

AMÍLCAR YAMASAKI CRUZ

EDSON ISAWA DA SILVA

***PROJETO E CONTRUÇÃO DE UM VEÍCULO DE LAZER***

Trabalho de formatura apresentado à Escola  
Politécnica da Universidade de São Paulo para  
obtenção da graduação em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração:

Engenharia Mecânica - Projeto e Fabricação

Orientador:

Omar Moore de Madureira

São Paulo

1995

Aos nossos Pais pelo apoio e incentivo  
durante todos os momentos desta fase  
de aprendizado.

## AGRADECIMENTOS

Ao orientador Prof. Omar Moore de Madureira pelos conselhos técnicos e pessoais e permanente incentivo.

Ao Sr. Vasco, proprietário da oficina de mini-buggies RoadCar, pela utilização dos equipamentos de sua oficina.

A todos que direta ou indiretamente colaboraram na execução deste trabalho.

## SUMÁRIO

### ESTUDO DE VIABILIDADE

1 - DEFINIÇÃO DOS OBJETIVOS .....	1
2 - PLANEJAMENTO DO PRODUTO.....	2
2.1 - Definição do produto/necessidades a satisfazer .....	2
2.2 - Mercado a que se destina.....	3
2.3 - Desenvolvimento, lançamento e ciclo de vida do produto.....	4
3 - ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS .....	6
3.1 - Especificações Funcionais.....	6
3.2 - Especificações Operacionais .....	7
3.3 - Especificações Construtivas .....	8
4 - SÍNTESE DE SOLUÇÕES .....	9
5 - VALOR ECONÔMICO .....	24
6 - VIABILIDADE FINANCEIRA .....	27
7 - CONCLUSÃO.....	29

### PROJETO BÁSICO

1 - MATRIZ DE AVALIAÇÃO.....	30
2 - MODELO ICÔNICO .....	32

3 - MODELO SIMBÓLICO .....	32
4 - ANÁLISE DE SENSIBILIDADE .....	34
5 - ANÁLISE DE COMPATIBILIDADE .....	36
6 - ANÁLISE DE ESTABILIDADE .....	38

## PROJETO EXECUTIVO

1 - INTRODUÇÃO.....	40
2 - ESTRUTURA .....	41
3 - SUSPENSÃO .....	44
3.1 - Suspensão Independente.....	44
4 - DIREÇÃO .....	49
4.1 - Ângulo de Esterção das Rodas Interna Externa .....	50
4.2 - Ackermann - Jeantaud.....	50
4.3 - Alinhamento das Rodas Dianteiras .....	51
4.3.1 - Inclinação do Pino Mestre .....	51
4.4 - Caster.....	53
4.5 - Camber .....	53
4.6 - Convergência.....	54
5 - EIXO TRASEIRO .....	56
6 - SUSPENSÃO TRASEIRA .....	57
7 - CONCLUSÃO.....	58

ANEXOS .....	59
--------------	----

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	60
----------------------------------	----

APÊNDICE	
----------	--

*ESTUDO  
DE  
VIABILIDADE*

## 1 - DEFINIÇÃO DOS OBJETIVOS

Atualmente o mercado de veículos para lazer se restringe a mini-uggies e buggies. Os mini-uggies se destinam a crianças numa faixa etária de 5 a 13 anos enquanto que o público alvo dos buggies são os adultos.

Um mini-uggy tem um custo aproximado de R\$1800 enquanto que um buggy custa aproximadamente R\$4000. Além disso o custo de manutenção de um buggy pode ser considerado elevado, se aproximando ao de um veículo de passageiro.

Portanto os veículos existentes deixam de atender uma faixa de mercado muito grande, que corresponde às pessoas que não utilizam mini-uggies, devido ao seu tamanho reduzido e ao seu baixo desempenho, e também aquelas que desejam um veículo de menor porte e/ou menor custo.

Dessa forma o objetivo deste projeto é introduzir no mercado um veículo para lazer destinado a faixa de consumidores não atendidos pelos veículos produzidos atualmente. Para isso o veículo proposto terá um porte intermediário tendo um custo, tanto de compra como de manutenção, próximo ao de um mini-uggy.



## 2 - PLANEJAMENTO DO PRODUTO

### 2.1- Definição do produto/necessidades a satisfazer

O produto em estudo para lançamento é um veículo de porte médio. Este veículo deve ser de fácil transporte, fácil dirigibilidade e de baixo custo. Poderá ser conduzido tanto em vias pavimentadas como em terrenos ligeiramente acidentados (ruas de terra), para isso deverá ter boa estabilidade e equipamentos de segurança, tais como "Santo Antônio" e cinto de segurança. Por se tratar de um veículo que provavelmente será bastante utilizado como um "Off Road" (fora de estrada ), o mesmo deverá possuir algumas características que permita este uso, tais como:

- suspensões reforçadas e de grande curso
- elevada altura livre do solo
- pneus especiais
- chassi reforçado
- tração nas quatro rodas ou apenas no eixo traseiro
- ampla visibilidade

Segundo o levantamento do mercado atual verifica-se a necessidade de satisfazer o consumidor que busca um veículo para o seu lazer que não demande grandes investimentos. As características citadas acima são de ordem técnica, ou seja, estão direcionadas a condição de uso proposto. Porém além destas existem outras

características que devem ser atendidas para que os objetivos sejam plenamente atingidos. Estas características são:

Proporcionar lazer - Os componentes devem ser projetados de forma a permitir uma dirigibilidade em diversos terrenos que possam proporcionar lazer aos diferentes usuários.

Ser de fácil transporte - O produto deve ser projetado de tal forma que facilite seu transporte para que qualquer usuário possa utilizá-lo em diversos locais (casa,sítio, praia) sem transtornos.

Proporcionar segurança - O veículo deve possuir dispositivos de segurança de forma a minimizar tanto a possibilidade de ocorrência de acidente como os danos causados ao motorista caso esses acidentes ocorram.

### 2.3 - Mercado a que se destina

O mercado ao qual se destina este produto é composto por pessoas que tem como lazer conduzir veículos fora de estrada. Particularmente este projeto atende a faixa de mercado que existe entre os mini buggies e os buggies. Devido a sua fácil dirigibilidade não há restrições quanto a idade e/ou experiência prática do usuário.

## 2.4 Desenvolvimento, lançamento e ciclo de vida do produto

A fase de desenvolvimento do veículo compreende um estudo do mercado, projeto básico, projeto executivo. No projeto básico é feita a análise das diversas soluções possíveis, resultando na escolha da melhor solução. No projeto executivo será feito o detalhamento da solução escolhida, ou seja, serão projetados todos os componentes do veículo de tal forma que permita a sua exeqüibilidade física. A partir disto será construído um protótipo para realização de testes e avaliações. Pretende-se concluir esta fase de desenvolvimento em 9 meses sendo a data limite dezembro de 1995.

Através dos resultados obtidos com os teste e avaliações do protótipo será feita uma otimização global do projeto visando o seu lançamento. Para o lançamento do veículo no mercado deverá ser feito um estudo sobre as instalações necessárias e sobre os processos de produção, que demandará aproximadamente 8 meses.

O ciclo de vida estimado para o veículo é de aproximadamente 10 anos, sendo que o pico de vendas será um ano após o seu lançamento. Haverá então uma estabilização nas vendas de aproximadamente 3 anos até que surja um produto similar, que devido a concorrência provocará um declínio. Este declínio pode ser reduzido através de um aperfeiçoamentos do veículo garantindo sua estabilidade por mais 6 anos. Após este período provavelmente existirão um número elevado de concorrentes determinando o declínio das vendas tornando inviável a continuidade da produção. Este ciclo está representado no gráfico 1.

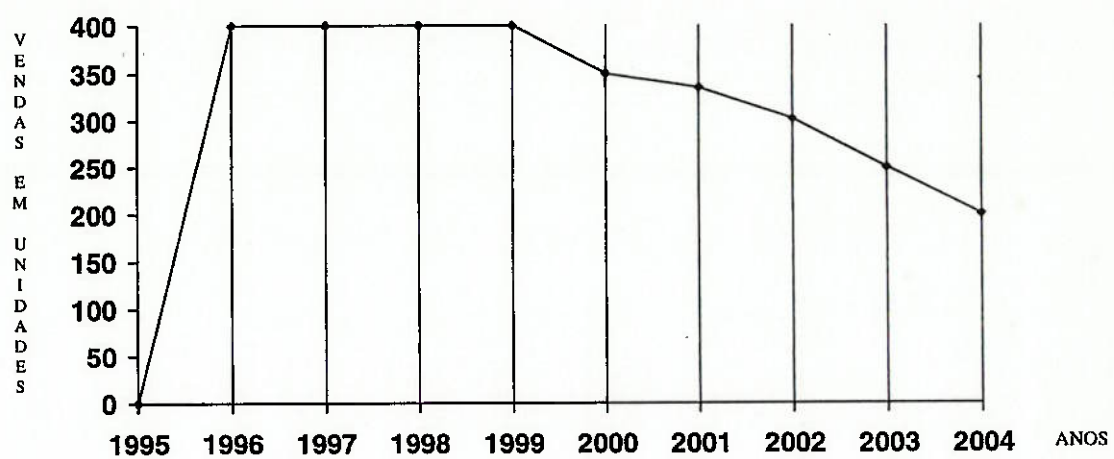


gráfico 1 - Vendas X Tempo

### 3 - ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS

#### 3.1 - Especificações Funcionais

**Desempenho** - O veículo deve atingir uma velocidade máxima de 80km/h e uma aceleração de  $1,5\text{m/s}^2$ . Isto porque o veículo será utilizado basicamente em terrenos acidentados, não sendo necessário desenvolver altas velocidades e acelerações. Porém o mesmo deve possuir características a fim de transpor obstáculos com facilidade, tais como: alto torque do motor (15Nm @ 3000 rpm) para transpor rampas com inclinação máxima de  $40^\circ$ , máxima inclinação lateral de  $35^\circ$ , espaço de frenagem a 60km/h de 30m.

**Consumo** - Como o veículo será utilizado em locais onde normalmente não existem postos de abastecimento o mesmo deverá apresentar um baixo consumo energia. Se considerarmos um motor de combustão interna o consumo médio esperado é de 20km/l, caso seja qualquer outra fonte de energia deve permitir uma autonomia de 60 km. Este valor pode se alterar de acordo com o terreno e a forma de condução do veículo.

**Conforto** - A ergonomia do interior do veículo deve permitir a acomodação de pessoas com estatura entre 1,40m a 1,90m. O nível de ruído máximo deve ser de 90 dB. Os controles do veículo (direção, freio, acelerador) não devem exigir grande esforço de acionamento.

**Segurança** - A fim de minimizar os danos ao motorista causados por eventuais acidentes, o veículo deve possuir equipamentos de segurança, tais como: "Santo Antonio", cinto de segurança, barra de proteção lateral.

### 3.2 - Especificações Operacionais

**Durabilidade** - Vida útil dos componentes do veículo não inferior a 5 anos, sendo necessária a manutenção periódica de alguns itens, com um uso semanal de 06 horas.

**Confiabilidade** - Não deve apresentar nenhum tipo de falha que comprometa a segurança do motorista ou que interrompa o funcionamento do veículo por pelo menos 2 anos.

**Mantenabilidade** - Para assegurar o correto funcionamento do veículo e prolongar sua vida útil deve-se realizar uma manutenção preventiva. Isto inclui verificação semanal do nível de óleo do cárter do motor, limpeza das velas, verificação de vazamentos, limpeza externa. Além disso devem ser realizadas revisões mais detalhadas e trocas de alguns componentes específicos a cada 3000 km.

### 3.3 - Especificações Construtivas

Dimensional - As dimensões máximas do veículo devem ser 2100x750x1200mm para que o mesmo possa ser transportado em veículos utilitários. Devido a utilização em terrenos acidentados o veículo deve ter: altura livre do solo de 250mm sob carga, curso da suspensão de 150mm.

Peso - 140 kg em ordem de marcha.

Capacidade de carga - 100 kg de máxima



#### 4 - SÍNTESE DE SOLUÇÕES

Nesta parte do projeto será apresentada numa matriz as várias soluções possíveis para cada função do produto.

