UNESP
Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá

Guaratinguetá
2012

LEONARDO PIOVESAN

PROJETO, DESENVOLVIMENTO E CONSTRUÇÃO DE UM REDUTOR/MULTIPLICADOR DE VELOCIDADES DE BAIXO CUSTO

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Teófilo Miguel de Souza

Guaratinguetá
2012

Piovesan, Leonardo
P662p Projeto, desenvolvimento e construção de um redutor/multiplicador de velocidades de baixo custo / Leonardo Piovesan – Guaratinguetá : [s.n], 2012.
67 f : il.
Bibliografia: f. 66-67

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2012.
Orientador: Prof. Dr. Teófilo Miguel de Souza
Coorientador: Prof. Dr. José Elias Tomazini

1. Velocidade 2. Peças de máquinas I. Título

CDU 621.81

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá

PROJETO, DESENVOLVIMENTO E CONSTRUÇÃO DE UM REDUTOR/MULTIPLICADOR DE VELOCIDADES DE BAIXO CUSTO

LEONARDO PIOVESAN

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE **GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Antônio Wagner Forti
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. TEOFILO MIGUEL DE SOUZA
Orientador/UNESP-FEG

Prof. Dr. JOSÉ ELIAS TOMAZINI
UNESP/FEG

Engº DANIEL SIMÃO GALDINO DE CARVALHO

Junho de 2012

AGRADECIMENTOS

Ao *Prof. Dr. Teófilo Miguel de Souza* agradeço a coragem pelo desafio da orientação e generosidade em compartilhar o seu conhecimento. Sua sabedoria e paciência foram de fundamental importância para a concretude deste trabalho, dando-me o incentivo necessário para realizar este projeto.

Agradeço ao *Prof. Dr. José Elias Tomazini* pela disponibilidade e colaboração ao fazer parte da minha banca examinadora, analisando e pontuando todo o trabalho de forma que contribuísse para a sua melhoria.

Ao senhor *Engº. Daniel Simão Galdino de Carvalho* mais do que um amigo um irmão, agradeço a disponibilidade e os incentivos nas horas de desespero. Durante toda a minha formação foi um colega e parceiro que contribuiu com a minha evolução nas horas que mais necessitei.

Aos meus pais *Rosa e Flávio*, que apesar das dificuldades enfrentadas, sempre incentivaram meus estudos.

Em especial a *Laís Mamede Dias Lima* a quem sou imensamente grato pelo seu amor, compreensão e pelo seu incentivo.

A minha irmã *Flávia*, grande amiga e incentivadora.

Ao meu tio *Luciano* pela presteza e principalmente pela vontade de ajudar.

Agradeço a todos que de certa forma contribuíram para que este trabalho pudesse ser concluído.

PIOVESAN, L. **Projeto, desenvolvimento e construção de um redutor/multiplicador de velocidades de baixo custo.** 2012. 67 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.

RESUMO

O presente trabalho tem por objetivo apresentar o projeto, desenvolvimento e construção de um redutor/multiplicador de velocidades de baixo custo, resistente e de fácil operação. O início do projeto se deu com a pesquisa acerca de assuntos relacionados a mecanismos e elementos de máquinas, sendo estas teorias de fundamental importância no desenvolvimento dos componentes do equipamento que, juntamente com o auxílio do *software* AutoCAD, possibilitou a construção do mesmo. Paralelamente ao dimensionamento dos equipamentos, foram pesquisados e também levados em consideração os custos dos materiais empregados no projeto. Efetuada a montagem do redutor/multiplicador de velocidades o mesmo foi colocado a prova por meio de experimentos que envolveram o uso de torquímetro, tacômetro e pesos, ficando comprovada a aplicabilidade em situações que sejam necessárias cargas pequenas ou médias.

PALAVRAS-CHAVE: Redutor de velocidades. Multiplicador de velocidades. Custos. Carga.

PIOVESAN, L. **Design, development and construction of a reducer / multiplier speeds low cost.** 2012. 67 f. Graduate Work (Graduate in Mechanical Engineering) - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.

ABSTRACT

This paper aims to present the design, development and construction of a reducer / multiplier speeds low cost, sturdy and easy operation. The beginning of the project was given to research on issues related to mechanisms and machine elements, and these theories of fundamental importance in the development of items of equipment which, together with the aid of AutoCAD software, enabled the construction of it. Parallel to the sizing of equipment, were also investigated and taken into account the costs of materials used in the project. Made to mount the reducer / multiplier speeds it was at the evidence through experiments involving the use of torque wrench, tachometer and weights, getting proven applicability in situations that are small or medium loads required.

KEYWORDS: Reducing speeds, Multiplier speeds. Costs. Load.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Redutor de velocidades de engrenagens 13
Figura 2 - Engrenagens internas de um redutor planetário 13
Figura 3 - Câmbio do tipo CVT 14
Figura 4 - Nomenclatura das correntes de rolos 21
Figura 5 - Rolamento de esferas, rolos e de agulha 22
Figura 6 - Nomenclatura de um mancal de esferas 23
Figura 7 - Dimensões características dos rolamentos 23
Figura 8 - Parafusos sextavados 26
Figura 9 - Anel de retenção 28
Figura 10- Esboço do redutor/multiplicador de velocidades 29
Figura 11- Eixo suporte da roda de 14 dentes 30
Figura 12- Eixo suporte da roda de 35 dentes 30
Figura 13- Viga bi engastada 31
Figura 14- Parafuso métrico classe 10.9..... 32
Figura 15- Desenho simplificado do redutor/multiplicador..... 33
Figura 16- Esquema das forças agindo no eixo 35
Figura 17- Rolamento NSK 6205Z 36
Figura 18- Alojamento dos rolamentos do eixo da roda de 14 dentes 36
Figura 19- Alojamento dos rolamentos do eixo da roda de 35 dentes 37
Figura 20- Roda de 35 dentes 38
Figura 21- Roda de 14 dentes 38
Figura 22- Base 39
Figura 23- Suporte dos eixos 39
Figura 24- Suporte do alojamento (eixo da roda de 14 dentes) 40
Figura 25- Suporte do eixo das varias rodas dentadas 41
Figura 26- Suporte do alojamento (eixo da roda de 35 dentes) 41
Figura 27- Suporte do conjunto de rodas dentadas 42
Figura 28- Vista superior com detalhes em corte do conjunto 42

Figura 29- Forma simplificada do redutor de velocidades 43
Figura 30- Redutor/multiplicador de velocidades em sua forma simplificada..... 46
Figura 31- Redutor/Multiplicador de velocidades. No centro o eixo da roda de 14 dentes ... 50
Figura 32- Redutor/Multiplicador de velocidades. Em evidencia o eixo da roda de 35 dentes 50
Figura 33- Redutor/Multiplicador de velocidades. Vista superior do equipamento 51
Figura 34- Torquímetro tipo estalo 53
Figura 35- Tacômetro a laser modelo DT-2234C^{+} 53
Figura 36- Furo quadrado (eixo da roda de 35 dentes) 54
Figura 37- Furo quadrado do eixo da roda de 14 dentes 54
Figura 38- Rebaixo no eixo para fixação da polia 55
Figura 39- Polia de 7 polegadas de diâmetro 55
Figura 40- Equipamento configurado no modo redutor de velocidades 56
Figura 41- Equipamento configurado no modo redutor de velocidades 57
Figura 42- Acoplamento e braçadeiras 58
Figura 43- Equipamento configurado no modo redutor de velocidades acoplado ao motor elétrico 58
Figura 44- Detalhe da fita reflexiva no eixo 59
Figura 45- Potenciômetro de 600 watts 59
Figura 46- Equipamento configurado no modo multiplicador de velocidades acoplado ao motor elétrico 60

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Valores dos fatores de segurança 16
Tabela 2 - Valores de (Kt) para árvores 16
Tabela 3 - Tensões admissíveis para o cálculo de árvores à torção (ASME) 18
Tabela 4 - Valores de Km para eixos e árvores 19
Tabela 5 - Tensões admissíveis para o cálculo de eixos à flexão (ASME) 20
Tabela 6 - Dimensões padronizadas de algumas correntes segundo a ANSI 21
Tabela 7 - Dimensões de correntes para bicicletas e motocicletas segundo a ABNT 22
Tabela 8 - Valores de C/P para vida nominal (L10h) e rotações do rolamento de esferas 24
Tabela 9 - Valores das constantes X e Y para diversos tipos de folgas radiais internas 25
Tabela 10 - Fator de segurança estático 25
Tabela 11 - Características de alguns rolamentos NSK 26
Tabela 12 - Dimensões padronizadas dos anéis de retenção 28
Tabela 13 - Torques inseridos no modo multiplicador de velocidades 61
Tabela 14 - Torques inseridos no modo redutor de velocidades..... 62
Tabela 15 - Velocidade dos eixos em rotações por minuto 63

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas

ANSI - American National Standards Institute

ASME - American Society of Mechanical Engineers

ASTM - American Society For Testing And Materials

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 12
1.1 Objetivos 14
1.2 Estrutura do trabalho 14
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA 15
2.1 Dimensionamento de eixos e árvores 15
2.1.1 Dimensionamento de eixos fixos 18
2.2 Transmissão por correntes 20
2.3 Mancais de rolamento 22
2.4 Vida nominal do rolamento 23
2.5 Carga dinâmica equivalente 24
2.6 Carga estática equivalente 25
2.7 União por parafusos 26
2.8 Anéis de retenção 28
3 PROJETO E DESENVOLVIMENTO 29
3.1 Dimensionamento de eixo e árvore 29
3.2 Dimensionamento da árvore 29
3.3 Dimensionamento do eixo 31
3.4 Seleção das correntes 32
3.5 Seleção dos mancais de rolamento 35
3.6 Seleção dos anéis de retenção 37
3.7 Seleção das rodas dentadas 37
3.8 Dimensionamento da base 38
3.9 Dimensionamento das barras suporte dos eixos 39
3.10 Dimensionamento do suporte do alojamento dos rolamentos do eixo da roda de 14 dentes 40
3.11 Dimensões do suporte do eixo de várias rodas dentadas 41
3.12 Dimensionamento do suporte do alojamento dos rolamentos do eixo da roda de 35 dentes 42
3.13 Base suporte do conjunto de várias rodas dentadas 42
3.14 Desenho do equipamento montado com detalhes em corte 42
3.15 Cálculo da rotação final para o redutor e multiplicador de velocidades. 43

3.16 Cálculo do torque de entrada no modo redutor 45
3.17 Cálculo do torque de saída no modo multiplicador de velocidades 47
4 MONTAGEM DO EQUIPAMENTO 50
5 PARTE EXPERIMENTAL 53
5.1 Testes com torquímetro e pesos 55
5.2 Teste de velocidade de rotação 57
6 RESULTADOS 61
7 CONCLUSÃO 64
REFERÊNCIAS 66
BIBLIOGRAFIA CONSULTADA 67

1 INTRODUÇÃO

O homem sempre procurou simplificar as atividades que desenvolveu ao longo dos séculos. A automatização dos processos, desencadeada pelo crescimento de um mercado competitivo, exigiu novos equipamentos/soluções na vida diária de uma empresa do setor industrial seja ela de pequeno, médio ou grande porte.

Nesse sentido, um grande número de mecanismos componentes de máquinas teve de ser desenvolvido para suprir estas necessidades diárias para o perfeito funcionamento das indústrias em geral.

Segundo Mabie (1967) um mecanismo é uma combinação de rígidos ou resistentes corpos então formados e conectados de tal forma que eles movam uma vez após o outro com movimentos relativos definidos. Um exemplo bastante comum é o mecanismo biela-manivela de um motor de combustão interna. Uma máquina é um mecanismo ou coleção de mecanismos os quais transmitem força de uma fonte energética para a resistência a ser vencida.

No cotidiano os mais variados tipos de mecanismos e equipamentos estão presentes praticamente em tudo na vida do ser humano, podendo ser encontrados e um simples relógio de pulso e até em componentes indispensáveis numa aeronave.

Dentre os inúmeros mecanismos existentes, os redutores e os multiplicadores de velocidades apresentam-se como os equipamentos utilizados em grande escala. Redutores de velocidade são dispositivos mecânicos cuja função é o aumento de torque de entrada a partir da redução de velocidade do acionador. Como exemplo de redutor, pode-se imaginar um câmbio de veículo automotivo de apenas uma marcha. Há vários tipos de redutores, sendo os mais comuns, os construídos com engrenagens, conforme exemplificado na Figura 1, que podem ser cilíndricas ou cônicas, apresentando-se ainda com um sistema coroa e rosca sem fim. Existem também os redutores cuja construção é feita com acoplamentos de polias.

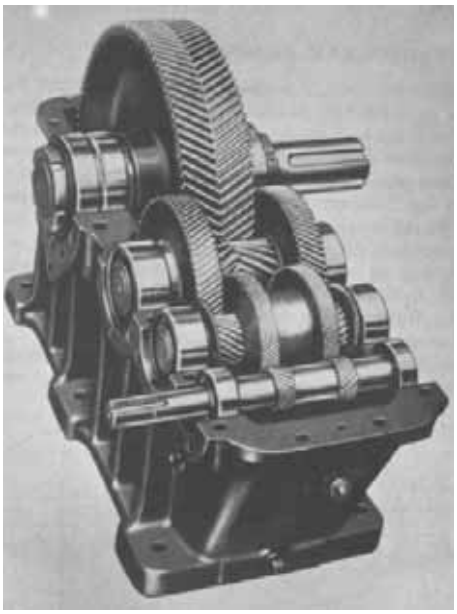

Figura 1 – Redutor de velocidades de engrenagens. Fonte: Mabie (1967).

Nos redutores de engrenagens a forma como as engrenagens são dispostas definem a redução em maior ou menor grau. As engrenagens planetárias, como na Figura 2, promovem grandes reduções, tendo grande utilização no setor aeronáutico.

Figura 2 – Engrenagens internas de um redutor planetário. Fonte: www.evoo.com.br (2012).

Outro tipo de redutor/multiplicador de velocidades em ascensão no mercado são os variadores de velocidades, *Continuosly Variable Transmission* (CVT), que permitem a alteração gradual da taxa de redução. Este tipo de cambio tem sido utilizado em automóveis e motocicletas. Na Figura 3, a seguir, é apresentado o desenho de um câmbio do tipo CVT.

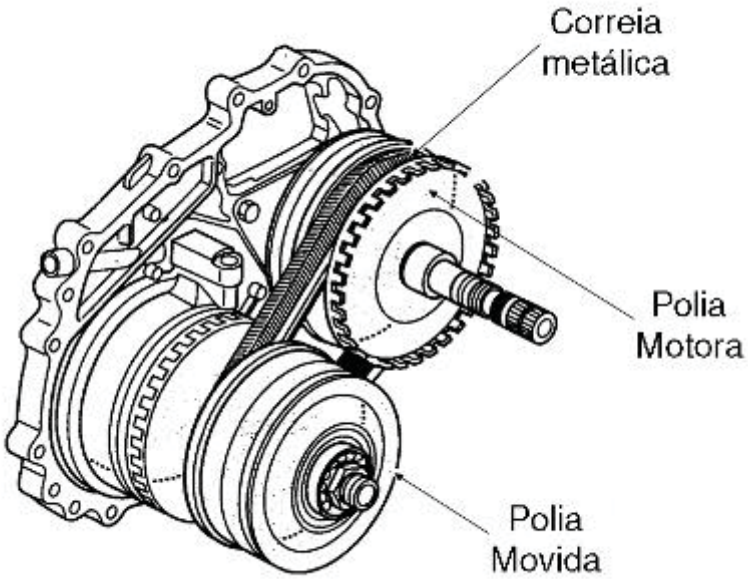

Figura 3 – Câmbio do tipo CVT. Fonte: www.blogs.estadao.com.br (2012).

