

CENTRO UNIVERSITARIO FUNDAÇÃO ASSIS GURGACZ
DIEGO DE OLIVEIRA CARDOSO

ANÁLISE DE MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA CICLO OTTO EM
DINAMÔMETRO DE BANCADA

CASCADEL - PR

2019

CENTRO UNIVERSITÁRIO FUNDAÇÃO ASSIS GURGACZ
DIEGO DE OLIVEIRA CARDOSO

ANÁLISE DE MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA CICLO OTTO EM
DINAMÔMETRO DE BANCADA

Trabalho apresentado na disciplina e Trabalho de Conclusão de Curso, do curso de Engenharia Mecânica, do Centro Universitário Assis Gurgacz, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Professor Orientador Mestre Engenheiro
Mecânico: Carlos Alberto Breda

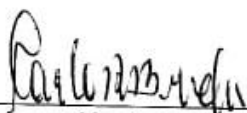
CASCADEL - PR
2019

CENTRO UNIVERSITÁRIO FUNDAÇÃO ASSIS GURGACZ
DIEGO OLIVEIRA CARDOSO

ANÁLISE DE MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA CICLO OTTO EM
DINAMÔMETRO DE BANCADA

Trabalho apresentado no Curso de Engenharia Mecânica, da FAG, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, sob orientação do Professor Carlos Alberto Breda.

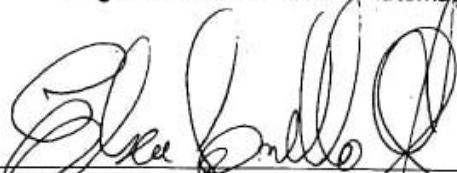
BANCA EXAMINADORA



Orientador Professor Mestre Carlos Alberto Breda
Faculdade Assis Gurgacz – FAG
Engenheiro Mecânico



Professor Especialista Geovane Duarte Pinheiro
Faculdade Assis Gurgacz – FAG
Engenheiro de Controle e Automação



Professor Mestre Eliseu Avelino Zanella Junior
Faculdade Assis Gurgacz – FAG
Engenheiro Mecânico

Cascavel, 27 de Novembro de 2019

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais Gyane e Paulo, meu irmão Octávio, meu padrasto Danielison e minha avó Ivanir, que com muito carinho e apoio, não mediram esforços para que eu chegasse até esta etapa da minha vida.

Agradeço a minha namorada Camila, que entendeu o tempo em que ficava afastado devido à dedicação a este trabalho.

Agradeço também a todos os professores que me acompanharam durante a graduação e agradeço especialmente ao professor Carlos A. Breda pela paciência na orientação e pelo incentivo, que tornaram possível a conclusão, não só da monografia, mas para que conseguisse chegar até o final do curso.

EPÍGRAFE

“O que me preocupa não é o grito dos maus. É o silêncio dos bons.”

Martin Luther King

RESUMO

Há um grande crescimento no interesse mundial em questões referentes ao meio ambiente e ao desenvolvimento sustentável, com emissões veiculares, fontes alternativas de energia e eficiência energética. Com o aumento da frota nacional de veículos, conseqüentemente cresce o lançamento de gases poluentes na atmosfera, que são responsáveis por problemas ambientais e de saúde. Este estudo tem como objetivo compreender o funcionamento do *software* de dinamômetro da Servitec® e a avaliação do comportamento de um motor ciclo Otto a gasolina submetido a ensaios em um dinamômetro de bancada. A pesquisa foi realizada em um dinamômetro de bancada Servitec® modelo 2030 e analisado pelo *software* WinSSDino® da marca Servitec®. Foram avaliados o torque, a potência e a relação ar/combustível, para verificar o comportamento de um motor Celta 1.0 vhc Mpf. Foram realizadas alterações do fator de correção de SAE J 1349 (2004), que era 1,0 para a NBR ISO 1585 (1996), que é 1,1, e na relação estequiométrica do combustível, mudando o fator de 14,7 que é atribuído à gasolina pura, para 13,5 devido à gasolina brasileira conter de 20 a 25% de etanol. Notou-se o vínculo entre a relação ar/combustível com o torque e a potência, que está bem evidenciado nas curvas dos gráficos, revelando que quanto mais rica a mistura, maior será o aumento do torque e da potência.

PALAVRAS CHAVES: Relação ar/combustível; Fator Lambda; Torque; Potência; Gasolina.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Fluxo de massa e de energia em um motor de combustão interna.....	16
Figura 2 – Quatro tempos de um motor ciclo Otto.....	17
Figura 3 – Geometria básica de um motor ciclo Otto.	18
Figura 4 – Ciclo indicado de um motor de ignição por centelha.....	20
Figura 5 – Gases de escape de um motor ciclo Otto	28
Figura 6 – Gráfico dos gases de emissões relacionados com o fator lambda.	29
Figura 7 – Quadrantes de operação dos dinamômetros	30
Figura 8 – Dinamômetro de bancada modelo 2030 Servitec®.....	31
Figura 9 – Tela inicial do software.....	32
Figura 10 – Configuração do freio eletromagnético, (1) controle de freio e (2) mostrador de frenagem.	33
Figura 11 – Parâmetros utilizados no software.	34
Figura 12 – Fluxograma do presente estudo.....	36

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Relação entre fator lambda e relação Ar/Combustível.	34
Tabela 2 - Relação estequiométrica dos combustíveis mais comuns.	35
Tabela 3 – Especificações técnicas do motor de um Celta 1.0 8V Mpfi 2P	35

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 1 – Relação de compressão.....	19
Equação 2 – Relação entre o comprimento da biela e o raio do virabrequim	19
Equação 3 – Volume total do cilindro	19
Equação 4 – Volume total do cilindro modificado.....	19
Equação 5 – Pressão média indicada	19
Equação 6 – Potência indicada.....	21
Equação 7 – Potência corrigida;.....	21
Equação 8 – Limites para condições atmosféricas	22
Equação 9 – Fator de correção para motor ciclo Otto	22
Equação 10 – Limites para Equação 9.....	22
Equação 11 - Pressão de ar seco	22
Equação 12 – Rendimento mecânico.....	23
Equação 13 – Coeficiente de variação da pressão média indicada	23
Equação 14 – Calor liberado durante a combustão	23
Equação 15 – Consumo específico.....	24
Equação 16 – Eficiência na conversão de combustível	24
Equação 17 – Fator λ	25
Equação 18 – Razão equivalente.....	25

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	12
1.1 OBJETIVOS	13
1.1.1 Objetivo geral	13
1.1.2 Objetivos específicos.....	13
1.2 JUSTIFICATIVA	13
1.3 DELIMITAÇÃO DA PESQUISA.....	13
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	15
2.1 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA.....	15
2.2 CICLO OTTO	17
2.1.1 Volume do cilindro	18
2.1.2 Pressão média indicada	19
2.1.3 Pressão média efetiva	20
2.1.3.1 Potência efetiva	20
2.1.3.2 Potência indicada	20
2.1.3.3 Potência corrigida.....	21
2.1.4 Rendimento mecânico.....	22
2.1.5 Coeficiente de variação da pressão média indicada	23
2.1.6 Calor liberado durante a combustão	23
2.1.7 Consumo específico	24
2.1.8 Eficiência na conversão de combustível.....	24
2.1.9 Fator lambda e razão equivalente	25
2.1.10 Avanço do ponto da centelha	25
2.2 COMPOSIÇÃO QUÍMICA DA GASOLINA BRASILEIRA	26
2.3 EMISSÕES DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA CICLO OTTO	27
2.4 DINAMÔMETRO E SUAS VARIAÇÕES	29
3 METODOLOGIA	31
3.1 MATERIAL	31
3.1.1 Dinamômetro 2030	31
3.1.2 Software WinSSDino 3.55®	32
3.1.3 Motor Celta 1.0 8V Mpfi 2P	35
3.2 MÉTODO.....	35
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	37

5 CONCLUSÃO	38
6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	39
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	40
ANEXO 1 – GRÁFICO PARA ALTA ACELERAÇÃO	42
ANEXO 2 – GRÁFICO PARA BAIXA ACELERAÇÃO.....	43
ANEXO 3 – GRÁFICO PARA ACELERAÇÃO VARIADA.....	44

1 INTRODUÇÃO

As questões referentes ao meio ambiente e ao desenvolvimento sustentável, como emissões veiculares, fontes alternativas de energia e eficiência energética estão se tornando cada vez mais importantes e discutidas no mundo.

No contexto das emissões veiculares, um fator desfavorável é o crescimento constante da frota mundial de veículos. Segundo dados fornecidos pelo Departamento Nacional de Trânsito – DENATRAN (2019), em agosto de 2019 havia mais de 103 milhões de veículos em circulação no Brasil (contabilizando tratores, máquinas de obras, motocicletas e outros veículos de uso industrial), representando um crescimento acima de 19% quando comparado a cinco anos atrás.

Um efeito colateral do crescimento da frota nacional de veículos é o aumento, em proporções cada vez maiores, das emissões de gases e poluentes, as mesmas são causadoras de problemas ambientais e de saúde como o aquecimento global e o efeito estufa.

Visando à eficiência energética, os Motores de Combustão Interna (MCI) apresentam baixa eficiência. Segundo Gallo (1990), os principais fatores que contribuem para tal resultado se dão diante de: atrito entre os diversos componentes do motor; trocas térmicas entre componentes e fluidos; geração de entropia no sistema de escapamento devido a pressão e temperaturas elevadas; e expansões não resistidas nos gases de exaustão.