FUNÇÃO	AGENTE FUNCIONAL	A	B	C	D	E	F
MOVER	MOTOR	1	VEÍCULO DE PASSAGEIRO	ESTACIONÁRIO	MOTOCICLETA	ELÉTRICO	
	TRANSMISSÃO	2	RODA DE ATRITO	CORRENTE	POLIA / CORREIA V	CARDAN	JUNTA HOMOCINÉTICA
SUSTENTAR	SUSPENSÃO	3	MAC PHERSON	BARRA DE TORÇÃO (TIPO VW)	SEMI-TRAILING	BRAÇO A	FEIXE DE MOLAS
	PNEU	4	VEÍCULO DE PASSAGEIRO	'OFF ROAD'	MOTOCICLETA		
	CHASSI	5	MONOBLOCO	TUBULAR	ESCADA	PERIMETRAL	
	DIREÇÃO	6	PINHÃO / CREMALHEIRA	ESFERAS RECIRCULANTES	GEMMER (SEM FIM / ROLETE)	CONVENCIONAL	
CONTROLAR	FREIO	7	TAMBOR POR CABO	HIDRÁULICO A DISCO	HIDRÁULICO A TAMBOR	DISCO A CABO	
	VELOCIDADE	8	ACELERADOR DE PEDAL	ACELERADOR MANUAL			

TABELA DE SOLUÇÕES



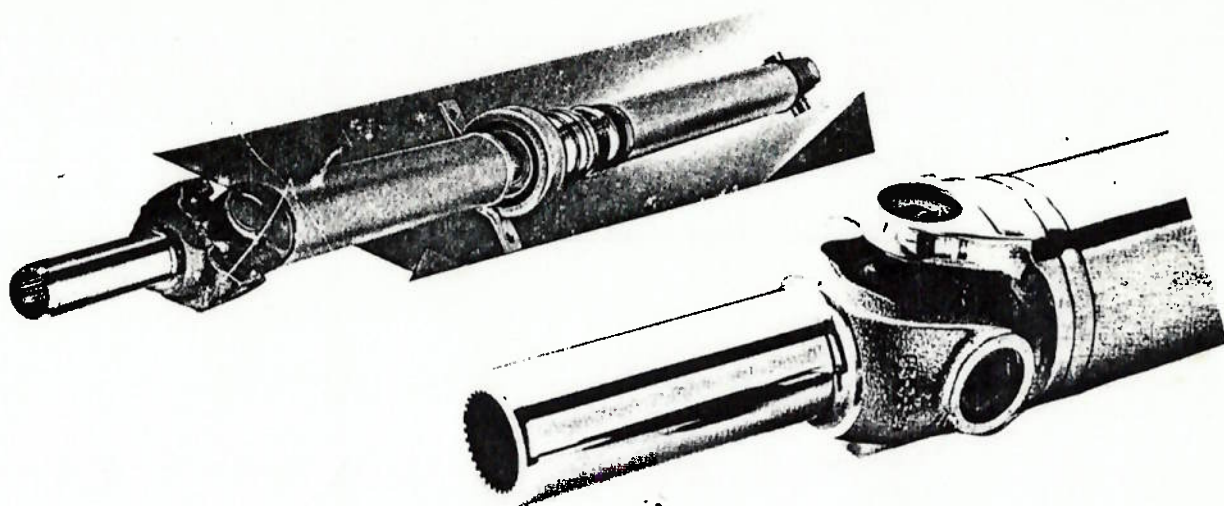


fig 1 - Transmissão por eixo Cardan

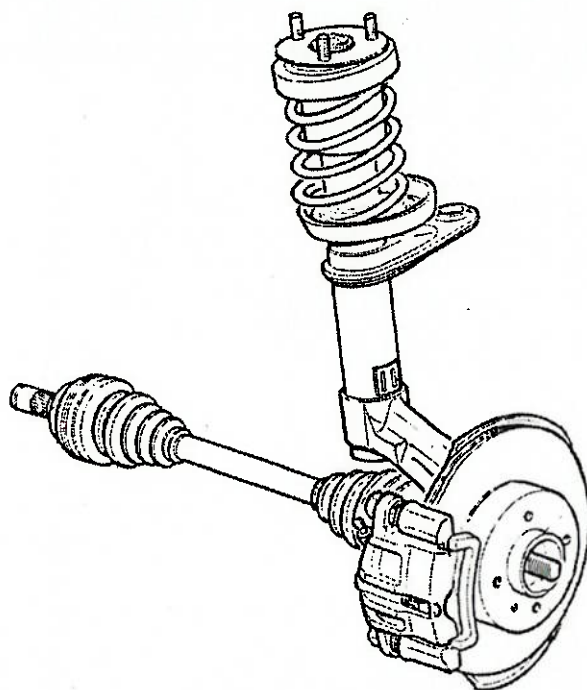


fig 2 - Transmissão por Junta Homocinética

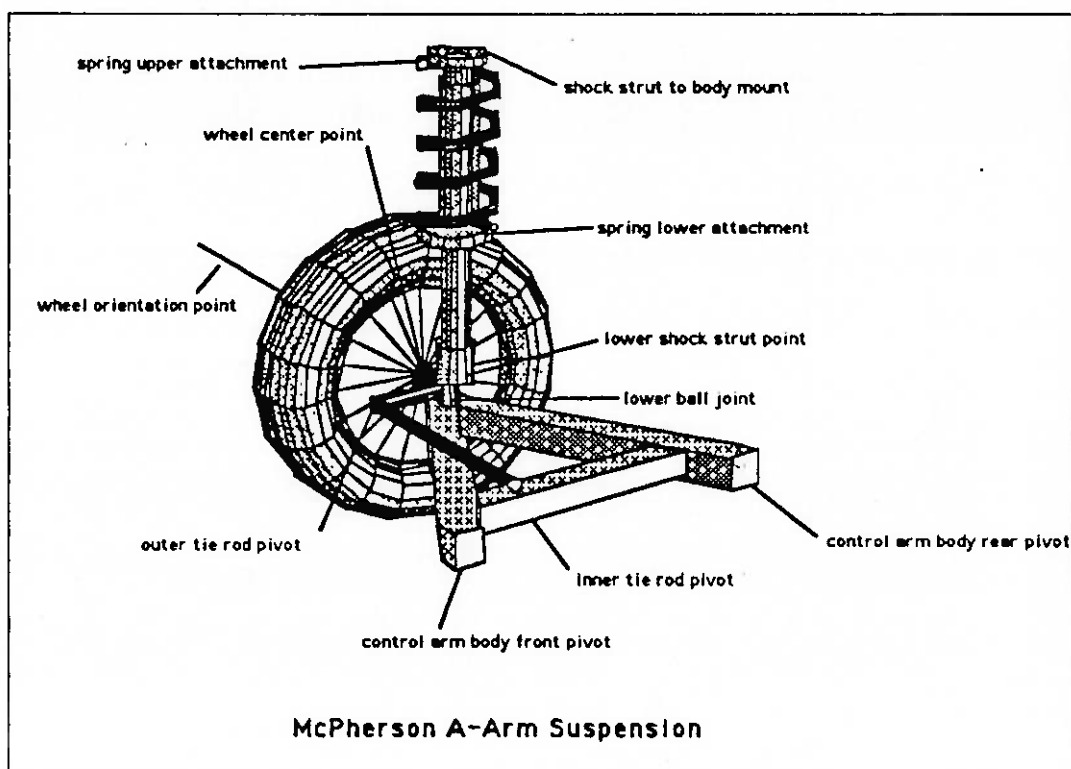


fig 3 - Suspensão Mac Pherson

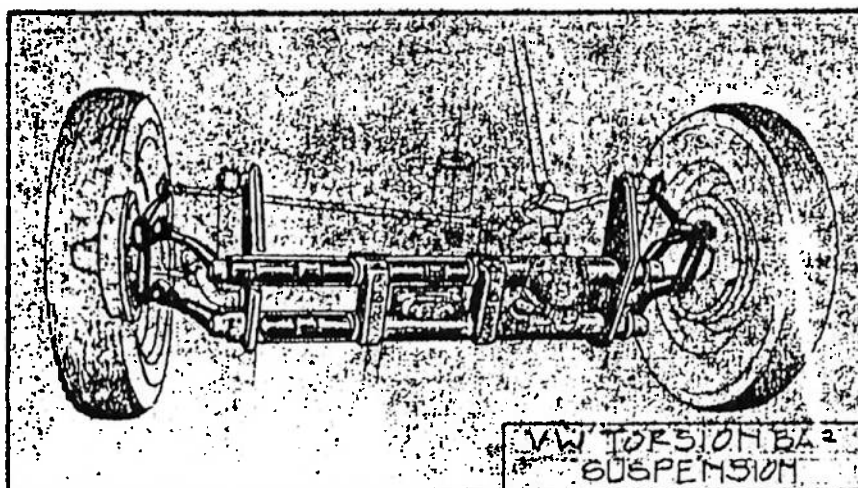


fig 4 - Suspensão por Barra de Torção (tipo VW)