1.1 Objetivos

O propósito deste trabalho é o projeto, desenvolvimento e construção um redutor/multiplicador de velocidades com materiais de baixo custo que seja aplicável a sistemas como, por exemplo, elevação de cargas, portões automáticos, misturadores, moedores, trituradores e talhas, podendo também ser utilizado nos laboratórios da faculdade como uma forma didática para o estudo de vibrações mecânicas e movimentação de cargas em geral. O equipamento também deve permitir uma montagem fácil e ser relativamente simples, podendo ser operado sem dificuldade.

1.2 Estrutura do Trabalho

No capítulo seguinte serão abordados os aspectos teóricos com relação ao projeto e construção do equipamento. A seguir, no capítulo três, são apresentados todos os cálculos de projeto e seleção dos componentes do equipamento. No capítulo quatro o equipamento é apresentado. No capítulo cinco são expostos os testes a que o equipamento foi submetido para gerar os resultados apresentados no capítulo seis. Por fim, no capítulo sete, são apresentados os comentários e conclusões.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nos tópicos a seguir serão consideradas de forma sucinta as teorias básicas de elementos de máquinas utilizadas no desenvolvimento do projeto.

2.1 Dimensionamento de eixos e árvores

Para os cálculos do eixo e da árvore serão considerados os códigos do *American Society of Mechanical Engineers* (ASME).

No dimensionamento de árvores, quando são consideradas apenas a velocidade de rotação e a potência a ser transmitida, o diâmetro do eixo é obtido da seguinte forma:

Para o caso de eixo cilíndrico e maciço de diâmetro d o módulo de resistência a torção W_t é dado por:

$$W_t = \frac{I}{R} \tag{1}$$

Onde I é o momento de inércia e R é o raio do eixo.

Sendo

$$I = \frac{\pi d^4}{32} \tag{2}$$

Logo

$$W_t = \frac{\pi d^3}{16} \tag{3}$$

Sendo M_t o momento torçor ao qual a árvore será submetida então:

$$P = M_t \omega \tag{4}$$

Onde P é a potência que o motor elétrico transmite a árvore e ω é a velocidade angular do motor.

A tensão admissível para torção, τ_{adm}, será dada por:

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_e}{FS} \tag{5}$$

Onde τ_e é a tensão de escoamento ao cisalhamento e FS é o fator de segurança que, segundo o ASME tem os valores conforme Tabela 1.

Tabela 1 - Valores dos fatores de segurança (FS). Fonte: Cunha (2005).

Valores dos fatores de segurança		
Tipos de carga	Modo de aplicação	*FS*
Constante	Gradual	1,5 a 2,0
Constante	Súbita	3,0 a 4,0
Variável	Repetida	3,0 a 5,0
Variável	Sem reversão	3,0 a 5,0
Variável	Com reversão parcial	4,0 a 8,0
Variável	Alternada	4,0 a 8,0

A tensão de cisalhamento, τ, pode ser obtida através da tensão normal, σ, como segue:

$$\tau_e = (0{,}6\ a\ 0{,}8)\sigma_e \tag{6}$$

Que resulta em

$$\tau_{adm} = \frac{0{,}6\sigma_e}{FS} \tag{7}$$

Assim:

$$\frac{M_t}{W_t} \leq \tau_{adm} \tag{8}$$

Segundo a indicação do ASME, a expressão acima é modificada por um fator multiplicativo que combina choque e fadiga, tabelados pelo próprio ASME, conforme Tabela 2 abaixo:

Tabela 2 - Valores de (Kt) para árvores.Fonte: Cunha (2005)

Valores de K_t para árvores		
Tipo de carga	Tipo de árvore	
	Fixo (K_t)	Giratória (K_t)
Gradualmente aplicada, constante (estática)	1	1,5
Subitamente aplicada, pequeno choque	1,5 a 2,0	1,5 a 2,0
Subitamente aplicada, grande choque	-	2,0 a 3,0

Tem-se:

$$\tau_{adm} = K_t \frac{M_t}{W_t} \tag{9}$$

Isolando W_t, tem-se:

$$W_t = K_t \frac{M_t}{\tau_{adm}} \tag{10}$$

Mas W_t=πd³/16, assim:

$$\frac{\pi d^3}{16} = K_t \frac{M_t}{\tau_{adm}} \tag{11}$$

Conforme a Tabela 3 a seguir, o valor de τ_e será dado por:

Tabela 3 - Tensões admissíveis para o cálculo de árvores à torção (ASME).Fonte: Cunha (2005).

Tensões admissíveis para o cálculo de árvores a torção (ASME)	
Material	Tensão admissível τ_{adm} (MPa)
Aço não especificado	56
Aço especificado	0,3*τ_e

$$\tau_{adm} = \frac{0{,}6\sigma_e}{FS} = 0{,}3\left(\frac{0{,}6\sigma_e}{FS}\right) \tag{12}$$

Logo

$$d = \sqrt[3]{\frac{16K_t M_t (FS)}{0{,}18\pi\sigma_e}} \tag{13}$$

Mas $P = M_t\omega$, assim:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16K_t P(FS)}{0{,}18\omega\pi\sigma_e}} \tag{14}$$

O cálculo de M_t também pode ser obtido da seguinte maneira:

Sabendo-se que P=FV, onde P é a potência dada em [W], F é a força e V é a velocidade tangencial:

$$F = \frac{P}{V} \tag{15}$$

Para a velocidade periférica de um ponto em [m/s] do eixo, tem-se:

$$V = \frac{\pi D n}{60} \tag{16}$$

Onde n é o número de rotações por minuto e D é o diâmetro do eixo.
Logo

$$F = \frac{P}{\pi D n / 60} \tag{17}$$

$$F = \frac{60P}{\pi D n} \tag{18}$$

Assim, o momento ao qual o eixo estará sujeito será calculado como segue:

$$M_t = FR \tag{19}$$

$$M_t = \frac{60PR}{\pi D n} \tag{20}$$

Como D=2R, então:

$$M_t = \frac{15P}{\pi n} \tag{21}$$

Considerando a potência dada em [cv], com 1[cv]=75[kgfm/s]:

$$M_t = \frac{716{,}197P}{n} \tag{22}$$

2.1.1 Dimensionamento de eixos fixos

Segundo Pareto (1982), nos casos em que o eixo é fixo às estruturas da máquina no cálculo de seu diâmetro deve ser considerado os seguintes itens:

- a direção das forças agindo sobre o eixo;

- a variação de direção ou intensidade dessas forças, para uma determinada tensão pré-fixada, levando-se em consideração a forma do eixo (com ou sem entalhes).

Após determinada a tensão admissível à flexão e levando-se em consideração os fatores já mencionados, calcula-se o diâmetro do eixo como segue:

$$\sigma = \frac{Md/2}{I} = \frac{Md/2}{\pi d^4/64} = \frac{32M}{\pi d^3} \tag{23}$$

$$d^3 = \frac{32M}{\pi \sigma_{adm}} \tag{24}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32M}{\pi \sigma}} \tag{25}$$

Onde: d é o diâmetro (m);

σ_{adm} = tensão admissível flexão (N/m²);

M = momento fletor (Nm);

I = momento de inércia (m^4).

Contudo, considerando o código do ASME, a tensão admissível passa a ser:

$$\sigma_{adm} = \frac{K_m M}{\pi d^3/32} \tag{26}$$

Com os valores de K_m (fator combinado de choque e fadiga) e tensões admissíveis dados nas Tabelas 4 e 5:

Tabela 4 - Valores de K_m para eixos e árvores. Fonte: Cunha (2005)

Valores de K_m para eixos e árvores		
Tipo de carga	Tipo de árvore	
	Fixo (K_m)	Giratória (K_m)
Gradualmente aplicada, constante (estática)	1,0	1,5
Subitamente aplicada, pequeno choque	1,5 a 2,0	1,5 a 2,0
Subitamente aplicada, grande choque	-	2,0 a 3,0

Tabela 5 - Tensões admissíveis para o cálculo de eixos à flexão (ASME). Fonte: Cunha (2005)

Tensões admissíveis para o cálculo de eixos à flexão (ASME)	
Material	Tensão admissível σ_e (MPa)
Aço não especificado	110
Aço especificado	$0{,}7*\sigma_e$

Assim, considerando o fator de segurança (FS):

$$\frac{0{,}7\sigma_e}{FS} = \frac{K_m M}{\pi d^3/32} \tag{27}$$

Logo,

$$d = \sqrt[3]{\frac{32K_m M(FS)}{0{,}7\pi\sigma_e}} \tag{28}$$

2.2 Transmissão por correntes

Segundo Shigley (2005) correntes são elementos mecânicos empregados na transmissão de potência, podendo apresentar um rendimento de 96 a 98%. Apresentam como características básicas a transmissão constante, uma vez que não promovem o deslizamento ou estiramento, vida útil longa (desde que lubrificadas adequadamente) e possibilitam o acionamento de vários eixos simultaneamente. Suas dimensões são padronizadas pela *American National Standards Institute* (ANSI), conforme a Tabela 6.

Tabela 6 – Dimensões padronizadas de algumas correntes segundo a ANSI. Fonte: Shigley, 2005.

Dimensões padronizadas de correntes pela ANSI									
Número da corrente ANSI	Passo		Largura		Resistência à tração média kN	Peso médio kN	Diâmetro do rolete		Espaçamento entre fileiras (nas últimas) mm
	mm	pol	mm	Pol			mm	pol	
25	6,35	1/4	3,175	1/8	3,8	1,31	3,3	0,13	6,4
35	9,525	3/8	4,763	3/16	9,3	3,06	5,08	0,2	10,14
41	12,7	1/2	6,35	1/4	8,8	3,65	7,77	0,306	
40	12,7	1/2	7,938	5/16	16,4	6,13	7,94	5/16	14,38
50	15,875	5/8	9,525	3/8	27,1	10,07	10,16	0,40	180,11
60	19,05	3/4	12,7	1/2	37,8	14,59	11,91	15/32	22,78
80	25,4	1,00	15,875	5/8	64,4	24,95	15,88	5/8	29,29
100	31,75	1 1/4	19,05	3/4	106,7	37,64	19,05	3/4	35,76
120	38,1	1 1/2	25,4	1,00	151,2	56,46	2,23	7/8	45,44
140	44,45	1 3/4	25,4	1,00	204,6	72,22	25,4	1,00	48,87
160	50,8	2,00	31,75	1 1/4	257,9	96,44	28,58	1 1/8	58,55
200	63,5	2 1/2	38,1	1 1/2	422,5	159,91	36,69	1 3/16	71,55

Na Figura 4 são apresentadas a forma e a nomenclatura padrão da corrente de rolos.

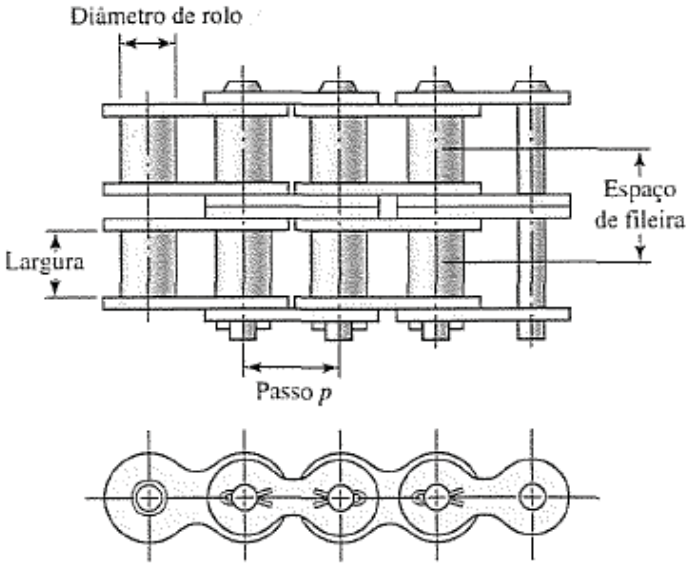

Figura 4 – Nomenclatura das correntes de rolos. Fonte Shigley (2005).

Para bicicletas e motocicletas são apresentadas abaixo as dimensões da padronização Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) para correntes de fileiras simples, conforme apresentado na Tabela 7 a seguir.

Tabela 7 – Dimensões de correntes para bicicletas e motocicletas segundo a ABNT. Fonte: Provenza (1978).

Dimensões de correntes para bicicletas e motocicletas					
Símbolo da corrente ABNT	Passo	Diâmetro dos rolos máx.	Distância entre placas internas mín.	Passo transversal	Carga de ruptura
	mm	Mm	Mm	Mm	Kgf
081	12,7	7,75	3,30	5,80	820
082	12,7	7,75	2,38	4,60	1000
083	12,7	7,75	4,88	7,90	1200
084	12,7	7,75	4,88	8,80	1600
085	12,7	7,75	6,38	9,07	680

2.3 Mancais de Rolamento

Segundo Shigley (2005), os mancais de rolamento compõem os elementos de máquinas em que a carga principal é transferida por meio de contato rolante. São utilizados quando se necessita de um mancal com menor atrito e maior velocidade, limitando ao máximo as perdas de energia desta forma.

Os elementos são classificados de acordo com seus elementos rolantes, tais como:

- Rolamentos de esferas;
- Rolamentos de rolos;
- Rolamentos de agulha.

Na Figura 5 são apresentados os vários tipos de rolamentos.

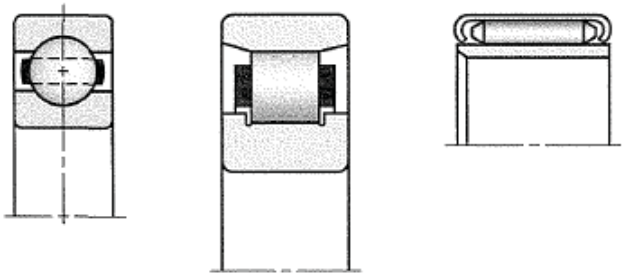

Figura 5 – Rolamento de esferas, rolos e de agulha. Fonte Shigley (2005).

Como no exemplo da Figura 6, os rolamentos são compostos de dois anéis concêntricos entre os quais são colocados os elementos rolantes.

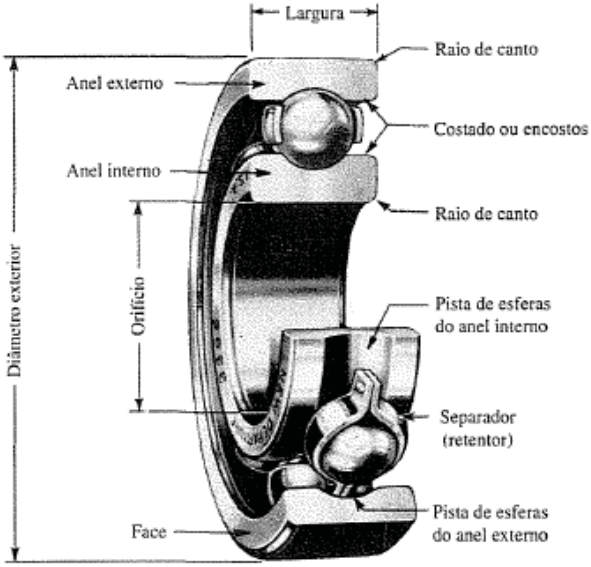

Figura 6 – Nomenclatura de um mancal de esferas. Fonte Shigley (2005).

