

2301228

9,0 (nota)
Madureira
17-12-84

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROJETO MECÂNICO

PROJETO DE OTIMIZAÇÃO DE VEÍCULO DE PROPULSÃO HUMANA

Autor: LUIZ ROBERTO MOLLEDO SECCO
Orientador: OMAR MOORE DE MADUREIRA

1.984

AGRADECIMENTOS:

Ao Profº OMAR MOORE DE MADUREIRA,
pela inestimável ajuda e impres-
cindível orientação para realiza-
ção deste trabalho.

S U M Á R I O

Este trabalho atende às disciplinas " Projeto Mecânico I e II " e foi elaborado com o acompanhamento do Professor Omar Moore de Madureira.

O objetivo do trabalho em particular é propor um aperfeiçoamento de veículos leves de propulsão humana para melhor atender às necessidades estabelecidas no uso urbano.

Divide-se em duas partes.

A primeira, denominada " Estudo de Viabilidade do Projeto ", estabelece a necessidade de realização do trabalho, propõe as especificações técnicas e as soluções, e analisa a viabilidade de sua realização, tanto em termos físicos como econômicos.

Na segunda parte, o " Projeto Básico ", é escolhida a melhor solução e procura-se estabelecer relações entre variáveis de entrada e saída, buscando a melhor combinação dos parâmetros de projeto.

Devido não somente ao amplo campo de aplicações dos veículos, mas também, à interdependência do trabalho com a Medicina, principalmente a " Fisiologia do Exercício ", estabelece-se uma necessidade de pesquisas paralelas que, aqui, apenas se iniciam, deixando as portas abertas para um desenvolvimento mais profundo e a realização de testes complementares.

Í N D I C E

	PÁGINA
<u>AGRADECIMENTOS</u>	II
<u>SUMÁRIO</u>	III
<u>ÍNDICE</u>	IV
<u>SIMBOLOGIA</u>	VII
<u>PARTE I</u>	
<u>ESTUDO DA VIABILIDADE DO PROJETO</u>	1
1.- Estabilidade da Necessidade	1
2.- Especificação Técnica	3
a) construtivos	3
b) operacionais	6
c) funcionais	6
3.- Síntese de Soluções	8
a) solução 1	9
b) solução 2	11
c) solução 3	14
d) solução 4	16
4.- Exequibilidade Física	18
a) sob o ponto de vista da fabricação	18
b) portabilidade	18
c) desempenho em aclives	20
d) desempenho em curvas	21
5.- Valor Econômico	21
a) consumidor	22
b) fabricante	25
6.- Viabilidade Financeira	26

PARTE II

<u>PROJETO BÁSICO</u>	31
1.- Escolha da Melhor Solução	31
2.- Construção de Modelos Matemáticos	34
a) análise de resistência	34
b) análise das forças	38
c) comportamento em curvas	40
d) condições de frenagem	41
e) determinação do peso do veículo	42
3.- Análise de Sensibilidade	43
a) esforço sobre o pedal	43
b) espaço de frenagem	46
4.- Análise de Compatibilidade	47
a) giro dos pedais	47
b) giro do garfo	47
c) dimensões das rodas	48
d) giro da dobradiça dos pedais	48
5.- Análise de Estabilidade	48
a) aceleração	48
b) frenagem	49
c) estabilidade em curvas	50
6.- Otimização	51
a) estrutura	51
b) coeficiente de arrasto	57
c) atrito de rolamento	57
d) relação de transmissão	58
e) escolha das peças	61
f) eficiência de frenagem	63
g) resultados finais da otimização	64
7.- Previsão Para o Futuro	65
8.- Previsão do Tempo de Funcionamento	66

9.- Programa de Ensaaios e Testes dos Protótipos	68
a) quadro-garfo	68
b) assento	69
c) desmontagem/montagem	69
d) conforto	69
e) efeitos de curvas em três rodas	69
f) desempenho	70
g) simulação do transporte	70
h) melhoramentos	70
10.- Simplificação	71
<u>BIBLIOGRAFIA</u>	72
<u>ANEXOS</u>	73
Anexo I	
<u>RESISTÊNCIA AO MOVIMENTO E ESFORÇO DO CICLISTA</u>	74
Anexo II	
<u>CAPACIDADE DO SISTEMA MUSCULAR EM EXERCÍCIO</u>	82
Anexo III	
<u>CAPACIDADE MÁXIMA DE ESFORÇO</u>	86
Anexo IV	
<u>EQUILÍBRIO DE UM VEÍCULO</u>	91
Anexo V	
<u>DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS DA ANÁLISE DE</u> <u>COMPATIBILIDADE</u>	96
<u>DESENHO DE CONJUNTO</u>	102

S I M B O L O G I A

- a - aceleração do conjunto condutor-bicicleta;
- b - comprimento da pedivela (haste que liga o movimento central ao pedal);
- \bar{b} - deceleração do conjunto condutor-bicicleta;
- C - esforço lateral entre o solo e as rodas;
- c - relação de transmissão, relação entre o número de dentes do volante e da catraca;
- Ca - coeficiente de arrasto aerodinâmico;
- f - coeficiente de atrito de rolamento;
- g - aceleração da gravidade ($9,81 \text{ m/s}^2$);
- G - tangente do ângulo de aclave;
- H - altura do centro de gravidade do conjunto veículo-condutor em relação ao solo;
- I - momento de inércia das massas girantes;
- $K = \frac{Lr}{L}$ - relação entre a distância de uma linha vertical passando pelo Centro de Gravidade ao contato da roda traseira com o solo, e a distância entre os pontos de contato das rodas com o chão;

- L - distância entre os pontos de contato das rodas traseira e dianteiras;
- L_r - distância entre uma vertical pelo C.G. e o ponto de contato das roda traseira com o solo;
- L_f = L-L_r - Distância entre a vertical pelo C.G. e o ponto de contato das rodas dianterias com o chão;
- m - massa da bicicleta;
- m' - massa efetiva da bicicleta;
- m_e - massa equivalente da bicicleta;
- m_{cicl} - massa do condutor
- \bar{m} - massa do conjunto condutor+bicicleta;
- \bar{m}' - massa efetiva do conjunto condutor+bicicleta;
- n - velocidade angular de rotação dos pedais;
- R - raio da roda traseira;
- r_d - raio da roda dianteira;
- R_a - resistência aerodinâmica;
- R_r - resistência de rolamento;
- R_g - resistência de aclives;
- R_i - resistência da inércia;
- R_c - raio de curva;
- R_{tot} - resistência total ao movimento;
- S - espaço de frenagem;
- S_b - esforço médio sobre o pedal;
- S_{b'} - esforço máximo sobre o pedal;
- v - velocidade do veículo;
- v_r - velocidade do veículo em relação ao ar;

- w - velocidade angular de um elemento rotativo;
- W - peso total do conjunto veículo-condutor;
- W_{dr} - peso dinâmico aplicado no eixo traseiro;
- W_{df} - peso dinâmico aplicado no eixo dianteiro;

- γ - coeficiente que leva em conta as massas rotativas do veículo;

- η - rendimento da transmissão;

- θ - ângulo de aclave;
- θ' - ângulo de giro das rodas;

- μ - coeficiente de aderência pneu-solo.

PARTE I :

ESTUDO DA VIABILIDADE DO PROJETO

1.- ESTABELECIMENTO DA NECESSIDADE

A necessidade da otimização de veículos se faz clara diante da crise atual.

Devido aos crescentes preços dos combustíveis, das cada vez mais graves condições de tráfego urbano, da poluição, das dificuldades financeiras que a todos afligem e da progressiva sedentarização do Homem, torna-se necessária a criação de um novo meio de transporte ou, como é o caso, da otimização de um já existente.

A otimização de uma bicicleta para uso urbano permite boas condições de locomoção para pequenas distâncias reduzindo não somente gastos, mas também os problemas de tráfego graças ao seu tamanho reduzido, a poluição ambiental causada pelos veículos com motores de combustão interna, e ainda a muitos problemas de saúde pelo seu reconhecido valor como exercício, eliminando o acúmulo de gorduras e fortalecendo o sistema cardiovascular tão debilitado no Homem atual.

Esse papel pode ser cumprido, de certa maneira, pelas bicicletas convencionais, mas a otimização do veículo acentuaria significativamente as vantagens de sua utilização.

Através de dados fornecidos pela Companhia do Metropolitano de São Paulo podemos avaliar o campo de aplicação do veículo otimizado.

Diariamente, só na região metropolitana de São Paulo, realizam-se cerca de vinte milhões de viagens das quais doze milhões e meio em transportes coletivos.

A quase totalidade das viagens restantes (cerca de seis milhões) são realizadas por automóveis particulares com boa parte para pequenas e médias distâncias. Esse papel poderia ser desempenhado pela bicicleta otimizada proporcionando ao proprietário de automóvel uma economia de, em média, cem litros de gasolina por mês.

Das viagens em transportes coletivos, temos cerca de dez milhões feitas em ônibus (que também podem, em parte, ser substituídas pela bicicleta) e mais de um milhão e trezentas mil realizadas pelo Metrô. Aqui encontramos outro grande mercado potencial pois o passageiro padrão do Metrô é jovem, do sexo masculino e de classe média, ou seja, reúne ótimas características para ser usuário da bicicleta otimizada.

O Metrô é uma forma de transporte que reúne excelentes condições de segurança, conforto, rapidez e ausência de poluição. Os sistemas de transportes integrados ao Metrô estão evoluindo muito, e, atualmente, mais de cinquenta por cento da demanda é originada pela integração Metrô-ônibus, dos quais trinta por cento correspondem ao demorado sistema ônibus-metrô-ônibus.

Neste caso, pode-se substituir o ônibus pela bicicleta com as vantagens já assinaladas e, muitas vezes, com até mais rapidez por não haver paradas frequentes ou a obrigatoriedade de se seguir um complexo itinerário (a velocidade média de um ônibus em tráfego urbano é cerca de 18 km/h). Há também a possibilidade de se deixar a bicicleta nos estacionamentos especiais usados para a integração metrô-automóvel. Nestes estacionamentos, bicicletas e motocicletas não pagam taxa de permanência e, só nas estações Tatuapé e Belém, utilizam-se diariamente

da integração Metrô-automóvel cerca de três mil veículos, pagando um mil e quinhentos cruzeiros por dia (trinta a quarenta mil cruzeiros por mês).

As cidades do Interior são ótimos mercados potenciais para o produto pois há muitas pessoas que se locomovem diarimanete para cidades próximas, da casa para o trabalho e vice-versa. Além disso, em grande parte dessas cidades, o terreno não é acidentado facilitando o uso de veículos de população humana.

Como se vê, o campo de utilização do veículo otimizado é bastante amplo, isso sem levar em consideração a parte de lazer que pode ser grandemente explorada em termos de propaganda, devido ao impacto de um veículo inovador.

2.- ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA

Para satisfazer a necessidade anteriormente estabelecida, o veículo deverá atender os seguintes requisitos:

a) Construtivos

- Dimensões e peso reduzidos, assim estabelecidos:

O comprimento pode ser limitado ao de uma bicicleta convencional com câmbio e aro 27 polegadas; a largura deve permitir que se passe por uma porta comum sem ser necessária a desmontagem e a altura deve proporcionar fácil acesso a qualquer parte do veículo. Essas considerações são feitas para

que ao chegar com o veículo em casa, o usuário não precise desmontá-lo para guardar em um pequeno quarto ou garagem, e para que o veículo tenha boa mobilidade no trânsito.

O peso será limitado observando-se o aspecto portabilidade.

Assim: comprimento - 1,70 m
largura - 0,80 m
altura - 1,30 m

- Portabilidade

Aqui nos deparamos com um problema que exige essencialmente bom senso.

Primeiro, devemos definir portabilidade. Estabelecemos que o nosso veículo tem que possuir algumas características para satisfazer às condições de portabilidade. Limitaremos o esforço para transportar o veículo, as dimensões na forma portátil e procuraremos a melhor maneira possível de transporte.

Dimensões: Área da base - 0,30 m²
(comprimento×largura)
Altura - 0,90 m
Esforço - 15 kgf

A figura 1.1, representa um esquema comparando uma pessoa de estatura mediana (1,70m) e o pacote com as dimensões máximas.

Precisamos, também, estabelecer tempos razoáveis para a transição do veículo da forma portátil para a forma operacional e vice-versa.

Essas operações deverão ser realizadas por uma pessoa normal, sem habilidades particulares, mas ciente das instruções operacionais com o uso de não mais que uma ferramenta de bolso nos seguintes tempos:

Desmontagem (operacional-portátil) : 120 s
Montagem (portátil-operacional) : 150 s

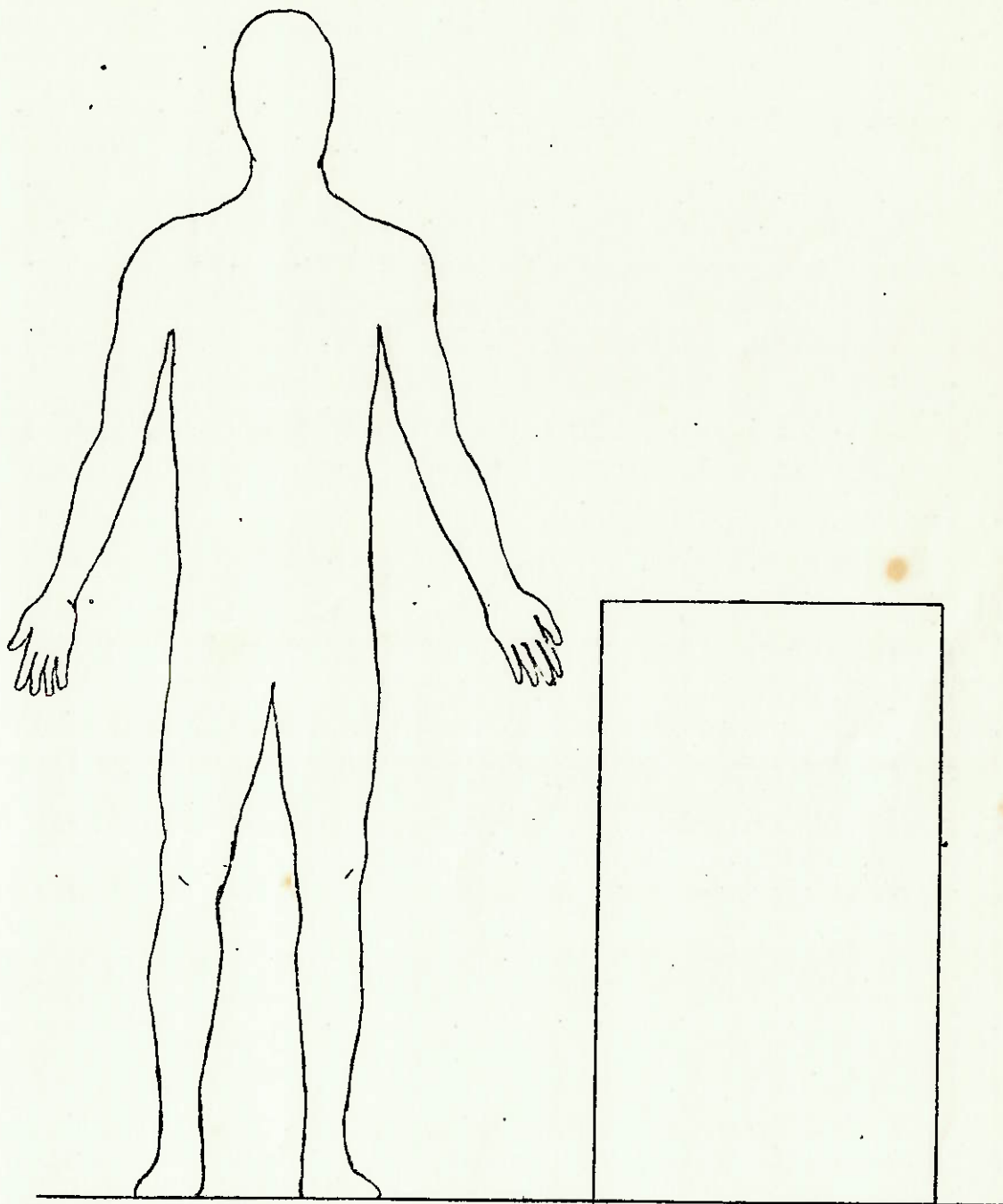


Figura 1.1.

b) Operacionais

- fácil manutenção
- desmontagem fácil e simplicidade

c) Funcionais

- propulsão humana
- beleza
- durabilidade elevada (comparável à bicicleta convencional de boa qualidade). Principalmente com o uso de para fusos e porcas duráveis.

- segurança para o usuário
 - . passiva - conforme a posição do ciclista , devemos ter proteção suficiente contra os mais frequentes tipos de impacto. Assim, devemos ter particular atenção com impactos frontais e por trás.

- . ativa - o uso de uma terceira roda aumenta a segurança pois elimina o risco de queda por perda de equilíbrio. Por outro lado, com duas rodas se tem maior rapidez das reações do veículo e maior mobilidade do ciclista. A escolha do uso de duas ou três rodas basear-se-á principalmente na posição do ciclista e no formato geral do veículo.

Quanto ao sistema de freios, este deve possuir uma eficiência tal que proporcione o nível desejado de segurança. Para isso, estabelecemos que o sistema de freios deve ser capaz de imobilizar o veículo à velocidade de 40 km/h com uma pessoa de 70 kg., na distância de 15 m que é o desempenho que constatamos em testes para freios de bicicleta de ótima qualidade na concepção convencional (sapatas de borracha pressionando o aro). Estes freios equipam inclusive as bicicletas de competição.

- maior conforto para o usuário. Um dos aspectos que mais inibe a utilização das bicicletas convencionais é o posicionamento incômodo.

A posição normal do ciclista é bastante desconfortável e os maiores problemas de conforto de uma bicicle

ta estão na pequena área de apoio para o ciclista sentar e na inclinação do corpo para a frente cansando os braços, os ombros e o pescoço.

Uma posição mais inclinada para a frente exige outra forma de apoio do corpo. Assim, o ciclista apoiaria seu peso sobre o tórax, o abdômen e os quadris, tornando-se a posição incômoda por forçar a contração da musculatura abdominal, prejudicar a respiração e comprometer a liberdade de movimentos.

A posição em uma bicicleta de passeio, já mostra uma certa melhora por manter o tronco mais elevado. Entretanto, sabemos, com base em informações médicas, que é necessário um selim macio para que os choques não se transmitam diretamente para a coluna vertebral e para os órgãos do abdômen. Felizmente, esses problemas são atenuados pelo fato de o ciclista, devido ao esforço, manter a musculatura abdominal e lombar com um certo nível de contração.

Inclinando o tronco ainda mais para trás e oferecendo apoio para as costas chegamos à posição de máximo conforto pois o tronco e os ombros ficam relaxados e o corpo tem uma grande área de apoio.

Assim, estabeleceremos para o nosso veículo posições dos tipos sentado ou reclinado para trás.

- maior desempenho em relação ao esforço dispendido que uma bicicleta convencional.

. em retas, podemos analisar o desempenho comparando os esforços para locomover a velocidade constante uma bicicleta convencional e uma otimizada dentro da faixa de 0 a 35km/h. Velocidades médias superiores exigem um esforço muito grande dificilmente alcançável por uma pessoa sem elevado grau de treinamento.

Estabelecemos que o usuário do veículo otimizado deve dispender 10% a menos de esforço que em uma bicicleta convencional para movimentar-se a velocidade constante (ta

belas no anexo I).

O veículo ainda deverá ser capaz de subir um aclive de 4° , à velocidade de 10 km/h, exigindo por parte do ciclista uma força máxima sobre o pedal não superior a 40% da força limite do indivíduo na rotação que estiver sendo desenvolvida pelos pedais. (ver anexos I e II).

Quanto à aceleração, determinamos experimentalmente o desempenho de uma bicicleta convencional o que nos deu dados para estabelecer a curva de força do ciclista em função da rotação do pedal (anexos II e III).

Aplicando essa mesma curva ao veículo otimizado, deveremos obter uma capacidade de aceleração aproximadamente igual à das bicicletas convencionais.

. em curvas

Esta especificação visa estabelecer um desempenho em curvas que proporcione segurança nas condições de uso normal. Com base na observação do comportamento das bicicletas convencionais em curvas estabelecemos que o nosso veículo deve ser capaz de realizar uma curva de raio 15 m, à velocidade de vinte quilômetros por hora.

3.- SÍNTESE DE SOLUÇÕES

Para satisfazer às especificações técnicas, formulamos as seguintes soluções:

a) Solução 1 :

- Bicicleta semelhante à convencional, possui como características especiais construtivas:

. quadro mais curto que o convencional para atender à portabilidade,

. selim e guidão alto localizados de maneira a proporcionar a posição de uma bicicleta de passeio,

. rodas de diâmetro 24" para resultar um conjunto de dimensões mais reduzidas,

. guidão e selim possuem parafuso com haste para permitir o aperto sem uso de ferramentas,

. sistema de fixação das rodas tipo "quick-release" que permite soltá-las com um único movimento e sem ferramentas,

. selim largo e acolchoado para maior conforto,

. câmbio com 5 velocidades,

. sacola em lona ou nylon para carregar o veículo quando desmontado.

