

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

LEVANTAMENTO DE CURVAS DE RENDIMENTO DE UM SISTEMA DE TRANSMISSÃO
MECÂNICA

por

Marcos Antonio Schmitz Magalhães

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, Novembro de 2011.

LEVANTAMENTO DE CURVAS DE RENDIMENTO DE UM SISTEMA DE TRANSMISSÃO
MECÂNICA

por

Marcos Antonio Schmitz Magalhães

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Arnaldo Ruben Gonzalez
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Projeto e Fabricação**

Orientador: Prof. Rafael Antônio C. Laranja

Comissão de Avaliação:

Prof. Flávio José Lorini

Prof. Mário Roland Sobczyk Sobrinho

Prof. Cintia C. Petry Mazzaferro

Porto Alegre, 11 de novembro de 2011.

MAGALHÃES, M. A. S. **Levantamento de curvas de rendimento de um sistema de transmissão mecânica**. 2011. 14p. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

RESUMO

Utilizando uma bancada para medição de rendimento de sistemas de transmissão mecânica, foram testadas algumas configurações de transmissão, utilizando para tanto um conjunto de rodas dentadas de uma bicicleta de 18 marchas. O rendimento mecânico é definido como a razão entre a potência medida na saída e na entrada do sistema de transmissão. O objetivo é avaliar a influência de parâmetros como alinhamento axial e relação de transmissão no rendimento do sistema. Os resultados geraram curvas de rendimento mecânico em função dos parâmetros citados. Os rendimentos encontrados foram superiores a 35%.

PALAVRAS-CHAVE: rendimento mecânico, transmissão de potencia por corrente.

MAGALHÃES, M. A. S. **EFFICIENCY CURVES OF A MECHANICAL TRANSMISSION SYSTEM**. 2011. 14p. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

ABSTRACT

Using a dynamometric bench for efficiency measure of mechanical transmission systems, some transmission configurations were tested, using a set of teethed wheels for a 18 gears bicycle. The mechanical efficiency of a drive system is defined as the percent ratio of the power output to the power input. The objective is to evaluate the influence of parameters such as axial alignment and gear ratio in the system efficiency. The results generate curves of mechanical efficiency in function of the cited parameters. The found efficiencies were superior to 35%.

KEYWORDS: Mechanical efficiency, chain power transmission.

ÍNDICE

	Pág.
1 INTRODUÇÃO.....	1
2 OBJETIVOS.....	1
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	1
4 METODOLOGIA.....	3
4.1 Adaptações Montagem e funcionamento da bancada.....	4
4.2 Procedimento de medição.....	5
4.3 Equações utilizadas.....	6
4.4 Cálculo das incertezas.....	6
4.5 Incertezas dos multitestes.....	7
4.6 Incerteza na medição da velocidade angular.....	7
4.7 Incerteza na medição da força de reação.....	7
4.8 Incerteza na medição do comprimento do braço de alavanca.....	7
4.9 Incerteza na medição da força de reação.....	7
4.10 Resumo das incertezas dos instrumentos utilizados.....	7
4.11 Incerteza no cálculo do torque.....	7
4.12 Incerteza no cálculo da potência de transmissão.....	8
4.13 Incerteza no cálculo do rendimento mecânico.....	8
4.14 Incerteza no cálculo da potência de frenagem.....	8
5 RESULTADOS.....	8
6 CONCLUSÕES.....	13
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	13

1. INTRODUÇÃO

Sistemas de transmissão de potência por correntes são largamente utilizados na indústria mecânica e são objeto de constante estudo. Mesmo assim a influência dos parâmetros de operação sobre o rendimento do sistema ainda é pouco conhecida. A influência de parâmetros como rotação, relação de transmissão, torque, potência, diâmetro e desalinhamento no rendimento mecânico é conhecida de forma qualitativa baseada em resultados experimentais.

Neste trabalho foi utilizada uma bancada dinamométrica para medir o rendimento mecânico de transmissão de uma bicicleta de dezoito marchas. O rendimento mecânico de transmissão é definido como a razão entre a potência na saída e a potência na entrada da transmissão. Um rendimento maior significa melhor aproveitamento da energia utilizada para movimentar a bicicleta. Neste estudo a energia é fornecida por um motor, mas na prática a energia é fornecida por uma pessoa e é adequado que o rendimento seja o maior possível.

Os resultados obtidos servem para avaliar a qualidade da bicicleta, verificar quais são as marchas com maior rendimento, conhecer numericamente o valor do rendimento em cada configuração e verificar quanto esse rendimento se aproxima da situação ideal onde não ocorrem perdas na transmissão, ou seja, qual a possibilidade de otimização deste sistema. Os resultados também servem para auxiliar em novos projetos de transmissão.

Estudos publicados sobre o rendimento de transmissão mecânica de bicicletas indicam que o rendimento depende de vários parâmetros como carga, tensão na corrente, rotação, diâmetro da engrenagem e tipo de transmissão, o rendimento varia entre 80% e 99% [Kyle e Berto, 2001].

Whitt, 1987, mostra dados de rotação e potências típicas para uma pessoa andando de bicicleta. Dados esses que foram utilizados como referência para selecionar a faixa de medição utilizada neste trabalho. Analisando casos de bicicletas, Zamparo et al., 2002, conseguiram uma melhora de 2% no rendimento de uma bicicleta utilizando um pedivela com comprimento variável. Desenvolvendo um procedimento simples para medir o rendimento estático de bicicletas, Cameron, 2009, encontrou rendimentos em torno de 90% com incertezas variando entre 0,15 e 0,35 %. Spicer, et. al., 2001, chegaram a conclusão que somente as perdas por atrito não podem explicar as variações observadas em termos de rendimento.

Outro trabalho que merece ser citado é o estudo realizado por Kich, 2011, que mediu o rendimento de uma corrente de motocicleta em duas condições de alinhamento, o rendimento máximo foi de 76%.