A escolha de um rolamento, para determinado projeto, é feita com base em diferentes normas técnicas e catálogos de fabricantes, onde são encontradas suas dimensões e características. Geralmente é a partir do diâmetro d (diâmetro interno), conforme a Figura 7, que a normalização dos rolamentos é feita.

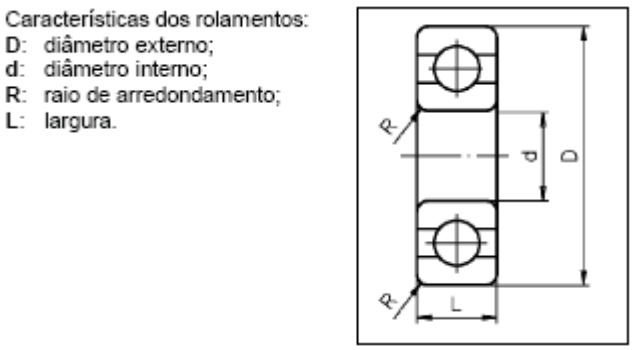

Figura 7 – Dimensões características dos rolamentos.

2.4 Vida Nominal do Rolamento

De acordo com Cunha (2005), a vida nominal pode ser calculada como segue:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \tag{29}$$

Onde: L_{10}= vida nominal em milhões de revoluções para 10^6 revoluções.

P = carga dinâmica equivalente no rolamento.

C = capacidade de carga dinâmica.

A vida nominal em horas (L_{10h}), conforme Cunha (2005), para rolamentos de esferas pode ser calculada como segue:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60.n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3 \tag{30}$$

Onde n é a rotação do rolamento em revoluções por minuto e os valores da relação C/P são apresentados na Tabela 8:

Tabela 8–Valores de C/P para vida nominal (L_{10h}) e rotações do rolamento de esferas. Fonte: Cunha (2005).

Relação C/P para rotações (n) indicadas				
L_{10h}	1000	1250	1600	2000
1000	3,91	4,22	4,58	4,93
5000	6,69	7,21	7,83	8,43
8000	7,83	8,43	9,16	9,86
10000	8,43	9,09	9,86	10,6

2.5 Carga dinâmica equivalente

A carga dinâmica equivalente é calculada pela Equação (31):

Para o caso de $F_a / F_r \leq e$

$$P = X.F_r + Y.F_a \tag{31}$$

Onde: P = carga dinâmica equivalente;

F_r = carga radial;

F_a = carga axial;

X = coeficiente de carga radial;

Y = coeficiente de carga axial.

Os valores de X e Y são tabelados, conforme a Tabela 9:

Tabela 9 - Valores das constantes X e Y para diversos tipos de folgas radiais internas. Fonte: Cunha (2005).

Valores de X e Y para os tipos de folgas radiais internas									
	Folga normal			Folga C3			Foga C4		
(F_a/C_0)	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y
0,025	0,22	0,56	2,0	0,31	0,46	1,75	0,4	0,44	1,42
0,04	0,24	0,56	1,8	0,33	0,46	1,62	0,42	0,44	1,36
0,07	0,27	0,56	1,6	0,36	0,46	1,46	0,44	0,44	1,27
0,13	0,31	0,56	1,4	0,41	0,46	1,3	0,46	0,44	1,16
0,25	0,37	0,56	1,2	0,46	0,46	1,14	0,53	0,44	1,05
0,50	0,44	0,56	1,0	0,54	0,46	1,0	0,56	0,44	1,0

2.6 Carga estática equivalente

A carga estática equivalente, C_0, pode ser determinada da seguinte forma:

$$C_0 = S_0 . P_0 \tag{32}$$

Onde: P_0 = carga máxima estática suportável no rolamento da por $P_0 = 0{,}6F_r$ [N];

S_0 = Fator de segurança estático, cujos valores estão apresentados na Tabela 10.

Tabela 10 – Fator de segurança estático. Fonte: Cunha (2005).

Valores do fator de segurança estático	
Rolamento em rotação	S_0
Serviço sem vibrações	= 0,5
Serviço com vibrações	= 1,0
Com cargas elevadas de choque	= 1,5 a 2,0
Onde há exigência de giro silencioso	= 2,0

Na Tabela 11 são apresentadas algumas características de rolamentos utilizados no projeto.

Tabela 11 – Características de alguns rolamentos NSK. Fonte: Catalogo NSK (2012).

Características de alguns rolamentos NSK								
Dimensões				Capacidade de carga (N)		Limite de rotação (rpm)		Número do rolamento
d	D	B	r	C_r	C_{0r}	Graxa	Óleo	
25	37	7	0,3	4500	3150	18000	22000	6805
	42	9	0,3	7050	4550	16000	19000	6905
	47	8	0,3	8850	5600	15000	18000	16005
	47	12	0,6	10100	5850	15000	18000	6005
	52	15	1	14000	7850	13000	15000	6205
	62	17	1,1	20600	11200	11000	13000	6305

2.7 União por parafusos

Segundo Shigley (2005) em uma união por parafusos é necessário que exista um pré-carregamento elevado para que se possa dar as partes melhor resistência a carga de tração externa e melhorar o atrito entre as peças para que resistam mais a carga de cisalhamento. A seguir, na Figura 8, mostra-se o parafuso do tipo sextavado.

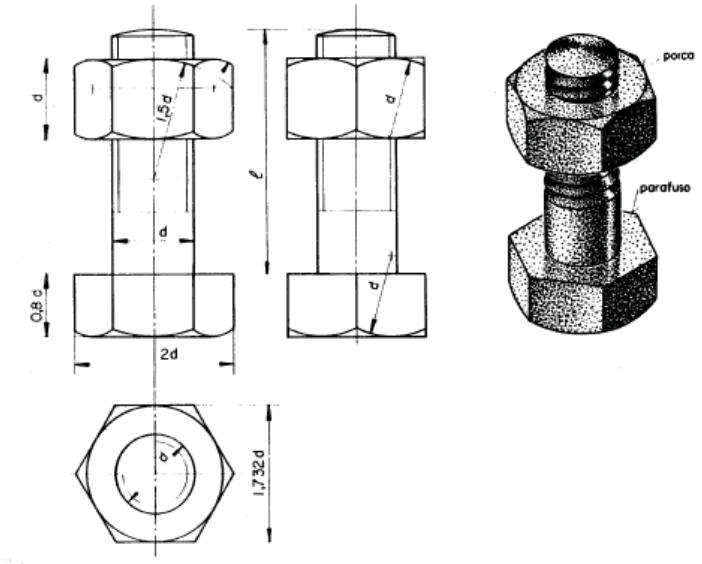

Figura 8 – Parafusos sextavados. Fonte: Provenza (1978).

Neste tipo de união é necessário que se determine o torque ideal a ser dado durante a montagem, sendo obtido das seguintes formas:

- Medição com micrômetro do comprimento final do parafuso montado, a fim de se verificar seu alongamento devido à carga inicial aplicada. Utilizando-se da expressão

$$\delta = \frac{F_i l}{AE} \tag{33}$$

onde: F_i é a pré-carga aplicada no parafuso;

l é o comprimento inicial do parafuso;

A é a área da seção do parafuso;

E é o módulo de elasticidade.

Dessa forma, aperta-se o parafuso durante a montagem até que se atinja o alongamento δ, garantindo o pré-carregamento.

- Chave com torquímetro: nos casos em que a medição com micrômetro se torna impossível, pode-se obter o torque adequado com o uso de uma chave com torquimetro. Neste tipo de equipamento a leitura do torque é feita diretamente na chave.

- Chave pneumática: quando atingido a torque selecionado o aperto é interrompido por meio do descarregamento do ar.

- Controlar o giro a ser dado na porca: para tanto, depois de efetuada a montagem sem folga, a tração útil ideal no parafuso para um correto pré-carregamento é obtida com um giro mínimo de 180°. Este método é aplicado a parafusos estruturais pesados de cabeça sextavada.

2.8 Anéis de Retenção

Conforme Shigley (2005), os anéis de retenção são utilizados quando há necessidade em se posicionar axialmente um componente sobre uma árvore ou na caixa de rolamento, podendo variar quanto a tipo: interno ou externo. Conforme a Figura 13, o retentor é alocado na ranhura da árvore ou na caixa de rolamento. Seu formato é próprio para manter a pressão contra a base da ranhura. Na seleção do retentor deve-se ter em mãos catálogos de fabricantes, conforme exemplos na Figura 9 e Tabela 12:

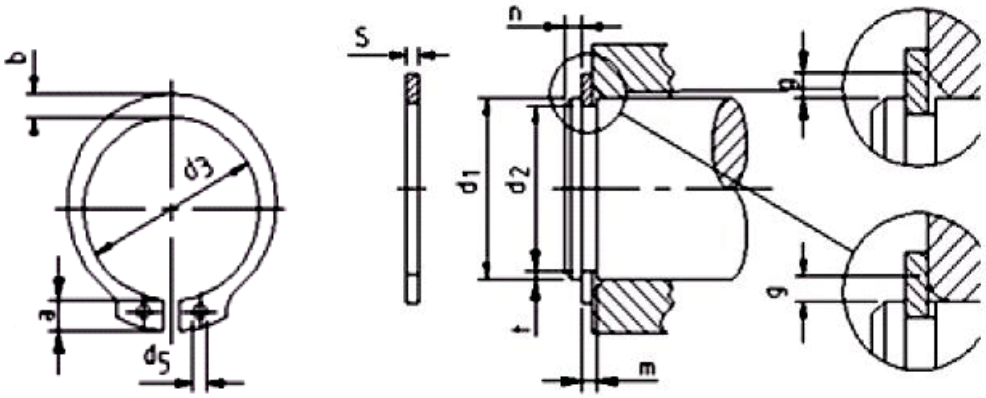

Figura 9 – Anel de retenção. Fonte: Dober. (2009)

Tabela 12 – Dimensões padronizadas dos anéis de retenção. Fonte: Dober. (2009)

Dimensões padronizadas dos anéis de retenção														
d_1	s	Tol.s	d_3	Tol. d_3	a máx.	$b \cong$	d_3 mín.	n mín.	g máx	K (kgf/mm)	d_2	Tol. d_2	m	t
24	1,2		22		4,4	3,0	2,0	1,7	1,5	3340	22,9		1,3	0,55
25	1,2	+0	23	+0,21	4,4	3,0	2,0	1,7	1,5	3340	23,9	+0 -0,21 (h12)	1,3	0,55
26	1,2	-0,06	24	-0,42	4,5	3,1	2,0	1,7	1,5	3290	24,9		1,3	0,55
27	1,2		25		4,6	3,1	2,0	2,1	1,5	3340	25,6		1,3	0,70

3 PROJETO E DESENVOLVIMENTO

Nas subseções seguintes são apresentados o esboço do redutor/multiplicador de velocidades, Figura 10, os cálculos de projeto e seleção dos elementos componentes do redutor/multiplicador de velocidades.

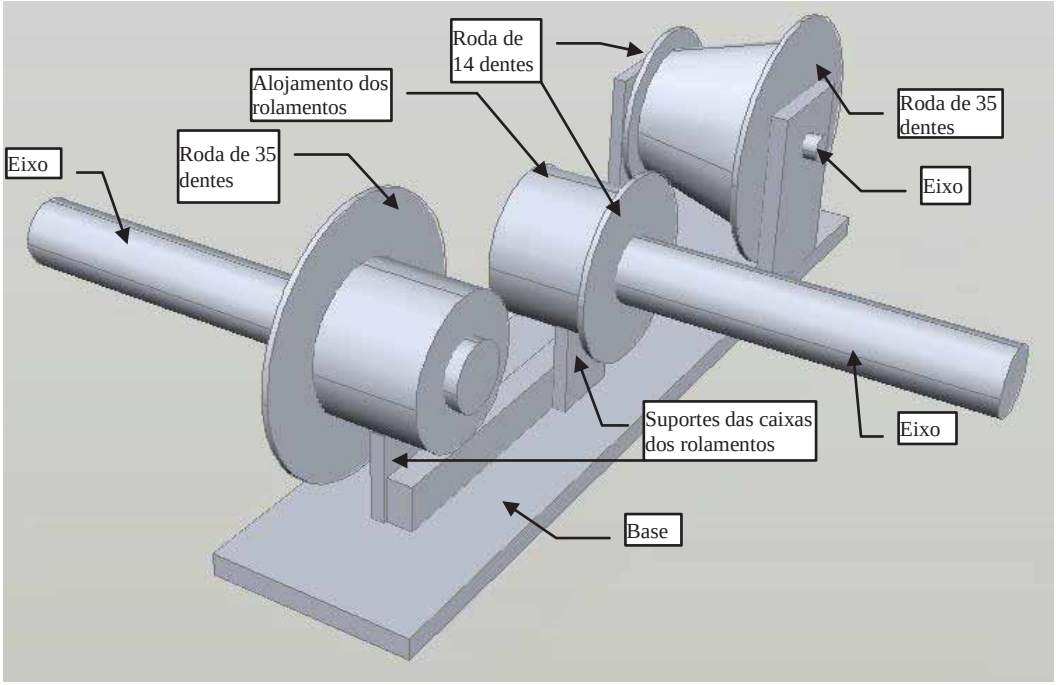

Figura 10 – Esboço do redutor/multiplicador de velocidades.

3.1 Dimensionamento do eixo e árvore

Nos dimensionamento da árvore e do eixo foram considerados os códigos do *American Society of Mechanical Engineers* (ASME).

3.2 Dimensionamento da árvore

O dimensionamento do eixo árvore será baseado nos seguintes parâmetros:

- Potência máxima de acionamento do motor elétrico (N): 3 [CV];
- Rotação do motor elétrico (n): 1750 rotações por minuto;
- Material do eixo: $\sigma_e = 350\ [MPa] = 3500[kgf/cm^2]$;
- Fator de segurança (FS): 8 (Tabela 1).

Da Equação (22), o momento torçor será calculado como segue:

$$M_t = 71619{,}7\frac{N}{n} = 71619{,}7x\frac{3}{1750} = 122{,}78\ [kgfcm] \qquad (34)$$

Substituindo os valores acima na Equação (14):

$$d = \sqrt[3]{\frac{16K_tM_t(FS)}{0{,}18\pi\sigma_e}} = \sqrt[3]{\frac{16.2.122{,}78.8}{0{,}3.3{,}14.3500}} = 0{,}02514\ [m] \qquad (35)$$

Nas Figuras 11 e 12 encontram-se os desenhos desenvolvidos com o auxílio do *software* AutoCAD 2007 dos eixos suporte das rodas dentadas de 14 e 35 dentes.