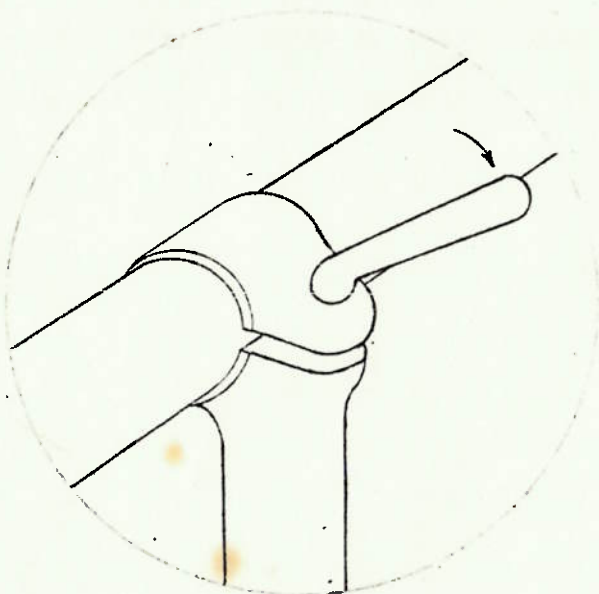
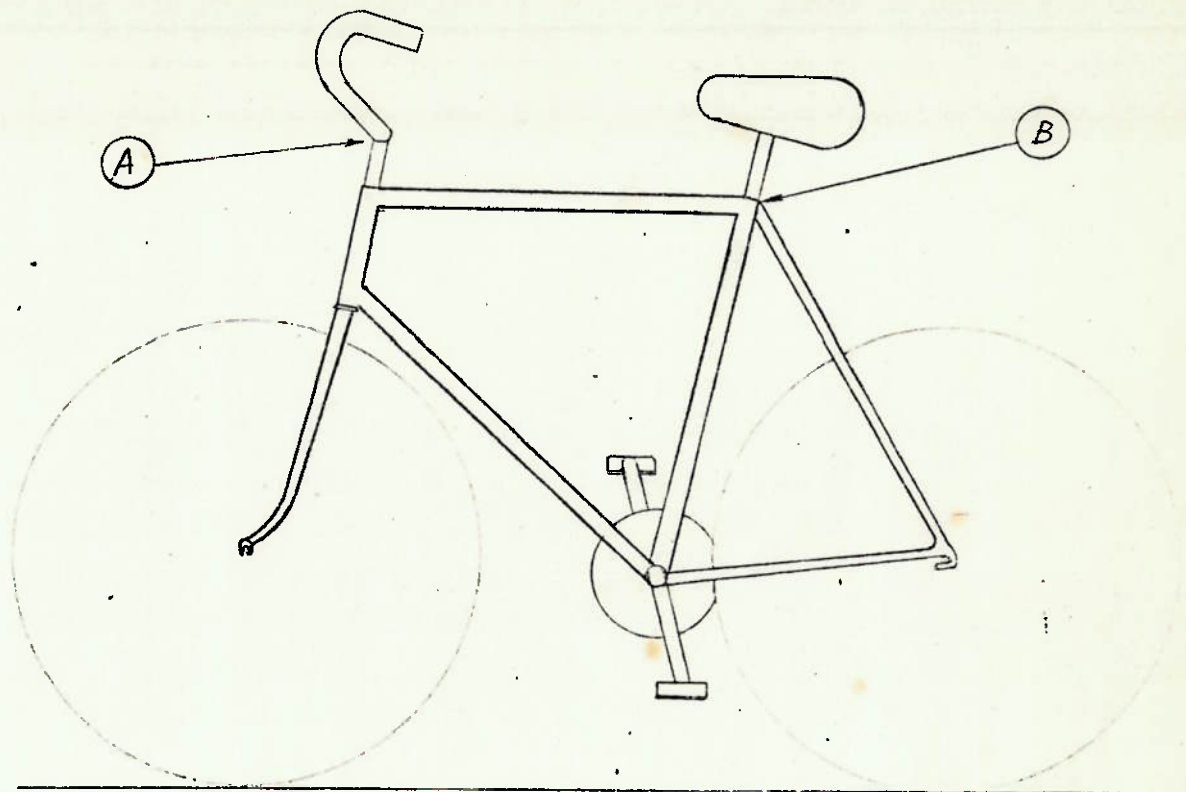
- A desmontagem do veículo compreende:

. retirada das rodas,

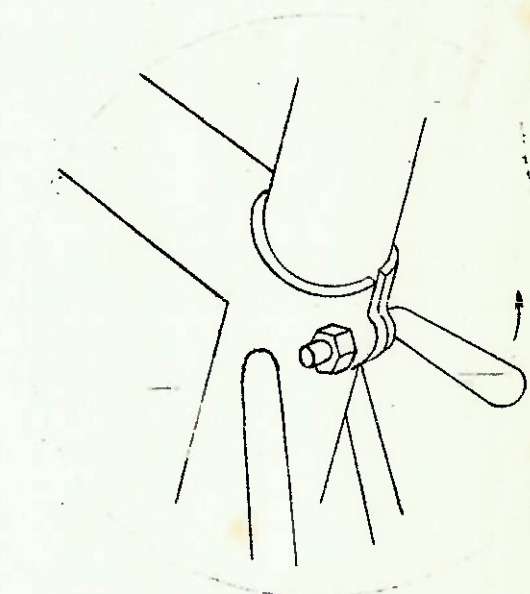
. abaixamento total do selim,

. retirada do guidão,

. colocação do quadro, com as rodas, uma de cada lado, e do guidão dentro da sacola.



Detalhe A
Fixação do Guidão



Detalhe B
Fixação do selim

Figura 1.2.

b) Solução 2 :

- Veículo de três rodas em que o condutor fica sentado em posição semelhante à de um carro. Possui os aspectos construtivos:

- . possuir uma roda traseira motriz e duas di anteiras direcionais,
- . a direção é composta de uma estrutura que engloba dois garfos em uma única peça,
- . freios dianteiros,
- . rodas dianteiras de 16",
- . roda traseira de 22" ou 24" com o sistema de fixação tipo "quick-release",
- . assento em fibra de vidro,
- . transmissão por corrente que passa por baixo do condutor,
- . dobradiça (ponto A da figura) travada por parafusos e porcas (B) para bascular os pedais na transição para a forma portátil,
- . câmbio com 5 velocidades,
- . sacola de nylon ou lona para proteção na forma portátil.

- Para desmontagem:

- . liberação da dobradiça A para recolher o sistema de pedais,
- . soltar a roda traseira pelo sistema "quick-release",
- . colocação da capa para isolar as partes lubrificadas e proteger as peças.

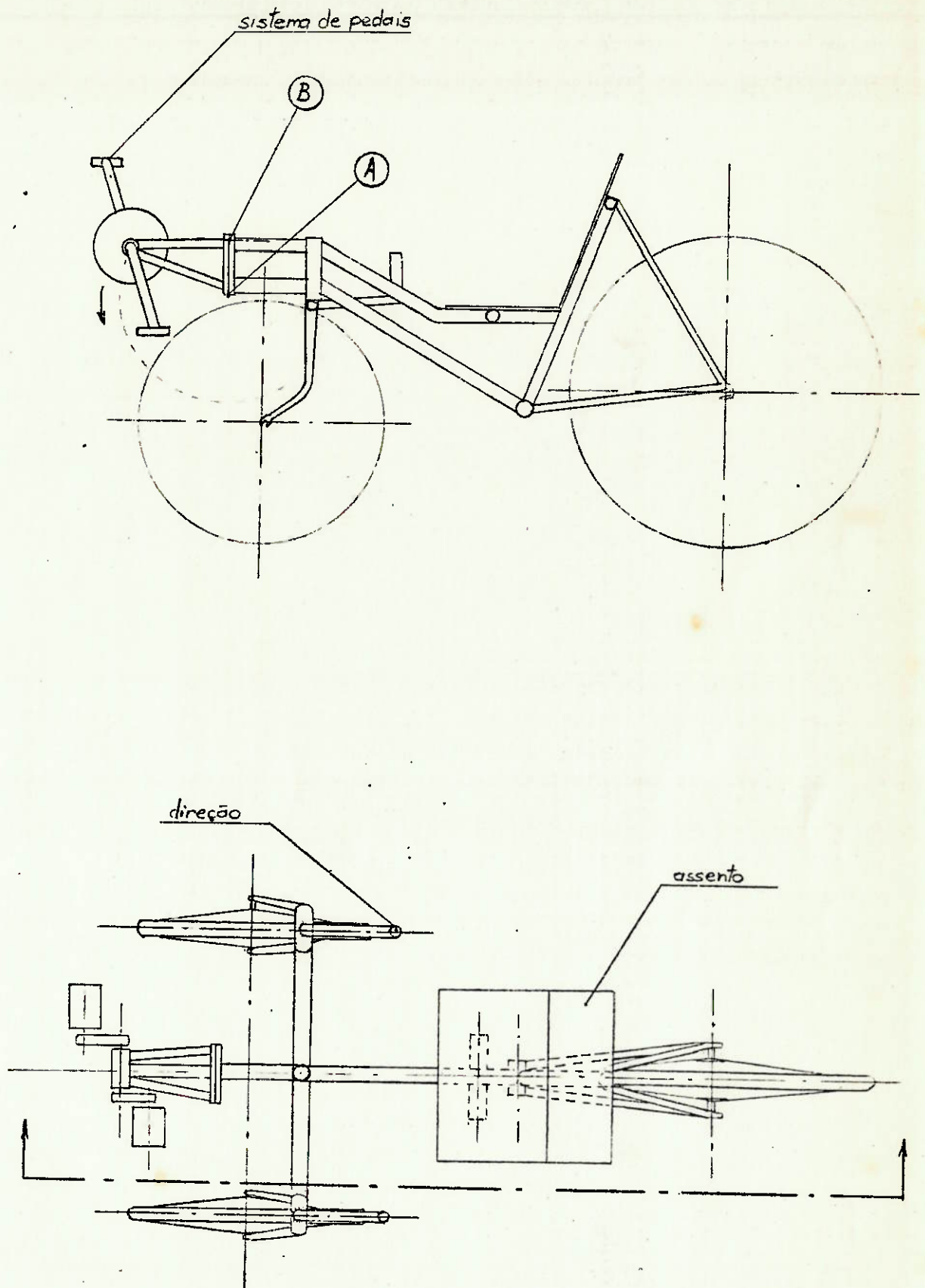


Figura 1.3.

O transporte é feito como se fosse um carrinho de mão, conforme ilustração.

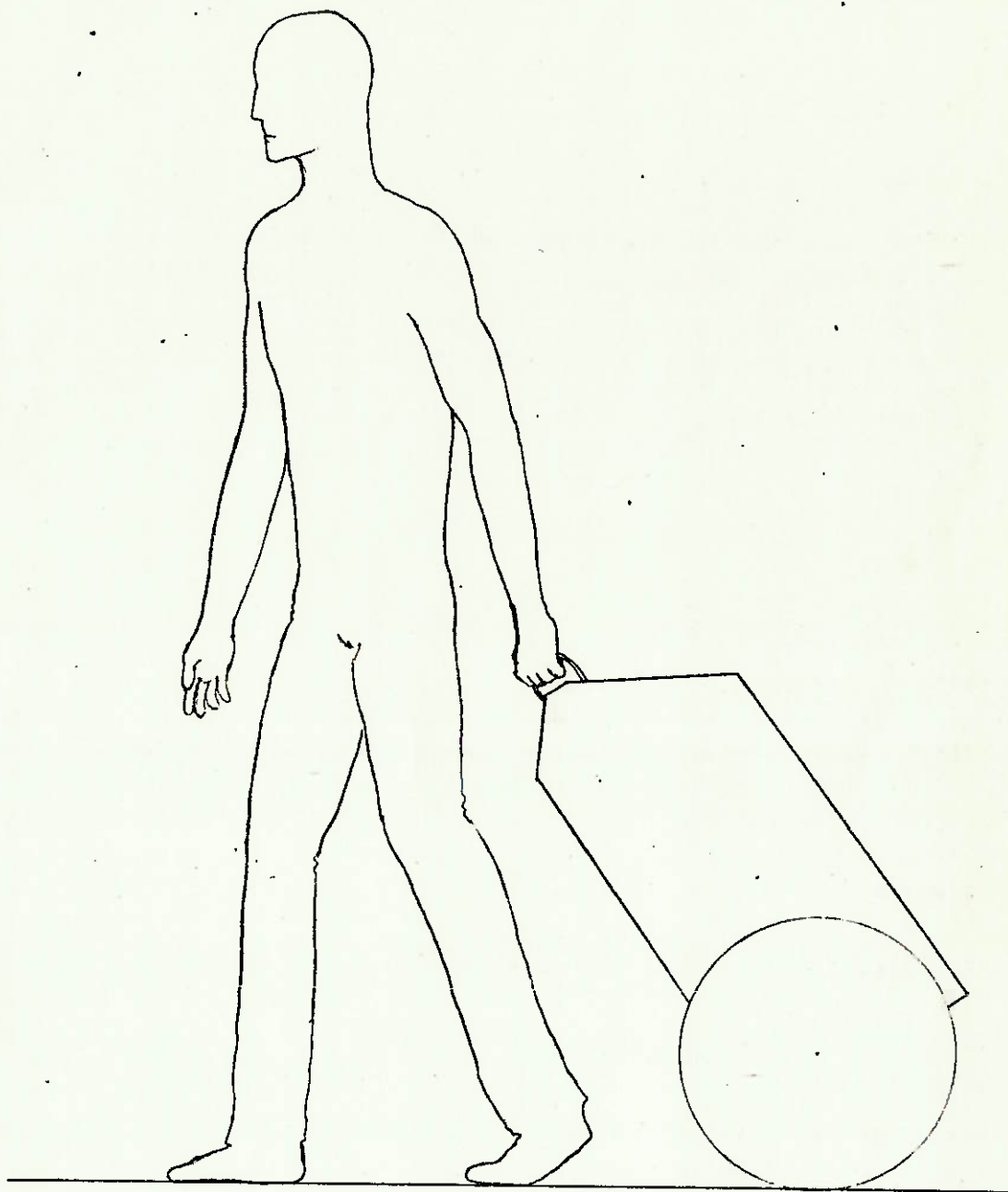


Figura 1.4.

c) Solução 3 :

- Veículo de três rodas semelhante à segunda solução, com as características seguintes:

- . uma roda dianteira motriz e duas rodas traseiras direcionais,
 - . uma única estrutura englobando dois garfos atua como direção,
 - . freios traseiros,
 - . roda dianteira de 22" ou 24" e o sistema de fixação tipo "quick-release",
 - . rodas traseiras de 16",
 - . câmbio de 5 velocidades,
 - . assento de fibra de vidro,
 - . dobradiça (A) travada por pares porca-parafuso (B) para bascular os pedais,
 - . capa de lona ou nylon para proteção na forma portátil.
- Sequência de desmontagem:
- . liberação da dobradiça A para recolher o sistema de pedais,
 - . liberação da roda dianteira pelo sistema "quick-release",
 - . com a roda dianteira junto ao quadro, cobre-se o conjunto com a capa protetora.

O transporte se realiza da mesma forma que na solução 2.

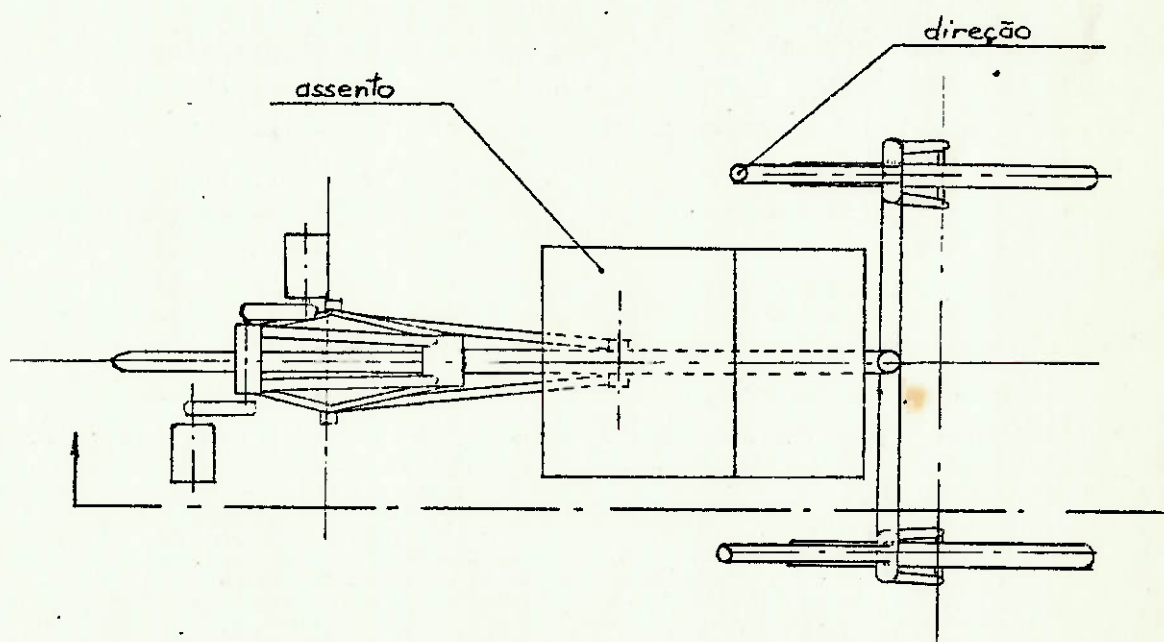
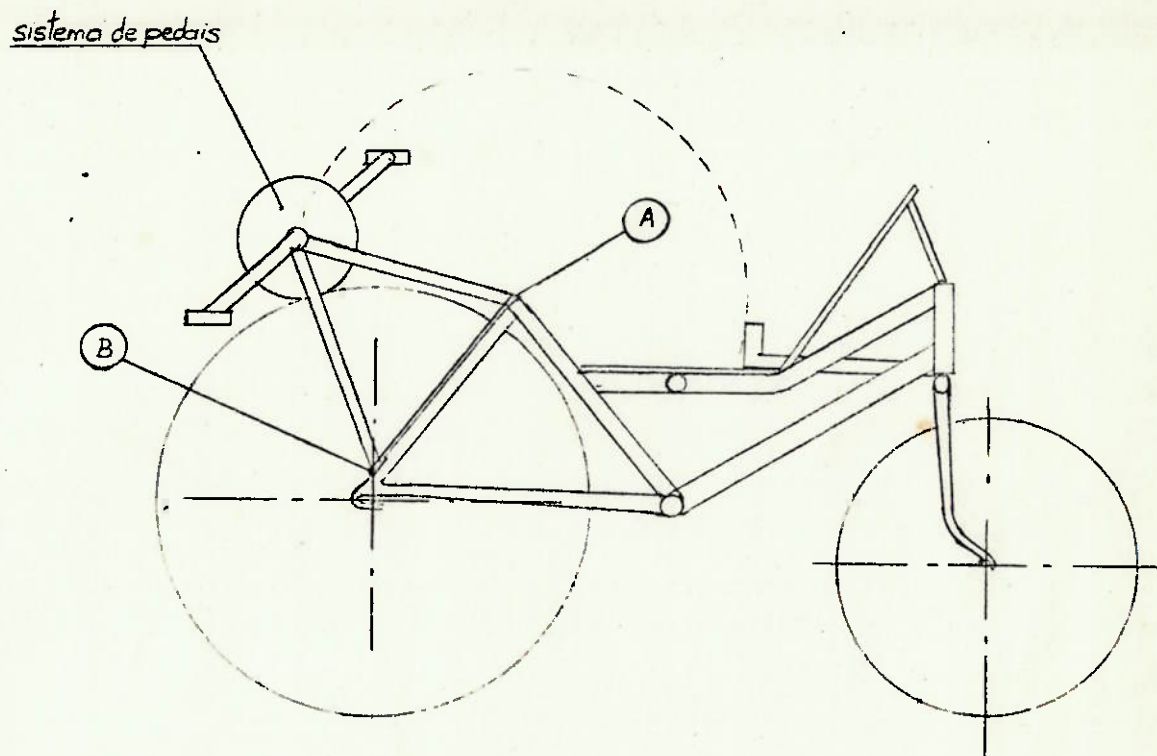


Figura 1.5.

d) Solução 4 :

- Características construtivas:

- . duas rodas; a dianteira com diâmetro 16" e a traseira com diâmetro 24",
- . sistema de pedais a frente da roda dianteira,
- . assento em fibra de vidro,
- . câmbio de 5 velocidades,
- . dobradiça no ponto A para recolher o sistema de pedais, trava por porcas e parafusos no ponto B,
- . sacola de lona ou nylon para proteção no transporte ,
- . sistema "quick-release" para fixação da roda traseira,

- Para desmontagem:

- . soltar dobradiça e recolher o sistema de pedais,
- . retirar roda traseira,
- . colocar o conjunto na sacola especial.

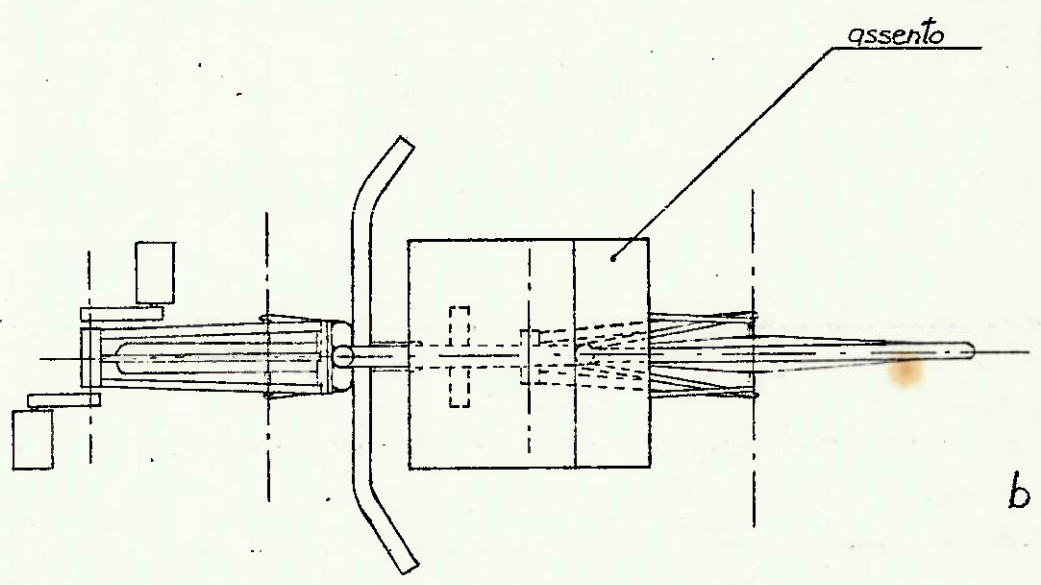
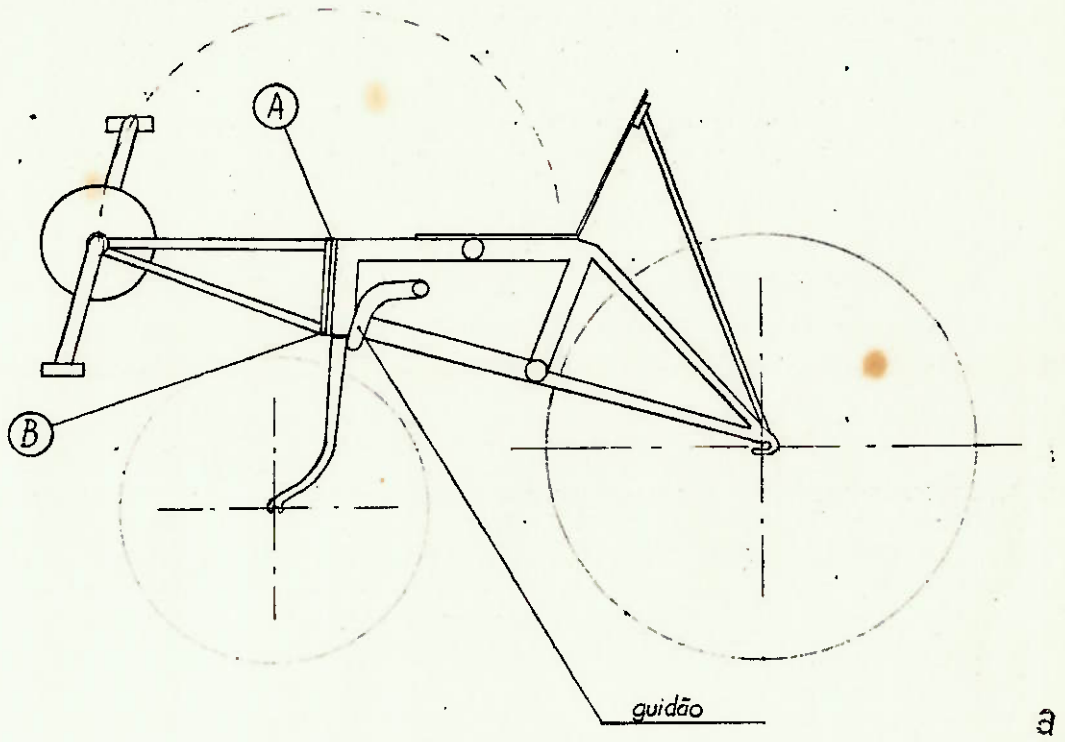


Figura 1.6.

4.- EXEQUIBILIDADE FÍSICA

a) Sob o ponto de vista de fabricação

As soluções propostas não apresentam maiores problemas quanto à exequibilidade física, pois, praticamente todas as peças são as mesmas usadas nas bicicletas comuns. A penas devemos cuidar que a estrutura promova uma ligação coerente de todas as peças.

