

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

BANCADA DINAMOMÉTRICA PARA A MEDIÇÃO DE RENDIMENTO DE SISTEMAS DE  
TRANSMISSÃO MECÂNICA

por

Felipe de Mello Kich

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, Junho de 2011



Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Escola de Engenharia

Departamento de Engenharia Mecânica

BANCADA DINAMOMÉTRICA PARA A MEDIÇÃO DE RENDIMENTO DE SISTEMAS DE  
TRANSMISSÃO MECÂNICA

por

Felipe de Mello Kich

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. **Flavio J. Lorini**

Prof. **Rodrigo Rossi**

Prof. **Eduardo A. Perondi**

Porto Alegre, 05 de julho de 2011.

KICH, F. M. **Bancada dinamométrica para a medição de rendimento de sistemas de transmissão mecânica**. 2011. 20p. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

## RESUMO

O presente trabalho consiste na elaboração de uma ferramenta para a medição de rendimento de sistemas de transmissão mecânica por elemento flexível de baixa potência, para que seja estudada a influência de parâmetros como alinhamento, lubrificação, carga e velocidade angular na eficiência de correias e correntes. Para tal, foi construída uma bancada que, através de medições comparativas do torque de reação na carcaça de um motor e um freio, acoplados através do sistema a ser medido, obtém a perda de energia no sistema de transmissão e, conseqüentemente, o seu rendimento. Após a construção da bancada, foram realizadas medições de rendimento de uma corrente em diferentes condições de carga e alinhamento. Foi observado que, para cargas muito baixas na corrente de transmissão analisada, o rendimento é reduzido e as perdas são maiores em sistemas desalinhados.

**PALAVRAS-CHAVE:** rendimento, sistemas de transmissão, dinamômetro

KICH, F. M. **Dynamometer bench for measuring performance of systems with mechanical transmission**. 2011. 20p. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

## ABSTRACT

This work consists in preparing a tool for measuring efficiency in low power systems of mechanical transmission through flexible element, to enable studies of influence of parameters such as alignment, lubrication, load and angular velocity on efficiency of belts and chains. For this was built a workbench that by comparative measurements of the reaction torque on the carcass of a motor and a brake coupled through the system to be measured, get the energy loss in the transmission system and consequently, their efficiency. After construction of the bench, measurements were performed of a chain's efficiency at different conditions of load and alignment. It was observed that for very small loads in the chain of transmission the efficiency is low and losses are greater in misaligned systems

**KEYWORDS:** performance of transmission systems, dynamometer

## ÍNDICE

	Pág.
1	INTRODUÇÃO .....1
2	OBJETIVOS ..... 1
2.1	Objetivo geral..... 1
2.2	Objetivos específicos..... 2
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA ..... 2
3.1	Dinamômetro..... 2
3.2	Métodos de medição de torque..... 2
3.2.1	Cálculo a partir da potência ..... 2
3.2.2	Medição do torque de reação..... 3
3.3	Elementos flexíveis..... 3
3.4	Efeito poligonal ..... 3
4	METODOLOGIA .....4
4.1	Montagem da estrutura da bancada.....4
4.2	Ligação elétrica.....5
4.3	Medição de rendimento.....6
4.4	Calibração.....8
4.5	Avaliação das incertezas.....8
4.5.1	Equação geral de propagação de incertezas.....9
4.5.2	Incerteza na medição da velocidade angular.....9
4.5.3	Incerteza na medição da força de reação.....9
4.5.4	Incerteza na medição do comprimento do braço de alavanca.....9
4.5.5	Incerteza no cálculo do torque.....9
4.5.6	Incerteza no cálculo da potência.....9
4.5.7	Incerteza no cálculo do rendimento.....10
5	RESULTADOS.....10
6	CONCLUSÕES.....11
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....12
	Apêndice I .....13
	Apêndice II .....14
	Anexo I .....15

## 1. INTRODUÇÃO

A otimização de sistemas mecânicos é uma área de interesse da engenharia mecânica que tem ganhado importância devido às demandas de redução de impacto ambiental da atividade humana.

Além do interesse ecológico, pautado pela redução do consumo de energia, esse trabalho é motivado pelo interesse econômico, tendo em vista que o aumento de rendimento de sistemas mecânicos resulta numa redução direta do consumo de energia elétrica e de combustíveis. Fabricantes de maquinário agrícola já manifestaram interesse nos estudos de rendimento de sistemas de transmissão de potência por elementos flexíveis, segundo Laranja, 2009, a AGCO fez uma estimativa de que as perdas de potência em transmissões de ferramentas agrícolas chegam a 20%, evidenciando um segmento carente de otimização. Outra consequência do estudo e da melhoria do rendimento dos sistemas de transmissão, é que para esse caso a vida útil dos componentes está diretamente relacionada com o rendimento, visto que os mesmos mecanismos que geram perdas de eficiência, causam também desgaste, fadiga superficial e sobreaquecimento.

Segundo um estudo da “Carlisle Produtos de Transmissão” [Carlisle, 2011], as perdas em sistemas de transmissão por correias vêm sendo consideradas há mais de cinquenta anos. A maioria das referências cita os rendimentos desses sistemas como entre 90 e 98 por cento para várias correias, sendo 95% o valor mais usado. Dados experimentais, por sua vez, não estão disponíveis. Dados mais específicos sobre os rendimentos de diferentes sistemas de transmissão, sob diferentes condições, auxiliarão engenheiros projetistas fornecendo informações sobre o impacto das variações nos parâmetros do sistema no rendimento.

Conforme estudo realizado pela empresa Pix Transmission, a eficiência inicial de correias bem instaladas fica entre 95% e 97% e perdas por dobragem e escorregamento afetam significativamente a eficiência [Eurocorreias, 2011].

