



Veículo Terrestre de Propulsão a Remo

Trabalho de Formatura

Estudo de Viabilidade e Construção do Protótipo

Aluno: Márcio do Prado Beltramini

NUSP: 1542702

Orientador: Demetrio Zachariadis

Disciplina: PMC 581 - Projeto Mecânico II

Índice

1 Introdução	4
1.1 Objetivo	4
1.2 Etapas	4
2 O Projeto	5
2.1 Estabelecimento da necessidade	5
2.2 Estabelecimento dos principais requisitos	7
3. Soluções	9
3.1 Síntese de soluções	9
3.2 Análise de viabilidade	10
3.2.1 Exequibilidade física	10
3.2.2 Valor econômico	10
4 Escolha da Melhor Solução	11
5 Descrição da Solução Escolhida	12
5.1 Objetivo	12
5.2 Tópicos	12
6 A Solução – Subsistemas	13
7 Chassi	14
8 Quadro Dianteiro	15

9 Banco Móvel	18
10 Guias do Banco	19
11 Quadro Traseiro.....	20
12 Conjunto de Açãoamento	21
12.1 Componentes	21
12.2 Análise cinemática	24
12.3 Esforços no eixo de açãoamento	27
12.4 Esforços na corrente.....	34
12.5 Esforços no cabo de aço.....	34
13 Sistema de Freios	35
14 Considerações	36
14.1 Sobre as soldagens a arco elétrico	36
14.2 Sobre os elementos aparafusados	37
14.3 Sobre o sistema de direção.....	37
14.4 Sobre o sistema de açãoamento	38
14.5 Sobre o banco móvel	38
15 Modelagem Tridimensional.....	40
15.1 Linhas construtivas – Desenho preliminar	40
15.2 Vista isométrica 1 – Desenho preliminar.....	40

15.3 Vista isométrica da segunda solução.....	41
15.4 Ampliação do acionamento da segunda solução	41
15.5 Vista isométrica 1 da solução final.....	42
15.6 Vista isométrica 2 da solução final.....	42
16 Anexos	43
16.1 Chassi – fotografia C-1	43
16.2 Chassi – fotografia C-2	43
16.3 Quadro dianteiro – fotografia D-1	44
16.4 Quadro dianteiro – fotografia D-2	44
16.5 Quadro dianteiro – fotografia D-3	45
16.6 Quadro dianteiro – fotografia D-4	45
16.7 Banco móvel – fotografia B-1.....	46
16.8 Banco móvel – fotografia B-2.....	46
16.9 Sistema de acionamento – fotografia A-1	47
16.10 Sistema de acionamento – fotografia A-2	47
16.11 Sistema de acionamento – fotografia A-3	48
16.12 Sistema de acionamento – fotografia A-4	48
16.13 Vista geral – fotografia G-1	49
17 Bibliografia.....	50

1 Introdução

1.1 Objetivo

O objetivo do presente trabalho consiste no estudo de viabilidade e na posterior construção de um protótipo de um veículo para ser utilizado em ambiente terrestre, de propulsão exclusivamente humana e concebido inicialmente apenas para uso individual, em que o usuário simule os movimentos de um barco a remo com parlamenta dupla, que é aquele em que o remador utiliza dois remos para a locomoção da embarcação.

Neste trabalho, será apresentada uma visão geral do projeto, bem como seus principais requisitos e algumas soluções. A partir da solução escolhida, será construído um protótipo, com a finalidade de demonstrar os princípios de funcionamento.

1.2 Etapas

O estudo de viabilidade pode ser decomposto em algumas etapas, as quais são apresentadas a seguir.

Etapas do Estudo de Viabilidade
Estabelecimento da necessidade
Estabelecimento dos principais requisitos
Formulação do projeto
Síntese de soluções
Análise de viabilidade
Considerações finais

2 O Projeto

2.1 Estabelecimento da necessidade

Como todo projeto parte de uma necessidade, devemos determinar qual é esta necessidade, e em que tipo de necessidade pode ser enquadrada, para que possa ser avaliada.

No caso do presente projeto, sendo um produto inovador no mercado, trata-se de uma necessidade implícita, que é aquela que pode não existir de forma aparente, mas estar latente e evidenciar-se assim que houver meios para satisfazê-la.

Devemos, então, estabelecer os motivos que nos levaram à escolha do projeto em questão, com base em algumas iniciativas e constatações:

1. Devido à crescente preocupação da população com a saúde e a qualidade de vida, podemos perceber que, atualmente, há uma grande demanda por produtos voltados ao condicionamento físico ou à prática de esportes;
2. Muitos destes produtos são concebidos para utilização em ambientes fechados, como academias de ginástica, clubes ou residências, fazendo com que o usuário acabe por perder o interesse, já que muitas pessoas sentem a necessidade de mudar de ambiente ou de praticar esportes ao ar livre;
3. O uso largamente difundido da bicicleta, que é utilizada como meio de transporte, objeto de condicionamento físico e de esportes de competição, como ciclismo, *bicicross* e *mountain bike*, pode, a princípio, ser considerado

como impeditivo ao desenvolvimento de produtos similares, já que, atualmente, a bicicleta é muito popular e ainda por cima possui preço relativamente acessível. Porém, a bicicleta é limitada, uma vez que seu usuário exercita pouco ou até mesmo não exercita os músculos da parte superior do corpo;

4. O remo é um esporte muito mais completo que o ciclismo, por trabalhar diversos grupos de músculos do corpo e fortalecer a capacidade aeróbia ao mesmo tempo. No entanto, sua prática não é difundida, principalmente em regiões como a Grande São Paulo, por não haver raias ou lagoas em número e qualidade adequadas pela cidade, e pelo fato de o barco, na maioria das vezes, ter de ser guardado em galpões ou garagens anexas aos locais de sua prática. Estes fatores impedem que a maioria da população tenha acesso a este esporte.
5. A falta de segurança contra quedas, abalroamentos ou derrapagens em pisos escorregadios pode desencorajar muitos potenciais usuários de bicicletas, patins, etc., pelo fato de muitas vezes os acidentes sofridos acarretarem ferimentos sérios a seus usuários.

Com base no exposto acima, decidiu-se desenvolver um produto que possuísse a característica de exercitar tanto os músculos da parte inferior quanto da parte superior do corpo, como é o caso dos barcos a remo, que permitisse ao usuário praticar um esporte deslocando-se pelas ruas, tornando a prática do exercício mais

agradável, que o usuário pudesse utilizá-lo em vários locais da cidade, inclusive próximo à sua residência, e que oferecesse um ganho de segurança para o usuário.

O produto escolhido foi um Veículo Terrestre de Propulsão a Remo, o que satisfaz as necessidades supracitadas.

Resta-nos, agora, decidir quais os requisitos a que este produto deve atender e encontrar algumas soluções.

2.2 Estabelecimento dos principais requisitos

Para que possamos identificar algumas soluções para o problema, é necessário identificar alguns requisitos básicos a que o produto deve atender. Como deve-se partir de algum ponto, este ponto deve ser baseado justamente nas necessidades a que este projeto propõe-se a satisfazer. Assim, podemos enumerar os principais requisitos:

Funcionais:

- **Desempenho** - o movimento executado pelo usuário deve se aproximar da melhor forma possível àquele executado em um barco a remo de competição, de parlamenta dupla
- **Esforço do usuário** – o usuário não deve ser obrigado a dispensar esforços elevados para acionar os itens básicos do veículo, tais como direção, sistema de freios, etc. O único esforço elevado feito pelo usuário deve ser para um aumento da velocidade do veículo, se assim o desejar

- **Mobilidade** - o veículo deve estar apto a fazer curvas de um raio mínimo de 4 (quatro) metros, em velocidade baixa
- **Inclinação** - deve ser capaz de suplantar aclives suaves
- **Segurança** - o veículo deve possuir sistema de freios que permita parada completa, na velocidade máxima, em um espaço máximo de 10 metros, em terreno plano;

As partes móveis e as fixas devem estar construídas e dispostas de tal maneira que evite que o usuário se machuque durante o movimento ou no manuseio do veículo

Construtivas:

- **Capacidade** - Deve suportar um indivíduo, de peso máximo 120 kgf, e de altura entre 1,55 e 1,95m
- **Peso máximo** - O veículo deve pesar, no máximo, 40 kgf
- **Dimensões** – Em repouso ou em operação, nenhuma de suas partes móveis deve exceder um paralelepípedo com as seguintes dimensões: 4m de comprimento, 2m de largura e 1,5 m de altura

Econômicas:

- **Custo** – Seu custo material não deve ser superior ao preço de venda de 2 (duas) bicicletas comuns do tipo *mountain bike*, aro 26". Em números atuais, não deve ultrapassar US\$ 400,00 (aproximadamente R\$ 1.000,00)

3. Soluções

3.1 Síntese de soluções

Para encontrar soluções para o problema, necessitamos estabelecer algumas premissas para encontrá-las. São elas:

- a) O veículo deverá ser apoiado sobre rodas com pneus;
- b) A tração deverá estar na parte traseira, pois, como o veículo deve ser leve, poderia haver patinamento do(s) pneu(s) tracionador(es) em um acrivo ou em pista escorregadia, caso a tração fosse dianteira.

A partir de então, montamos uma tabela com as possíveis soluções:

Funções	Soluções			
	A	B	C	D
a) Locomover-se em meio terrestre	veículo de 3 rodas	veículo de 3 rodas	veículo de 2 rodas	veículo de 4 rodas
a.1) Roda tracionadora	duas traseiras	uma traseira	uma traseira	duas traseiras
b) Mover-se por propulsão a remo	transmissão por catraca	transmissão por catraca	transmissão por excêntrico	transmissão por catraca
c) Realizar curvas	virar a roda dianteira	virar as duas rodas dianteiras	inclinação + virar roda dianteira	virar duas rodas dianteiras
d) Frear	freio comum de bicicleta	freio comum de bicicleta	freio comum de bicicleta	freio a tambor

3.2 Análise de viabilidade

3.2.1 Exequibilidade física

Do ponto de vista da exequibilidade física, procurou-se encontrar soluções que já atendessem a esta especificação. Assim, esta análise não é necessária.

3.2.2 Valor econômico

Para esta análise, faremos algumas considerações quanto às quatro soluções:

Solução A:

- Apesar de poder contar com um sistema muito simples para poder virar a única roda dianteira, necessita de diferencial no eixo traseiro (pois é neste que se encontra a tração), para que não haja escorregamento dos pneus traseiros nas curvas.

Solução B:

- Necessita de sistema para virar as duas rodas dianteiras ao mesmo tempo, com raios de curvatura diferentes.

Solução C:

- Esta solução não apresenta componentes críticos.