Analizando as partes que diferem das bicicletas convencionais, temos:

- estrutura

Executada em tubos de aço soldados. Devido aos formatos diferentes, deverá ser reforçada nos pontos considerados críticos.

- assento

Nas soluções 2,3 e 4 teremos um assento que difere do selim comum podendo ser feito facilmente em fibra de vidro ou com uma armação de alumínio fechada com tecido.

b) Portabilidade

As soluções devem ser fisicamente exequíveis atendendo às exigências da portabilidade. A seguir mostramos maneiras simples de atender à portabilidade com soluções perfeitamente exequíveis (como visto no item a anterior), dentro dos padrões normais de fabricação de bicicletas.

- Solução 1 :

Com a retirada das rodas e do guidão e seu posicionamento ao lado do quadro o conjunto fica muito reduzido e, como o quadro é encurtado, tanto o comprimento como a altura do "pacote" ficarão dentro de limites razoáveis.

O peso do conjunto estará dentro do limite estabelecido com o uso dos mesmos materiais das bicicletas comuns desde que sejam bem escolhidos.

- Solução 2 :

Segundo a referência 6 da bibliografia devemos ter uma largura disponível mínima de 45 cm na altura dos quadris. Contanto que a largura máxima do veículo se mantenha próxima desse valor, as rodas não tenham dimensões grandes, e o sistema de pedais seja recolhido conforme esquema da figural.3, poderemos alcançar dimensões dentro dos limites desejados.

Como o modo de transportar o veículo na forma portátil permite que não se tenha que suportar todo o seu peso e, controlando suas dimensões e o uso de material, será possível manter-se dentro da especificação do esforço de transporte.

- Solução 3 :

A portabilidade da solução 3 será exeqüível de forma semelhante à solução 2. Apenas, o sistema de pedais deverá ter a articulação invertida para que seja recolhido girando para cima.

- Solução 4 :

O quadro é pequeno e deverá ser bastante reforçado.

Devido às dimensões reduzidas da estrutura e à simplicidade, os limites dimensionais e de peso definidos em portabilidade não serão ultrapassados. Conforme o esquema demonstra-se uma maneira de reduzir o veículo às dimensões desejadas.

c) Desempenho em aclives

A verificação da exeqüibilidade física de um veículo que satisfaça a especificação de desempenho em aclives consiste em comparar a potência necessária para o movimento e a potência limite fornecida pelo indivíduo. A comparação será com base na força sobre o pedal e deverá a primeira ser inferior a 40% da segunda.

Numericamente: aclive (θ) : 4° (7,0%)
velocidade (v) : 10 km/h

Admitindo mesmas características das bicicletas convencionais:

massa veículo + condutor : $m = 85$ kgf
coeficiente de arrasto : $C_a = 1,05$
área frontal : $A = 0,46$ m²
rendimento da transmissão : $\eta = 0,95$
potência necessária:

$$P = (m \times g \times \text{tg} \theta + m \times f + 0,0049 \times C_a \times A \times v^2) \times \frac{v}{\eta} = 190,7 \text{ W}$$

mas,
$$P = (S_b' \times \frac{2}{\pi} \times g) (2 \times \pi \times b \times n) = 6,67 S_b' \times n$$

assim, $6,67 S_b' \times n = 190,7 \rightarrow S_b' \times n = 28,6$

Força do indivíduo: $S_b' \text{m} \acute{a}x = 181 e^{-0,58 \times 2 \pi \times b \times n}$ (conforme anexo III)

mas $S_b' \leq 0,4 S_b' \text{m} \acute{a}x$ (especificação)

$$\rightarrow S_b' \text{m} \acute{a}x \leq \frac{28,6}{0,4n} = \frac{71,5}{n}$$

que vale dentro da faixa de rotações do pedal:

$$0,56 < n < 3,54 \text{ rps}$$

Assim, a especificação técnica é fisicamente realizável pois essa faixa de rotações praticamente coincide com a que normalmente é desenvolvida em bicicletas.

b) Desempenho em curvas

Verificaremos se a especificação não exige um coeficiente de aderência acima do realizável.

A força lateral que atua sobre o veículo, em curvas pode ser escrita:

$$C = \frac{m \times v^2}{Rc}$$

Considerando a especificação de velocidade (v) de 20 km/h, e raio da curva (Rc) de 15 m,

$$\mu = \frac{17,84}{85,0} = 0,21$$

Que é perfeitamente satisfeito para o contato pneu-asfalto, cujo coeficiente de aderência é aproximadamente 0,8.

5.- VALOR ECONÔMICO

Analisemos o valor econômico para as par-

tes envolvidas, fabricante e consumidor. Consideraremos o valor da ORTN em Cr\$ 20.118 (vinte mil, cento e dezoito cruzeiros) e a seguinte tabela de preços das passagens:

Passagem	Preço (Cr\$)	Valor em ORTN
. Ônibus	400	0,020
. metrô	400	0,020
. Ônibus+metrô	650	0,032
. Ônibus+metrô+ +metrô+ônibus	1000	0,050

a) Consumidor

A utilização do veículo otimizado nos dias úteis, poderá dar as seguintes vantagens ao consumidor:

caso 1: - economia de duas passagens de ônibus (ida e volta) ou de metrô por dia:

$$0,020 \times 2 \times 5 \times 30 = 0,86 \text{ ORTN por mês}$$

caso 2: - economia de quatro passagens de ônibus ou metrô por dia:

$$0,020 \times 4 \times 5 \times 30 = 1,71 \text{ ORTN por mês}$$

caso 3: - economia de duas passagens de integração ônibus-metrô por dia:

$$0,032 \times 2 \times 5 \times 30 = 1,38 \text{ ORTN por mês}$$

caso 4: - economia de duas passagens de integração ônibus-metrô e duas de ônibus por dia:

$$(0,020 + 0,032) \times 2 \times 5 \times 30 = 2,24 \text{ ORTN por mês}$$

caso 5: - economia de uma passagem de integração ônibus
-metrô-metrô-ônibus, por dia:

$$0,050 \times \frac{5 \times 30}{7} = 1,07 \text{ ORTN por mês.}$$

caso 6: - economia de 30 km de carro por dia:

preços:- litro de álcool - 0,044 ORTN

litro de gasolina - 0,068 ORTN

. álcool, considerando uma média de consumo de
7km/l na cidade:

$$0,044 \times \frac{30}{7} \times \frac{5}{7} \times 30 = 4,04 \text{ ORTN por mês}$$

. gasolina, considerando consumo médio de 9km/l
na cidade:

$$0,068 \times \frac{30}{9} \times \frac{5}{7} \times 30 = 4,86 \text{ ORTN por mês}$$

Os gastos de rotina com o veículo otimizado se reduzem a trocas de pneus e câmaras, e sapatas e cabos de freio. Considerando um uso de cerca de 600 km por mês:

. Pneu e câmara duram aproximadamente 5.000 Km e custam juntos 1,4 ORTN. Equivalem, portanto, a um gasto de

$$\frac{600}{5000} \times 1,4 \times 2 = 0,34 \text{ ORTN/mês}$$

. Sapata e cabos com trocas a cada seis meses e custo total de 0,30 ORTN, contribuem com:

$$\frac{0,30}{6} = 0,05 \text{ ORTN/mês}$$

A despesa total será: 0,39 ORTN/mês

Estima-se para o veículo um preço ao con
sumidor em torno de 40 ORTN não variando muito de uma solução para outra, pois as peças utilizadas são as mesmas e a estrutu
ra tem um preço pequeno em comparação com o total.

Analisando cada caso determinamos o tempo de amortização do investimento inicial.

caso 1.-

$$\text{Amortização : } (0,86 - 0,39) = 0,47 \text{ ORTN/mês}$$

$$\text{Tempo de amortização: } \frac{40}{0,47} = 85 \text{ meses ou } 7,1 \text{ anos}$$

caso 2.-

$$\text{Amortização : } (1,71 - 0,39) = 1,32 \text{ ORTN/mês}$$

$$\text{Tempo de amortização: } \frac{40}{1,32} = 30 \text{ meses ou } 2,5 \text{ anos}$$

caso 3.-

$$\text{Tempo de amortização: } \frac{40}{(1,38 - 0,39)} = 40 \text{ meses ou } 3,4 \text{ anos}$$

caso 4.-

$$\text{Tempo de amortização: } \frac{40}{(2,24 - 0,39)} = 21,6 \text{ meses ou } 1,8 \text{ anos}$$

caso 5.-

$$\text{Tempo de amortização: } \frac{40}{(1,07 - 0,39)} = 59 \text{ meses ou } 4,9 \text{ anos}$$

caso 6.-

Dividindo em duas possibilidades:

. álcool:

$$\text{Tempo de amortização: } \frac{40}{(4,04 - 0,39)} = 11 \text{ meses}$$

. gasolina:

$$\text{Tempo de amortização: } \frac{40}{(4,86 - 0,39)} = 9 \text{ meses}$$

Analisando os tempos de amortização acima, podemos concluir que para os casos 4 e 6 a amortização do investimento inicial é rápida e evidente.

Já os casos 1, 2, 3 e 5 possuem um tempo de amortização dilatado que pode deixar dúvidas quanto ao valor econômico.

Podemos, no entanto, ver que em nenhum caso os gastos com o veículo otimizado são maiores que o preço da condução, e quando o tempo de amortização é dilatada, a compensação passa a residir em outros aspectos. Justamente os meios de transporte mais econômicos mostrados acima são os que possuem o inconveniente de demora, lentidão e desconforto.

O tempo de viagem com o veículo otimizado será geralmente menor que o tempo gasto com ônibus entre caminhada, espera e viagem.

A título de informação, podemos observar os gastos e aborrecimentos com o tratamento de problemas cardiovasculares que, se não podem ser avaliados diretamente em termos do valor econômico, pelo menos aumentam a sensação de compensação do consumidor ao realizar o exercício de pedalar.

b) Fabricante

Para o fabricante não há problemas em comercializar o veículo a um preço competitivo com as bicicletas normais com câmbio. As peças são quase em sua totalidade comuns às bicicletas convencionais. As variações de preço se deverão às peças em fibra de vidro e à estrutura (quadro + garfo).

As peças em fibra dispensam maiores análises por terem custo reduzido em relação ao global da bicicleta.

A estrutura, por sua vez, foi analisada com a ajuda de um fabricante de bicicletas, para as soluções 2 e 3, e seu preço estimado conforme a tabela a seguir.

MATERIAL	QUANTIDADE	CUSTO	CUSTO TOTAL
tubos	5,13 kg	0,055ORTN/kg	0,282
chapas	0,73 kg	0,045ORTN/kg	0,033
pintura	0,57 m ²	0,015ORTN/m ²	0,009

	tempo	custo/hora	custo total
mão de obra	1,5	0,65	0,97
TOTAL GERAL -			1,29 ORTN

As soluções 1 e 4 terão custo de material e mão de obra estimados em 20% menos que o analisado, e o material escolhido é o mesmo das bicicletas atualmente fabricadas.

A razão entre o preço de venda e o custo de fabricação é 4, em média, adotado pelo fabricante de bicicletas consultado para haver compensação financeira.

Desse modo, o preço de fábrica da estrutura será 5,16 ORTN contra 4,030 ORTN do quadro de um modelo de dez marchas. A diferença, 1,13 ORTN, é mínima face ao preço total estimado para o veículo válido, também, para as bicicletas com câmbio de dez marchas.

O valor de 40 ORTN estimado para a venda ao consumidor deve ser reduzido em cerca de 25% para resultar o preço de fábrica. Assim, teremos um preço de fábrica de cerca de 32 ORTN.

Vemos, assim, que a estimativa de preço é satisfatória pois, utilizando peças iguais às bicicletas comuns, a diferença de preço será mínima e podemos prever que o consumidor se sentirá satisfeito considerando a grande inovação em termos do conceito do veículo.

6.- VIABILIDADE FINANCEIRA

Consultando uma das grandes fábricas de bi

cicletas do Brasil, analisamos os investimentos necessários para iniciar a fabricação do modelo otimizado. Todas as peças e os componentes são fabricados atualmente para as bicicletas nacionais exceto pelo conjunto quadro-garfo e pelo assento de fibra.

Os dois últimos são de produção externa e acarretam mínimo investimento.

Resta a fabricação do quadro como a única razão de investimento para o fabricante de bicicletas. A análise do quadro e a escolha inicial do material a ser utilizado com base na experiência revelam os seguintes investimentos iniciais com ferramentas:

FERRAMENTA	QUANTIDADE	TEMPO/FERRAM. (Hs)	TEMPO (Hs)
Armete	6	120	720
Rolos	1	80	80
P/ superfície de assentamento	2	60	120
Dobrador	2	80	160
Ponta	1	150	150
SUB-TOTAL			1230 Hs

Dispositivo solda	—	—	300
Conificador	1	20	20

FERRAMENTA	QUANTIDADE	MATERIAL/FERRAM. (kg)	MATERIAL (kg)
Armete	6	25	150
Rolos	1	25	25
P/superfície de assentamento	2	10	20
Dobrador.	2	20	40
Ponta	1	20	20
SUB-TOTAL			225 kg

Dispositivo solda	-	-	30
Conificador	1	5	5

CUSTOS	CUSTO/HORA	CUSTO/MATERIAL	CUSTOS TOTAIS ORIN	
			MÃO DE OBRA	MAT.
19 grupo de ferra- mentas	0,70 ORIN	0,30 ORIN/kg	861,0	76,5
Dispositivo de solda	0,70 ORIN	0,25 ORIN/kg	210,0	7,5
Conificador	1,49 ORIN	0,30 ORIN/kg	29,8	1,5
TOTALS			1100,8	85,5
TOTAL GERAL			1186,3 ORIN	

OBS.: Armete é um grupo de ferramentas que realiza uma série de operações específicas para a construção do quadro.

Essa análise foi feita para as soluções 2 e 3 por serem as que demonstraram acarretar maiores investimentos. Uma observação mais superficial permitiu estimar que a solução 4 exige um investimento 20% inferior e a solução 1, 30% menor.

Esses resultados podem sofrer variações, que não serão significativas se consultarmos outra empresa do ramo. Entretanto, os investimentos serão totalmente outros se pretendermos implantar uma fábrica para construir o veículo otimizado. Esse caso não será analisado devido à sua complexidade e ao porte dos investimentos, sendo de discutível interesse prático.

Vemos, assim, que o resultado é um investimento mínimo, perfeitamente viável.

Devemos levar em consideração, também, o tempo de amortização. A empresa consultado estabelece que 2% do preço de comercialização é destinado a cobrir os investimentos realizados, e o tempo de amortização máximo é de 6 meses.

Com esses dados e o preço médio de fábrica estimado em 32 ORTN para o veículo, calculamos a venda média mensal mínima que proporcione a amortização no tempo desejado.

Parcela destinada à amortização: $0,02 \times 32 = 0,64$ ORTN
Investimento inicial : 1.180 ORTN

Assim, a venda total no período:

$$6N = \frac{1.180}{0,64} = 1.844 \text{ unidades}$$

e a venda mensal deverá ser: $N = \frac{1.844}{6} = 307 \text{ unidades/mês}$

6

Essa venda é bastante pequena comparada com a das bicicletas comuns que variam desde 1.500/mês para o modelo de dez marchas até 20 mil/mês para o modelo "cross".

Para as soluções 1 e 4, podemos notar que a venda necessária será menor ainda:

Solução 1: $N = 307 (1-0,3) = 215$ unidades por mês

Solução 4: $N = 307 (1-0,2) = 246$ unidades por mês

Portanto, vemos que com uma boa propagan da de lançamento, a ampla compensação dos investimentos é praticamente certa.

PARTE II :

PROJETO BÁSICO

1.- ESCOLHA DA MELHOR SOLUÇÃO

Dentre as soluções propostas, é necessário que escolhamos a que mais demonstra ter condições de atender às especificações.

Devido à dificuldade de se escolher uma melhor solução, pois cada uma apresenta vantagens e desvantagens difíceis de serem avaliadas, somos levados a quantificar as qualidades de cada solução. Essa quantificação vale como um peso multiplicativo e é feita conforme a importância atribuída a cada qualidade ou característica da solução. A essas características são atribuídas notas que multiplicadas pelos respectivos pesos, e então somadas, representam o resultado final.

As propriedades escolhidas para determinação da melhor solução foram:

- Portabilidade; que dividida em duas partes dá o grau de facilidade para transporte do veículo sob os aspectos de peso e dimensões;
- Desempenho, que é a resposta do veículo ao esforço exercido pelo ciclista;
- Estabilidade;
- Segurança;
- Conforto; que depende tanto da posição assumida como do nível de relaxamento do condutor;

- Custo inicial;
- Custo de manutenção;
- Aspecto visual; dependerá da estética do conjunto condutor-veículo;
- Facilidade de utilização; que exprime a facilidade de condução do veículo;
- Facilidade de fabricação;
- Durabilidade;
- Facilidade de desmontagem; depende da quantidade e do tipo de operações a serem realizadas na desmontagem rápida do veículo.

As propriedades consideradas mais importantes no projeto são portabilidade, custos, desempenho e conforto. Por isso, são atribuídos a elas os maiores pesos. Estes podem variar de 1 a 10 e as notas de 0 a 10.

Os resultados são apresentados na tabela TABELA DE NOTAS E PESOS DAS PROPRIEDADES, que se segue:

TABELA DE NOTAS E PESOS DAS PROPRIEDADES

PROPRIEDADES	PESO	SOLUÇÃO.1	SOL. 2	SOL.3	SOL.4
1. Portabilidade					
- Peso	5	8	5	6	8
- Dimensões	5	8	6	6	10
2. Desempenho	8	5	8	8	4
3. Estabilidade	5	4	8	6	4
4. Segurança	6	4	8	6	4
5. Conforto	8	4	8	8	4
6. Custo inicial	8	10	6	6	8
7. Custo manutenção	8	8	6	6	8
8. Apecto visual	4	6	6	6	4
9. Facilidade utilização	4	4	8	6	2
10. Facilidade fabricação	4	10	8	8	8
11. Durabilidade	6	8	8	8	8
12. Facilidade desmontagem	6	8	6	6	6
Σ (notas \times pesos)	-	516	539	514	478
NOTA PONDERADA	-	6,70	7,00	6,68	6,21

Pelos resultados, conclui-se pela adoção da solução 2 para o projeto básico, que aparenta reunir as melhores condições para satisfazer as especificações do projeto.

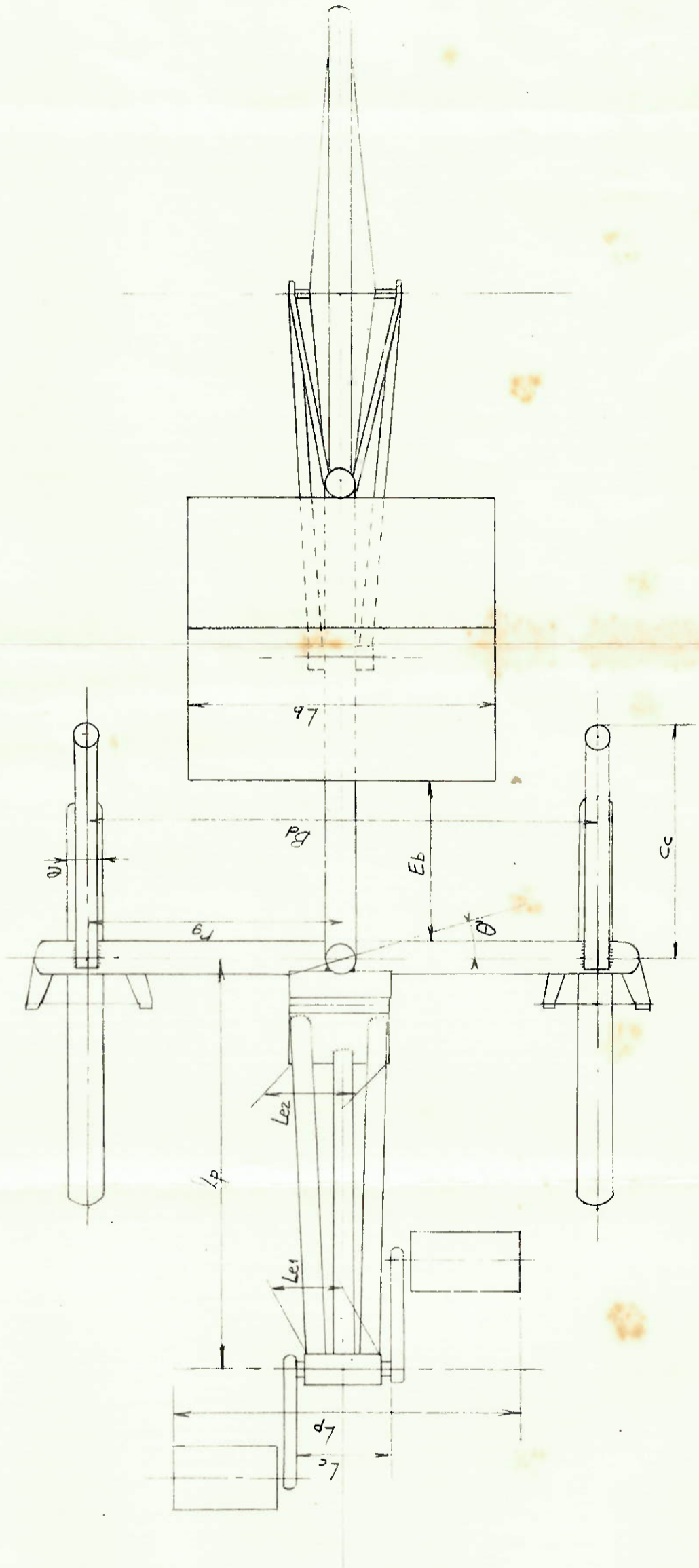


Figura 2.1.b

2.- CONSTRUÇÃO DE MODELOS MATEMÁTICOS

Com a escolha da Solução 2, prosseguiremos pela construção dos Modelos Matemáticos que expressem as características e o comportamento do projeto, para que, baseados nesses modelos, possamos prever as reações do veículo e escolher os melhores valores para as variáveis de projeto.

Além da descrição já feita podemos acrescentar, a figura 2.1 que, apresenta as principais dimensões do projeto e o posicionamento do condutor com as respectivas dimensões dos segmentos do corpo determinadas conforme a referência bibliográfica ⁽¹⁾.

Formularemos os modelos matemáticos segundo a divisão:

- a) Análise de resistência;
- b) Análise das forças;
- c) Comportamento em curvas;
- d) Condições de frenagem;
- e) Determinação do peso do veículo.

a) Análise de Resistência

- estrutura

O quadro de uma bicicleta convencional está sujeito a forças bem maiores que o peso de uma pessoa. Estimativas e testes realizados mostram que a força que uma pessoa é capaz de exercer com uma perna chega a ser superior ao dobro do seu peso. Os testes realizados no nosso trabalho concordam com esses números. Assim, podemos assumir que, na condição de máximo esforço, atuam sobre um quadro convencional os esforços indicados na figura 2.2.a.