Por fim, sabendo-se que em um sistema mecânico com transmissão por corrente, sempre ocorre o chamado efeito poligonal, Smith, 2002, afirma que para rodas dentadas com menos de 17 dentes as perdas devido ao efeito poligonal devem ser levadas em consideração.

2. OBJETIVOS

O objetivo deste trabalho é realizar testes utilizando uma bancada para medição do rendimento na transmissão de potência mecânica por corrente com diferentes configurações utilizando uma transmissão de bicicleta. O rendimento é obtido através da comparação entre a potência medida na entrada e na saída da transmissão. Tem-se como objetivo específico, avaliar a influência da carga, alinhamento e relação de transmissão no rendimento do sistema, tendo como resultados finais curvas de rendimento em função destes parâmetros.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Segundo Kyle e Berto, 2001, muitos estudos foram publicados sobre o rendimento de transmissão mecânica de bicicletas, mas somente alguns usaram métodos precisos. Esses estudos indicam que o rendimento depende de vários parâmetros como carga, tensão na

corrente, rotação, diâmetro da engrenagem e tipo de transmissão. O rendimento varia entre 80% e 99%.

Métodos mecânicos de teste de eficiência de transmissão normalmente empregam dinamômetros que medem torque e rotação na entrada e na saída do sistema de acionamento, usando transdutores elétricos ou mecânicos. Componentes tais como os rolamentos, correntes, rodas dentadas, engrenagens e esticadores são usualmente incluídos no rendimento. Entretanto, conforme Kyle e Berto, 2001, alguns estudos relatam o rendimento somente de partes do sistema.

Conforme Whitt, 1987, um dos problemas em medições de sistemas de bicicletas é que a potência de uma perna humana, pedalando, varia ciclicamente. Assim, um dispositivo de medição de potência instantânea (força na direção do pedal e sua velocidade) indica valores de pico de 745 W, enquanto o valor médio é de aproximadamente 150 W. Sendo a potência máxima desenvolvida entre 40 e 50 RPM (rotação do eixo *pedivela*), a rotação máxima que uma pessoa consegue atingir está em torno de 200 RPM. Testes realizados com um indivíduo do sexo masculino de 34 anos mostram que a potência média em um teste de 5 s foi de 340 W, já em um teste de 15 s a potência média cai para 280 W e em 30 s 140 W.

Spicer, J. B.; 2001 testou um sistema de transmissão de bicicleta, o rendimento mecânico medido foi comparada com medições por infravermelho que indicam as perdas por atrito. Os resultados indicam que as perdas por atrito não podem explicar as variações observadas em termos de rendimento. O tamanho da coroa e a tensão na corrente são os principais fatores que afetam o rendimento.

Zamparo et al, 2002, projetaram um pedivela com comprimento variável com o objetivo de aumentar o rendimento mecânico de uma bicicleta. Os resultados obtidos apontam para uma melhora de 2% no rendimento.

Cameron, A., 1999, desenvolveu um procedimento que ele classifica como simples e barato, utilizando somente uma roda dentada, uma corrente e um sistema de contrapesos, para mensurar as perdas por atrito. Testes realizados com uma corrente indicam que o rendimento varia entre 92% e 98% com incertezas entre 0,15 e 0,35%.

Em 2011, Kich, utilizando uma bancada dinamométrica muito semelhante à utilizada nesse trabalho, mediu o rendimento de uma corrente de motocicleta em duas condições. Com a corrente alinhada e desalinhada. Com a corrente alinhada o rendimento máximo obtido foi de 76% e com a corrente desalinhada o rendimento máximo foi de 60%.

Um dos principais inconvenientes no uso de correntes de roletes é o efeito poligonal, mais pronunciado para número de dentes pequenos da roda dentada, que pode ser observado na Figura 3.1. Este efeito é causado pelo aumento da velocidade instantânea do rolete, quando este é acoplado na roda dentada, isto é, o rolete percorre um espaço maior (arco da circunferência), causando um aumento de velocidade brusca ou impacto no rolete. Este efeito é minimizado a níveis de 3% de aumento da velocidade, para o caso do número de dentes da menor roda dentada ser igual a 17 [Smith, 2002]. O efeito poligonal é mencionado porque as duas menores rodas dentadas do eixo do freio eletromagnético têm menos de 17 dentes, neste caso o efeito poligonal é um fator relevante na redução do rendimento.

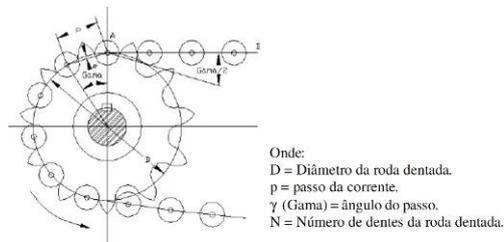


Figura 3.1 – Geometria da corrente acoplada na roda dentada, quanto maior o Gama, maior o efeito poligonal [Smith, N, 2002].

4. METODOLOGIA

Para a realização deste trabalho, foi utilizado um sistema pré-existente para a medição de sistemas de transmissão por correntes. Entretanto foram feitas algumas adaptações. A bancada pré-existente está ilustrada na Figura 4.1.