Solução D:

- Necessita sistema para virar as duas rodas dianteiras ao mesmo tempo, com raios de curvatura diferentes;
- Necessita diferencial no eixo traseiro (pois é neste que se encontra a tração), para que não haja escorregamento dos pneus traseiros nas curvas.
- Necessita tambor para o sistema de freios
- Necessita suspensão, pois apoia-se sobre quatro pneus

4 Escolha da Melhor Solução

A princípio, a solução **C** parece a melhor, pois atende a todos os requisitos a um preço mais baixo. Porém, ela será descartada, já que seria extremamente difícil executar o movimento de remar sobre um veículo de duas rodas, já que não se tem nem os pés nem as mãos livres.

A solução **D** também será descartada, já que esta deve ser dotada de componentes de suspensão (molas e amortecedores), freio a tambor, diferencial etc., o que elevaria sobremaneira o custo do aparato.

Logo, somente as soluções **A** e **B** se enquadram. Por questões de dificuldade de fabricação, já que nos laboratórios da EPUSP seria muito complicada, senão inviável, a construção de um diferencial, e a aquisição deste já pronto de algum fabricante poderia representar uma parcela muito alta do custo do protótipo, decidiu-se pela solução **B**.

Resta-nos, agora, apresentar seus subsistemas, bem como a descrição da solução.

5 Descrição da Solução Escolhida

5.1 Objetivo

A partir deste ponto, dada a solução escolhida no estudo de viabilidade, faremos a descrição do protótipo do veículo.

Este protótipo é a concretização da solução obtida no estudo de viabilidade do projeto, apresentado na disciplina PMC-580.

5.2 Tópicos

A descrição do protótipo pode ser decomposta em algumas seções. São elas:

Tópicos
A solução - Subsistemas
Chassi
Quadro dianteiro
Banco móvel
Guias do banco
Quadro traseiro
Conjunto de acionamento
Sistema de freios
Considerações
Anexos

6 A Solução – Subsistemas

A partir das premissas estabelecidas e da tabela com as possíveis soluções, através de uma análise levando em conta fatores como dificuldade de fabricação, segurança, facilidade de operação e custo, chegou-se à presente solução, que consiste em um triciclo, com tração na roda traseira e transmissão por catraca, e direção nas duas rodas dianteiras, dotadas de freios comuns de bicicleta.

Com fins didáticos, dividiu-se esta solução em alguns subsistemas, que serão apresentados nos capítulos seguintes. São eles:

- a) Chassi
- b) Quadro dianteiro
- c) Banco móvel
- d) Guias do banco
- e) Quadro traseiro
- f) Conjunto de acionamento
- g) Freios

7 Chassi

O chassi do veículo é composto de três tubos de seção transversal retangular, de 1 pol. de largura X 2 pol. de altura X 3/16 pol. de espessura. Os tubos laterais possuem comprimento de 113 cm, enquanto o tubo dianteiro possui 375 mm de comprimento. Além disso, ainda há um tubo cilíndrico de 424 mm de comprimento X 1/8 pol. mm de espessura, soldado na parte traseira inferior dos tubos retangulares, com a finalidade de aumentar a rigidez do conjunto. Estes componentes podem ser visualizados na foto C-1.

Na parte anterior do chassi, com a finalidade de se apoiar o quadro dianteiro, foi soldada uma estrutura, composta de chapa de 2 X 1/4 pol., dobrada em ângulo de 120° e outra chapa, de mesmas dimensões, soldada na forma de “mão francesa”, servindo de alma para a primeira chapa, a fim de aumentar a rigidez e a resistência vertical do conjunto. A imagem desta estrutura pode ser vista nas fotos C-2 e A-4. Nesta estrutura, foram feitos seis furos de 8 mm, para a fixação do quadro dianteiro.

Com exceção do suporte do quadro dianteiro e do suporte dos remos, que foram soldados sobre o chassi, todos os outros elementos foram presos a este através de parafusos, a fim de facilitar a montagem, a substituição e eventuais mudanças na posição dos componentes.

8 Quadro Dianteiro

O quadro dianteiro foi construído a partir de uma cantoneira em "U" de aço ABNT 1020, de dimensões 100 cm de comprimento X 58 mm de largura X 28 mm de altura X 3/16 pol. de espessura, montada com a parte aberta voltada para baixo, conforme pode-se ver na foto D-1. A escolha de uma cantoneira, em vez de uma chapa deve-se ao fato de que uma cantoneira, com uma espessura menor, possui um momento de inércia e, portanto, resistência à flexão e rigidez maiores que uma chapa de mesma espessura, o que possibilita a diminuição do peso da estrutura; além disso, a face lateral da cantoneira pode ser usada para a fixação de outros componentes (como o foi, no caso dos pedais da direção).

Nas extremidades da cantoneira, foram presas as estruturas dos garfos, nos quais são presas as rodas de bicicleta aro 20". Para a fixação dos garfos (de bicicleta aro 20") na cantoneira, estes foram soldados a chapas de 10 cm de comprimento X 2 pol. de largura X 1/4 pol. de espessura, e estas aparafusadas à cantoneira com quatro parafusos de aço 8.8 de dimensões M 8 x 25 x 1,25 mm. Os garfos não foram soldados diretamente à cantoneira, pois não se poderia garantir uma área razoável para a soldagem, e não seria possível desmontá-los futuramente; além disso, como a cantoneira é razoavelmente fina, decidiu-se distribuir a força proveniente dos garfos sobre uma área maior. Isto pode ser visto também nas foto D-1 e D-2.

Para a fixação do canote da direção, foi soldada uma chapa de aço ABNT 1020 de 25 cm de comprimento X 2 pol. de largura X 1/4 pol. de espessura sob o canote, e esta chapa foi aparafusada à cantoneira com oito parafusos de aço 8.8 de dimensões M 8 x 25 x 1,25 mm. O mesmo princípio de construção foi aplicado aqui.

Note-se que, como a força exercida pelos garfos na cantoneira é no sentido de baixo para cima, a chapa dos garfos foi presa por baixo da cantoneira, e pela mesma razão, a chapa do canote foi presa por cima da cantoneira; desta maneira, todos os parafusos de fixação não sofrem tensão de tração, e o peso da estrutura é suportado exclusivamente pelas chapas, garfos e cantoneira, sendo que os parafusos prestam-se somente a manter o atrito entre as chapas, atrito este responsável pelas forças horizontais no sistema de direção. Pode-se notar esta montagem nas fotos D-1 a D-4.

Quanto ao canote, trata-se de um canote de bicicleta tipo *mountain bike* Caloi aro 26", que gira sobre sua estrutura correspondente, que é uma parte do quadro dianteiro da mesma bicicleta. O contato entre o canote e seu suporte é feito através de dois rolamentos mistos de esferas de 2 mm, cujas pistas são usinadas sobre o próprio canote. A vantagem deste tipo de construção é que possui uma boa rigidez, baixo atrito, e suporta tanto cargas axiais quanto radiais. O suporte do canote pode ser visto nas fotos C-1, C-2, D-3 e D-4. Este suporte foi soldado a uma chapa de aço ABNT 1020 de 25 cm de comprimento X 2 pol. de largura X $\frac{1}{4}$ pol. de espessura, a qual é aparafusada à parte dianteira do chassi (descrita na seção anterior) através de seis parafusos de aço 8.8 de dimensões M 8 x 45 x 1,25 mm (foto C-2).

Por fim, temos os pedais da direção, que consistem em dois pedais de plástico de bicicleta ergométrica JKExer, dotados de rolamentos para permitir o giro dos pés, e tirantes com velcro, para permitir a fixação dos pés do usuário.

Cada pedal é preso à uma chapa de aço ABNT 1020 de 30 cm de comprimento X 2 pol. de largura X $\frac{1}{4}$ pol. de espessura, dobrada ao meio em um ângulo de 90°, e

esta chapa é presa à cantoneira da direção através de dois parafusos de aço 8.8 de dimensões M 8 x 45 x 1,25 mm (fotos D-1, D-3 e D-4).

Por fim, para efeitos ilustrativos, temos as posições da direção quando virada para a esquerda e para a direita, respectivamente nas fotos D-3 e D-4.

9 Banco Móvel

O banco móvel é constituído de assento e encosto acolchoados, sendo que o encosto pode ser regulado. Sob a estrutura metálica que suporta o assento, estão presas as rodas de apoio e a roda guia do banco.

As rodas de apoio do banco são quatro rodas Schioppa que suportam 70 kgf cada, dispostas duas de cada lado, inclinadas para as laterais externas do banco, a 45° da vertical. Foram dispostas a 45°, para que suportassem tanto o peso do usuário, quanto as forças laterais originadas durante o movimento. Para sua fixação no banco, foram soldadas duas cantoneiras multifuradas de 1 pol. de largura X 1/16 pol. de espessura na base do assento, de modo a garantir que as rodas ficassem a 45° em relação à vertical. Obviamente, as guias das rodas foram construídas de maneira similar. As rodas foram aparafusadas às cantoneiras através de dois parafusos de aço 8.8 de dimensões M 6 x 25 x 1,25 mm cada roda.

No centro da base do assento, foi soldada uma estrutura retangular construída a partir de chapas de aço ABNT 1020 de 2 pol. de largura X 1/4 pol. de espessura. Nesta estrutura foi fixada, através de um parafuso de aço 8.8 de dimensões M 8 x 70 x 1,25 mm, uma roda guia de *Nylon*, cujas faces internas foram usinadas de modo a repousar sobre uma cantoneira guia, com suas faces a 45° da vertical.

A parte inferior do banco móvel, bem como as rodas de apoio e a roda guia podem ser vistos nas fotos B-1 e B-2.

10 Guias do Banco

Foram construídas três guias do banco móvel: duas para as rodas de apoio e uma para a roda guia, todas elas soldadas sobre três chapas de aço ABNT 1020 de 42 cm de comprimento X 3 pol. de largura X 1/8 pol. de espessura. As chapas dianteira e traseira foram presas ao chassi através de dois parafusos de aço 8.8 de dimensões M 8 x 70 x 1,25 mm cada chapa.

As guias das rodas de apoio foram construídas de cantoneiras de aço ABNT 1020 de 1 pol. de largura X 3/16 pol. de espessura, enquanto a guia da roda de *Nylon* foi construída a partir de uma cantoneira de aço ABNT 1020 de 1 pol. de largura X 1/8 pol. de espessura.

O fato de as guias terem sido construídas a partir de cantoneiras se deve ao fato de, quando apoiadas as duas laterais da cantoneira sobre uma superfície horizontal, suas faces situarem-se a 45° da vertical, casando perfeitamente com a posição das rodas do banco móvel.