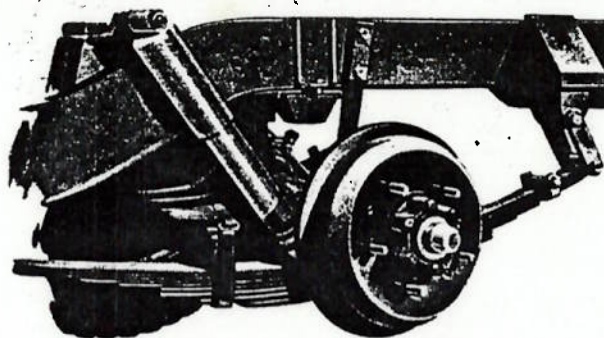


fig 5 - Suspensão por Feixe de Molas

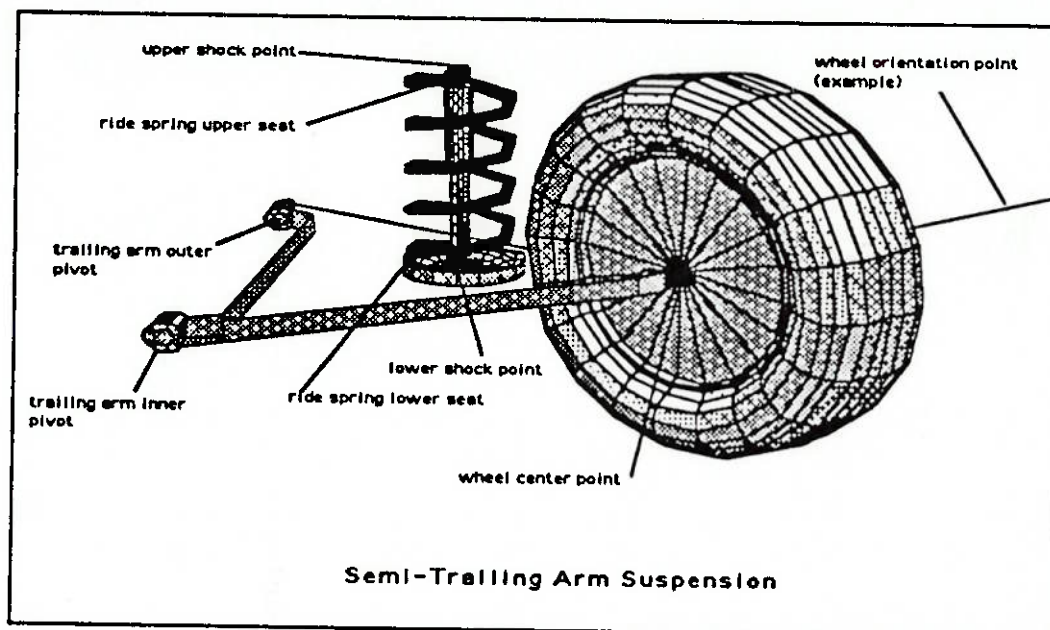


fig 6 - Suspensão Semi-Trailing

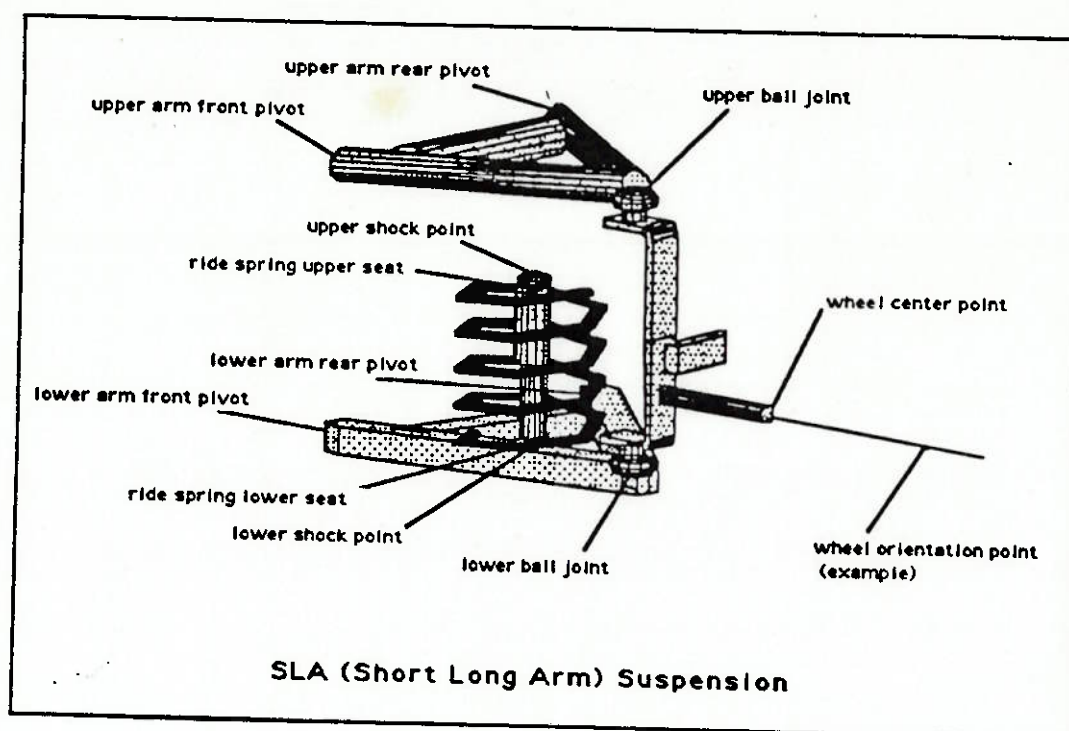


fig 7 - Suspensão por Duplo Braço A

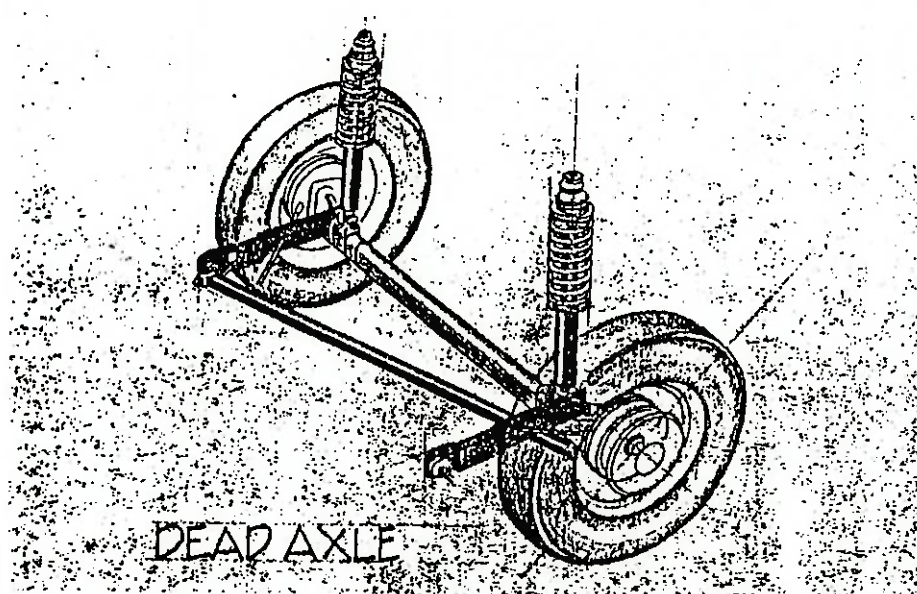


fig 8 - Suspensão tipo Eixo Rígido



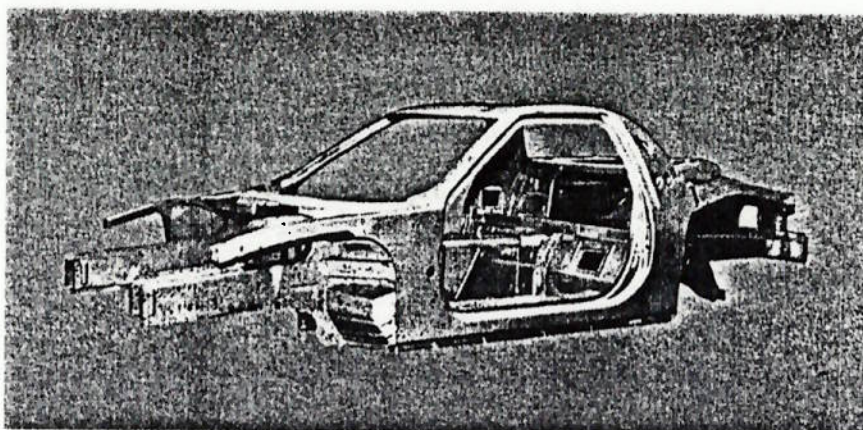


fig 09 - Estrutura Monobloco

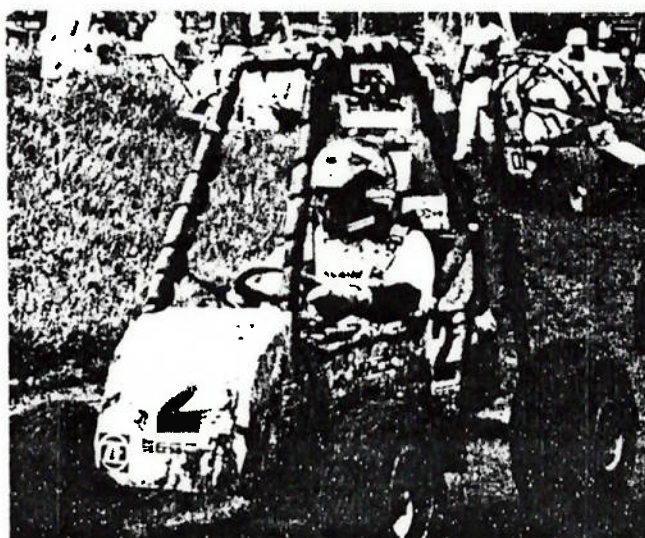


fig 10 - Estrutura Tubular

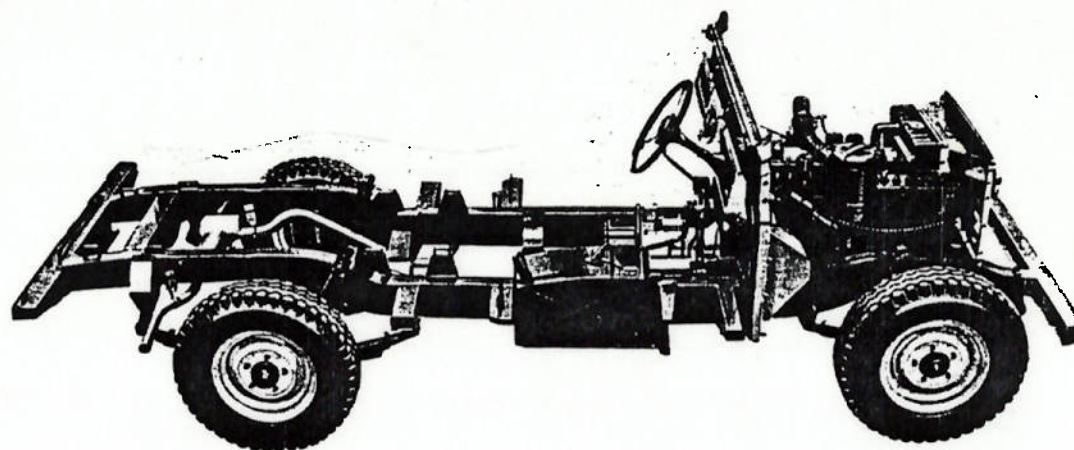


fig 11 - Chassi tipo Escada

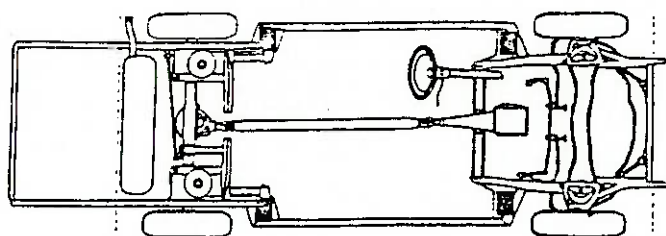


fig 12 - Chassi tipo Perimetral

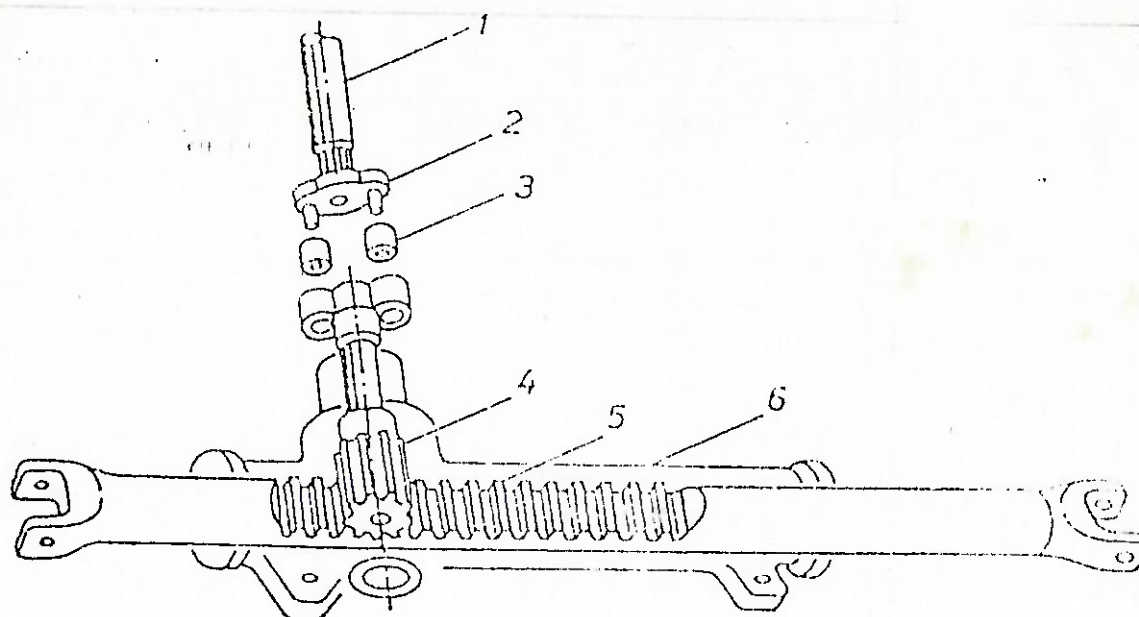


fig 13 - Mecanismo de direção tipo Pinhão-Cremalheira

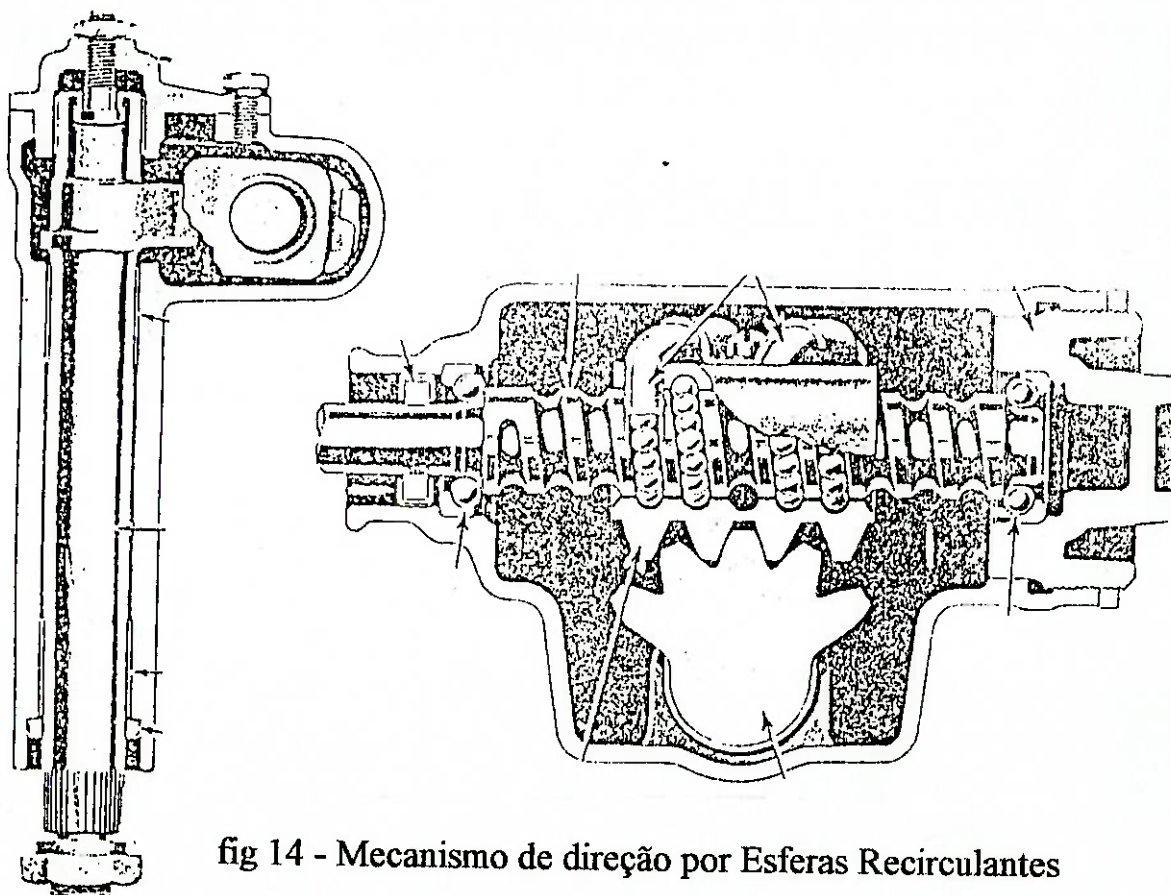


fig 14 - Mecanismo de direção por Esferas Recirculantes

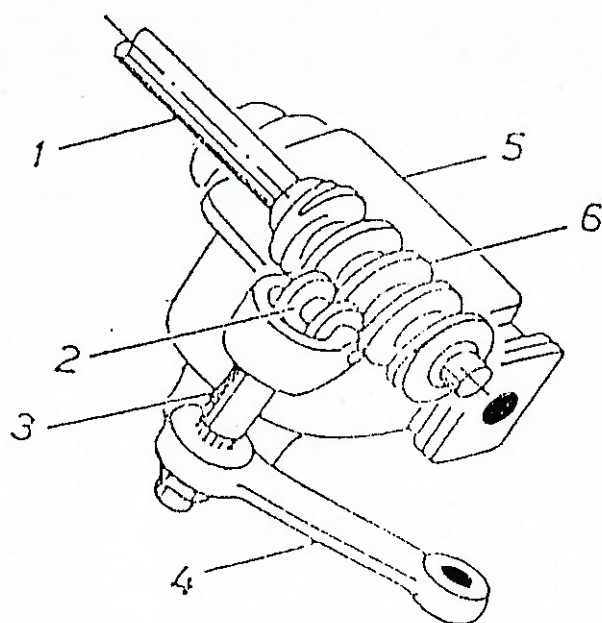


fig 15 - Mecanismo de direção Gemmer (sem fim/rolete)

