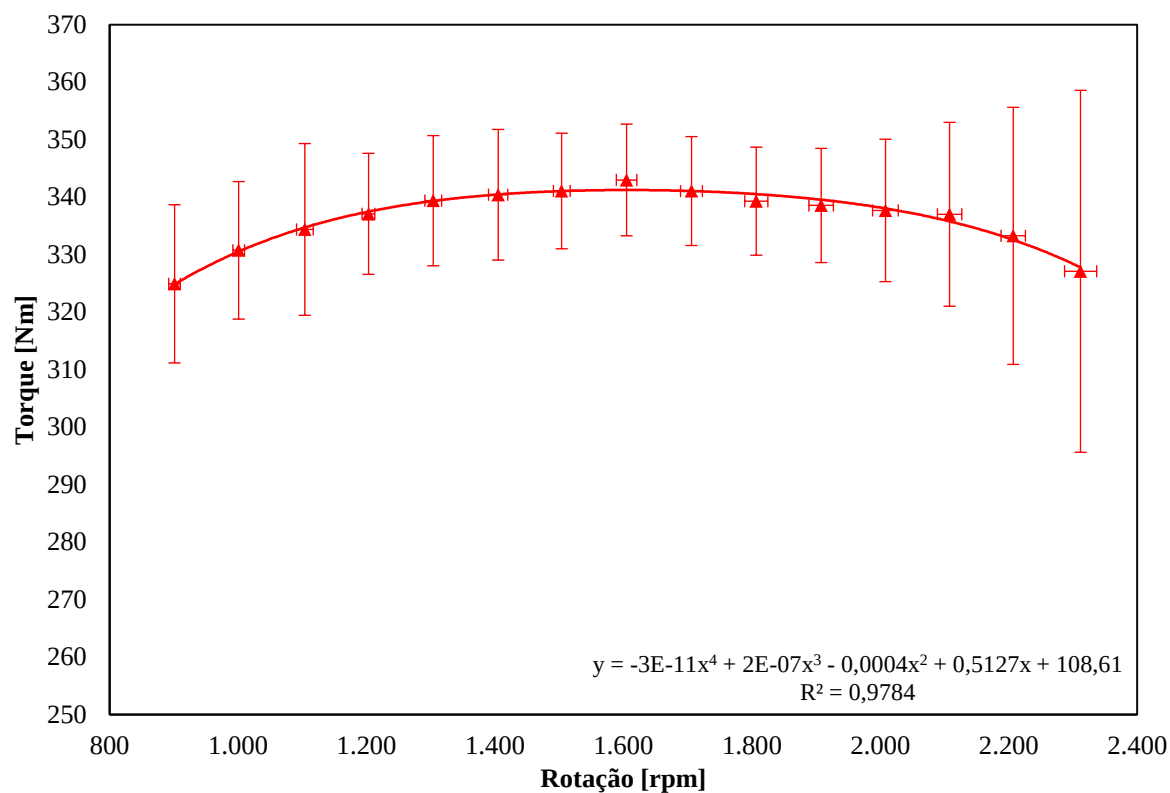
Fonte: Próprio autor.

Tabela 27 - Resultados obtidos experimentalmente com injeção independente de etanol hidratado na configuração C4.

Rotação				Torque		Vazão de diesel		Vazão de EHC			Emissões							Temperatura								
[rpm]		[Nm]		[g/s]		[g/s]		[g/s]			[ppm]							[°C]								
N _s	S(N _s)	τ	S(τ)	u(τ)	m _D	S(m _D)	u(m _D)	m _{EHC}	S(m _{EHC})	u(m _{EHC})	CO	S(CO)	u(CO)	NO	S(NO)	u(NO)	NO _x	S(NO _x)	u(NO _x)	SO ₂	S(SO ₂)	u(SO ₂)	T	S(T)	u(T)	
902	12	1	280,01	20,20	0,92	0,76	0,01	0,01	1,11	0,01	0,00	1823	276	124	1942	234	105	2039	246	110	0	0	0	222	2	1
1002	10	0	294,55	13,85	0,60	0,86	0,01	0,01	1,23	0,01	0,00	2082	121	54	1873	173	77	1967	182	81	0	0	0	240	1	1
1102	10	0	302,86	14,43	0,59	0,98	0,02	0,01	1,35	0,01	0,00	2467	179	80	1783	177	79	1872	186	83	0	0	0	253	2	1
1202	10	0	308,68	10,27	0,42	1,11	0,02	0,01	1,49	0,03	0,01	2706	234	104	1873	177	79	1967	186	83	0	0	0	262	3	1
1302	9	0	314,60	8,43	0,34	1,25	0,01	0,00	1,59	0,01	0,01	3153	226	101	1950	177	79	2050	182	81	0	0	0	269	1	0
1402	9	0	320,31	8,74	0,35	1,46	0,10	0,05	1,69	0,02	0,01	4147	377	169	1900	151	68	1995	159	71	0	0	0	277	3	1
1503	12	0	328,87	8,45	0,34	1,61	0,02	0,01	1,76	0,01	0,00	4725	427	191	1886	164	73	1980	172	77	0	0	0	292	3	1
1605	17	1	336,93	11,29	0,46	1,83	0,02	0,01	1,84	0,01	0,01	5549	285	127	1892	107	48	1986	113	50	0	0	0	309	4	2
1703	12	1	344,85	7,47	0,30	2,04	0,02	0,01	2,00	0,03	0,01	7041	823	368	1858	74	33	1950	78	35	0	0	0	327	4	2
1805	15	1	348,41	7,84	0,32	2,23	0,03	0,01	2,16	0,03	0,02	8212	211	94	1790	75	34	1880	79	35	0	0	0	345	4	2
1906	17	1	349,45	10,67	0,43	2,37	0,02	0,01	2,28	0,03	0,01	9084	233	104	1745	62	28	1834	64	29	0	0	0	357	1	0
2008	21	1	349,97	12,34	0,50	2,51	0,03	0,01	2,42	0,03	0,01	9648	244	109	1697	57	25	1782	60	27	0	0	0	367	4	2
2108	20	1	348,18	14,61	0,59	2,68	0,03	0,01	2,55	0,03	0,01	10194	342	153	1673	62	28	1757	65	29	3	4	2	377	3	1
2209	22	1	344,06	20,07	0,81	2,83	0,04	0,02	2,67	0,07	0,03	10617	734	328	1605	52	23	1685	55	24	15	11	5	385	6	3
2307	20	1	340,05	24,64	1,00	2,98	0,02	0,01	2,74	0,05	0,02	10544	605	270	1539	51	23	1616	54	24	33	6	3	389	5	2

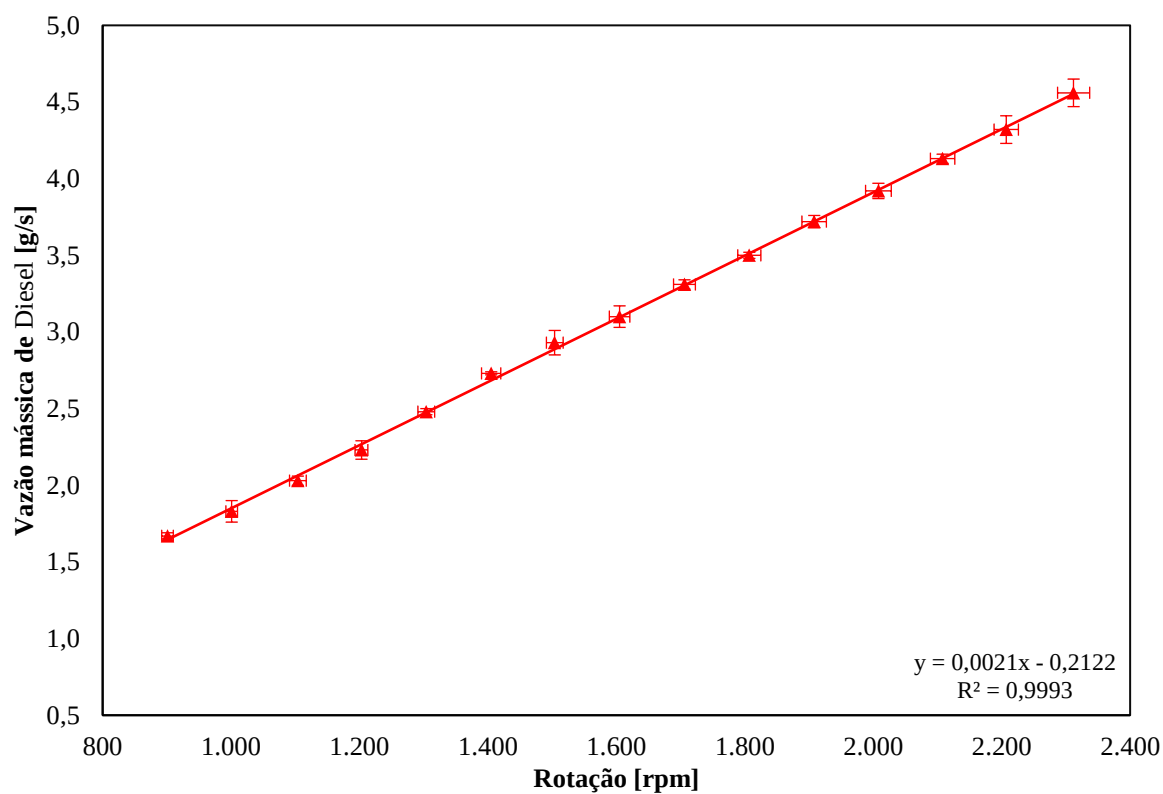
Fonte: Próprio autor.

Figura 126 - Ajuste da curva de torque para ensaios com injeção independente de EHC na configuração C1.



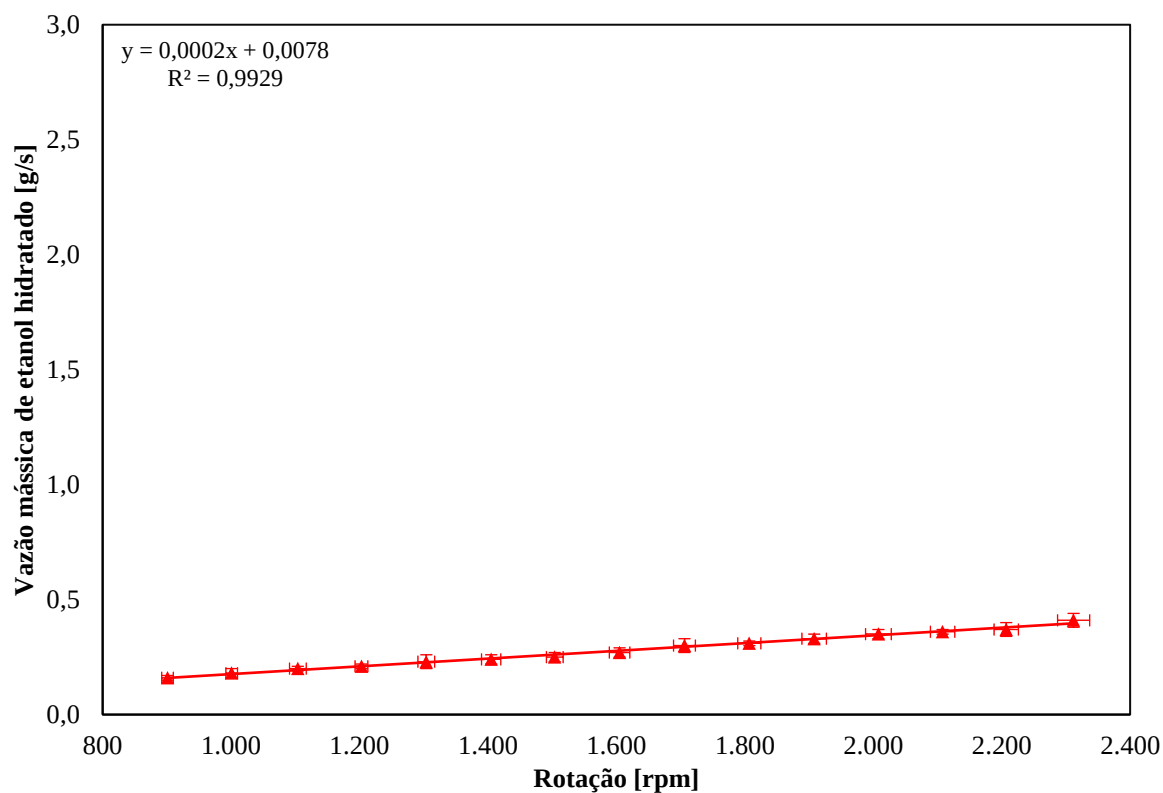
Fonte: Próprio autor.

Figura 127 - Ajuste da curva de vazão mássica de Diesel com injeção independente na configuração C1.



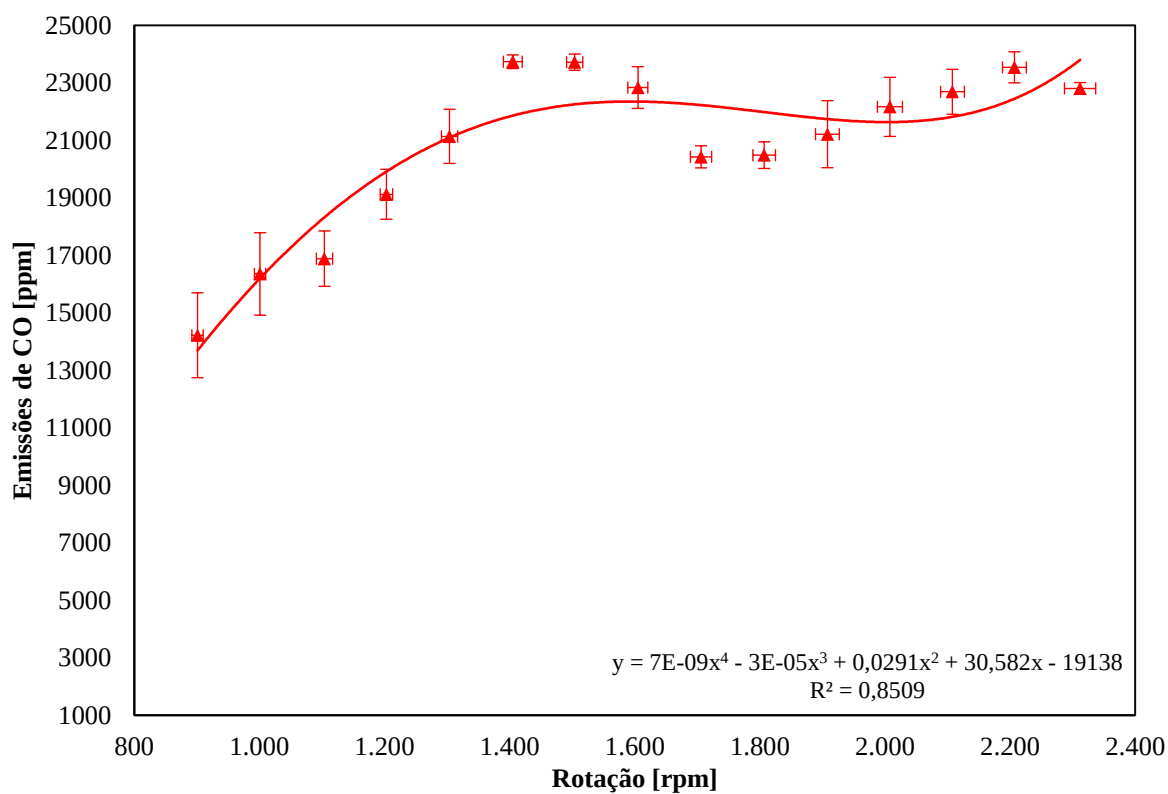
Fonte: Próprio autor.