⁽¹⁾ PRO-TEC, "Manual de Projeto de Máquinas"; 1.978

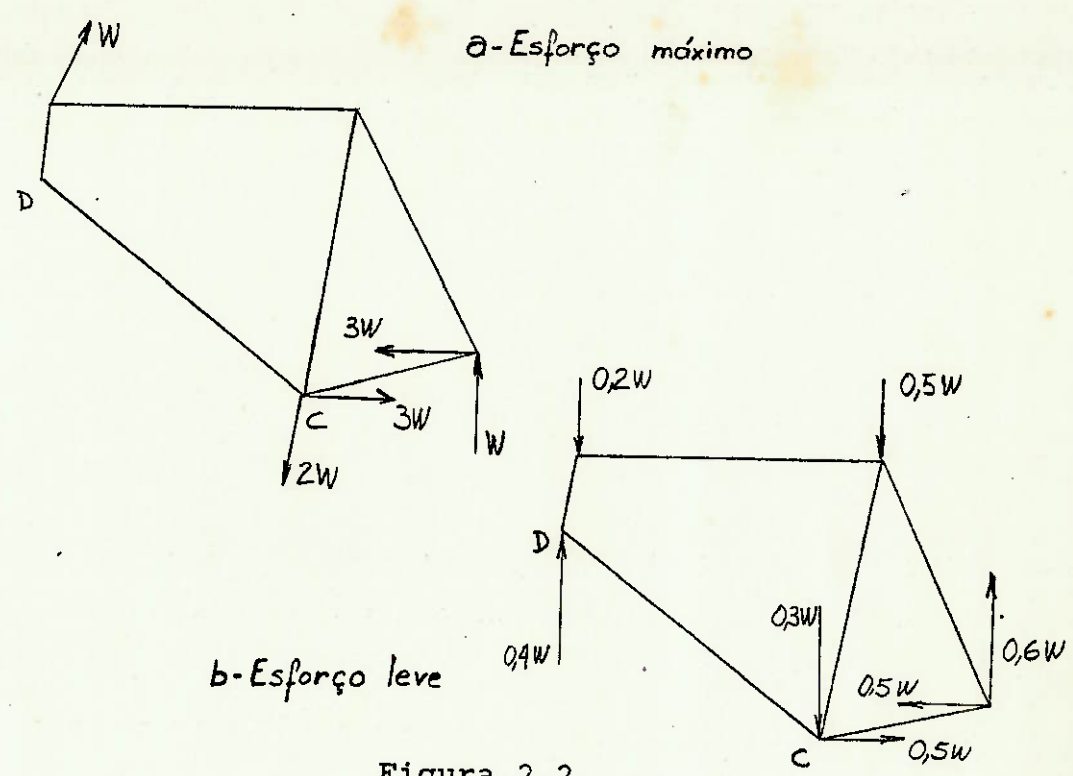


Figura 2.2.

No veículo otimizado as forças apresentam u ma conformação bastante distinta, conforme figura

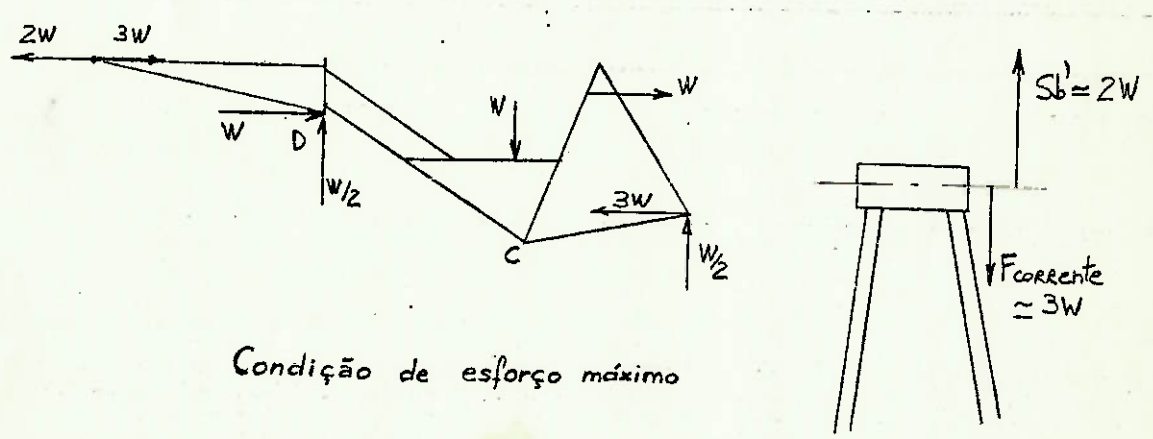


Figura 2.3.

Como o cálculo da estrutura exige um estudo complexo, e a especificação exata do material utilizado seria mais um trabalho do Projeto Executivo, faremos uma análise das forças usando a intuição e a experiência quando for necessário.

Podemos ver que, na parte traseira da estrutura, os carregamentos, na bicicleta comum e na otimizada, quase se equivalem, pois, a carga no eixo traseira não pode ultrapassar o peso (W) do conjunto em nenhum dos casos.

A parte do tubo oblíquo (D-C) será menos solicitada no modelo otimizado, principalmente devido ao fato de não haver esforço em C.

Finalmente, consideramos a parte anterior do quadro, que vai desde o tubo de direção até os pedais e existe nas bicicletas comuns. Aí devem aparecer os maiores esforços da estrutura, sendo necessário muito cuidado no dimensionamento. Entretanto, há um aspecto favorável: conforme esquema à direita da figura 2.3, a força sobre o pedal causa uma reação da corrente, que é ainda maior devido ao menor raio de ação, e que tem mesma direção e sentido oposto. Desse modo, tanto a força como o momento resultantes nesse ponto, ficarão reduzidos.

- Rodas

As rodas de bicicletas são normalmente dimensionadas para forças predominantemente contidas em seu plano. No caso do modelo otimizado com três rodas, há uma intensificação das forças laterais sobre elas e é necessária uma verificação.

Conforme a figura 2.4, determinamos os efeitos sobre os rolamentos e sobre os raios causados por uma força lateral C' .

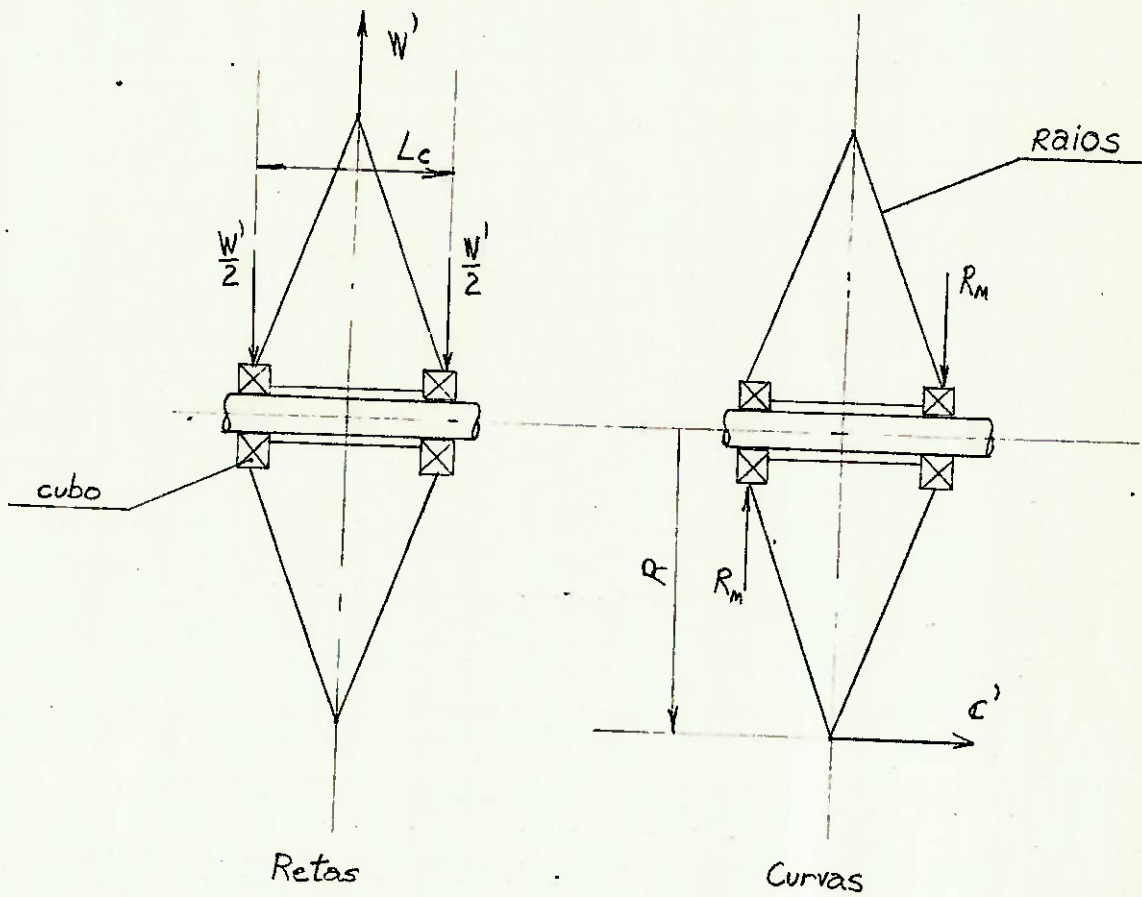


Figura 2.4.

$$R_m \times L_c = C' \times R$$

b) Análise das Forças

- velocidade constante

O veículo, trafegando a velocidade constante em uma via, sofre a ação de forças resistentes que devem ser compensadas pelo esforço do condutor.

Essas resistências se devem ao atrito de rolamento, atrito do ar, perdas na transmissão e resistência de aclave, e foram descritas no anexo I. Temos, então, as funções:

$R_r = f \times W$, atrito de rolamento;

$R_g = W \times G$, resistência de aclave;

$R_a = 0,0049 \times C_a \times A \times v_r^2$, resistência do ar;

η , rendimento da transmissão,

resultando que o esforço sobre o pedal (S_b') vale:

$$S_b' = \frac{\pi}{2} \times \frac{R_{total} \times R_x c}{b \times \eta}$$

Por outro lado, a força que pode ser exercida sobre o pedal apresenta limites que variam de uma pessoa para outra. No Anexo II descrevemos essa força que, tomada para um indivíduo adulto do sexo masculino e acostumado à prática regular de uma quantidade mínima de trabalho, se aproxima da fórmula:

$$S_b'_{m\acute{a}x} = 181 \times e^{-0.58 \times Rot} \text{ (kgf)}, \text{ onde } Rot = \frac{v \times b}{3,6 \times R \times c}$$

é velocidade de rotação do pedal em m/s.

Consideramos que, apesar da diferente posição do ciclista, sua curva de força se mantém, pois o fator limitante é a força do indivíduo e não o peso do seu corpo.

- movimento acelerado

Quando o veículo não trafega a velocidade constante, surge o que podemos chamar de resistência de inércia, que depende da massa total do conjunto veículo-condutor (\bar{m}) e,

inclusive, de suas massas rotativas. Para acelerar o conjunto, é necessário vencer essa força, que é dada por:

$$R_i = \bar{m} \times \gamma \times a$$

, onde \bar{m} = massa equivalente total do conjunto
 a = aceleração
 γ = coeficiente que leva em conta a inércia das massas rotativas

Assim, a resistência da inércia é acrescentada às outras forças resistentes, exigindo, para uma determinada aceleração a , um aumento de esforço sobre o pedal ($\Delta S_b'$) dado por:

$$\Delta S_b' = \frac{\pi \times R \times c \times R_i}{2 \times b \times \eta} = \frac{\pi}{2} \frac{R \times c \times \bar{m} \times \gamma \times a}{b \times \eta}$$

Conversamente, tendo um esforço S_b' aplicado ao pedal, haverá uma aceleração a que diminuirá até atingir o valor nulo na velocidade de equilíbrio, quando as forças de resistência contrabalançarem o esforço motor. No anexo III, analisamos a aceleração (a) do veículo em função do esforço aplicado sobre o pedal (S_b') e da velocidade (v):

$$a = \frac{S_b' \times \frac{2}{\pi} \times \frac{b \times \eta}{R \times c} - R_r - R_a - R_g}{\bar{m} \times \gamma}$$

Nota-se, ainda, que essa aceleração tem limites em relação ao escorregamento da roda de tração e ao tombamento do veículo (Anexo IV), e que, com tração traseira, obedece a:

$$a \leq \left(\frac{W_r}{W} \times \mu - f - \text{sen} \theta \right) \times \frac{g}{\gamma}$$

, para que não haja escorregamento,

$$a \leq \frac{(L_r \times \cos \theta - H \times \text{sen} \theta) \times g}{H}$$

, para que o veículo não "empine",

onde, W_r = peso distribuído para a roda traseira;

H = altura do centro de gravidade;

L_r = distância entre o centro de gravidade e uma vertical pas

sando pelo ponto de contato da roda traseira com o solo;
 θ = ângulo de aclave;
 μ = coeficiente de aderência pneu-piso.

c) Comportamento em curvas

Sabemos que um corpo, para descrever um movimento circular, é submetido a uma força centrípeta (C):

$$C = \frac{m \times v^2}{R_c} \text{ , onde } R_c \text{ é o raio da curva.}$$

No caso de um veículo realizando uma curva a velocidade constante, essa força centrípeta é a resultante das forças laterais de atrito do pneu com o solo, indicadas por C_f e C_r , que são, respectivamente, as somatórias das reações nos eixos dianteiro e traseiro (figura 2.5).

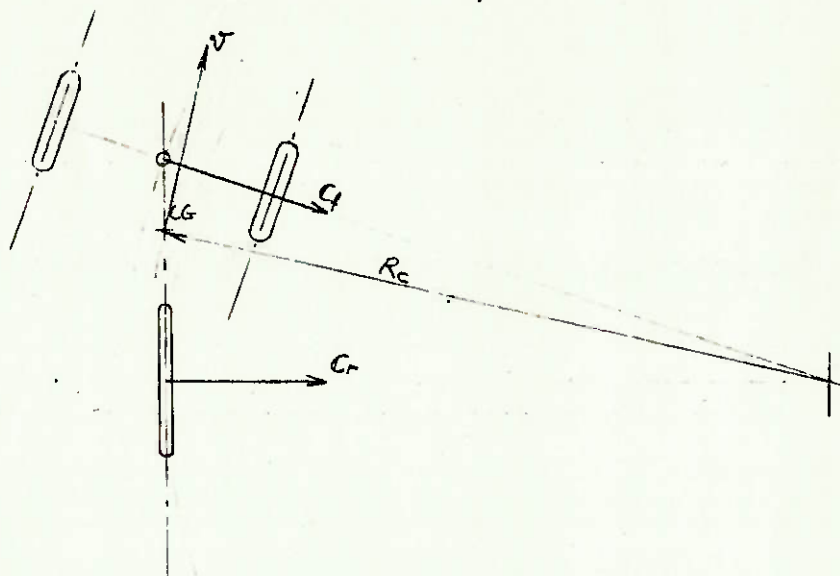


Figura 2.5.

Esse equilíbrio de forças permanece até que o veículo tombe ou ultrapasse o limite de aderência, derrapando. Esse limite de aderência é determinado pelo coeficiente de atrito com o solo (μ), que relaciona o limite de força late

ral (C) com o peso (W): $C \leq \mu \times W$. Assim, na condição limite:

$$\mu \times W = \frac{\bar{m} \times v}{Rc} \rightarrow v = \sqrt{\mu \times g \times Rc}$$

A condição de "capotamento" é analisada com o auxílio da figura 2.6.

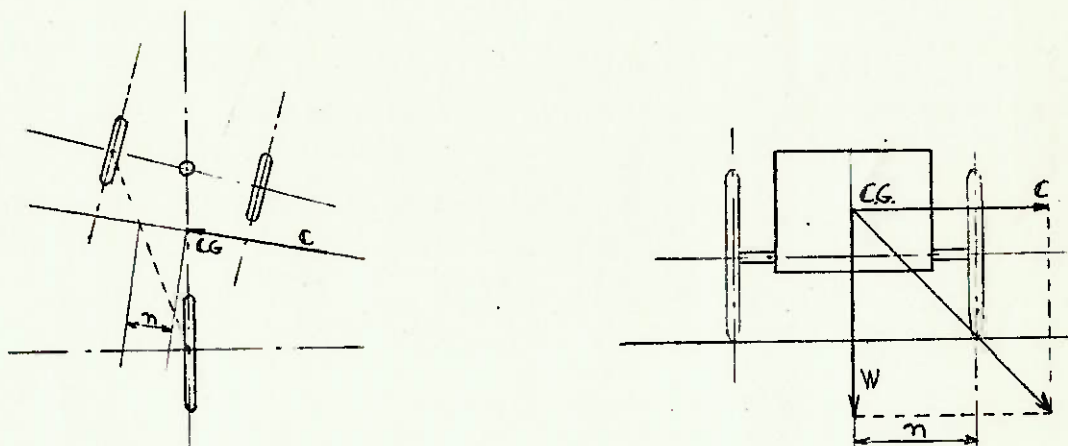


Figura 2.6.

O veículo tende a tombar quando a resultante das forças verticais e horizontais passa pela linha que une os pontos de contato das rodas externas com o piso. Nesse caso, $\frac{C}{W} \leq \frac{n}{H}$.

$$\text{Mas, } \frac{C}{W} = \frac{\frac{\bar{m} \times v^2}{Rc}}{\bar{m} \times g} = \frac{v^2}{g \times Rc}$$

Assim, $v = \sqrt{g \times Rc \times \frac{n}{H}}$, que determina a velocidade máxima para que não haja tombamento.

d) Condições de frenagem

No anexo IV estudamos o comportamento de um veículo quando freado. Podemos escrever que, quando submetido a u-

ma força de frenagem (B), o espaço percorrido até a parada total (S) será: $s = \frac{\bar{m}}{B+R_{total}} \times \frac{v_i^2}{2}$, onde v_i é a velocidade no instante em que se inicia a frenagem e R_{total} é a soma das forças resistentes ao movimento.

No entanto, o equilíbrio do veículo não pode ser comprometido. A deceleração (b) causada pelo esforço de frenagem (B) deve estar dentro de certos limites para que não haja escorregamento das rodas ou tombamento do veículo.

Inicialmente, nosso veículo possui freios somente nas rodas dianteiras, e, sendo assim,

$$\bar{b} < \frac{g}{\gamma} \left[\frac{(Lr+f \times H) \times \mu}{L-\mu \times H} \right] + f - \text{sen}\theta$$
, para não haver escorregamento, e

$$\frac{Lf}{H} \leq \text{sen}\theta + \frac{\bar{b}}{g}$$
, para não haver tombamento.

Não nos preocupamos em estabelecer equações para a força de frenagem pois, para equipamentos de boa qualidade, o fator limitante da capacidade de frenagem é o equilíbrio longitudinal do veículo (tombamento e escorregamento), e não a força de frenagem.

e) Determinação do peso do veículo

Podemos determinar o peso total do veículo, dividindo-o em duas partes: peso das peças e peso da estrutura.

O peso das peças é a somatória simples de todas as partes componentes do veículo, exceto a estrutura, e dependerá da sua escolha dentro do que é oferecido no mercado.

O peso da estrutura depende do material escolhido (tubos e chapas) e da quantidade de material. O peso das chapas (W_c) é calculado por: $W_c = \sum \rho \times A_i \times e_i$ e o dos tubos (W_t)

por: $W_t = \sum \rho_i \times l_i$.

onde $\rho = 7,8 \text{ g/cm}^3$ - densidade do aço;
 A_i = a área da chapa i ;
 e_i = espessura da chapa i ;
 p_i = peso do tubo i por unidade de comprimento;
 l_i = comprimento do tubo i .

O comprimento (l) do tubo será considerado no seu valor de corte, admitindo que a redução de peso, pela retirada de material nos acertos das superfícies de assentamento para soldagem, seja compensada pelos acréscimos referentes à operação de soldagem propriamente dita.

O peso da estrutura (W_p) é, então: $W_p = W_t + W_c$, que, somado ao peso das peças resulta o peso total do veículo.

3.- ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

O objetivo desta análise de sensibilidade é determinar os efeitos da variação dos parâmetros de projeto sobre o desempenho do veículo em termos da força aplicada ao pedal e da eficiência de frenagem.

a) Esforço sobre o pedal

Em relação às forças resistentes, o esforço sobre o pedal (S_b') pode ser escrito como:

$$S_b' = \frac{\pi}{2} \times \frac{R \times c}{b \times \eta} \times (f \times W + W \times g + C_a \times 0,0049 \times A \times v_f^2 + \bar{m} \times \gamma \times a)$$
 e os parâmetros de projeto são: $\frac{R \times c}{b}$, γ , \bar{m} , $C_a \times A$, f , η

Variando estes parâmetros, procuraremos des-
cobrir os que mais influência exercem sobre a variável de saída

(Sb'), a partir das variáveis de entrada (v, a, G).

Por outro lado, a força máxima aplicável ao pedal por uma pessoa:

$$Sb'_{\text{máx}} = 181 \times e^{-0,58 \times Rot} = 181 \times e^{-0,58 \times \frac{v}{3,6} \times \frac{b}{c \times R}}$$

Como primeira observação, vemos que a relação $\frac{R \times c}{b}$ ao aumentar, faz crescer não só a força máxima realizável, como também, a força necessária para o movimento.

Desse modo, consideramos mais significativo variar o parâmetro $\frac{R \times c}{b}$ relacionando-o com a relação entre as potências necessária e aplicável, que é igual à relação entre as forças necessária e aplicável.

Os resultados das variáveis de saída para a variação de cada parâmetro de projeto, mantendo os demais parâmetros de entrada constantes, foram conseguidos com a ajuda de uma calculadora programável e estão tabelados a seguir.

Os valores fixados para as variáveis de entrada e os parâmetros de projeto são:

- | | |
|-------------------------------|-------------|
| Ca = 1,05 | v = 20 km/h |
| A = 0,46 m ² | G = 0 |
| Ca x A = 0,483 | a = 0 |
| m̄ = 85 kgf | |
| m̄ x γ = 87,45 kgf | |
| f = 0,0055 | |
| η = 0,95 | |
| $\frac{R \times c}{b} = 4,84$ | |

TABELAS DE ESFORÇO SOBRE O PEDAL (Sb') VARIANDO OS PARÂMETROS

- Variando o produto do coeficiente de arrasto pela área frontal (Ca x A)

Ca x A	0,28	0,32	0,37	0,41	0,46	0,51	0,55
Sb' (kgf)	8,08	8,80	9,52	10,24	10,97	11,69	12,41
ΔSb'	53,6%						

- variando o coeficiente de atrito de rolamento (f)

f	0,0035	0,0040	0,0045	0,0050	0,0055	0,0060	0,0065	0,0070
Sb' (kgf)	9,97	10,31	10,65	10,99	11,33	11,67	12,01	12,35
$\Delta S_b'$ (kgf)	23,9%							

- variando o rendimento da transmissão (η)

η	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Sb' (kgf)	21,52	17,93	15,37	13,46	11,96	10,76
$\Delta S_b'$ (kgf)	50,0%					

- variando a massa da bicicleta

$m+m_{cic.}$ (kg)	80	82	84	86	88	90	
$\theta=0^\circ$ Sb' (kgf)	11,47	11,56	11,64	11,73	11,82	11,91	$\Delta S_b' - 3,8\%$
$\theta=4^\circ$ Sb' (kgf)	56,29	57,49	58,69	59,90	61,11	62,32	$\Delta S_b' - 10,7\%$

Podemos constatar, que, para variações de 100% em cada parâmetro de projeto, o esforço necessário sobre o pedal recebeu grande influência de todos os parâmetros, exceto da massa do veículo.

Entretanto, sabemos, já em princípio, que uma variação de 100% é irreal para determinados parâmetros. O rendimento da transmissão, por exemplo, não deve sofrer variações acima de 5%.