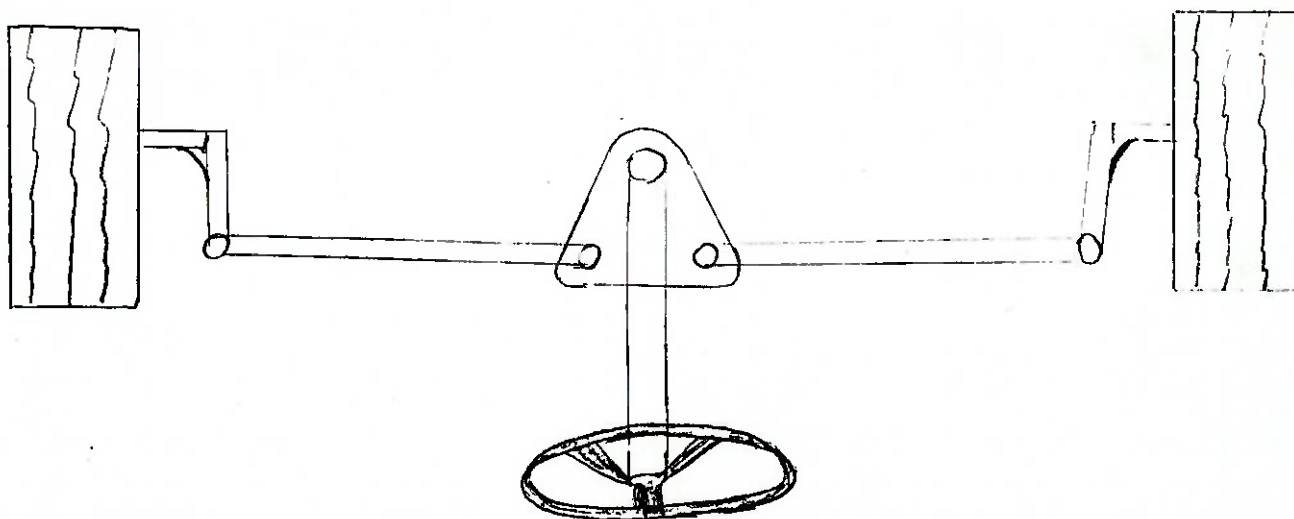


fig 16 - Mecanismo de direção convencional



A partir da matriz de soluções foram obtidas algumas possíveis concepções para o veículo. Agora serão descritas e comentadas mais detalhadamente estas soluções.

Solução I - 1A-2D-3A-4A-5A-6B-7B/C-8A

Solução II - 1B-2C-3D/E-4C-5C-6A-7A-8B

Solução III - 1C-2B-3D/F-4B-5B-6D-7B-8A

Solução IV - 1D-2C-3D/B-4C-5D-6C-7D-8B

Solução V - 1A-2E-3B-4B-5B-6A-7B/C-8A

### SOLUÇÃO I

Nesta solução seria utilizado um motor de veículo de passageiro, proveniente de um Volkswagen Fusca 1600 com refrigeração a ar. Este motor é muito utilizado em buggies devido a sua resistência e fácil manutenção. Possui uma potência máxima de aproximadamente 53 CV. As desvantagens deste motor são o consumo de 5 a 7 Km/l e o seu peso elevado de aproximadamente 60 Kg. A transmissão por eixo Cardan é muito utilizada em veículos de passageiros, porém neste projeto ela acarretaria num custo acima do pretendido.

No sistema de suspensão seria utilizado o tipo Mac Pherson. Devido a sua forma construtiva a haste do amortecedor fica sujeita a um momento fletor provocado pelas

cargas laterais aplicadas ao pneu e num uso fora de estrada estas cargas comprometeriam o funcionamento da suspensão.

Os pneus de veículo de passageiros que seriam utilizados são muito bons para uso em ruas pavimentadas ou pouco acidentadas, porém em terrenos arenosos ou lameados o pneu poderia patinar e derrapar.

Na construção do chassi seria utilizado o tipo monobloco que possui uma boa relação entre o peso do chassi e a resistência do mesmo. A desvantagem deste tipo de estrutura seria a complexidade no processo de fabricação, que incluiria corte, dobra e soldagem de chapas exigindo um ferramental específico e de custo elevado como estampos, prensas e soldadeiras por pontos.

Em relação ao sistema de direção seria utilizado o tipo pinhão-cremalheira, muito utilizado em veículos de passageiros.

## SOLUÇÃO II

Nesta solução a motorização do veículo seria feita por um motor do tipo estacionário. Os motores estacionários existentes possuem potências na faixa de 3cv à 9cv, sendo muito utilizados em cortadores de grama, geradores de eletricidade e nos minibuggies infantis.

A transmissão de movimento do motor para o eixo traseiro seria feito através de polia/correia V. Este tipo de transmissão é muito utilizado nos minibuggies , onde é acoplada uma embreagem centrífuga ou uma polia variadora.

A suspensão do veículo seria do tipo duplo A na dianteira e feixe de molas no eixo traseiro. Na dianteira o duplo A funcionaria como um quadrilátero articulado onde seria instalado um sistema mola/amortecedor.

Para a sustentação do veículo seria utilizado um chassi do tipo escada, que é muito parecido com os utilizados em minibuggies.

O sistema de direção seria o tradicional pinhão cremalheira, mas com uma relação menor do que as utilizadas em veículos de passeio. O freio do veículo, bastante apropriado ao motor, seria um do tipo tambor com acionamento por cabo.

### SOLUÇÃO III

Nesta solução se utilizaria um motor de motocicleta, possivelmente de uma Honda CG 125 (4 tempos) ou Yamaha RD 125 (2 tempos) que possuem potência máxima entre 15 a 20 CV e torque de 10 a 13 Nm. Estes motores tem um peso reduzido sendo aproximadamente 30 Kg. Quando utilizadas em motocicletas estes motores são muito econômicos, com consumo de 20 a 30 Km/l. Acoplado ao motor existe uma caixa de câmbio de 5 velocidades e mudança de marcha seqüencial.

A transmissão seria efetuada por uma corrente que transmitiria o movimento do pinhão (localizado na saída da caixa de câmbio) à coroa, fixa no eixo traseiro. A adoção da caixa de câmbio de uma motocicleta traz a desvantagem de não existir a marcha ré, porém pode-se estudar um mecanismo com a finalidade de inverter o sentido de giro proveniente do motor.

O sistema de suspensão dianteiro seria constituído por um duplo braço A com mola helicoidal e amortecedor telescópico de motocicletas. Na traseira seria uma suspensão do tipo eixo rígido também com mola e amortecedores de moto. Seriam utilizados pneus do tipo off-road atualmente utilizados em minibuggies, tendo os pneus traseiros um diâmetro maior.

O chassi do veículo seria constituído por uma estrutura tubular reforçada porém com um compromisso de redução de peso. Esta estrutura seria constituída por tubos de aço com seção circular unidos por solda. O sistema de direção seria do tipo convencional, com um relação de redução de giro do volante para roda de aproximadamente 6:1 proporcionando grande agilidade do veículo.

No sistema de freio do veículo será utilizado um freio a disco hidráulico, proveniente de um motocicleta. O disco seria fixado ao eixo traseiro e o acionamento do cilindro mestre seria feito por pedal.

#### SOLUÇÃO IV

O veículo que fosse construído a partir desta solução teria um motor elétrico alimentado por baterias. Este motor seria silencioso e não poluente, mas teria o inconveniente de possuir baixa autonomia e até mesmo um considerável transtorno para a carga e/ou troca das baterias. A transmissão por polia/correia V seria muito adequada ao motor.

O sistema de suspensão seria constituído de um duplo A na parte dianteira e uma barra de torção na traseira.

O chassi do veículo seria do tipo perimetral onde a estrutura se resumiria a apenas ao contorno do carro.

A direção utilizada seria do tipo rolete/rosca sem fim, que seria um sistema muito parecido com o pinhão cremalheira.

O sistema de freio do veículo seria muito parecido com o sistema utilizado em kart, constituído de um freio a disco com acionamento por cabo.

### SOLUÇÃO V

O motor de veículo de passageiro mais utilizado em veículo do tipo buggy é o motor 1600 Boxer refrigerado a ar de Volkswagen Fusca. Como foi dito este motor é muito resistente e de fácil manutenção porém seu peso elevaria demais o peso total do veículo. Outro ponto fraco deste motor seria o alto consumo (6 a 7 Km/l). Além disso, este motor exigiria uma isolação térmica, acústica e de vibração.

A transmissão por junta homocinética é muito utilizada em veículos de passageiros, porém seu custo é um pouco elevado para este projeto.

Seria utilizado o sistema de suspensão por barras de torção, muito apropriada para este tipo de veículo devido a sua alta resistência. Um inconveniente seria o grande ângulo de cambagem existente neste tipo de suspensão, fazendo com que o pneu perca parte da área de contato com o solo em curvas fechadas ou ao passar por obstáculos.

Os pneus que seriam utilizados são de veículos de passageiros. Estes pneus são resistentes e duráveis porém os sulcos existentes na superfície de rodagem não são

dimensionados para o uso fora de estrada, sendo que em terrenos arenosos ou lameados pode ocorrer deslizamento.

O chassi tubular que seria utilizado deveria ser reforçado de forma a atender ao uso fora de estrada. Seriam utilizados tubos de aço de seção circular unidos por solda.

O sistema de direção seria do tipo pinhão-cremalheira, sendo que as já existentes nos veículos de passageiros que utilizam este sistema possuem uma relação de redução de giro muito alta (geralmente 22:1) deixando o veículo sem agilidade.

O freio a disco seria utilizado nas rodas dianteiras e o tambor nas rodas traseiras, ambos com acionamento hidráulico a fim de diminuir a força exercida pelo motorista no pedal do freio ao frear o veículo.

## 5 - VALOR ECONÔMICO

Do ponto de vista de valor econômico das soluções apresentadas acima pode-se desconsiderar as soluções I e V, pois o elevado custo das peças tornaria o preço final ao consumidor fora da faixa previamente estipulada no objetivo.

Através de pesquisa em oficinas e no mercado de peças pode-se obter uma estimativa preliminar do custo de fabricação para cada uma das soluções.

### Solução II (custo em reais)

	Conjunto	Custo (R\$)
Materiais	motor	500
	transmissão	50
	suspensão	150
	pneu	170
	chassi	300
	direção	70
	freio	70
Mão de obra		300
Custos indiretos		120
<b>Total</b>		<b>1730</b>

Solução III (custo em reais)

	Conjunto	Custo (R\$)
Materiais	motor	700
	transmissão	60
	suspensão	150
	pneu	200
	chassi	350
	direção	100
	freio	200
Mão de obra		300
Custos indiretos		150
Total		2210

Solução IV (custo em reais)

	Conjunto	Custo (R\$)
Materiais	motor	300
	transmissão	50
	suspensão	150
	pneu	170
	chassi	250
	direção	80
	freio	200
	bateria	150
Mão de obra		250
Custos indiretos		100
Total		1700



Através desta análise preliminar pode-se concluir que as três soluções apresentam valor econômico compatíveis com a faixa de preço estipulada no objetivo.

Posteriormente será feita uma pesquisa de preços mais detalhada e uma pesquisa de mercado junto ao consumidor. Com isto pode-se construir uma matriz de avaliação onde são estipulados pesos e notas para as várias características do produto obtendo, desta forma, a melhor solução.

## 6 - VIABILIDADE FINANCEIRA

As instalações necessárias para a construção das soluções II, III e IV são praticamente equivalentes, da mesma forma o número de trabalhadores a serem contratados, assumindo o mesmo volume de produção.

Visando uma otimização do custo total do veículo pode-se estabelecer quais componentes serão adquiridos de terceiros e quais serão produzidos dentro da empresa. Nesta otimização leva-se em conta a complexidade de produção e a existência de empresas que já detém tecnologia e processos de produção mais eficientes de alguns componentes.

Analisando cada uma das soluções estabeleceu-se que seriam comprados os seguintes componentes:

Solução II	Solução III	Solução IV
motor	motor	motor
correia V	corrente/correa	correia V
amortecedor	amortecedor	barra de torção
mola helicoidal	mola helicoidal	amortecedor
pneu	pneu	mola helicoidal
lona de freio	freio a disco - conjunto	pneu

Nesta análise não foram consideradas peças secundárias tais como: parafusos, roscas, pinos, rolamentos, etc.

Os demais componentes serão produzidos dentro da empresa, sendo que, para as três soluções será necessário a aquisição de algumas máquinas e dispositivos básicos como:

dobreira de chapas e tubos

solda

equipamentos de usinagem (torno, fresa, furadeira, serra)

guilhotina

instrumentos de medição

## 7 - CONCLUSÃO

Através do estudo de viabilidade chegou-se a três soluções exequíveis fisicamente, com valor econômico suficiente e financeiramente viáveis. A escolha da melhor solução será feita na primeira etapa do projeto básico (matriz de avaliação).