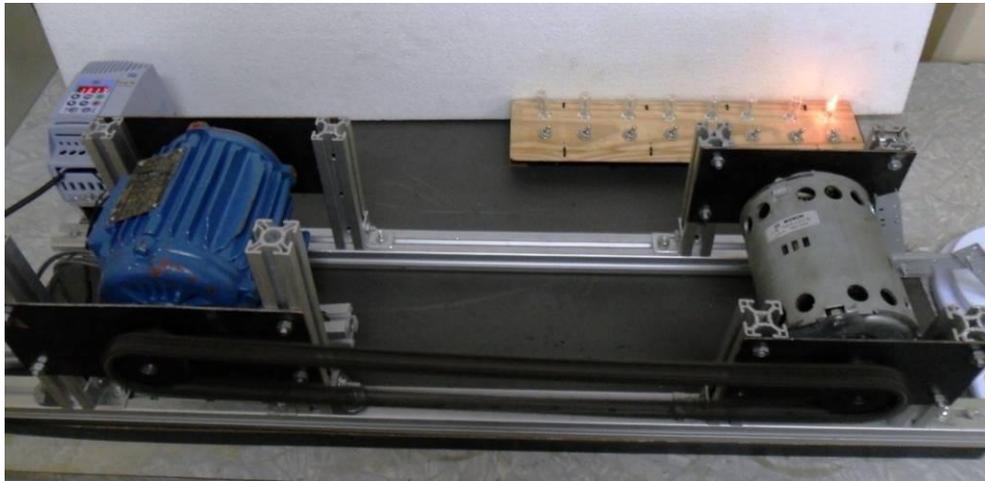


Figura 4.1 - Bancada pré-existente utilizada para medição de rendimento mecânico de sistemas de transmissão.

Sobre a bancada dinamométrica pré-existente, a Figura 4.1 mostra o motor à esquerda e o freio eletromagnético à direita, também as lâmpadas que são usadas para variar a carga no freio e o controlador de velocidades usado para fazer o acionamento do motor. Para o presente trabalho foi necessário inverter a posição do motor e do freio, em função da assimetria do esticador não é possível montá-lo corretamente sem fazer esta inversão (Figura 4.2). O esticador é uma parte fundamental na transmissão de uma bicicleta. Ele não serve somente para trocar a marcha, mas também para reduzir o desalinhamento e manter a corrente esticada. Sem ele a transmissão nem mesmo funciona, na maioria das marchas a corrente desacopla. Seria interessante realizar medidas sem o esticador para avaliar sua influência separadamente, mas não é possível nas condições com maior desalinhamento. A distância entre centros foi alterada para 445 mm para se adaptar a nova corrente e também são utilizadas rodas dentadas próprias para bicicletas.



Figura 4.2 - Bancada utilizada para a medição de rendimento mecânico do sistema de transmissão de bicicleta.

4.1 Adaptações Montagem e funcionamento da bancada

Algumas adaptações tiveram que ser realizadas. Foram usinadas duas peças em nylon para fazer a conexão entre as rodas dentadas e os eixos do motor e do freio eletromagnético. Essas peças foram fabricadas com comprimento maior que o necessário para facilitar o alinhamento. Depois de realizado o alinhamento, as peças foram cortadas com o menor comprimento possível para minimizar a vibração. Foi escolhido como material o nylon principalmente pela facilidade de montagem e alinhamento. Apesar de peças em aço serem mais adequadas em relação a vibrações causadas por desbalanceamento devido a sua maior rigidez. Entretanto, como a bancada funciona com baixa rotação e baixo torque não foram verificados (visualmente) problemas como vibração ou desbalanceamento em função da baixa resistência mecânica do nylon. Nas duas peças foi utilizado ajuste com interferência de 0,1 mm para melhor alinhamento e maior rigidez, ou seja, o diâmetro do furo das peças é 0,1 mm menor que o diâmetro do eixo do motor e do freio. As Figuras 4.3 e 4.4 mostram as duas peças antes de serem cortadas. A roda dentada da Figura 4.3 possui diâmetros de 49, 57, 65, 75, 82 e 105 mm, com 14, 16, 18, 21, 24, 28 dentes a roda dentada da Figura 4.3 possui diâmetros de 104, 144 e 181 mm com 28, 38 e 48 dentes. Na roda dentada Figura 4.3 a distância entre 2 rodas dentadas é de 8 mm e na roda dentada da Figura 4.4 é de 10 mm. A distância entre duas rodas dentadas é importante porque fornece o valor numérico do desalinhamento em função da relação de transmissão utilizada.



Figura 4.3 - Peça que conecta a catraca ao eixo do freio eletromagnético.



Figura 4.4 - Peça que conecta a coroa ao eixo do motor.

As peças fabricadas foram montadas na bancada ilustrada na Figura 4.5. Também foi montada uma estrutura para fixar o esticador e o trocador de marchas. Essa estrutura foi montada para deixar o esticador o mais próximo possível da posição que ele tem quando montado em uma bicicleta. Ele é montado no eixo da bicicleta. O eixo da bicicleta não gira, o que facilita a montagem. Como o eixo da bancada gira o esticador foi montado em outra posição cuja montagem tem menor complexidade. O esticador ficou 100 mm à esquerda (Figura 4.5) em relação à posição que ele tem em uma bicicleta. O posicionamento em relação à altura ficou muito próximo do ideal e o posicionamento axial também. Quando é movimentada a alavanca de troca de marchas, ela força o esticador a deslocar-se axialmente, com isso ocorre a mudança da marcha e também o reposicionamento do esticador para reduzir o desalinhamento. Em uma bicicleta existe uma peça para mudar a marcha da roda dentada do eixo do pedal, esta peça não tem contato com a corrente durante o funcionamento, servindo

somente para trocar a marcha e por isso não foi considerada neste trabalho, neste caso a marcha do eixo do motor é mudada manualmente, com o sistema parado.