A cantoneira usada para guia da roda de *Nylon* possui espessura menor que as usadas para as rodas de apoio, de modo a diminuir o peso no meio da estrutura, e por não haver necessidade de suportar tanta carga, já que serve apenas de guia para o banco móvel.

Podemos visualizar as guias e seus suportes nas fotos C-1, A-1, A-2 e A-3.

11 Quadro Traseiro

O quadro traseiro do veículo foi construído a partir do quadro traseiro de uma bicicleta tipo *Mountain Bike*, constituído de tubos cilíndricos. Os tubos foram serrados e suas extremidades foram transformadas em planos, de modo a serem aparafusadas no chassi do veículo.

Os tubos inferiores foram fixados ao chassi através de um parafuso de aço 8.8 de dimensões M 8 x 70 x 1,25 mm, e os tubos superiores com um parafuso de aço 8.8 de dimensões M 6 x 70 x 1,25 mm para o furo superior e M 6 x 70 x 1,25 mm para o furo inferior.

Observe-se que o tubo inferior utilizado foi o de maior diâmetro, pois este sofre tensões de tração, enquanto o superior, de diâmetro menor, suporta esforços de compressão.

A posição da montagem dos tubos e sua fixação ao chassi com parafusos foi proposital, de modo que estes se comportassem como elementos de treliça, sofrendo esforços somente de tração e/ou compressão, pois não suportariam bem esforços de flexão, dadas as dimensões e o material dos tubos.

Pode-se visualizar o quadro traseiro nas fotos C-1 e G-1.

12 Conjunto de Açãoamento

12.1 Componentes

O sistema de açãoamento é composto de:

- Dois remos de tubo de aço de 60 cm de comprimento X 24 mm de diâmetro, articulado no chassi, de modo a permitir rotação em dois eixos (fotos A-1 e A-3);
- Duas manoplas de borracha para facilitar a empunhadura do usuário (fotos A-2 e A-3);
- Dois cabos flexíveis de aço de diâmetro 1/8 pol., que transmitem o movimento dos remos para as correntes tracionadoras (fotos A-1 e A-2);
- Dois prendedores de alumínio para prender os cabos de aço ao remo, com manivela de aperto, para a fixação no remo, e parafuso de fixação, para o cabo de aço; os prendedores são responsáveis pela regulagem da distância do cabo de aço à roldana e, consequentemente, pela regulagem do esforço do usuário (fotos A-1 e A-3);
- Duas coifas de plástico, com a finalidade de proteger as articulações dos remos no chassi (foto A-1);
- Duas polias de alumínio de largura 14 mm, com canal circular de 20 mm de diâmetro interno e 30 mm de diâmetro externo, e com um furo de 8mm (para a passagem do parafuso de aço 8.8 M 8 x 50 1,25mm, responsável por prendê-la ao chassi), que servem de guia para os cabos de aço presos ao remo (fotos A-1, A-2 e A-3);
- Duas molas de aço de 1/2 pol. de diâmetro da espira por 1/8 pol. de diâmetro de fio X 40 cm de comprimento, de constante elástica $K = 200 \text{ N/m}$ (determinada

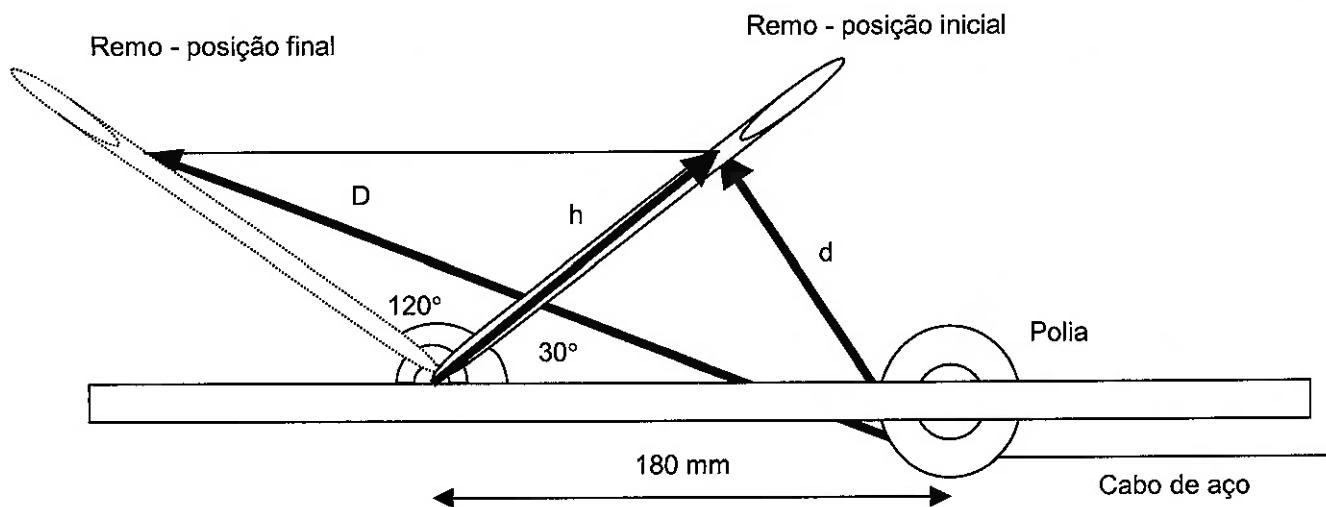
- experimentalmente), presas em uma extremidade à parte livre da corrente tracionadora, e na outra extremidade presa na guia do banco móvel, responsável por fazer o retorno das correntes tracionadoras à posição de tração, uma vez que estas trabalham em circuito aberto (fotos A-1 a A-4);
- Duas correntes Daido de rolos cilíndricos de fileira simples, de passo 12,70 mm, responsáveis por transmitir o movimento dos remos para o eixo de acionamento (fotos A-1 a A-4);
 - Duas catracas de corrente de bicicleta de 16 dentes e diâmetro primitivo de 60 mm presas nas extremidades do eixo de acionamento, responsáveis pela transmissão do movimento dos remos para o eixo de acionamento, mais uma catraca idêntica presa à roda traseira, responsável pela transmissão do movimento do eixo de acionamento a esta (fotos A-1, A-4 e G-1);
 - Três anéis elásticos de 35mm, presos em canais apropriados usinados sobre o eixo acionamento, que servem para posicionar e deter o avanço das catracas sobre este Um eixo de acionamento de aço ABNT 1040 estirado a frio, torneado, de 370 mm de comprimento, com rosca fina por todo o seu comprimento (rosca com 35 mm de diâmetro externo e passo de 24 fios por polegada, de modo a permitir a colocação das catracas), e diâmetro interno de 24 mm, com rebaixos nas extremidades de 10 mm de largura por 30 mm de diâmetro interno, para a colocação dos rolamentos de apoio (fotos A-1 e A-4);
 - Dois rolamentos radiais blindados de esferas 6210Z de largura 10mm, diâmetro externo 30mm e diâmetro interno 12mm, inseridos nas extremidades do eixo de acionamento e apoiado sobre o eixo fixo;

- Um eixo fixo, de bronze, de 375 mm de comprimento X 12 mm de diâmetro, parafusado ao chassi do veículo, que serve de apoio para os rolamentos do eixo de acionamento;
- Uma catraca de corrente de bicicleta de 20 dentes e diâmetro primitivo de 72 mm, presa na parte central do eixo de acionamento, responsável por transmitir o movimento deste para a engrenagem tracionada (fotos A-1, A-2 e A-4);
- Duas correntes Daido para bicicleta de rolos cilíndricos de fileira simples, de passo 12,7 mm, emendadas em uma única corrente, presa à catraca de 20 dentes do eixo de acionamento e à catraca da roda traseira, responsável por transmitir o movimento do eixo de acionamento para a roda traseira (fotos A-4 e G-1);
- Uma roda de bicicleta aro 14", presa ao quadro traseiro, responsável por tracionar o veículo (foto G-1).

Quanto à operação, podemos destacar que uma vantagem que o sistema de acionamento possui é que o usuário pode remar os dois remos ao mesmo tempo, ou somente um dos remos, ou um remo de cada vez, o que permitiria suplantar aclives suaves. Também é possível regular o esforço do usuário, variando-se a altura do prendedor de alumínio preso ao remo. Quanto mais próximo da articulação estiver o prendedor, menor será o esforço, porém menor também será o deslocamento do veículo a cada remada.

12.2 Análise cinemática

Dado que o remo possui regulagem, de modo que o usuário possa variar o deslocamento do veículo a cada remada, podemos fazer um esquema e algumas considerações quanto ao deslocamento do veículo. Um esquema simplificado do mecanismo do remo pode ser visto abaixo:



Supondo-se uma rotação de 120° por ciclo temos, aplicando a lei dos cossenos no triângulo de ângulo interno 30° (indicado na figura):

$$d^2 = 180^2 + h^2 - 2 \cdot 180 \cdot h \cdot \cos 30^\circ$$

$$d = \sqrt{180^2 + h^2 - 180 \cdot h \cdot \sqrt{3}}$$

Analogamente, para o triângulo cujo ângulo interno é a soma dos ângulos de 120° e 30° :

$$D^2 = 180^2 + h^2 - 2 \cdot 180 \cdot h \cdot \cos 150^\circ$$

$$D = \sqrt{180^2 + h^2 + 180 \cdot h \cdot \sqrt{3}}$$

Assim, a variação do comprimento do cabo de aço, durante uma remada, pode ser dado por:

$$\Delta d_1 = D - d$$

Como a catraca tracionadora possui 16 dentes, e cada elo de corrente possui 12,7 mm, temos que são necessários $16 \times 12,7$ mm de corrente para uma volta da catraca. Também temos que, para um deslocamento Δd_1 do cabo de aço durante uma remada, o número de voltas n_1 é de:

$$n_1 = \frac{\Delta d_1}{16 \cdot 12,75}$$

E, para um número de voltas n_1 por remada, a corrente tracionada desloca-se 20 elos (pois a catraca tracionada possui 20 dentes). Assim,

$$n_1 = \frac{\Delta d_2}{20 \cdot 12,75}$$

Logo,

$$\Delta d_2 = 1,25 \cdot \Delta d_1$$

Analogamente, para um número de voltas n_2 da roda traseira, é necessário um deslocamento de $16 \times 12,7$ mm da corrente tracionada (pois a catraca da roda traseira possui 16 dentes). Assim,

$$n_2 = \frac{\Delta d_2}{16 \cdot 12,75} \quad \text{ou} \quad n_2 = \frac{1,25 \cdot \Delta d_1}{16 \cdot 12,75}$$

Finalmente, como o diâmetro da roda traseira é de aproximadamente 400 mm, temos que sua circunferência é de:

$$\pi \cdot D = 400\pi$$

Assim, o deslocamento total do carro, por remada, pode ser dado por:

$$\Delta S = \frac{400\pi \cdot 1,25}{16 \cdot 12,75} \cdot \Delta d_1$$

Com Δd_1 dado anteriormente, em função da distância h do prendedor do cabo de aço da articulação do remo.