Figura 128 - Ajuste da curva de vazão mássica de EHC com injeção independente na configuração C1.

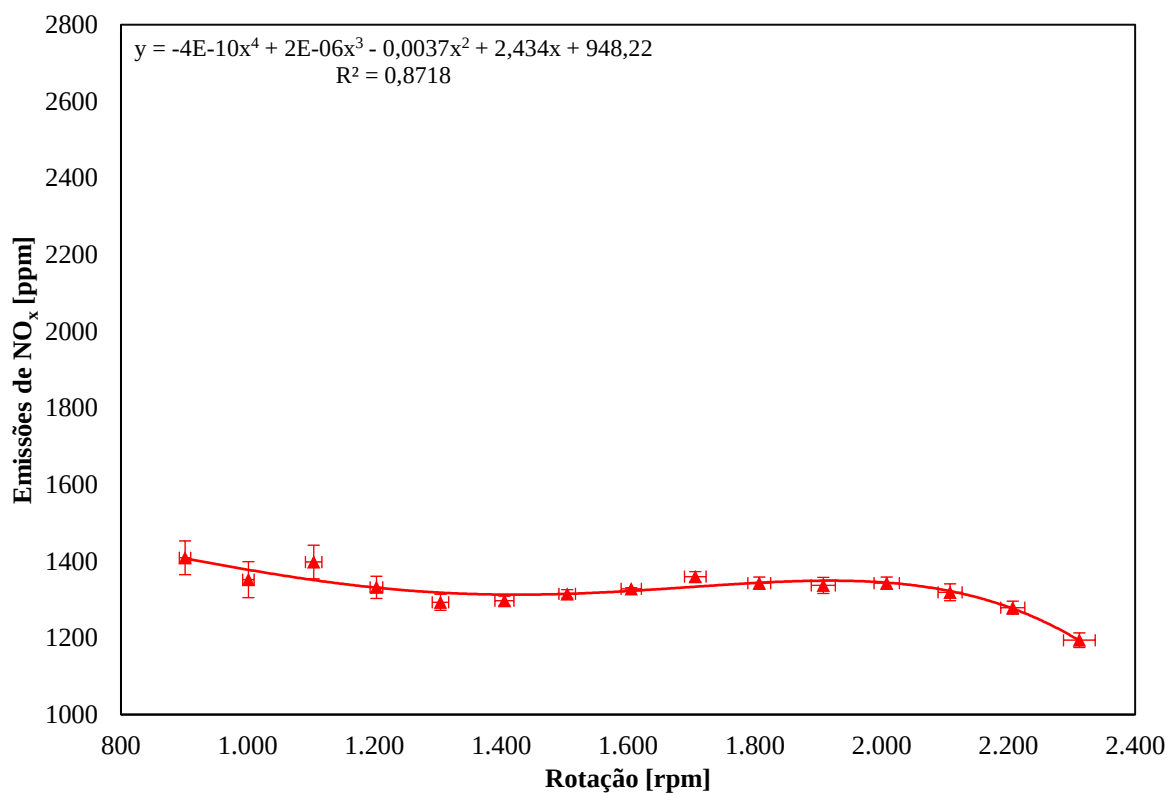


Fonte: Próprio autor.

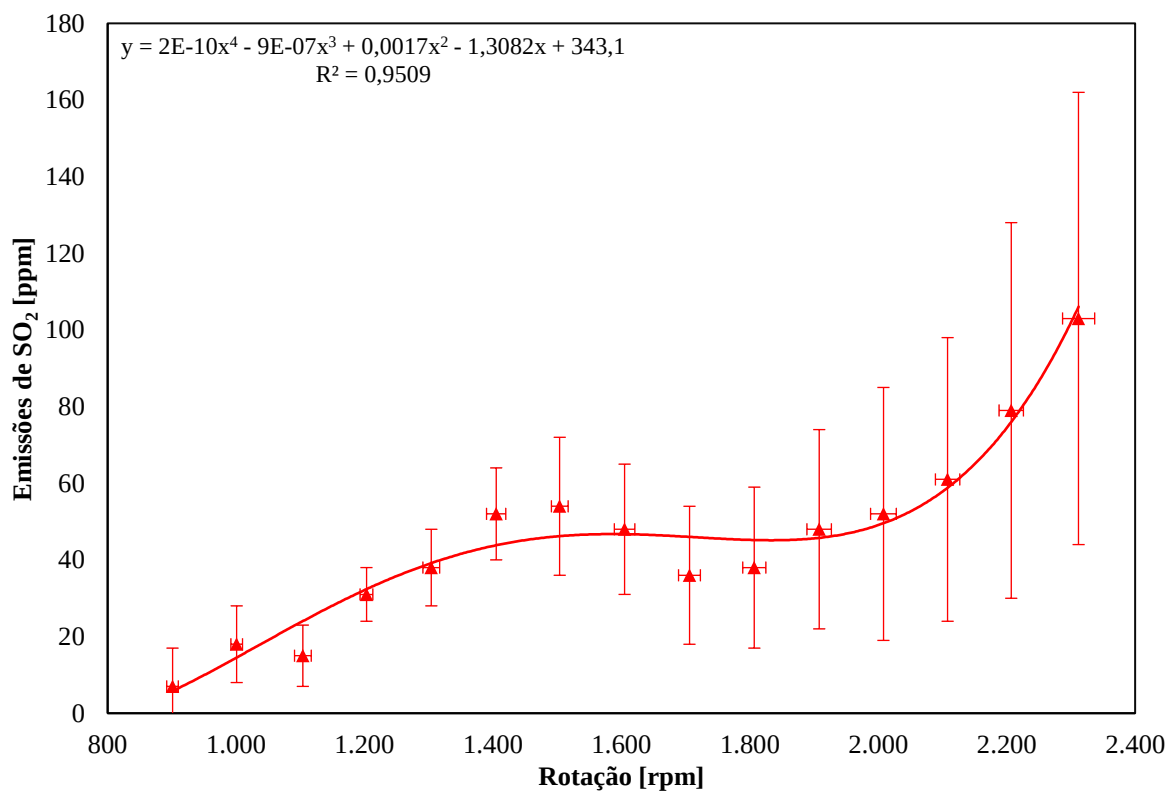
Figura 129 - Ajuste da curva de emissões de CO com injeção independente de EHC na configuração C1.



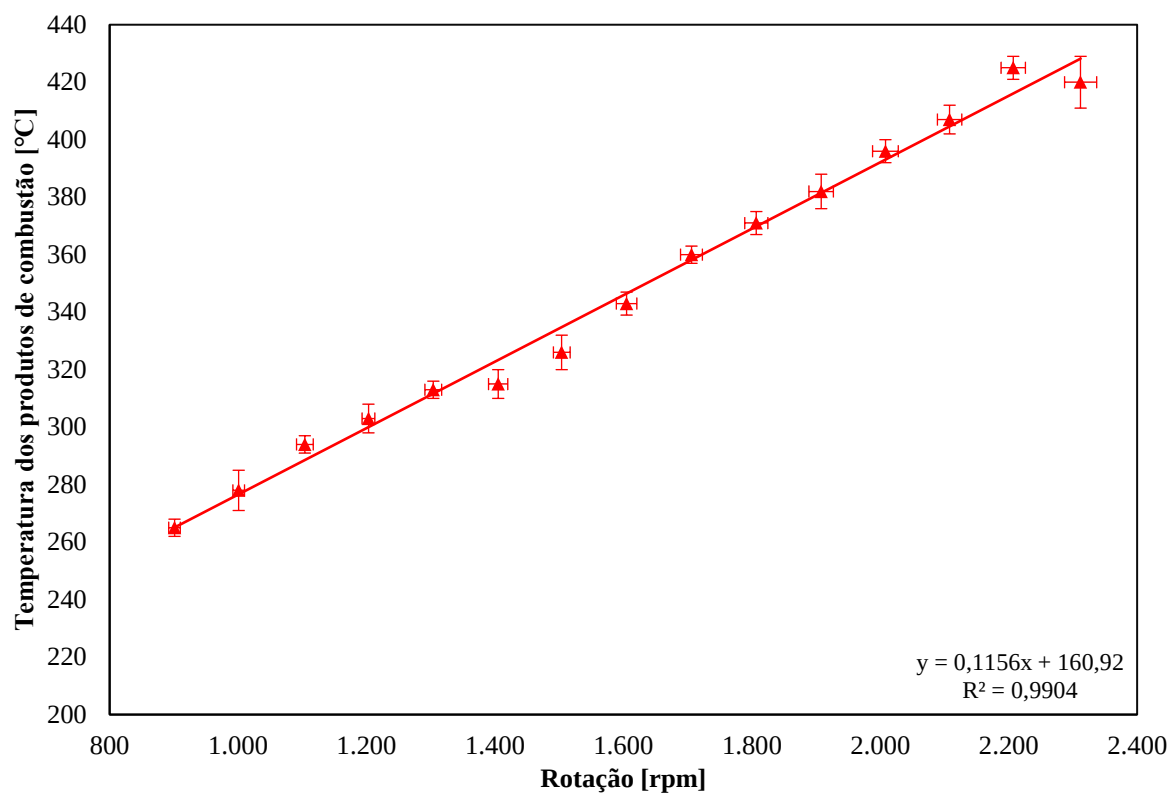
Fonte: Próprio autor.

Figura 130 - Ajuste da curva de emissões de NO_x com injeção independente de EHC na configuração C1.

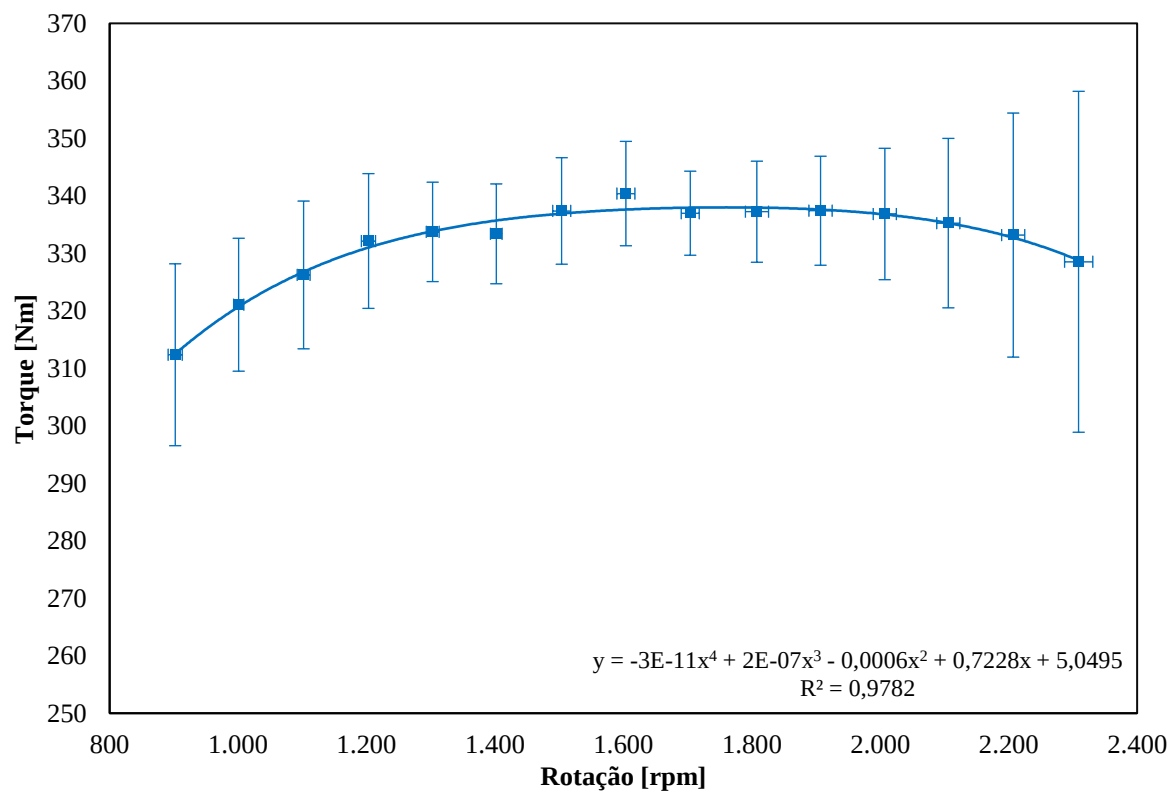
Fonte: Próprio autor

Figura 131 - Ajuste da curva de emissões de SO₂ com injeção independente de EHC na configuração C1.

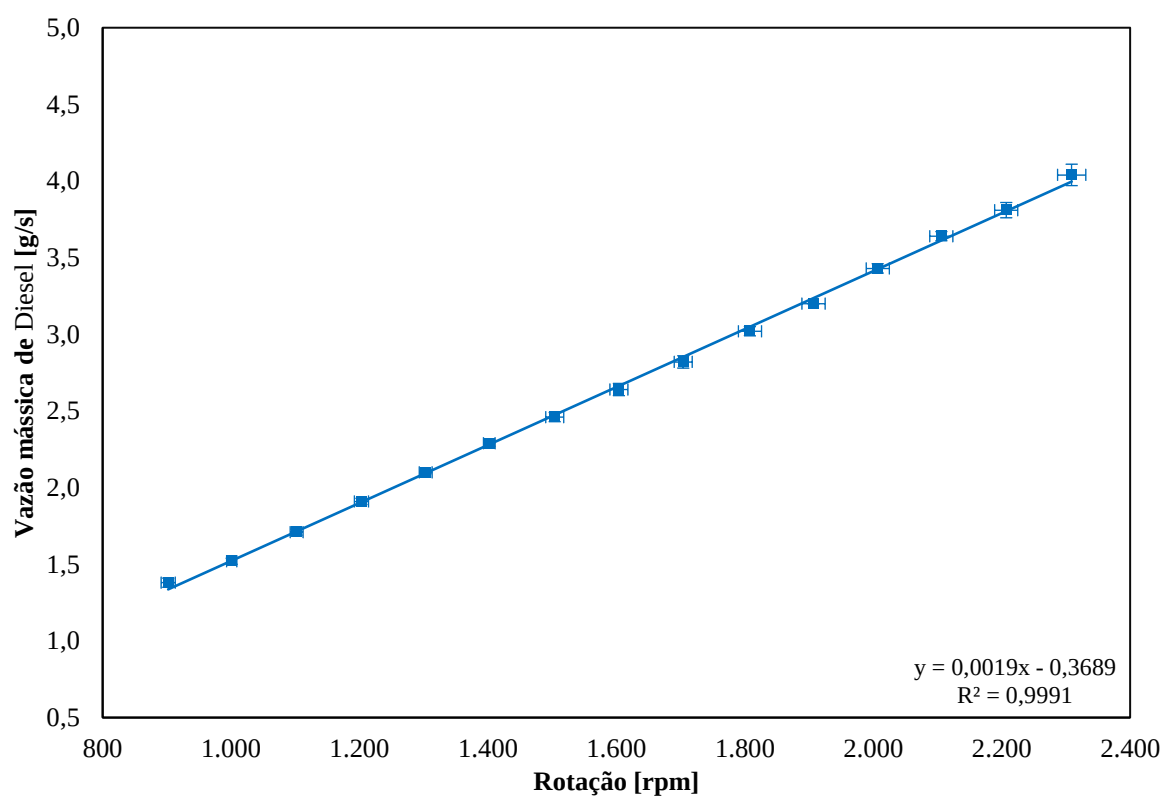
Fonte: Próprio autor

Figura 132 - Ajuste da curva de temperatura de exaustão com injeção independente na configuração C1.