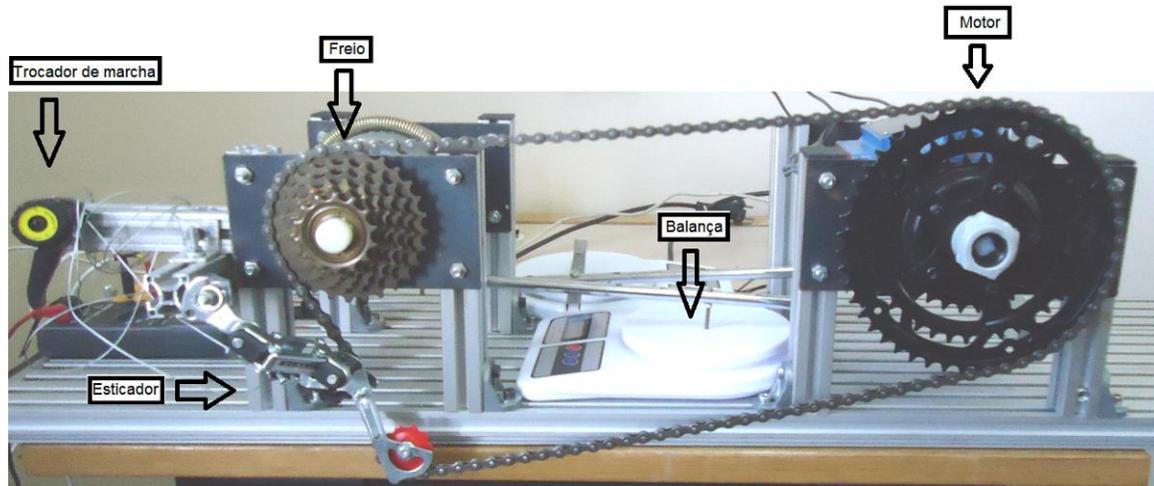


Figura - 4.5 Bancada utilizada para a medição de rendimento mecânico do sistema de transmissão.

A bancada possui um motor elétrico AC trifásico 220 V marca Weg com 745W (1 CV) de potência e 2 pólos atuando como tracionador e um motor Bosch DC 24 V atuando como freio.

O acionamento do motor foi feito através do controlador de velocidade Weg CFW-08 (inversor de frequência). O controlador de velocidade, além de permitir o ajuste da rotação desejada propicia a aplicação de rampas de aceleração e desaceleração para o motor.

A frequência do inversor foi de 3 Hz em todas as medidas realizadas, que é a mínima possível com este modelo. A baixa frequência foi escolhida para que a rotação do motor se aproxime da rotação alcançada por uma pessoa pedalando.

A variação da carga, ou em outras palavras potência de frenagem, foi feita através de um banco de lâmpadas halógenas tipo JC de 100 W cada. Quanto mais lâmpadas acesas maior é a potência de frenagem. Para medir a potência foi utilizado um multiteste para medir a tensão elétrica do freio e um multiteste para medir a corrente elétrica do freio.

Para medir a força de reação na carcaça do freio e também do motor, foram utilizadas balanças SF – 400. A faixa de medição foi de 0,8 a 4,2 N. O eixo do freio esta montado na bancada utilizando dois mancais de rolamento, portanto além de seu eixo girar, a carcaça também o pode. Como pode ser observada na Figura 4.5 uma haste é acoplada rigidamente na carcaça do freio e em sua extremidade apoia-se na balança, sendo esse o único ponto de apoio, o que impede a carcaça de girar livremente. Assim com a medida da força aplicada pela haste distante do centro do eixo do motor é possível calcular o torque de reação da carcaça. Com relação à medição do torque do motor, esse foi montado da mesma forma que o freio, ou seja, uma haste presa na carcaça e a extremidade da mesma apoiada em uma balança, medindo-se assim a força de reação do motor.

Para a determinação da potência se faz necessário, além do valor do torque, o valor da velocidade angular dos eixos. A determinação das velocidades angulares foi realizada utilizando-se um tacômetro marca *Minipa modelo MDT 2238-A*.

4.2 Procedimentos de medição

Foram seguidas as seguintes etapas para a realização das medidas, primeiro a marcha desejada é selecionada utilizando o trocador de marcha (Figura 4.5), o motor é então posicionado manualmente até que a marcha esteja engrenada, logo depois o motor é

energizado enquanto o freio ainda esta sem carga (nenhuma lâmpada ligada). Assim, são anotados os valores exibidos pelas duas balanças e os valores das rotações medidas com o tacômetro nos dois eixos. Também são anotados os valores da tensão elétrica e corrente elétrica mostrados pelos multítestes que estão ligados as lâmpadas que funcionam de carga para o freio. E assim são registrados todos os dados sucessivamente para cada uma das lâmpadas que vão sendo acionadas. As medidas foram feitas em três pontos para cada marcha, sem nenhuma lâmpada acesa, com uma e duas lâmpadas acesas. Não foram medidos mais pontos, ou seja, ligadas mais lâmpadas, porque a rotação diminuiu expressivamente com o aumento da carga no freio. Como a incerteza da velocidade angular associada ao tacômetro é fixa, 10 RPM, a incerteza do rendimento aumenta muito em baixas rotações. Uma tentativa realizada para contornar esse problema, foi aumentar a velocidade angular do motor utilizando o inversor de frequência. Entretanto, tal tentativa causou uma sobrecorrente no motor, desligando o sistema e inviabilizando a medida com cargas maiores.

4.3 Equações utilizadas

Para a determinação do torque a partir da medição da força foi utilizada a equação do torque na forma escalar (Equação 4.1)

$$T = d \cdot F \quad (4.1)$$

Onde T é o torque [Nm], d é o comprimento do braço de alavanca [m] e F é a força [N]. A potência P é calculada a partir do torque e da velocidade angular através da equação

$$P = T \cdot \omega \quad (4.2)$$

T é o torque no eixo [Nm] e ω é a velocidade angular [rad/s]

O rendimento é calculado da razão entre a potência na entrada (motor) e na saída (freio) conforme a Equação 4.3.

$$\eta = \frac{P2}{P1} \quad (4.3)$$

onde η é o rendimento da transmissão $P1$ é a potência no eixo do motor [W] e $P2$ é a potência no freio [W].

A potência elétrica de frenagem é calculada utilizando a equação 4.4

$$P = V \cdot I \quad (4.4)$$

Sendo P é a potência de frenagem [W], V é a tensão elétrica [V] e I é a corrente elétrica [A].

4.4 Cálculo das incertezas

As incertezas neste trabalho foram obtidas dos fabricantes dos equipamentos de medição e da propagação destas incertezas nos cálculos realizados, conforme a equação geral da propagação de incertezas.