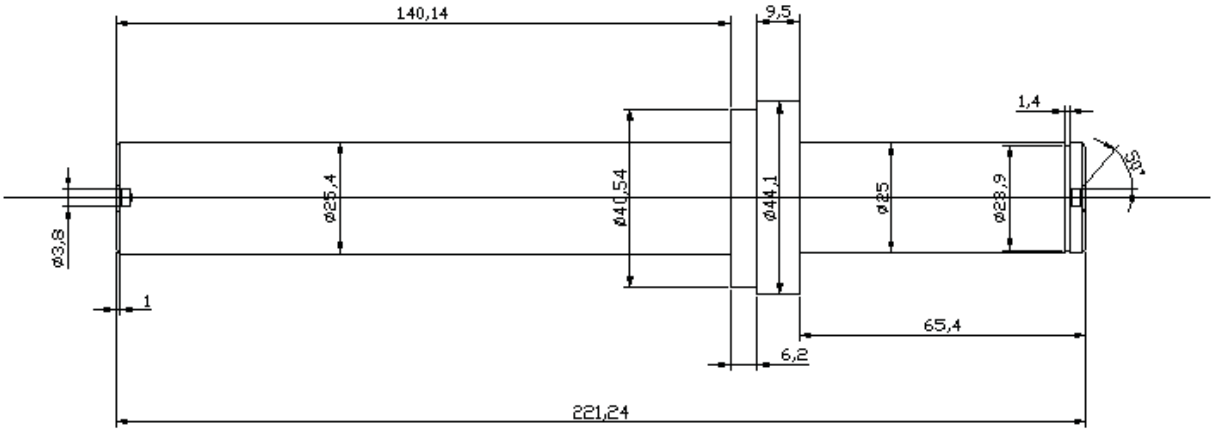

Figura 11 – Eixo suporte da roda de 14 dentes.

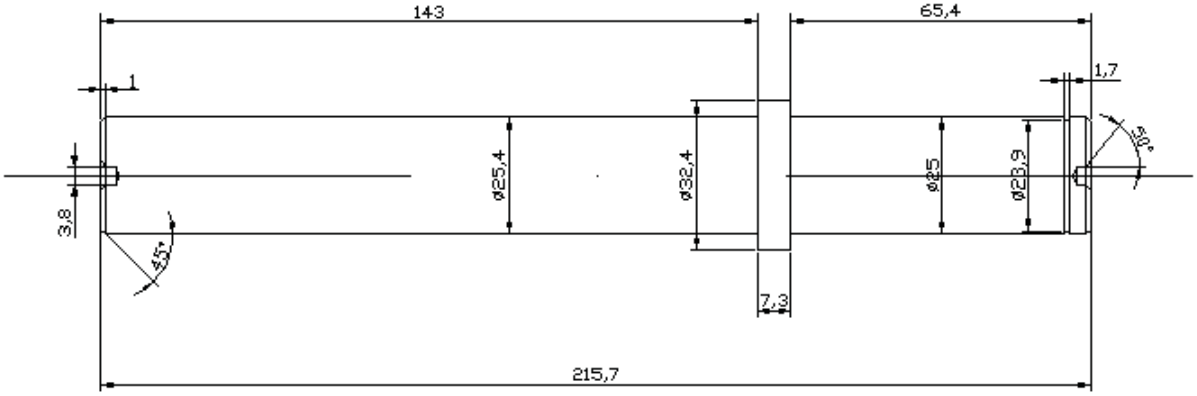

Figura 12 – Eixo suporte da roda de 35 dentes.

3.3 Dimensionamento do eixo

O eixo que suporta as rodas dentadas de 14 e 35 dentes pode ser considerado como uma viga engastada nas duas extremidades, conforme a Figura 13, e estará submetido à flexão, tendo um momento *M* que é máximo nas extremidades, então:

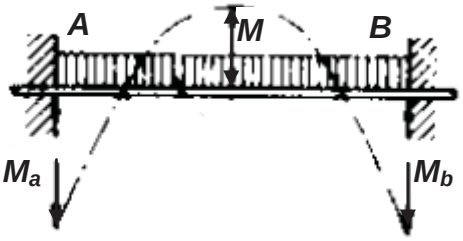

Figura 13 – Viga bi engastada. Fonte: Provenza (1978).

$$M_a = M_b = M_{máx} = -\frac{PL}{12} \qquad e \qquad M = \frac{PL}{24} \tag{36}$$

onde: W = carga uniformemente distribuída;

L = comprimento do eixo.

O momento ao qual o eixo estará submetido quando em uso é calculado levando-se em consideração o torque aplicado no eixo movido pelo motor elétrico, relacionando-se com as dimensões do redutor/multiplicador conforme as Equações (37) a (40):

Modo redutor :

$$T = FR_1 \rightarrow F = \frac{T}{R_1} \rightarrow F = \frac{P}{\omega R_1} \tag{37}$$

Onde: P = Potência do motor elétrico em [kgfm/s]

ω = velocidade angular em [rad/s]

$$M = \frac{FL}{12} = \frac{PL}{12\omega R_1} \tag{38}$$

Logo, da Equação 28:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32K_m M(FS)}{0{,}7\pi\sigma_e}} = \sqrt[3]{\frac{32.2.P.L.8}{12.0{,}7.\ \omega.R_{1.}.\pi.\sigma_e}} \tag{39}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32.2.3.75.0{,}05.2.9{,}806.8}{12.0{,}7.183{,}256.0{,}0572.\pi.930{,}6.10^6}} = 7{,}6\ [mm] \tag{40}$$

Na Figura 14, o eixo desenhado com auxilio do *software* AutoCad:

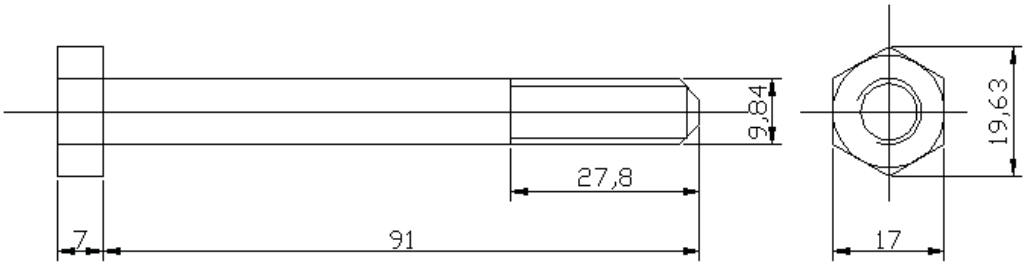

Figura 14 – Parafuso métrico classe 10.9, M10.

A divergência entre os diâmetros dos eixos projetados e dos construídos se deve ao fato de que os mesmos são padronizados, alem disso, pôde-se também aproveitar os rolamentos na mesma situação. Desta forma, a quantidade de material utilizado não influenciou de forma significativa o custo final do projeto, além de se ter um aumento na faixa de segurança.

3.4 Seleção das correntes

Optou-se pela transmissão por correntes tendo em vista o baixo custo, manutenção e principalmente porque este tipo de transmissão possui componentes a venda, o que exclui a necessidade de fabricá-las.

Quando comparado este tipo de transmissão com a transmissão por engrenagens ou a por polias, devem-se considerar os seguintes aspectos:

- na transmissão por engrenagens as próprias engrenagens teriam de ser construídas, pois é difícil encontrar no mercado engrenagens com as dimensões para atender ao projeto. Isto aumentaria os custos do equipamento, uma vez que a produção das engrenagens demandaria tempo e maquinário específicos.

- no caso de transmissão por polias, apesar das correias serem fabricadas em escala industrial, existindo nos mais variados tipos e tamanhos, ainda sim teríamos de nos preocuparmos com o processo de fabricação das polias. Estas não estão disponíveis em catálogos de fabricantes e, portanto, demandariam, também, tempo e maquinário específico para sua construção, aumentando de forma significativa os custos do projeto.

Dessa forma, levando-se em consideração o propósito do baixo custo, foi escolhida a transmissão por correntes, tendo como base para determinação do tipo as informações dispostas na Tabela 7.

De acordo com a Tabela 7, na página 21, verifica-se que a corrente tipo 081 possui como característica uma carga de ruptura de 820 [kgf], ou seja, aproximadamente 8200[N]. Contudo, considerando o motor elétrico utilizado, a tensão de tração máxima ao qual o sistema de correntes será exposto tem o valor definido como segue:

- Torque máximo no modo redutor:

Da Equação 37 e considerando a Figura 15, tem-se para a corrente A:

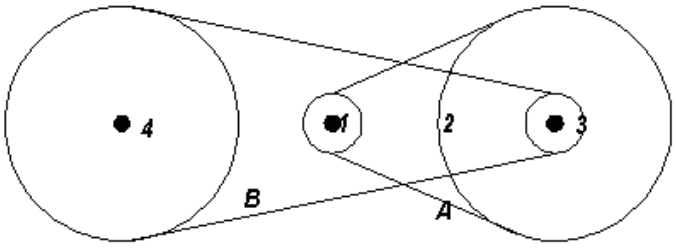

Figura 15 – Desenho simplificado do redutor/multiplicador.

$$P = T.\omega \quad e \quad T = F.R \tag{41}$$

Logo

$$F = \frac{P}{R.\omega} \tag{42}$$

O diâmetro primitivo é calculado como segue:

D_0 = t/(sen(180/z)) onde z é o numero de dentes e t é o passo.

Para os valores de D_{01}= 0,057 [m] e D_{02}= 0,14169 [m], ω= 183,256 [rad/s] e P=3 [cv] e, lembrando que 1[cv] = 75 [kgfm/s], tem-se:

$$F = \frac{3.75}{183{,}256.(0{,}057/2)} = 42{,}93\ [kgf] \tag{43}$$

Para a corrente B:

$$F = \frac{P_1 R_2}{\omega_1 R_1 R_3} = \frac{3.75.(0{,}14169/2)}{183{,}256.(0{,}057/2).(0{,}057/2)} = 106{,}34\ [kgf] \tag{44}$$

No modo multiplicador tem-se:

Para a corrente B:

$$F = \frac{P_4}{\omega_4 R_4} = \frac{3.75}{183{,}256.(0{,}14169/2)} = 17{,}33\ [kgf] \tag{45}$$

Para a corrente A:

$$F = \frac{P_4 R_3}{\omega_4 R_4 R_2} = \frac{3.75.(0{,}057/2)}{183{,}256.(0{,}14169/2).(0{,}14169/2)} = 7\ [kgf] \tag{46}$$

Como visto, o torque máximo tanto no modo redutor como no modo multiplicador de velocidades promove uma tração máxima de 106,34 [kgf], que corresponde a aproximadamente 13 % da tensão de ruptura tabelada, ou seja, o emprego da corrente escolhida atende com segurança as necessidades do projeto.

3.5 Seleção dos mancais de rolamento

Os rolamentos utilizados no projeto são padronizados, de forma que os cálculos desenvolvidos a seguir servirão apenas para demonstrar que seu emprego atende as necessidades das cargas previstas.

Considerando o desenho, com as dimensões na Figura 16, é possível obter as forças agindo no eixo.

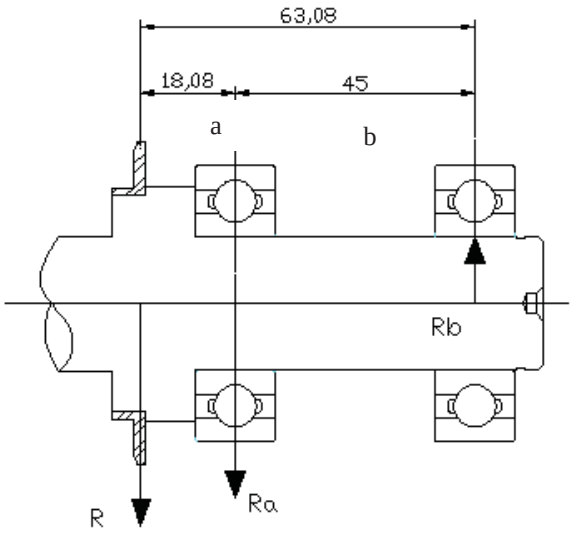

Figura 16 – Esquema das forças agindo no eixo.

Das Equações (4) e (19), tem-se que P = T.ω e T = F.R, respectivamente, com:

$$R_a = f.F_t.\frac{a+b}{b} \tag{47}$$

$$R_b = f.F_t.\frac{a}{b} \tag{48}$$

$$R = f.F_t \tag{49}$$

De acordo com Provenza (1978) f tem o valor de 1,4 para correntes de rolos ou correntes silenciosas e, levando-se em consideração os dados da Figura 16, tem-se:

R_a = (1,4 . 3.75 . 2.1,4)/(183,256 . 0,0572) = 84,14[kgf] (50)

R_b = (1,4 . 3 . 75 . 2)/(183,256 . 0,0572) = 24,04 [kgf] (51)

R = (1,4 . 3 . 75)/(183,256 . 0,0572) = 60,1 [kgf] (52)

Assim, a maior carga ao qual o eixo estará disposto equivale a 84,14 [kgf]. Da tabela 8, verifica-se através de interpolação que a relação C/P, para uma vida de 10000 horas e rotação de 1750 [rpm], tem o valor de 10,1375.

A capacidade dinâmica, conforme Equação 28, tem o valor de C = 841,1 x 10,1375 = 8529,7 [N].

Verificando-se a Tabela 11, observa-se que para a capacidade dinâmica de 8529,7 N o rolamento ideal seria do tipo 16005 que apresenta uma capacidade dinâmica de 8850 N. Contudo, foram utilizados os rolamentos do tipo 6205Z, uma vez que possuem maior capacidade dinâmica. Ademais, o valor da unidade deste tipo de rolamento, por custar pouco, não onera o equipamento.

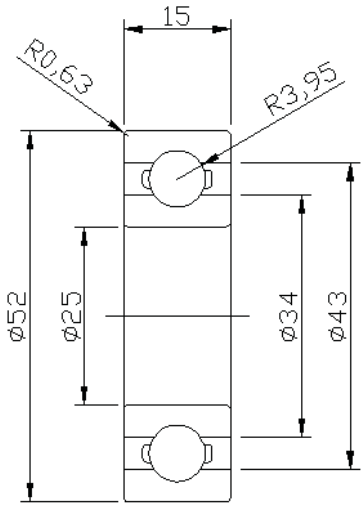

Figura 17 – Rolamento NSK 6205Z.

Considerando o diâmetro externo do rolamento de 52 [mm] foi construído o suporte externo dos rolamentos, cujo desenho no AutoCAD é apresentado nas Figuras 18 e 19:

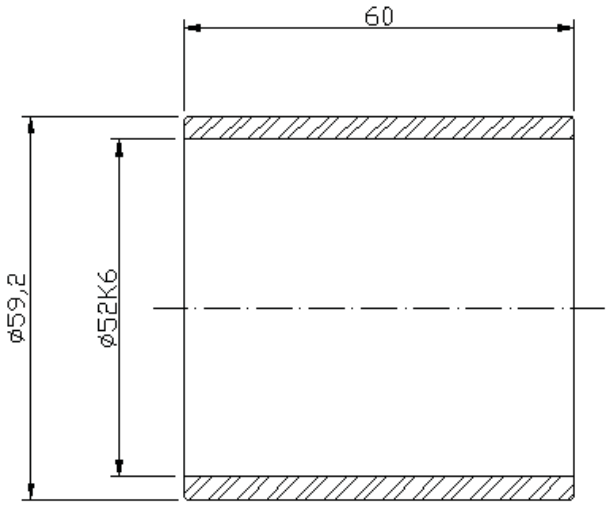

Figura 18 – Alojamento dos rolamentos do eixo da roda de 14 dentes.

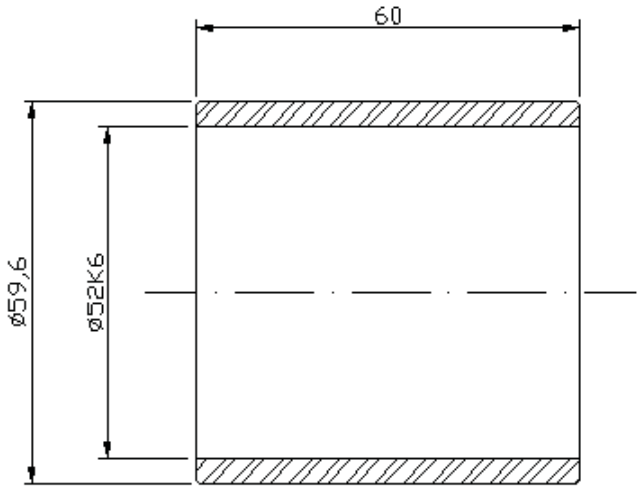

Figura 19 – Alojamento dos rolamentos do eixo da roda de 35 dentes.