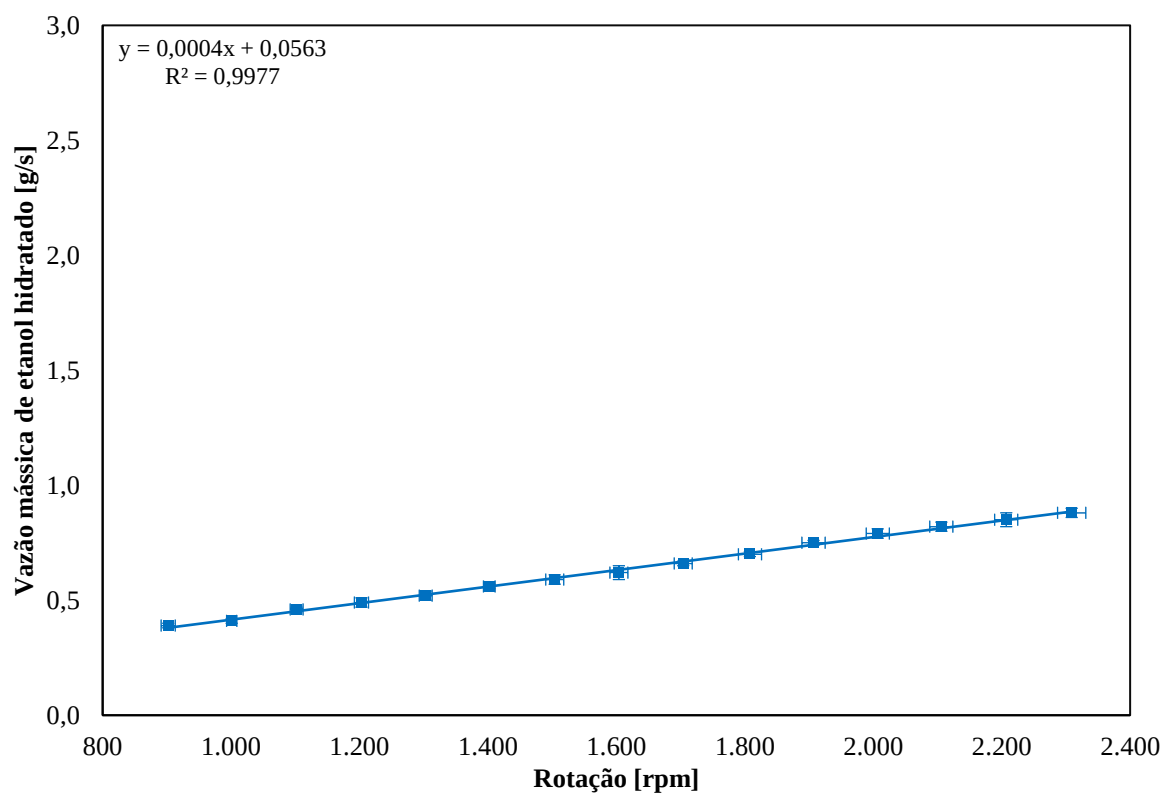
Fonte: Próprio autor

Figura 133 - Ajuste da curva de torque para ensaios com injeção independente de EHC na configuração C2.

Fonte: Próprio autor

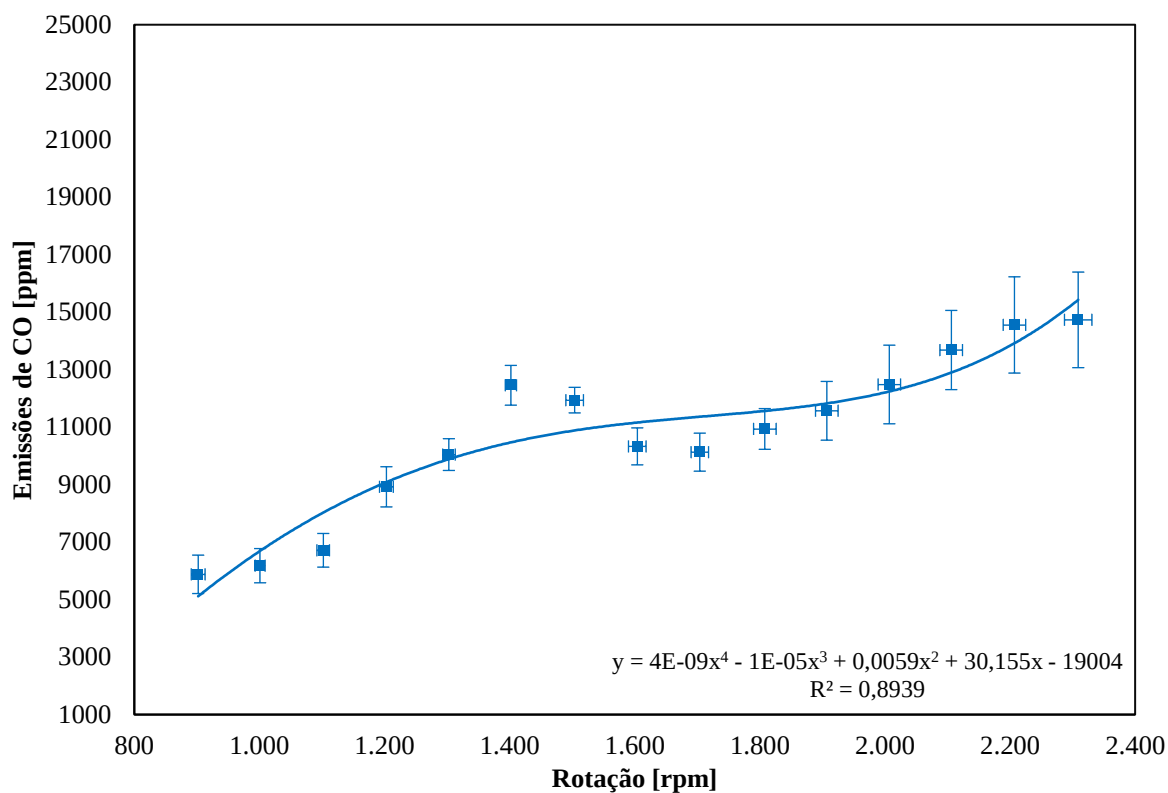
Figura 134 - Ajuste da curva de vazão mássica de Diesel com injeção independente na configuração C2.

Fonte: Próprio autor.

Figura 135 - Ajuste da curva de vazão mássica de EHC com injeção independente na configuração C2.

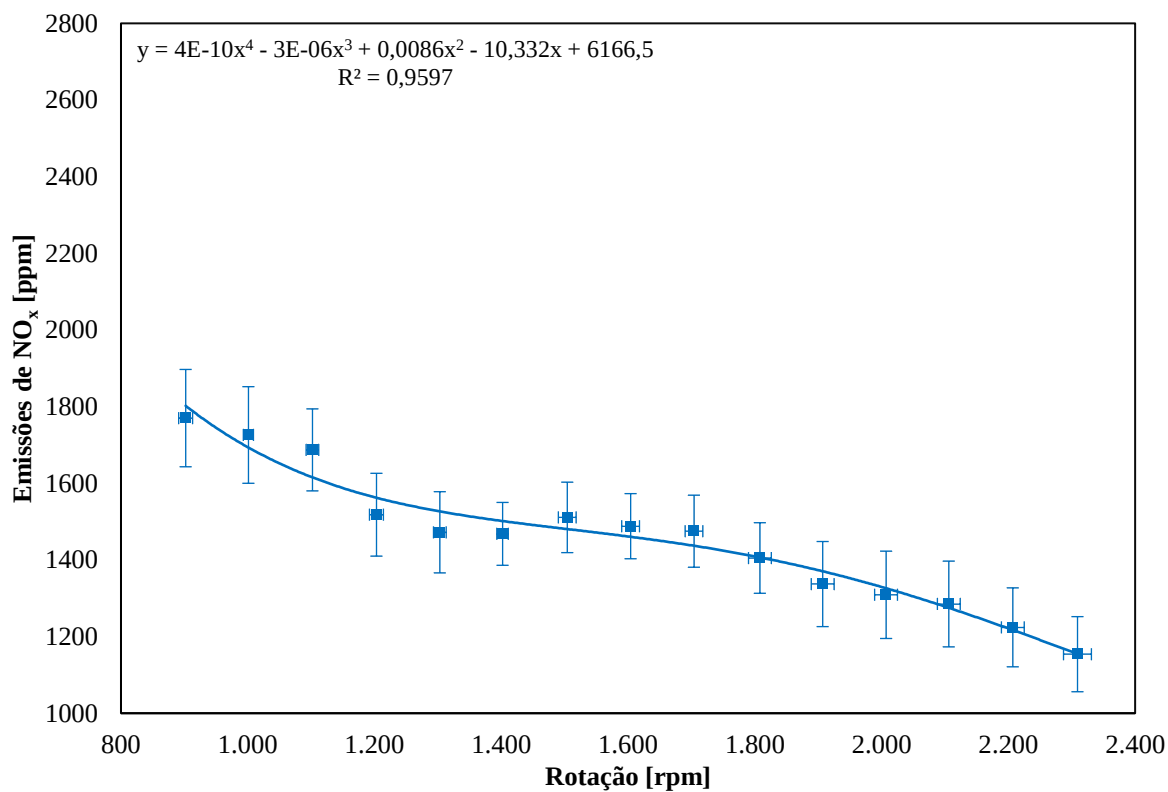
Fonte: Próprio autor.

Figura 136 - Ajuste da curva de emissões de CO com injeção independente de EHC na configuração C2.



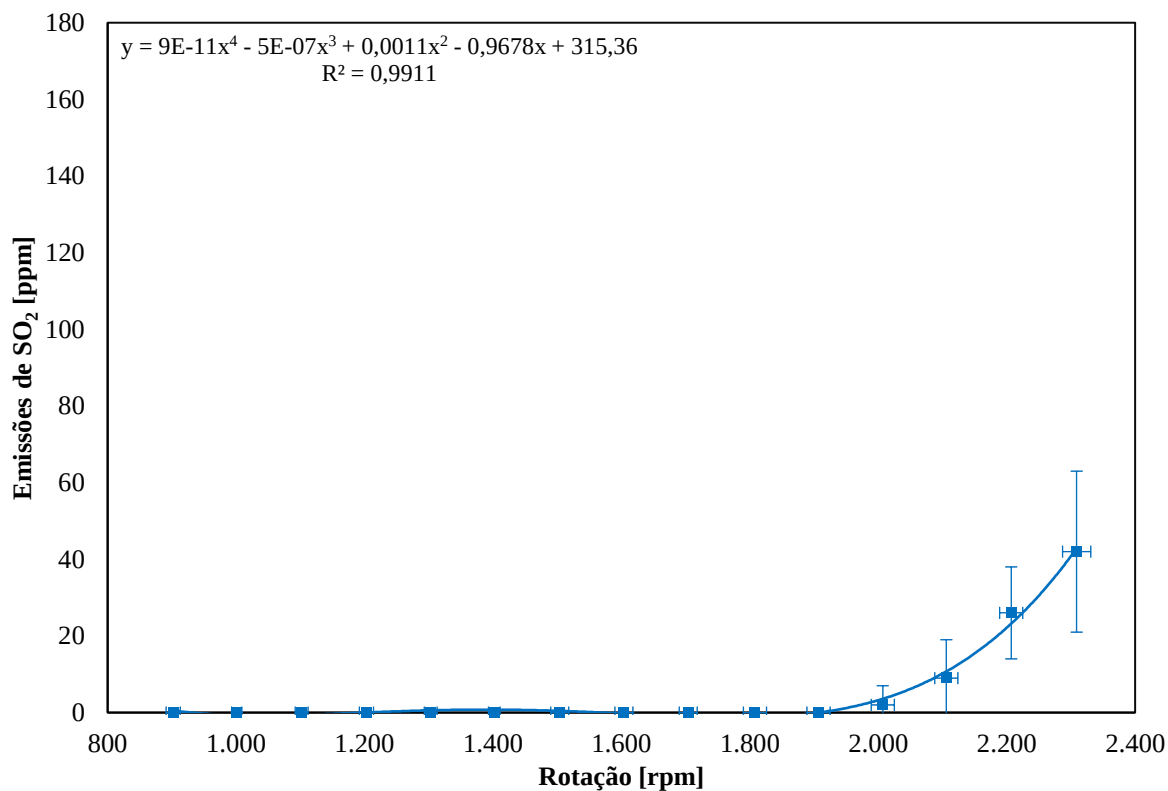
Fonte: Próprio autor

Figura 137 - Ajuste da curva de emissões de NO_x com injeção independente de EHC na configuração C2.