Com os valores das incertezas definidos, pode-se utilizar a equação geral de propagação de incertezas [Taylor, 1997]:

$$\Delta q = \sqrt{\left(\frac{\partial q}{\partial x_1} \Delta x_1\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial q}{\partial x_2} \Delta x_2\right)^2} \quad (4.5)$$

Sendo Δq a incerteza que está em função das variáveis (x_1, \dots, x_n) , que são independentes e aleatórias.

4.5 Incertezas dos Multitestes

Como durante as medições o resultado apresentado pelos multitestes não estabilizava e a amplitude de variação observada foi maior que a incerteza fornecida pelo fabricante, essa amplitude foi utilizada como incerteza dos multitestes. A incerteza da tensão elétrica utilizada foi de 0,1 V e a incerteza da corrente elétrica foi de 0,1 A.

4.6 Incerteza na medição da velocidade angular

A incerteza da medição da velocidade angular é fornecida pelo fabricante do tacômetro, *MDT 2238-A Minipa*, e vale 10 RPM.

4.7 Incerteza na medição da força de reação

A incerteza da medição da força de reação é fornecida pelo fabricante da balança SF-400 e vale 0,01 N conforme o manual.

4.8 Incerteza na medição do comprimento do braço de alavanca

O comprimento do braço de alavanca foi medido a partir do centro dos eixos perpendicularmente até o ponto de contato com a balança e como o instrumento de medição foi uma régua graduada, a incerteza adotada foi de 1 mm.

4.10 Resumo das incertezas dos instrumentos utilizados

Resumidamente, a Tabela 4.1 lista a incerteza de cada equipamento utilizado, incertezas essas necessárias para o cálculo da propagação de incertezas.

Tabela 4.1 - Resumo das incertezas dos instrumentos de medida utilizados

INSTRUMENTO DE MEDIDA	INCERTEZA
Multiteste – Tensão elétrica	0,1 V
Multiteste – Corrente elétrica	0,1 A
Tacômetro	10 RPM
Balança	0,1 N
Régua	1 mm

4.11 Incerteza no cálculo do torque

A incerteza do torque depende da incerteza da força " F " e da incerteza da distância " d ", e segue a equação de propagação de incertezas de Taylor, 1997.

$$\Delta T = \sqrt{\left(\frac{\partial T}{\partial F} \Delta F\right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial d} \Delta d\right)^2} = \sqrt{(d\Delta F)^2 + (F\Delta d)^2} \quad (4.6)$$

Onde ΔT é a incerteza do torque em [Nm], d é o comprimento do braço de alavanca em [m], F é a força em [N], Δd é incerteza do comprimento do braço de alavanca em [m] e ΔF é a incerteza na medição da força de reação em [N].

4.12 Incerteza no cálculo da potência de transmissão

Com os valores de incerteza da velocidade angular e do torque, pode-se aplicar a equação para o cálculo da incerteza da potência.

$$\Delta P = \sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial T} \Delta T\right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial \omega} \Delta \omega\right)^2} = \sqrt{(\omega \Delta T)^2 + (T \Delta \omega)^2} \quad (4.7)$$

Onde ΔP é a incerteza de medição da potência em [W], T é o torque em [Nm] ω é a velocidade angular em [rad/s], $\Delta \omega$ é a incerteza da velocidade angular em [rad/s] e ΔT é a incerteza do torque em [N].

4.13 Incerteza no cálculo do rendimento mecânico

Utilizando a equação de Taylor para o cálculo da incerteza do rendimento.

$$\Delta \eta = \sqrt{\left(\frac{\partial \eta}{\partial P1} \Delta P1\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial P2} \Delta P2\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{P2}{P1^2} \Delta P1\right)^2 + \left(\frac{1}{P1} \Delta P2\right)^2} \quad (4.8)$$

Sendo: $\Delta \eta$ a incerteza do rendimento, $P1$ a potência no eixo do motor em [W], $P2$ a potência no eixo do freio em [W], $\Delta P1$ a incerteza da potência no motor em [W] e $\Delta P2$ a incerteza da potência no freio em [W].

4.14 Incerteza no cálculo da potência de frenagem

Como cálculo da incerteza da potência de frenagem, novamente utilizando-se da equação geral para propagação de incerteza e lembrando da Equação 4.4, têm-se que:

$$\Delta P = \sqrt{(V \cdot \Delta I)^2 + (I \cdot \Delta V)^2} \quad (4.9)$$

Sendo ΔP é a incerteza da potência de frenagem [W], I é a corrente elétrica [A], ΔI é a incerteza da corrente elétrica [A], V é a tensão elétrica [V] e ΔV é a incerteza da tensão elétrica [V].

5. RESULTADOS

Após a montagem da bancada, foram realizadas medições de rendimento em função da carga, do desalinhamento e da relação de transmissão. O desalinhamento e a relação de transmissão variam juntos conforme é feita a mudança de marcha. É importante notar que na verdade existem dois desalinhamentos, o desalinhamento entre as duas rodas dentadas e o desalinhamento da corrente em relação ao esticador.

Os resultados para uma das dezoito relações de transmissão são exibidos nas Tabelas 5.1, 5.2, 5.3 e 5.4. A relação de transmissão foi escolhida aleatoriamente para ilustrar o procedimento de cálculo e as grandezas medidas. O torque foi calculado utilizando a força, medida pela balança, o comprimento do braço de alavanca que é de 0,305 m e a equação 4.1. A incerteza do torque foi calculada utilizando a força medida, a incerteza da balança, o comprimento do braço de alavanca, a incerteza da régua utilizada para medi-lo e a equação 4.6. A potência é calculada multiplicando o torque, e a rotação depois de transformada em

velocidade angular [rad/s], conforme a equação 4.2. Para calcular a incerteza da potência foi utilizada a equação 4.7, os dados de entrada são o torque e sua incerteza, a velocidade angular e sua incerteza.

Tabela 5.1 - Resultados medidos e calculados referentes ao motor utilizado.