TABELA DE POTÊNCIA APLICÁVEL/POTÊNCIA NECESSÁRIA (Pa/P)

$\frac{R \times c}{b}$	2,50	2,75	3,00	3,25	3,50	3,75	4,00
Pa/P	8,53	8,71	8,81	8,82	8,80	8,73	8,64

Quanto à razão entre potências aplicável e necessária, há um ponto de máximo que se situa em $\frac{R \times c}{b} = 3,22$

b) Espaço de frenagem

Calculemos, inicialmente, o esforço de frenagem necessário para imobilizar o veículo em terreno horizontal, desprezando a resistência do ar, segundo a especificação de imobilização em 15 m com velocidade inicial de 40 km/h.

Consideramos: $W = 85 \text{ kgf}$, $f = 0,0055$, e $\gamma \times \bar{m} = 87,54 \text{ kg}$. Nesse caso, $B + R_{\text{total}} = B + f \times W = B + 0,4675 \text{ kgf}$

e assim: $S = \frac{\gamma \times \bar{m}}{B + R_{\text{total}}} \times \frac{v_i^2}{2} \rightarrow B = 36,3 \text{ kgf}$

Padronizando essa força de frenagem (B) e utilizando a equação acima para espaço de frenagem (S), temos $\gamma \times \bar{m}$ como parâmetro de projeto e a velocidade inicial (v_i) como variável de entrada. A variável de saída (S) apresenta o comportamento indicado a seguir:

$\gamma \times \bar{m}$ (kg)	80	82	84	86	88	90
S (m)	13,71	14,05	14,40	14,74	15,08	15,42
ΔS	- 12,5%					

Vemos que, o parâmetro $\gamma \times \bar{m}$ tem uma influência muito grande no espaço de frenagem, e, além disso, o fator que normalmente limita a eficiência de frenagem de um bicicleta é o tombamento para a frente. O freio em si tem condições de parar a bicicleta em menor espaço. Assim, procuraremos reduzir $\gamma \times \bar{m}$ ao máximo, mas dando maior importância ao equilíbrio do veículo na frenagem, que será visto na análise de estabilidade.

4.- ANÁLISE DE COMPATIBILIDADE

Para facilitar a análise de compatibilidade, vamos dividi-la em partes conforme a operação realizada e estabelecer as características mais importantes. (Fig. 2.1.a e 2.1.b)

Operações:

a) Giro dos pedais

- a largura livre entre as pedivelas (L_c) deve ser maior que a largura máxima da estrutura da caixa de movimento dos pedais $\left[L_{e1} + \left(\frac{L_{e2} - L_{e1}}{r_a} \right) \times b \right]$;

- o conjunto do garfo não pode interferir no movimento dos pedais. $b + 20 \text{ cm} < r_a + L_a$, onde 20 cm é uma folga estimada para garantir que os calcanhares não esbarrem no garfo.

- a largura máxima dos pedais, por ser aproximadamente igual à largura total ocupada pelos pés durante a pedalada, não deve exceder a largura mínima livre entre as rodas dianteiras, menos uma folga que estabelecemos como 10 cm. $L_p + 10 \text{ cm} < B_d - e$, onde e é a largura dos pneus.

b) Giro do garfo

Para um ângulo máximo necessário de giro (θ'),

não deve haver interferência:

- com o assento por parte do garfo $\text{tg}\theta' < E_b / L_b$;
- com o ciclista por parte dos controles:

$r_g \times \cos\theta' - c_c \times \text{sen}\theta' > \text{Largura livre nos quadris segundo referência bibliográfica 6.}$

c) Dimensões das rodas

- a altura livre do garfo (hf) deve ser maior que o raio da roda dianteira (rd);
- o espaço livre entre o eixo da roda traseira e o tubo de apoio do encosto deve ser maior que o raio da roda traseira : $F_t > R$.

d) Giro da dobradiça dos pedais

- o giro da dobradiça não deve colocá-la em uma posição que exceda os limites de medidas do veículo desmontado. Aproximadamente: $(r_a + r_v) \times \cos\delta < h_a$.

5.- ANÁLISE DE ESTABILIDADE

Nesta análise determinamos os limites de estabilidade do veículo para condições de aceleração, frenagem e curvas.

a) Aceleração

Como já visto, os limites de estabilidade na aceleração estão no escorregamento e no tombamento segundo as fórmulas:

$$a \leq (Lr \times \cos\theta - H \times \sin\theta) \times \frac{g}{H}, \text{ para não haver tombamento e}$$

$$a \leq \frac{(Wr \times \mu - f - \sin\theta) \times g}{\gamma}, \text{ para não haver escorregamento.}$$

Os parâmetros de projeto são Lr, H, f .

Como a força máxima sobre o pedal é 181 kgf, e desprezamos as resistências ao movimento por serem pequenas nas velocidades de máxima aceleração, podemos escrever; para terreno horizontal:

$$a = \frac{Sa}{\bar{m} \times \gamma}, \text{ onde } Sa \text{ é o esforço de tração no solo.}$$

Por experiência, sabemos que não se usa relações de transmissão mais curtas que 40x28 e, portanto, essa será a transmissão utilizada, para a aceleração.

Nesse caso a aceleração máxima será:

$$a = 6,55 \text{ m/s}^2.$$

E, desenvolvendo nas equações de escorregamento e tombamento; $\frac{Lr}{H} \geq 0,668$ (não tombamento) e

$$\frac{Lf - f \times H}{L - \mu \times H} > 0,866 \text{ (não escorregamento).}$$

Considerando $\mu = 0,8$ e sabendo que f tem pouca influência no resultado e pode ser considerado o mesmo das bicicletas convencionais ($f = 0,0055$), chega-se à condição de não escorregamento:

$$Lf + 0,685 \times H > 0,866 \times L.$$

b) Frenagem

As equações dos limites de frenagem para escorregamento e tombamento são

$$\bar{b} < \frac{g}{\gamma} \times \left[\frac{(Lr + f \times H) \times \mu}{L - \mu \times H} + f - \sin\theta \right] \text{ (não escorregamento) e}$$

$$\frac{Lf}{H} > \sin\theta + \frac{\bar{b}}{g} \text{ (não tombamento).}$$

Supondo deceleração \bar{b} constante durante uma freada e considerando as condições especificadas de imobilização em 15 m, partindo de uma velocidade inicial $v_i = 40 \text{ km/h}$, teremos: $\bar{b} = 4,11 \text{ m/s}^2$.

Estudando o caso de terreno horizontal, teremos: $\frac{H}{Lf} < 2,39$ (para não haver tombamento) e

$Lr < 0,533L - 0,432H$ (não escorregamento para $f = 0,0055$ e $\mu = 0,8$).

Introduzindo $\mu = 0,2$, que corresponde a um piso muito escorregadio, podemos avaliar a variação provocada na eficiência da frenagem.

$$\bar{b} < \frac{g}{L} \times \frac{(Lr + f \times H) \times \mu + f - \text{sen} \theta}{L - \mu \times H}$$

Considerando as mesmas condições anteriores,

$$\bar{b} > \frac{Lr + 0,0055 \times H \times 1,905 + 0,052}{L - 0,2H}$$

No caso de se estar em um declive de 4° (7,0%), podemos estudar a variação do limite de tombamento:

$$\frac{Lf}{H} > \text{sen } 4^\circ + \frac{\bar{b}}{g}, \text{ numericamente, usando o valor}$$

$$\frac{H}{Lf} = 2,39 \text{ (limite em terreno horizontal), teremos:}$$

$$\bar{b} \leq 3,42 \text{ m/s}^2 \text{ e o novo espaço mínimo de frenagem será } 18,0 \text{ m.}$$

c) Estabilidade em curvas

Analisaremos as exigências dos parâmetros para assegurar a eficiência desejada em curvas e observaremos os efeitos sobre essa eficiência devidos a uma diminuição no coeficiente de aderência.

Com a equação de velocidade limite para não haver tombamento,, $v = \sqrt{g \times R_c \times \frac{n}{H}}$ onde $v = 20$ km/h, $R_c = 15$ m,

obtemos $\frac{n}{H} \geq 0,21$.

Quanto ao escorregamento, para coeficiente de aderência normal, pode-se realizar uma curva de raio 15 m à velocidade de 39 km/h. Se introduzirmos um coeficiente de aderência $\mu = 0,2$ para superfícies escorregadias, teremos:

$$v = \sqrt{\mu \times g \times R_c} = \sqrt{0,2 \times g \times 15} = 5,42 \text{ m/s} = 19,53 \text{ km/h} .$$

Que, apesar de reduzir a velocidade permitível à metade do seu valor, ainda é aceitável considerando-se que há muito pouca diferença em relação à especificação de 20 km/h.

6.- OTIMIZAÇÃO

Na otimização será feita a escolha dos melhores valores para os parâmetros e características de projeto. Dividiremos o estudo conforme a parte que estiver sendo otimizada.

a) Estrutura

Para otimização da forma da estrutura, observamos como aspectos mais importantes:

- dimensões reduzidas para melhorar a portabilidade;

- simplicidade da estrutura;

- posicionamento do centro de gravidade e adaptação das dimensões (bitola dianteira, distância entre eixos) de modo a garantir o equilíbrio desejado para o veículo.

Devido ao fato de só haver uma roda atrás, o condutor não pode ser colocado muito próximo ao eixo traseiro.

Na frente, isso não ocorre pois a existência de 2 rodas dianteiras proporciona um espaço entre elas que pode ser ocupado pela pessoas.

A otimização da forma do veículo foi feita com base em desenhos esquemáticos, reduzindo ao máximo a distância entre eixos para conseguir dimensões totais reduzidas, e variando os ângulo da estrutura para verificar, em cada combinação desses ângulos, as posições do ciclista e do centro de gravidade.

Limitando a distância entre eixos a 70 cm, substituímos esse valor nas equações de estabilidade.

A posição do centro de gravidade (CG) é determinada com base na figura 2.1., usando as equações:

$$x_{CG_1} = \frac{\sum m_i \cdot x_i}{m} \quad \text{e} \quad y_{CG_1} = \frac{\sum m_i \cdot y_i}{m} \quad \text{onde:}$$

m_i = massa da parte (i) do cor
po;

x_i = abcissa do Centro de Gra-
vidade da parte (i) do cor
po;

y_i = ordenada do Centro de Gra-
vidade da parte (i) do cor
po;

x_{CG_1} = abcissa do Centro de Gra-
vidade do condutor;

y_{CG_1} = ordenada do Centro de Gra-
vidade do condutor.

Consultando a bibliografia 2 encontra-
mos uma tabela para as massas absolutas e porcentuais de cada par-
te do corpo humano.

TABELA DE MASSAS PARA INDIVÍDUO DE 70 KG

PARTE DO CORPO	MASSA UNITÁRIA(kg)	MASSA UNITÁRIA/MASSA CORPO
Busto (tronco+cabeça)	35	50,0 %
Braço	2,37	3,39%
Antebraço+mão	2,21	3,15%
Côxa	8,18	11,69%
Perna	4,74	6,77%

Assumindo que o centro de massa de cada segmento está localizado no centro do mesmo, medimos suas coordenadas em relação aos eixos x e y na figura 2.1 e substituímos nas equações anteriores chegando a x_{CG} e y_{CG} do condutor.

O Centro de Gravidade do veículo tem menor influência que o do condutor pois a massa do primeiro é admitida como sendo 15 kg, enquanto que a do condutor é 70 kg.

$$\text{No final, } y_{CG_1} \times m_{cicl.} + y_{CG_2} \times m = y_{CG} \times \bar{m}$$

$$x_{CG_1} \times m_{cicl.} + x_{CG_2} \times m = x_{CG} \times \bar{m}$$

Para haver um equilíbrio, tanto em freadas como em arrancadas, o centro de gravidade não se deve afastar muito da posição central entre os eixos. Avaliando, portanto, as limitações das equações de estabilidade em relação à altura do centro de gravidade quando $K = \frac{Lr}{L}$ varia entre 0,4 e 0,6, e respeitando a compatibilidade de dimensões, chegamos ao resultado final da otimização que determina os seguintes números:

$$L = 68 \text{ cm;}$$

$$H_{CG} = 51 \text{ cm;}$$

$$K = \frac{Lr}{L} = 0,56 \rightarrow \frac{Lf}{L} = 0,44$$

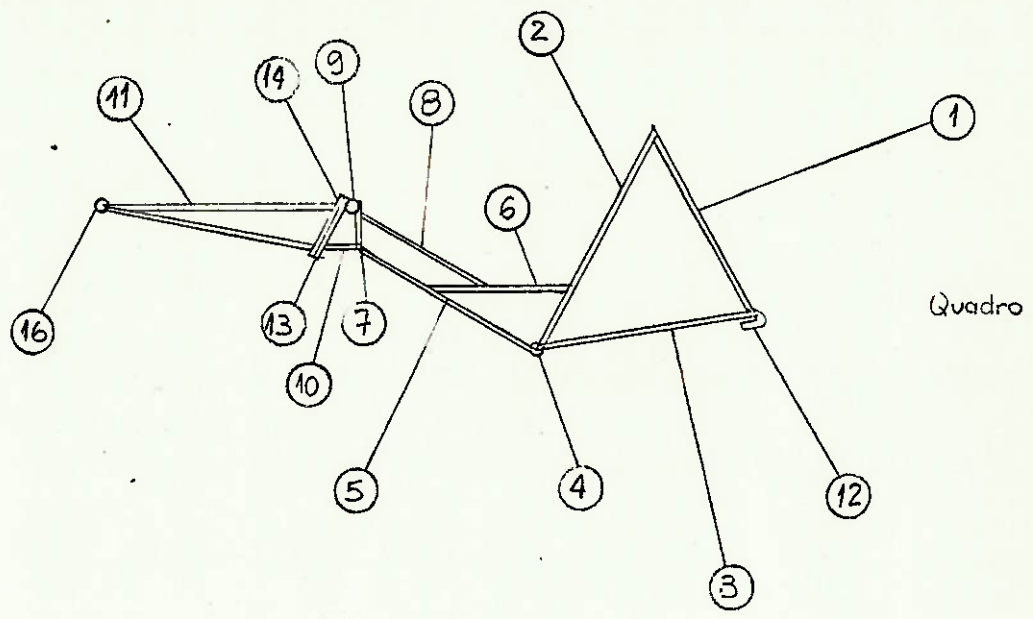
A parte frontal da estrutura, que suporta o sistema de pedais, deve ter seu comprimento dado segundo o comprimento das pernas de uma pessoa. Valores padrões para as dimensões de um indivíduo são tirados da referência bibliográfica 6.

Estudando a figura 2.1. em escala, aplicando as dimensões dos membros inferiores determinamos o comprimento $l_p = 40$ cm.

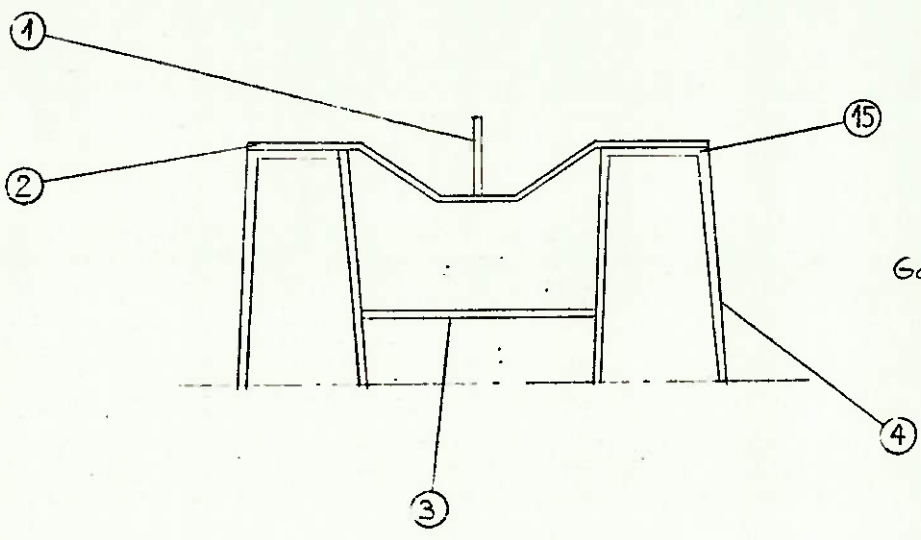
PARTE DO CORPO	COMPRIMENTO (cm)
Perna	52
Côxa	40
Tronco	53
Braço	30
Antebraço+mão	42
Pescoço+cabeça	30

Para uma determinação inicial dos tubos utilizados no quadro tomamos por base a análise de resistência feita anteriormente. Se utilizarmos os mesmos tubos que nas bicicletas convencionais teremos, provavelmente, um superdimensionamento da estrutura nas partes traseira e central. Na parte frontal do quadro, utilizaremos os mesmos tubos empregados na parte traseira inferior dos quadros normais, devido ao fato de termos carregamentos da mesma ordem de grandeza.

Utilizando a experiência e sugestões do fabricante de bicicletas consultado, escolhemos os tubos usados em bicicletas de 10 marchas. Entretanto, alguns detalhes devem ser observados. Para espessura de parede de 1,9 mm, os tubos utilizados estão numa faixa de transição. Maiores espessuras se fazem laminadas a quente e, menores, laminadas a frio. Os tubos de 1,9mm podem ser de um ou outro tipo, podendo apresentar grandes flutuações nas suas propriedades mecânicas. Desse modo, evita-se a utilização de



Quadro



Garfo

Figura 2.7.

tubos com parede dessa espessura, devido à incerteza para o dimensionamento.

Numerando os tubos do quadro na figura 2.7. montamos a tabela abaixo com os pesos específicos correspondentes e os comprimentos utilizados:

TUBOS QUADRO	QUANTIDADE	TUBO	P/l (kg/m)	PESO (kg)
1	2	5/8x1,2x325	0,455	0,296
2	1	1 1/8 x1,2x400	0,842	0,337
3	2	7/8x1,5x350	0,815	0,570
4	1	1 1/2 x1,5x80	1,490	0,119
5	1	1 1/8 x1,2x320	0,842	0,269
6	1	1 1/8 x1,2x230	0,842	0,194
7	1	1 1/4 x1,0x100	0,760	0,076
8	1	1 1/8 x1,2x200	0,842	0,168
9	1	1 1/8 x1,2x100	0,842	0,084
10	1	1 1/8 x1,2x200	0,842	0,168
11	3	7/8x1,5x380	0,815	0,929
16	1	39x34x75	2,830	0,212
TOTAL				3,422

TUBOS GARFO	QUANTIDADE	TUBO	P/l (kg/m)	PESO (kg)
1	1	25,4x22,4x130	0,967	0,126
2	1	1 1/8 x1,2x550	0,842	0,463
3	1	1/2x1,2x440	0,352	0,155
4	4	7/8x1,2x230	0,646	0,594
TOTAL				1,338

CHAPAS	QUANTIDADE	CHAPA	PESO (kg)
12	2	70x70x1,5	0,115
13	1	$(100^2 - 40^2) \times 3,0$	0,197
14	1	$(100^2 - 40^2) \times 3,0$	0,197
15.	2	100x50x1,9	0,149
TOTAL			0,659

O Peso Total da Estrutura é 5,419 kg.

Em relação aos modelos convencionais, notamos que há um aumento de peso, pois o quadro de uma bicicleta de dez marchas pesa em torno de 3,7 kg e o de bicicletas de passeio, 4,7 kg. Comparando, o quadro do veículo otimizado tem 0,7 kg a mais que nas bicicletas de passeio e 1,7 a mais que nas bicicletas de dez marchas.

b) Coeficiente de arrasto

O coeficiente de arrasto já é reduzido devido à posição do condutor. Para melhorá-lo ao máximo, procuramos sempre que possível "limpar" as superfícies do conjunto eliminando as saliências, e alongar a posição do condutor. Essa posição é limitada, entretanto, pelo conforto e pelo controle das dimensões do veículo. O uso de uma pequena carenagem pode ser feito para melhorar a penetração e ainda servirá como uma capa para o veículo quando estiver desmontado (forma portátil).

Com base na bibliografia 4 estimamos o coeficiente de arrasto em 0,8.

c) Atrito de rolamento

O coeficiente de atrito de rolamento não po

de ser muito reduzido pelo uso de pneus comuns. Entretanto, a ro da traseira possui um pneu de tipo mais fino e de maior pressão, apresentando coeficiente de atrito mais baixo. As dianteiras, devido à limitação de dimensões, são de diâmetro 16" e o mercado nacional não possui pneus estreitos com esse diâmetro. Assim, o coeficiente de atrito global será levemente maior que o de uma bicicleta com pneus finos.

Segundo a referência bibliográfica 4 , o coeficiente de atrito para pneus comuns (tipo passeio), inflados com 40 psi, é 0,006. Para o pneu traseiro, $f = 0,0055$. Temos dois pneus dianteiros e um traseiro, e, é sabido que as três rodas têm maior atrito com o solo que duas, mesmo sendo o peso total dividido em três partes.

Admitimos que, em relação ao coeficiente $f = 0,006$ para os pneus grossos, o aumento no atrito provocado pela existência de três rodas é contrabalançado pela colocação do pneu fino na roda traseira. Assim, o coeficiente de atrito global é $f = 0,006$.

d) Relação de transmissão

Quanto à relação de transmissão, escolhemos um conjunto de opções que permita aproveitar a potência for necida da melhor maneira possível. Utilizaremos um câmbio de 5 marchas, pois a existência de 10 é desnecessária em uso normal.

Da análise de sensibilidade, a potência máxima que pode ser fornecida a 20 km/h é conseguida com a rela ção $\frac{R_{xc}}{b} = 3,22$.

Devido ao formato da curva de potência, po demos atingir um valor bem próximo ao máximo com $\frac{R_{xc}}{b}$ variando na faixa de 2,7 a 3,9.

Conforme visto no anexo II, quando a potência requerida é baixa, torna-se mais fácil pedalar a uma rotação abaixo do valor ideal determinado. Assim, utilizaremos $\frac{Rxc}{b}$ um pouco acima do valor determinado matematicamente.

Com o auxílio de médicos e aparelhos apropriados, poderíamos determinar a potência gasta pelo movimento das pernas e atritos entre os músculos. Com isso, encontraríamos os valores $\frac{Rxc}{b}$ ideais para potências abaixo da máxima.

$$\frac{Rxc}{b} = 3,5 \quad R = \frac{D}{2} = \frac{22"}{2} = 11" \approx 280 \text{ mm}$$

$$\therefore \frac{c}{b} = 12,5$$

Utilizando um câmbio de cinco marchas, temos que escolher as relações de transmissão que mais se adaptam às condições de uso normal.

Conclusão importante tirada do resultado anterior é que, exceto por implicações fisiológicas, como por exemplo o comportamento das articulações das pernas quando submetidas a esforço, não se pode simplesmente aumentar o comprimento da pedivela para aumentar o braço de alavanca, o torque e, consequentemente, a potência. Somente um estudo mais aprofundado no campo da "Fisiologia do Exercício" permitiria conclusões a respeito da amplitude de movimentos ideal para as pernas e, assim, a verificação dos resultados alcançados até os dias de hoje pela experiência e pelo empirismo.

Utilizando, então, o comprimento de pedivela usual (170mm) escolheremos as relações de transmissão que permitirão máximo aproveitamento da potência nas diferentes velocidades.

Escolhemos uma transmissão para subidas a 10 km/h, uma para trechos horizontais a 20 km/h e outras para velocidades variando até 35 km/h, que atendam a terrenos horizontais ou descendentes com vento contrário ou a favor.