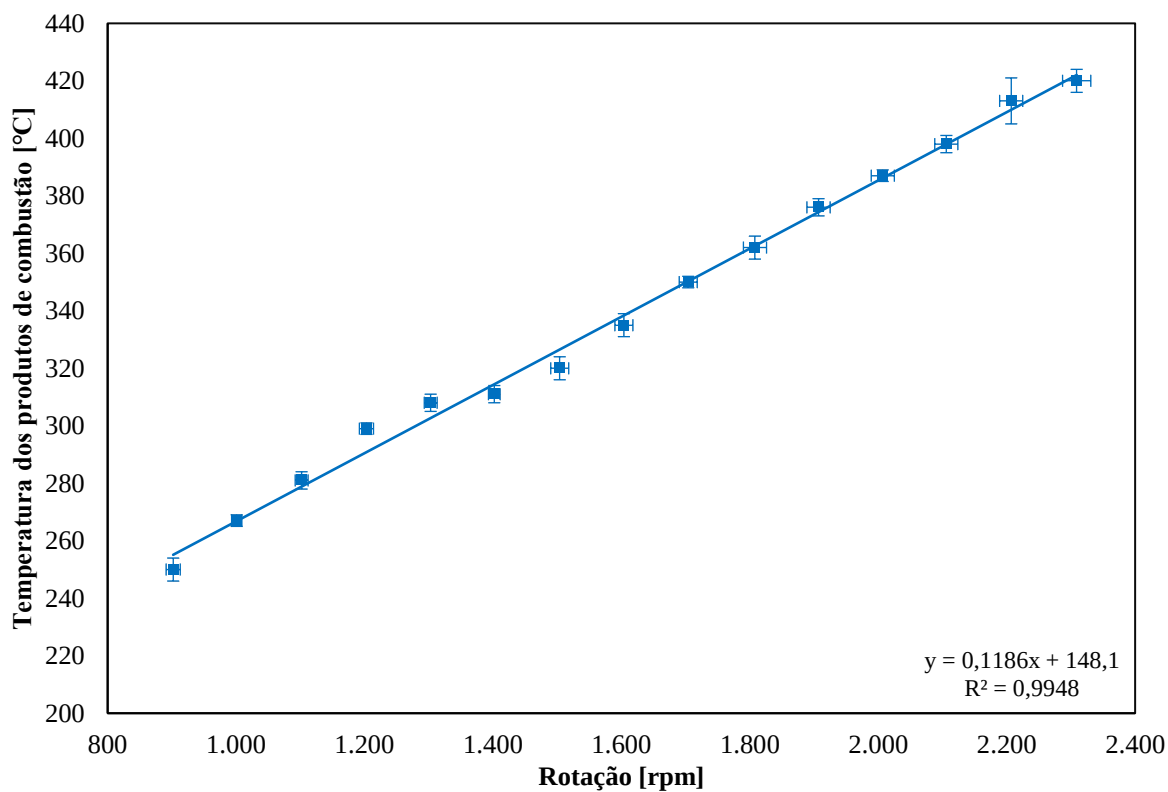
Fonte: Próprio autor

Figura 138 - Ajuste da curva de emissões de SO₂ com injeção independente de EHC na configuração C2.

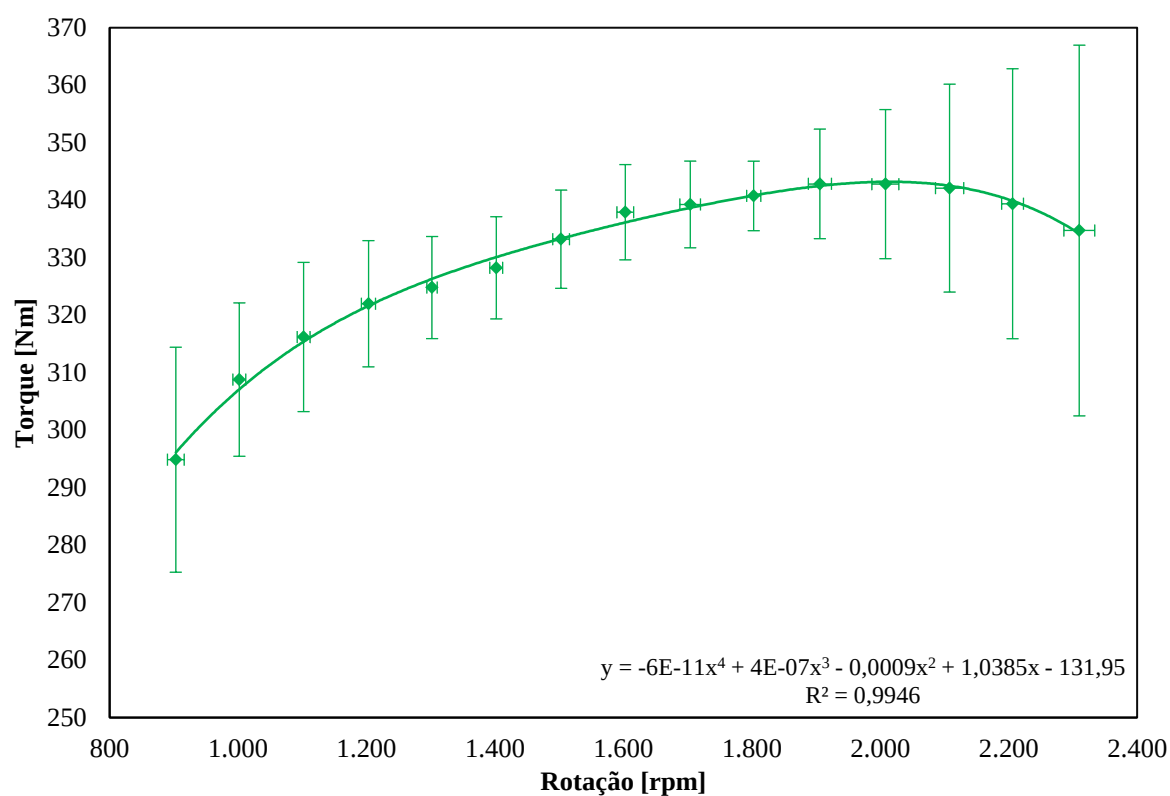


Fonte: Próprio autor

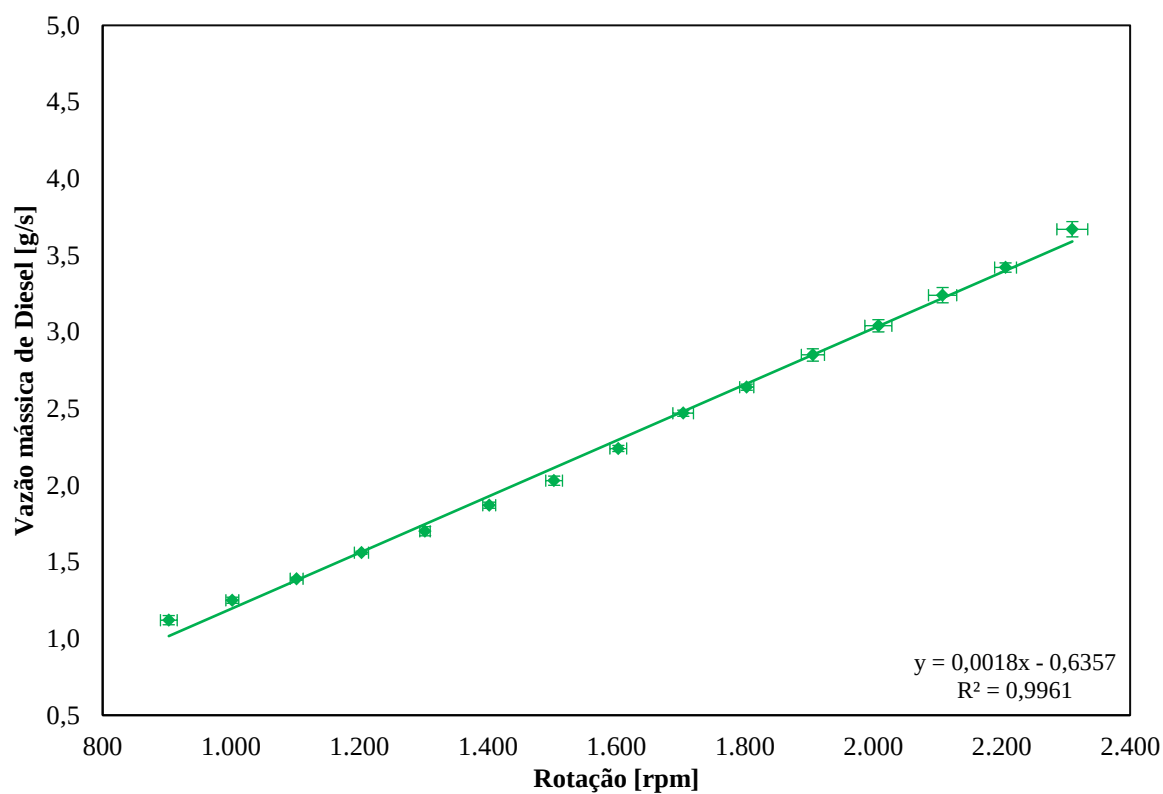
Figura 139 - Ajuste da curva de temperatura de exaustão com injeção independente na configuração C2.



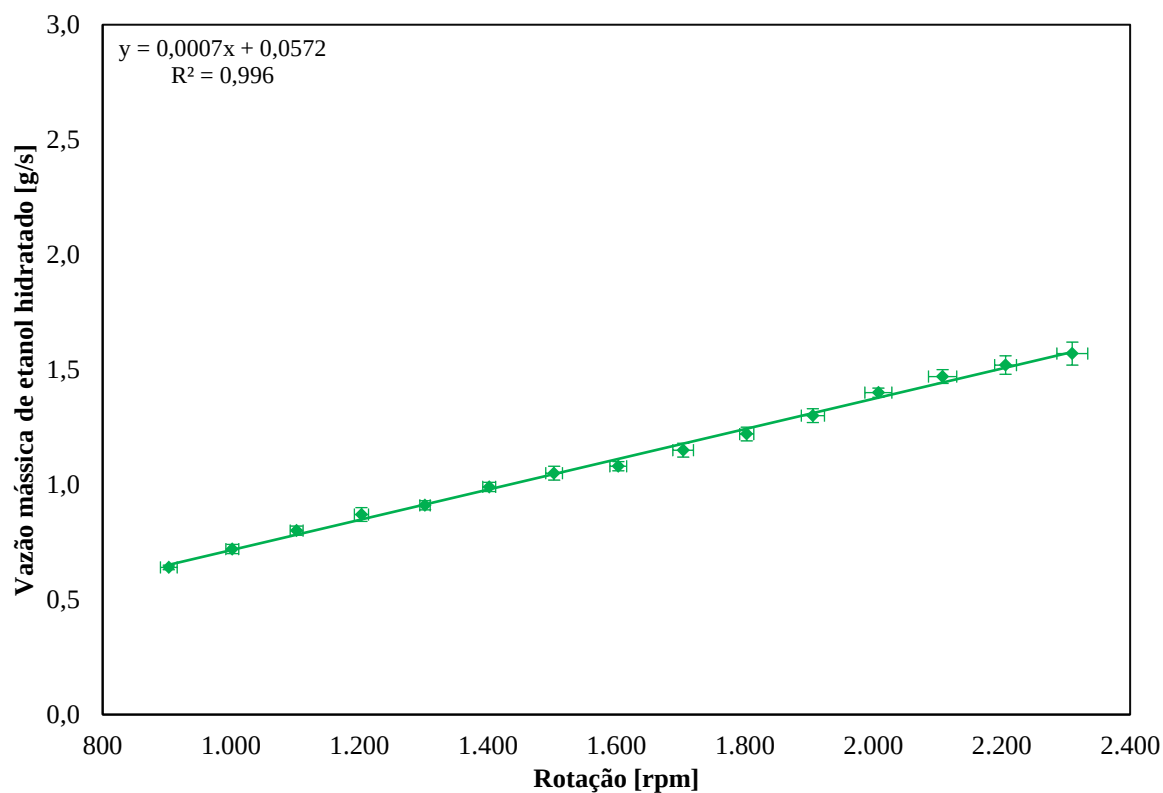
Fonte: Próprio autor

Figura 140 - Ajuste da curva de torque para ensaios com injeção independente de EHC na configuração C3.

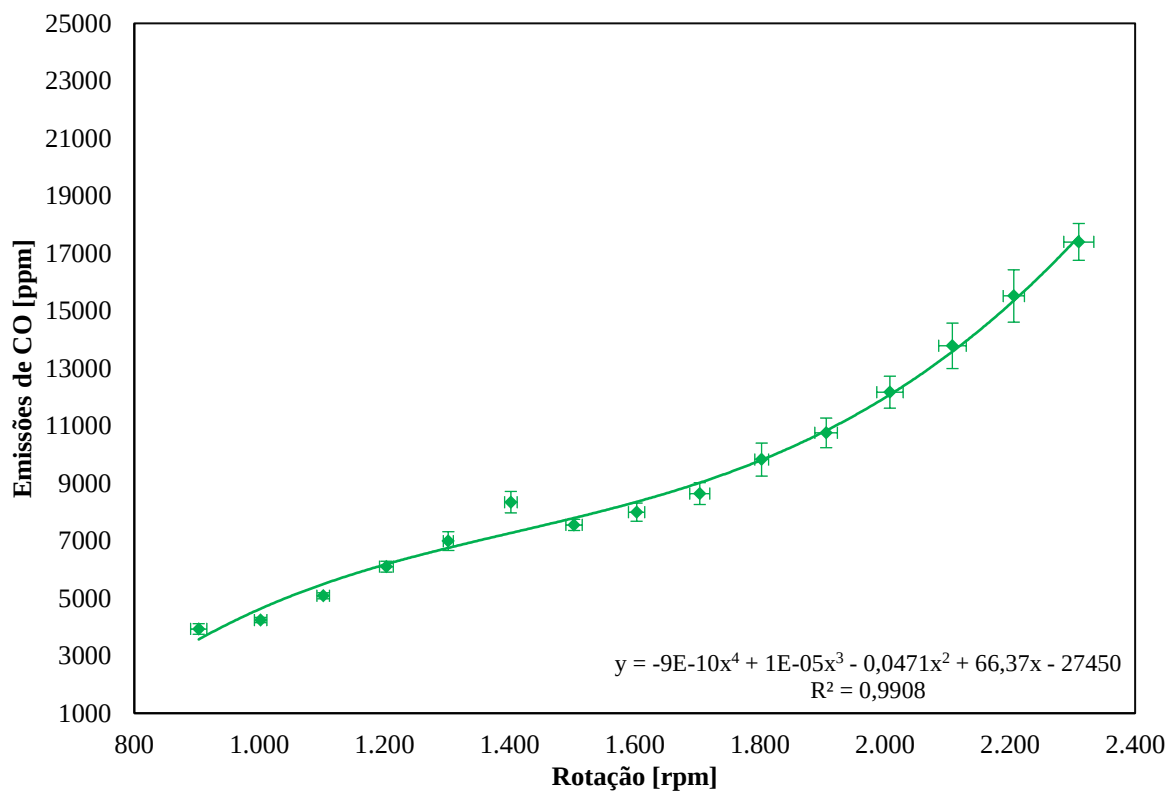
Fonte: Próprio autor

Figura 141 - Ajuste da curva de vazão mássica de Diesel com injeção independente na configuração C3.

Fonte: Próprio autor.