Lâmpadas acessas	Marcha 2	Motor							
	Relação de transmissão catraca / coroa	Força [N]	Incerteza da força [N]	Torque [Nm]	Incerteza do torque (Nm)	Rotações (rpm)	Incerteza das rotações (rpm)	Potência (W)	Incerteza da potência (W)
0	3	280	0,10	0,85	0,03	135	10	12,07	0,99
1	3	345	0,10	1,05	0,03	120	10	13,22	1,17
2	3	400	0,10	1,22	0,03	98	10	12,52	1,32

Para o freio foi utilizado o mesmo procedimento de cálculo descrito para o motor. Os resultados são exibidos na tabela 5.2.

Tabela 5.2 - Resultados medidos e calculados referentes ao freio utilizado.

Lâmpadas acessas	Marcha 2	Freio								
	Relação de transmissão catraca / coroa	Força [N]	Força [N]	Incerteza da força [N]	Torque [Nm]	Incerteza do torque (Nm)	Rotações (rpm)	Incerteza das rotações (rpm)	Potência (W)	Incerteza da potência (W)
0	3	280	92	0,1	0,25	0,03	404	10	10,7	1,19
1	3	345	114	0,1	0,31	0,03	352	10	11,56	1,07
2	3	400	140	0,1	0,39	0,03	290	10	11,69	0,93

Durante as medições, a carga é variada acionando as lâmpadas que estão ligadas ao freio, para cada relação de transmissão foram testadas 3 condições de carga. Para obter o valor da carga, tensão e corrente elétrica foram medidas através dos multímetros e seus valores utilizados na equação 4.4.

Tabela 5.3 – Medidas realizadas com o multímetro e a carga calculada.

Tensão (V)	Incerteza da tensão (V)	Corrente (A)	Incerteza da corrente (A)	Carga (W)
2,80	0,10	0,00	0,10	0,00
1,90	0,10	1,20	0,10	2,28
1,30	0,10	2,00	0,10	2,60

Finalmente foram calculadas as incertezas, utilizando os resultados das medições e as equações 4.3 para cálculo do rendimento, 4.8 para cálculo da incerteza do rendimento, 4.4 para o cálculo da carga e 4.9 para cálculo da incerteza da carga.

Tabela 5.4 Incerteza do rendimento e da carga.

Carga (W)	Incerteza da carga (W)	Rendimento	Incerteza do Rendimento
0,00	0,00	0,89	0,12
2,28	0,22	0,87	0,11
2,60	0,24	0,93	0,12

Em todos os testes realizados, utilizando as dezoito relações de transmissão, cada uma com três condições de carregamento, a incerteza do rendimento variou entre 10% e 16% e a incerteza da carga variou entre 8% e 10%. A principal incerteza do rendimento esta associadas ao tacômetro, principalmente para baixas rotações, já que a incerteza do tacômetro é fixa.

As Figuras 5.1, 5.2 e 5.3 mostram qual foi a configuração utilizada nos gráficos das Figuras 5.3, 5.4 e 5.6 respectivamente, elas definem qual é o número relacionado a cada uma das 18 relações de transmissão.

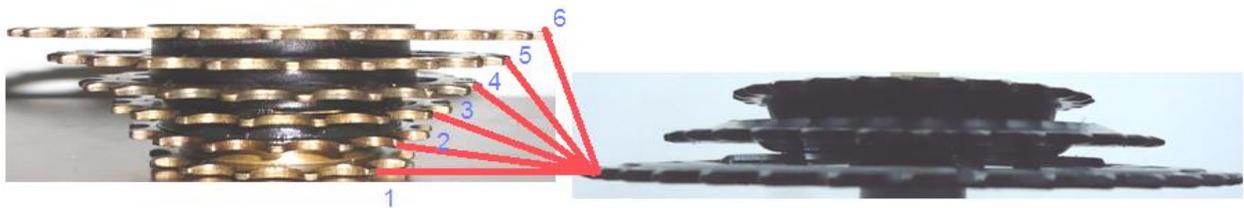


Figura 5.1 - Relações de transmissão referentes ao gráfico da Figura 5.4.

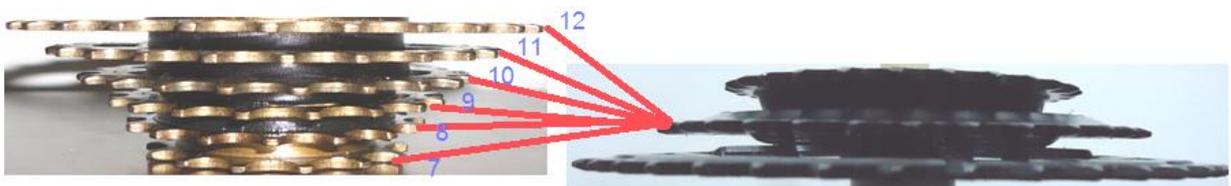


Figura 5.2 - Relações de transmissão referentes ao gráfico da Figura 5.5.

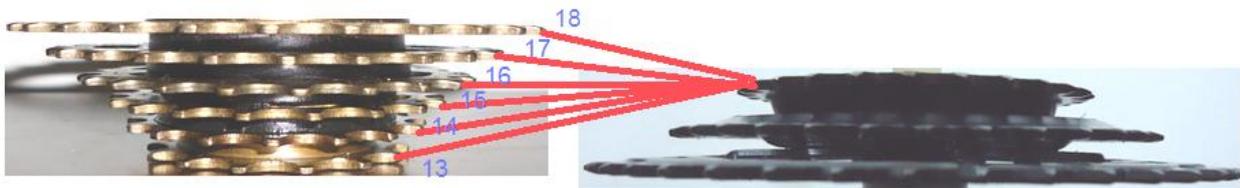


Figura 5.3 - Relações de transmissão referentes ao gráfico da Figura 5.6.