Com a tabela de relações de transmissão i-

deais,

Velocidade (km/h)	10	15	20	25	35
Relação de Transmissão (c)	0,98	1,47	1,96	2,45	3,42

nota-se que, para alcançar a rotação de pedais de máxima potência, é necessária uma relação muito reduzida não disponível no mercado. Além disso, por experiência, sabe-se que em subidas, usa-se menor rotação das pernas.

É utilizada, então, uma transmissão que satisfaça a especificação estabelecida para desempenho em aclives.

Em um aclive de 4° a 10 km/h, os coeficientes de arrasto e de atrito de rolamento têm pouca influência na potência total. Assim, admitindo um peso do veículo próximo aos 15 kgf, pode-se ter por base os cálculos realizados na parte de exequibilidade física, onde se conclui que a rotação do pedal deve estar entre 0,56 e 3,54 rps.

Usando a mesma transmissão que a 15 Km/h, na tabela de relações de transmissão anterior tem-se:

$$n = \frac{10}{3,6} \times \frac{0,17}{1,47 \times 0,28} = 1,15 \text{ m/s} = 1,08 \text{ rps}$$
, que está dentro da faixa satisfatória, e será, então, adotada.

Pode-se escolher uma relação adicional para satisfazer uma velocidade em torno de 30 km/h. O valor ideal seria $c = 2,93$, e utilizando as relações disponíveis no mercado, chegamos à combinação de uma engrenagem frontal de 48 dentes e uma catraca de cinco engrenagens de 14,17,20,24 e 28 dentes. Comparando com os valores teóricos:

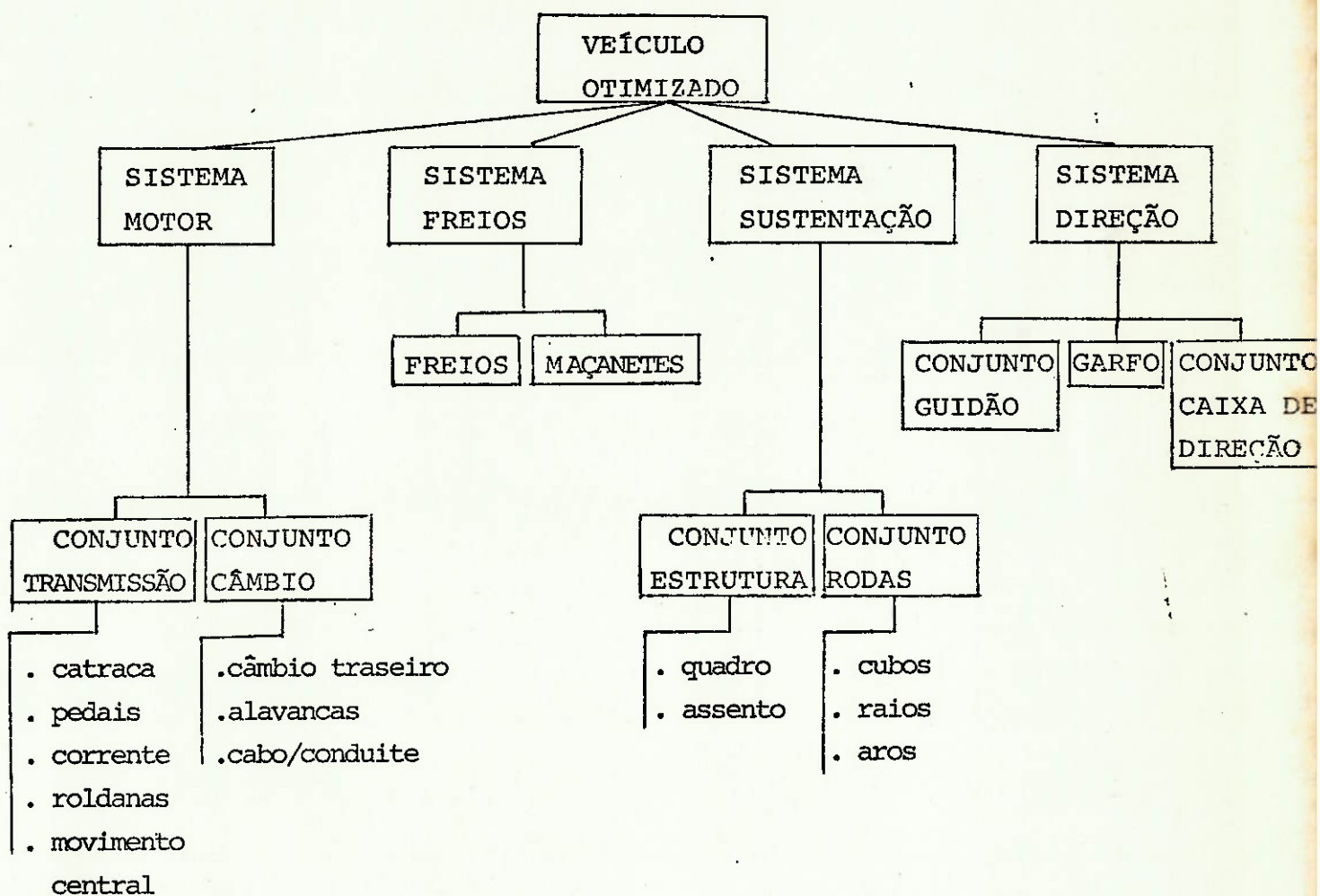
VELOCIDADE (km/h)	RELAÇÃO IDEAL	TRANSMISSÃO	RELAÇÃO REAL
15	1,47	48x28	1,71
20	1,96	48x24	2,00
25	2,45	48x20	2,40
30	2,93	48x17	2,82
35	3,42	48x14	3,43

e) Escolha das peças

A escolha das peças e componentes tem como fim obter o equilíbrio ótimo entre peso, qualidade e preço.

A avaliação de peso e preço é simples mas para avaliar a qualidade e estabelecer a melhor combinação, é necessário o uso da experiência com o material empregado nas bicicletas e do bom senso.

Árvore de Composição:



Como o custo da mão de obra de montagem é baixo (0,15 ORTN) e há poucas peças diferentes de uma bicicleta comum, torna-se mais simples calcular o preço final, partindo do preço de uma bicicleta de dez marchas de melhor qualidade no mercado (preço - 40,4 ORTN).

As diferenças nas peças são:

- quadro, como já visto no valor econômico, teremos um aumento de 1,13 ORTN no preço;

- Substituição do guidão;

Na troca do guidão por duas barras separadas vamos supor que há equivalência de preços.

- guias da corrente;

Para guiar a corrente em suas duas passagens por baixo do condutor (indo e retornando da roda traseira) usaremos duas catracas simples de custo total 1,5 ORTN.

- rodas;

Usaremos uma roda semelhante, com sistema "quick-release" e duas rodas de menor custo.

rodas usadas - 0,87 ORTN/rodax2rodas = 1,74 ORTN

roda convencional 4,65 ORTN

teremos economia de 2,91 ORTN

- câmbio dianteiro.

Sem o câmbio dianteiro, há uma economia de 1,5 ORTN.

- troca do par selim-canote pelo assento em fibra
Supomos que há equivalência dos preços.

- pedais;

A diferença de preço entre um bom pedal importado e o utilizado em bicicletas nacionais, é de 1,9 ORTN.

- cobertura de nylon;

A cobertura de nylon acarreta um custo adicional de cerca de 0,9 ORTN.

- corrente adicional

Devido à distância entre os pedais e a roda motora há necessidade do uso de duas correntes com um preço adicional de 1,0 ORTN.

Comparando, então, com o preço das bicicletas nacionais de dez marchas que vai de 32,8 a 40,4 ORTN, vemos que apesar da pequena diferença de preço, 2,0 ORTN em relação ao modelo mais caro, o mesmo nível de qualidade das peças e a concepção de projeto vantajosa poderão determinar a preferência pelo modelo otimizado.

Em relação à escolha das rodas, elas devem ser o menor possível para proporcionar dimensões reduzidas do veículo. Mas, além disso, a diminuição no diâmetro das rodas favorece a atenuação das forças geradas nos raios e nos rolamentos dos cubos, devidas à reação lateral do solo em curvas (análise de resistência).

Numericamente, considerando as dimensões de rodas adotadas:

$$R_m \times L_c = C' \times R$$

$$\text{onde, } L_c = 70 \text{ mm}$$

$$R = 280 \text{ mm}$$

$$r_d = 200 \text{ mm}$$

$$C_f = 0,56 \times C/2$$

$$C_r = 0,44 \times C$$

Conforme determinado no capítulo de Exequibilidade física: $C = 17,84 \text{ kgf}$.

Na roda traseira, as condições são piores:

$$R_m = C \times \frac{0,44 \times 280}{70} = 31,4 \text{ kgf}$$

Considerando que essa situação é variável, podemos prever que não haverá problemas perceptíveis nos rolamentos.

f) Eficiência de frenagem

O sistema de freios colocado nas duas rodas dianteiras representa uma vantagem em relação às bicicletas convencionais. Enquanto nas bicicletas, o freio traseiro é pouco exigido, sobrecarregando o dianteiro, no modelo otimizado teremos dois freios igualmente solicitados, o que permite que se tenha maior esforço de

frenagem. Esse maior esforço poderá ser atingido graças ao melhor posicionamento do Centro de Gravidade (C.G.), no veículo otimizado, dificultando o tombamento para a frente.

g) Resultados finais da otimização

Como resultado do processo de otimização obtivemos as seguintes características do veículo (ver desenho de conjunto e fig. 2.1.):

- construtivas (anexo V)

<u>na forma portátil</u>	<u>na forma operacional</u>
altura - 0,90 m	altura - 0,65m
base - (0,50x0,59)m ²	largura - 0,59 m
ha - 350 mm	comprimento - 1,50 m
hb - 250 mm	diâmetro de giro - 5,00 m
peso ≈ 17,5 kgf	lp - 400 mm
esforço de transporte - 6,25kgf	c _c - 200 mm
	Eb - 160 mm
	Lb - 300 mm
	r _a - 270 mm
	Ft - 295 mm
	h _f - 215 mm
	Ca - 0,8
	A ≈ 0,40 m ²
	f - 0,006
	H _{CG} - 0,51 m
	L - 0,68 m
	Lr/L - 0,56

- funcionais

. o espaço de frenagem, determinado pela condição crítica de tombamento, a 40 km/h é 10,73m.

. força resistente a 20 km/h, R=1,15kgf. Para bicicleta comum, R = 1,414kgf → Para bicicleta otimizada teremos 19% a menos de resistência.

. esforço em subida de 4° a 10 km/h.

Em primeira marcha (48x28) serão necessários

31,7% do esforço máximo.

. em curvas, a condição crítica de tombamento estabelece para raio de giro $R_c = 15$ m, $v = 22,9$ km/h.

7.- PREVISÃO PARA O FUTURO

Essa análise com vistas à previsão do futuro do projeto em si pode ser dividida em diferentes aspectos.

O tempo de implantação do projeto foi avaliado por parte do fabricante consultado que estimou para preparação dos meios de produção, principalmente as ferramentas, um período de 60 dias. Este é um tempo bastante reduzido para que haja alterações sensíveis no meio sócio-econômico (mesmo com a possibilidade de mudança da política governamental nas próximas eleições) e no nível de tecnologia.

Em relação ao meio sócio-econômico, encontramos num momento em que há a evidente necessidade de otimização das bicicletas ou outros veículos de propulsão humana. E a situação caminha, segundo a tendência dos últimos tempos, para acentuar ainda mais essa necessidade, tanto pela economia de combustível, como pelos benefícios à saúde, já ressaltados anteriormente.

Além disso, a preocupação com o culto da saúde, que se estabeleceu nos últimos anos, não parece estar em seu fim; antes demonstra força para permanecer bom tempo.

Tem-se, ainda, o próprio aumento da população e o desenvolvimento industrial do Interior, que gerarão mais empregos e maiores necessidades de locomoção. Cidades como Sorocaba, no interior de São Paulo, apresentam grande desenvolvimento e possuem uma topografia bem pouco ondulada, que não exige maior esforço ao pedalar.

No lado da obsolescência técnica, o veícu-

lo significa um avanço tecnologicamente modesto quando comparado à evolução da ciência, mas que muda totalmente a concepção da bicicleta, como ela é conhecida, e aponta caminhos para uma nova época dos veículos não motorizados.

Mesmo esquecendo esse aspecto, o menor espaço ocupado e a não poluição do ambiente são fatores que atestam a validade técnica do veículo.

O produto ainda poderá incorporar desenvolvivimentos futuros. Estuda-se a implantação de pneus maciços feitos de espuma endurecida exteriormente.

Isso eliminaria o problema de furos com pneus e ainda poderia aumentar a vida do pneu. Empresas nacionais estão começando a produzir peças como câmbio e freios de melhor qualidade e materiais mais leves (como alumínio, por exemplo), possibilitando melhora da qualidade global e diminuição do custo total do veículo.

Estão, também, sendo fabricadas rodas de nylon, para as bicicletas tipo "cross", que, sendo aperfeicoadas e devidamente adaptadas, permitirão não só a sua utilização no veículo otimizado, mas também, fornecerão base experimental para a fabricação de outras peças com o mesmo material.

O lançamento do veículo básico, a resposta do mercado fornecerá dados para a introdução de novos equipamentos gerando outras versões.

Vemos, então, que as previsões para o futuro apontam fatores amplamente favoráveis para a implantação do veículo em grande escala.

8.- PREVISÃO DO TEMPO DE FUNCIONAMENTO

O tempo do funcionamento dependerá das condições de uso. Consideramos condições normais de utilização, a operação em velocidades em torno de 25 km/h, em vias pavimentadas, rodando cerca de 600 km por mês.

Nesse caso, os pontos principais de desgaste serão os pneus, a corrente, as engrenagens e os freios.

Podemos tabelar o tempo de vida das peças como segue:

PEÇA	TEMPO DE VIDA
. pneu	8 meses
. sapatas freio	6 meses
. cabos freio	6 meses
. sistema freios	5 anos
. caixa direção	3 anos
. cubos	5 anos
. corrente	2 anos
. catraca	3 anos
. câmbio	3 anos
. aros	3 anos
. quadro	+ de 5 anos

Estes tempos são determinados com uso normal e com os cuidados mínimos de manutenção - lubrificação e limpeza.

Analisando as vidas úteis acima mencionadas, podemos nos basear nas trocas dos eixos e cubos das rodas, dos freios e das engrenagens para estimar o tempo de vida do conjunto. Como essas partes são de custo elevado, e sua troca se aproxima de uma reforma do veículo, elas determinarão o período de utilização em 4 anos.

A extensão desse período dependerá da satisfação do proprietário, que pode realizar uma reforma do veículo, apesar do investimento necessário, que afetará a compensação financeira.

Quanto à obsolescência técnica, não há problemas a curto prazo devido à inexistência de veículos similares no mercado, e a médio e longo prazo devido à possibilidade de incorporação dos desenvolvimentos tecnológicos.

9.- PROGRAMA DE ENSAIOS E TESTES DOS PROTÓTIPOS

Normalmente, o projeto de bicicletas não envolve complexos programas de testes, exceto quando se está implantando algum processo ou material inovador. O veículo otimizado possui as mesmas peças que equipam as bicicletas convencionais, exceto pela estrutura, ou seja, o conjunto quadro-garfo e o assento.

Por isso, podemos propor os testes:

a) Quadro-garfo.

Esse conjunto possui partes semelhantes às convencionais, mas há pontos diferentes, assim, como os tipos de solicitação. A ausência do tubo superior horizontal diminui a rigidez da estrutura, mas as bicicletas femininas, que não possuem tubo superior, mas apenas, dois tubos oblíquos, demonstram a eficiência desse tipo de quadro.

Como a região do cachimbo central apresenta um alto momento fletor, devem-se realizar testes com cargas variando aplicadas a esse ponto. Essas cargas servem para simular o peso do corpo do condutor indivíduo quadro o veículo encontra obstáculos, buracos ou outras irregularidades do piso.

O mesmo teste deve ser feito com uma carga aplicada no eixo vertical do conjunto de direção. Esse conjunto deve ser ensaído juntamente com o quadro aplicando um momento que simule a situação de frenagem.

Outro teste se refere aos efeitos que os esforços sobre os pedais podem ocasionar sobre o resto da estrutura. Com o protótipo montado, pode-se travar a roda e aplicar esforços aos pedais que simulem condições severas de uso. A flexão lateral e a torção do quadro deverão ser mínimas.

Quaisquer problemas deverão ser compensados com reforços em pontos convenientes ou, se for necessário, modificações no desenho da estrutura.

b) Assento

Deverá ser normalmente fixado à estrutura e submetido a vibrações e choques leves de modo a verificar a eficiência das fixações e a resistência das regiões próximas a esses pontos. Essas regiões podem apresentar problemas de quebra e a primeira providência para corrigir eventuais defeitos pode ser a fixação com coxins de borracha.

c) Desmontagem/montagem

A análise básica dos processos de montagem e desmontagem pode ter sido insuficiente para detectar todos os problemas. Assim, montagens e desmontagens sucessivas poderão acusar algum defeito ou apontar detalhes que podem ser melhorados para facilitar e agilizar as operações e também, verificar se os tempos necessários para sua realização estão dentro das especificações.

d) Conforto

Devido à posição totalmente diferente do condutor, somente a experimentação poderá dizer o quanto ela é melhor em relação à posição normal e como pode ser melhorada.

e) Efeitos de curvas em três rodas

Como o veículo de três rodas está sujeito a forças resultantes fora do plano vertical das rodas deve-se avaliar a influência desse fato sobre as rodas especialmente os raios e os rolamentos.

Com a aplicação de forças laterais com as rodas girando verifica-se se há aumento da frequência na quebra dos raios e se há desgaste e aparecimento de folgas nos rolamentos.

f) Desempenho

Para verificar o desempenho, o melhor é pedalar o veículo pronto. Trafegando numa descida de inclinação já determinada, sem pedalar, e medindo a velocidade, poderemos determinar a eficiência do veículo em termos de desempenho. Variando a inclinação da descida e supondo atrito de rolamento constante, poderemos determinar, na prática, os valores dos parâmetros de projeto (coeficiente de arrasto, coeficiente de atrito de rolamento) e verificar a validade dos números calculados.

Testes de frenagem podem ser feitos para determinar o espaço de imobilização a uma dada velocidade.

No teste com o veículo pronto, devem ser verificados possíveis problemas na corrente, que, por ser muito longa, pode escapar das engrenagens, devido à vibrações. Deve-se analisar a mola do câmbio, que mantém a corrente esticada, para verificar se ela é suficiente para desempenhar sua função.

Quanto à aceleração e ao desempenho em subidas, o melhor parâmetro de análise será a sensação do condutor. Andando em uma bicicleta comum e num modelo otimizado, ele poderá dizer qual deles apresenta maior facilidade para pedalar.

g) Simulação do transporte

Com o veículo reduzido à forma portátil, podemos simular situações típicas, como a entrada no Metrô, por exemplo. Verificaremos, entrão, quais são as principais dificuldades e qual o nível de esforço para transportá-lo.

h) Melhoramentos

A realização dos testes, poderá indicar se alguma característica do veículo é dispensável, ou se há necessidade de melhoramentos.

Pode-se introduzir, no veículo, facilmente:

- diferentes materiais para almofadar o assento;
- encosto de cabeça telescópico (haste saindo do tubo normalmente destinado à fixação do selim);
- firma-pés, que não serão inconvenientes ao prendeter os pés nos pedais, pois não há risco de perda de equilíbrio;
- sistema para regular a posição do assento longitudinalmente;
- diferentes tamanhos de quadro (dimensão lp), para pessoas de diferentes estaturas;
- uso de um bagageiro simples para carregar pequenos pacotes.

10.- SIMPLIFICAÇÃO

Ao concluir o projeto básico, tem-se a impressão de que todas as simplificações já foram feitas durante o trabalho. Entretanto, a evolução do projeto com a construção dos protótipos e realização dos testes poderá apontar pontos com des necessária complexidade. A opinião de outras pessoas envolvidas no trabalho poderá ser de grande valia.

BIBLIOGRAFIA

- 1.- TABOREK, Jaroslav; "Mechanics of Vehicles"; Cleveland;
1.957; pág. 25 - 77.
- 2.- AMBROSINI, Giuseppe; "Prendi la bicicletta e vai ! ";
Milano; 1.951; pág. 44 - 73 e 109 - 115.
- 3.- ASMUSSEM, Erling; "The Neuromuscular System and Exercise";
pág. 3 - 41.
- 4.- "Scientific American"; New York; v. 249; n. 6; December;
1.983; pág. 126 - 134.
- 5.- "The Journal of Sports Medicine and Physical Fitness";
v. 22; n. 3; September; 1.982; pág. 295 - 299.
- 6.- PRO-TEC; "Manual de Projetista de Máquinas"; 4a. ed.;
1.978; pág. 4 - 45.
- 7.- SEARS, Francis; Zemansky, Mark; "Física, Matemática-Hi
drodinâmica"; v. 1; Rio de Janeiro; 1.973.

7

ANEXOS

A N E X O I

RESISTÊNCIA AO MOVIMENTO E ESFORÇO DO CICLISTA

As forças que resistem ao movimento de um veículo podem ser classificadas em 5 grupos de acordo com sua natureza (¹):

- Resistência ao rolamento, causada principalmente pelas deformações do pneu e do solo (R_r);
- Força para vencer aclives (R_g);
- Resistência do ar (R_a);
- Resistência da inércia, que surge sempre que se tenta alterar a velocidade do veículo (R_i);
- Perdas na transmissão; são todas as perdas que ocorrem na transmissão de potência até as rodas (R_t).

Assim, temos a resistência total dada por:

$$R_{total} = R_r + R_g + R_a + R_i + R_t$$

sendo:

$$\rightarrow R_r = f \times W$$

onde: f = coeficiente de resistência ao rolamento

W = peso total do veículo + condutor

$$\rightarrow R_g = W \times G$$

onde: G = tangente do ângulo de aclive

(¹): TABOREK, Jaroslav; "MECHANICS OF VEHICLES"

$$\rightarrow Ra = \frac{Ca \times \rho \times v_r^2}{2g}$$

onde Ca = coeficiente de ar
rasto

ρ = densidade do ar

A = área frontal projetada

v_r = velocidade relativa
ao ar

g = aceleração da gravi-
dade

$$\rightarrow Ri = m' \times a \text{ ou } \gamma \times m \times a$$

onde a = aceleração

m = massa total do veículo +
+ condutor

γ = fator de massa

m' = massa efetiva

Massa efetiva é uma massa hipotética que tem a mesma inércia do veículo com suas massas rotativas. Assim, $m' = m + m_e$, sendo m_e a massa equivalente do elementos rotativos.

$$\rightarrow m_e = \frac{\sum I \zeta^2}{r^2}$$

onde I = momento de inércia do
elemento rotativo

r = raio de rolamento

ζ = relação de redução en-
tre o eixo de tração e
o elemento rotativo

$$\rightarrow Rt = \frac{Mt}{r}$$

onde Mt = torque necessário no
eixo de tração para
vencer a resistência
da transmissão.

Determinamos a grandeza dessas forças resis-
tentes em uma bicicleta convencional inicialmente em terreno hori-
zontal a velocidade constante e sem ventos consideráveis, com os
pneus inflados a 50 psi.

- Rolamento: $R_r = f \times W$

$f \approx 0,0055$, que podemos assumir constante na faixa de velocidades considerada com erro não superior a 3%.

Adotaremos $W = 85$ kgf correspondendo a uma bicicleta de 15 kgf e ciclista de 70 kgf.