A bancada pode ser utilizada também para realizar na universidade testes específicos encomendados pela indústria, assim como o teste realizado pela empresa Pix Transmission, por encomenda da Eurocorreias de Portugal o qual concluiu que a simples substituição de uma correia trapezoidal lisa por uma dentada, resulta em uma economia de energia de até 3,8%, evidenciando a necessidade de geração de dados quantitativos para sistemas de transmissão diversos, [Eurocorreias, 2011].

## 2. OBJETIVOS

### 2.1 Objetivo geral

O objetivo geral do trabalho é projetar e desenvolver um equipamento que será utilizado para a obtenção de dados experimentais comparativos de eficiência de diferentes sistemas de transmissão mecânica. Dados que possam contribuir para o entendimento da influência de parâmetros de operação, como: lubrificação, alinhamento, efeito poligonal, carregamento e rotação na eficiência de sistemas de transmissão.

### 2.2 Objetivos específicos

- Construir a bancada para medições,
- Medir o rendimento de um sistema convencional de transmissão por elemento flexível,
- Comparar os resultados com a literatura existente.

### 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A seguir são apresentadas breves descrições dos principais conceitos e definições relacionados com o estudo de eficiência e dinamometria.

#### 3.1 Dinamômetro

Um dinamômetro é um instrumento utilizado para medir a intensidade das forças aplicadas sobre um corpo. Esse tem seu funcionamento baseado na proporcionalidade entre a força aplicada em um corpo e a deformação nele produzida. Os dinamômetros são capazes de medir a potência e o trabalho executado em motores, freios, eixos, etc. nas suas diversas condições de funcionamento. Os principais dinamômetros são hidráulicos, elétricos, hidrostáticos, pneumáticos e por atrito. A escolha do tipo de dinamômetro depende de sua aplicação e da exigência na incerteza dos dados a serem obtidos [Plint e Martyr, 2007].

#### 3.2 Métodos de medição de torque

Os principais métodos de medição de torque utilizados em dinamômetros são:

##### 3.2.1 Cálculo a partir da potência elétrica

O torque pode ser obtido a partir da potência elétrica e da rotação do motor. A potência é obtida do produto da tensão pela corrente elétrica que, por sua vez, pode ser medida com instrumentos simples como multímetros. A rotação pode ser medida com um tacômetro ou sensor de efeito Hall ou ainda estimada a partir do conhecimento dos parâmetros do motor: número de pólos, frequência elétrica e escorregamento. Apesar de simples, o cálculo do torque a partir da potência elétrica oferece uma diferença relativamente alta, visto que a eficiência do sistema e o regime de operação do equipamento têm uma influência considerável, [Shicker e Wegener, 2002].

Como exemplo, pode-se citar o estudo realizado pela empresa portuguesa Eurocorreias sobre a diferença do consumo de energia em um sistema acionado com uma correia A42 (lisa) versus o mesmo sistema, acionado com uma correia AX42 (dentada) o estudo comprovou a ocorrência de economia de energia após a mudança, conforme a tabela 3.1 [Eurocorreias, 2011].

Tabela 3.1 Resultado da comparação de correias calculado a partir da potência elétrica por “Pix Transmission” [Eurocorreias, 2011]

Tempo Horas	Consumo kW		Economia %
	A42	AX42	
1	8,26	7,95	3,75
24	198,82	190,91	3,98
48	395,33	382,28	3,3
72	594,65	574,49	3,39
96	795,74	764,35	3,94
120	991,8	952,92	3,92
144	1192,18	1144,94	3,96
150	1240,05	1194,45	3,68

### 3.2.2 Medição do torque de reação

A medição do torque de reação pode ser feita com o uso de uma célula de carga montada num braço de alavanca, de comprimento conhecido, engastado na carcaça de um motor mancalizado em seu próprio eixo, conforme a Figura 3. 1. Uma característica dessa concepção é que a massa do rotor atua como um filtro passa-baixas, dificultando medições dinâmicas, mas sendo uma característica interessante quando medições dinâmicas não são necessárias [Shicker e Wegener, 2002].



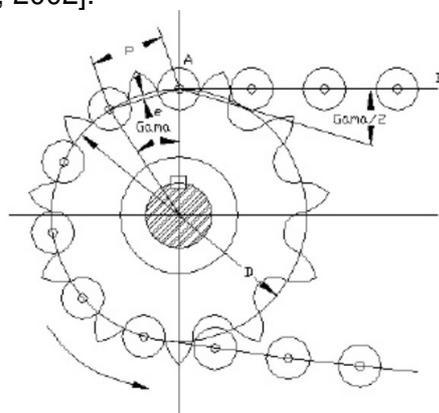
Figura 3.1 – Transdutor de força sendo usado para a medição da força de reação num braço de alavanca [Shicker e Wegener, 2002].

### 3.3 Elementos flexíveis

Usam-se elementos flexíveis, tais como correias, cabos ou correntes, para a transmissão potência através de distâncias relativamente grandes. Quando esses elementos são empregados, geralmente substituem um conjunto de engrenagens, eixos e mancais, ou dispositivos similares de transmissão de potência. Tais elementos simplificam a máquina e, portanto, possuem efeito sobre a redução de custos [Shigley, et al., 1984].

### 3.4 Efeito poligonal

Um dos principais inconvenientes no uso de correntes de roletes é o efeito poligonal, mais pronunciado para número de dentes pequenos da roda dentada, Figura 3.2. 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. N, 2002].



Onde:  
 $D$  = Diâmetro da roda dentada.  
 $p$  = passo da corrente.  
 $\gamma$  (Gama) = ângulo do passo.  
 $N$  = Número de dentes da roda dentada.

Figura 3.2 – Geometria da corrente acoplada na roda dentada, quanto maior o Gama, maior o efeito poligonal [Smith. N, 2002].

#### 4.METODOLOGIA

A partir de proposta realizada por Laranja, 2009, ilustrada na Figura 4.1, foi projetada uma bancada para medições com o auxílio do Programa *Solid Edge ST2* conforme Figura 4.2. O desenho de conjunto simplificado e as dimensões principais podem ser vistos no Apêndice I.