Para termos os deslocamentos máximo e mínimo por remada, basta substituirmos os valores máximo e mínimo de h , que são $h_{\max} = 180$ mm e $h_{\min} = 65$ mm. Fazendo-se as substituições, temos:

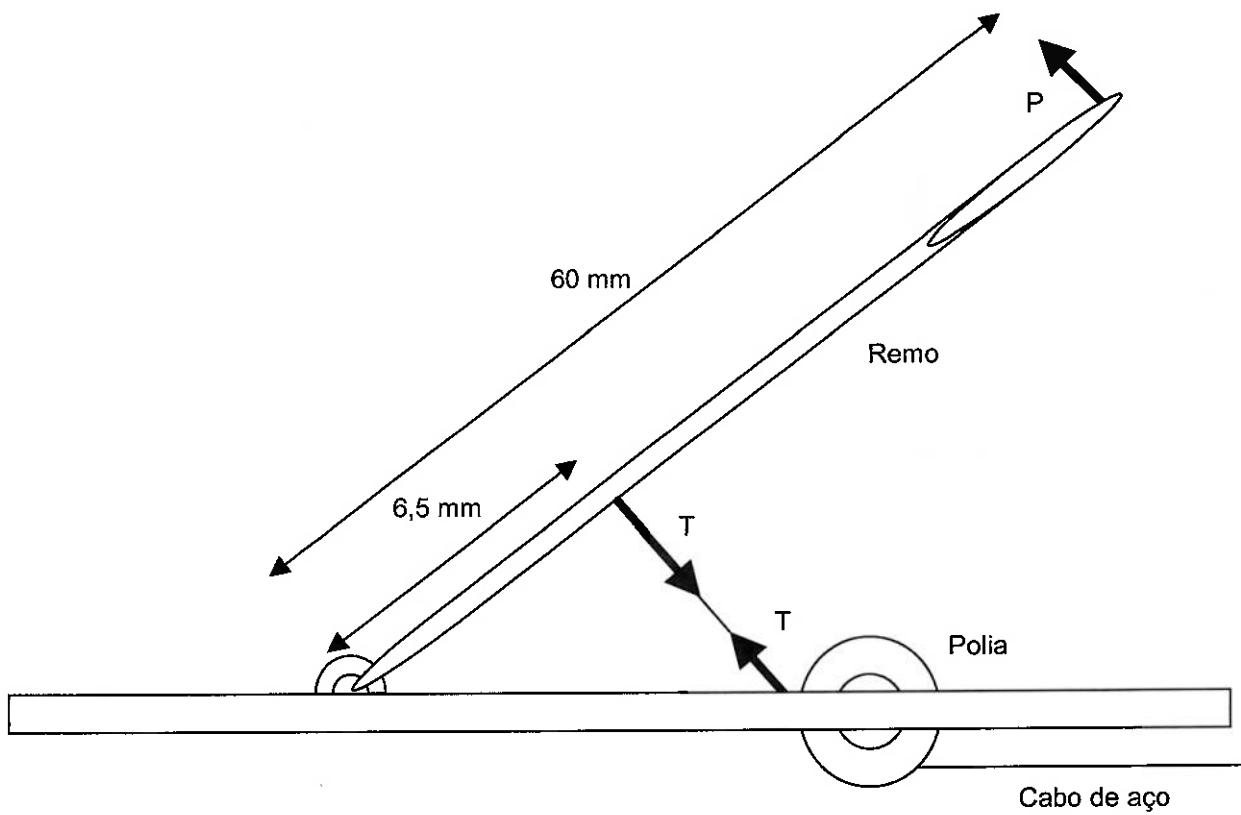
$$\Delta d_{1\max} = 254,56 \text{ mm} \rightarrow \Delta S_{\max} = 1,97 \text{ m}$$

$$\Delta d_{1\min} = 110,61 \text{ mm} \rightarrow \Delta S_{\min} = 0,855 \text{ m}$$

12.3 Esforços no eixo de açãoamento

Da análise cinemática, podemos tomar o valor da regulagem do prendedor do cabo de aço no remo, como sendo o valor que proporciona a menor velocidade e, portanto, o maior torque, já que queremos analisar os esforços máximos no eixo.

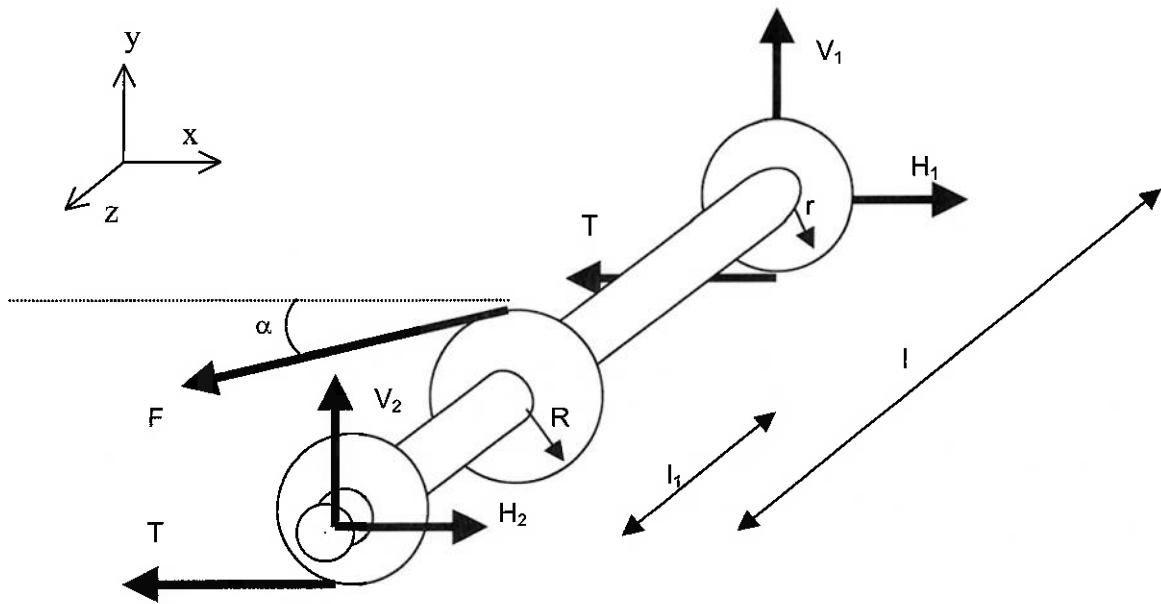
Logo, devemos considerar a posição mínima de regulagem, que é de 65 mm a partir da articulação do remo. Ainda, considerando-se que a força máxima que um usuário possa exercer nesta condição seja de 25 kgf em cada remo, podemos montar o seguinte esboço:



Fazendo-se o equilíbrio de momentos em torno da articulação, temos:

$$P \cdot 600 - T \cdot 65 = 0 \Rightarrow T = \frac{600 \cdot P}{65} \quad T = 230,8 \text{ kgf}$$

Neste caso, T é a tração no cabo de aço e na corrente tracionadora. Com o valor de T , podemos fazer uma análise dos esforços que atuam no eixo:



Os valores indicados são os seguintes:

$$r = 30\text{mm}, R = 36\text{ mm}, l_1 = 140\text{ mm}, l = 370\text{ mm} \text{ e } \alpha = 15,41^\circ$$

Podemos montar as equações de equilíbrio estático:

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow H_1 + H_2 = 2T + F \cdot \cos\alpha \quad (\text{I})$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow V_1 + V_2 = F \cdot \sin\alpha \quad (\text{II})$$

$$\sum M_z = 0 \Rightarrow F \cdot R = 2T \cdot r \quad (\text{III})$$

$$\sum M_x = 0 \Rightarrow V_1 \cdot l = F \cdot \sin\alpha \cdot l_1 \quad (\text{IV})$$

$$\sum M_y = 0 \Rightarrow F \cdot \cos\alpha \cdot l_1 + T \cdot l = H_1 \cdot l \quad (\text{V})$$

De (III), temos:

$$F = \frac{2T \cdot r}{R} \Rightarrow F = \frac{461,6 \cdot 30}{36}$$

F = 384,7 kgf

De (V):

$$H_1 = \frac{F \cdot \cos \alpha \cdot l_1 + T \cdot l}{l} \Rightarrow H_1 = \frac{384,7 \cdot 0,96 \cdot 140 + 230,8 \cdot 370}{370}$$

H₁ = 370,54 kgf

De (I):

$$H_2 = 2T + F \cdot \cos \alpha - H_1 \Rightarrow H_2 = 461,6 + 384,7 \cdot 0,96 - 370,54$$

H₂ = 460,37 kgf

De (IV):

$$V_1 = \frac{F \cdot \sin \alpha \cdot l_1}{l} \Rightarrow V_1 = \frac{384,7 \cdot 0,27 \cdot 140}{370}$$

V₁ = 39,3 kgf

E, de (II):

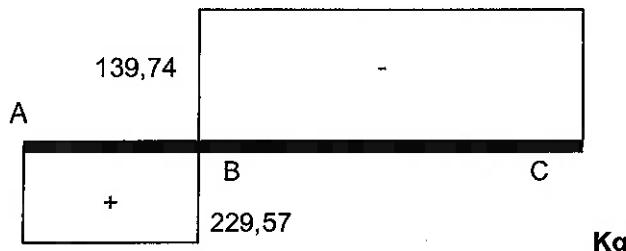
$$V_2 = F \cdot \sin \alpha - V_1 \Rightarrow V_2 = 384,7 \cdot 0,27 - 39,3$$

V₂ = 64,57 kgf

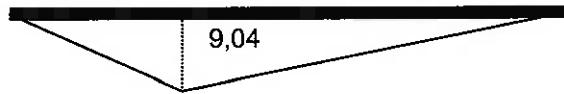
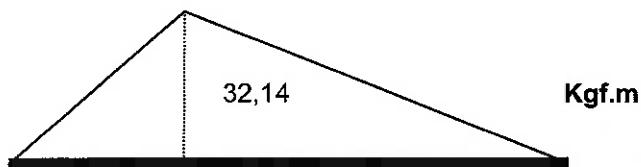
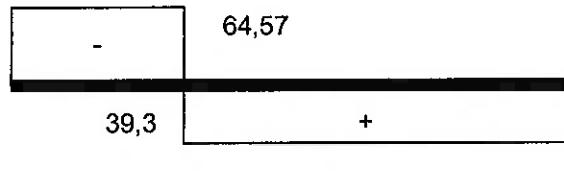
Uma vez determinados todos os esforços, traçamos os diagramas de esforços solicitantes no eixo:

Força cortante e momento fletor

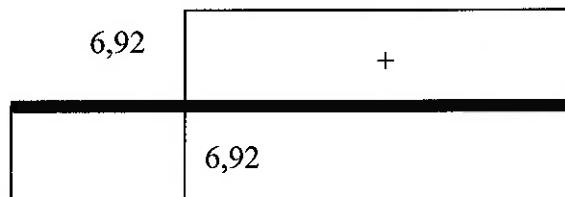
Plano z-x



Plano y-z



Momento torçor (kgf.m)



Como pode ser observado, os esforços máximos ocorrem na seção B, onde os momentos fletores são máximos. O módulo do momento torçor M_t é constante em todo o eixo. Assim:

$$M_{\max} = M_{EB} = \sqrt{M_y^2 + M_x^2} \Rightarrow M_{\max} = \sqrt{32,14^2 + 9,04^2}$$

Onde M_{EB} = momento fletor equivalente na seção B

Sabemos que a máxima tensão que atua em um eixo de seção circular é aquela situada no ponto de maior distância da linha neutra, e pode ser dada por:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_i r}{J},$$

Onde M_i é o momento ideal na seção, e pode ser dado por:

$$M_i = \sqrt{M_{\max}^2 + (\alpha \cdot M_t)^2}$$

e J é o momento de inércia da seção circular vazada, podendo ser expresso por:

$$J = \frac{\pi \cdot (d_e^4 - d_i^4)}{64}$$

sendo $d_e = 34 \text{ mm}$ o diâmetro externo e $d_i = 30 \text{ mm}$ o diâmetro interno do eixo.

Sabemos também que, para um eixo solicitado à flexão simétrica, a tensão máxima admissível pode ser dada por:

$$\bar{\sigma} = \frac{\sigma_e}{1,8 \cdot 3,8} \quad \text{Onde } \sigma_e = \text{tensão de escoamento do material}$$

Para o aço 1040 estirado a frio, $\sigma_e = 50 \text{ kgf/mm}^2$. Logo,

$$\bar{\sigma} = 7,3 \text{ Kgf/mm}^2$$

Ainda temos que α , para um eixo submetido à flexo-torção, vale

$$\alpha = \frac{\sigma_{casoflexao}}{\sigma_{casotorcao}} = \frac{\sigma_{III}}{\sigma_{II}} = \frac{1}{1,7}$$

onde σ_{III} é a tensão para o caso de flexão simétrica e σ_{II} é a tensão para o caso de torção pulsante. Realizando os cálculos, temos:

$$M_i = \sqrt{33,4^2 + \left(\frac{1}{1,7} \cdot 6,92\right)^2} \quad M_i = 33,65 \text{ kgf.m}$$

$$e \quad J = \frac{\pi \cdot (34^4 - 24^4)}{64} \quad J = 49310 \text{ mm}^4$$

Logo, para um ponto na periferia do eixo,

$$\sigma_{\max} = \frac{M_i}{J} y_{\max} \Rightarrow \sigma_{\max} = \frac{33,65 \cdot 1000}{49310} \cdot 17 \quad \sigma_{\max} = 11,6 \text{ kgf/mm}^2$$

Como $\bar{\sigma} = 7,3 \text{ kgf/mm}^2$, o eixo sofrerá escoamento sob esta condição crítica de carregamento. Para resolvemos este problema, podemos aumentar a tensão admissível, selecionando um material mais resistente. Se adotarmos um coeficiente de segurança $\eta = 3$, deveríamos selecionar um aço cujo $\sigma_e = 189,8 \text{ kgf/mm}^2$, o que não podemos obter com os aços comerciais.

Assim, outra alternativa seria aumentar o momento de inércia da seção, de modo que esta resista a esforços maiores. Logo, considerando o mesmo material e $\eta = 3$, teríamos:

$$\sigma_{\max} = \frac{\bar{\sigma}}{\eta} \Rightarrow \sigma_{\max} = \frac{7,3}{3} \Rightarrow \sigma_{\max} = 2,44 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_i}{J_{\min}} \cdot y_{\max} \Rightarrow J_{\min} = \frac{M_i}{\sigma_{\max}} \cdot y_{\max} \quad e \quad J_{\min} = \frac{\pi \cdot (34^4 - d_{\max}^4)}{64}$$

Ao calcularmos J_{\min} , verificamos que não há nenhum diâmetro interno d_{\min} real que resolva a equação.

Logo, a única solução que nos resta é reduzir os esforços em uma proporção de $11,6/2,44 = 4,75$ vezes, o que nos permitiria um coeficiente de segurança $\eta = 3$.

Para tanto, sabemos que, como todos os esforços variam linearmente com a tração aplicada no cabo de aço, assim também variam as tensões calculadas. Logo, a fim de reduzir os esforços, a distância mínima entre o prendedor do cabo de aço e a articulação do remo deve ser de $65\text{ mm} \times 4,75 = 31,25\text{ mm}$.

Apesar dos cálculos mostrarem que a disposição atual dos elementos constituintes do sistema de acionamento não ser a mais adequada, são relevantes as seguintes considerações:

- a) O pressuposto de que o usuário poderia exercer 25 kgf por remo foi extremamente exagerado, uma vez que essa condição só se aplicaria caso o usuário estivesse forçando o aparato contra um obstáculo, de modo que a roda traseira permanecesse parada e o usuário tentasse suplantar o obstáculo; como pressuposto, o veículo é destinado a terrenos planos ou de aclives muito leves, não sendo voltado a sofrer impedimentos ao seu movimento, tais como pedras, calçadas etc.;
- b) A alavanca proporcionada pelo remo, na condição de maior torque, proporciona uma amplificação de quase 10 vezes a força exercida pelo usuário; assim, na condição de movimento, uma pequena força na extremidade do remo já seria necessária para a movimentação do conjunto
- c) Se, com o decorrer dos testes do veículo, notar-se demanda de esforços que possam levar às condições de esforços previamente determinadas, bastaria alterar a relação de amplificação de esforços, conforme já foi descrito; isto seria extremamente simples de executar, uma vez que seria necessário somente alterar o curso do prendedor do cabo de aço sobre o remo;

- d) Ainda, como medida adicional, poderia ser fabricado um eixo com um material mais resistente e/ou com momento de inércia maior (por exemplo, um eixo maciço), ou ainda poderia ser instalado um mancal intermediário no eixo, de modo a reduzir seu momento fletor.

Deve-se notar que, em testes preliminares, sob condições normais de operação, o eixo funcionou a contento; Porém, um período de testes mais longo se mostraria adequado à obtenção de dados mais apurados.

12.4 Esforços na corrente

A corrente utilizada foi uma corrente de bicicleta DID 45, de carga de ruptura 830 kgf, conforme catálogo. Este valor está perfeitamente satisfatório, visto que os esforços de tração não superam 230,8 kgf nas correntes tracionadoras e 384,7 kgf na corrente tracionada , que foi a condição crítica calculada anteriormente.

12.5 Esforços no cabo de aço

O cabo de aço possui área de aproximadamente 10 mm^2 (cabo de 1/8 pol.), sendo que sua tensão de ruptura é de 450 Mpa, ou 45 kgf/mm^2 , o que possibilita que suporte força de 450 kgf. Este valor também está acima de seus esforços máximos, que também não superam 230,8 kgf.

13 Sistema de Freios

O sistema de freio utilizado foi o sistema *V-Break*, largamente aplicado em bicicletas convencionais.

Este sistema é composto de alavancas, que giram sobre mancais presos aos garfos. Em uma das extremidades das alavancas encontram-se as sapatas de borracha, responsáveis por frear as rodas, através do atrito com o aro destas, e na outra extremidade está um cabo de aço, cuja tração provoca a rotação das alavancas e, consequentemente, o aperto de suas sapatas contra o aro da roda. Assim que cessada a tração no cabo de aço, uma mola presa à alavanca garante o retorno desta à posição de operação livre.

Na outra extremidade do cabo de aço encontra-se o manete do freio, preso ao remo. Quando o usuário pressiona o manete do freio, o cabo de aço é tracionado.

Uma vantagem deste sistema de freios para bicicleta sobre o sistema de ferraduras é que, para um leve aperto do manete, consegue-se uma boa freada; além disso, a mola de retorno da alavanca de frenagem possui três posições de regulagem e as sapatas possuem regulagens individuais de distância ao aro da roda, possibilitando, desta maneira, uma frenagem equilibrada nas duas faces do aro.

14 Considerações

14.1 Sobre as soldagens a arco elétrico

Todas as soldagens executadas foram feitas a arco elétrico. Sobre elas, é pertinente comentar os seguintes pontos:

- a) Na soldagem do suporte do quadro dianteiro ao chassi e do suporte da roda guia do banco móvel, um cuidado especial teve de ser tomado, pois, como os cordões de solda foram extensos, se a soldagem fosse feita somente de um lado das chapas para depois soldar o lado oposto, poderia haver um empenamento da estrutura, devido à dilatação térmica provocada pelas altas temperaturas. Assim, pequenos pontos ao longo da estrutura eram soldados, alternando-se os lados das chapas, para somente aí, com a estrutura já firme na posição, executarem-se os cordões de solda;
- b) Na soldagem das guias do banco móvel, houve critérios diferentes para o posicionamento das soldas das guias das rodas de apoio e da guia da roda de *Nylon*. No caso daquelas, somente foram soldadas as faces externas das guias em suas bases, pois as faces internas servem de apoio para as rodas, e não devem conter imperfeições em sua superfície; já no caso da guia da roda de *Nylon*, a soldagem foi feita dos dois lados da guia, pois a roda de *Nylon* não alcança a parte inferior da guia, tampouco desliza lateralmente (já que é função desta impedir o movimento lateral).

14.2 Sobre os elementos aparafusados

No caso dos elementos aparafusados, procurou-se sempre prender as porcas através de arruelas de pressão, e as cabeças dos parafusos foram deixadas do lado externo do veículo, de modo a minimizar as arestas e aumentar a segurança do uso e transporte.

Procurou-se, também, para fins de facilidade de montagem, utilizar somente parafusos de 6 mm ou 8 mm, de cabeças hexagonais. Assim, as chaves utilizadas seriam sempre as mesmas. As únicas exceções são dos componentes já fabricados por terceiros, como os cubos das rodas e os parafusos do sistema de freio.