Porém, com o desenvolvimento tecnológico aplicado em MCI é possível se obter motores com uma potência específica maior, consumo reduzido de combustível, menor emissão de poluentes, melhor dirigibilidade para o condutor e aumento da eficiência de conversão de combustível. Nesse contexto, embora o motor ciclo Otto apresente uma baixa eficiência, quando comparado com outros motores como o motor elétrico, ele tende a continuar sendo utilizado pela indústria automobilística como padrão devido a fatores como sua facilidade de produção, seu volume reduzido e a conveniência em se utilizar combustíveis fósseis (MILHOR, 2002).

Este estudo visa compreender o funcionamento do *software* de dinamômetro da Servitec® e a avaliação o comportamento de um motor ciclo Otto a gasolina submetida a ensaios em um dinamômetro de bancada.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo geral

O objetivo geral deste estudo é a compreensão do funcionamento do software de dinamômetro da Servitec® e a avaliação do comportamento de um motor ciclo Otto a gasolina submetido a ensaios em um dinamômetro de bancada.

1.1.2 Objetivos específicos

- Realizar o dimensionamento da bancada dinamométrica modelo 2030;
- Dimensionar *software* WinSSDino® conectado à bancada;
- Realizar o preparo do motor Celta 1.0 vhc Mpfi;
- Analisar dados de torque, potência e relação de compressão ar/combustível;
- Avaliar resultados obtidos por literaturas já existentes.

1.2 JUSTIFICATIVA

Baseado na grande influência que os parâmetros de torque, potência e relação ar/combustível apresentam no funcionamento de um motor de combustão interna, o presente trabalho justifica-se com a finalidade de avaliar os parâmetros de funcionamento de um motor Celta 1.0 vhc Mpfi, podendo dessa forma ser muito mais bem aproveitado.

1.3 DELIMITAÇÃO DA PESQUISA

A pesquisa foi realizada em um dinamômetro de bancada Servitec® modelo 2030 e analisado pelo software WinSSDino® da marca Servitec®. Com a aplicação de tais ferramentas foi avaliado o torque, a potência e a relação ar/combustível, para verificar o comportamento de um motor Celta 1.0 vhc Mpfi. Foram realizadas alterações do fator de correção de SAE J 1349 (2004) que era 1,0 para a NBR ISO 1585 (1996) que é 1,1 e na relação estequiométrica do combustível, mudando o

fator de 14,7. que é atribuído à gasolina pura, para 13,5 devido à gasolina brasileira conter de 20 a 25% de etanol.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Na revisão bibliográfica serão apresentados conceitos básicos relacionados ao tema em estudo, como os princípios básicos para a compreensão do trabalho de motores de combustão interna e também como o funcionamento de uma bancada dinamométrica e suas variações.

2.1 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

A energia térmica é convertida em mecânica através de diferentes fontes nas máquinas térmicas (BRUNETTI, 2012). Assim, os motores de combustão interna produzem trabalho através da queima de combustível (MARTINS, 2011). A forma da conversão de energia em trabalho depende se o motor é alternativo, rotativo ou de impulso. Vamos abordar neste estudo somente os motores alternativos, que são o foco do estudo.

Para os motores alternativos o trabalho é realizado pelo movimento do pistão no interior do cilindro de vai e vem, que através do sistema biela-manivela é transformado em movimento rotativo (BRUNETTI, 2012). Esse modelo de motor transforma energia química, oriunda do combustível, em energia mecânica. Inicialmente a energia química é convertida em energia térmica, através da reação química do oxigênio e do combustível no interior do cilindro, essa reação aumenta a temperatura e a pressão dos gases provenientes da combustão na câmara, o que provoca a expansão dos gases, assim ocorrendo a movimentação dos mecanismos do motor (PULKRABEK, 2004). A Figura 1 ilustra o fluxo de massa e de energia em um motor de combustão interna de modelo alternativo.

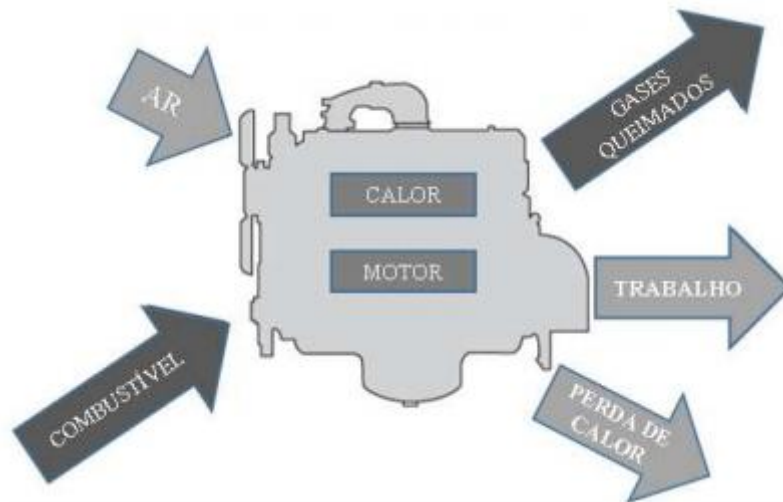


Figura 1 – Fluxo de massa e de energia em um motor de combustão interna.

Fonte: Brunetti (2012).

O princípio básico de funcionamento dos motores de combustão interna é aproveitar ao máximo o aumento de pressão, ocasionado pela reação do ar e o combustível através da combustão, para produzir movimento de rotação do motor. Os principais componentes desse tipo de motor são os pistões, os cilindros, as bielas e o virabrequim. Nesse modelo, o pistão, que está conectado a um sistema biela-manivela, movimenta-se dentro do cilindro, local onde ocorre a combustão (MARTINS, 2011). Após a combustão, há um aumento de pressão interna ocasionando a expansão dos gases, que possibilita ao pistão mover-se dentro do cilindro, movimentando por consequência o sistema biela-manivela. É transformado em movimento rotativo o movimento linear do pistão, o virabrequim (PULKRABEK, 2004).

A posição máxima atingida no deslocamento do pistão é denominada ponto morto superior (PMS), a posição mais baixa de ponto morto inferior (PMI) e a distância entre o PMS e o PMI é nomeada de curso do motor. Corresponde a cilindrada do motor o volume deslocado entre PMS e PMI pelo pistão (MARTINS, 2011).

Os motores alternativos de pistão podem ser divididos pelo seu ciclo, o de ciclo Otto e o ciclo Diesel (BRUNETTI, 2012). Os motores de ciclo Diesel são designados para quando há uma necessidade de maior potência, como em locomotivas, máquinas pesadas e alguns automóveis (COSTA *et al.*, 2006). Neste estudo o foco será os motores de ciclo Otto.

2.2 CICLO OTTO

O ciclo Otto, também conhecido por motores de volume constante, é dividido em quatro tempos: admissão, compressão, expansão e escape (Figura 2). No primeiro tempo realiza-se a desobstrução da válvula de admissão, permitindo a entrada da mistura ar combustível, devido ao movimento do virabrequim o pistão é deslocado para baixo nesse instante. No segundo tempo é fechada a válvula de admissão e acontece a compressão da mistura com o deslocamento do pistão para o PMS. A vela emite uma faísca antes que o pistão chegue ao seu deslocamento máximo. No terceiro tempo acontece a combustão, explosão da mistura ar combustível acompanhado da expansão dos gases quentes produzidos, e essa energia é responsável pelo deslocamento do pistão para a parte inferior do cilindro. No quarto tempo, para ter a evasão dos gases, se abre a válvula de escape e o pistão desloca-se para a parte superior do cilindro (MARTINS, 2011).

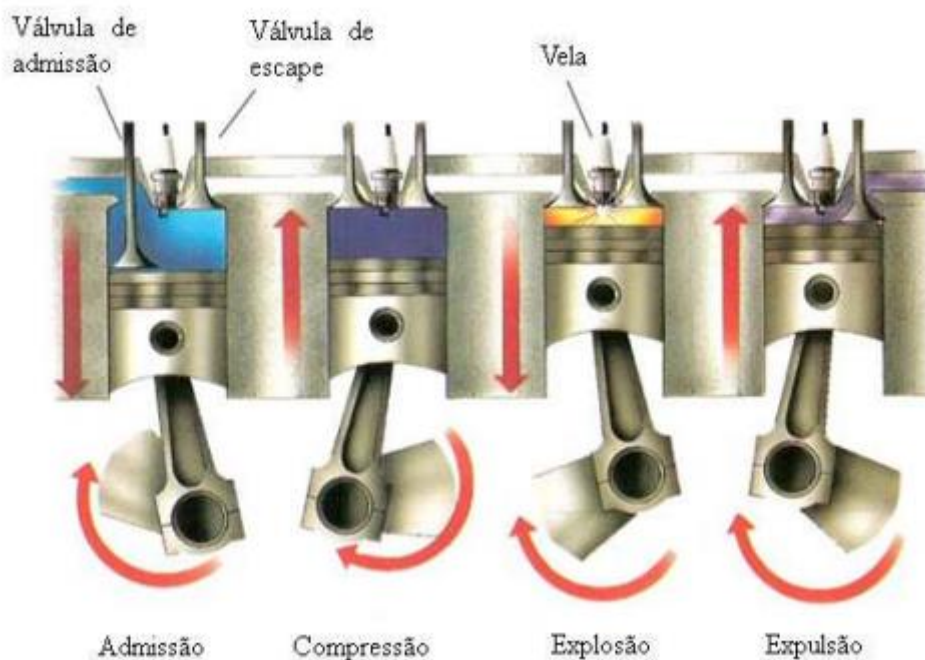


Figura 2 – Quatro tempos de um motor ciclo Otto.