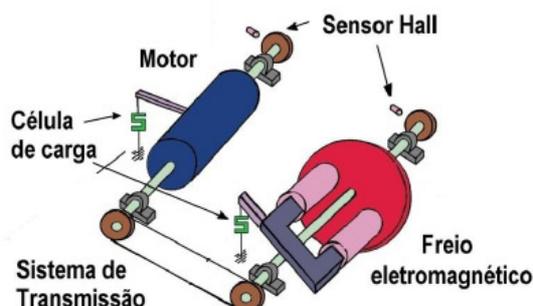


Figura 4.1 Esquema de dinamômetro proposto por Laranja, 2009.

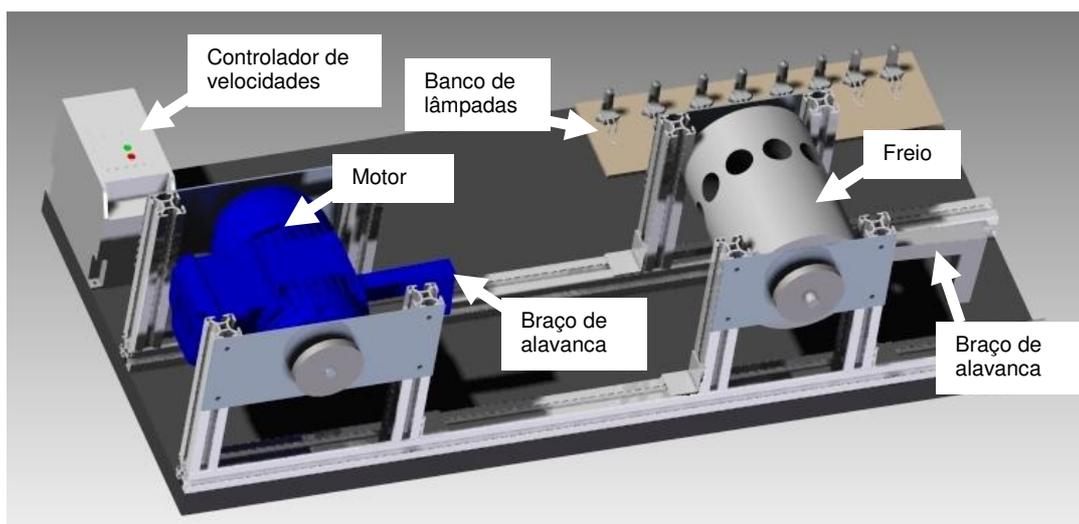


Figura 4.2 Desenho tridimensional da bancada

Para o projeto da bancada, foi privilegiado o uso de uniões parafusadas e peças padronizadas de fácil obtenção no mercado, buscando manter o equipamento o mais versátil possível, a fim de facilitar a operação e a realização de ajustes.

##### 4.1 Montagem da estrutura da bancada

Para a realização do trabalho foi construída uma bancada constituída de um motor elétrico AC trifásico 220V Weg com 1CV e 2 pólos atuando como tracionador e um motor Bosch DC 24V atuando como freio reostático. Os dois motores foram apoiados nos próprios eixos através de mancais de rolamentos acoplados na estrutura da máquina. Essa construção permite o giro livre dos eixos do motor e do freio. A estrutura foi montada com perfis de

alumínio extrudado e chapas laminadas de alumínio e aço, conforme representado na Figura 4.3.

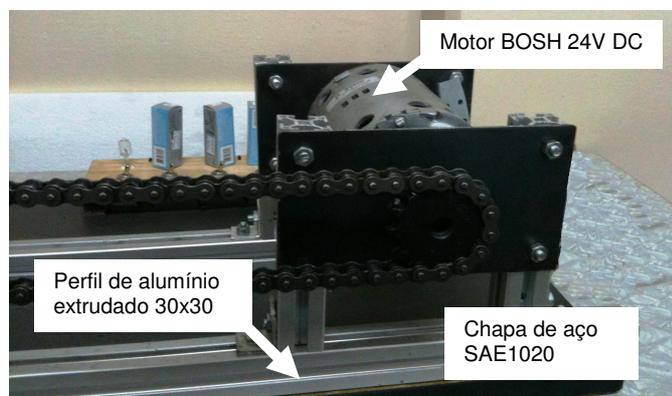


Figura 4.3 Fotografia do freio, das chapas de aço e dos perfis de alumínio

A fixação do freio através de chapas dobradas em “L” permite o ajuste da bancada para sistemas de transmissão com diferentes distâncias entre centros. O motor foi fixado em uma das extremidades da estrutura e o freio tem posição regulável (distância entre os eixos paralelos). Entre eles, foi montado um sistema de acoplamento a ser testado (corrente ASME 40) conforme a Figura 4.4.

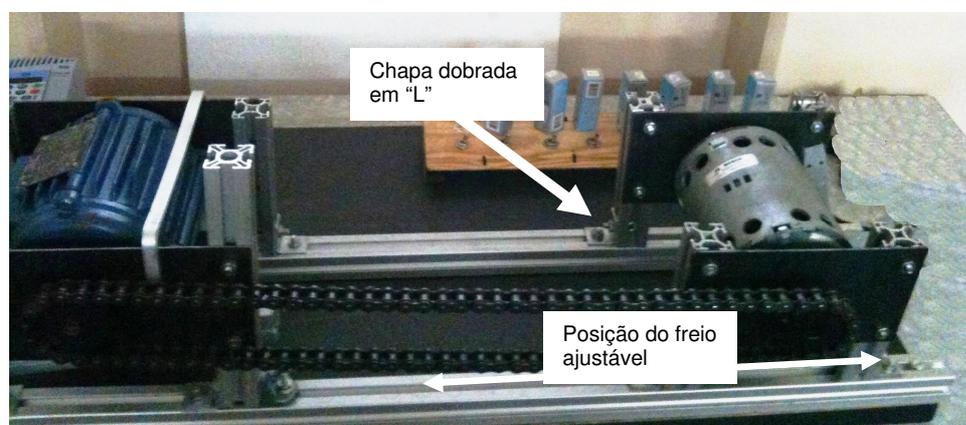


Figura 4.4 Fotografia da bancada dinamométrica montada

A variação do alinhamento axial da corrente em teste pode ser feita diretamente, através de parafusos-trava, que permitem o deslocamento da roda dentada ao longo do eixo e a fixação em diferentes posições.