3.6 Seleção dos anéis de retenção

Conforme Figura 9, da página 27, o anel que melhor se adapta aos diâmetros dos eixos tem as seguintes dimensões:

- d_1 = 25 mm;
- d_2 = 23,9 mm;
- d_3 = 23,2 mm.

3.7 Seleção das rodas dentadas

A escolha das rodas dentadas foi primordialmente baseada no baixo custo. Desta forma, foram utilizadas rodas dentadas (coroa e pinhão) de bicicletas. Segue o desenho com as características e dimensões nas Figuras 20 e 21:

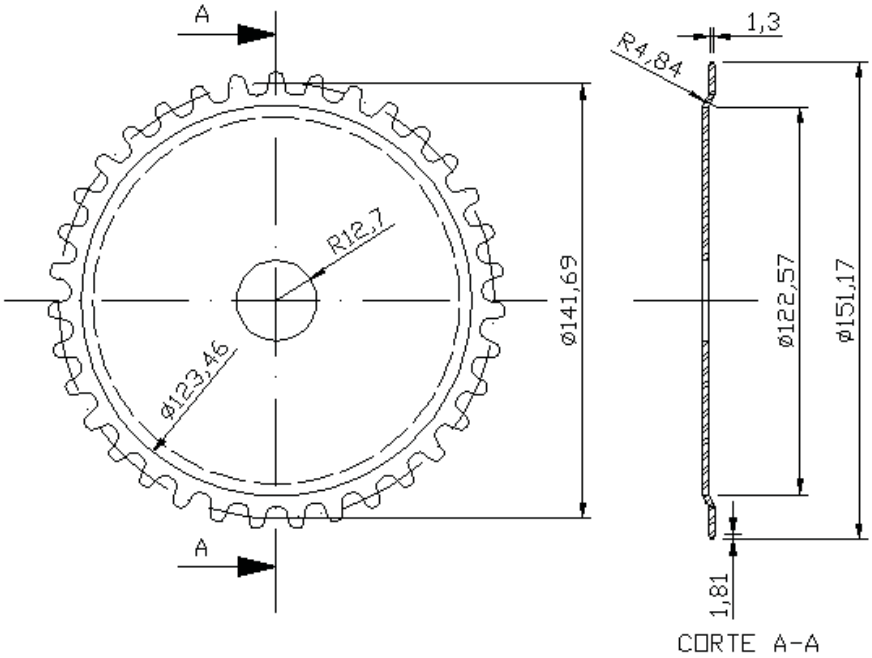

Figura 20 – Roda de 35 dentes.

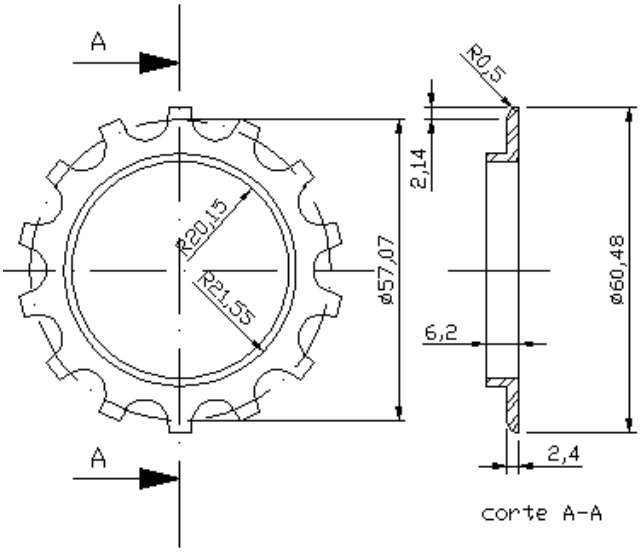

Figura 21 – Roda de 14 dentes.

3.8 Dimensionamento da base

Na Figura 22, encontra-se dimensionada a base do equipamento, na qual foram usinados quatro furos de 8 [mm] de diâmetro.

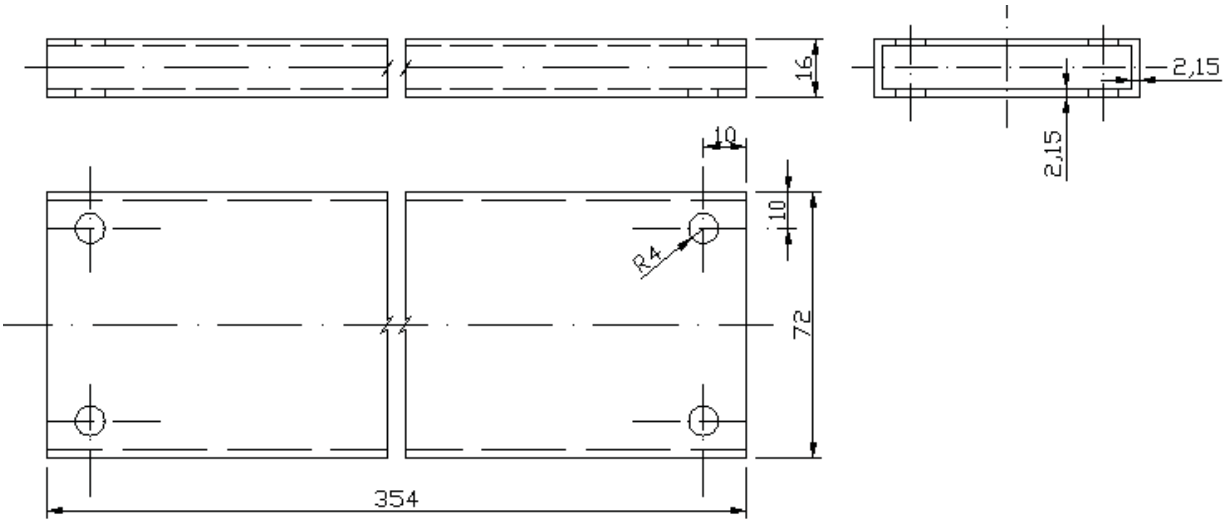

Figura 22 – Base.

3.9 Dimensionamento das barras suporte dos eixos

Na Figura 23 a seguir, encontram-se as dimensões da barra suporte dos eixos das rodas de 14 e 35 dentes.

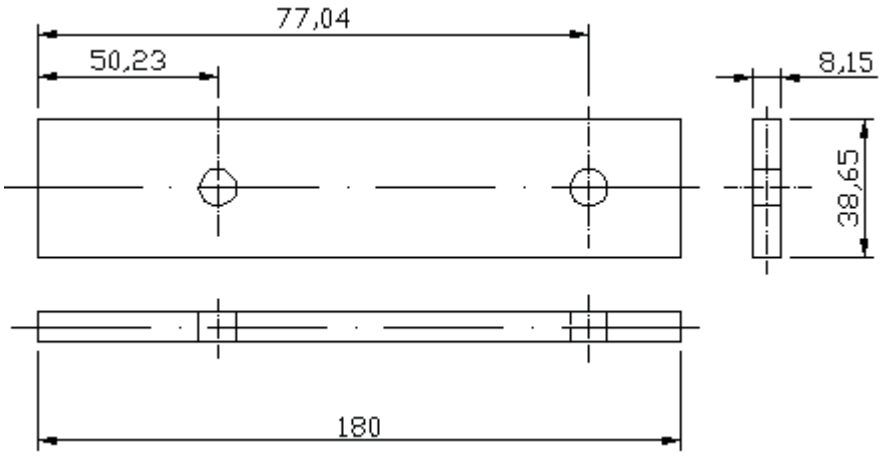

Figura 23 – Suporte dos eixos.

3.10 Dimensionamento do suporte do alojamento dos rolamentos do eixo da roda de 14 dentes

O suporte dimensionado e apresentado na Figura 24 conta com um rasgo de 24 [mm] de comprimento, com 11 [mm] de largura e raios nas extremidades de 5,5 [mm]. Por meio deste rasgo a distância entre centros dos eixos motor e movido pode ser ajustada a fim de se evitar o afrouxamento excessivo das correntes. Nota-se também o rebaixo côncavo com raio de 30,1 [mm] onde é acoplado o alojamento dos rolamentos do eixo da roda de 14 dentes.

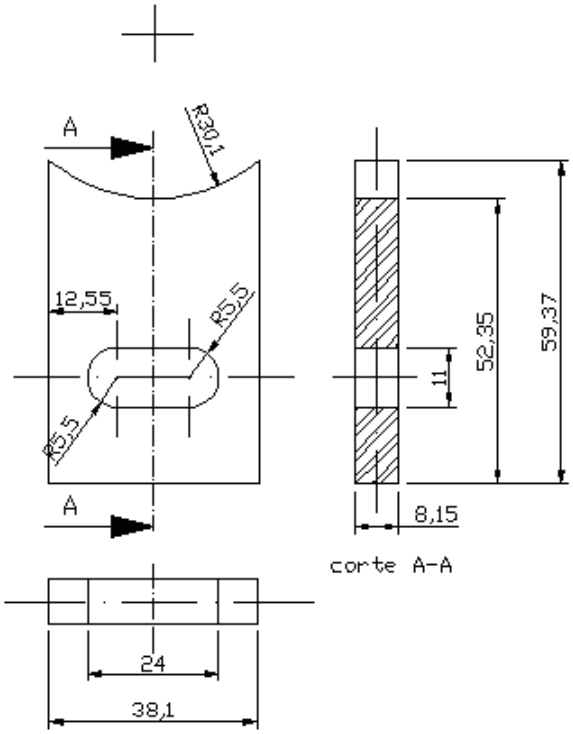

Figura 24 – Suporte do alojamento (eixo da roda de 14 dentes).

3.11 Dimensões do suporte do eixo das rodas dentadas

Na Figura 25 é apresentado o desenho com as dimensões do suporte do eixo que suporta as rodas dentadas.

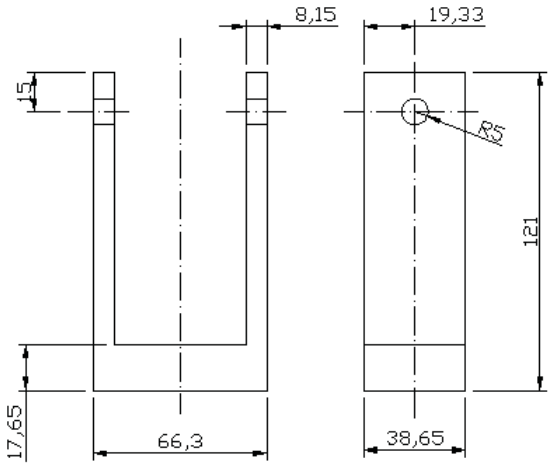

Figura 25 – Suporte do eixo das várias rodas dentadas.

3.12 Dimensionamento do suporte do alojamento dos rolamentos do eixo da roda de 35 dentes.

O suporte representado na Figura 26 possui um rasgo com 24 [mm] de comprimento, 11 [mm] de largura e raios de 5,5 [mm] nas extremidades cuja função é servir de guia do parafuso que o fixa a base para ajuste das correntes a fim de se corrigir o afrouxamento causado durante o uso do equipamento. Observa-se também o rebaixo côncavo de raio 29,8 [mm] com a função de sustentar o alojamento dos rolamentos da roda de 35 dentes.

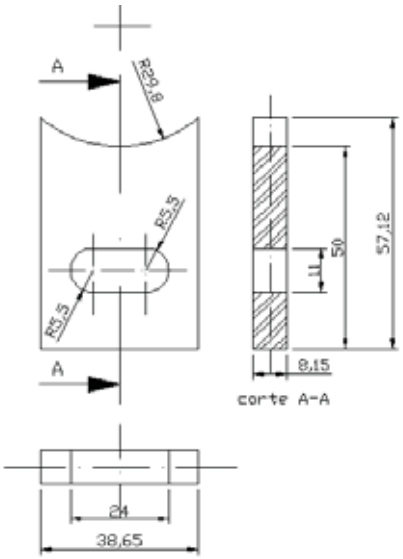

Figura 26 – Suporte do alojamento (eixo da roda de 35 dentes).

3.13 Base suporte do conjunto das rodas dentadas

Na figura 27 tem-se as dimensões da base suporte do conjunto de rodas dentadas que envolve o parafuso utilizado como eixo,conforme apresentado na Figura 14 da página 31.

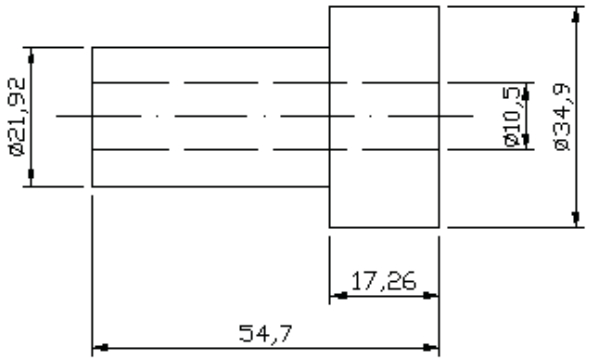

Figura 27 – Suporte do conjunto de rodas dentadas.

3.14 Desenho do equipamento montado com detalhes em corte

A Figura 28 apresenta o desenho do equipamento montado com detalhes em corte do eixo da roda de 14 dentes (1) e do eixo da roda de 35 dentes (2) dentes.

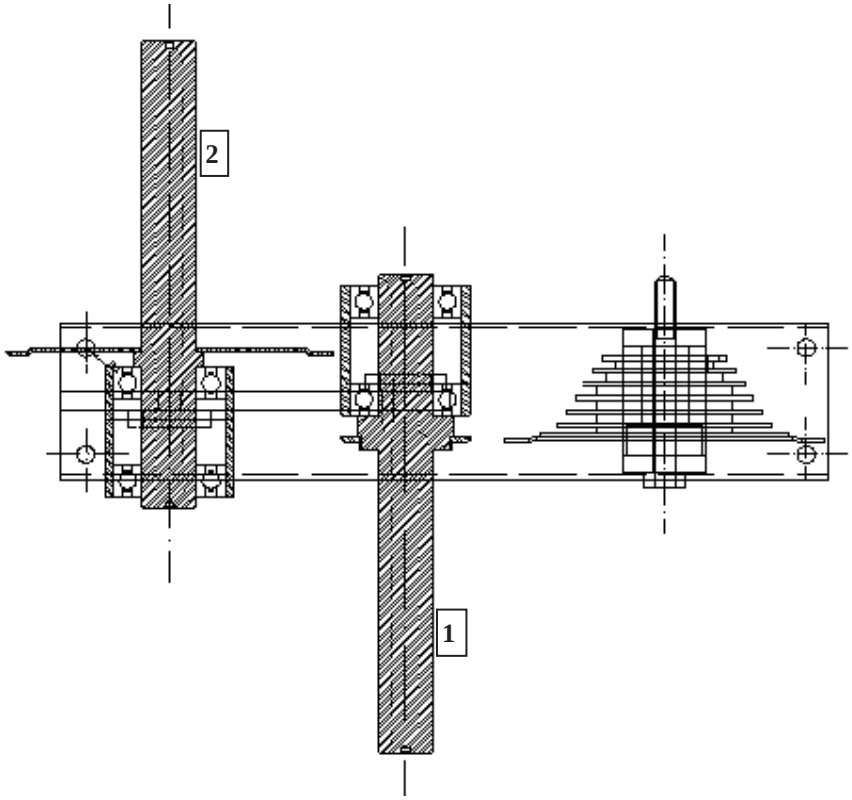

Figura 28 – Vista superior com detalhes em corte do conjunto.