**PROJETO**

**BÁSICO**

## 1 - MATRIZ DE AVALIAÇÃO

Com a análise do valor econômico foram descartadas as soluções I e V devido ao elevado custo das peças e do processo de fabricação. Restaram portanto as soluções II, III, e IV que devem ser analisadas mais detalhadamente. Para esta análise utilizaremos a matriz de avaliação onde são atribuídos pesos às características do veículo de acordo com a importância de cada uma. A seguir são atribuídas as notas para cada solução relativa as características listadas. Através da soma das notas multiplicadas pelos pesos teremos a melhor solução.

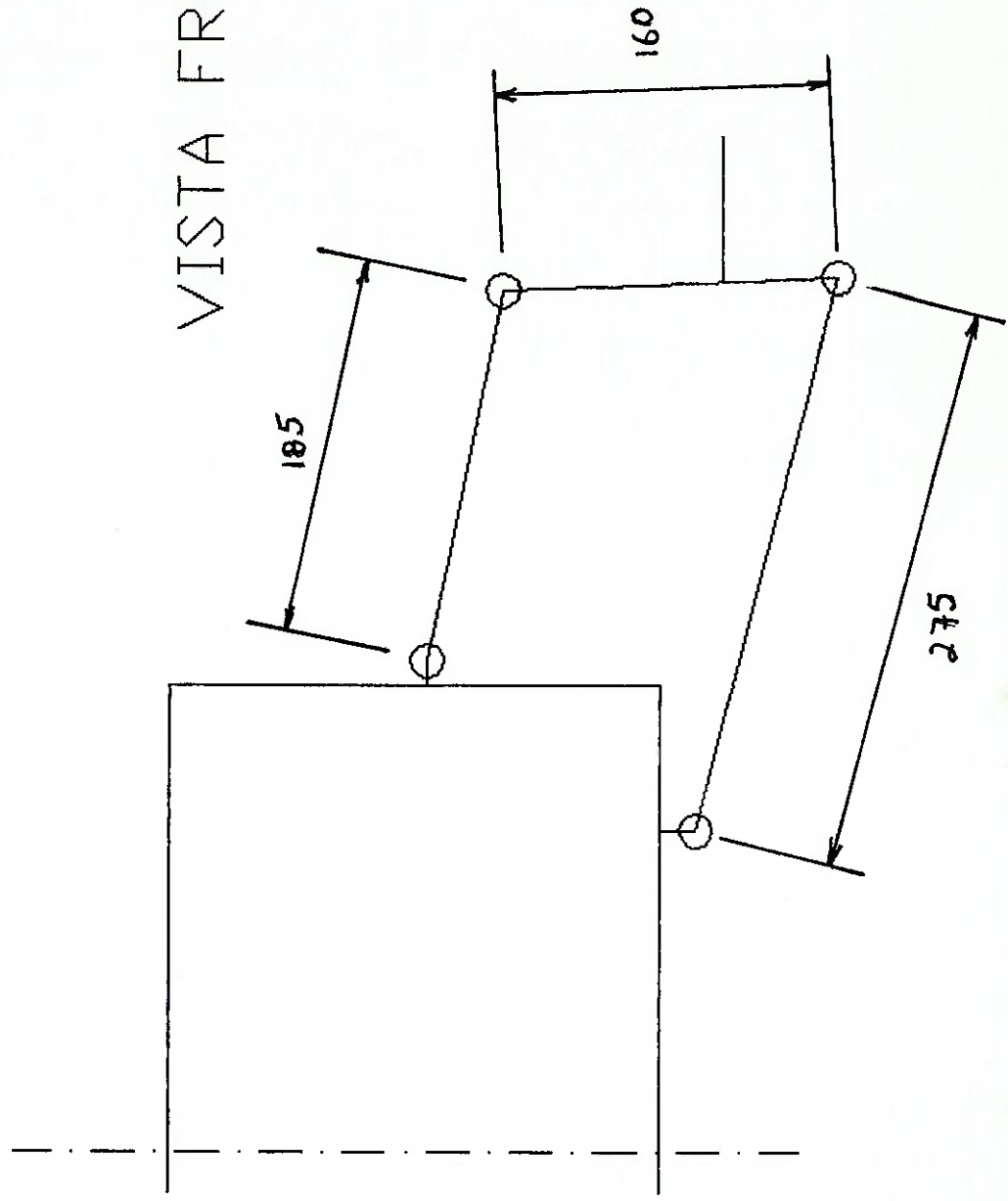
		SOLUÇÕES		
CARACTERÍSTICAS	PESO P	II	III	IV
		Nota / N x P	N / N x P	N / N x P
Desempenho	8	7 / 56	10 / 80	6 / 48
Aparência	6	9 / 54	9 / 54	9 / 54
Segurança	7	10 / 70	10 / 70	9 / 63
Durabilidade	7	9 / 63	10 / 70	8 / 56
Conforto	6	9 / 54	8 / 48	9 / 54
Consumo	7	10 / 70	9 / 63	10 / 70
Custo de Fabricação	10	8 / 80	10 / 100	7 / 70
Investimento Necessário	9	9 / 81	9 / 81	7 / 63
Prazo de Implantação	8	9 / 72	9 / 72	10 / 80
TOTAL $\Sigma N \times P$		600	638	558

Através da tabela acima verifica-se que a melhor solução é a III, com uma soma de pontos 7% superior ao da segunda colocada.

Escolhida a melhor solução o próximo passo será definir e caracterizar de forma mais concreta o veículo em desenvolvimento através de sua modelagem.

# SUSPENSÃO DIANTEIRA

## VISTA FRONTAL





## 2 - MODELO ICÔNICO

Foi elaborado uma maquete do veículo em escala, representando os sistemas de suspensão, direção e motorização. Através deste modelo foi possível visualizar o veículo completo e obter informações sobre o funcionamento de alguns conjuntos, facilitando a análise de compatibilidade e detectar possíveis problemas de montagem.

## 3 - MODELO SIMBÓLICO

- Relação entre a rotação do na saída da caixa de câmbio e velocidade do veículo

sendo:  $n_m$  = rotação na saída da caixa de câmbio [rpm]

$n_e$  = rotação do eixo traseiro [rpm]

$d_p$  = diâmetro do pinhão na saída da caixa de câmbio [m]

$d_c$  = diâmetro da coroa fixa ao eixo traseiro [m]

$d_p$  = diâmetro do pneu [m]

$v$  = velocidade do veículo [m/s]

temos:

$$n_e = n_m d_m d_c$$

$$v = \frac{n_e d_p \pi}{60}$$

portanto: 
$$v = \frac{n_m d_m d_c d_p \pi}{60}$$

-Relação entre força de acionamento do pedal e força de frenagem

sendo:  $f_a$  = força de acionamento do pedal  
 $f_p$  = força do pistão de acionamento das pastilhas de freio  
 $d_{cm}$  = diâmetro do pistão do cilindro mestre  
 $d_a$  = diâmetro do pistão de acionamento das pastilhas  
 $d_d$  = diâmetro do disco de freio  
 $d_p$  = diâmetro do pneu  
 $a, b$  = braço de alavanca do pedal de freio  
 $T_f$  = torque de frenagem  
 $F_f$  = força de frenagem

temos:

$$f_{cm} = \frac{f_a a}{b}$$

$$f_p = \frac{f_{cm} d_{cm}}{d_a}$$

$$f_p = \frac{f_a a d_{cm}}{b d_a}$$

$$T_f = \frac{F_f \mu d_c}{2}$$

$$F_f = \frac{2T_f}{d_p}$$

#### 4 - ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

Depois de identificados os parâmetros do produto que relacionam as variáveis de entrada às de saída, na análise de sensibilidade se pretende determinar qual o grau de influência dos diversos parâmetros sobre o funcionamento do produto.

Dessa forma os principais resultados desta análise são: conhecimento intenso do produto, identificação dos parâmetros mais importantes (críticos), indicação da adequabilidade das especificações adotadas e obtenção de uma idéia quantitativa do desempenho do produto.

No dimensionamento da estrutura o parâmetro que tem mais influência sobre as tensões e deformações é o diâmetro do tubo. Visando a construção de um veículo de baixo peso e alta resistência foram elaboradas análises de tensão e deformação da estrutura a fim de se obter um tubo com diâmetro e espessura que otimizasse esta relação entre peso e resistência. O software utilizado nesta análise foi o PATRAN.

Na análise do desempenho do produto foi utilizado um software específico denominado GIPSIM. Os principais dados de entrada deste software são: peso total do veículo, distribuição de peso entre o eixo dianteiro e traseiro, posição do CG, coeficiente aerodinâmico, área frontal, coeficiente de atrito pneu/solo, potência e torque do motor e relações de marcha. Através destes dados o software faz uma simulação do desempenho do veículo. Dos diversos dados de saída os principais são: tempo de aceleração de 0 a 100 km/h, tempo de aceleração de 0 a 400m, velocidade máxima, retomada de velocidade de 40 a 80 km/h, consumo de combustível, capacidade máxima de saída e subida em rampa.

Utilizando o software GIPSIM foram realizadas várias simulações alterando em cada uma delas um parâmetro de entrada. Dessa forma foi possível se determinar quais os parâmetros que mais influenciam no desempenho do veículo. Além disso comparou-se os dados de desempenho obtidos no GIPSIM e os valores previamente estabelecidos na Especificação Técnica verificando sua adequabilidade.

OBS.: Este software seria utilizado durante o período de estágio de um dos membros do grupo. Devido ao fim do contrato de estágio não foi possível a realização das simulações desejadas.

## 5 - ANÁLISE DE COMPATIBILIDADE

O veículo é composto por diversos conjuntos e subconjuntos como suspensão, freio, direção, entre outros. Para haja um funcionamento harmônico do veículo é necessário que a interação entre os subconjuntos seja compatível.

Esta análise de compatibilidade deve levar em consideração não só o aspecto de intercambiabilidade física dos subconjuntos mas também a compatibilidade entre as características internas de funcionamento, principalmente quando as variáveis de saída de um subsistema forem as variáveis de entrada de outro.

A principal compatibilidade funcional necessária no veículo se refere a potência desenvolvida pelo motor e a potência requerida a fim de proporcionar o desempenho especificado. Além da potência do motor as relações de marcha também são fundamentais na determinação de alguns parâmetros como: velocidade máxima, aceleração, retomada de velocidade.

Para se determinar a compatibilidade entre o torque máximo do motor e a capacidade do veículo na saída em rampa deve-se ter a seguinte relação:

$$T \cdot n_c \cdot n_l \cdot n_p = P \cdot \sin \theta$$

onde :         $T$  = torque máximo do motor

$n_c$  = relação de transmissão entre o pinhão (saída da caixa de câmbio) e a coroa (fixa ao eixo traseiro)

$n_l$  = relação de primeira marcha

$n_p$  = relação entre o diâmetro da coroa e o diâmetro do pneu

$P$  = peso do veículo

$\theta$  = ângulo da rampa

Outra compatibilidade funcional se refere aos sistemas de freio e suspensão. No primeiro sistema a força de acionamento do pedal de freio, que deve ser no máximo de 200N, deve garantir o espaço de frenagem de 30m com o veículo a 60km/h. No sistema de suspensão o mecanismo, a mola e o amortecedor devem permitir um curso de 150mm e deixar o veículo a uma altura livre do solo de 250mm sem carga.

Em relação a compatibilidade dimensional é necessário verificar se o espaço interno do veículo permite uma acomodação confortável e segura para um motorista de estatura entre 1,40 e 1,90 m e peso máximo de 100kg.

## 6 - ANÁLISE DE ESTABILIDADE

O funcionamento de um sistema é afetado pelas alterações das variáveis de entrada e pelas condições do meio ambiente.

Se ocorrerem variações acidentais nas variáveis de entrada o sistema deve responder de forma previsível e em seguida retornar ao equilíbrio original.

O objetivo desta análise é estudar o comportamento do veículo para :

- certificar-se que os conjuntos, subconjuntos e o veículo como um todo não sejam instáveis
- avaliar os riscos e as conseqüências das perturbações que tem intensidade suficiente para causar disfunção do veículo.

A estabilidade de um sistema pode ser dividida em :

- Estabilidade Intrínseca: onde entradas normais devem produzir saídas desejadas e
- Estabilidade Extrínseca: onde entradas anormais devem produzir saídas aceitáveis.

O sistema de suspensão deve reduzir a vibração transmitida ao motorista quando o veículo passa por obstáculos. De acordo com a velocidade do veículo são aceitáveis obstáculos e buracos de aproximadamente 150mm a altas velocidades e obstáculos maiores se a baixa velocidade. Se caso houver um obstáculo acima do desejável a suspensão atingirá fim de curso fazendo com que a bandeija bata num batente de

borracha. Isso provocará um tranco no motorista porém após o obstáculo o sistema de suspensão entrará em equilíbrio novamente.

O veículo possui um sistema de segurança passiva a fim de minimizar os efeitos de uma entrada anormal e muito indesejada que seria a colisão. Neste caso o cinto de segurança deve manter o motorista junto ao banco evitando que este seja jogado para fora do veículo ou bata a cabeça na estrutura. O “Santo Antônio” deve proteger o motorista em caso de capotamento evitando que este seja esmagado. As barras de proteção lateral devem proteger o motorista em colisões laterais.