#### 4.2 Ligação elétrica

A ligação do motor foi feita através do controlador de velocidade (comumente conhecido no ambiente fabril como inversor de frequência) Weg CFW-08. O controlador de velocidade, além de permitir o ajuste da rotação desejada e propiciar a aplicação de rampas de aceleração e desaceleração para o motor, também permite a ligação do motor trifásico em uma rede

bifásica, aumentando assim a versatilidade da bancada por permitir a ligação em tomadas convencionais. A Figura 4.5 apresenta uma fotografia do controlador de velocidade utilizado.



Figura 4.5 Controlador de velocidade WEG CFW-08 [fonte: WEG, 2011]

A variação da carga no eixo do freio reostático foi feita através de um banco de 8 lâmpadas halógenas tipo JC de 100W cada, que podem ser ligadas ou desligadas através de chaves ligadas ao freio. A escolha por lâmpadas em detrimento de outros tipos de resistência para o carregamento do freio se deve ao baixo custo, a simplicidade de instalação e à vantagem de que as lâmpadas “evidenciam” o nível de carga do freio, fornecendo intensidade de iluminação proporcional ao consumo de energia. A Figura 4.6 mostra a bancada em teste, com uma lâmpada acesa.

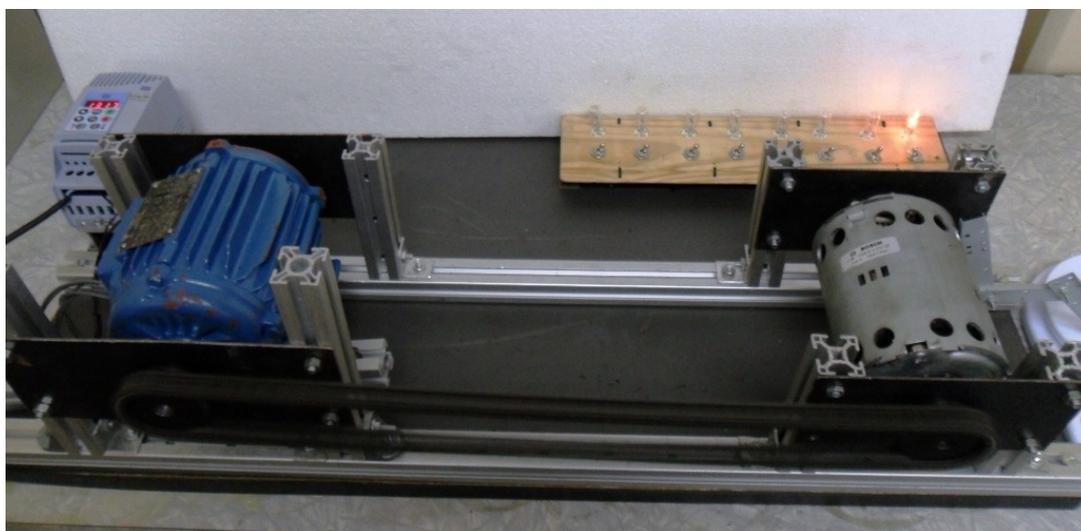


Figura 4.6 Bancada em teste, com uma lâmpada carregando o freio

#### 4.3 Medição de rendimento

Para a obtenção do rendimento, são medidos dois torques e duas velocidades angulares que resultam na potência no eixo do motor e do freio, potências essas, de reação das carcaças. Os valores das potências uma vez relacionadas resultam no valor do rendimento mecânico do sistema de transmissão. O torque é obtido pelo produto da força de reação medida na carcaça do motor e do freio pelo braço de alavanca engastado nas carcaças,

medido em relação aos centros dos eixos através de uma balança de SF – 400 com incerteza de 1g, conforme a Figura 4.7

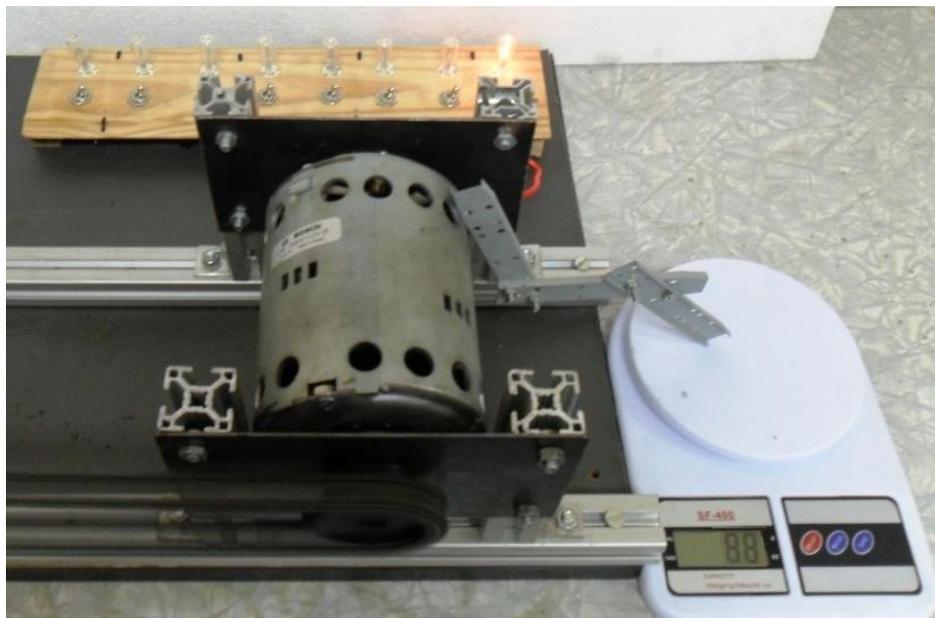


Figura 4.7 Balança SF – 400 sendo usada para medir a força de reação na carcaça do freio