Fonte: adaptado de Costa et al (2005).

Nos motores de ciclo Otto o combustível e o ar são injetados dentro do cilindro antes de ocorrer a compressão. A combustão é iniciada através de uma

faísca, proveniente da vela de ignição, que pode ser chamada de ignição comandada (MARTINS, 2011).

2.1.1 Volume do cilindro

Com base na geometria básica de um motor é possível obter-se o volume do cilindro como uma função da posição angular da árvore de manivelas (HEYWOOD, 1988).

A Figura 3 (TUNESTAL, 2000), ilustra a geometria essencial de um motor ciclo Otto, onde B é o cilindro, L é a distância entre o PMI (ponto morto inferior) e o PMS (ponto morto superior), α é raio da árvore de manivelas, V_c é o volume da câmara de combustão, θ é o ângulo da árvore de manivelas, y é o eixo de orientação em que ocorre a locomoção do pistão, l é a dimensão da biela e s é a distância entre o centro do eixo da árvore de manivelas e o centro do pino munhão, no ponto de junção entre a biela e o pistão.

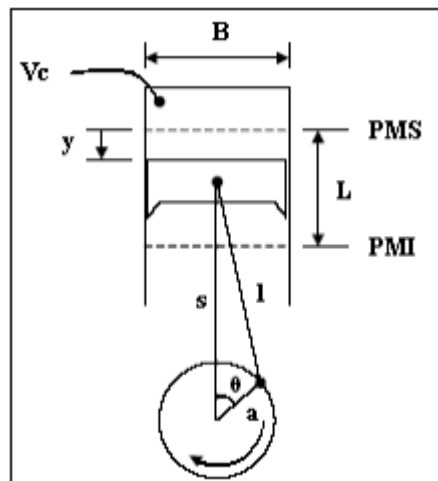


Figura 3 – Geometria básica de um motor ciclo Otto.

Fonte: Tunestal (2000).

As Equações 1 e 2, disponíveis em Heywood (1988), retratam, respectivamente, a relação de compressão, T_r , e a relação entre a extensão da biela e o raio da árvore de manivelas, R_v , com estas equações pode-se encontrar o volume do cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas (Equação 3).

Considerando que o valor de $\text{sen}^2\theta$ é muito pequeno em relação a Rv^2 pode-se ser desprezado. Assim chega-se à Equação 4.

$$T_r = \frac{V_d + V_c}{V_c} \quad (1)$$

$$Rv = \frac{l}{a} \quad (2)$$

$$V = V_c \{1 + 0,5(T_r - 1)[Rv + 1 - \cos\theta - \sqrt{Rv^2 - \text{sen}^2\theta}]\} \quad (3)$$

$$V = V_c [1 + 0,5(T_r - 1)(1 - \cos\theta)] \quad (4)$$

Onde:

V = volume [cm^3];

V_c = volume unitário do cilindro [cm^3];

V_d = volume deslocado pelo cilindro [cm^3];

l = deslocamento do pistão [cm];

a = posição da célula de carga em relação ao centro do dinamômetro.

2.1.2 Pressão média indicada

A pressão média indicada é definida por Obert (1950) como a pressão teoricamente constante que seria fundamental, no interior do cilindro, ao longo do curso de expansão para produzir uma potência similar à potência indicada.

De acordo com Tunestal et al. (1999), a pressão média indicada (p_{mi}) é indicada pela Equação 5 dada em Pascal, onde:

W_i = trabalho durante os quatro tempos do ciclo de operação [J];

p = pressão no cilindro [Pa].

$$p_{mi} = \frac{W_i}{V_d} = \frac{\oint p dV}{V_d} \quad (5)$$

2.1.3 Pressão média efetiva

Segundo Obert (1950), a potência média efetiva é a pressão teoricamente constante que seria fundamental, no interior do cilindro, durante o tempo de expansão para produzir uma potência similar à potência no eixo (potência mensurada em um dinamômetro).

2.1.3.1 Potência efetiva

Obert (1950) estabelece que a potência efetiva é a potência no eixo do motor (mensurada em um dinamômetro).

2.1.3.2 Potência indicada

De acordo com Obert (1950), potência indicada é a potência total produzida no interior do cilindro. Essa potência é adquirida pelo ciclo indicado, que é demonstrado pelo diagrama de pressão versus volume de um motor de ignição por centelha.

Segundo Martins (*et al*, 2006), a Figura 4 ilustra o ciclo indicado de um motor de ignição por centelha, na qual a área indicado por “bombagem” equivale à região em que o motor movimenta-se como uma bomba de vácuo para prover aos cilindros uma mistura à baixa pressão e a área indicada por “inerente” equivale à região em que o motor gera trabalho.

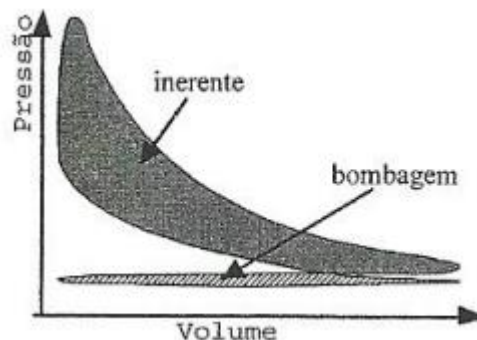


Figura 4 – Ciclo indicado de um motor de ignição por centelha

Fonte: Martins *et al.* (2006).

A potência indicada (P_i), no SI, é dada pela Equação 6, em que:

τ = número de tempos do motor;

p_{mi} = pressão média indicada calculada de acordo com a Equação 5 [Pa];

V_d = volume deslocado pelo movimento do pistão dentro do cilindro [cm³];

i = número de cilindros do motor;

N = número de revoluções do motor na unidade de tempo [rpm].

$$P_i = \frac{2}{\tau} p_{mi} \cdot i \cdot V_d \cdot N \quad (6)$$

2.1.3.3 Potência corrigida

Segundo Martins (*et al*, 2006), a umidade do ar, a pressão barométrica e a temperatura ambiente afetam consideravelmente a potência efetiva dos motores. Fatores de correção devem ser utilizados para comparar as aferições de motores que foram simulados em circunstâncias distintas.

Para os motores de ciclo Otto e Diesel a associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) regulamenta uma correção de potência efetiva através da norma NBR ISSO 1585.

Na Equação 7 se apresenta a potência efetiva corrigida para os motores ciclo Otto.

$$P_{ec} = \omega \cdot P_e \quad (7)$$

Onde:

P_{ec} = potência corrigida [Pa];

ω = fator de correção;

P_e = potência efetiva [Pa].

Deve-se respeitar alguns limites das condições atmosféricas do ensaio para a temperatura de bulbo seco e para a pressão de ar seco (Equação 8). A pressão de ar seco é fundamentada em uma pressão total de 100 kPa e uma pressão de vapor de 1 kPa.

$$288k \leq T \leq 308k \quad 80kPa \leq p_s \leq 110kPa \quad (8)$$

Em que:

p_s = pressão do ar seco [Pa];

T = temperatura absoluta em [K].

Para os motores ciclo Otto o fator de correção ω é demonstrado pela Equação 9.

$$\omega = \left(\frac{99}{p_s}\right)^{1,2} \left(\frac{T}{298}\right)^{0,6} \quad (9)$$

O fator ω só é pertinente dentro dos limites definidos pela Equação 10, e exigidos pelas relações estabelecidas na equação 8.

$$0,93 \leq \omega \leq 1,07 \quad (10)$$

Se forem excedidos os limites, deve ser comunicado o valor da potência corrigida junto com as condições de temperatura e pressão do ensaio.

Pode-se encontrar a pressão de ar seco pela subtração da pressão de vapor d'água da pressão barométrica (Equação 11).

$$p_s = p_b - \frac{l}{7,5} \left[e^{\left(21,106 - \frac{5345,4}{tu+273}\right)} - 0,49(ts - tu) \frac{p_b}{100} \right] \quad (11)$$

Em que:

p_b = pressão barométrica [Pa];

tu = temperatura de bulbo úmido [°C];

ts = temperatura de bulbo seco [°C].

2.1.4 Rendimento mecânico

O rendimento mecânico, η_m , é a razão entre a potência efetiva e a potência indicada, como indica a Equação 12 (OBERT, 1950).

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad (12)$$

2.1.5 Coeficiente de variação da pressão média indicada

Segundo Tunestal (*et al*, 1999), o coeficiente de variação da pressão média indicada ($cov\ pmi$) é a associação entre o desvio padrão da pressão média indicada (σ_{pmi}) e a própria pmi (Equação 13).

$$cov\ pmi = \frac{\sigma_{pmi}}{pmi} \quad (13)$$

2.1.6 Calor liberado durante a combustão

Os equacionamentos expostos por Tunestal (2000) possibilitam calcular o calor liberado (Q_{total}) ao longo da combustão (Equação 14). São desprezados nestas equações os efeitos de fenda (perdas de calor que ocorrem devido ao escoamento de uma parcela dos gases derivados durante a combustão pelas fendas entre o pistão, anéis e cilindro, do mesmo modo que entre o cabeçote, o bloco do motor, etc.) e as perdas de calor para as paredes dos cilindros.

$$Q_{total} = \frac{c_v}{R} V dp + \frac{c_p}{R} p dV \quad (14)$$

Onde:

c_v = calor específico a volume constante [J/kg.K];

c_p = calor específico à pressão constante [J/kg.K];

R = constante universal dos gases em base mássica [J/kg.K];

P = pressão no cilindro [Pa];

V = volume total dos cilindros do motor [cm³].