3.15 Cálculo da rotação final para o redutor e multiplicador de velocidades

O equipamento sendo usado como redutor, tem-se:

A velocidade angular de entrada, ω_1, é a velocidade de rotação do motor elétrico.

$$v = \omega R \tag{53}$$

Lembrando que a velocidade escalar em todos os pontos da corrente é a mesma e que $v = \omega R$, onde v é a velocidade escalar, ω é a velocidade angular, R é o raio da coroa e, considerando-se a Figura 29, então:

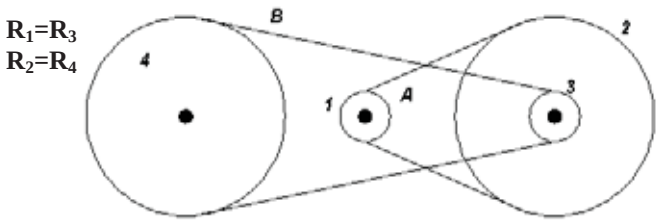

Figura 29 – Forma simplificada do redutor de velocidades.

$$v_1 = v_2 \tag{54}$$

$$\omega_1 R_1 = \omega_2 R_2 \tag{55}$$

logo

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{R_1}{R_2} \tag{56}$$

ainda

$$\omega_3 R_3 = \omega_4 R_4 \tag{57}$$

logo

$$\omega_4 = \omega_3 \frac{R_3}{R_4} \tag{58}$$

mas, R_2=R_4 e R_3=R_1:

$$\omega_4 = \omega_3 \frac{R_3}{R_4} = \omega_1 \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2 \tag{59}$$

$$\omega_4 = \omega_1 \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2 \tag{60}$$

Com o equipamento sendo usado como multiplicador de velocidades, tem-se:

$$\omega_4 R_4 = \omega_3 R_3 \tag{61}$$

$$\omega_3 = \omega_4 \frac{R_4}{R_3} \tag{62}$$

mas

$$\omega_2 = \omega_3 \tag{63}$$

Logo:

$$\omega_2 = \omega_4 \frac{R_4}{R_3} \tag{64}$$

Da relação $\omega_3 R_3 = \omega_4 R_4$, obtemos:

$$\omega_1 = \omega_2 \frac{R_2}{R_1} \tag{65}$$

Como

$$\omega_2 = \omega_4 \frac{R_4}{R_3} \tag{66}$$

Logo

$$\omega_1 = \omega_4 \frac{R_4}{R_3} \frac{R_2}{R_1} \tag{67}$$

Mas

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{R_4}{R_3} \tag{68}$$

Logo

$$\omega_1 = \omega_4 \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 \tag{69}$$

Portanto, conforme apresentado nas Equações 54 a 69, tem-se para o equipamento configurado no modo redutor de velocidades os seguintes valores de entrada e saída.

Sendo P_1 a potência do motor elétrico, tem-se:

$$P_1 = T_1\omega_1 \tag{70}$$

$$T_4 = \frac{P}{2\pi f}\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 \tag{71}$$

$$\omega_4 = \omega_1\left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2 \tag{72}$$

Já para a configuração do multiplicador, onde P_4 é a potência do motor elétrico, observa-se que:

$$P_4 = T_4\omega_4 \tag{73}$$

$$T_1 = \frac{P}{2\pi f}\left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2 \tag{74}$$

$$\omega_1 = \omega_4\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 \tag{75}$$

3.16 Cálculo do torque de entrada no modo de utilização como redutor

Considerando que motor elétrico acoplado ao redutor tenha uma potência nominal de P (watts) e que $P = T\omega$, onde P é a potência em watts e ω é a velocidade angular obtida da seguinte relação:

$$\omega = 2\pi f \tag{76}$$

onde f é a freqüência, assim:

$$T = \frac{P}{2\pi f} \tag{77}$$

Apresentando o equipamento de forma simplificada na figura 30, tem-se:

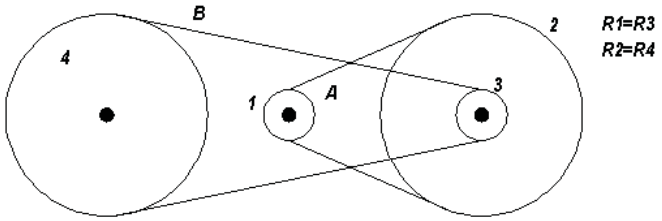

Figura 30 – Redutor/multiplicador de velocidades em sua forma simplificada

A força atuante na corrente que liga as rodas dentadas 1 e 2 é a mesma, ou seja, F_A, então:

$$T_1 = F_A R_1 \tag{78}$$

$$T_2 = F_A R_2 \tag{79}$$

assim

$$\frac{T_1}{R_1} = \frac{T_2}{R_2} \tag{80}$$

Logo, considerando a figura 31, para um dado torque de entrada no eixo 1, tem-se no eixo 2 um torque equivalente a:

$$T_2 = T_1 \frac{R_2}{R_1} \tag{81}$$

Esta equação mostra que, nas condições apresentadas, $\frac{R_2}{R_1} > 1$ o que promove o aumento de torque em T_2.

Uma vez que T_2=T_3, pois as rodas dentadas 2 e 3 são solidárias ao mesmo eixo, então, seguindo o mesmo raciocínio:

$$\frac{T_3}{R_3} = \frac{T_4}{R_4} \tag{82}$$

$$T_4 = T_3 \frac{R_4}{R_3} \tag{83}$$

Da mesma forma tem-se $R_4 > R_3$, portanto há um acréscimo no valor do torque em T_4.

Do resultado acima, obtêm-se:

$$T_2 = T_1 \frac{R_2}{R_1} \tag{84}$$

Assim, utilizando este valor em T_4, tem-se:

$$T_4 = T_1 \frac{R_2}{R_1} \frac{R_4}{R_3} \tag{85}$$

Na Equação 85 a fração R_2/R_1 é chamada de vantagem mecânica do 1º redutor e a fração R_4/R_3 é chamada de vantagem mecânica da 2ª redução.

Como ${R_2}/{R_1} = {R_4}/{R_3}$, fica:

$$T_4 = T_1 \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 \tag{86}$$

Desta forma, o torque de saída é igual ao produto do torque de entrada pela vantagem mecânica total.

Considerando a potência e velocidade de rotação do motor elétrico, tem-se o torque de saída:

$$T_4 = \frac{P_1}{2\pi f} \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 \tag{87}$$

3.17 Cálculo do torque de saída no modo multiplicador de velocidades

Considerando a Figura 30, o torque do motor elétrico é plicado no eixo da roda de 35 dentes em 4:

$$P = T\omega = T2\pi f \tag{88}$$

Da equação $T = FR$, em que F é a força aplicada em newtons (N) e R é o raio em metros (m), tem-se:

$$T_4 = F_4 R_4 \tag{89}$$

$$T_3 = F_3 R_3 \tag{90}$$

A tensão de tração na corrente (região tensionada) é a mesma, ou seja, F_3=F_4, apresentado na Equação (91):

$$\frac{T_4}{R_4} = \frac{T_3}{R_3} \tag{91}$$

Portanto, o torque em T_3 será dado por:

$$T_3 = T_4 \frac{R_3}{R_4} \tag{92}$$

Nesta equação verifica-se que a relação R_3/R_4 é um número entre zero e um, o que significa $T_3 < T_4$.

Verifica-se então que há uma redução de torque conforme a Equação (93):

$$T_4 - T_3 = T_4 - T_4 \frac{R_3}{R_4} = T_4 \left(1 - \frac{R_3}{R_4}\right) \tag{93}$$

Dividindo-se por T_4 e multiplicando-se por 100 teremos a redução do torque inicial no valor de:

$$\left(\frac{R_4 - R_3}{R_4}\right) \% \tag{94}$$

Considerando agora a relação entre as coroas 2 e 1, tem-se:

$$\frac{T_2}{R_2} = \frac{T_1}{R_1} \tag{95}$$

$$T_1 = T_2 \frac{R_1}{R_2} \tag{96}$$

No entanto R_1/R_2 mantém a mesma relação que R_3/R_4 e $T_2=T_3$, pois as rodas dentadas 2 e 3 são solidárias ao mesmo eixo, logo:

$$T_1 = T_4 \frac{R_3}{R_4}\frac{R_1}{R_2} \tag{97}$$

$$T_1 = T_4 \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2 \tag{98}$$

Da relação inicial $P_4 = T_4 2\pi f$ inserida na Equação 98, tem-se:

$$T_1 = \frac{P_4}{2\pi f}\left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2 \tag{99}$$

Comparando-se ao torque inicial T_4:

$$\frac{T_1}{T_4} = \frac{T_4\left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2}{T_4} = \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2 \tag{100}$$

Logo, T_1 representa em porcentagem $100(R_1/R_2)^2$ do torque inicial.

4 MONTAGEM DO EQUIPAMENTO

Depois de efetuado o projeto do equipamento, sua montagem foi realizada por profissional especializado. O corte das peças, usinagem, soldas e a inserção dos rolamentos nos eixos foram realizadas por este profissional.

Nas Figuras 31 a 33, é apresentado o equipamento montado. Ao centro da Figura 31, verifica-se o eixo da roda de 14 dentes. A seguir, na Figura 32, observa-se o eixo da roda de 35 dentes. Na Figura 33 tem-se a vista superior do equipamento onde se verifica os eixos da roda redutora ao centro, roda multiplicadora a direita e a esquerda o eixo com varias rodas dentadas.

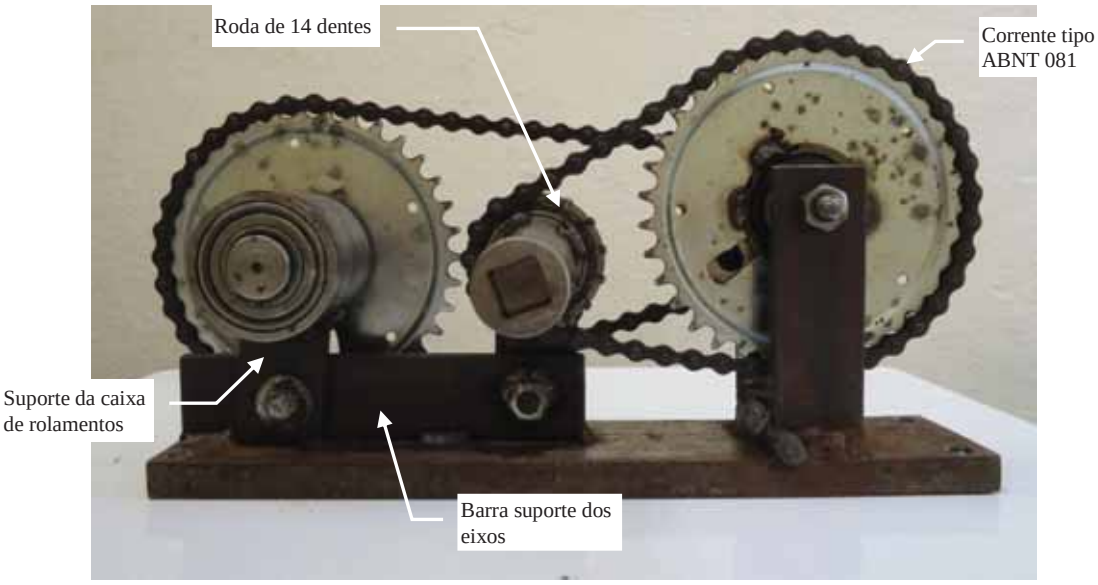

Figura 31 – Redutor/Multiplicador de velocidades. No centro o eixo da roda de 14 dentes.

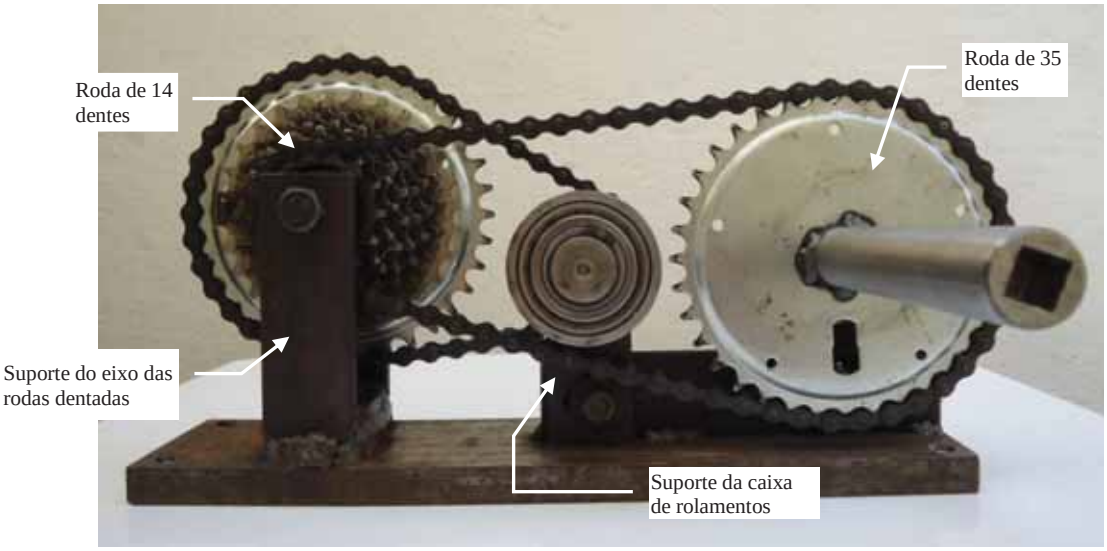

Figura 32 – Redutor/Multiplicador de velocidades. Em evidencia o eixo da roda de 35 dentes.

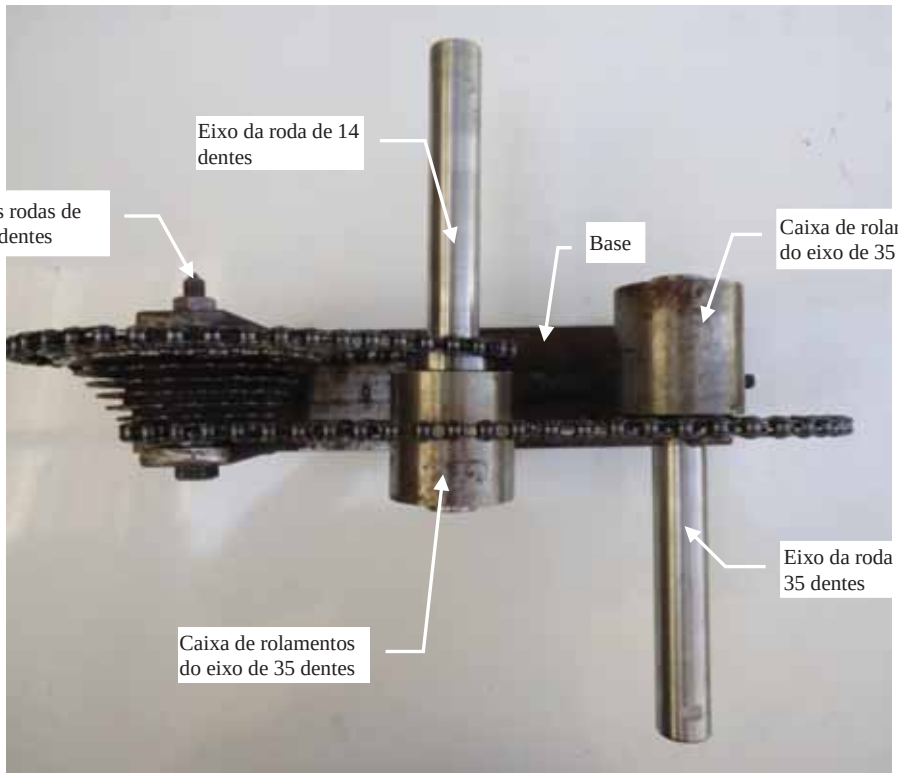

Figura 33 – Redutor/Multiplicador de velocidades. Vista superior do equipamento.