O gráfico da Figura 5.4 foi obtido usando a maior roda dentada do eixo do motor e as seis rodas dentadas do eixo do freio. Começando pela condição sem desalinhamento, chamada de marcha 1, até a condição com maior desalinhamento, chamada de marcha 6.

A variação da carga é feita acionando as lâmpadas halógenas. Foram realizadas medidas em 3 condições de carga, sem nenhuma lâmpada acesa (em vazio), com uma lâmpada acesa e com 2 lâmpadas acesas.

A frequência de alimentação do motor, controlada pelo inversor de frequência, foi mantida constante durante todos os testes, com isso quando a carga aumenta diminui a

rotação do eixo do motor e também do eixo do freio eletromagnético. Nessas condições a potência do motor e também do freio tiveram variação de menos de 10%, a tensão na corrente aumenta em função do aumento da carga.

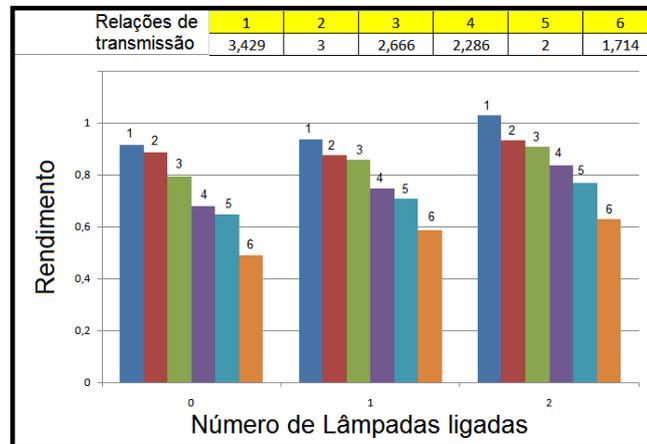


Figura 5.4 - Gráfico do rendimento em função da carga do desalinhamento e da relação de transmissão.

O maior rendimento obtido corresponde à condição sem desalinhamento, com a maior carga testada e maior relação de transmissão. Essa condição, chamada de marcha 1, ocorre com a menor roda dentada do eixo do freio, como ela tem o menor número de dentes, ocorre a maior perda de rendimento de transmissão devido ao efeito poligonal. O efeito poligonal sempre está presente em uma transmissão por corrente, quanto menor o número de dentes da roda dentada, maior a perda de rendimento devido ao efeito poligonal. Entretanto como pode ser visto no gráfico da Figura 5.4, o desalinhamento e a relação de transmissão têm maior influência que o efeito poligonal sobre o rendimento. Com isso o máximo rendimento ocorre na mesma condição em que acontece a maior perda devido ao efeito poligonal. O menor rendimento ocorre na condição de maior desalinhamento, sem carga e com a menor relação de transmissão. O rendimento varia entre 49% e 100%.

No eixo das ordenadas do gráfico aparece número de lâmpadas ligadas ao invés da carga em W, pois para cada configuração apresenta-se uma carga diferente quando estão acessas uma ou duas lâmpadas. Quando nenhuma lâmpada está acessa todas as configurações tem carga zero. Contudo, esse fato não inviabiliza o agrupamento dos dados desta forma, a análise do rendimento em função da carga deve ser feita comparando uma configuração com ela mesma, por exemplo, a configuração 1, com zero, uma e duas lâmpadas acessas. Pensa-se que não convém comparar a carga da configuração 1 com a carga da configuração 2, por exemplo, já que nesse caso não é somente a carga que está variando.

Não é possível analisar separadamente a influência do desalinhamento e da relação de transmissão, pois toda vez que uma marcha diferente é testada, ocorre variação do alinhamento e da relação de transmissão ao mesmo tempo.

Analisando o gráfico percebe-se que em um determinado dado o rendimento ultrapassou os 100%, o que é fisicamente impossível, pois o sistema de transmissão é incapaz de transmitir ao eixo do freio uma potência maior que a fornecida pelo motor. Analisando o fato, constatou-se que considerando a incerteza associada à medição, que neste caso é de 0,15 e o fato do rendimento ser necessariamente menor que 1, o rendimento na verdade pode estar entre 0,88 e 1. Considerando esta faixa de valores para a configuração 1, não ocorre mudança de comportamento. Ou seja, o rendimento ainda é maior que o obtido com a configuração 2 e a mesma condição de carga, e é maior que a configuração 1 com menos carga. O cálculo da incerteza é feito utilizando a equação 3.7 e os dados medidos.

O mesmo método foi utilizado para gerar o gráfico da Figura 5.5, agora utilizando a roda dentada de diâmetro médio do eixo do motor e as seis rodas dentadas do eixo do freio, começando pela de menor diâmetro que corresponde ao número 7 no gráfico, até a de maior diâmetro que corresponde ao número 12.

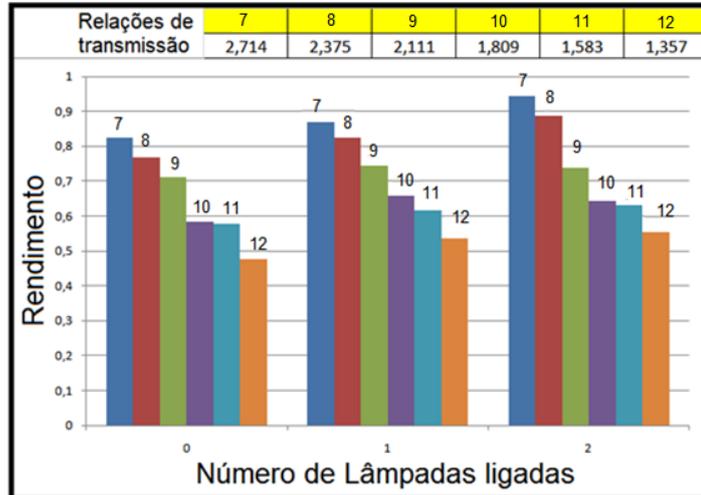


Figura 5.5 - Gráfico do rendimento em função da carga do desalinhamento e da relação de transmissão.