2.1.7 Consumo específico

De acordo com Heywood (1988), o consumo específico (C_{esp}) é estimado dividindo-se o consumo horário pela potência efetiva do motor, como demonstra a Equação 15.

$$C_{esp} = \frac{C_{hor}}{Potência} \quad (15)$$

Usualmente são adotados as seguintes unidades:

$[C_{esp}] = \text{g/kWh};$

$[C_{hor}] = \text{g/h}$ e $[P_e] = \text{kW}.$

2.1.8 Eficiência na conversão de combustível

Segundo Heywood (1988), a eficiência na conversão de combustível (η) por empregar grandezas de fácil medição para determinar a energia utilizada no combustível é a definição mais utilizada. É especificada pela Equação 16.

$$\eta = \frac{3600}{C_{esp} \cdot PCI} \quad (16)$$

Onde:

C_{esp} = consumo específico de combustível [g/kWh];

PCI = poder calorífico inferior do combustível [MJ/kg].

Heywood (1988) afirma que a eficiência na conversão de combustível mensura com maior exatidão a eficiência do motor diferindo da combustão e das eficiências térmicas.

2.1.9 Fator lambda e razão equivalente

O fator λ , ou coeficiente de excesso de ar (λ), e a razão equivalente (ϕ) constata a vicinalidade da porcentagem ar-combustível da mistura do valor estequiométrico.

As Equações 17 e 18, ajustadas a partir de Heywood (1988) e Ribbens e Rizzoni (1993), descrevem λ e ϕ , respectivamente, onde a mistura ar-combustível estequiométrica é a porção de ar hipoteticamente necessária para oxidar toda a massa de combustível. A oxidação do combustível ocorre devido o oxigênio existente no ar.

$$\lambda = \frac{\text{mistura ar-combustível utilizada}}{\text{mistura ar-combustível estequiométrica}} \quad (17)$$

$$\phi = \frac{\text{mistura combustível-ar utilizada}}{\text{mistura combustível-ar estequiométrica}} \quad (18)$$

A mistura pode ser especificado de acordo com os valores de λ e ϕ , a mistura será classificada como quimicamente correta (quando $\lambda = 1$ ou $\phi = 1$), rica (mistura ar-combustível deficiente de ar, quando $\lambda < 1$ ou $\phi > 1$), e pobre (mistura ar-combustível com excesso de ar, quando $\lambda > 1$ ou $\phi < 1$).

2.1.10 Avanço do ponto da centelha

Ocorre um avanço do ponto da centelha excelente em relação ao PMS do seu cilindro respectivo (para uma mistura ar-combustível específica no interior do cilindro numa condição específica de operação do motor). O torque pode ser reduzido se esse avanço do ponto da centelha estiver moderadamente atrasado ou adiantado em relação ao ângulo medido no eixo de giro da árvore de manivelas (HEYWOOD, 1988).

De acordo com Heywood (1988), o avanço de centelha para um muito distante do PMS pode levar à ocorrência de *knocking*.

Os valores empregados em conjuntos de gerenciamento eletrônico são obtidos durante os procedimentos de calibração do motor, para alcançar os torques

máximos, corrigidos devido a emissões de gases poluentes e à ocorrência de *knocking*.

2.2 COMPOSIÇÃO QUÍMICA DA GASOLINA BRASILEIRA

Através do processo de refino do petróleo resulta-se na gasolina (ZHU *et al.*, 1999). A constituição da mesma varia de acordo com a matéria prima, a mistura com naftas e dos cortes efetuados na coluna de destilação. É um composto complexo de hidrocarbonetos com número de carbonos alterando de 4 a 12, sendo constituída da seguinte forma:

- a) Os hidrocarbonetos saturados são denominados alcanos, também denominados como isoparafinas (cadeia ramificada) e parafinas (cadeia linear);
- b) Os hidrocarbonetos saturados de cadeia cíclica são denominados ciclanos, também conhecidos como naftênicos;
- c) Hidrocarbonetos que possuem o anel benzênico são denominados aromáticos;
- d) Os hidrocarbonetos insaturados são denominados alcenos, também conhecido como olefinas;
- e) Os hidrocarbonetos contendo o heteroátomo enxofre são denominados sulfurados;
- f) Os compostos contendo o heteroátomo nitrogênio são denominados nitrogenados;
- g) Os compostos contendo heteroátomo oxigênio são denominados oxigenados, o mais produzido é o álcool etílico anidro acrescentado à gasolina, em grandes quantidades (20 – 25% em volume), com o intuito de diminuir as emissões tóxicas e auxiliar como agente antidetonante.

A gasolina tem quatro variações no Brasil:

- a) Gasolina A – não tem adição de álcool. Auxilia em medições de consumo e emissões, é empregada em motores CFR (*Cooperative Fuel Research*) para ajustamento de desempenho de máquinas. É a gasolina feita nas refinarias.

- b) Gasolina C – é a gasolina com junção de álcool etílico, sendo encontrada nos postos de combustíveis e nas distribuidoras.
- c) Gasolina Aditivada – é a gasolina comum na qual acrescenta-se um aditivo, com o propósito de limpar o sistema de disposição de combustível. É encontrada em distribuidoras e postos de combustíveis.
- d) Gasolina Premium ou Podium (alta octanagem) – com o acréscimo de álcool. Em comparação com a gasolina comum tem maior teor de aromáticos e isoparafínicos

2.3 EMISSÕES DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA CICLO OTTO

Os produtos da combustão da mistura ar-combustível são o que compreendem a exaustão do motor de combustão interna ciclo Otto (MILHOR, 2002). O álcool hidratado (96% etanol e 4% água) e o gasool (mistura de gasolina e álcool anidro) são os combustíveis mais empregados nos automóveis com motores de ciclo Otto no Brasil.

Na teoria, a equação química que esclarece a combustão deveria ser perfeita, pois restaria apenas nitrogênio, água e dióxido de carbono (VOLKSWAGEN (BRASIL), 2009). Devido às influências de efeitos físicos, químicos e elétricos no interior da câmara de combustão, na prática essa queima total do combustível não ocorre, e com o resíduo da combustão aparecem os gases poluentes e nocivos para o meio ambiente, como ilustrado na Figura 5.

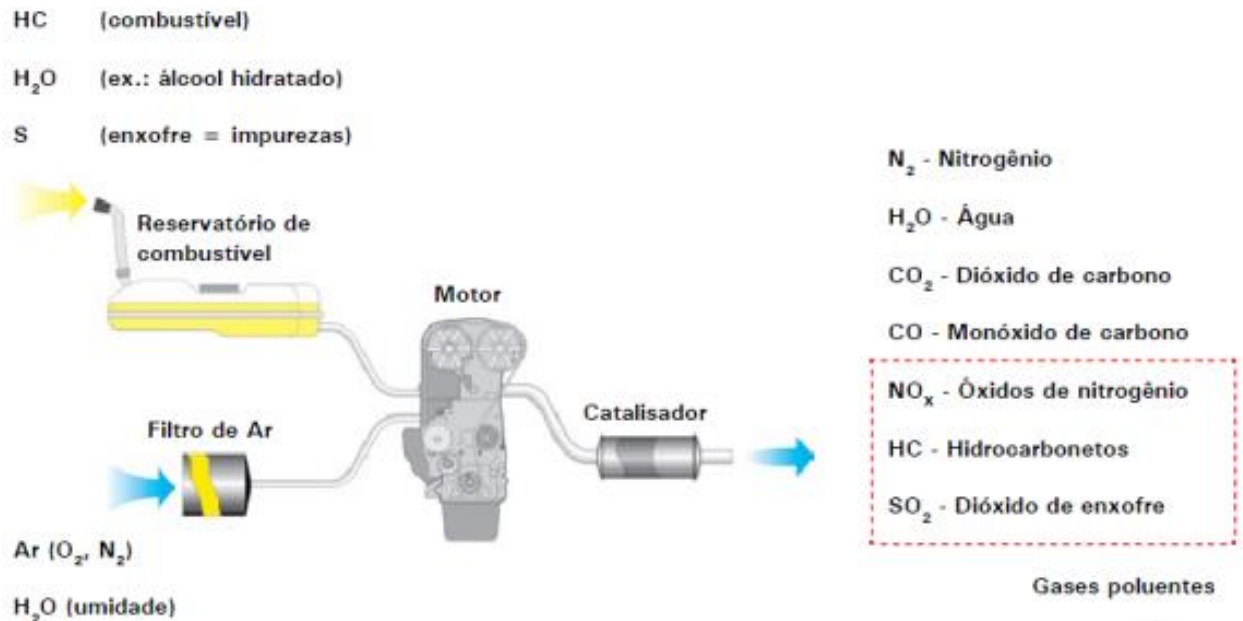


Figura 5 – Gases de escape de um motor ciclo Otto

Fonte: Volkswagen Brasil (2009).

A taxa de poluentes que são emitidos a cada combustão depende diretamente do fator de realimentação que é cedido por um sensor de oxigênio denominado fator lambda, que é dado pela mistura ar-combustível real dividido pela mistura ar-combustível ideal, pois em cada faixa desse fator há uma emissão maior de um ou outro poluente correspondente à falta ou excesso de ar, combustível e calor no interior da câmara de combustão.

Na Figura 6 é possível constatar que com uma mistura rica ($\lambda < 1$) as emissões de hidrocarbonetos e monóxido de carbono são altas. O que é consequente de uma combustão imperfeita, gerando monóxido de carbono e hidrocarbonetos. Em uma situação em que existe a falta de combustível, a emissão de hidrocarbonetos e monóxido de carbono cai, aumentando o índice de emissão de NOX (óxidos de nitrogênio), que tem o ponto de maior emissão com a mistura levemente empobrecida ($\lambda = 1,05$ a $1,1$), pois é o quando a câmara de combustão atinge sua temperatura mais alta entre todos os outros níveis de lambda.