Segue a listagem dos valores de mercado obtidos em lojas especializadas dos materiais e componentes utilizados no equipamento:

- Corrente ABNT 081 para bicicletas: R$7,00;
- Catraca de bicicleta de setes velocidades (roda dentada com vários diâmetros): R$10,00;
- Catraca de 14 dentes (roda dentada de 14 dentes): R$7,00;
- Roda dentada de 35 dentes: R$8,00;
- Rolamento NSK 6205Z: R$8,51;
- Parafusos: valores de R$0,40 a R$0,80;
- Tarugo de aço 1020 trefilado: preços variam de R$1,00 a R$1,80 o kg;
- Polia de 7”: R$25,00;

Depois de montado o equipamento apresenta como características a redução primária de 2,5:1 e uma redução secundária também de 2,5:1, totalizando uma redução de 6,25:1.

A roda dentada com variados diâmetros foi inserida no redutor, pois apresenta características que barateou os custos do projeto. Uma de suas características é a presença de rolamentos integrados em sua estrutura, o que elimina a necessidade do emprego de rolamentos de esferas. Outra característica relevante diz respeito a suas dimensões, pois a distância entre as

rodas de menor e maior diâmetro se ajusta perfeitamente às demais rodas dentadas dos outros eixos no equipamento. Além disso, a roda dentada de maior diâmetro da catraca serve como uma boa base para a junção, por solda, à roda dentada de 35 dentes, a qual transmite o torque no dispositivo.

5 PARTE EXPERIMENTAL

Os testes envolvendo o equipamento foram efetuados com o auxílio de um torquímetro marca Waft Heavy Duty do tipo estalo, modelo 6212, conforme a Figura 34.

Figura 34 – Torquímetro tipo estalo.

Este equipamento acusa o torque obtido durante seu uso por meio de sinais sonoros (estalos) e possui uma faixa de utilização que varia de 13.56 Nm a 203.40 Nm.

Outro equipamento também utilizado foi um tacômetro a laser modelo DT-2234C^{+}, Figura 35, empregado na medição das rotações dos eixos, cujas especificações seguem abaixo:

- Capacidade de leitura: 2,5 a 99999 rotações por minuto;
- Resolução: 0,1 rpm (2,5 a 999,9 rpm) e 1 rpm (acima de 1000 rpm);
- Distância para uso: 50 a 500 mm;
- Base de tempo: cristal de quartzo;
- Tempo de amostragem: 0,8 s (acima de 60 rpm).

Figura 35 – Tacômetro a laser modelo DT-2234C^{+}.

A realização dos testes somente foi possível com a usinagem de um furo quadrado nas pontas livres dos eixos das rodas de 14 e de 35 dentes, conforme as Figuras 36 e 37.

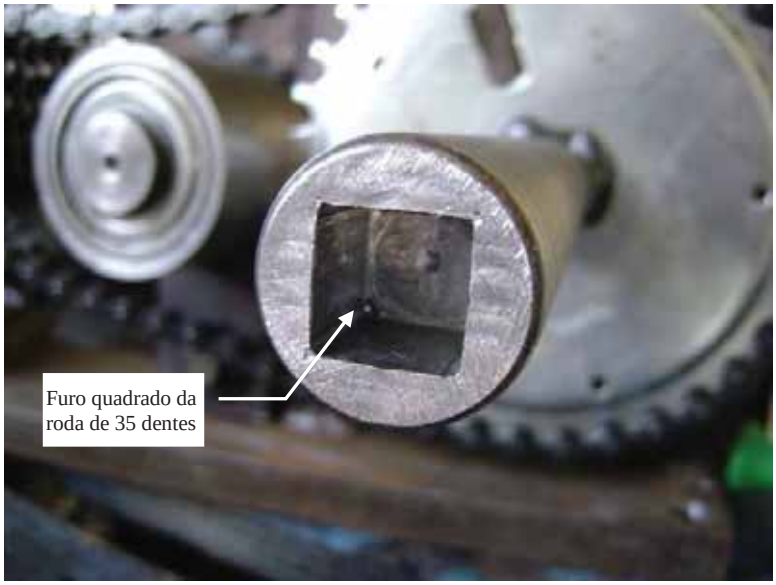

Figura 36 – Furo quadrado (eixo da roda de 35 dentes).

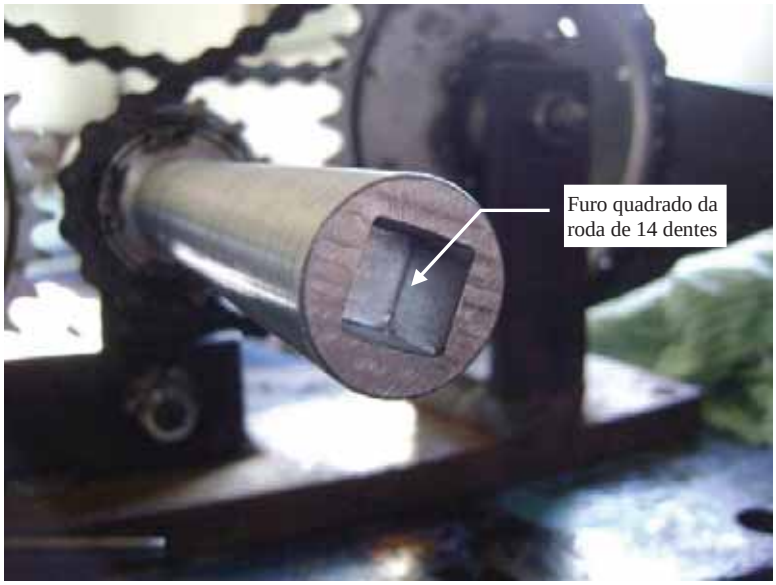

Figura 37 – Furo quadrado (eixo da roda de 14 dentes).

O furo tem as dimensões de 12,85[mm]x12,85[mm]x15[mm].

Estes furos foram necessários para que pudesse ser acoplada a ponta do torquímetro. Além disso, um rebaixo nas mesmas duas pontas dos eixos foi feito para servir de apoio ao parafuso da polia e travar a mesma durante os testes, conforme Figuras 38 e 39.

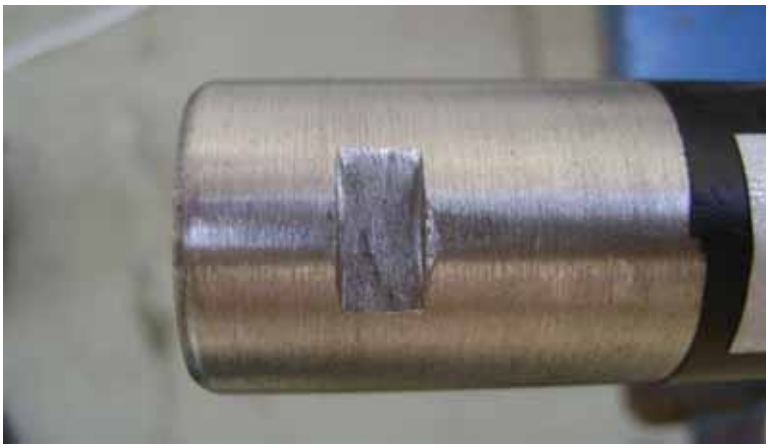

Figura 38 – Rebaixo no eixo para fixação da polia

Em alguns testes utilizou-se uma polia de 7 polegadas de diâmetro, conforme a Figura 39 a seguir.

Figura 39– Polia de 7 polegadas de diâmetro.

5.1 Teste com o torquímetro e pesos

Neste experimento objetivou-se verificar o comportamento do equipamento quanto à aplicação de diversos valores de cargas.

Inicialmente foram aplicadas cargas no modo multiplicador de velocidades e depois no modo redutor de velocidades. Para tanto foram utilizados durante os testes um torquímentro

cuja especificação a foi mencionada na página 52, uma polia, Figura 39, com cabo de aço e pesos.

No modo multiplicador de velocidades o eixo da roda de 14 dentes foi travado e foi acoplado ao eixo da roda de 35 dentes o torquímetro, sendo, em seguida, aplicados os vários torques selecionados por meio da escala no torquímetro.

No modo redutor de velocidades a polia foi acoplada ao eixo da roda de 35 dentes e o torquímetro previamente ajustado foi acoplado ao eixo da roda de 14 dentes. Na polia foi introduzido um cabo de aço cujas especificações são:

- Dimensão: 3/32”-1/8”
- Carga de ruptura mínima: 3,66 [kN]

Em seguida, certa quantidade de pesos foi acrescentada ao cabo de aço na polia, sendo, logo após, acionado o torquímetro. O teste foi efetuado a cada torque ajustado no torquímetro e a cada quantidade de pesos adicionados.

Na Figura 40, a seguir, o torquímetro (1) acoplado ao eixo da roda de 14 dentes promove um torque de saída no eixo da roda de 35 dentes (2) que eleva a carga (3) por meio do cabo de aço (4).

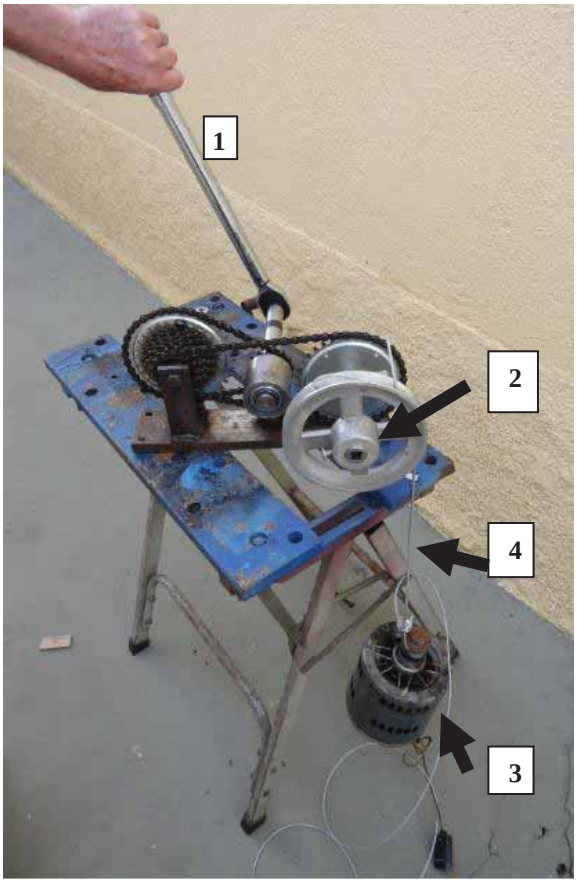

Figura 40 – Equipamento configurado no modo redutor de velocidades

A seguir, na Figura 41, o equipamento configurado no modo redutor com o torquímetro acoplado ao eixo da roda de 35 dentes (1) e o peso sustentado pelo cabo de aço enrolado a polia (2).

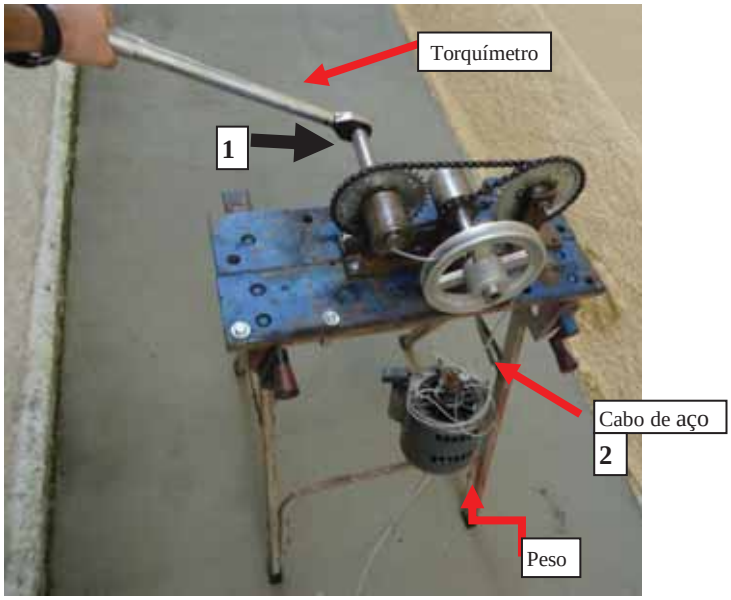

Figura 41 – Equipamento configurado no modo redutor de velocidades

5.2 Teste de velocidade de rotação

Neste teste o equipamento foi submetido a rotação por meio de motores elétricos. Inicialmente o equipamento foi testado com um motor elétrico de 0,25 cavalos e 1625 rpm. Em seguida foi utilizado um motor elétrico de 0,5 cavalos com 1750 rpm.

No primeiro experimento, conforme se verifica na Figura 43, o motor elétrico (1) foi acoplado ao eixo do equipamento no modo redutor por meio de uma mangueira de borracha com trama de aço e braçadeiras (2).

Na Figura 42 é apresentada a mangueira de borracha reforçada com trama de aço e as braçadeiras utilizadas como acoplamento.

Figura 42 – Acoplamento e braçadeiras.

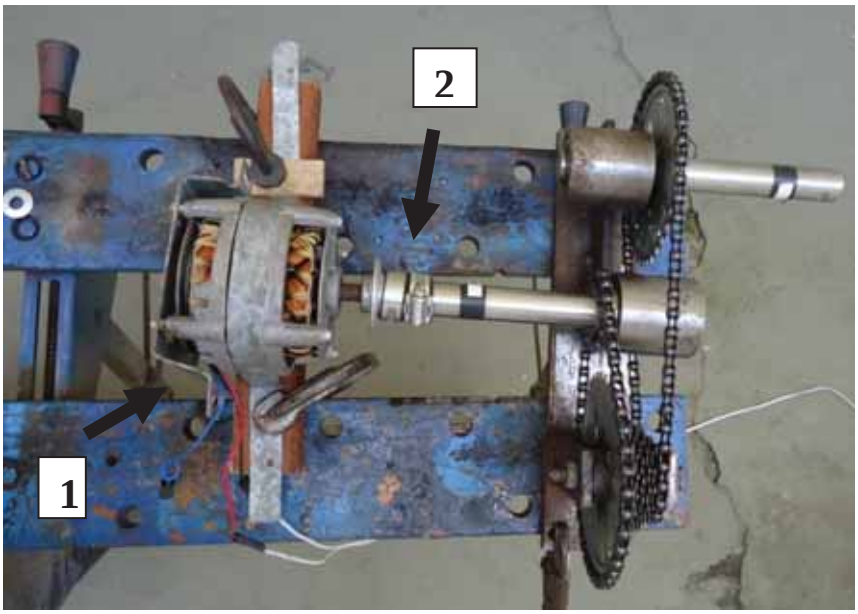

Figura 43 – Equipamento configurado no modo redutor de velocidades acoplado ao motor elétrico.