Assim, $R_r = 0,0055 \times 85 = 0,4675$ kgf

- Transmissão: R_t é dada em termos de eficiência

corrente: $\eta = 99\%$

rolamentos: $\eta = 0,98^2$ (2 rolamentos-roda e movimento central)

logo $\eta \approx 0,95$

Isso considerando condições normais de pressão e temperatura (15°C e 760 mmHg) e sendo A em metros quadrados e v_r em km/h

Através da bibliografia consultada (2), chegamos às áreas frontais:

posição passeio: $A \approx m^2 \rightarrow 0,46$

posição competição: $A \approx m^2 \rightarrow 0,36$

Adota-se, assim, que para o ciclista comum em posição normal e roupas de uso cotidiano, $C_a = 1,0$ a $1,1$.

Adotaremos $C_a = 1,05$ e construiremos, dessa forma, uma tabela da força resistente em função da velocidade.

Esta tabela apresenta a resistência de rolamento, a resistência aerodinâmica e a resistência total para veículo trafegando em terreno horizontal a velocidade constante.

(2) : "Scientific American"; New York

TABELA DE RESISTÊNCIA AO MOVIMENTO DO VEÍCULO

v (km/h)	R _r (kgf)	R _a (kgf)	R _{total} (kgf)
0	0,468	0	0,468
5	0,468	0,058	0,527
10	0,468	0,237	0,704
15	0,468	0,533	1,000
20	0,468	0,947	1,414
25	0,468	1,479	1,974
30	0,468	2,130	2,598
35	0,468	2,899	3,367

Com a força resistente, pode-se determinar o esforço do ciclista (figura I.1.).

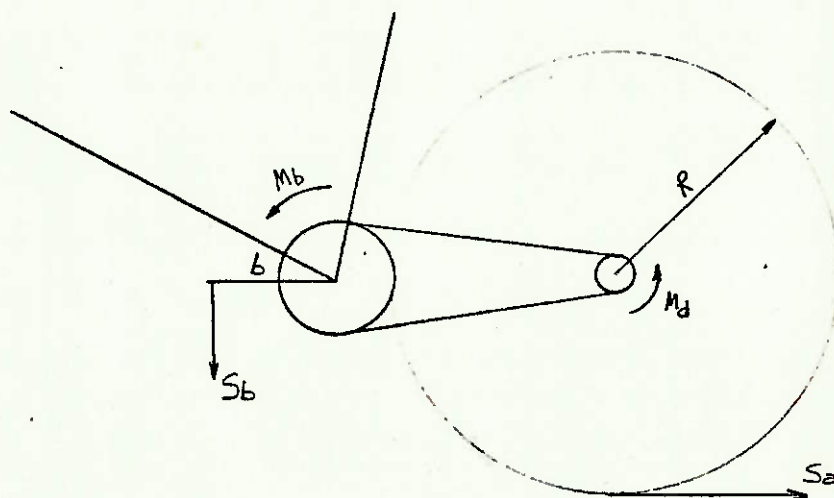


Figura I.1.

Sendo $c =$ a relação de transmissão:

$$M_b = c \times M_a$$

onde: M_a e M_b são respectivamente os torques na roda e no eixo central

$$\text{Assim: } S_b = \frac{S_a \times R \times c}{b \times \eta}$$

onde: S_a é a força de tração
 S_b é o esforço médio sobre o pedal

Como esse esforço (S_b) não é sempre perpendicular à pedivela, ao contrário, é praticamente vertical exercido por um ciclista comum de cima para baixo, não é totalmente aproveitado.

Assim, demonstra-se que o esforço real exercido sobre o pedal é dado por:

$$S_b' = S_b \frac{\pi}{2} \quad (\text{figura I.2.})$$

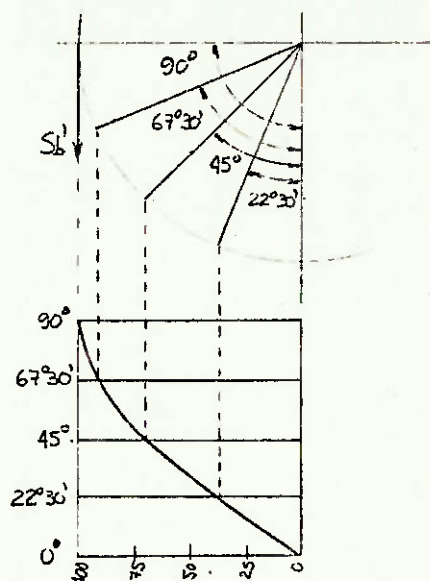


Figura I.2.

Portanto, chegamos à seguinte tabela do esforço máximo do ciclista pela velocidade e pelo aclive. Padronizamos em primeira análise que o ciclista usa uma relação de transmissão $52 \times 19 = 2,737$ que desloca a bicicleta 6 m (diâmetro da roda de 70 cm), a cada pedalada, exceto para subidas com 60°

ou mais de inclinação onde utilizaremos 40×19 (4,60m). O comprimento utilizado (b - 17 cm).

Como a força em aclives só é influenciada pelo peso do conjunto bicicleta-ciclista e a diminuição possível no peso da bicicleta não causa alteração significativa nessa força, estabelecemos que o rendimento do veículo otimizado deverá ser 10% superior à bicicleta convencional apenas no que se refere ao desempenho em terreno horizontal.

FORÇA MÁXIMA SOBRE O PEDAL (kgf)

v (km/h)	θ (°)	0	2	4	6	8
0		4,36	31,99	59,70	67,4	89,0
5		4,91	32,54	60,25	67,8	89,4
10		6,55	34,18	61,89	69,1	90,7
15		9,31	36,94	64,65	71,2	92,8
20		13,16	40,79	68,50	74,2	-
25		18,13	45,76	73,47	78,1	-
30		24,19	51,82	79,53	-	-
35		31,35	58,98	-	-	-

A especificação anteriormente estabelecida quanto ao desempenho em aclives diz que o veículo deverá subir um aclive de 4° a 10 km/h exigindo no máximo 40% da força limite do indivíduo na rotação dos pedais

Escolheram-se esses valores observando que somente ciclistas com muita prática costumam enfrentar aclives mais íngremes que 4° , (que inclusive não são frequentes nas vias de tráfego), sendo 10 km/h uma velocidade bastante razoável para subidas.

No anexo II podemos constatar que um esforço de 40% do valor limite pode ser sustentado por cerca de três minutos por uma pessoa normal, o que equivale a uma subida de 600 m à velocidade considerada. Isso significa uma subida bastante longa em termos urbanos. No entanto, aclives mais íngremes poderão ser enfrentados, apenas com prejuízo da velocidade ou aumento do esforço necessário.

- Resistência da inércia

Para um movimento acelerado, além das forças anteriormente consideradas, teremos também a resistência de inércia das massas do veículo.

Essa inércia deve ser considerada incluindo o efeito das massas rotativas, que oferecem uma resistência adicional. Esse efeito é considerado na massa equivalente m_e já descrita.

No anexo II determinamos a aceleração de uma bicicleta convencional e, para tal, devemos conhecer sua massa equivalente.

. determinação das massas equivalente e efetiva

Fixando uma roda pelo eixo (colocado em posição horizontal), e prendendo ao seu aro uma massa conhecida, iniciamos um movimento pendular. Através do período da oscilação, conhecemos o seu momento de Inércia $(^2)$.

⁽²⁾: SEARS, Francis ; "FÍSICA, MECÂNICA-HIDRODINÂMICA"

Achamos assim, $I_r = 0,16 \text{ kgm}^2$, para uma roda de bicicleta com câmbio de 70 cm de diâmetro.

$$\text{Desse modo, } m_e = \frac{I}{r^2} = \frac{0,16}{0,35^2} = 1,27 \text{ kg}$$

Assim, considerando duas rodas e massa total do veíxulo 15 kg, $m' = m + 2m_e = 17,54 \text{ kg}$

A N E X O II

CAPACIDADE DO SISTEMA MUSCULAR EM EXERCÍCIO ⁽¹⁾ ⁽²⁾

O sistema muscular tem uma capacidade de esforço que depende das condições de trabalho. Fatores como temperatura do músculo, amplitude do movimento e duração do trabalho influem decisivamente no nível de resposta muscular.

Analisaremos a dependência do esforço máximo realizável pelo músculo com a sua velocidade de contração o que será de grande valia para a escolha da velocidade de trabalho ideal, determinação da força máxima de um indivíduo e outros tópicos ao longo do trabalho.

a) Curva Força-Velocidade

O comportamento de uma fibra muscular e um músculo inteiro são mostrados na curva Força-Velocidade da figura

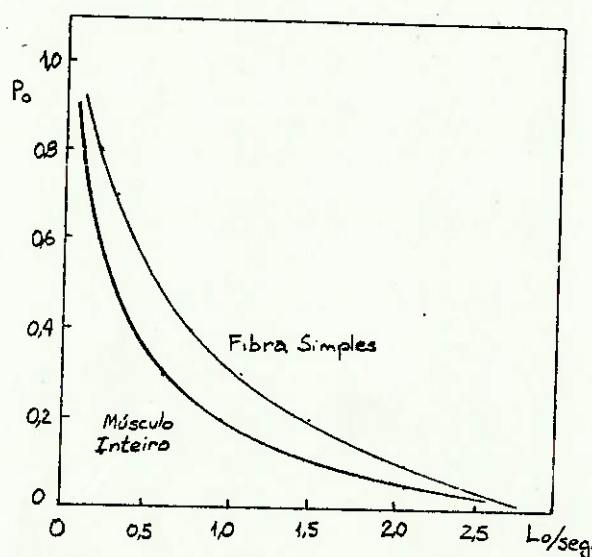


Figura II.1.

⁽¹⁾: ASMUSSEN, Erling; "The Neuromuscular System and Exercise"

⁽²⁾: "The Journal of Sports Medicine and Physical Fitness"

Essa curva fornece, para cada velocidade de contração, a máxima que o músculo pode vencer. Nesse caso, L_0 é o comprimento do músculo livre em repouso e P_0 é a carga máxima estática que o músculo suporta ou, carga isométrica. Vemos que a força muscular diminui com a velocidade de contração e esse é um fator limitante para, por exemplo, a velocidade desenvolvida por uma bicicleta.

Da análise do gráfico podemos calcular que a máxima potência fornecida por um músculo se dá com cargas em torno de 30% da máxima isométrica. Esse número coincide com o determinado em estudos de pessoas pedalando em máxima potência.

Qualitativamente, pois sabemos o aspecto da curva Força-Velocidade. Entretanto, para termos uma idéia quantitativa, o primeiro passo é conhecer a máxima tensão isométrica.

A tabela abaixo fornece os valores médios da carga máxima isométrica de extensão das pernas para um grupo de 600 pessoas testadas ⁽³⁾.

VALORES MÉDIOS DE FORÇA ISOMÉTRICA

Extensão das pernas, sentado, em kgf. $\pm 18,5\%$ Desvio Padrão

IDADE	20	25	35	45	55
HOMENS	295	310	312	296	263
MULHERES	214	225	212	197	162

Entretanto, não podemos simplesmente aplicar esses valores para o movimento de pedalar, devido ao fato de haver diferenças no grupo de músculos utilizado. Apenas sabemos que o valor determinado experimentalmente para a carga isométrica deverá estar próximo destes números.

⁽³⁾: ASMUSSEN, Erling; "The Neuromuscular System and Exercise"

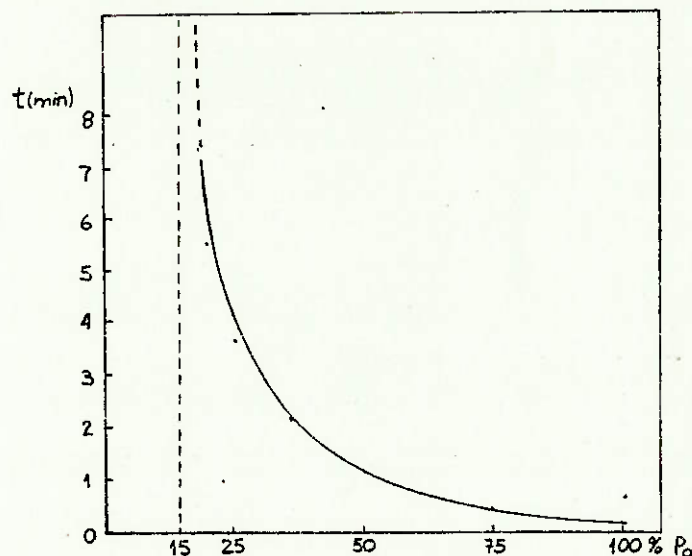
b) Fadiga Muscular

A realização de qualquer trabalho muscular exige o fornecimento de energia liberada por certas reações químicas. Será necessária, assim, uma intensificação da corrente sanguínea através do músculo para levar as substâncias que tomam parte nessas reações e para retirar as substâncias resultantes das reações.

A principal causa da fadiga muscular é a insuficiência dessa corrente sanguínea para atender a demanda de energia. Haverá, então, um acúmulo de certos produtos, principalmente ácido lático, o que inibirá ulteriores contrações do músculo.

Podemos constatar que, até um certo nível de esforço, a renovação de substâncias é total, mas, a partir daí, quanto maior o esforço realizado, menor será o tempo que e le pode ser sustentado.

Para um esforço estático teremos a seguinte curva de tempo:



. Figura II.2.

Vemos que, acima de 15% da carga máxima, o tempo de realização do esforço será limitado pelo fator de renovação de substâncias.

Para um esforço dinâmico, como no caso da bicicleta, o tempo de realização do esforço será maior devido à maior ativação da circulação sanguínea com o movimento.

Supõe-se que, num trabalho dinâmico, haverá um deslocamento da curva para cima e podemos estimar que o esforço de 40% da carga máxima anteriormente especificado para subidas poderá ser mantido por mais de 3 minutos.

c) Relação entre a carga máxima e a carga de regime

Como vimos, a potência máxima fornecida no movimento se dá à velocidade que se relaciona, na curva, a cerca de 30% da carga máxima isométrica. No entanto, a condição de potência máxima torna desprezível o trabalho gasto para movimentar o próprio segmento do corpo humano envolvido. Com base nisso, quando a potência requerida for reduzida, deveremos considerar esse trabalho adicional e será mais "econômico" para os músculos fornecer a potência a uma velocidade um pouco mais reduzida (⁴). Isso será levado em conta quando estivermos trabalhando com uma certa potência de regime bem inferior à potência máxima.

(⁴) : "The Journal os Sports Medicine and Physical Fitness"

A N E X O III

DETERMINAÇÃO DA ACELERAÇÃO E CAPACIDADE MÁXIMA DE ESFORÇO

Devido ao fato de não haver informações suficientes a respeito dos limites de capacidade de um indivíduo pedalando, houve a necessidade de determinação experimental da curva de esforço máximo que o indivíduo é capaz de realizar sobre os pedais em função da velocidade de rotação dos mesmos. .

Como se sabe, o esforço máximo diminui com o aumento da velocidade do movimento (¹). Tentaremos aproximar essa curva de esforço por um exponencial decrescente que julgou-se ser uma curva apropriada para expressar o fenômeno. Os resultados obtidos mostraram que a curva exponencial se adapta bem aos pontos determinados.

a) Determinação da aceleração

O ideal seria a realização do teste com vãrias pessoas escolhidas conforme idade, sexo, etc.. Como não houve pessoas disponíveis, o teste de aceleração foi realizado com um ciclista em bicicleta de competição. Os resultados foram introduzidos nas equações do anexo I, determinando a força sobre o pedal para rotações variadas. Com esses pontos, foi feita uma regressão exponencial que reultou a curva de força do referido ciclista.

Os dados para realização do teste:

- . $f = 0,004$
- . $A = 0,43 \text{ m}^2$
- . $Ca = 0,88$
- . $m' = 11 \text{ kg}$
- . $m_{\text{ciclista}} = 79 \text{ kg}$

(¹): ASMUSSEN, Erling; "The Neuromuscular System and Exercise"

O teste consistiu em determinar os tempos para percorrer distâncias múltiplas de 10 metros partindo da imobilidade e empregando força máxima. Com as velocidades médias em dois trechos consecutivos ($v_{m_i} + v_{m_{(i+1)}}$) determinou-se a velocidade máxima no primeiro trecho como sendo a média aritmética entre elas:

$$v_{m\acute{a}x_i} = \frac{v_{m_i} + v_{m_{(i+1)}}}{2}$$

A divisão da variação de velocidades máximas no trecho pelo tempo para percorrê-lo resultou na aceleração:

$$a_i = \frac{v_{m\acute{a}x_i} + v_{m\acute{a}x_{(i+1)}}}{t_i} \quad \text{onde } t_i \text{ é o tempo para percorrer o trecho } i.$$

Essas aproximações foram feitas para simplificar o problema. Outro meio de determinação da força das pernas seria a medida da velocidade de rotação dos pedais variando a carga em uma bicicleta ergométrica. Resultados obtidos:

Espaço (m)	10	20	30	40	50
Tempo por trecho(s)	2,33	1,32	1,13	0,99	0,92
v_m (m/s)	4,29	7,58	8,85	10,10	10,87
Tempo acumulado(s)	2,33	3,65	4,78	5,77	6,69
$v_{m\acute{a}x}$ (m/s)	5,94	8,21	9,48	10,48	11,26
a (m/s ²)	2,55	1,72	1,12	1,01	0,85
R_{total} (kgf)	0,80	1,73	2,22	2,80	3,17
Sb (kgf)	118,9	86,1	61,4	57,5	53,9
Sb' _{máx} (kgf)	186,8	135,2	96,5	93,2	84,7
Rot (m/s)	0,92	1,63	1,89	2,16	2,33

Obs: A resistência ao movimento (R) e a velocidade do pedal (Rot) foram determinadas com base nas velocidades médias

b) Determinação da curva de esforço máximo

Com o esforço $Sb'_{\text{máx}}$ e a velocidade de rotação do pedal, fizemos uma regressão exponencial para achar a equação da curva, que é da forma $Sb'_{\text{máx}} = s \times e^{\text{Rot} \times b}$ onde Rot é a velocidade do pedal em m/s e se relaciona com a velocidade do veículo (km/h) por $\text{Rot} = \frac{v}{3,6} \times \frac{b}{R \times c}$.

Os coeficientes encontrados foram: $b = -0,58$ e $s = 321$ kgf.

Estima-se que a força de um indivíduo normal, adulto e do sexo masculino é 75% da força do ciclista treinado. Além disso devemos considerar uma queda no aproveitamento devido ao fato de a bicicleta comum não possuir "firma-pés". Isso limita o ciclista a exercer sobre o pedal forças somente descendentes, enquanto que, na bicicleta de competição, a força atua a favor do movimento do pedal em praticamente toda a sua circunvolução. Consideraremos, então, uma queda de 25% no aproveitamento.

Desse modo, a constante s fica reduzida a $s = 0,75 \times 0,75 \times 321 = 181$ kgf e temos a curva final de força do indivíduo padrão:

$$Sb'_{\text{máx}} = 181 \times e^{-0,58 \text{Rot}}$$

c) Determinação da aceleração de bicicleta comum

Com os resultados obtidos até agora, podemos aplicar essa curva de esforço a uma bicicleta comum de dez marchas e achar, para cada relação de transmissão, os tempos necessários para atingir determinadas velocidades. Essa determinação é feita com o auxílio de uma calculadora programável.

Como visto no anexo I, consideramos as seguintes características para as bicicletas comuns:

- . $f = 0,0055$
- . $A = 0,46 \text{ m}^2$
- . $C_a = 1,05$
- . $m' = 15 + 2,54 = 17,54 \text{ kg}$
- . $m_{\text{ciclista}} = 70 \text{ kg}$

Os resultados obtidos estão na tabela abaixo:

TABELA DE TEMPO (s) PARA ATINGIR DETERMINADA VELOCIDADE (km/h)

V C	40x28	40x24	40x20	40x17	52x28	52x24
5	0,43	0,49	0,57	0,64	0,54	0,61
10	0,96	1,06	1,22	1,38	1,16	1,30
15	1,64	1,78	2,01	2,26	1,93	2,13
20	2,57	2,73	3,01	3,34	2,90	3,17
25	3,96	4,08	4,37	4,74	4,25	4,54
30	6,10	6,03	6,23	6,61	6,14	6,39

OBS: não utilizamos todas as relações de transmissão da bicicleta, pois as mais longas não são apropriadas para acelerar o veículo.

Com esses dados verificaremos a combinação de marchas que proporciona melhor aceleração.

Estima-se, com base na experiência e na observação de ciclistas comuns, que o tempo perdido em mudanças de marchas é, para engrenagem da roda (catraca), um segundo e meio

no avanço e dois segundos na redução. Já para as engrenagens centrais (volantes), três segundos no avanço e um segundo na redução.

Estabelecemos como critério de comparação o tempo para atingir a velocidade de 30 km/h e chegamos à conclusão que, exceto para chegar a velocidades mais elevadas, não é compensatório realizar mudanças de marcha, devido ao tempo perdido na operação. Vemos que o ideal é acelerar sem mudanças de marcha até a velocidade desejada e, aí então, trocar para uma transmissão mais longa.

A relação de transmissão que permitiu melhor resultado na bicicleta comum foi 40×24 que desloca a bicicleta 3,65 m a cada giro do pedal. Para chegar da imobilidade aos 30 km/h, a bicicleta leva, assim, 6,03 s e tal desempenho deve ser conseguido também pelo veículo otimizado.

A N E X O IV

EQUILÍBRIO DE UM VEÍCULO

Um veículo deve ter um certo grau de estabilidade, contra tombamento e escorregamento, que é determinado, principalmente, pela posição do seu centro de gravidade, pelo atricôm com o solo e pelas dimensões da base de apoio. Analisaremos o equilíbrio de um veículo submetido a aceleração e a frenagem.

a) Aceleração

A figura IV.1 representa um veículo em movimento acelerado num aclave, de cuja análise resulta a condição de início de tombamento, quando, para um momento nulo em relação ao ponto de contato da roda traseira (A), teremos valor também nulo para a reação do solo na roda dianteira (W_f).

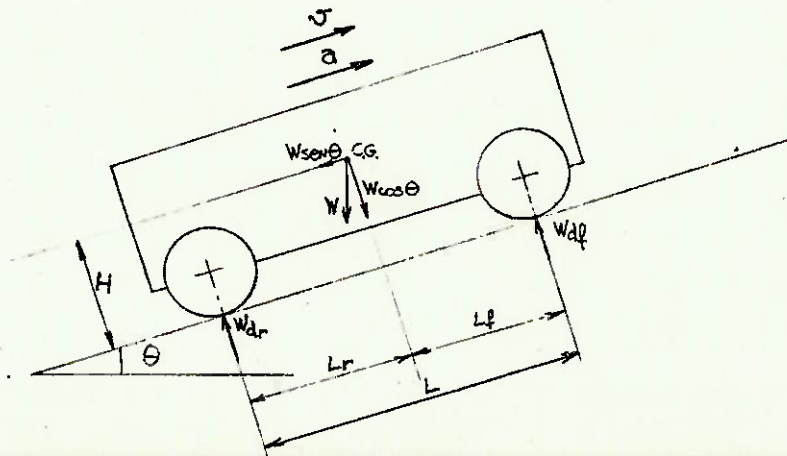


Figura IV.1.

Desse modo,

$$Lr \times W \times \cos \theta = H \times W \times \sin \theta + \frac{W \times a}{g} \times H$$

onde H = altura de centro de gravidade;

Lr = porção da distância entre pontos de apoio das rodas entre o centro de gravidade e o apoio da roda traseira;

a = aceleração do veículo;

W = peso do veículo;

θ = ângulo de inclinação da rampa.