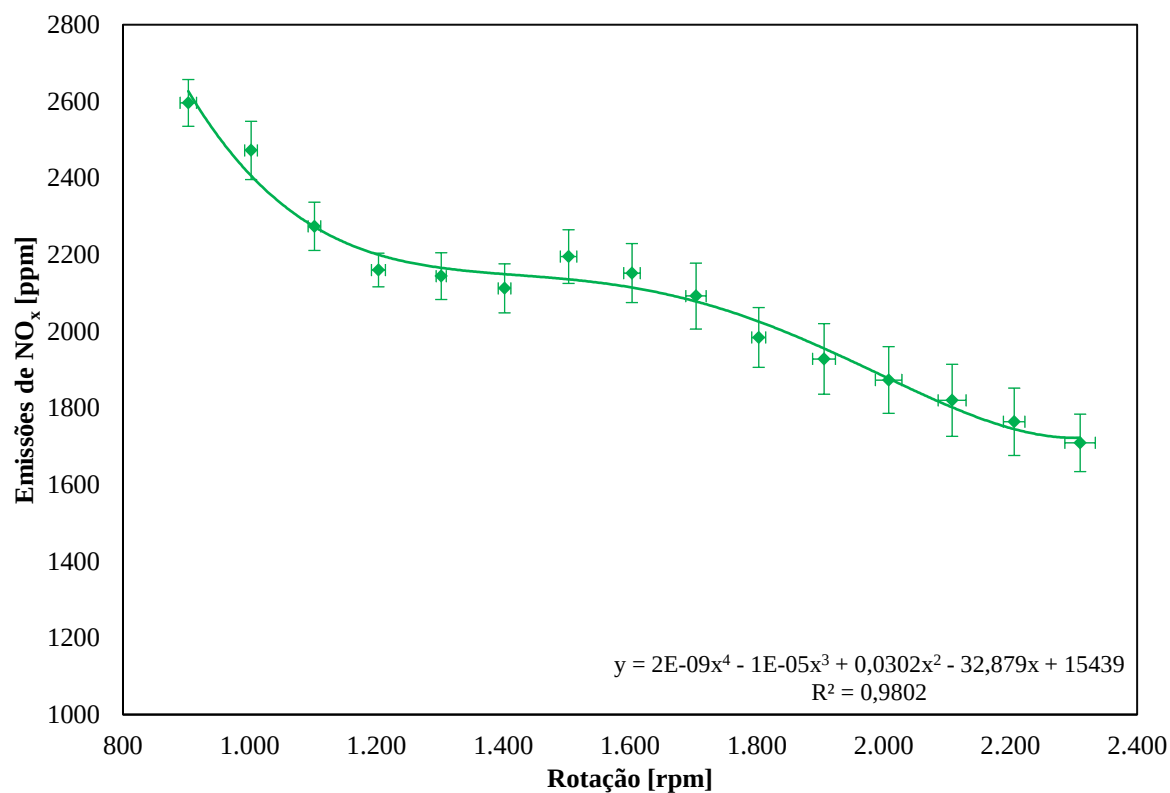
Figura 142 - Ajuste da curva de vazão mássica de EHC com injeção independente na configuração C3.

Fonte: Próprio autor.

Figura 143 - Ajuste da curva de emissões de CO com injeção independente de EHC na configuração C3.

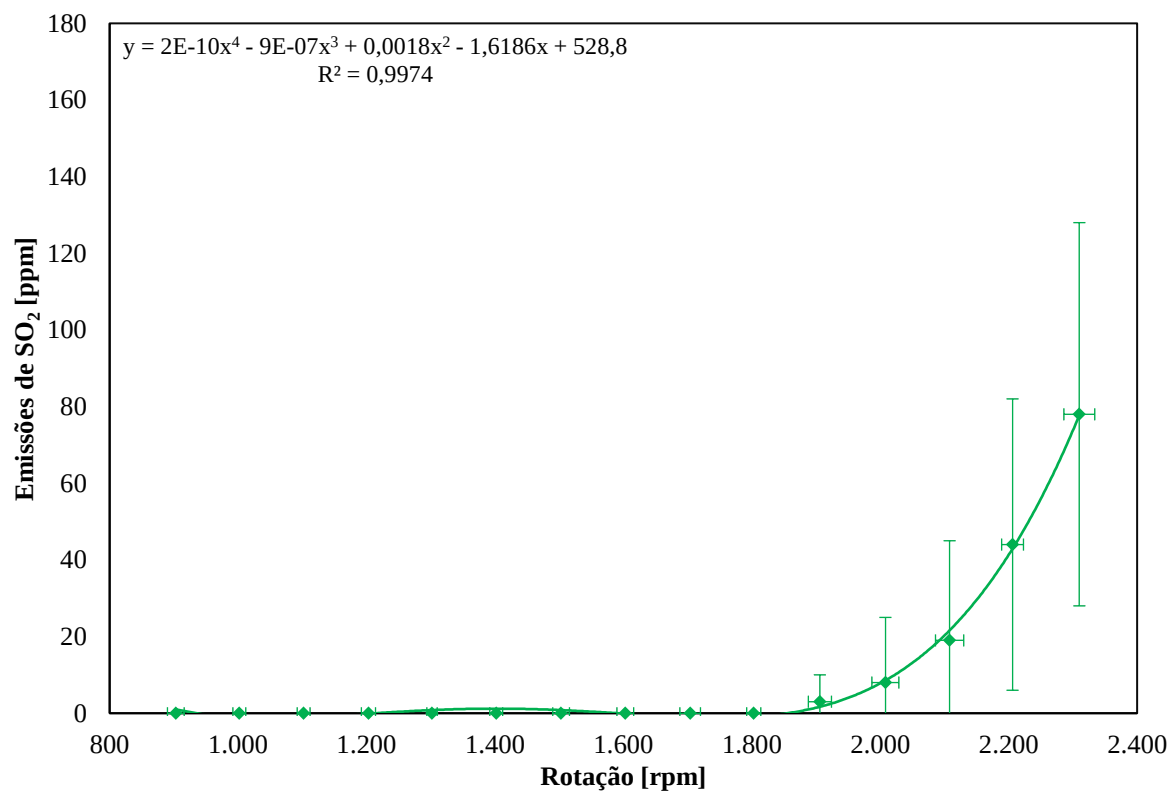
Fonte: Próprio autor

Figura 144 - Ajuste da curva de emissões de NO_x com injeção independente de EHC na configuração C3.

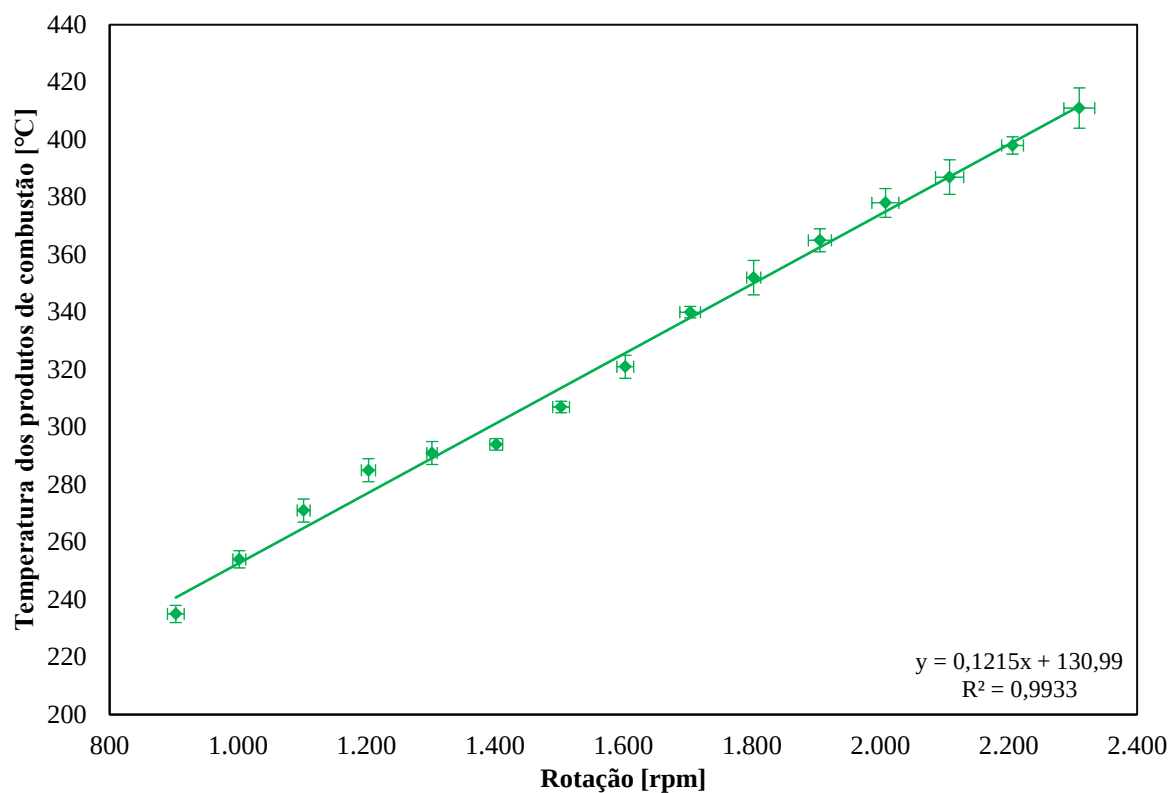


Fonte: Próprio autor

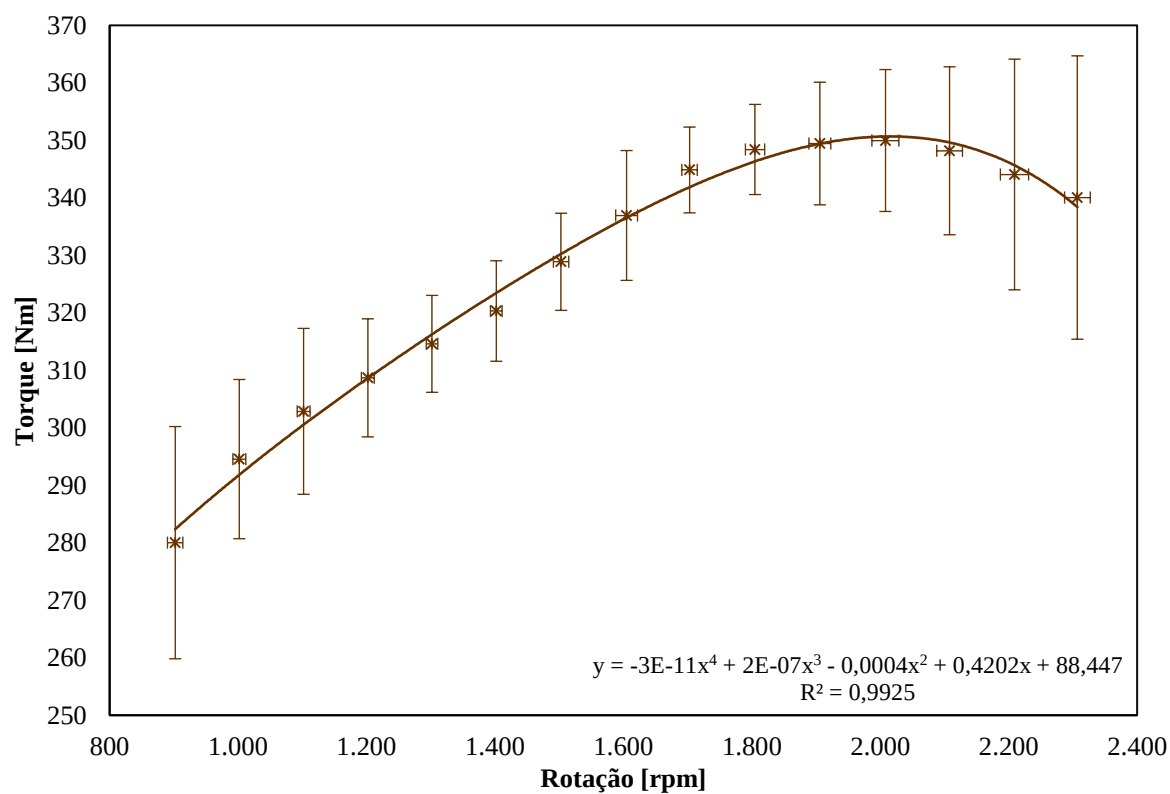
Figura 145 - Ajuste da curva de emissões de SO₂ com injeção independente de EHC na configuração C3.



Fonte: Próprio autor

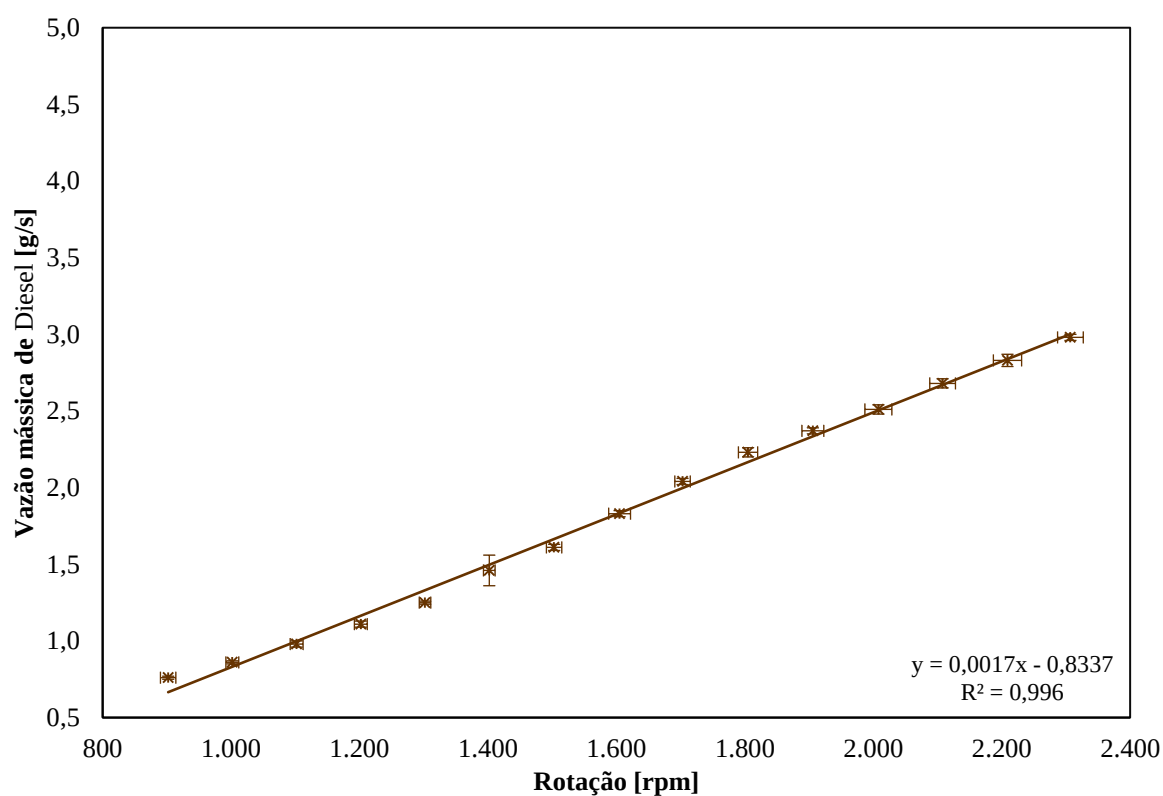
Figura 146 - Ajuste da curva de temperatura de exaustão com injeção independente na configuração C3.

Fonte: Próprio autor

Figura 147 - Ajuste da curva de torque para ensaios com injeção independente de EHC na configuração C4.