Uma fita adesiva de cor preta foi enrolada a aproximadamente 5 cm da ponta de cada eixo e nesta fita foi colada uma outra refletiva para a leitura por meio do tacômetro, conforme se verifica na Figura 44, a seguir.

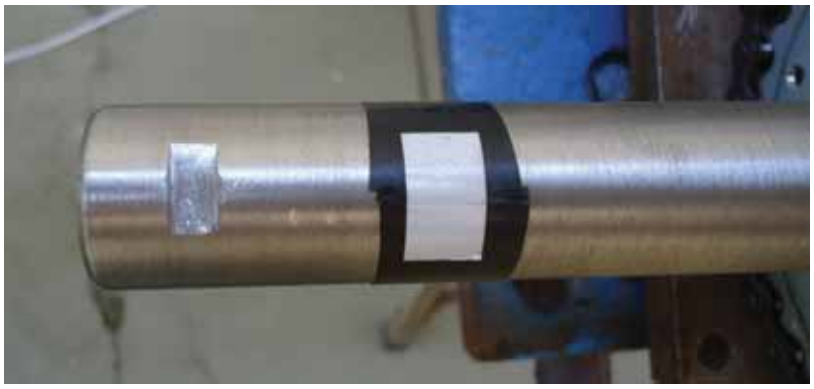

Figura 44 – Detalhe da fita reflexiva no eixo.

O motor foi acionado e por meio de um potenciômetro, Figura 45, e a velocidade de rotação teve seus valores variados. Para cada ajuste no potenciômetro foram obtidas as rotações dos eixos por meio do tacômetro.

Figura 45 – Potenciômetro de 600 watts.

Em seguida o equipamento foi desacoplado do motor elétrico e acoplado novamente na configuração de multiplicador de velocidades, conforme se verifica na Figura 46. Após o acionamento do motor foram efetuadas medições das rotações dos eixos.

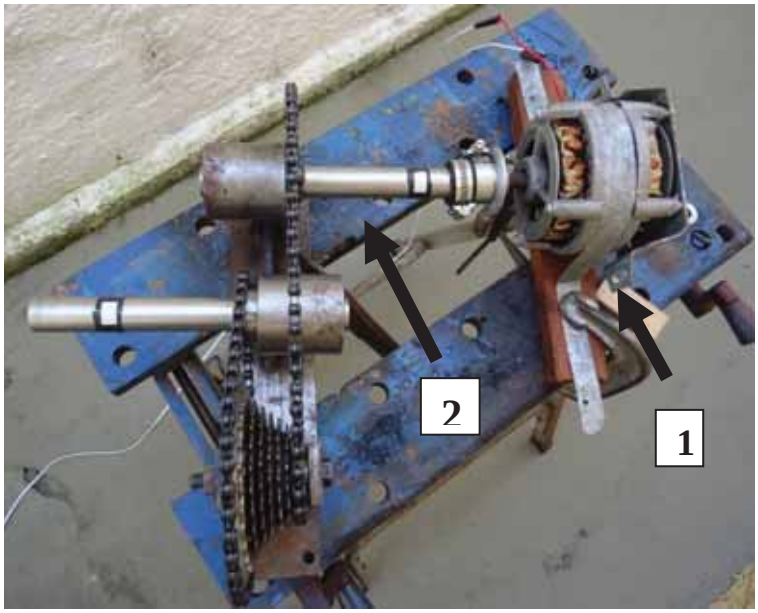

Figura 46 – Equipamento configurado no modo multiplicador de velocidades acoplado ao motor elétrico.

Na Figura 46, verifica-se o motor elétrico (1) acoplado ao eixo da roda de 35 dentes (2) do equipamento no modo multiplicador de velocidades.

6 RESULTADOS

Relativamente ao item 5.1 (teste com torquímetro e pesos) para o equipamento configurado no modo multiplicador de velocidades os valores obtidos foram tabelados e são apresentados abaixo, conforme segue:

Tabela 13 - Torques aplicados no modo multiplicador de velocidades

Torques no modo multiplicador de velocidades	
Torque (Nm)	Observações
13,83	Nenhuma alteração significativa foi observada
14,37	Nenhuma alteração significativa foi observada
27,15	Nenhuma alteração significativa foi observada
27,66	Nenhuma alteração significativa foi observada
28,20	Foi observado pequena formação de barriga na região não tensionada entre a roda de 35 e 14 da 1ª multiplicação
40,67	Neste ponto a corrente foi ajustada. Nenhuma alteração observada
40,94	Nenhuma alteração significativa foi observada
41,48	Nenhuma alteração significativa foi observada
41,76	Nenhuma alteração significativa foi observada
54,23	Nenhuma alteração significativa foi observada
54,77	Nenhuma alteração significativa foi observada
55,32	Nenhuma alteração significativa foi observada
67,79	Neste ponto foi observado pequena movimentação na região não tensionada da 1ª multiplicação
68,33	Observado pequena movimentação na região não tensionada da 1ª multiplicação que volta ao normal quando cessado a inserção do torque
68,60	Observado que a movimentação da região não tensionada da corrente aumenta com o aumento do torque inserido
81,35	Observação idêntica a anterior
82,03	Observação idêntica a anterior
82,43	Observação idêntica a anterior
94,91	Observação idêntica a anterior

Conforme se verifica na Tabela 13, o torque ao qual será submetido o equipamento quando em uso o motor elétrico no modo multiplicador de velocidades não deve ultrapassar 13 [Nm]. Durante os testes foi verificado que quando aplicado o torque de 20,8 Nm ocorreu o afrouxamento pouco acima do esperado na região sem tensão da corrente onde o torquímetro foi acoplado. Isto foi solucionado com um novo aperto do parafuso que prende a base do eixo da roda de 35 dentes.

No decorrer do teste, em especial após a aplicação de 67.79 [Nm], constatou-se que a cada aumento do torque a região sem tensão apresentava também um aumento gradativo de afrouxamento, contudo, cessado o torque o afrouxamento desaparecia, o que dispensou qualquer aperto nos parafusos das bases. O teste foi interrompido quando o torquímetro acusou 94,91 [Nm], pois a região não tensionada da corrente afrouxou de tal forma que houve o contato com o parafuso que une a base dos rolamentos do eixo de 14 dentes a base do equipamento.

Com relação à corrente do eixo de 14 dentes não foi observado qualquer comportamento anormal.

Já para a configuração do equipamento no modo redutor de velocidades, de início, o torquímetro foi ajustado para um torque de 13,83 [Nm] e após foi introduzido no eixo da roda de 14 dentes. No cabo de aço foi preso uma massa de aproximadamente 5 [kg], sendo em seguida acionado o torquímetro. Durante o teste não foi observado qualquer alteração no equipamento, tampouco o sinal sonoro foi emitido pelo torquímetro.

Em seguida foi adicionado mais peso ao cabo de aço no total de 75 [kg], sendo acionado mais uma vez o torquímetro. Observou-se que ao ser acionado o torquímetro a carga foi elevada sem nenhum problema e que não foi constatado o sinal sonoro, ou seja, não foi atingido o torque mínimo selecionado no torquímetro. Ao se aplicar uma carga equivalente a aproximadamente 143 [kg] no cabo de aço, observou-se o desenvolvimento de uma “barriga” considerável em decorrência de um afrouxamento excessivo na região sem tensão da segunda redução que deixou de existir quando cessado o torque de entrada. Essa “barriga” proporcionou contato da corrente com a porca do parafuso que fixa a base do eixo da roda de 14 dentes, o que poderia causar algum dano durante o funcionamento do equipamento neste nível de carga, motivo pelo qual o ensaio foi encerrado neste ponto.

Tabela 14 - Torques inseridos no modo redutor de velocidades

Torques no modo redutor de velocidades		
Carga de elevação (kg)	Torque de saída (Nm)	Torque de entrada (Nm) (torquímetro)
5	2,70	0,44
75	40,34	6,57
143	76,92	12,54

Na tabela 14 os valores do torque de saída e do torque de entrada foram calculados conforme as Equações 86 e 98, considerando-se também o raio da polia, uma vez que o torque

de entrada é, para os casos mais extremos (75 e 143 [kg]), inferior ao menor valor possível de ser selecionado torquímetro.

Durante o teste observou-se que para um torque de 13,83 [Nm], torque inicial padrão do torquímetro, seriam necessários aproximadamente 157,5 [kg] de carga no cabo de aço. Contudo o motor elétrico utilizado nos testes tem como potência nominal ½ [CV], gerando um torque de no máximo de 2 [Nm] que corresponderia a uma carga de 22,8 [kg] presa ao cabo de aço, ou seja, para o motor utilizado a carga pode ser elevada com segurança sem qualquer prejuízo no equipamento.

Mesmo para uma potência de 3 [CV], conforme foram baseados os cálculos de dimensionamento do equipamento, o torque de entrada, no caso 12,04 [Nm], seria capaz de elevar uma carga de máximo 137,4 [kg].

Iniciado o experimento do item 5.2 com o acionamento do motor, verificou-se que sua partida se deu sem problemas e que o funcionamento do conjunto transcorreu sem qualquer dificuldade. Foram efetuadas algumas medições das velocidades de rotação dos eixos motor e movido, conforme apresentados na Tabela 15.

Tabela 15 - Velocidade dos eixos em rotações por minuto.

Velocidades dos eixos		
Eixo motor	Eixo movido	Valor teórico de saída
1669	268,8	267,04
1678	270	268,48
1644	263,5	263,04
1538	247,8	246,08
1405	224,6	224,8
1340	221,5	214,4

Ao ser testado no modo multiplicador de velocidades, o motor elétrico não foi capaz de movimentar os eixos do equipamento. Nem mesmo com auxílio manual para início da movimentação o motor foi capaz de vencer a inércia e prosseguir com o giro dos eixos.

Com o segundo motor de 0,5 [CV] o equipamento se comportou de forma satisfatória relativamente ao modo redutor de velocidades, não apresentando problemas durante a partida ou mesmo durante o teste no modo redutor. Contudo, quando efetuado o teste no modo multiplicador de velocidades o mesmo problema do primeiro teste foi verificado. O motor não foi capaz de vencer a inércia para dar inicio ao movimento dos eixos do equipamento.

7 CONCLUSÃO

Efetuados os dimensionamentos e desenhos, as peças componentes do equipamento foram construídas, logo após o redutor/multiplicador de velocidades foi montado conforme apresentado nas Figuras 31 a 33. Considerando os valores dos materiais empregados apresentados na página 50, pode-se concluir que o objetivo relacionado ao baixo custo foi obtido.

Alcançadas as etapas descritas anteriormente, o protótipo foi colocado a prova conforme descrito nos itens 5.1 e 5.2 do capítulo 5.

Relativamente ao item 5.1, no qual o equipamento, preso a bancada de testes, acoplado, inicialmente, a um torquímetro operando no modo multiplicador foi possível extrair alguns resultados conforme dispostos na Tabela 8. Destes resultados ficou constatado que para torques acima de 67,8 [Nm] a corrente da primeira multiplicação tende a afrouxar e esta anomalia cresce com o aumento do torque de entrada, não sendo constatadas alterações na segunda multiplicação.

Já no item 5.2, em que o equipamento foi fixado na bancada de testes e configurado no modo redutor de velocidades, sendo acoplado o torquímetro no eixo da roda de 14 dentes e a polia acoplada ao eixo da roda de 35 dentes, com a adição de pesos no cabo de aço, pôde-se verificar que, mesmo configurado com o valor mínimo de torque em sua escala, o torquímetro não acusou qualquer alteração e movimentou o eixo motor, elevando as cargas presas no cabo de aço, conforme Tabela 14. Neste experimento observou-se apenas o afrouxamento excessivo da corrente da segunda multiplicação ao se elevar a carga de 143 [kg].

Concernente aos testes realizados conforme o item 5.2, no qual o equipamento unido a um motor elétrico de ½ [CV] e depois a um de ¼ [CV] e configurado no modo redutor de velocidades, Figura 43, iniciado o teste com o acionamento do motor elétrico foram tomadas medidas das velocidades de rotação dos eixos motor e movido, conforme apresentado na Tabela 15. Dos resultados pôde-se observar que, mantida a rotação do motor elétrico, as rotações obtidas pelo tacômetro dos eixos movido e motor diferenciaram-se quando comparadas com os valores teóricos calculados, conforme a Equação 72. Este fato se deve principalmente a vibração causada pelo modo como o motor e o redutor foram acoplados, Figura 42, já que a borracha com trama de aço teve de ser desgastada em um de seus lados para que fosse possível seu acoplamento nos eixos dos motores elétricos, além disso, possíveis flutuações na tensão da rede elétrica também podem ter interferido neste caso.

Ainda, com relação ao item 5.2, porém com o equipamento configurado no modo multiplicador de velocidades onde o eixo da roda de 35 dentes foi acoplado ao motor elétrico, conforme apresentado na Figura 43, o mesmo não foi capaz de vencer a inércia que esta configuração apresenta e dar início ao movimento quando energizado. Tanto para o equipamento acoplado no modo multiplicador com o motor elétrico de ¼ [CV] como para a mesma configuração, mas acoplado no motor de ½ [CV], o giro dos eixos não ocorreu, nem mesmo foram capazes de manter o giro quando auxiliados na partida. Desta forma, neste caso, faz-se necessário o uso de um motor elétrico com potência maior que 1 [CV] até motores com no máximo 90,94 [Nm] de torque. No entanto, o emprego de maquinário com esta potência oneraria de forma significativa o projeto, haja vista o alto custo deste tipo de equipamento. Toda via, o uso do multiplicador de velocidades em equipamentos como uma roda d'água ou um gerador eólico com dimensões apropriadas seriam uma boa opção, vez que o torque gerado nestes dispositivos é suficiente para vencer a inércia do multiplicador e mantê-lo em constante funcionamento.

Portanto, considerando o exposto acima, pode-se concluir que o equipamento é aplicável a situações que requeiram pequenas ou médias cargas.

REFERÊNCIAS

CUNHA, Lamartine Bezerra da. **Elementos de máquinas**. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 2005.

FRANCESCO, Provenza. **Projetista de máquinas**. São Paulo: Pro-Tec, 1978.

PARETO, Luis. **Formulario de elementos de máquinas.** São Paulo: Hemus Editora Ltda, 1982.

SHIGLEY, Joseph Edward.; MISCHEKE,Charles R.; BUDYNAS, Richard G. **Projeto de engenharia mecânica.** Porto Alegre: Bookman, 2005.

SHIGLEY, Joseph Edward.; MISCHEKE,Charles R.; BROWN, Thomas H.; Standard handbook of machine design. New York : McGraw-Hill, 2004.

MABIE, Hamilton H.; OCVIRK, Fred W. **Mecanismos e dinâmica de máquinas**. Rio de Janeiro: Ao Livro Técnico; São Paulo: EDUSP, 1967.

http://www.nsk.com.br. Acesso em 14.05.2012

http://www.dober.com.br. Acesso em 14.05.2012

http://blogs.estadao.com.br. Acesso em 05.03.2012

http://www.evoo.com.br Acesso em 05.03.2012

BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

BEER, Ferdinand P.; JOHNSTON JR, E.Russel. **Resistência dos materiais**. 4ª. Ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2006.

HIBBELER, Russel Charles. **Resistência dos Materiais**. 5ª. Ed. São Paulo: Prentice Hall, 2004.

NORTON, Robert L. **Projeto de maquinas: uma abordagem integrada**. 2ª. Ed. Porto Alegre: Bookman, 2004.