Para a determinação da potência é necessário, além do valor do torque desenvolvido, o valor da velocidade angular dos eixos. Para determinar tais velocidades, foi utilizado um tacômetro associado à leitura de frequência no controlador de velocidade. Para a medição de eficiência de sistemas de transmissão com escorregamento (correias) deve ser instalado um sensor Hall em cada eixo ou fazer a leitura de velocidade angular em ambos os eixos com o tacômetro.

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

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

onde  $T$  é o torque,  $d$  é o comprimento do braço de alavanca,  $F$  é a força e  $\theta$  é o ângulo de aplicação da força.

A potência  $P$  é calculada a partir do torque e da velocidade angular através da equação 4.2.

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

onde  $T$  é o torque no eixo e  $\omega$  é a velocidade angular.

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  $\eta$  é o rendimento da transmissão  $P1$  é a potência no eixo do motor e  $P2$  é a potência no freio.

#### 4.4 Calibração

Após a montagem da máquina, foi feita a calibração, medindo-se as forças na balança com o equipamento funcionando em vazio. Para tal o motor foi ligado a 570 rpm sem carga, ou seja, sem o elemento de transmissão e sem elemento o gerador, que é um motor 24V DC. Foram feitas 5 medições no motor e 5 no freio (gerador) conforme a tabela 4.1. As médias foram adotadas como valores para as perdas por atrito nos mancais e descontadas em todos os resultados de medição de força.

Tabela 4.1 Medições de força para a calibração

	Carga Vazio motor (N)	Carga vazio freio (N)
	0,68	0,38
	0,76	0,42
	0,78	0,43
	0,76	0,41
Média	0,75	0,41
Desvio padrão	0,04	0,02

A calibração foi feita descontando a força gerada pelo equipamento ligado “em vazio” da força usada para o cálculo do torque (Equação 4.1).

$$F = Fm - Fc \quad (4.4)$$

onde  $F$  é a força utilizada para o cálculo do torque,  $Fm$  é a força medida e  $Fc$  é a força de calibração (força medida em vazio).

#### 4.5 Avaliação das incertezas

Segundo J. Olivieri, 2011. incerteza é a consequência de efeitos aleatórios desconhecidos e limites de correção para efeitos sistemáticos e é, portanto, expressa como uma quantidade, isto é, um intervalo em torno do resultado. Ela é avaliada pela combinação de um número de componentes de incertezas. Os componentes são quantificados pela avaliação dos resultados de diversas medições repetidas ou por estimativa baseada em dados de registros, medições prévias, conhecimento do equipamento e experiência na medição. 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.

#### 4.5.1 Equação geral de propagação de incertezas

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

$$\Delta q = \sqrt{\left(\frac{\partial q}{\partial x_1} \Delta x_1\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial q}{\partial x_2} \Delta x_2\right)^2} \quad (4.1)$$

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

#### 4.5.2 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. Para a medição de rendimento de sistemas de transmissão sem escorregamento, como a velocidade angular é igual nos dois eixos, a incerteza da medição de velocidade angular pode ser ignorada, pois o rendimento pode ser obtido diretamente da razão entre os torques.

#### 4.5.3 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.

#### 4.5.4 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.

#### 4.5.5 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.

$$\Delta T = \sqrt{\left(\frac{\partial T}{\partial F} \Delta F\right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial d} \Delta d\right)^2} = \sqrt{(d\Delta F)^2 + (F\Delta d)^2} \quad (4.2)$$

Onde  $\Delta T$  é a incerteza do torque,  $d$  é o comprimento do braço de alavanca,  $F$  é a força,  $\Delta d$  é incerteza do comprimento do braço de alavanca e  $\Delta F$  é a incerteza na medição da força de reação.

#### 4.5.6 Incerteza no cálculo da potência

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

$$\Delta P = \sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial T} \Delta T\right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial \omega} \Delta \omega\right)^2} = \sqrt{(\omega \Delta T)^2 + (T \Delta \omega)^2} \quad (4.3)$$

onde  $\Delta P$  é a incerteza de medição da potência,  $T$  é o torque  $\omega$  é a velocidade angular,  $\Delta \omega$  é a incerteza da velocidade angular e  $\Delta T$  é a incerteza do torque.

#### 4.5.7 Incerteza no cálculo do rendimento

E por fim se pode aplicar a equação para o cálculo da incerteza do rendimento.

$$\Delta \eta = \sqrt{\left(\frac{\partial \eta}{\partial P1} \Delta P1\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial P2} \Delta P2\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{P2}{P1^2} \Delta P1\right)^2 + \left(\frac{1}{P1} \Delta P2\right)^2} \quad (4.4)$$

Sendo:  $\eta$  o rendimento  $P1$ , a potência no eixo do motor,  $P2$  a potência no eixo do freio,  $\Delta \eta$  a incerteza no cálculo do rendimento,  $\Delta P1$  a incerteza da potência no motor e  $\Delta P2$  a incerteza da potência no freio.

## 5. Resultados

Após a construção da bancada, foram realizadas medições de rendimento em condições diferentes carga e alinhamento a fim de validar o sistema. Para os testes de validação, foram usadas duas rodas dentadas de 14 dentes ligadas com uma corrente 40-1 norma ASME B29.100-2002

A tabela 5.1 fornece os valores de torque encontrado no motor e no gerador, bem como a o rendimento, para a corrente em rotação de 570 rpm em diferentes condições de carregamento e alinhamento.