# PROJETO EXECUTIVO

## 1 - INTRODUÇÃO

O projeto executivo parte da concepção global do projeto, levando até sua realização física final. Para isto deve ser feito um planejamento sobre os recursos necessários e uma metodologia operacional.

No projeto básico os conjuntos foram estudados e definidos de forma geral verificando-se principalmente seus efeitos sobre o projeto global.

Agora cada conjunto será estudado como um projeto independente. O veículo foi dividido nos seguintes conjuntos:

- Estrutura
- Suspensão dianteira
- Direção
- Eixo traseiro
- Suspensão traseira

## 2 - ESTRUTURA

O desenvolvimento da estrutura caracterizou-se por três etapas:

- construção de uma maquete
- desenho em AutoCad
- análise de tensões e deformações com o auxílio de software de elementos finitos

A maquete foi construída para que fosse possível se ter uma idéia da aparência da estrutura. As medidas foram feitas tomando-se como base a posição de uma pessoa sentada dirigindo um veículo como o proposto. A maquete foi feita em escala de 1:7.

A segunda etapa foi a construção do desenho em 3D do veículo no AutoCad. Nesta etapa foi colocado mais algumas barras. O raio de dobra de 100mm foi escolhido com base no dispositivo que seria utilizado para a dobra dos tubos. Este dispositivo foi cedido por uma empresa de compra, venda e reforma de mini-buggies.

Com o desenho 3D criado foi feito um arquivo IGS para que fosse lido pelos programas de elementos finitos, PATRAN e NASTRAN. Estes programas foram utilizados no departamento de CAE da General Motors do Brasil. A base de dados foi criada no PATRAN. O processamento foi feito no NASTRAN. O pós-processamento foi feito novamente no PATRAN. A base de dados no caso foi a definição do material (E,n), características do elemento (momento de inércia, área da seção), tipo de carregamento, restrições aos graus de liberdade.

Com a malha criada e os dados inseridos foi feito um arquivo de saída para ser lido pelo NASTRAN, que efetuou todos os cálculos e gerou um arquivo de saída, contendo os resultados. Este arquivo foi lido pelo PATRAN. Com estes valores no

PATRAN pôde-se fazer o pós processamento, ou seja, criar gráficos de tensão e deformação

O primeiro cálculo foi feito criando-se uma malha, do tipo casca, de um tubo de 1/2" e uma espessura de 1,5mm. Os resultados estão mostrados nas Figura 1 e 2 (em anexo). A carga aplicada foi de 900N (peso de um adulto) e 350N (peso do motor). Foi restringido os seis graus de liberdade em dois pontos na parte dianteira e em dois pontos na parte traseira, em posições que se aproximam dos pontos de fixação dos amortecedores. O caso de carga está mostrado na Figura 3 do anexo. Depois que isto foi feito percebeu-se que com estes casos de carga estaria sendo feita uma análise puramente estática. Como sugestão de um engenheiro da área de CAE da GMB um valor bom para este dimensionamento da estrutura seria utilizar um pico de carga de 3g, ou seja as cargas aplicadas deveriam ser de 2700N e 1150N. Para que a base de dados não fosse alterada decidiu-se por manter a base de dados mas o valor de tensão admissível para comparação não seria mais de 200MPa, mas sim de 66,6MPa.

A primeira análise mostrou que a estrutura de 1/2" e 1,5mm de espessura é insuficiente para a carga. Partiu-se para a análise de um outro tubo, agora com 2mm de espessura, que ainda mostrou-se insuficiente para a carga aplicada.

Fez-se então a análise de um tubo com 3/4". Para esta análise seria necessário um novo modelo caso fosse utilizado elementos de casca. Este método, apesar de ser mais plástico e bonito visualmente, mostrou-se pouco prático, porque a cada mudança de tubo para análise seria necessária a criação de novas malhas. Por isso decidiu-se por utilizar elementos de barra onde para mudar o tubo a ser analisado seria necessário apenas alterar o momento de inércia e a área da seção transversal.

Com a mudança de tubo de 1/2" e 2,0 mm para 3/4" e 1,5mm houve uma grande diminuição da tensão máxima, mas ainda acima da tensão admissível.

Nesta fase foram feitas algumas alterações na geometria da estrutura com a adição de algumas barras.

Agora com uma nova estrutura e um tubo de 3/4" e 2mm foi feita uma nova análise que mostrou ser insuficiente o tubo utilizado. Os resultados estão nas Figuras 3 e 4 (em anexo).

A análise de um tubo de 1" e 1,5mm de espessura mostrou-se suficiente para a carga aplicada. Para este caso mudou-se a base de dados, a carga aplicada passou de 900N e 350N para 2700N e 1150N, respectivamente para o peso de uma pessoa e o peso do motor. Desta forma pode-se ilustrar melhor a distribuição de tensões a que a estrutura está submetida e comparar com o valor admissível. Os resultados finais estão mostrados nas Figuras 6 (tensão), 7 (deformação), 8 (deformação com estrutura deformada) e 9 (reações), todas no anexo.

As figuras que mostram um gráfico de tensões estão em  $\times 10^5 \text{Pa}$  e os gráficos de deformação estão em mm.

### 3 - SUSPENSÃO

A finalidade principal da suspensão é suportar o peso do veículo, amortecer irregularidades do piso, protegendo passageiros e bagagens, bem como evitar que o movimento não sincronizado das 4 rodas na vertical, prejudique a estabilidade.

Isto é conseguido através de uma conveniente ligação elástica, para a qual normalmente são utilizadas: laminas, molas helicoidais, barras de torção, borracha, ar.

Para se obter o efeito amortecedor, o sistema mais usado é o hidráulico.

Porém, necessariamente esta ligação elástica tem de transmitir também esforços de tração, de frenagem e os esforços laterais.

Para conseguir transmitir estes esforços é necessário que a relação entre as rodas e o corpo do veículo tenha suficiente rigidez, a qual é obtida através de ligações articuladas.

#### 3.1 - Suspensão Independente

Neste sistema, a roda direita e esquerda não estão ligadas entre si, e podem movimentar-se independentemente.

Este tipo de suspensão é largamente utilizado nos eixos dianteiros de veículo de passageiros, e o seu uso vem aumentando também para o eixo traseiro.

### Vantagens:

- massa não suspensa mais leve o que possibilita a roda percorrer (desenhar) o perfil da estrada.

- usado no eixo dianteiro, como não há ligação entre as rodas, direita e esquerda, existe uma menor possibilidade de interferência nas articulações da direção, e por isto, mais difícil é a ocorrência de shimmy.

- geralmente o posicionamento das molas é feito separadamente das molas da suspensão.

Isto nos dá menor ocorrência de shimmy, e maior possibilidade de usar molas mais macias.

Juntando este item, com o primeiro, o conforto fica melhorado.

### Desvantagens:

- construção mais complexa. Custo de fabricação mais alto.

- normalmente pela variação do curso da roda há a variação do camber e da bitola. Isto provoca variação no alinhamento das rodas e conseqüentemente menor vida do pneu.

Existem diversos tipos de suspensão independente tais como MacPherson, semi trailing, duplo braço A, swing axle, Dubbonet, etc. Na fase de projeto básico definiu-se como sendo a melhor opção o sistema de duplo braço A.

Este sistema é largamente utilizado nos eixos dianteiros de veículos de passageiros, e nos eixos traseiros de carros de Fórmula.

1- Neste sistema, são possíveis braços com comprimento iguais e paralelos, ou com comprimentos diferentes. Para uma comparação das características de uma e de outra, veja a tabela abaixo.

	COMPRIMENTOS IGUAIS	COMPRIMENTOS DIFERENTES	OBSERVAÇÃO
Variação do camber e bitola em função da variação da roda	1- variação do camber igual a zero. 2- grande variação de bitola.	1- possível controlar variações de camber e bitola. 2- possível fazer a variação de bitola igual a zero.	não é possível fazer a variação do camber e bitola, simultaneamente igual a zero.
roll center	baixo	possível subir um pouco	
camber em relação ao solo quando em curva	quase igual ao ângulo de roll do veículo	até certo ponto é possível controlar	

Antes de partirmos para o dimensionamento dos componentes da suspensão, além das considerações acima, outras devem ser levadas em consideração, tais como: as



especificações técnicas, custo de fabricação ou compra dos componentes, máquinas e dispositivos para fabricação, matéria prima, mão de obra necessária.

As especificações técnicas que afetam o dimensionamento da suspensão são:

Altura livre do solo: 250 mm

Peso total: 165 Kg

Curso da suspensão: 150 mm

Dimensões gerais da estrutura

Para o dimensionamento da geometria da suspensão, a mesma foi dividida em três subsistemas: bandeja (braço) superior, braço inferior e pino mestre.

A partir daí partiu-se para uma pesquisa de mercado para se determinar se é mais econômico a fabricação ou a compra dos componentes destes subsistemas.

No mercado de peças automotivas semi novas o preço médio do conjunto, 2 bandejas superiores, 2 bandejas inferiores e 2 pinos mestres ficava bem abaixo do que seria gasto na fabricação destes componentes, sendo o preço em torno de R\$ 50,00. Dessa forma optou-se pela compra dos componentes ao invés de sua fabricação.

Durante a pesquisa de preços foi feita uma coleta de dados sobre as dimensões de bandejas disponíveis assim como o peso e resistência. Com estes dados foram feitos alguns estudos para se determinar quais seriam as bandejas e pinos mestre que melhor se adaptariam ao veículo. Foram escolhidos os seguintes componentes: a bandeja superior foi retirada da suspensão dianteira de um Chevette, a bandeja inferior foi obtida da suspensão dianteira de um Gol e o pino mestre de um Opala.

Partiu-se então para um estudo mais detalhado levando-se em consideração o curso da suspensão, a altura livre do solo, a variação do ângulo de camber durante a trajetória da roda e área de contato pneu-solo.

Com este estudo foi definida toda a geometria da suspensão assim como os pontos de fixação na estrutura do veículo.

As principais características da suspensão são as seguintes:

- Variação de camber (entre pontos superior e inferior):  $2^{\circ}$
- Ângulo de camber:  $1^{\circ}$
- Variação de bitola (entre pontos superior e inferior): 104 mm
- Altura livre do solo sob carga: 250 mm
- Curso total da suspensão: 150 mm

#### 4 - DIREÇÃO

O movimento do volante de direção chega até a roda dianteira através da coluna de direção, mecanismo de direção, braços e burras de direção que comandam a rotação do pino mestre.

Existem diversos mecanismos responsáveis por transmitir o movimento do volante ao pino mestre. Os mais comuns são: pinhão-cremalheira, esferas recirculantes e convencionais. Cada mecanismo tem suas características em relação ao número de braços e relação de redução entre ângulo de giro do volante e o ângulo de giro da roda. Durante o projeto básico foi escolhido o tipo convencional, que possui uma relação de redução de 6.1. Porém verificou-se que esta relação iria tornar muito difícil o controle do veículo em altas velocidades. Para se evitar a construção de um redutor entre a coluna de direção e o mecanismo, e devido a facilidade de se obter no mercado de peças semi novas caixas de direção (pinhão-cremalheira) a um custo reduzido, abandonou-se a solução do mecanismo convencional adotando o tipo pinhão-cremalheira.

Além da Lei de ACKERMANN, outro item de grande importância é a determinação do pino mestre, pois dele dependerá a dirigibilidade e a estabilidade do veículo. E também a interferência, devido a movimentação vertical da roda, entre o sistema de suspensão e o sistema de direção deve ser reduzido ao mínimo.

#### 4.1 - Ângulo de Esterção das Rodas Interna Externa

Quando o veículo está em curva, existe uma diferença de raio entre rodas internas e externas. O ângulo de esterção deve ter correspondência com estes raios.

O fundamento básico é explicado por Ackermann em que o prolongamento do eixo dianteiro encontra-se sobre o prolongamento do eixo traseiro. Neste ponto, o veículo faz a viragem sem que haja deslizamento das rodas.

Isto é previsto somente como teoria, pois na prática um pequeno aumento de velocidade faz aparecer no CG do veículo força centrífuga que só pode ser oposta por forças centrífuga que só pode ser oposta por forças laterais do pneu. Dependendo do valor da força centrífuga, ela só é equilibrada pelo deslizamento do pneu.

#### 4.2 - Ackermann - Jeantaud

$L$  = distância entre eixo

$K$  = distância entre pino mestre

$\alpha$  = ângulo esterção roda interna

$\beta$  = ângulo esterção roda externa

$$\cotg\beta - \cotg\alpha = K/L$$

Dado o valor  $K/L$ , e os ângulos de esterção obedecem ao esquema acima, então o centro do raio de viragem estará no prolongamento do eixo traseiro.

Para o dimensionamento dos braços de forma que o mecanismo de direção respeitasse o princípio acima, inicialmente foram feitas várias tentativas utilizando o método analítico de FREUDENSTEIN aplicado à mecanismos de quatro barras.

Os mecanismos obtidos seguiam o princípio de ACKERMANN, porém o tamanho das barras obtido eram absurdos. Por causa do insucesso deste método foi iniciado um método iterativo. Inicialmente foram coletados dados sobre distância entre pinos mestres, tamanho de braços, ângulos de giro da roda de vários carros para se obter uma relação que nos desse um mecanismo inicial. A partir deste mecanismo foram feitas iterações sendo que a cada variação no tamanho dos braços verificava-se a Lei de ACKERMANN, calculando-se o erro obtido. Quando o erro obtido foi reduzido a um erro aceitável definiu-se a geometria do mecanismo de direção. O mecanismo de direção e o gráfico comparativo entre os ângulos teóricos e os obtidos no mecanismo estão em anexo.