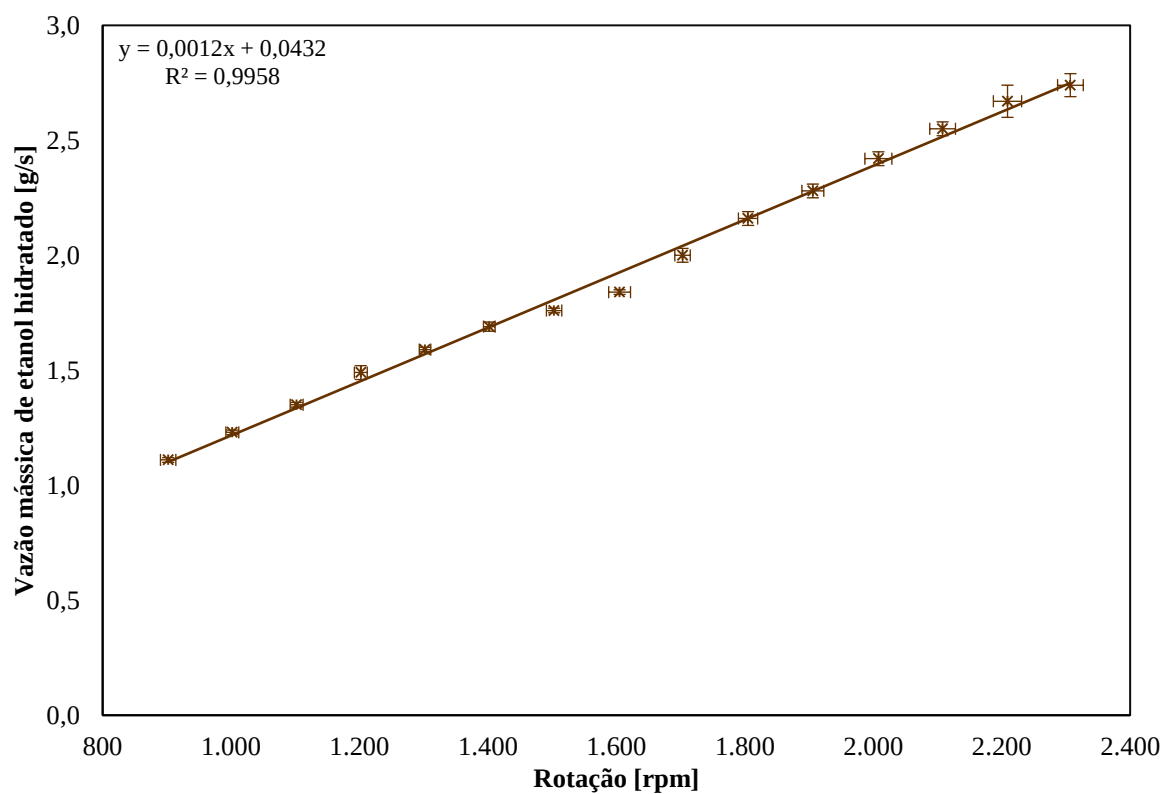
Fonte: Próprio autor

Figura 148 - Ajuste da curva de vazão mássica de Diesel com injeção independente na configuração C4.

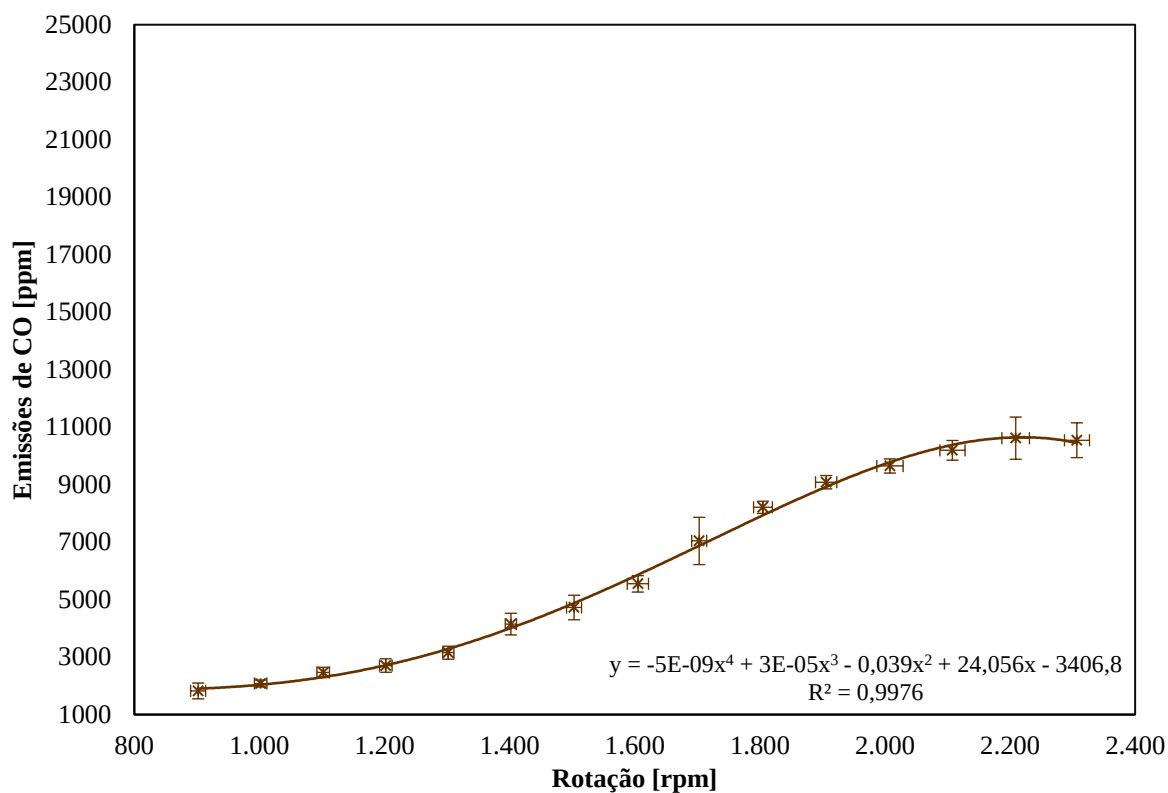


Fonte: Próprio autor.

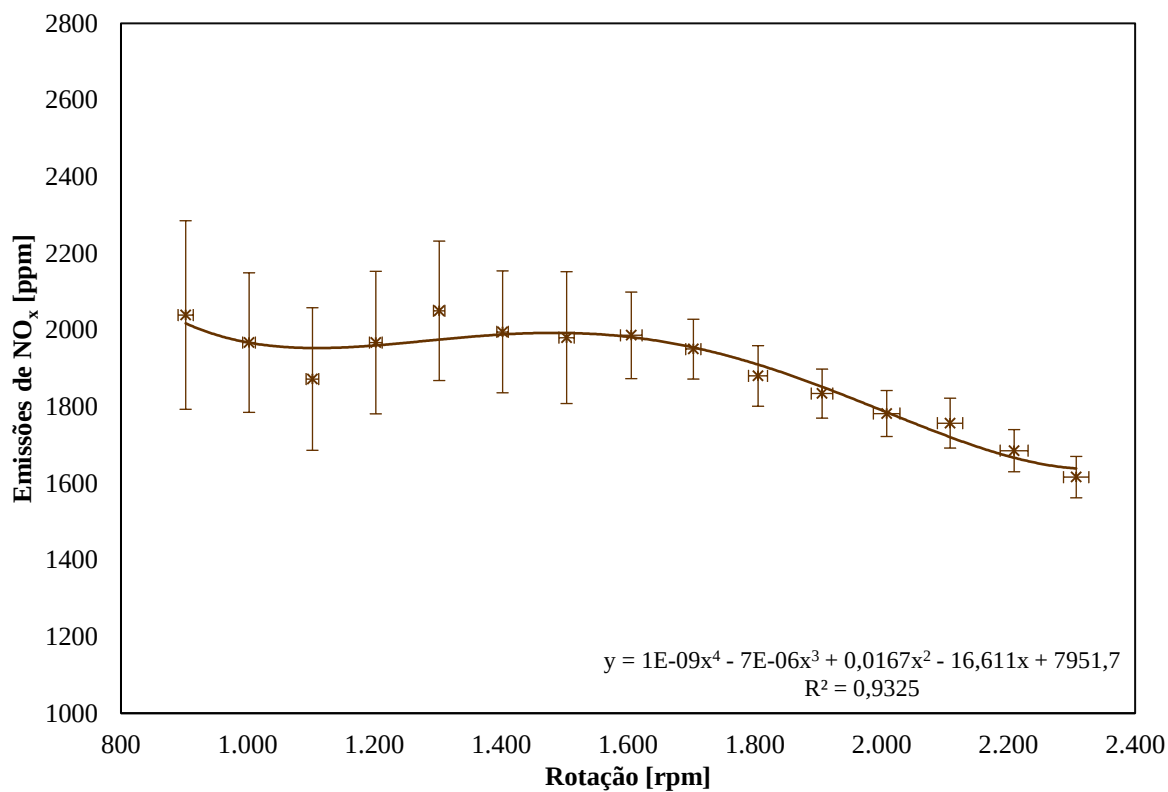
Figura 149 - Ajuste da curva de vazão mássica de EHC com injeção independente na configuração C4.



Fonte: Próprio autor.

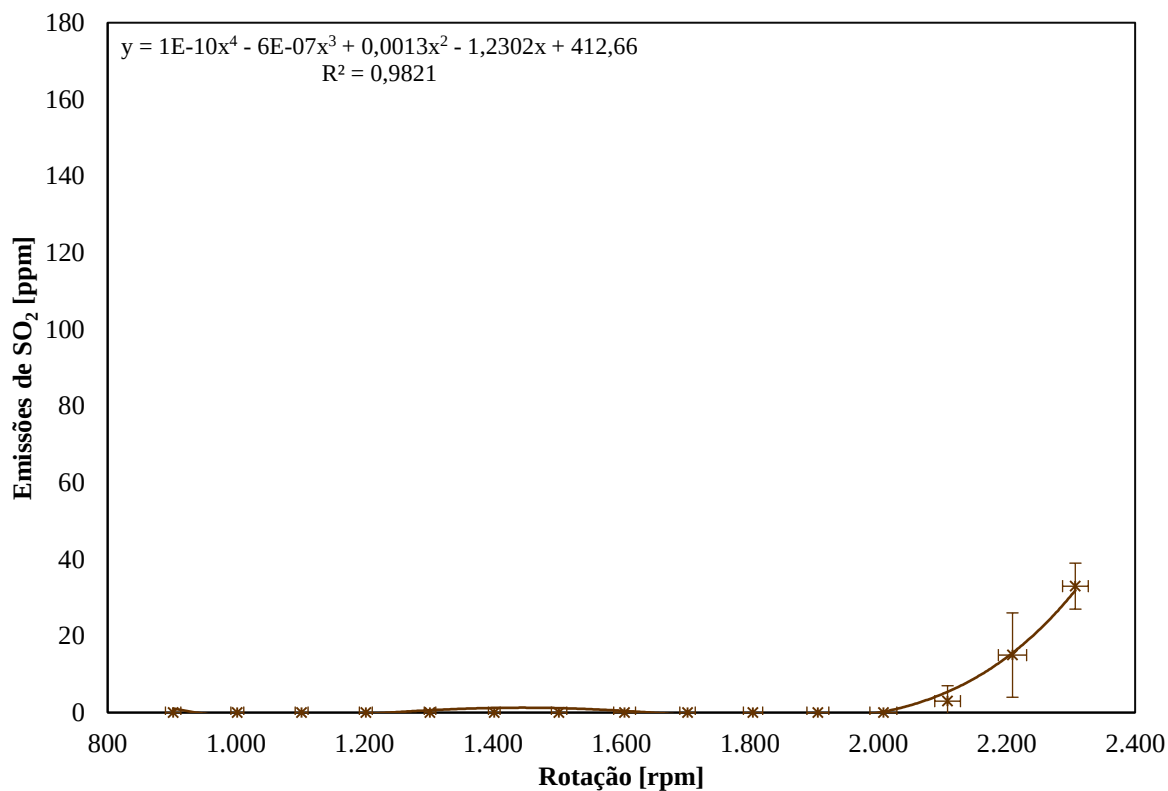
Figura 150 - Ajuste da curva de emissões de CO com injeção independente de EHC na configuração C4.

Fonte: Próprio autor.

Figura 151 - Ajuste da curva de emissões de NO_x com injeção independente de EHC na configuração C4.

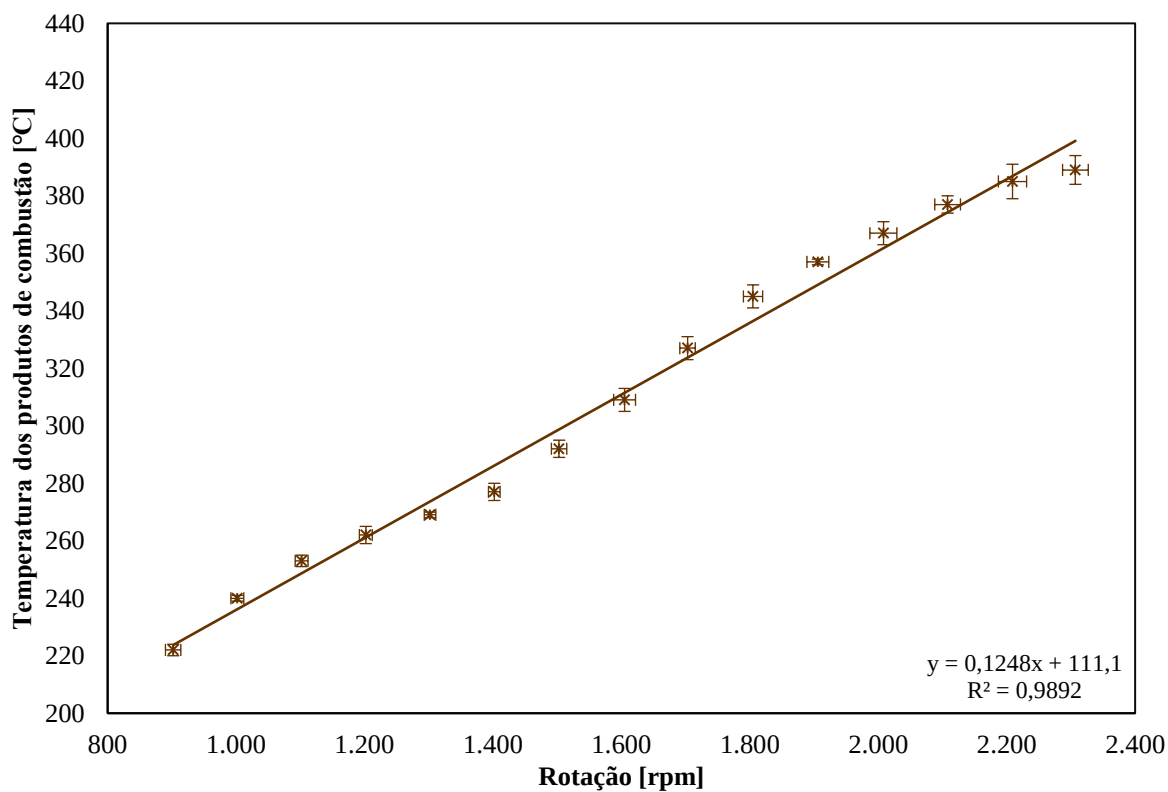
Fonte: Próprio autor

Figura 152 - Ajuste da curva de emissões de SO₂ com injeção independente de EHC na configuração C4.