O gráfico da Figura 5.5 exibe o mesmo comportamento do anterior, no entanto aqui os menores desalinhamentos acontecem nas configurações 9 e 10. Novamente o maior rendimento acontece com a maior relação de transmissão. Assim como no gráfico anterior, o rendimento aumenta em função do aumento da carga para todas as configurações testadas. A diferença aqui, é que o maior rendimento não ocorre na condição de maior alinhamento. O rendimento varia entre 48% e 94%.

Para gerar o gráfico da Figura 5.6 foi utilizada a roda dentada de menor diâmetro do eixo do motor, que é a roda dentada axialmente mais distante do esticador e as seis rodas dentadas do eixo do freio. Começando pela de menor diâmetro que corresponde ao número 13 no gráfico, até a de maior diâmetro que corresponde ao número 18.

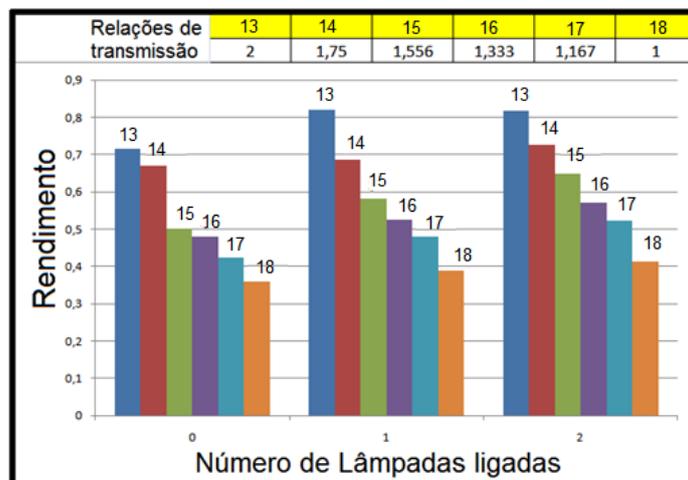


Figura 5.6 - Gráfico do rendimento em função da carga do desalinhamento e da relação de transmissão.

No gráfico da Figura 5.6 o rendimento varia entre 36% e 82%. Novamente o rendimento aumenta em função do aumento da carga para todas as configurações testadas e o maior rendimento acontece com a maior relação de transmissão. Neste caso o maior rendimento ocorre na configuração com maior desalinhamento.

6. CONCLUSÕES

Com a análise dos gráficos, nota-se que o maior rendimento (nos três gráficos) ocorre com a maior relação de transmissão, mas somente com estes resultados não foi possível afirmar que a relação de transmissão tem uma influência maior que o desalinhamento, sobre o rendimento do sistema, porque também existe o desalinhamento axial em relação ao esticador. Sendo assim, o fator que mais influencia o rendimento pode ser tanto a relação de transmissão, quanto o desalinhamento axial em relação ao esticador. Como no gráfico da Figura 5.6 o rendimento máximo ocorre com o maior desalinhamento axial entre as rodas dentadas, pode-se afirmar que esse desalinhamento tem uma influência menor que os outros dois parâmetros citados sobre o rendimento do sistema.

No trabalho, o rendimento de transmissão variou entre 35% e 100%, que pode ser menor devido às incertezas. Em todos os testes realizados o rendimento medido aumentou com o aumento da carga.

As relações de transmissão com maior rendimento acontecem com a maior roda dentada do eixo do freio, para as três rodas dentadas do motor.

As relações de transmissão que utilizam a menor roda dentada do eixo do motor, têm rendimento muito menor. Isso ocorre porque encontra-se o maior desalinhamento em relação ao esticador, e ao mesmo tempo menores relações de transmissão. Na condição mais desfavorável, usando a maior roda dentada do eixo do freio, onde intuitivamente o rendimento parece ser maior por ser a condição alinhada, desconsiderando-se o esticador, o rendimento é de 35%. Ou seja, é necessário pedalar com quase três vezes mais potência para obter o mesmo resultado da relação de transmissão com o maior rendimento.

Por fim, pode-se destacar que não levar em consideração a relação de transmissão que está sendo utilizada ao andar de bicicleta, pode levar a um desperdício de até 65% do seu esforço.

Sugestões para trabalhos futuros

- Utilizar instrumentos de medida mais precisos para reduzir a incerteza.
- Fazer medições utilizando várias relações de transmissão sem desalinhamento para verificar sua influência sobre o rendimento.
- Fazer testes similares aos realizados neste trabalho variando a rotação e mantendo a carga fixa para avaliar separadamente a influencia da velocidade angular sobre o rendimento.
- Avaliar a influência do desgaste da corrente e das rodas dentadas sobre o rendimento de transmissão.
- Avaliar Separadamente a influência do esticador sobre o rendimento do sistema.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Cameron, A.; **“Measuring drive-train efficiency”**, Technical journal of the IHPVA, nº 46, 1999.

Kich, F. M.; **“Bancada dinamométrica para a medição de rendimento de sistemas de transmissão mecânica”**, Monografia (Trabalho de Conclusão) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

Kyle, C. R. e Berto, F. "**The mechanical efficiency of bicycle derailleur and hub-gear transmissions**", Technical journal of the IHPVA, nº 52, 2001.

Smith, P.N, "**Elementos de Máquinas – Notas de aula**", Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, 2002.

Spicer, J. B., et. all, "**Effects of Frictional Loss on Bicycle Chain Drive Efficiency**". Transactions of the ASME, vol. 123, dezembro, pp. 598-605, 2001.

Taylor, J.R.; "**An Introduction to Error Analysis: The Study of Uncertainties in Physical Measurements**", California University Science Books, 2ª edição, 1997.

Whitt F. R. "**Bicycling science**", by The Massachusetts Institute of Technology, 2ª edição, 1987.

Zamparo, P. at all, "**Mechanical efficiency of cycling with a new developed pedal-crank**", Journal of Biomechanics, 2002.