14.3 Sobre o sistema de direção

Quanto ao sistema de direção, podemos destacar os seguintes pontos:

- a) O suporte dos pedais foi dimensionado de modo que, na rotação máxima da trave de direção, servisse de batente entre esta e a mesa do chassi (conforme mostrado nas fotos D-3 e D-4), de modo a não danificar a trave de direção, já que esta é construída de uma chapa fina; porém, esta montagem acabou por aumentar excessivamente o raio mínimo de curvatura do veículo, que passou de 3,8 m para 4,5 m, quando o desejado seria 4 m;
- b) As amarras dos pedais não se mostraram eficientes, permitindo ligeiras escapadas do pé do usuário. Amarras maiores e mais resistentes se adaptariam melhor;

14.4 Sobre o sistema de acionamento

A montagem com cabos de aço cumpriu seu papel. Porém, sua fixação exige presilhas, e algumas vezes o cabo de aço raspa no chassi (fotos A-1 e A-2). Talvez fosse o caso de substituí-los por cordões de *Nylon* ou outro tecido de resistência similar, pois estes materiais apresentam atrito muito baixo com o aço pintado do chassi.

Uma outra aplicação dos cordões de *Nylon* seria servir de intermediário entre a corrente tracionadora e a mola, de modo que esta se situasse em uma posição mais conveniente, pois no local onde se encontra mostra-se ruidosa durante a operação (foto A-3).

Uma última observação sobre o acionamento seria a introdução de um esticador de corrente na metade do curso de retorno da corrente tracionada, devido ao grande vão livre que esta apresenta (conforme podemos notar na foto G-1).

14.5 Sobre o banco móvel

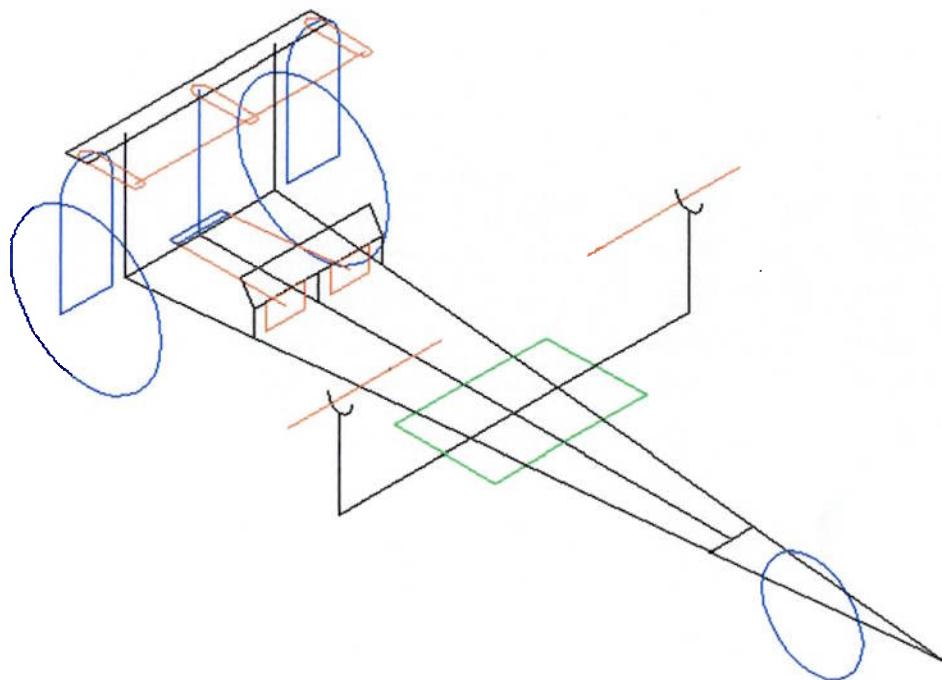
O ponto crítico da operação foi o deslizamento do banco móvel. Inicialmente, construídas a partir de cantoneiras mais finas e multifuradas (para diminuir o peso), as guias das rodas de apoio se mostraram muito ruins durante a operação, pois as rodas prendiam em seus furos e a guia se deformava com facilidade.

Decidiu-se, então, substituir as guias por guias lisas e mais espessas, e adicionar uma roda guia de *Nylon* ao banco móvel. Ainda assim, sua operação encontra-se muito aquém do desejado pois, durante a operação, algumas vezes o banco desalinhhou-se com as guias, o que obriga a uma parada do veículo e realinhamento do banco.

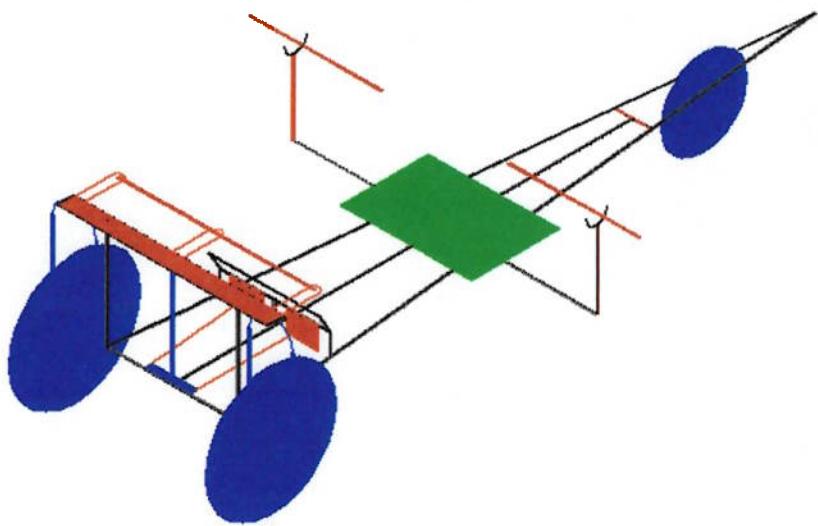
Uma provável solução seria adicionar uma quarta guia, que passasse por cima da roda de *Nylon*, o que impediria qualquer movimento vertical e/ou transversal do banco. Ainda poderíamos substituir as rodas do carro por rodas de skate ou Patins, pois estas possuem rolamentos e são mais rígidas quanto ao movimento axial que as rodas Schioppa.

15 Modelagem Tridimensional

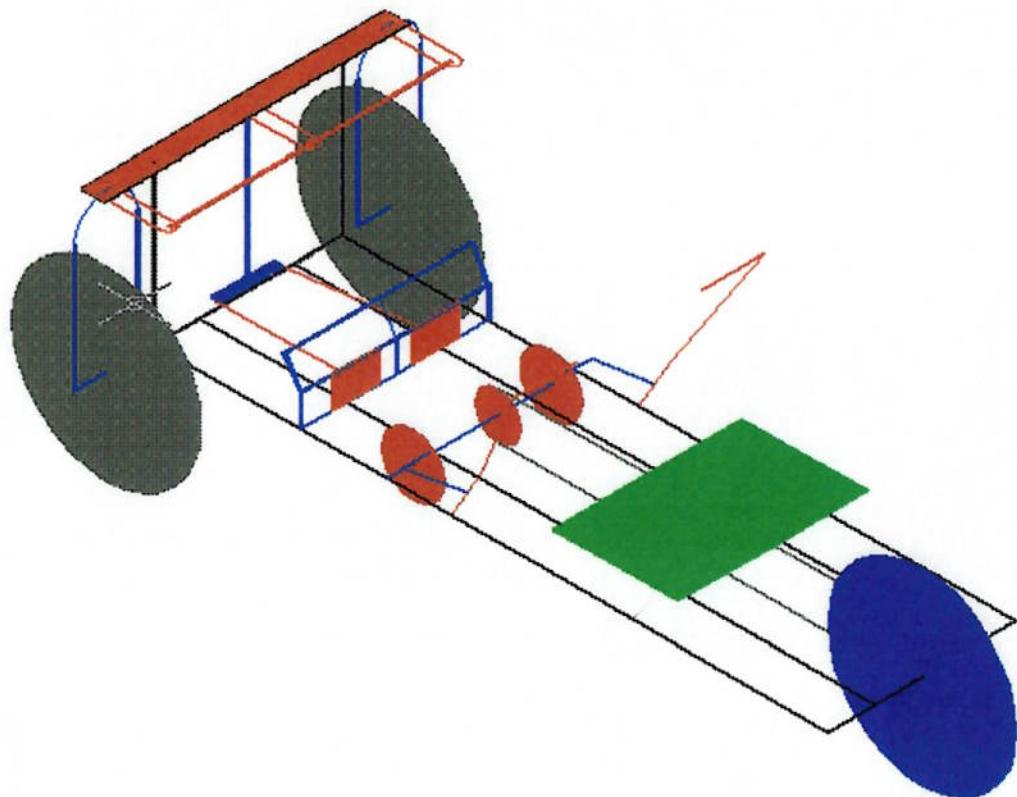
15.1 Linhas construtivas – Desenho preliminar



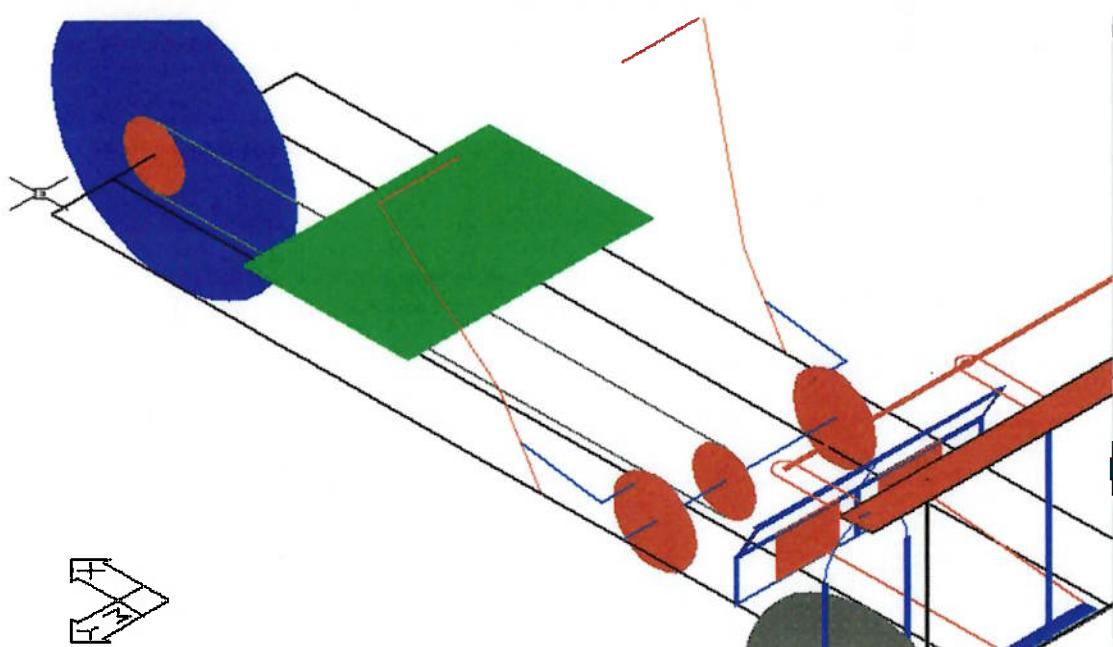
15.2 Vista isométrica 1 – Desenho preliminar