Tabela 5.1 Resultados para as medições de rendimento uma corrente ASME 40 e as respectivas incertezas para diferentes condições de carregamento.

Rendimentos				
Carga (número de lâmpadas ligadas)	Rendimento da corrente desalinhada axialmente (19mm+-1)	Incerteza do rendimento da corrente desalinhada	Rendimento da corrente alinhada (0+-1 mm)	Incerteza do rendimento para a corrente desalinhada
0	0,301	0,025	0,319	0,045
1	0,419	0,024	0,438	0,034
2	0,445	0,021	0,616	0,037
3	0,506	0,022	0,583	0,029
4	0,516	0,021	0,573	0,027
5	0,540	0,022	0,647	0,028
6	0,560	0,022	0,698	0,029
7	0,594	0,023	0,744	0,030
8	0,626	0,023	0,761	0,030

O gráfico da Figura 5.1 mostra a diferença de rendimento entre a corrente montada com desalinhamento axial de 19 mm e de 0 mm respectivamente. No gráfico é possível observar também o aumento do rendimento com o aumento do carregamento do freio e

consequentemente da potência transmitida. As incertezas calculadas estão representadas como as barras verticais em cada medição. Os resultados de todas as medições obtidas, bem como suas incertezas se encontram no Apêndice 2.

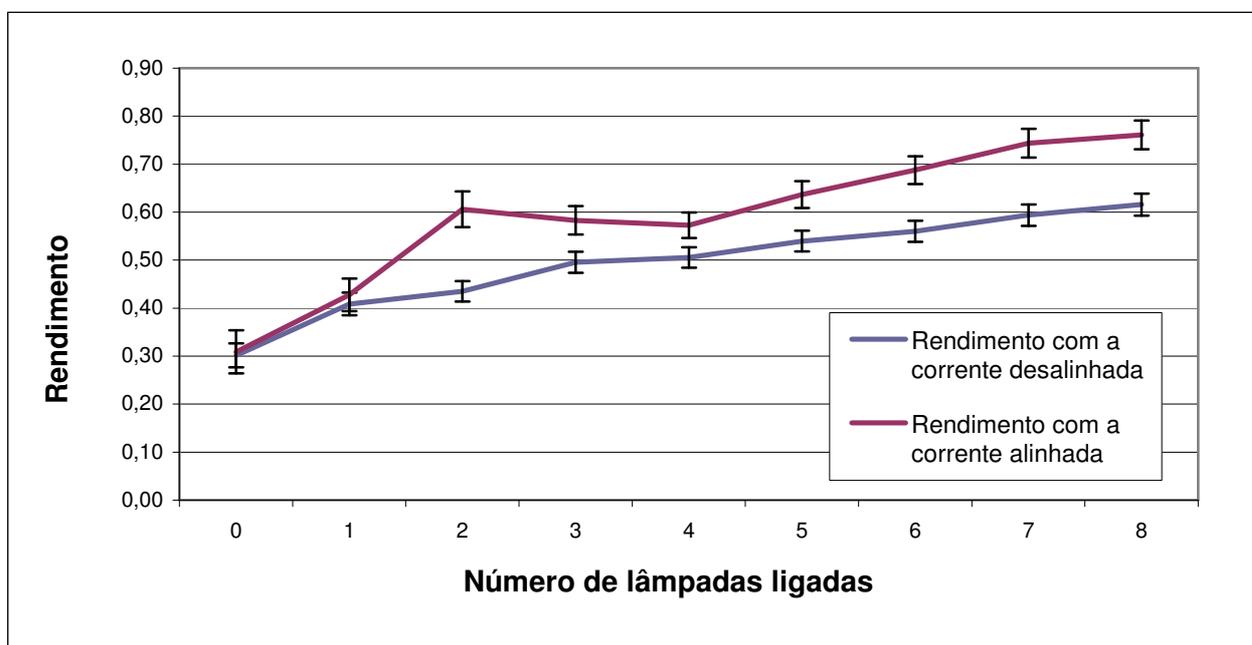


Figura 5.1 Gráfico de rendimento em uma corrente em duas condições de alinhamento

As medidas apontaram para um rendimento máximo de 76% com a corrente alinhada. Deve se observar que a medição foi feita em uma corrente superdimensionada, visto que para a faixa de rotação (570 rpm) e potência 77 W testada a norma ASME B29-1 recomenda a seleção de uma corrente ASME 25 com passo de 6,35mm conforme o Anexo I.

O equipamento foi testado medindo o rendimento de um sistema composto por duas rodas dentadas de 14 dentes acopladas por uma corrente ASME 40. A corrente foi testada em duas condições de alinhamento e, conforme o esperado foi observado, para a carga máxima medida, um decréscimo de 14% no rendimento, fruto do desalinhamento axial. Foram também realizadas medições de rendimento para diferentes condições de carregamento e observou se um aumento do rendimento com o aumento da carga (para a menor carga medida o rendimento ficou em 31% já para a maior, o valor obtido foi de 76%). Essa característica evidencia a necessidade de se evitar o superdimensionamento de correntes para que o sistema não trabalhe em regimes de baixo rendimento.

Segundo Shigley e Mishke, 1996, sob condições ideais de trabalho, sistemas de transmissão por corrente podem chegar a rendimentos de 98 a 99%. Já segundo Dobrovolski, et al, 1980, o rendimento para condições ideais fica entre 96 e 98%. Khurmi e Gupta afirma apenas que o rendimento máximo em correntes é de 98%. O sistema medido mostrou-se distante da condição ideal por estar superdimensionado para a faixa de potência testada e provavelmente sofrendo as consequências do efeito poligonal, apresentando assim, um rendimento de 76%.