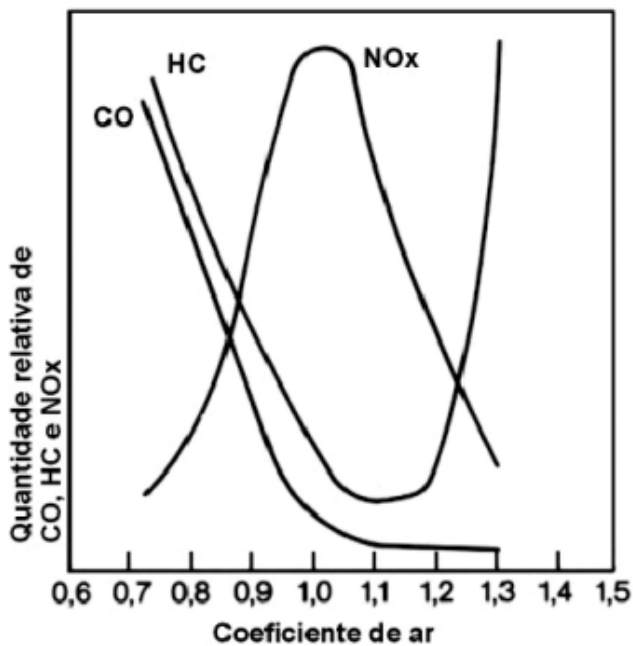


Figura 6 – Gráfico dos gases de emissões relacionados com o fator lambda.

Fonte: Bosch (1995).

Quando o fator lambda for igual a um a mistura é considerada estequiométrica (ideal), e ainda que apresente um alto índice de emissão de NOX toda a mistura ar-combustível é queimada, gerando uma melhor eficiência para o motor.

2.4 DINAMÔMETRO E SUAS VARIAÇÕES

As bancadas dinamométricas são utilizadas para realizar testes automotivos de validação. Esses dispositivos medem e absorvem a potência consequente do movimento de um sistema impulsor (FIGLIOLA e BEASLEY, 2010). A avaliação de potência para motorização veicular, em grande parte dos casos, é realizada com o veículo inteiro (dinamômetro de chassi), em que no sistema de tração a potência é mensurada.

Como ilustrado na Figura 7, esses equipamentos podem ser divididos em quadrantes, conforme o modo de operação (MARTYR e PLINT, 2007). São denominados dinamômetros passivos ou de freio os dinamômetros que atuam no

primeiro quadrante, os que atuam no quarto quadrante são denominados de dinamômetros ativos.

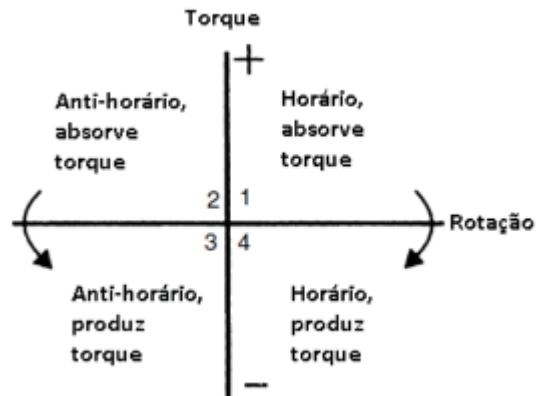


Figura 7 – Quadrantes de operação dos dinamômetros

Fonte: Martyr e Plint (2007).

Os modelos de dinamômetros mais utilizados para testar motores de combustão interna são: hidráulico, correntes parasitas e motores elétricos de corrente contínua e corrente alternada.

3 METODOLOGIA

3.1 MATERIAL

3.1.1 Dinamômetro 2030

O dinamômetro utilizado neste estudo é da marca Servitec® modelo 2030, sua estrutura conta com um motor-dinamômetro integrado e com pintura especial de alta resistência (SERVITEC, 2019).

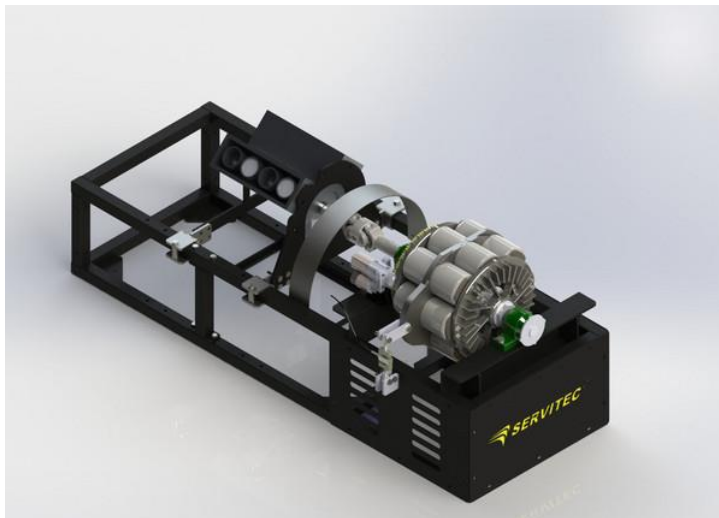


Figura 8 – Dinamômetro de bancada modelo 2030 Servitec®.

Fonte: Servitec (2019).

Sua potência máxima em 3000 rpm é de 300 HP e 1100 N.m e para 5000 rpm é de 600HP e 1100 N.m, sua rotação e torque mínimos são de 20 HP e 50 n.m, respectivamente, e sua rotação máxima é de 7500 rpm, com alimentação de 220 Volts.

Esse modelo de dinamômetro também conta com (SERVITEC, 2019):

- Sonda lambda para medição da mistura ar/combustível. Apresentação de dados em tempo real através de software WinSSDino®;
- Cálculo da correção de parâmetros através da correta aplicação das normas DIN 70020, ISO 1585, SAE J1349, JIS D1001;
- Estação atmosférica própria com medições automáticas;

Eletrônica dedicada para aferição dos dados e comunicação com o computador;

- Medição de sensores independentes;
- Freio eletromagnético, totalmente sem atrito. Permite realizar o controle do veículo através dos parâmetros de rotação, velocidade, tempo ou percentual de frenagem (podendo ser alterado no Software);
- Célula de carga que permite realizar medições de torque e potência em tempo real;
- Sistema de partida integrado.

3.1.2 Software WinSSDino 3.55®

O estudo foi realizado a partir de uma pesquisa exploratória, em que foi utilizado o *software* WinSSDino 3.55®, da Servitec Dinamômetros®, para o estudo de um motor a partir de um dinamômetro de bancada.

Na plataforma do *software* foi possível alterar alguns parâmetros, para definir a forma com que seria avaliado o teste.

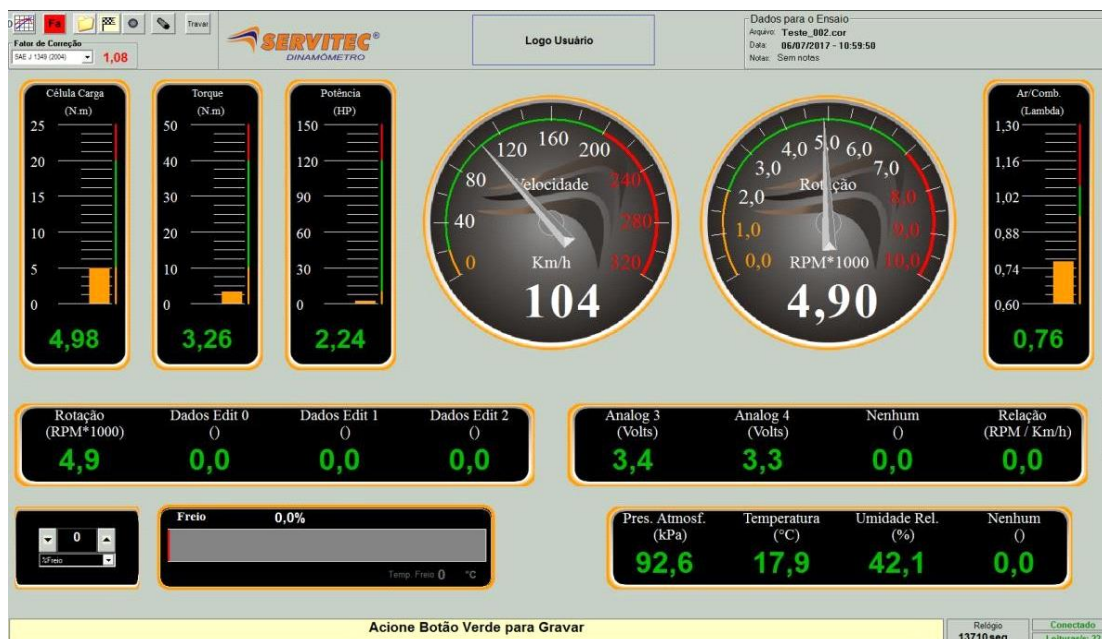


Figura 9 – Tela inicial do software

Fonte: Autor (2019).

Abrindo-se a guia de Controle do Freio, é possível ter acesso às configurações de Freio para o teste. Preferencialmente sempre antes de iniciar um ensaio é necessário escolher o tipo de teste a ser feito. Foi utilizada a configuração de freio em seu modelo inercial, ou seja, o freio não é utilizado.