#### 4.3 - Alinhamento das Rodas Dianteiras

Eixo dianteiro deve ser facilmente manobrável preciso, dar estabilidade, de modo que as relações entre os vários ângulos não provoquem desgastes nos pneus.

##### 4.3.1 - Inclinação do Pino Mestre

A inclinação do pino mestre é o eixo de rotação da roda dianteira.

No caso da suspensão independente, este eixo de rotação é uma linha que passa pelo ball joint superior.

Geralmente o pino mestre não é perpendicular ao solo, é o ângulo que este eixo forma com a vertical é o ângulo de inclinação do pino mestre. O prolongamento desta inclinação, encontra o solo fora do centro do pneu. Esta distância é o "king pin off set".

Quando a roda dianteira gira em torno do eixo inclinado, a um correspondente ângulo de esterção, o veículo é levantado do solo, e uma parte do esforço para esterção fica armazenado como energia potencial.

Por isto é necessário, quando na esterção, fazer um trabalho a mais. Mas ao soltar o volante, esta energia armazenada contribui para o retorno do veículo à direção reta.

Quanto maior o "king pin off set", maior será o momento transmitido as articulações da suspensão não só quando da frenagem do veículo, como também em rodagem normal.

Para uma direção mais leve procura-se fazer este off set o menor, sendo os valores mais usados até 40 mm e a inclinação de 6-8°.

Devido ao uso fora de estrada, em terrenos acidentados ou arenosos, para tornar a direção mais leve e, para se manter o ângulo de camber em 1°, o ângulo de inclinação do pino mestre foi estipulado em 3°. Este ângulo é maior que o ângulo do pino mestre adquirido (de um Opala)

Uma vez definido o pino mestre, fica também determinado o caster.

#### 4.4 - Caster

Vendo-se o eixo dianteiro de lado, o pino mestre está inclinado no sentido longitudinal.

Este é o ângulo de caster.

Quando o ponto de encontro desta inclinação com o solo está à frente do centro do pneu ao solo, o caster é positivo, e a distância é o "caster trail".

O efeito de caster é o de manter o veículo em linha reta mesmo quando se vira a roda, pois neste caso a força de atrito de rolagem provoca um momento restaurador em torno do pino mestre. Este efeito caster evita então que o veículo fique "zigzagueando" pela estrada dando estabilidade ao veículo.

Quanto mais se aumenta o ângulo de caster, maior é o efeito caster. Porém não podemos aumentar indefinidamente, porque a direção se torna pesada. Além disto este ângulo de caster depende da inclinação do pino mestre.

Nos veículos mais modernos o ângulo de caster tem a tendência a diminuir, inclusive com ângulos negativos. De um modo geral, o valor é menor que  $3^\circ$ .

Para não deixar a direção pesada e dar mais estabilidade ao veículo foi adotado ângulo de caster de  $1^\circ$ .

#### 4.5 - Camber

É a inclinação do plano do pneu quando se vê o mesmo no sentido longitudinal do veículo.

Este ângulo é dito positivo, quando o contato pneu-solo estiver voltado para “dentro” do veículo, em relação a um plano vertical que passa pelo centro do pneu; e negativo, em caso contrário.

Geralmente o camber está ao redor de mais um grau.

Quando uma roda gira com ângulo de camber, aparece a força “camber thrust” que tenta corrigir a inclinação da roda.

Esta força comparece independentemente das forças laterais (cornering force), do escorregamento lateral e aproximadamente proporcional ao peso na roda e ao ângulo de camber.

O camber thrust atua no centro da área de contato pneu-solo, motivo pelo qual não provoca momentos laterais.

Por outro lado quando se dá convergência às rodas, este dá também forças laterais em sentido oposto ao do camber thrust, o que se convenientemente dosado pode conferir equilíbrio às forças laterais.

O ângulo de camber utilizado é de  $1^\circ$ .

#### 4.6 - Convergência

Vendo-se um eixo de planta, a roda direita e esquerda não são paralelas. A este despararelismo, se voltado a frente e para dentro é chamado convergência.

A determinação deste valor está relacionado com o de camber pois a finalidade é evitar forças laterais que provocam deslizamento do pneu.



O teste prático é feito no dispositivo "side slip tester", onde deve ser permitido um escoamento lateral menor que 3 mm, para 1 metro de percurso do pneu.

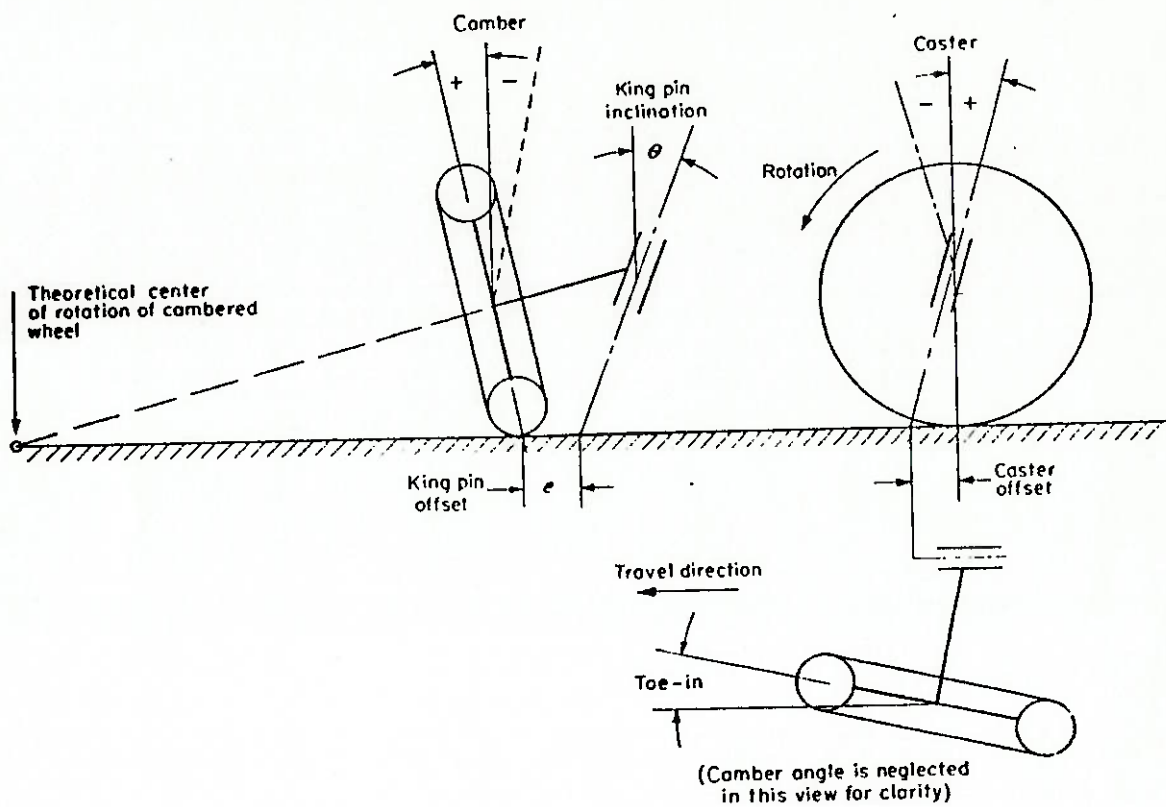


Fig. 1 - Ângulos de Camber, Cáster, Pino Mestre e Convergência

## 5 - EIXO TRASEIRO

Para o dimensionamento do eixo traseiro foram feitas algumas considerações tais como:

- veículo com sua capacidade máxima de carga
- distribuição de massa equivalente a 80% de carga no eixo traseiro
- aceleração vertical de 3g
- dimensionamento ao torque de frenagem ao invés do torque de tração

pois na frenagem a desaceleração é 3 vezes maior.

- desaceleração de frenagem de  $4,6 \text{ m/s}^2$  que equivale a frear o veículo de 60 a 0 km/h num espaço de 30m.

Dessa forma foi feito o diagrama de corpo livre do eixo traseiro com as forças verticais, horizontais, torque de frenagem calculando-se as reações no mancal.

Com todas as forças atuantes no eixo definidas contruiu-se o diagrama de momentos para determinação da seção crítica e do momento máximo atuante nesta seção.

A partir daí foram utilizados critérios de dimensionamento obtidos em literatura técnica para determinação do diâmetro mínimo. Com este valor foi feito um esboço do eixo levando em consideração a utilização de rolamentos cônicos e fixação da roda por ajuste cônico.

Devido a existência de ressaltos no eixo onde aparecem tensões residuais tornando-o menos resistente e , principalmente devido a solicitação dinâmica deve-se fazer a verificação à fadiga nas seções críticas. Concluída a verificação a fadiga foi elaborado o desenho de fabricação do eixo.

OBS: Todo o memorial de cálculo encontra-se no anexo.

## 6 - SUSPENSÃO TRASEIRA

A suspensão traseira consta de um mecanismo de 4 barras onde a principal diretriz na determinação de sua geometria é a menor variação da distância entre o eixo traseiro e o pinhão de saída do motor durante o curso completo da suspensão (250 mm). A partir daí foram realizados vários estudos com diferentes tamanhos de barra. Estes estudos contam do anexo sendo que a menor variação da distância obtida foi de 71mm.

## 7 - CONCLUSÃO

Foi finalizada toda a construção da estrutura do veículo assim como a fixação do motor na mesma. O sistema de suspensão dianteira foi dimensionado e foram adquiridas os componentes principais restando somente sua fixação a estrutura. As barras do sistema de direção foram dimensionadas e a geometria da suspensão traseira foi determinado.

Infelizmente a construção do veículo não foi totalmente finalizada porém isso não prejudicou o objetivo desta disciplina uma vez que foi possível aplicar os diversos conceitos adquiridos durante todo o curso de Engenharia e também ampliar e se aprofundar em novas áreas de aplicação como por exemplo a automobilística.

# ANEXOS

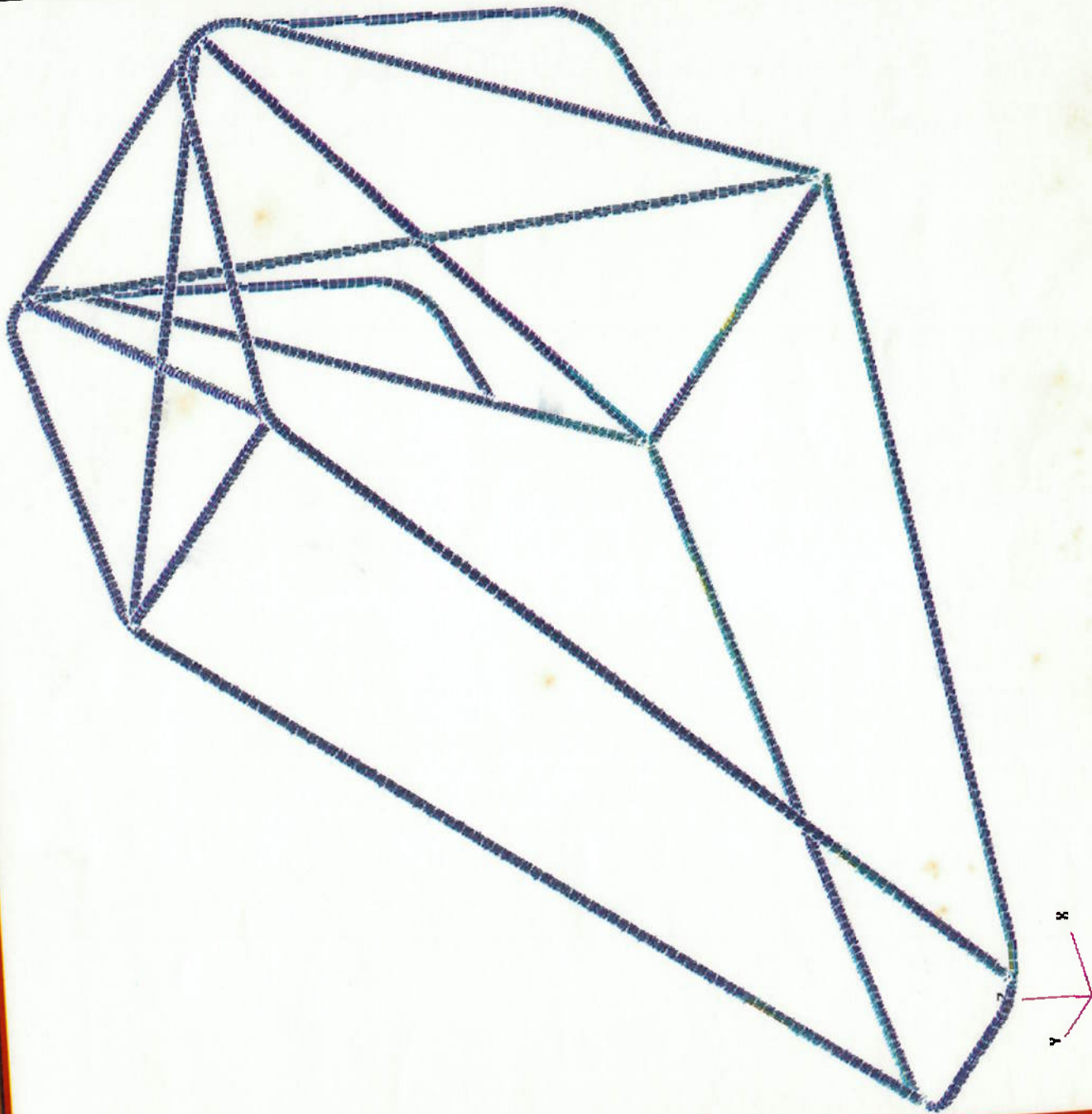
Date: 08/09/95

Contour  
Node Scalar2



Min= .1269E-01  
Max= .1623E+03  
Min = 1.269037E-02  
Max = 1.622746E+02  
Min ID= 7765  
Max ID= 9152  
Fringe\_4:  
STRESS  
COMPONENTS  
Von Mises  
Layer 1 at shell top surface