Fonte: Próprio autor

Figura 153 - Ajuste da curva de temperatura de exaustão com injeção independente na configuração C4.



Fonte: Próprio autor

C LIMITES DE EMISSÕES

Em 06 de maio de 1986, a Resolução nº 18 do CONAMA (Conselho Nacional do Meio Ambiente) criou o Programa de Controle de Poluição do Ar por Veículos Automotores (PROCONVE), coordenado pelo Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis (IBAMA, 2011).

O PROCONVE tem seu funcionamento por fases, as quais são instituídas por resoluções do Conama, que trazem os valores máximos de emissão de poluentes que podem ser emitidos pelos veículos. Para que seja concedida a licença para comercialização de um determinado modelo de veículo no Brasil, seja ele produzido no país ou importado, este modelo deve passar previamente por ensaio de emissão em laboratório credenciado pelo Inmetro (IBAMA, 2017).

Para tanto, a Resolução do CONAMA nº 18/86 deu, assim, os primeiros encaminhamentos para o controle da emissão de veículos a Diesel com massa total máxima maior que 3.856 kg ou massa do veículo em ordem de marcha maior que 2.720 kg, pois são os principais emissores de material particulado e óxidos de nitrogênio. Neste contexto, a Tabela 28 apresenta um resumo das fases de implantação do PROCONVE até 2011 (IBAMA, 2011).

Tabela 28 - Limites de emissões das fases do PROCONVE para veículos pesados a Diesel.

PROCONVE	EURO	CO [g/kWh]	HC [g/kWh]	NO _x [g/kWh]	MP [g/kWh]	Vigência
Fase P1	-	14,00 ¹	3,50 ¹	18,00 ¹	-	1989 a 1993
Fase P2	Euro 0	11,20	2,45	14,40	0,60 ¹	1994 a 1995
Fase P3	Euro 1	4,90	1,23	9,00	0,40 ou 0,70 ²	1996 a 1999
Fase P4	Euro 2	4,00	1,10	7,00	0,15	2000 a 2005
Fase P5	Euro 3	2,10	0,66	5,00	0,10 ou 0,13 ³	2006 a 2008
Fase P6 ⁴	Euro 4	1,50	0,46	3,50	0,02	2009 a 2012
Fase P7	Euro 5	1,50	0,46	2,00	0,02	A partir de 2012

¹ Não foram exigidos legalmente.
² 0,7 para motores até 85 kW e 0,4 para motores com mais de 85 kW.
³ Motores com cilindrada unitária inferior a 0,75 dm³ e rotação à potência nominal superior a 3.000 rpm.
⁴ Não entrou em vigor na data prevista.

Fonte: Adaptado de CNT - Confederação Nacional do Transporte (2012).

Segundo IBAMA (2011), os motores e serem lançados são submetidos a três ciclos de testes: ELR, ESC e ETC, os quais serão detalhados na sequência:

- **ELR - Ciclo Europeu de Resposta em Carga:** ciclo de ensaio que consiste numa sequência de quatro patamares a rotações constantes e cargas crescentes de dez a cem por cento, para determinação da opacidade da emissão de escapamento;
- **ESC - Ciclo Europeu em Regime Constante:** consiste de um ciclo de ensaio com 13 modos de operação em regime constante;
- **ETC - Ciclo Europeu em Regime Transiente:** de ensaio que consiste de mil e oitocentos modos transientes, segundo a segundo, simulando condições reais de uso.

As Tabelas 29 e 30 apresentam os limites de emissões detalhados para os veículos pesados com base nos ciclos de testes ESC/ELR e ETC. Os limites seguem a fase P7 e estão em vigor desde 01 de janeiro de 2012.

Tabela 29 - Limites de emissões para veículos pesados a Diesel com sistemas convencional e pós-tratamento com base nos ciclos de testes ESC/ELR.

Poluentes	Limites - Fase P7 Desde 01/01/2012
Monóxido de carbono (CO em g/kWh)	1,50
Hidrocarbonetos (HC em g/kWh)	0,46
Óxidos de nitrogênio (NO _x em g/kWh)	2,00
Material particulado (MP em g/kWh)	0,02
Opacidade ELR (m ⁻¹)	0,50

Fonte: Adaptado de IBAMA (2017).

Tabela 30 - Limites de emissões para veículos pesados a Diesel com sistemas convencional e pós-tratamento com base nos ciclos de testes ETC.

Poluentes	Limites - Fase P7 Desde 01/01/2012
Monóxido de carbono (CO em g/kWh)	4,00
Hidrocarbonetos não metano (NMHC em g/kWh)	0,55
Metano (CH ₄ em g/kWh)	NE
Óxidos de nitrogênio (NO _x em g/kWh)	2,00
Material particulado (MP em g/kWh)	0,03

(NE) não exigível.

Fonte: Adaptado de IBAMA (2017).

A Tabela 31 apresenta os limites de emissões detalhados para as máquinas rodoviárias e agrícolas. Os limites seguem a Fase P7 e estão em vigor desde 01 de janeiro de 2015.

Tabela 31 - Limites de emissões para máquinas rodoviárias e agrícolas.

Poluentes	Limites de Emissões ¹			
	Potência P [kW]			
	$19 \leq P < 37$	$37 \leq P < 75$	$75 \leq P < 130$	$130 \leq P \leq 560$
Monóxido de carbono (CO em g/kWh)	5,5	5,0	5,0	3,5
Hidrocarbonetos + óxidos de nitrogênio (HC + NO _x em g/kWh)	7,5	4,7	4,0	4,0
Material particulado (MP em g/kWh)	0,6	0,4	0,3	0,2

¹ Em 2015 inicia para os novos lançamentos de máquinas rodoviárias com motores com potência igual ou superior a 37 kW;
 A partir de 2017: para todas as máquinas rodoviárias com motores com potência igual ou superior a 19 kW;
 A partir de 2017: para as máquinas agrícolas novas com motores com potência igual ou superior a 75 kW;
 A partir de 2019: para as máquinas agrícolas novas com motores com potência igual ou superior a 19 kW e até 75 kW.

Fonte: Adaptado de IBAMA (2017).

ANEXOS

A CÉLULA DE CARGA

A célula de carga utilizada na bancada dinamométrica é fabricada pela AEPH do Brasil, modelo TSA, com capacidade para 1.000 kg. Este sensor é responsável pela medição da força de frenagem que é aplicada ao eixo do motor, sendo então convertida posteriormente em torque.

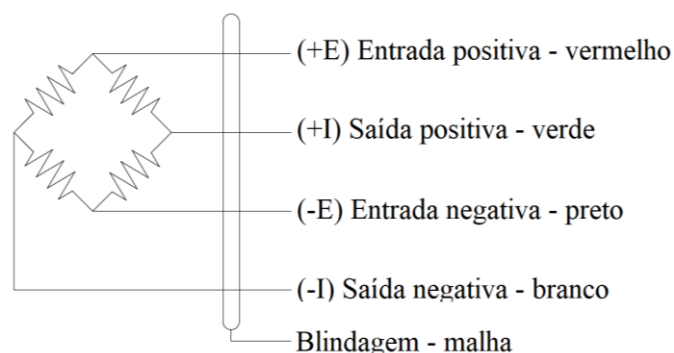
A Tabela 32 apresenta as principais características de funcionamento deste sensor. A Figura 154 apresenta o esquema elétrico, utilizado na instalação da bancada. Tais informações foram retiradas do manual deste sensor, disponível no endereço eletrônico da fabricante.

Tabela 32 - Características operacionais da célula de carga TSA.

Capacidades	500 kg	1.000 kg	2.000 kg	5.000 kg
Material	Aço 4340 + Níquel químico			
Sensibilidade	2 mV/V $\pm 10\%$			
Não linearidade	< 0,02% FSO			
Histerese	< 0,02% FSO			
Creep ou fluência	30 min: < 0,03% FSO 8 h: < 0,05% FSO			
Equilíbrio do zero	$\pm 1\%$			
Faixa de temperatura de operação	-10°C a 60°C			
Máximo erro	0,03%			
Sobrecarga segura	150% FSO			
Sobrecarga de ruptura	300% FSO			
Tensão recomendada	5 a 10 V			
Resistência elétrica de entrada	$378\Omega \pm 30\Omega$			
Resistência elétrica de saída	$351\Omega \pm 3\Omega$			
Resistência elétrica de isolamento	> 2G Ω			
Grau de proteção	IP-67			

Fonte: Adaptado de AEPH do Brasil (2018).

Figura 154 - Esquema elétrico de ligação da célula de carga.

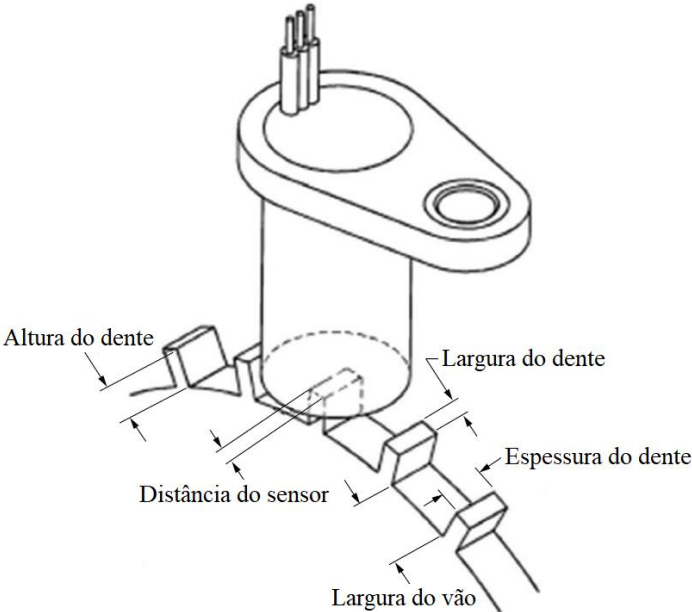


Fonte: Adaptado de AEPH do Brasil (2018).

B SENSOR DE ROTAÇÃO

O sensor de rotação 1GT101DC, fabricado pela Honeywell, foi instalado junto ao eixo do freio dinamométrico para o levantamento da frequência de funcionamento do conjunto. A Figura 155 apresenta o posicionamento para a correta instalação do sensor. Na sequência, a Tabela 33 apresenta as dimensões de referência da polia dentada. Tais informações foram extraídas do manual do fabricante.

Figura 155 - Dimensões de referência da polia dentada e posicionamento do sensor.



Fonte: Adaptado de Honeywell (2016).

Tabela 33 - Dimensões de referência da polia dentada¹.

Característica	Parâmetro [mm]
Diâmetro da polia	101,60
Altura do dente	> 5,08
Largura do vão	> 10,16
Largura do dente	> 2,54
Espessura do dente	> 6,35
Distância do sensor	1,02 a 2,03

¹ Aplicação de 10 a 3.600 rpm.

Fonte: Adaptado de Honeywell (2016).

C TERMISTOR

Os termistores utilizados na coleta de temperatura da bancada dinamométrica faz parte da família NTCLE100E3, produzido pela Vishay. A Tabela 34 contém algumas informações

gerais deste sensor, assim como os valores das constantes utilizadas no cálculo das temperaturas médias (A_1 , B_1 , C_1 e D_1), com base no algoritmo apresentado no Apêndice A.

Tabela 34 - Informações gerais do termistor NTCLE100E3103JB0.

Parâmetro	Valor
Temperatura de operação	- 40 a 125°C
Resistência a 25°C (R_{25})	10 k Ω
A_1	3,354016E-3 K ⁻¹
B_1	2,569850E-4 K ⁻¹
C_1	2,620131E-6 K ⁻¹
D_1	6,383091E-8 K ⁻¹

Fonte: Adaptado de Vishay (2016).

D BALANÇA ELETRÔNICA

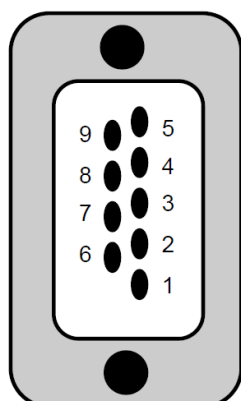
Na sequência, a Tabela 35 apresenta as características técnicas das balanças eletrônicas M5202 utilizadas nas medições de consumo de combustível. Tais informações foram obtidas a partir do manual do equipamento. Além disso, a Figura 156 apresenta a disposição dos conectores para interface da balança com o computador através da porta serial.

Tabela 35 - Informações técnicas da balança eletrônica M5202.

Parâmetro	Valor
Capacidade [g]	5.200
Resolução [g]	0,01
Reprodutibilidade [g]	0,008
Linearidade [g]	$\pm 0,03$
Tempo de resposta [s]	< 3

Fonte: Adaptado de BEL Equipamentos (2013).

Figura 156 - Conexão da balança com o computador da sala de ensaios.



Pino	Conexão
1	+ 5V
2	Sinal Tx
3	Sinal Rx
4	Sinal <i>busy</i>
5	Terra (GND)
6 - 4	Conectados juntos

Fonte: Adaptado de BEL Equipamentos (2013).

E ANALISADOR DE GASES

As características operacionais referentes ao analisador de gases modelo Tempest 100, fabricado pela *TELEGAN Gas Monitoring*, foram extraídos do Manual de Operações que acompanha o aparelho, sendo apresentadas na Tabela 36.

Tabela 36 - Características de operação do analisador de gases Tempest 100.

Parâmetro	Faixa	Resolução	Precisão
O ₂	0 – 25%	0,1%	±0,2%
CO	0 – 10.000 ppm	1 ppm	<100 ppm ±5ppm >100 ppm ±5% <i>fsd</i> *
SO ₂	0 – 2.000 ppm	1 ppm	<100 ppm ±5ppm >100 ppm ±5% <i>fsd</i> *
NO	0 – 1.000 ppm	1 ppm	<100 ppm ±5ppm >100 ppm ±5% <i>fsd</i> *
NO ₂	0 – 200 ppm	1 ppm	<20 ppm ±5ppm >20 ppm ±5% <i>fsd</i> *

**fsd*: full scale deflection

Fonte: Adaptado do manual técnico do aparelho Tempest 100.

F ESPECIFICAÇÕES DO EAC, EHC E EHCP

A Tabela 37 apresenta as especificações técnicas do EAC, EHC e EHCP com base na Resolução ANP N° 19, de 15/04/2015.

Tabela 37 - Especificações do EAC, do EHC e do EHCP1.