O fator de correção é uma equação padronizada usada para comparar ensaios realizados em condições atmosféricas diferentes, assim é possível contrapor um ensaio realizado, por exemplo, em uma cidade serrana com um ensaio realizado em uma cidade litorâneo onde a pressão atmosférica é diferente.

É importante destacar que esses fatores de correção são uma aproximação satisfatória da realidade, porém não correspondem fielmente a ela.

São corrigidos somente os valores de potência e torque. Utilizamos o ISO 1585 de 1996, no qual recomenda-se adotar para a pressão atmosférica 80 kPa e temperatura do ar entre 15 e 35°C. Utiliza-se a pressão atmosférica, temperatura e umidade do ar para determinar o fator de correção.

Configurou-se também o freio eletromagnético. Este é usado para simular uma carga. Essa carga é ajustável pelo usuário via *software* WinSSDino®. O mostrador de frenagem (Figura 10) demonstra o percentual de carga aplicada em tempo real ao motor (barra azul).

O controle do freio (Figura 10) é usado para aumentar ou diminuir o *setpoint* de frenagem e escolher o Alvo de Frenagem. Foi estabelecida na configuração uma porcentagem de 15%, devido à baixa potência do motor.



Figura 10 – Configuração do freio eletromagnético, (1) controle de freio e (2) mostrador de frenagem.

Fonte: Autor (2019).

Outros parâmetros que foram alterados no software são as escalas utilizadas pelo WinSSDino® para apresentar resultados, medidas e também definir o fator de correção para demonstrar maiores detalhes sobre seu uso. A Figura 11 apresenta os parâmetros utilizados para o teste.

The screenshot shows the 'Escalas' (Scales) window of the WinSSDino software. It contains two columns of dropdown menus for selecting units. The left column includes: Tempo (Segundos), Velocidade (Km/h), Distância Curta (metros (m)), Distância Longa (quilômetros (Km)), and Rotação (RPM x 100). The right column includes: Pressão e Vácuo (kPa (quilopascal)), Potência (Kw (quilowatt)), Torque (N.m (Newton x metro)), Temperatura (°C (Celcius)), and Rotação/Marcha (RPM / Km/h). Below these is a section for 'Escala da Sonda Lambda (Sensor de Oxigênio)' with a 'Fator Lambda' dropdown and a text field for 'Estequiometria Combustível atual' set to 13,5. At the bottom is a 'Fator de correção preferencial' dropdown set to 'NBR ISO1585 (1996)' with a checked checkbox. Two buttons, 'Ajuda' and 'Salvar e Fechar', are at the bottom right.

Figura 11 – Parâmetros utilizados no software.

Fonte: Autor (2019).

A escala da sonda lambda pode ser definida como fator lambda ou relação Ar/combustível. A Tabela 1 mostra a relação entre essas duas escalas.

Escala	Valo na estequiometria
Fator Lambda	1
Relação Ar/Combustível	1,00 x Estequiometria do combustível atual

Tabela 1 – Relação entre fator lambda e relação Ar/Combustível.

Fonte: Manual do software WinSSDino (2017).

A Tabela 2 apresenta a estequiometria dos combustíveis mais comuns.

Combustível	Relação estequiométrica Ar/Combustível (kg/kg)
Gasolina BR (20 - 25% de etanol)	13,5/1
Álcool (álcool BR – etanol hidratado)	9,0/1
Gasolina Pura	14,7/1
Metano	6,4/1
GNV	17,2/1

Tabela 2 - Relação estequiométrica dos combustíveis mais comuns.

Fonte: Manual do software WinSSDino (2017).

3.1.3 Motor Celta 1.0 8V Mpfi 2P

O motor avaliado no estudo foi de um Celta 1.0 8V Mpfi 2P e as suas especificações técnicas são dadas de acordo com a Tabela 3.

Dianteiro, transversal, 1.0 litros, 4 cilindros em linhas, 8 válvulas	
Material do bloco/cabeçote	ferro fundido/alumínio
Comando de válvulas	no cabeçote
Válvulas por cilindro	2
Cilindrada	999 cm ³
Diaâmetro x curso	71,1 x 62,9 mm
Taxa de compressão	132.6
Sistema de alimentação	injeção multiponto semi-sequencial
Potência máxima (cv/rpm)	70/6.4000
Torque máximo (kgfm/rpm)	8,8/3.000

Tabela 3 – Especificações técnicas do motor de um Celta 1.0 8V Mpfi 2P.

Fonte: Vrum (2019).

3.2 MÉTODO

O estudo foi constituído de quatro etapas conforme ilustrado na Figura 12.

A primeira etapa, intitulada Preparação do motor, se dá diante do acoplamento do mesmo ao dinamômetro, seguido das instalações dos sensores, abastecimento e da alocação dos gases de exaustão.

A segunda etapa foi realizada de acordo com os parâmetros mencionados anteriormente no tópico 3.1.2. Foi realizado um teste para conferir o funcionamento do software de acordo com as especificações estabelecidas.

Os dados foram gerados a partir de 3 testes, um com alta aceleração, um com baixa aceleração e o último oscilando entre alta e baixa aceleração. O Software gerou os gráficos respectivos para cada situação especificada, disponibilizados no Anexo 1.

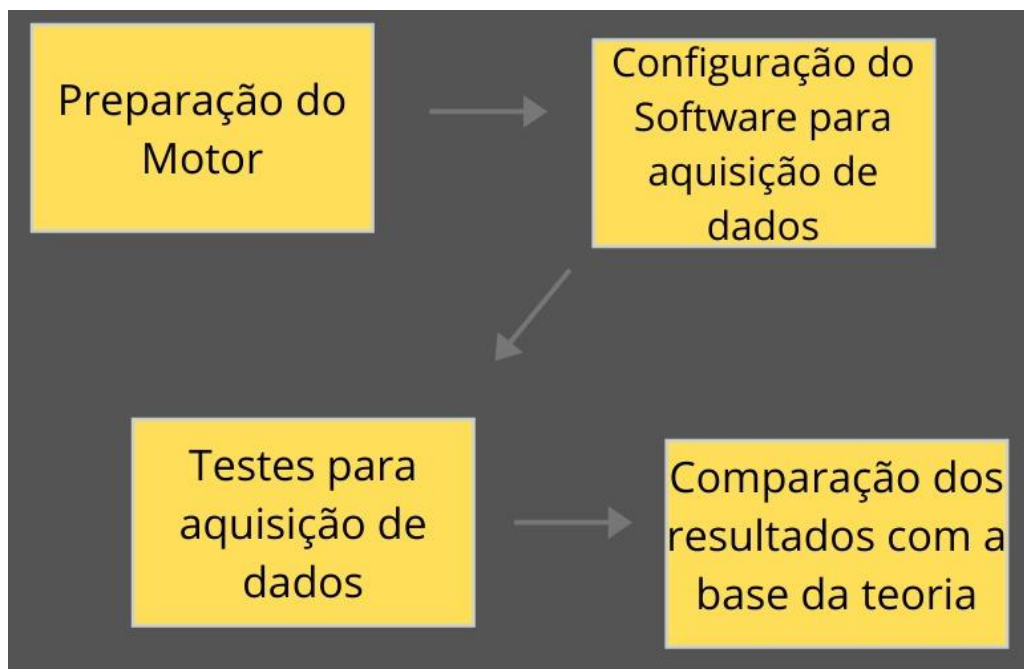


Figura 12 – Fluxograma do presente estudo.

Fonte: Autor (2019).

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Após a realização do teste no dinamômetro, os dados obtidos auxiliaram a confrontar os parâmetros de funcionamento do motor com o seu desempenho final refletido no torque e na potência.

Os resultados obtidos foram disponibilizados de acordo com a norma NBR ISO 1585 (1996), na qual o dinamômetro efetua as correções automaticamente com base nas informações adquiridas no momento do teste. A temperatura do ar variou entre 23,1 °C e 23,2 °C e a pressão atmosférica variou entre 92,5 kPa e 92,6 kPa.

Através da interpretação dos gráficos gerados a partir do *software* (Anexos 1, 2 e 3), pode-se observar a influência entre a relação estequiométrica do ar/combustível (λ) e o desempenho do motor. O fator λ tem influência direta no ganho de potência e o tipo de mistura interfere no aumento da mesma. Pela avaliação dos testes experimentais nota-se que o comportamento da relação estequiométrica tem uma influência relativamente grande na curva de torque e potência do motor. Nos pontos dos gráficos em que se apresentava um aumento do torque e da potência do motor o λ era menor, tendo assim uma mistura rica.

No gráfico disponível no Anexo 3, é possível verificar que onde o torque e a potência apresentam valores maiores são os pontos em que a relação ar/combustível é menor e o oposto também ocorre, quando a aceleração é menor a relação ar/combustível aumenta e o torque e a potência reduzem.

Como já mencionado, no instante em que o torque apresenta a maior elevação o λ apresenta valor inferior a um, ou seja, a mistura ar/combustível é rica. Além disso, quando temos uma mistura rica, a combustão ocorre com o envio de uma quantidade maior de combustível do que de ar, o que gera mais energia para o motor favorecer esse aumento de torque e da potência, porém, com a diminuição do fator λ o consumo específico aumenta, respectivamente.

O consumo específico, segundo Brunetti (2012), é a relação entre o consumo de combustível e a potência efetiva. Dessa forma é correto afirmar que conforme a mudança do fator λ e da variação de potência, temos também a variação do consumo específico do motor.

5 CONCLUSÃO

Este estudo auxiliou na compreensão de teorias estudadas no decorrer do curso de graduação, além de ampliar o conhecimento sobre métodos e análises do ciclo Otto para motores de combustão interna e dando maior domínio sobre programas que ajudam na obtenção de dados em testes.