## 6 – Conclusões

A bancada para medição de rendimentos de sistemas mecânicos construída permite medir o rendimento de sistemas de transmissão por elemento flexível de baixa potência (até 1CV), podendo ser utilizada para medir a influência de parâmetros como: elemento de

transmissão selecionado, alinhamento axial, lubrificação, velocidade angular e relação de transmissão no rendimento do sistema.

Um sistema de transmissão por corrente foi testado e os valores de rendimento encontrados apontam para a concordância com a literatura existente.

Sugestões para trabalhos futuros:

- Medir o rendimento de correntes de transmissão com diferentes tipos de lubrificação
- Medir o rendimento de correias acopladas com polias em diferentes condições de desgaste
- Medir a influência do efeito poligonal em rodas dentadas com diferentes números de dentes
- Modelagem do problema de transmissão para a análise dos fenômenos envolvidos

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

American Society of Mechanical Engineers, “**ANSI/ASME B29.100-2002**”

Carlisle, “**Energy Loss and Efficiency of Power Transmission Belts**”,  
<http://www.carlislebelts.com/>. Acessado em junho de 2011.

Dobrovolski .V, Zablonki.K, Mak. S, Radchik. A, Erl.L “**Elementos de Máquinas**”, Mir Moscú, 3ª edição, 1980.

DORNELLES, R. T. “**Utilização de dinamômetro de rolo de baixa potência em veículo supereconômico.**” 2010.

Eurocorreias, “**Vantagens das correias trapezoidais dentadas sobre as clássicas lisas**”. URL: [www.eurocorreias.pt/noticias/ceenergetica.pdf](http://www.eurocorreias.pt/noticias/ceenergetica.pdf). Acesso em junho de 2011.

Khurmi R.S, Gupta J.k “**Theory of Machines**”, S.Chand, 2ª edição, 2010

Laranja, R., “**Bancada Dinamométrica Automatizada para Sistemas de Transmissão Mecânica de Baixa Potência**”, Projeto CNPq nº 478970/2009-9, 2009

Olivieri. J.C, URL <http://jcolivieri.sites.uol.com.br/incerteza.htm#1> Acesso em junho de 2011.

Plint, M, A.; Martyr, A.J.; “**Engine Testing Theory and Practice**”, Butterworth-Heinemann, 3ª edição, 2007.

Schicker, R., Wegener, G. “**Measuring Torque Correctly**”, Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, 1<sup>st</sup> edition, 2002.

Shigley, J.E, “**Elementos de Máquinas**”, McGraw-Hill , 2ª edição, 1984

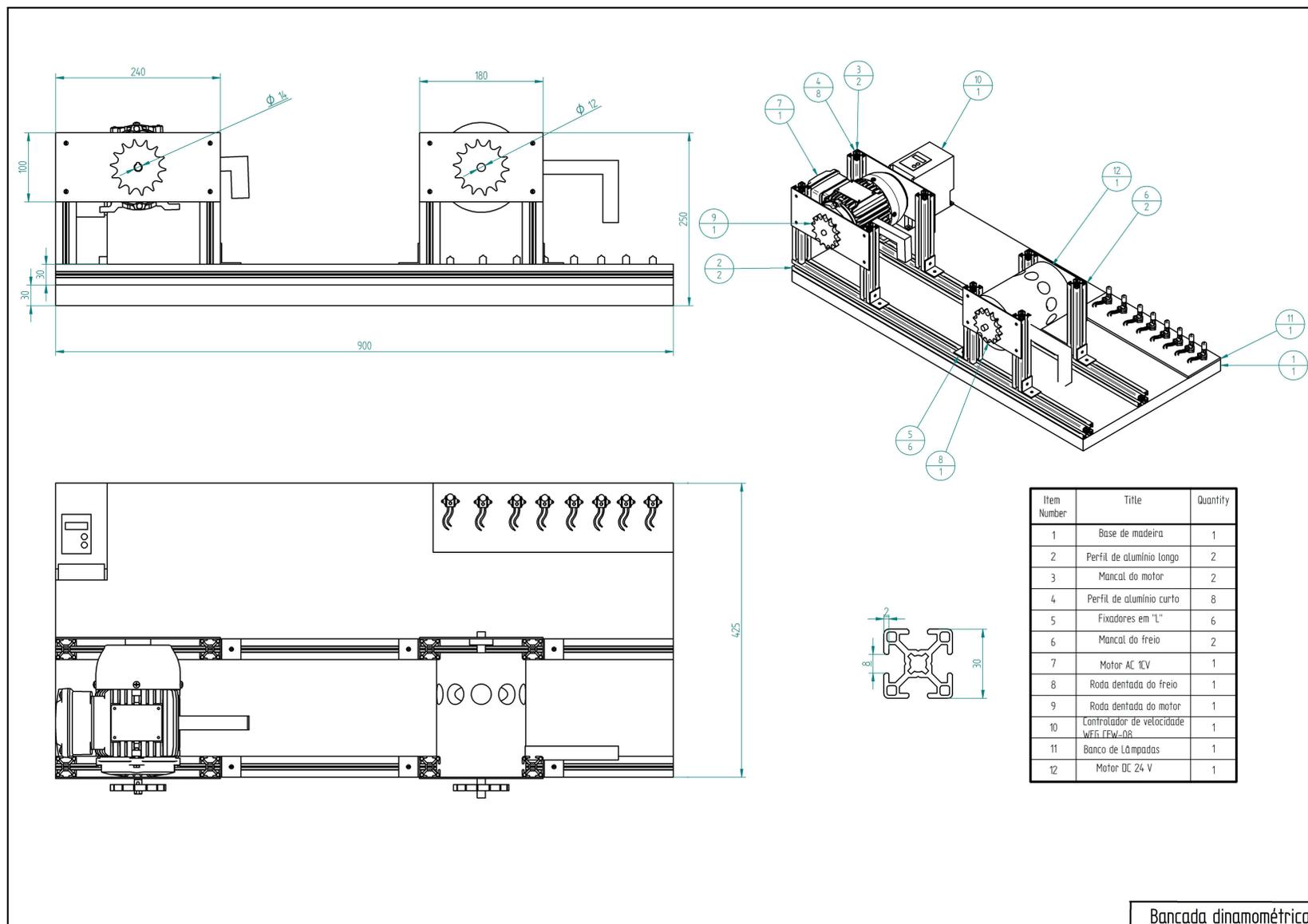
Shigley, J.E; Mishke, C.R.; “**Standard Handbook of Machine Design**”, McGraw-Hill, 2<sup>nd</sup> edition, 1996.