Assim, o limite admissível da aceleração (a) para não haver tombamento será:

$$a \leq (Lr \times \cos \theta - H \times \sin \theta) \times \frac{g}{H}$$

Desprezamos, nesse caso, a resistência do ar, pois as condições de máxima aceleração se dão a baixas velocidades.

Ainda em relação à figura IV.1, introduzimos o conceito de reação dinâmica dos eixos. As equações de momento em relação aos pontos A e B fornecem:

$$W_{df} = \frac{1}{L} \times (Lr \times W \times \cos \theta - H \times W \times \sin \theta - H \times \frac{W}{g} \times a)$$

$$W_{dr} = \frac{1}{L} \times (Lf \times W \times \cos \theta + H \times W \times \sin \theta + H \times \frac{W}{g} \times a)$$

$W_{dr} + W_{df} = W \times \cos \theta$, onde W_{df} = reação dinâmica do eixo dianteiro

W_{dr} = reação dinâmica do eixo traseiro

Nota-se que o eixo mais próximo ao Centro de Gravidade fica mais carregado, que a inclinação da via causa um deslocamento das forças para o eixo em nível inferior, e que a aceleração do veículo num determinado sentido desloca o carregamento para o eixo no sentido oposto.

Esse deslocamento de forças é determinante

para o estabelecimento do limite de aceleração, pois a capacidade máxima de aceleração de um veículo depende da força máxima de tração, e esta é o produto da reação normal do solo e do coeficiente de atrito pneu-piso.

Para simplificar as equações, podemos admitir $\cos\theta \approx 1$, pois os ângulos de inclinação das vias normais são reduzidos.

Desse modo, do equilíbrio de forças:

$$P - R_r = W \times \text{sen}\theta + \frac{W}{g} \times a, \text{ onde } P \text{ é a força de tração mas,}$$

$$R_r = f \times W \times \cos\theta \approx f \times W \text{ e assim: } W_{df} = \frac{L_r \times W}{L} - \frac{H \times (P - f \times W)}{L}$$

$$W_{dr} = \frac{L_f \times W}{L} + \frac{H \times (P + f \times W)}{L} .$$

Conclui-se que o limite da força de tração em cada eixo, antes que haja escorregamento, será:
 $P_f \leq W_{df} \times \mu$, para tração dianteira e $P_r \leq W_{dr} \times \mu$, para tração traseira.

Substituindo essas condições limites nas reações dinâmicas dos eixos, temos: para tração traseira, temos,
 $W_{dr} = \frac{W \times (L_f - f \times H)}{L - \mu \times H} \rightarrow P_r \leq \mu \times W \left[\frac{L_f - f \times H}{L - \mu \times H} \right]$ e para tração dianteira, temos,
 $W_{df} = \frac{W \times (L_r + f \times H)}{L + \mu \times H} \rightarrow P_f \leq \mu \times W \left[\frac{L_r + f \times H}{L + \mu \times H} \right]$.

Chegamos, finalmente, ao limite de aceleração para que não haja escorregamento:

$$a = \frac{P - (R_r + R_g)}{\bar{m} \times \gamma} \text{ com } \bar{m} = \frac{W}{g} , \text{ e assim, para tração dianteira:}$$

$$a \leq \frac{g}{\gamma} \times \left(\frac{W_{df} \times \mu - f - \text{sen}\theta}{W} \right), \text{ e para tração traseira:}$$

$$a \leq \frac{g}{\gamma} \times (W_{dr} \times \mu - f - \text{sen}\theta).$$

b) Frenagem

Analogamente ao caso de aceleração, estudamos na figura IV.2. as forças que agem em um veículo desacelerado

em uma descida.

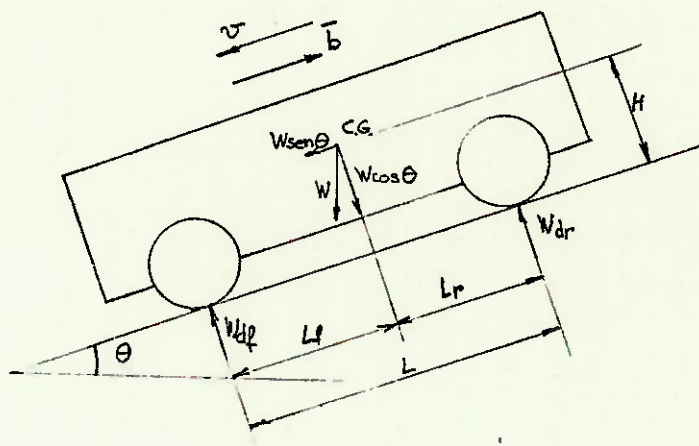


Figura IV.2.

- limites de equilíbrio

Para o caso da figura, as equações de momento fornecem, onde \bar{b} é a deceleração do veículo:

$$Wdf = \frac{1}{L} (Lr \times W + H \times W \times \text{sen}\theta + \frac{W}{g} \times \bar{b} \times H) \text{ e } Wdr = \frac{1}{L} (Lf \times W - H \times W \times \text{sen}\theta - \frac{W}{g} \times \bar{b} \times H).$$

Desprezamos, nesse caso, a resistência do ar para trabalharmos com uma margem a favor da segurança.

A condição limite para não haver tombamento será: $Wdr > 0 \rightarrow \frac{Lf}{H} \geq \text{sen}\theta + \frac{\bar{b}}{g}$.

Mas a força de frenagem (B) é:

$B = \bar{m} \times \gamma \times \bar{b} + W \times \text{sen}\theta - f \times W$ que, na condição limite de aderência $B = \mu \times Wd$, quando substituída nas equações de reações dos eixos e rearranjada, fornece a deceleração máxima para que não haja perda de aderência:

$$\bar{b} < \frac{g}{\gamma} \frac{(Lr+f \times H) \times \mu + f - \text{sen}\theta}{L - \mu \times H}, \text{ para freios dianteiros e}$$

$$\bar{b} < \frac{g}{\gamma} \frac{(Lf-f \times H) \times \mu + f - \text{sen}\theta}{L + \mu \times H}, \text{ para freios traseiros.}$$

- Espaço de frenagem

De acordo com o Teorema da Energia, a variação de energia cinética (dE) de um corpo em movimento é igual ao trabalho produzido pelas forças externas. No caso de frenagem: $dE = (B + R_{\text{total}}) \times ds$, (1), onde ds é um deslocamento infinitesimal e R_{total} é a soma das forças resistentes.

A energia cinética total de um veículo, incluindo as partes rotativas, é: $E = \frac{\bar{m} \times v^2}{2} + \sum \frac{I \times w^2}{2}$, onde I é o momento de inércia das partes rotativas e w é sua velocidade angular.

Utilizando o conceito de massa equivalente: $E = \frac{\bar{m} \times \gamma \times v^2}{2}$ e diferenciando: $dE = \bar{m} \times \gamma \times v \times dv$, (2).

Para determinação do espaço percorrido até a parada, igualamos as expressões (1) e (2), e assim,

$ds (B + R_{\text{total}}) = \bar{m} \times \gamma \times v \times dv$, que na forma integral fica:

$$S = \bar{m} \times \gamma \times \int_{v_f}^{v_i} \frac{v dv}{B + R_{\text{total}}}, \text{ onde } v_f \text{ é a velocidade final e } v_i \text{ é a velocidade inicial do movimento retardado.}$$

Desprezando, novamente, a resistência do ar e considerando velocidade final nula, teremos o espaço de frenagem (S):

$$S = \frac{\gamma \times \bar{m}}{B + R_{\text{total}}} \times \frac{v_i^2}{2} \quad \text{ou, considerando que } B = \gamma \times \bar{m} \times \bar{b} - R_{\text{total}},$$

$$S = \frac{v_i^2}{2 \times \bar{b}}.$$

A N E X O V

DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS DA ANÁLISE DE COMPATIBILIDADE

Analizamos com mais detalhe a otimização de alguns parâmetros de projeto, conforme as exigências.

a) Diâmetro de giro

Determina-se que o veículo deve ter um mínimo diâmetro externo de giro de 5,0m, Descontando-se a largura total do veículo, teremos o valor aproximado do diâmetro do arco descrito pelo centro de gravidade. Assim:

$$5,0 - 0,6 = 4,4 \text{ m}$$

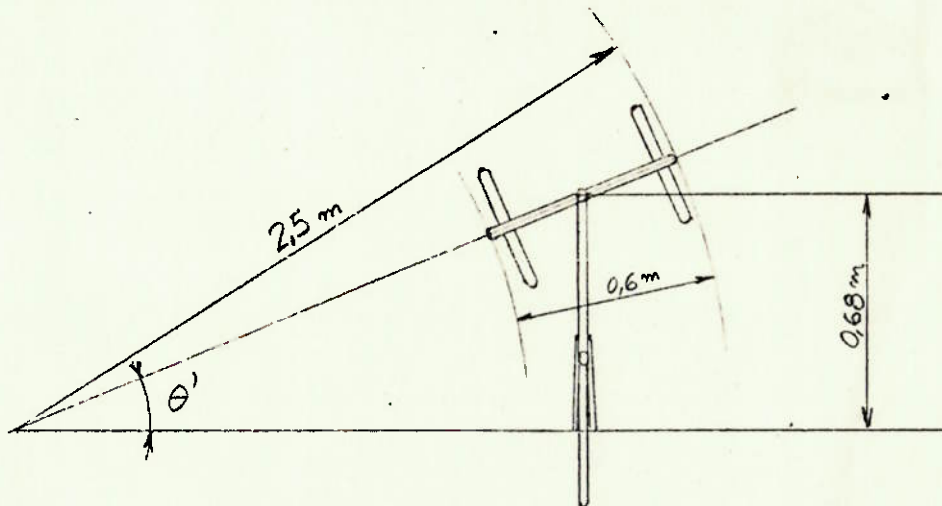


Figura V.1.

Da figura V.1., concluímos que o ângulo de giro do sistema de direção deve ser $\theta' = \text{arc sen } \frac{L}{Rc} =$
 $= \text{arc sen } \frac{0,68}{2,2} = 18,0^\circ$

Da análise de compatibilidade temos as equações:

$$\text{tg}\theta' < \frac{Eb}{Lb} + \frac{Eb}{Lb} > 0,325$$

$$r_g \times \text{cos}\theta' - c_c \times \text{sen}\theta' > L_1 \quad \text{onde } L_1 = \text{largura livre mínima na altura dos quadris}$$

Da referência bibliográfica 6, encontramos $L_1 = 0,45$ m. Entretanto, podemos aproximar do condutor o comando da direção aumentando o comprimento da barra c_c , para melhorar a posição de dirigir. E assim, durante o giro, o comando se posiciona atrás da linha dos quadris, permitindo que a largura livre seja reduzida a cerca de 400mm.

Realizando a otimização através de desenhos esquemáticos, chegamos aos seguintes valores para as dimensões acima, que resultam na forma mostrada no desenho de conjunto.

$$Eb = 160 \text{ mm}$$

$$Lb = 300 \text{ mm (valor suposto suficiente para apoiar a pessoa sentada)}$$

$$r_g = 500 \text{ mm (atendendo às condições de estabilidade em curvas)}$$

$$c_c = 200 \text{ mm}$$

b) Folgas entre as rodas e a estrutura

As folgas entre as rodas e a estrutura devem permitir liberdade na colocação e retirada das rodas e garantir que possível danos (ovalização da roda, por exemplo), não tenham conse

quências drásticas sobre o veículo, como travamento da roda.

Usaremos folgas radiais de 15mm e, desse modo, $F_t = 295$ mm e $h_f = 215$ mm (fig.2.1., onde h_f =altura livre do garfo).

Quanto à folga lateral, será a mesma usada nas bicicletas nacionais e estará relacionada aos cachimbos onde são soldadas as pontas dos tubos.

c) Posição da dobradiça do movimento central

A dobradiça para recolher o movimento central deve ser tal que obedeça à condição de compatibilidade.

$$h_a > (r_a + r_v) \cos \delta$$

Como $r_v \approx 80$ mm, usaremos as medidas:

$$h_a = 350 \text{ mm}$$

$$r_a = 270 \text{ mm}$$

$$h_b = 250 \text{ mm, onde } h_b \text{ é a altura da barra horizontal}$$

de reforço do garfo.

Essas medidas permitem que a placa da dobradiça se coloque numa posição, na forma portátil, que o veículo possa ficar equilibrado, apoiado sobre ela e as rodas dianteiras (figura V.2.).

d) Esforço de transporte

Com o auxílio da figura V.3., podemos estimar o esforço para o transporte na forma portátil.

Estima-se que o centro de gravidade do veículo está na linha entre o eixo da roda dianteira e o ponto de apoio para transporte, na metade da altura total do veículo.

Neste caso, desprezando o atrito de rolamento,

Forma Portátil

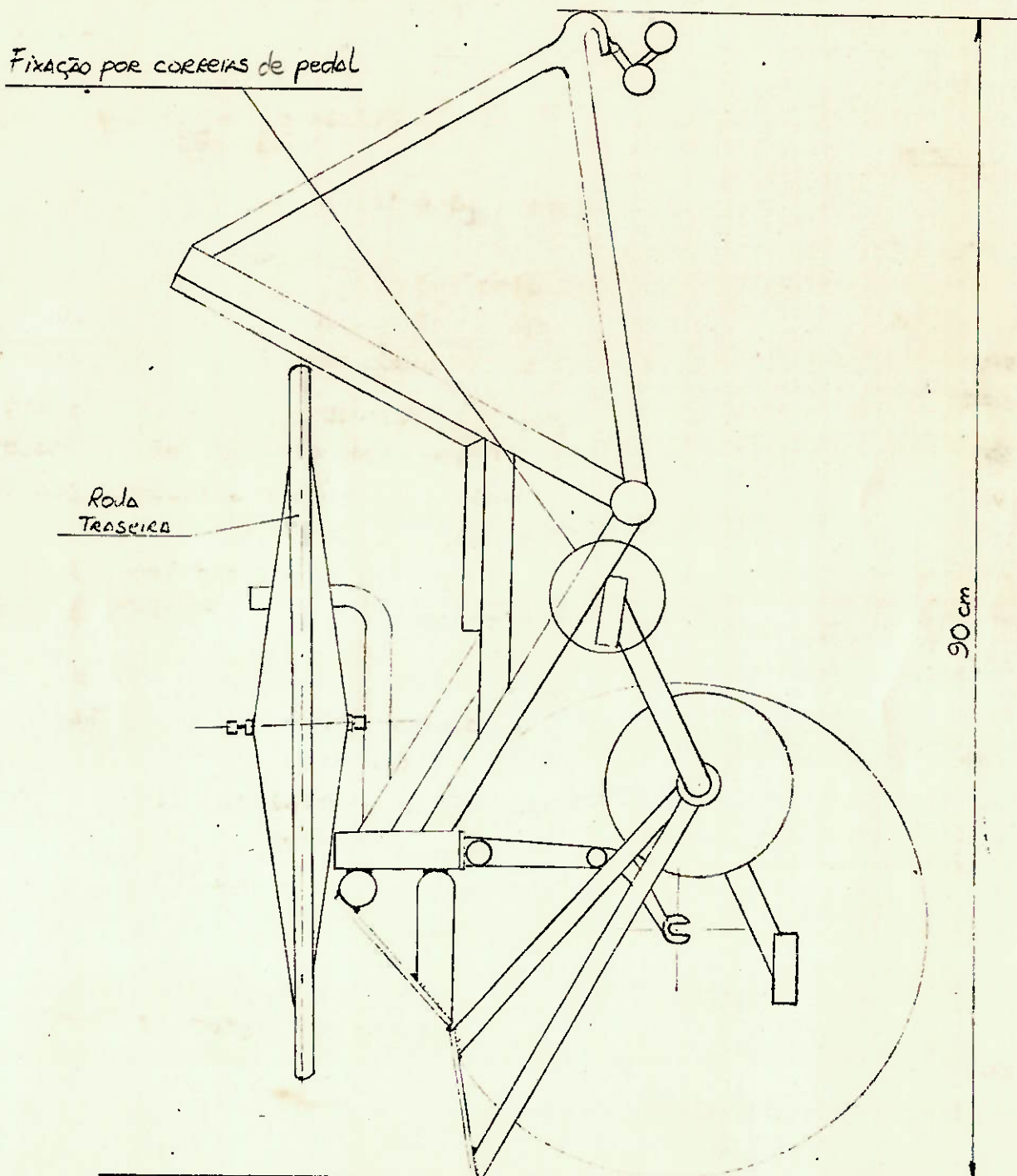


Figura V.2.a.

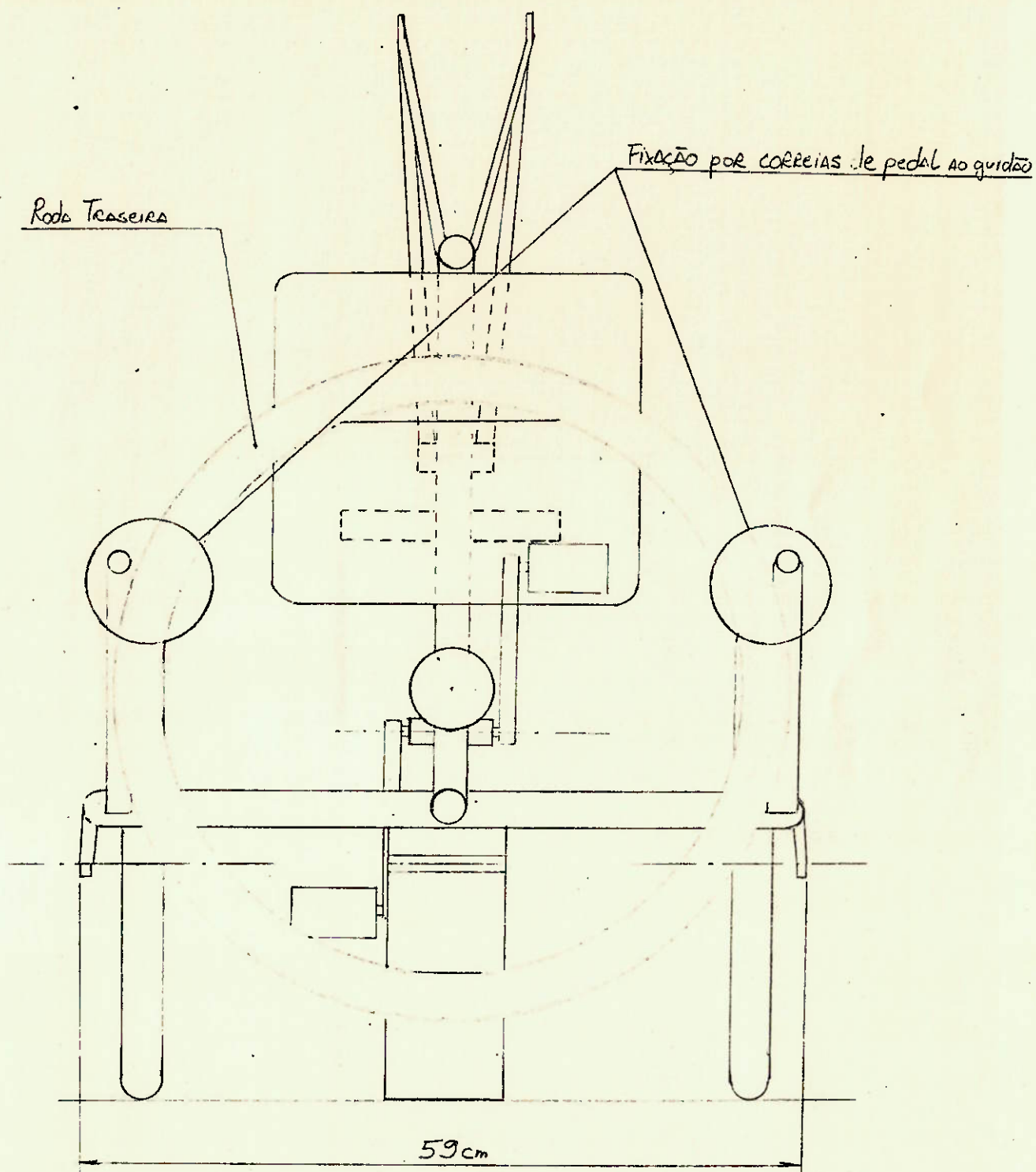


Figura V.2.b.

o esforço necessário para transportar o veículo na forma portátil, assumindo as dimensões indicadas na bibliografia 6, para o corpo humano, será:

$$m \times g \times 25 \times \text{sen} 41^\circ = F \times 70 \times \text{sen} 41^\circ$$

$$m = 17,5 \text{ kg}$$

$$\therefore F = 6,25 \text{ kgf.}$$

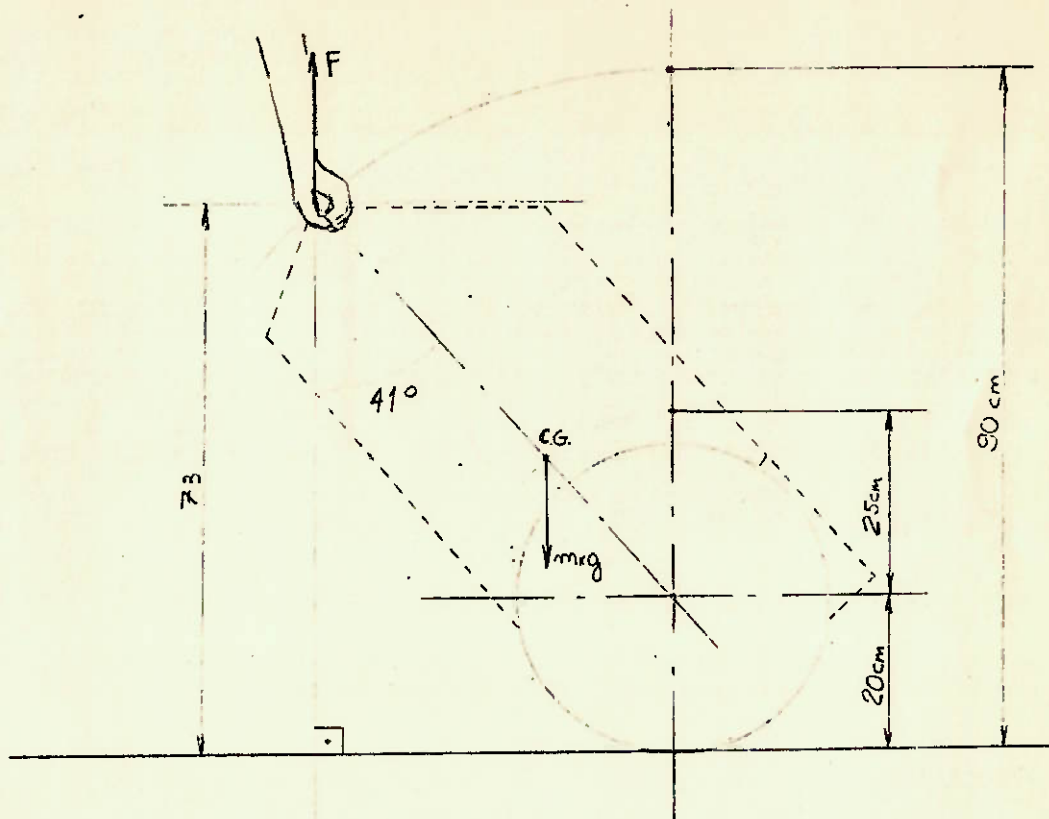


Figura V.3.

DESENHO DE CONJUNTO