Nos gráficos gerados a partir do *software* (Anexo 1, 2 e 3) observou-se a ligação do valor λ com o consumo específico e com a emissão de gases do automóvel, e demonstrou-se a influência da relação entre o torque e a potência juntamente com a relação ar/combustível em um motor de combustão interna ciclo Otto à gasolina.

O estudo também dá base para implementar o mesmo modelo de análise para diferentes tipos de motor em pesquisas futuras, além de auxiliar no entendimento do *software* utilizado.

Os principais pontos a se destacar são o vínculo entre a relação ar/combustível com o torque e a potência, que está bem evidenciado nas curvas dos gráficos, revelando que quanto mais rica a mistura (λ inferior a um), maior será o aumento do torque e de potência.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para trabalhos futuros sugere-se:

- Medição do consumo e da variação do ar no motor através da adaptação de um elemento no sistema;
- Utilização do dinamômetro com o auxílio do *software* WinSSDino® para um motor de alto rendimento para se avaliando a influência de diferentes combustíveis;
- Realizar a comparação de motores para utilizações diversas (moto, caminhão, caminhonete, etc.) para verificar pontos em que se possa melhorar seus desempenhos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – ABNT. **NBR ISO 1585**: Veículos rodoviários – Código de ensaio de motores – Potência líquida efetiva. Brasil, 1996.

BOSCH. **Automotive electric**: electronic systems. 2. ed. Warrendale: Editora P.A., 1995.

BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna**: Vol. 2. São Paulo: Editora Blucher, 2012.

COSTA, A. C. F. M.; RAMALHO, M. A. F.; GAMA, L.; KIMINAMI, R. H. G. A.; HERNANDEZ, E. P.; CORNEJO, D. R.; REZENDE, S. M. Sci Forum **530 – 531**, p. 637-642, 2006.

Dinamômetro de bancada Servitec modelo 2030. **Servitec Dinamômetro**. Disponível em: <http://servitecdinamometro.com.br/categoria/de-bancada/2030-para-motores>>. Acesso em: 19 jun. 2019.

Ficha técnica veículo Chevrolet Celta 1.0 8V MPFI 2P. **Programa Vrum**. Disponível em: <<https://www.vrum.com.br/fichatecnica/chevrolet/celta/2004/004264-1>>. Acesso em: 6 jul. 2019.

FIGLIOLA, R.S. e BEASLEY, D. **The oryand design for mechanical measurements**. John Wiley & Sons, 2010.

Frota de veículos – 2014. **Ministério da Infraestrutura - Departamento Nacional de Trânsito – DENATRAN**. Disponível em: <<https://www.denatran.gov.br/component/content/article/115-portal-denatran/8554-frota-de-veiculos-2014.html>>. Acesso em: 21 out. 2019.

Frota de veículos – 2019. **Ministério da Infraestrutura - Departamento Nacional de Trânsito – DENATRAN**. Disponível em: <<https://www.denatran.gov.br/component/content/article/115-portal-denatran/8559-frota-de-veiculos-2019.html>>. Acesso em: 21 out. 2019.

GALLO, W.L.R. **Análise Exergética de Motores a Gasolina e a Álcool**. 1990. 258f. Tese (doutorado) - Departamento de Energia, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas. Campinas, 1990.

HEYWOOD, J. B. **Combustion engine fundamentals**. 1. ed. Estados Unidos: 1988.

MARTINS, C.; CHANTREAU, M.; POTIER, M. **Module for cooling the charge air and recirculated exhaust gases from the internal combustion engine of a motor vehicle**. Titular: Valeo Systemes Thermiques SAS.US n. US20060278377A1. Depósito: 24 jun. 2004. Concessão: 14 dez. 2006.

MARTINS, J. **Motores de combustão interna**. 3. ed. São Paulo: Editora. Publindústria, 2011.

MARTYR, A. J.; PLINT, M. A. **Engine Testing**. Inglaterra: Editora Butterworth-Heinemann, 2007.

MILHOR, C. E. **Sistema de desenvolvimento para controle eletrônico dos motores a combustão interna ciclo Otto**. 2002. 101f. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2002.

OBERT, E. F. **Internal combustion engines: analysis and practice**. International Textbook Co., 1950.

PULKRABEK, W. W. **Engineering fundamentals of the internal combustion engine**. 1. ed. Nova Jersey: Editora Prentice Hall, 2004.

RIBBENS, W. B.; RIZZONI, G. **Method and system for detecting the misfire of an internal combustion engine utilizing angular velocity fluctuations**. Titular: Universidade de Michigan. US n. US5239473A. Depósito: 21 ago. 1991. Concessão: 24 ago. 1993.

TUNESTAL, P. A. **The use of cylinder pressure for estimation of the in-cylinder air/fuel ratio of an internal combustion engine**, 2000. Tese (Doutorado) Universidade da California, Berkeley, 2000.

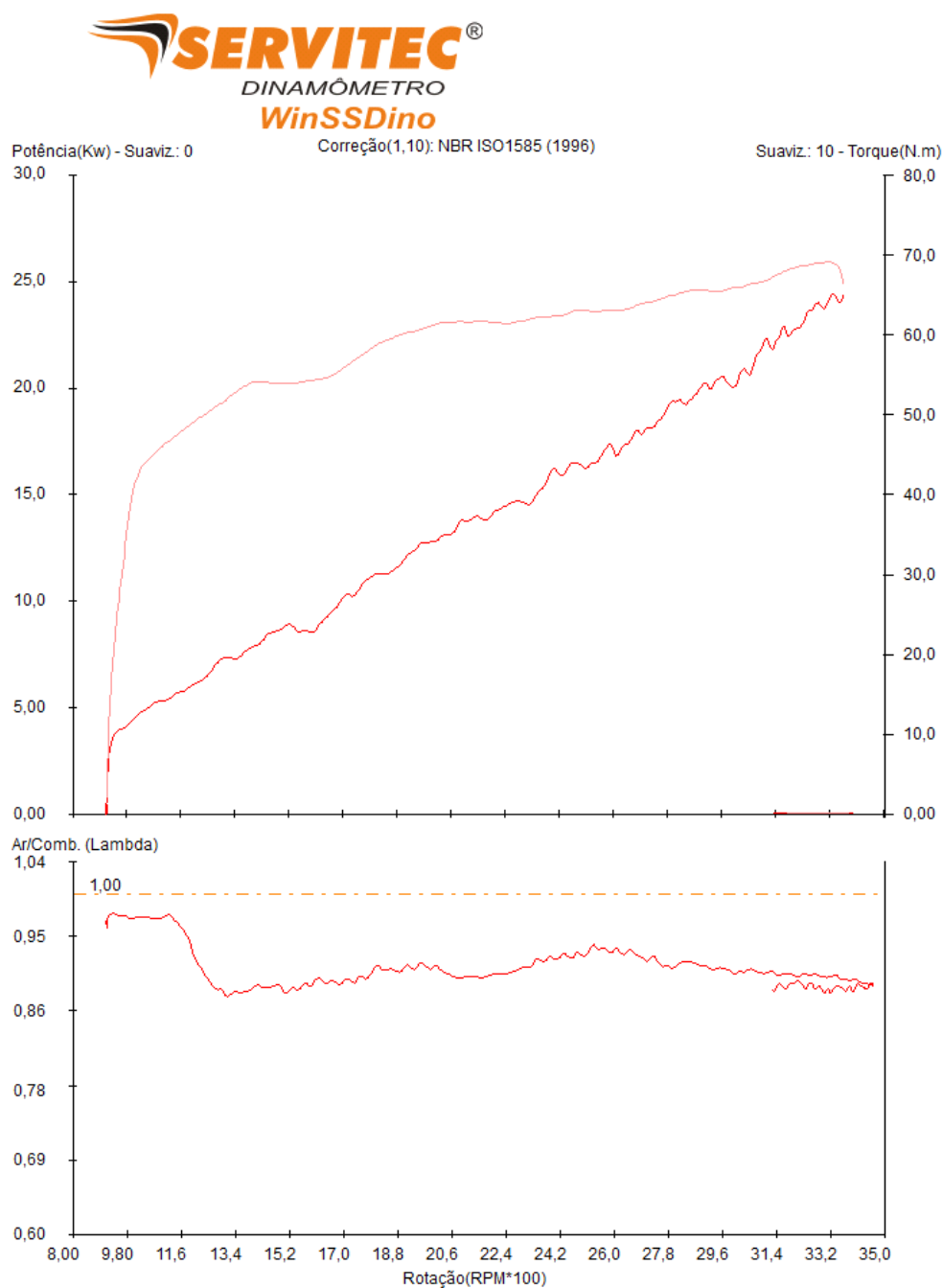
TUNESTAL, P. et al. **In-cylinder measurement for engine cold-start control**. In: Proceedings of the 1999 IEEE. International Conference on Control Applications (Cat. No. 99CH36328). IEEE, 1999. p. 460-464.

VOLKSWAGEM (Brasil). **Sistema de Gerenciamento de Motores Aspirados**. São Bernardo do Campo: Academia Volkswagen, 2009. 96f.

ZHU, X.. et al. **The classification of hydrocarbons with fator analysis and the PONA analysis of gasoline**. Chemometrics and Intelligente Laboratory Systems v.45, p. 147-155, 1999.

SERVITEC INDÚSTRIA ELETRÔNICA LTDA. **Manual do Software WinSSDino**: Revisão 19. Caxias do Sul, 2017.