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

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

Weg,. URL <http://www.weg.net/br/Produtos-e-Servicos/Drives/Inversores-de-Frequencia/Inversor-de-Frequencia-CFW-08> Acesso em junho de 2011.

## Apêndice I – Desenho de conjunto simplificado e dimensões principais



## Apêndice II – Tabela das medições realizadas e dos dados calculados

Motor																				
Carga (número de lâmpadas)	Desalinhado								Alinhado								Calibração			
	Força (N)	Incerteza força (N)	Torque Nm	Incerteza do torque (Nm)	Rotações (rpm)	Incerteza das rotações (rpm)	Potência (W)	Incerteza da potência (W)	Força (N)	Incerteza força (N)	Torque Nm	Incerteza do torque (Nm)	Rotações (rpm)	Incerteza das rotações (rpm)	Potência (W)	Incerteza da potência (W)	Força em vazio (N)	Incerteza da força em vazio (N)	Braço de alavanca (m)	Incerteza do braço de alavanca (m)
0	2,5	0,010	0,518	0,004	517	10	28,044	2,1	1,65	0,01	0,2664	0,003	517	10	14,423	1,8	0,75	0,01	0,296	0,001
1	3	0,010	0,666	0,004	517	10	36,056	2,3	2,15	0,01	0,4144	0,004	517	10	22,435	1,9	0,75	0,01	0,296	0,001
2	3,6	0,010	0,844	0,005	517	10	45,671	2,6	2,35	0,01	0,4736	0,004	517	10	25,640	2,0	0,75	0,01	0,296	0,001
3	3,9	0,010	0,932	0,005	517	10	50,479	2,7	3	0,01	0,666	0,004	517	10	36,056	2,3	0,75	0,01	0,296	0,001
4	4,4	0,010	1,080	0,005	517	10	58,491	3,0	3,4	0,01	0,7844	0,005	517	10	42,466	2,5	0,75	0,01	0,296	0,001
5	4,7	0,010	1,169	0,006	517	10	63,299	3,1	3,65	0,01	0,8584	0,005	517	10	46,473	2,6	0,75	0,01	0,296	0,001
6	5	0,010	1,258	0,006	517	10	68,106	3,3	3,85	0,01	0,9176	0,005	517	10	49,678	2,7	0,75	0,01	0,296	0,001
7	5,3	0,010	1,347	0,006	517	10	72,914	3,4	4	0,01	0,962	0,005	517	10	52,081	2,8	0,75	0,01	0,296	0,001
8	5,6	0,010	1,436	0,006	517	10	77,721	3,6	4,3	0,01	1,0508	0,005	517	10	56,889	2,9	0,75	0,01	0,296	0,001

Freio																				
Carga (número de lâmpadas)	Desalinhado								Alinhado								Calibração			
	Força (N)	Incerteza força (N)	Torque Nm	Incerteza do torque (Nm)	Rotações (rpm)	Incerteza das rotações (rpm)	Potência (W)	Incerteza da potência (W)	Força (N)	Incerteza força (N)	Torque Nm	Incerteza do torque (Nm)	Rotações (rpm)	Incerteza das rotações (rpm)	Potência (W)	Incerteza da potência (W)	Força em vazio (N)	Incerteza da força em vazio (N)	Braço de alavanca (m)	Incerteza do braço de alavanca (m)
0	1,15	0,010	0,156	0,002	517	10	8,453	1,3	0,8	0,01	0,08229	0,002	517	10	4,455	1,2	0,41	0,01	0,211	0,001
1	1,7	0,010	0,272	0,003	517	10	14,736	1,4	1,25	0,01	0,17724	0,002	517	10	9,596	1,3	0,41	0,01	0,211	0,001
2	2,15	0,010	0,367	0,003	517	10	19,876	1,6	1,77	0,01	0,28696	0,003	517	10	15,536	1,5	0,41	0,01	0,211	0,001
3	2,6	0,010	0,462	0,003	517	10	25,017	1,8	2,25	0,01	0,38824	0,003	517	10	21,019	1,6	0,41	0,01	0,211	0,001
4	3	0,010	0,546	0,004	517	10	29,586	2,0	2,54	0,01	0,44943	0,003	517	10	24,331	1,8	0,41	0,01	0,211	0,001
5	3,4	0,010	0,631	0,004	517	10	34,155	2,2	3	0,01	0,54649	0,004	517	10	29,586	2,0	0,41	0,01	0,211	0,001
6	3,75	0,010	0,705	0,004	517	10	38,154	2,3	3,4	0,01	0,63089	0,004	517	10	34,155	2,2	0,41	0,01	0,211	0,001
7	4,2	0,010	0,800	0,005	517	10	43,294	2,6	3,8	0,01	0,71529	0,004	517	10	38,725	2,4	0,41	0,01	0,211	0,001
8	4,6	0,010	0,884	0,005	517	10	47,863	2,8	4,2	0,01	0,79969	0,005	517	10	43,294	2,6	0,41	0,01	0,211	0,001



## CORRENTES – Dimensionamento segundo Norma ANSI B29-1

Fonte: Design Manual Roller and Silent Chain Drives – American Chain Association