CARACTERÍSTICA	UNIDADE	LIMITE			MÉTODO	
		EAC	EHC	EHCP2	NBR	ASTM/EM/ISO
Aspecto (3)	-	Límpido e Isento de Impurezas (LII)			Visual	
Cor	-	(4)	(5)		Visual	
Acidez total, máx. (em miligramas de ácido acético)	mg/L	30			9866 16047	ISO 17315
Condutividade elétrica, máx. (6)	µS/m	300			10547	ISSO 17308
Massa específica a 20 °C. (7)	kg/m3	791,5 máx.	805,2 a 811,2	799,7 a 802,8	5992 15639	D4052
Teor alcoólico (7), (8), (9)	% massa	99,3 mín.	92,5 a 94,6	95,5 a 96,5	5992 15639	-
Potencial hidrogeniônico (pH)	-	-	6,0 a 8,0		10891	-
Teor de etanol, mín. (10)	% volume	98,0	94,5	96,3	16041	DD5501
Teor de água, máx. (10)	% massa	0,7	7,5	4,5	15531 15888	E203 E1064 (11)
Resíduo por evaporação, máx. (12), (13)	mg/100mL	5			8644	-

Tabela 37 - Especificações do EAC, do EHC e do EHCP1 (Continuação).

Teor de hidrocarbonetos, máx. (12)	% volume	3	13993	-
Teor de cloreto, máx. (14)	mg/kg	1	10894	D7328 D7319
Teor de sulfato, máx. (15)	mg/kg	4	10894	D7328 D7319
Teor de ferro, máx. (15)	mg/kg	5	11331	-
Teor de sódio, máx. (15)	mg/kg	2	10422	-
Teor de cobre, máx. (16)	mg/kg	0,07	-	11331
Teor de enxofre, máx. (17), (18)	mg/kg	Anotar	-	D5453 EN15485 EN15486 EN15837
Teor de metanol, máx. (19), (20)*	% volume	0,5	16041	1388-8

* (Redação dada pela Resolução ANP nº 740 de 15.8.2018 - DOU 16.8.2018 - Efeitos a partir de 16.8.2018)

1. A ANP poderá acrescentar características adicionais, métodos complementares ou impor novos limites às especificações dispostas nas Tabelas V e VI deste Regulamento Técnico, para o caso de Etanol Combustível produzido a partir de matéria-prima distinta ao caldo ou melaço de cana-de-açúcar ou a partir de processos distintos ao da rota fermentativa.

2. No Certificado da Qualidade deverá ser indicada a nomenclatura Etanol Hidratado Combustível Premium, quando os resultados das análises atenderem aos limites de especificação do EHCP.

3. O produto só poderá ser considerado reprovado no Aspecto, caso o parâmetro resíduo por evaporação estiver não conforme. Alternativamente, o parâmetro resíduo por evaporação pode ser substituído pelo teor de material não volátil, segundo a norma ABNT NBR 15559: Etanol combustível - Determinação do teor de material não volátil por evaporação, sendo aceito o limite de 5 mg/100mL.

4. Laranja após adição do corante especificado segundo a Tabela VII deste Regulamento Técnico.

5. Não pode apresentar as colorações laranja e azul, restritas ao EAC e à gasolina de aviação, respectivamente.

6. O limite de 300 uS/m entrará em vigor a partir de 1º de julho de 2015. Até 30 de junho de 2015, fica o valor máximo de 389 uS/m.

7. Para o caso de EHC e de EHCP certificado após transporte dutoviário ou aquaviário e no caso de produto importado, o limite para massa específica e teor alcoólico deve atender os valores constantes na Tabela VI.

8. A unidade "INPM é equivalente à unidade % massa para o teor alcoólico.

9. Para o cálculo do teor alcoólico, deve ser considerado o valor da massa específica com apenas uma casa decimal. Aplicar a regra de arredondamento determinada na norma NBR 5891.

10. Análise obrigatória para produto importado e quando houver suspeita de contaminação ou por solicitação da ANP.

11. A Norma ASTM E1064 somente poderá ser utilizada para o Etanol Anidro Combustível.

12. Análise obrigatória para produto importado e em caso de Etanol Combustível proveniente de transporte dutoviário ou aquaviário, o que não isenta de responsabilidade os agentes econômicos em atender o limite previsto na especificação nos casos em que o etanol não for transportado por estes modais.

13. No caso de Etanol Combustível aditivado, a determinação da característica resíduo por evaporação deverá ser conduzida conforme procedimento 2 da norma ABNT NBR 8644.

14. Análise obrigatória em caso de Etanol Combustível proveniente de transporte aquaviário por navegação marítima, o que não isenta de responsabilidade cada agente econômico que comercializa o combustível em atender o limite previsto na especificação ao longo de toda cadeia.

15. Análise obrigatória para produto importado. No caso de produção nacional, análise de periodicidade mensal e obrigatória apenas para o EHC e EHCP, o que não isenta a responsabilidade por parte do Fornecedor de Etanol Combustível e demais agentes da cadeia em atender o limite previsto na especificação para o Etanol Anidro Combustível.

16. Análise obrigatória para produto importado. No caso de produção nacional, análise de periodicidade mensal e obrigatória somente quando o Etanol for produzido, armazenado ou transportado em equipamentos ou linhas que contenham ligas metálicas compostas por cobre.

17. Análise obrigatória para produto importado. No caso de produção nacional, análise de periodicidade trimestral.

18. A análise teor de enxofre passará a ser obrigatória a partir de 1º de julho de 2015.

19. Proibida a adição. Métodos que identifiquem a presença de metanol com base na norma ISO 1388-8, bem como outro(s) método(s) que venha(m) a ser normalizado(s) para detecção de metanol no etanol podem ser utilizados. Caso seja utilizada a norma ISO 1388-8, qualquer mudança de coloração de incolor para azul no tubo de ensaio da amostra - indicativo da presença de metanol - ou ainda a obtenção de resultados inconclusivos exige a confirmação pelo método cromatográfico ABNT NBR 16041. (Redação dada pela Resolução ANP nº 740 de 15.8.2018 - DOU 16.8.2018 - Efeitos a partir de 16.8.2018)

20. Caso o Fornecedor de Etanol Combustível opte por não realizar a análise de metanol pelo(s) método(s) indicado(s), deverá deixar em branco o campo "Resultado" do Certificado de Qualidade e declarar expressamente que o etanol combustível contém teor de metanol abaixo do limite da especificação, de 0,5% de volume, e que assume toda e qualquer responsabilidade pelo não atendimento à especificação. (Acrescentado pela Resolução ANP nº 740 de 15.8.2018 - DOU 16.8.2018 - Efeitos a partir de 16.8.2018)

EAC - Etanol Anidro Combustível

EHC - Etanol Hidratado Combustível

EHCP - Etanol Hidratado Combustível Premium

NBR - Norma Técnica brasileira

ASTM - American Society for Testing and Materials

EN - Norma Europeia (European Standards)

ISO - International Organization for Standardization

Fonte: Adaptado de ANP (2015).

G ESPECIFICAÇÕES DO DIESEL

A Tabela 38 apresenta as especificações técnicas do óleo Diesel de uso rodoviário, extraídas da Resolução ANP N° 50, de 23/12/2013.

Tabela 38 - Especificações do óleo Diesel de uso rodoviário.

CARACTERÍSTICA (1)	UNIDADE	LIMITE		MÉTODO	
		TIPO A e B		ABNT NBR	ASTM/ISSO
		S10	S500		
Aspecto (2) (22) (23)	-	Límpido e isento de impurezas		14954	D4176
Cor	-	(3)	Vermelho (4)		
Cor ASTM, máx. (5)	-	3,0		14483	D1500 D6045
Teor de biodiesel (6)	% volume	(7)		15568	ISSO 14078
Enxofre total, máx. (21)	mg/kg	10,0 (8)	-	-	D2622 D5453 D7039 D7212 (9) D7220
		-	500	14533 (9)	D2622 D4294 (9) D5453 D7039 D7220
Destilação					
10% vol., recuperados, mín.	°C	180	Anotar	9619	D86
50% vol., recuperados		245 a 295	245 a 310		
85% vol., recuperados, máx.		-	360		
90% vol., recuperados		-	Anotar		
95% vol., recuperados, máx		370	-		
Massa específica a 20°C	kg/m³	815 a 850 (10)	815 a 865	7148 14065	D1298 D4052
Ponto de fulgor, mín.	°C	38,0		7974 14598	D56 D93 D3828 D7094
Viscosidade Cinemática a 40°C	mm²/s	2,0 a 4,5	2,0 a 5,0	10441	D445
Ponto de entupimento de filtro a frio, máx.	°C	(11)		14747	D6371
Número de cetano, mín. ou Número de cetano derivado (NCD), mín.	-	48	42 (12)	-	D613 D6890 D7170
Resíduo de carbono Ramsbot-tom no resíduo dos 10% finais da destilação, máx.	% massa	0,25		14318	D524
Cinzas, máx.	% massa	0,010		9842	D482
Corrosividade ao cobre, 3h a 50°C, máx	-	1		14359	D130
Teor de Água (13), máx.	mg/kg	200	500	-	D6304 ISSO 12937
Contaminação total (14), máx.	mg/kg	24	-	-	ISSO 12662

Tabela 38 - Especificações do óleo Diesel de uso rodoviário (continuação).

Água e sedimentos, máx. (14)	% volume	-	0,05	-	D2709
Hidrocarbonetos policíclicos aromáticos (9) (15), máx.	% massa	11	-	-	D5186 D6591 ISSO 12916
Estabilidade à oxidação (15), máx.	mg/100mL	2,5	-	-	D2274 (17) D5304 (17)
Índice de Acidez (24)	mg KOH/g	Anotar	-	14248	D664 D974
Lubricidade, máx.	µm	(18)			ISSO 12156 D6079
Condutividade elétrica, mín. (19)	isso/m	25	25 (20)	- -	D2624 D4308

A Resolução ANP nº 69, de 23.12.2014 - DOU 24.12.2014 - Efeitos a partir de 24.12.2014 acrescentou na característica Ponto de Fulgor desta Tabela o método D7094. A Resolução ANP nº 69, de 23.12.2014 - DOU 24.12.2014 - Efeitos a partir de 24.12.2014 acrescentou na característica Índice de Neutralização desta Tabela o método D664.

- (1) Poderão ser incluídas nesta especificação outras características, com seus respectivos limites, para óleo Diesel obtido de processo diverso de refino e processamento de gás natural ou a partir de matéria prima distinta do petróleo.
- (2) Deverá ser aplicado o procedimento 1 para cada método.
- (3) Usualmente de incolor a amarelada, podendo apresentar-se ligeiramente alterada para as tonalidades marrom e alaranjada devido à coloração do biodiesel.
- (4) O corante vermelho, especificado conforme a Tabela III, deverá ser adicionado no teor de 20 mg/L de acordo com o artigo 12.
- (5) Limite requerido antes da adição do corante.
- (6) Aplicável apenas para o óleo Diesel B.
- (7) No percentual estabelecido pela legislação vigente. Será admitida variação de $\pm 0,5\%$ volume. A norma ISO 14078 é de referência em caso de disputa para a determinação do teor de biodiesel no óleo Diesel B.
- (8) Para efeito de fiscalização nas autuações por não conformidade, será admitida variação de +5 mg/kg no limite da característica teor de enxofre do óleo Diesel B S10, nos segmentos de distribuição e revenda de combustíveis.
- (9) Aplicável apenas para óleo Diesel A.
- (10) Será admitida a faixa de 815 a 853 kg/m³ para o óleo Diesel B.
- (11) Limites conforme Tabela II.
- (12) Para o óleo Diesel A, alternativamente, fica permitida a determinação do índice de cetano calculado pelo método ASTM D4737, quando o produto não contiver aditivo melhorador de cetano, com limite mínimo de 45. No caso de o resultado ser inferior a 45, o ensaio de número de cetano deverá ser realizado. Quando for utilizado aditivo melhorador de cetano, esta informação deverá constar no Certificado da Qualidade.
- (13) Aplicável na produção e na importação do óleo Diesel A S10 e A S500 e a ambos os óleos Diesel B na distribuição.
- (14) Aplicável na importação, antes da liberação do produto para comercialização.
- (15) Os resultados da estabilidade à oxidação e dos hidrocarbonetos policíclicos aromáticos poderão ser encaminhados ao distribuidor até 48 h após a comercialização do produto de modo a garantir o fluxo adequado do abastecimento. A partir de 1º de janeiro de 2015, o resultado do teor hidrocarbonetos policíclicos aromáticos deverá constar no Certificado da Qualidade no ato da comercialização do produto.
- (16) Excluída.
- (17) Os métodos ASTM D2274 e D5304 aplicam-se apenas ao óleo Diesel A.
- (18) Poderá ser determinada pelos métodos ISO 12156 ou ASTM D6079, sendo aplicáveis os limites de 460 µm e 520 µm, respectivamente. A medição da lubricidade deverá ser realizada em amostra com biodiesel, no teor estabelecido pela legislação vigente, em conformidade com o § 9º do Art. 9º.
- (19) Limite requerido no momento e na temperatura do carregamento/bombeio do combustível pelo produtor, importador e distribuidor. Para o óleo Diesel A S500 deverá ser informado no Certificado da Qualidade a concentração de aditivo antiestético adicionada.
- (20) A condutividade elétrica será determinada em amostra composta constituída da mistura de aditivo antiestético mais corante com o produto a ser comercializado. O teor de corante nesta amostra deverá estar conforme o indicado na Tabela III.
- (21) Em caso de disputa, a norma ASTM D5453 deverá ser utilizada.
- (22) Em caso de disputa, o produto será considerado como não especificado na característica Aspecto, caso ao menos um entre os parâmetros teor de água e água e sedimentos, para o óleo Diesel S500, e um entre os parâmetros teor de água e contaminação total, para o óleo Diesel S10, esteja não conforme.
- (23) Para efeito de fiscalização, nas autuações por não conformidade no Aspecto, deverão ser realizadas as análises de teor de água e água e sedimentos, para o óleo Diesel S500, ou teor de água e contaminação total, para o óleo Diesel S10. O produto será reprovado caso ao menos um desses parâmetros esteja fora de especificação.
- (24) Em caso de disputa, a norma ASTM D974 deverá ser utilizada.

Fonte: Adaptado de ANP (2013).

H PODER CALORÍFICO INFERIOR DOS COMBUSTÍVEIS

A Tabela 39 apresenta o Poder Calorífico Inferior (PCI) do Diesel S500, etanol anidro combustível (EAC) e etanol hidratado combustível (EHC), respectivamente. Tais parâmetros foram empregados no levantamento do rendimento térmico de eixo do motor, nas condições ensaiadas.

Tabela 39 - Poder calorífico inferior dos combustíveis.

Combustível	PCI	
	[kcal/kg]	[kJ/kg]
Diesel S500	10.100,0	42.258,4
Etanol anidro (EAC)	6.750,0	28.242,0
Etanol hidratado (EHC)	6.300,0	26.359,2

Fonte: Adaptado de ANP (2015).