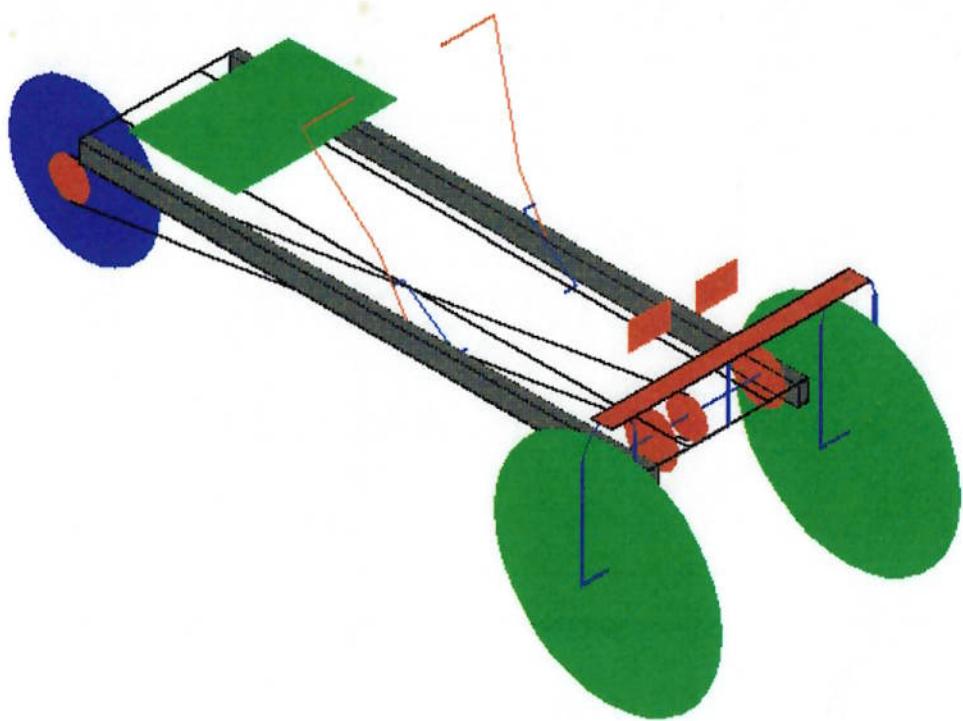
15.3 Vista isométrica da segunda solução



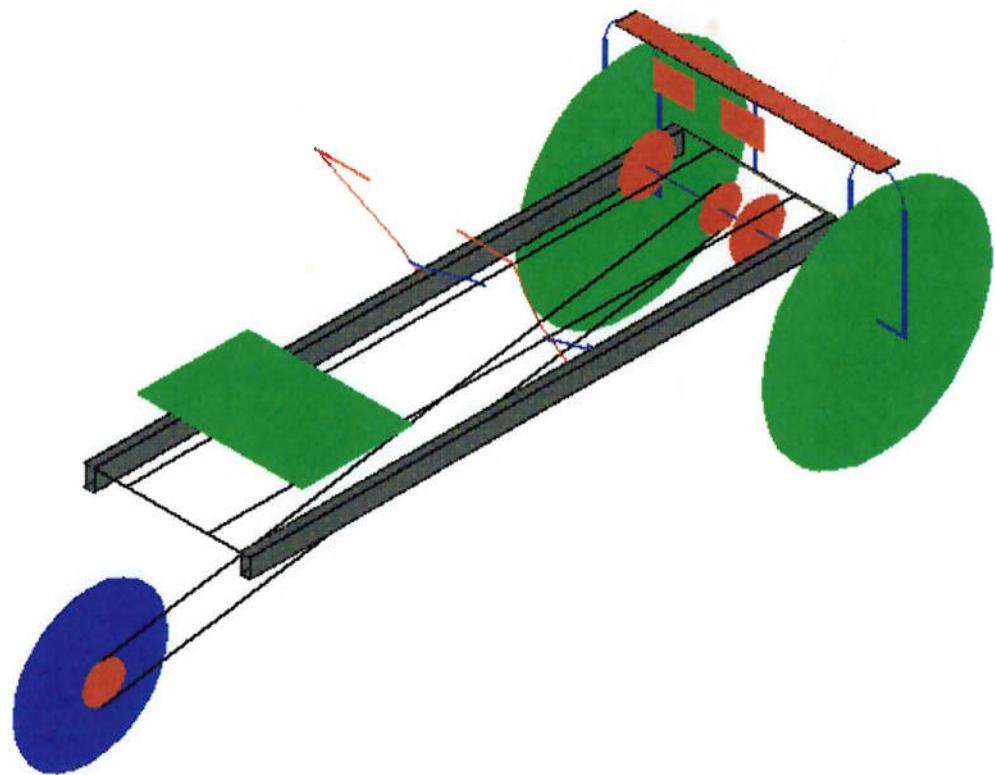
15.4 Ampliação do acionamento da segunda solução