ANEXO 1 – GRÁFICO PARA ALTA ACELERAÇÃO

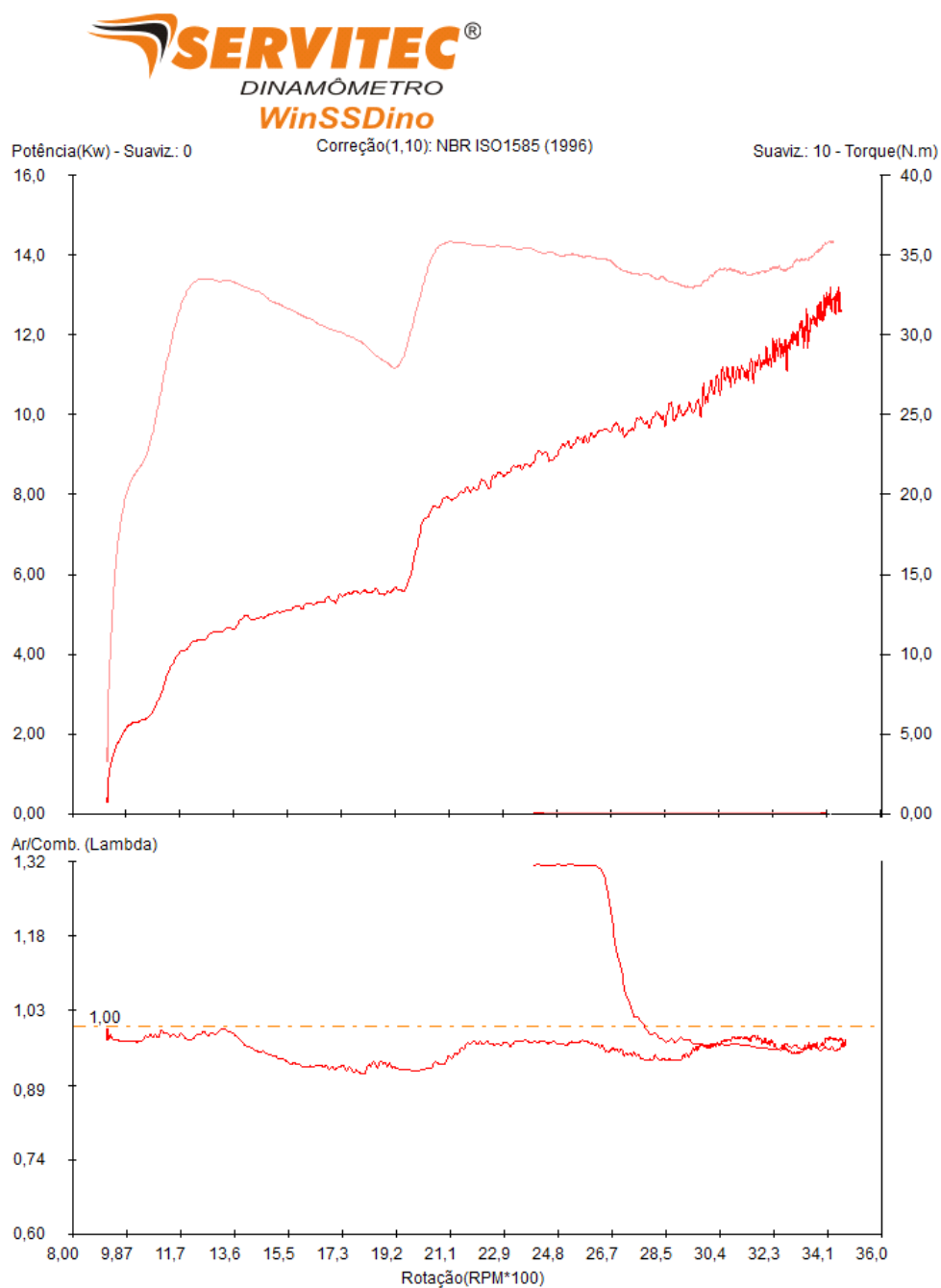


■ Arquivo : Teste Diego 3.cor
 Data Criação: 22/10/2019 - 20:05:53
 Dino / Tipo: Eixo / Inercial
 Máximo(a) Potência: 25,14 Kw@34,08 RPM*100
 Notas: verificação

Nome: Não Informado
 Data Modificação: 22/10/2019 - 20:05:53
 Condições do teste: 92,5 kPa 23,2 °C 46,8 %
 Máximo(a) Torque: 69,20 N.m@33,08 RPM*100

Impresso em: 26/10/2019 - 10:58:00

ANEXO 2 – GRÁFICO PARA BAIXA ACELERAÇÃO

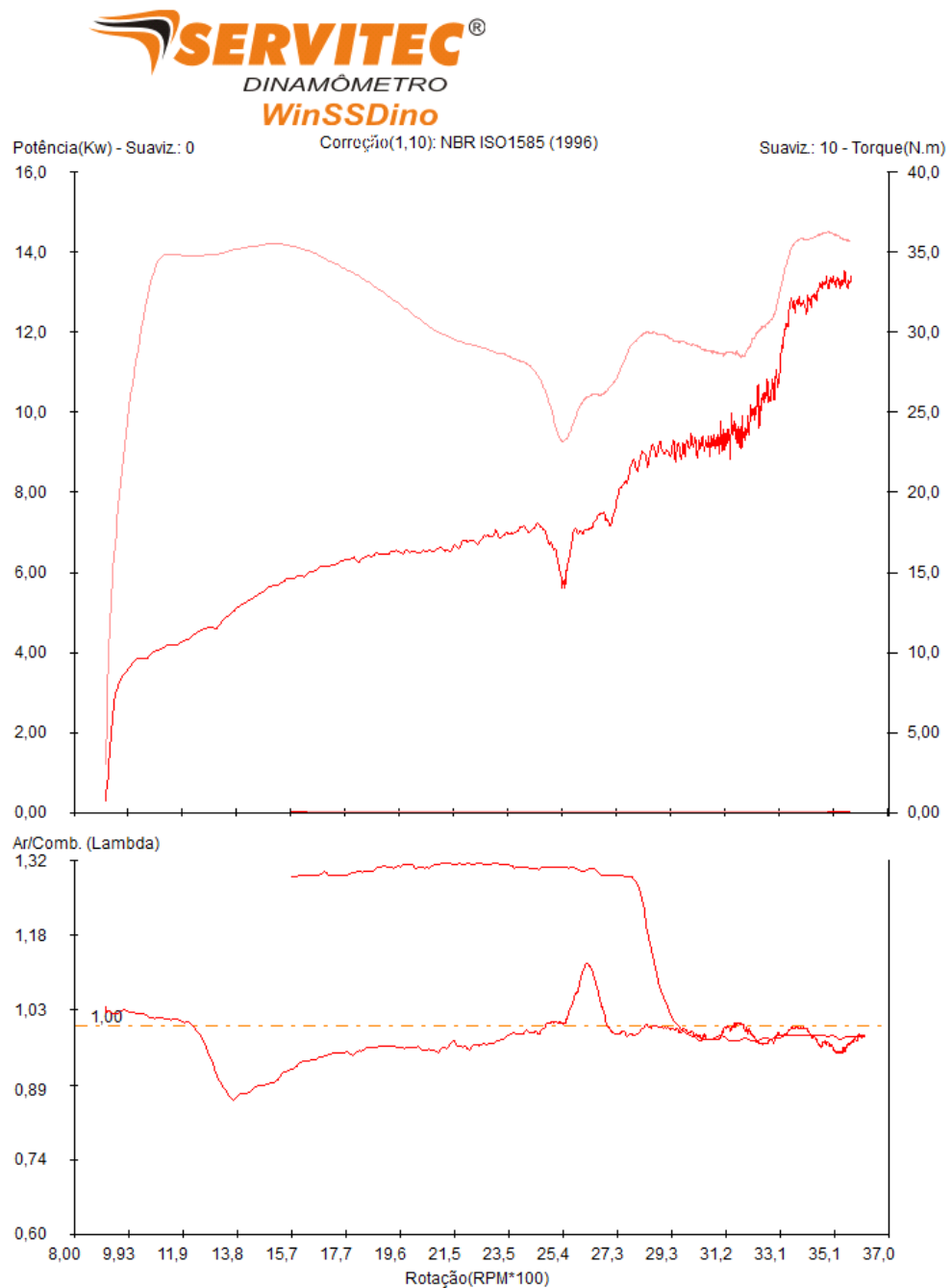


Arquivo : Teste Diego 2.cor
Data Criação: 22/10/2019 - 20:03:54
Dino / Tipo: Eixo / Inercial
Máximo(a) Potência: 13,21 Kw@34,49 RPM*100
Notas: verificação

Nome: Não Informado
Data Modificação: 22/10/2019 - 20:03:54
Condições do teste: 92,6 kPa 23,2 °C 46,9 %
Máximo(a) Torque: 35,90 N.m@34,18 RPM*100

Impresso em: 26/10/2019 - 10:56:23

ANEXO 3 – GRÁFICO PARA ACELERAÇÃO VARIADA



Arquivo : Teste Diego.cor
Data Criação: 22/10/2019 - 19:59:12
Dino / Tipo: Eixo / Inercial
Máximo(a) Potência: 13,64 Kw@35,94 RPM*100
Notas: verificação

Nome: Não Informado
Data Modificação: 22/10/2019 - 19:59:12
Condições do teste: 92,5 kPa 23,1 °C 47,3 %
Máximo(a) Torque: 36,25 N.m@34,87 RPM*100

Impresso em: 26/10/2019 - 10:57:43