15.5 Vista isométrica 1 da solução final



15.6 Vista isométrica 2 da solução final



16 Anexos

16.1 Chassi – *fotografia C-1*



16.2 Chassi – *fotografia C-2*



16.3 Quadro dianteiro – fotografia D-1



16.4 Quadro dianteiro – fotografia D-2



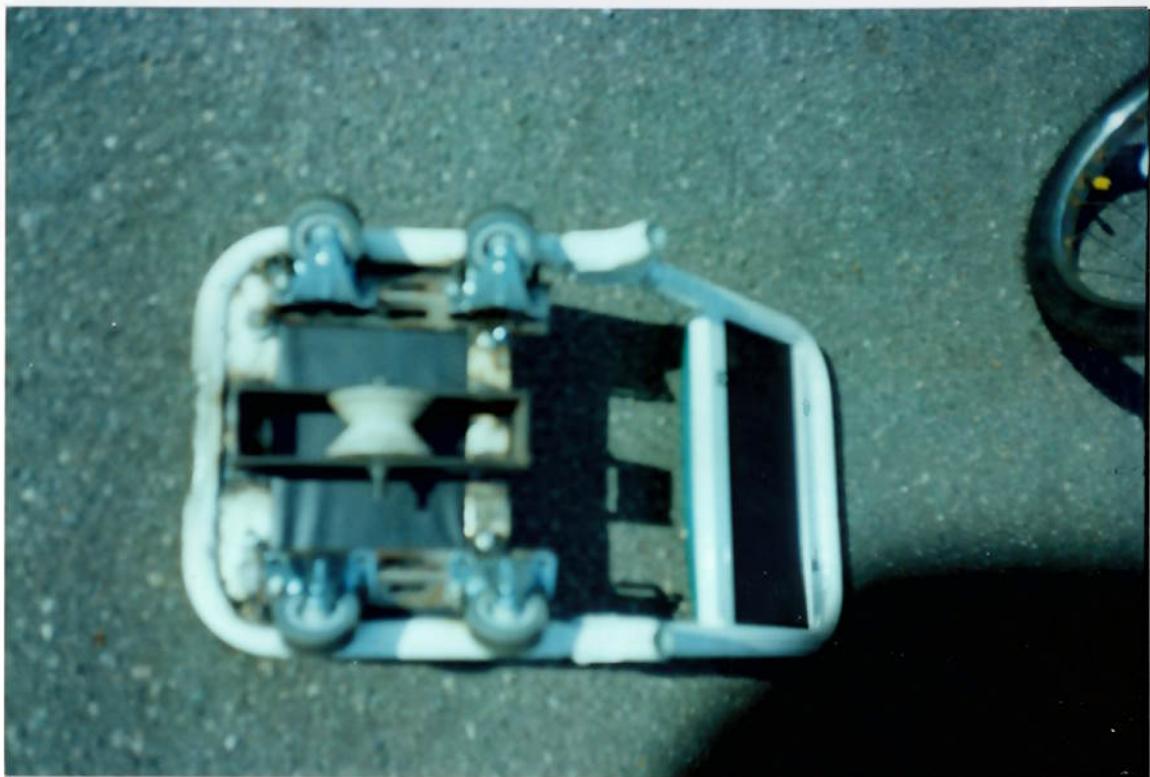
16.5 Quadro dianteiro – fotografia D-3



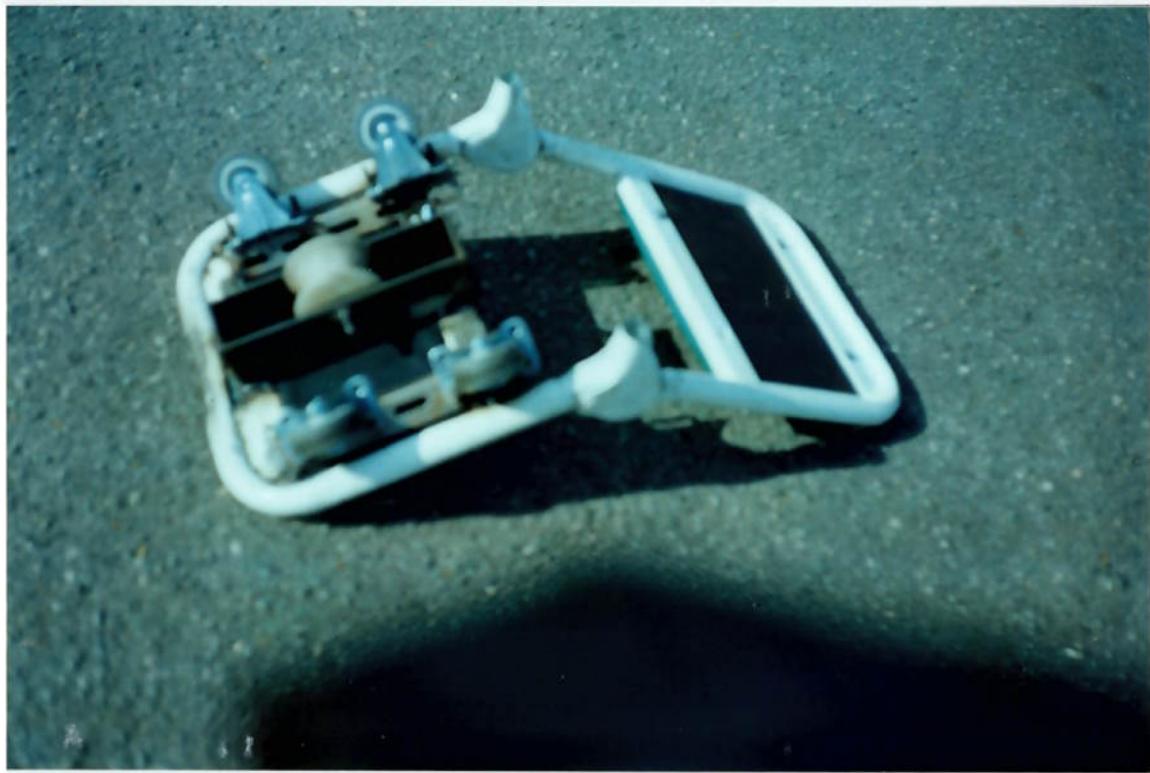
16.6 Quadro dianteiro – fotografia D-4



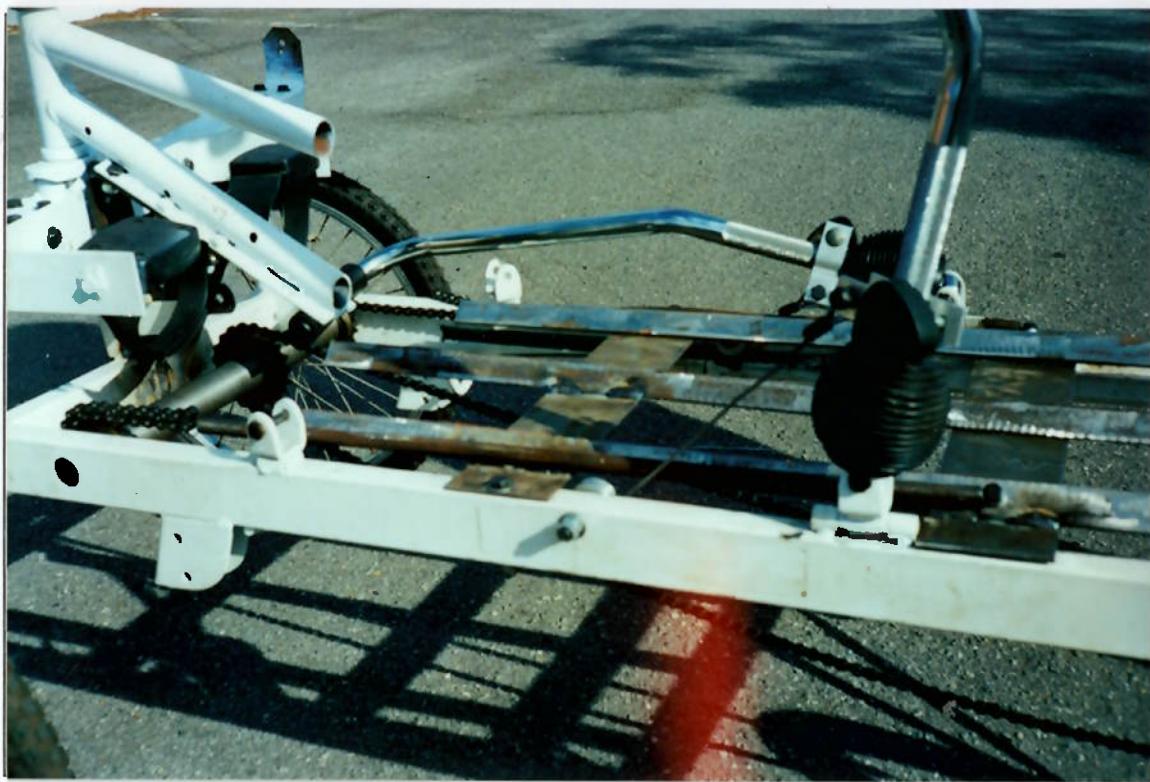
16.7 Banco móvel – fotografia B-1



16.8 Banco móvel – fotografia B-2



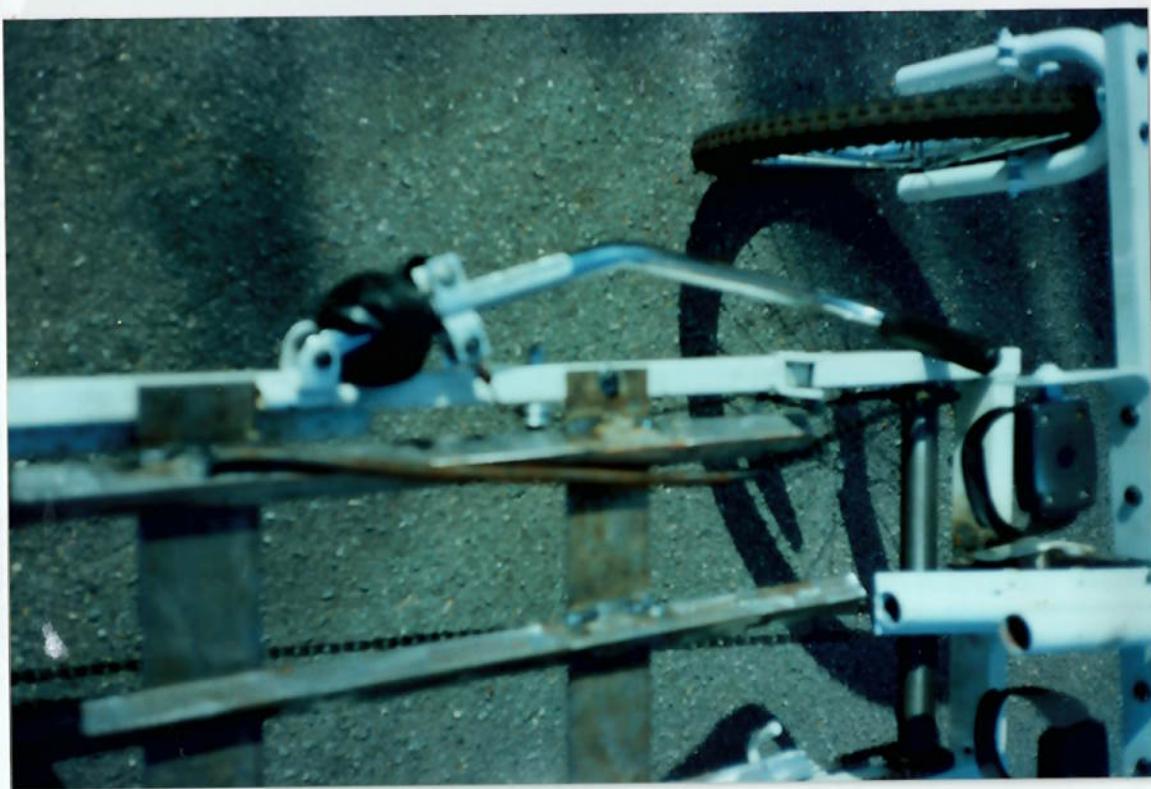
16.9 Sistema de acionamento – fotografia A-1



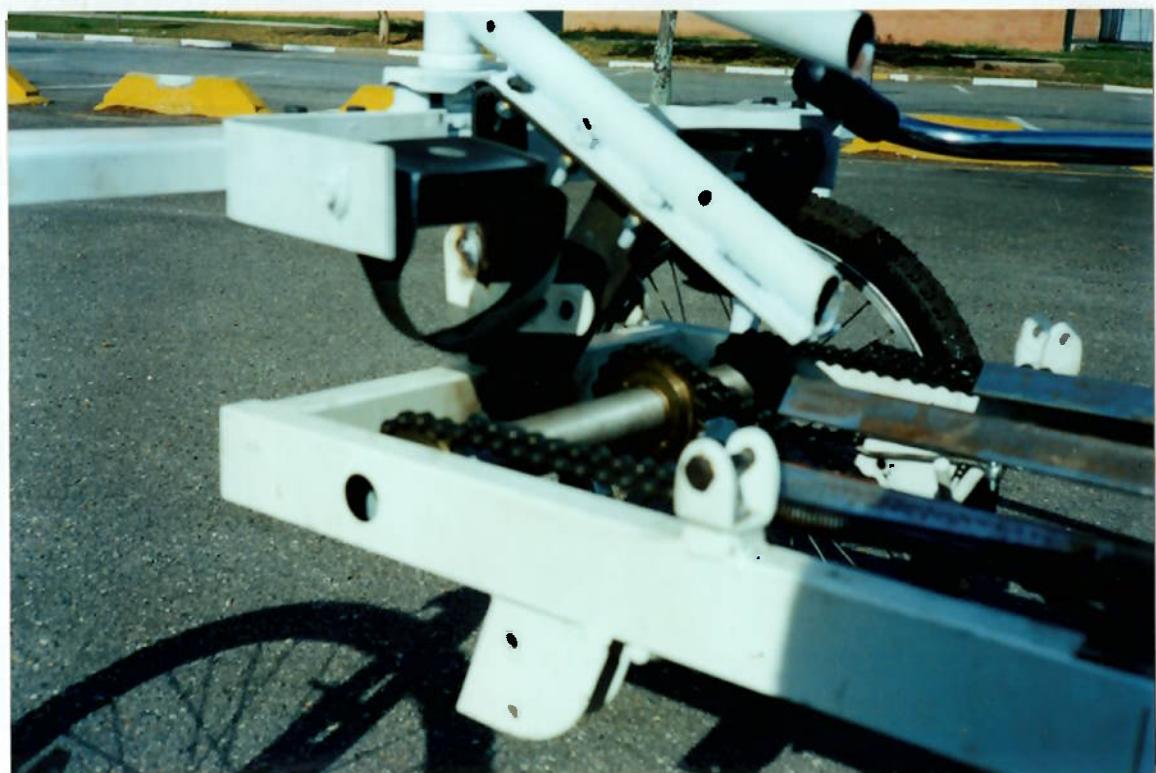
16.10 Sistema de acionamento – fotografia A-2



16.11 Sistema de acionamento – fotografia A-3



16.12 Sistema de acionamento – fotografia A-4



17 Bibliografia

Apostila do Curso de Metodologia de Projeto, EPUSP, 1999

Arquivos, Site Oficial Confederação Brasileira de Remo, 2000

Boris Zampese, *Dimensionamento*, Editora do Grêmio Politécnico, 1986

J. E. Shigley, *Mechanical Engineering Design*, McGraw-Hill, 1986

Catálogo de Correntes Daido, Daido Corporation do Brasil

16.13 Vista geral – fotografia G-1