1c1  
MAX DEFLECTION = 4.53E+00

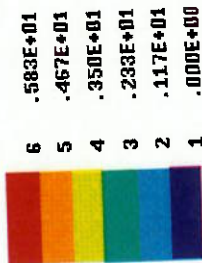




TIME: 11.00.00  
Date: 08/09/95

Contour  
Mode Scalar1

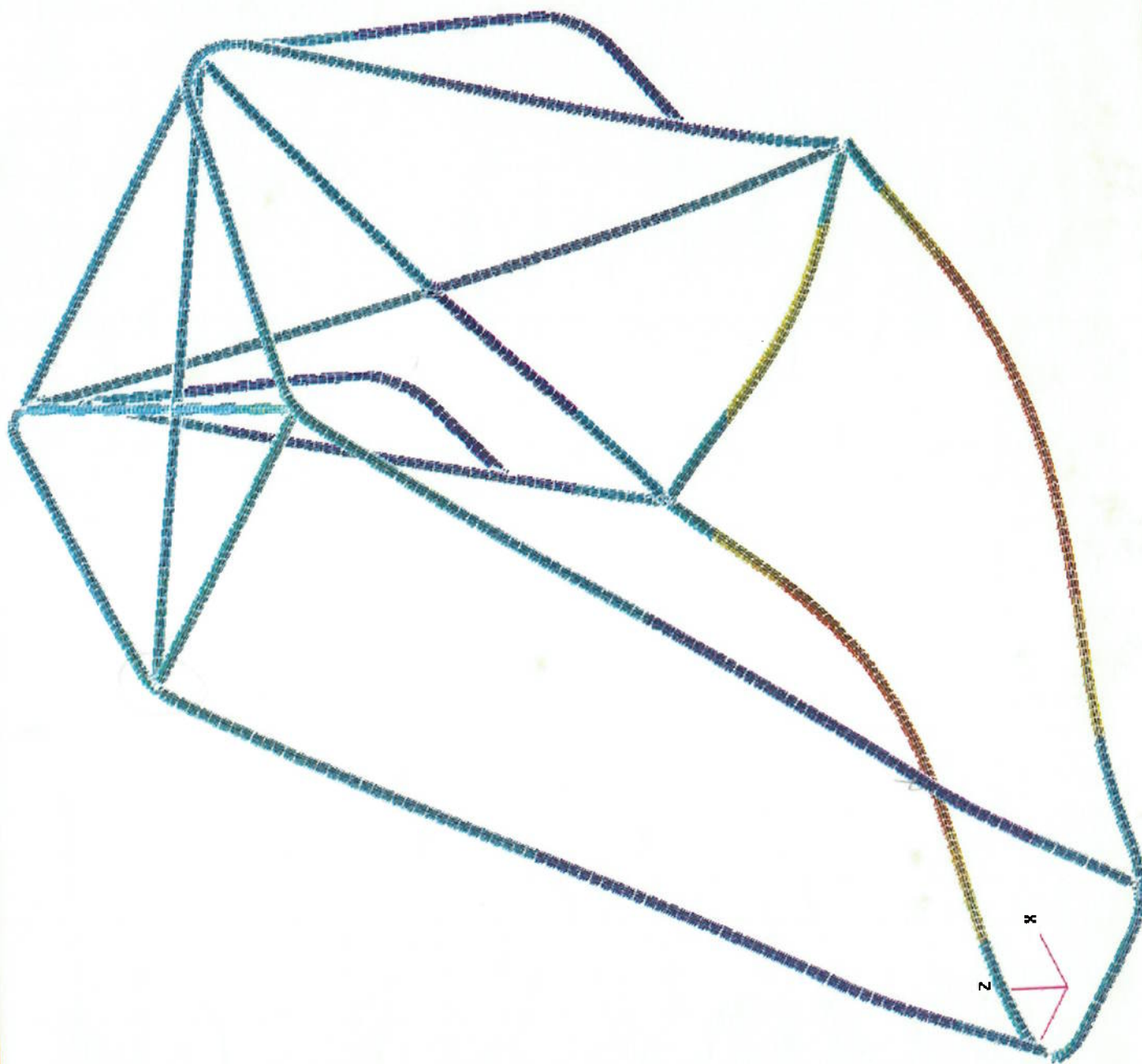
Color Index (mm)

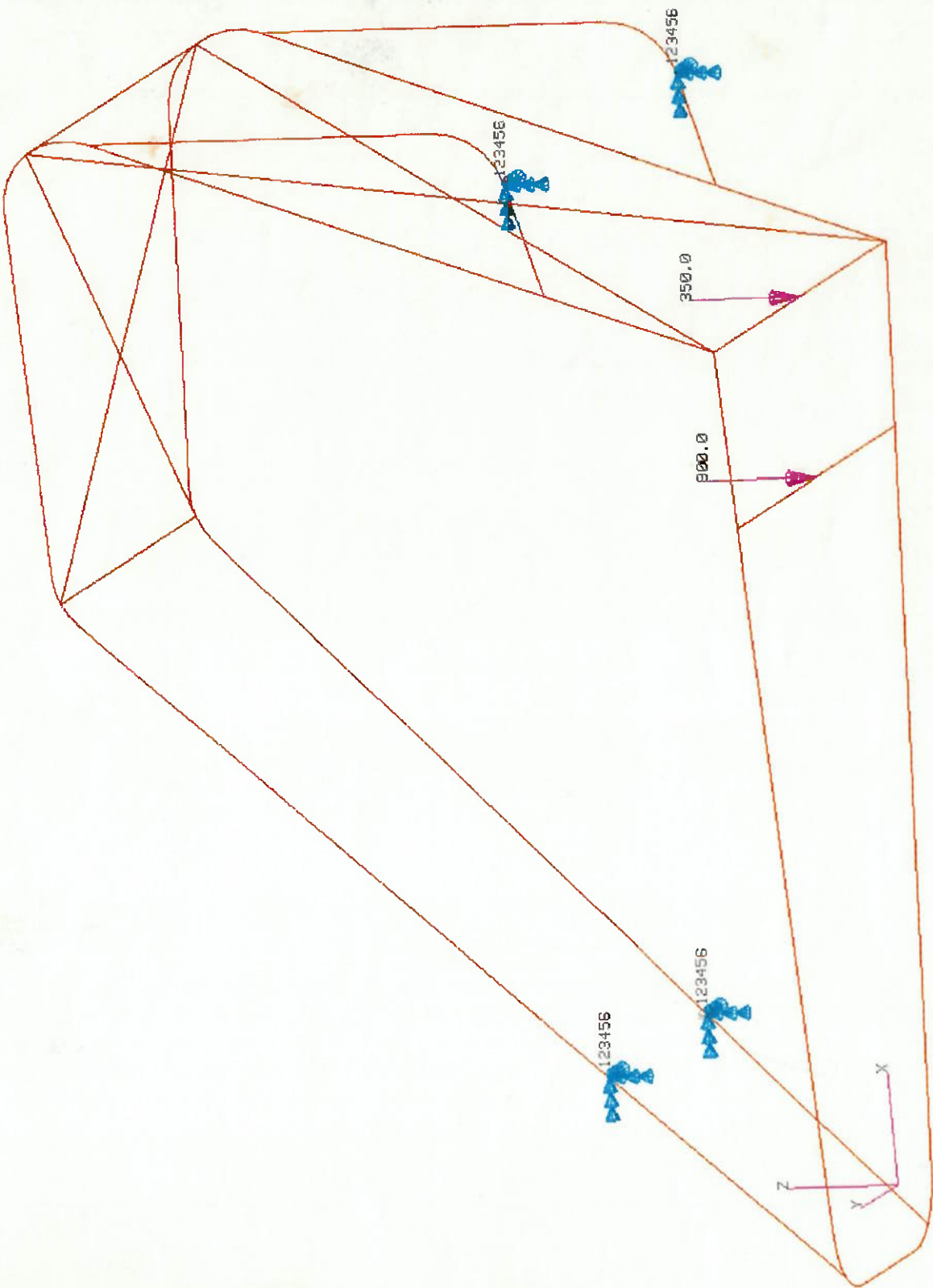


Min= .0000E+00  
Max= .8105E+01  
Min = 0.000000E+00  
Max = 8.104748E+00  
Min ID= 3494  
Max ID= 14091

Fringe\_2:  
DISPLACEMENT  
TRANSLATION  
Magnitude  
(NON-LAYERED)

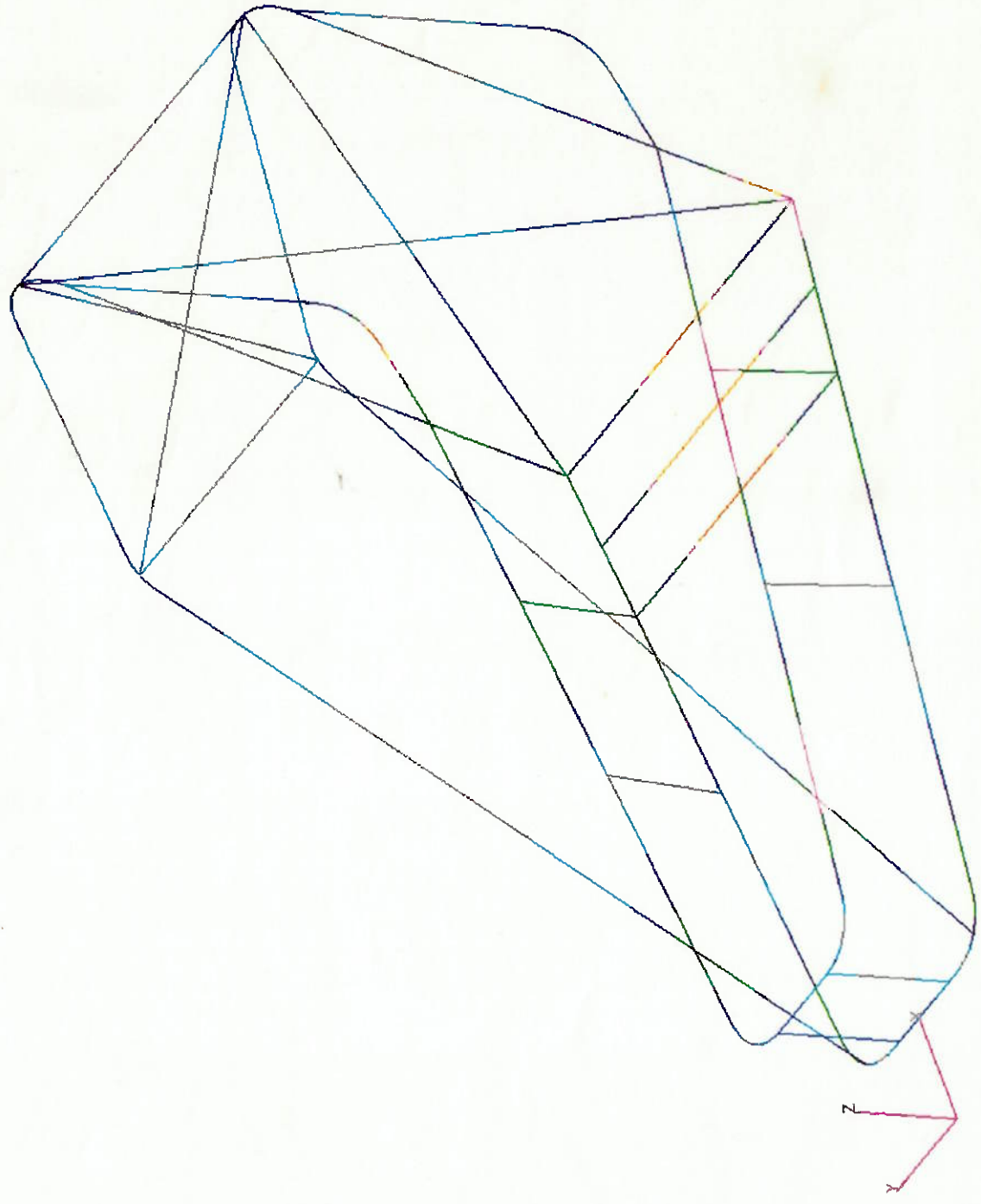
1c1  
MAX DEFLECTION = 8.10E+00  
Max. Deformation =  
8.104748E+00  
Node 14091





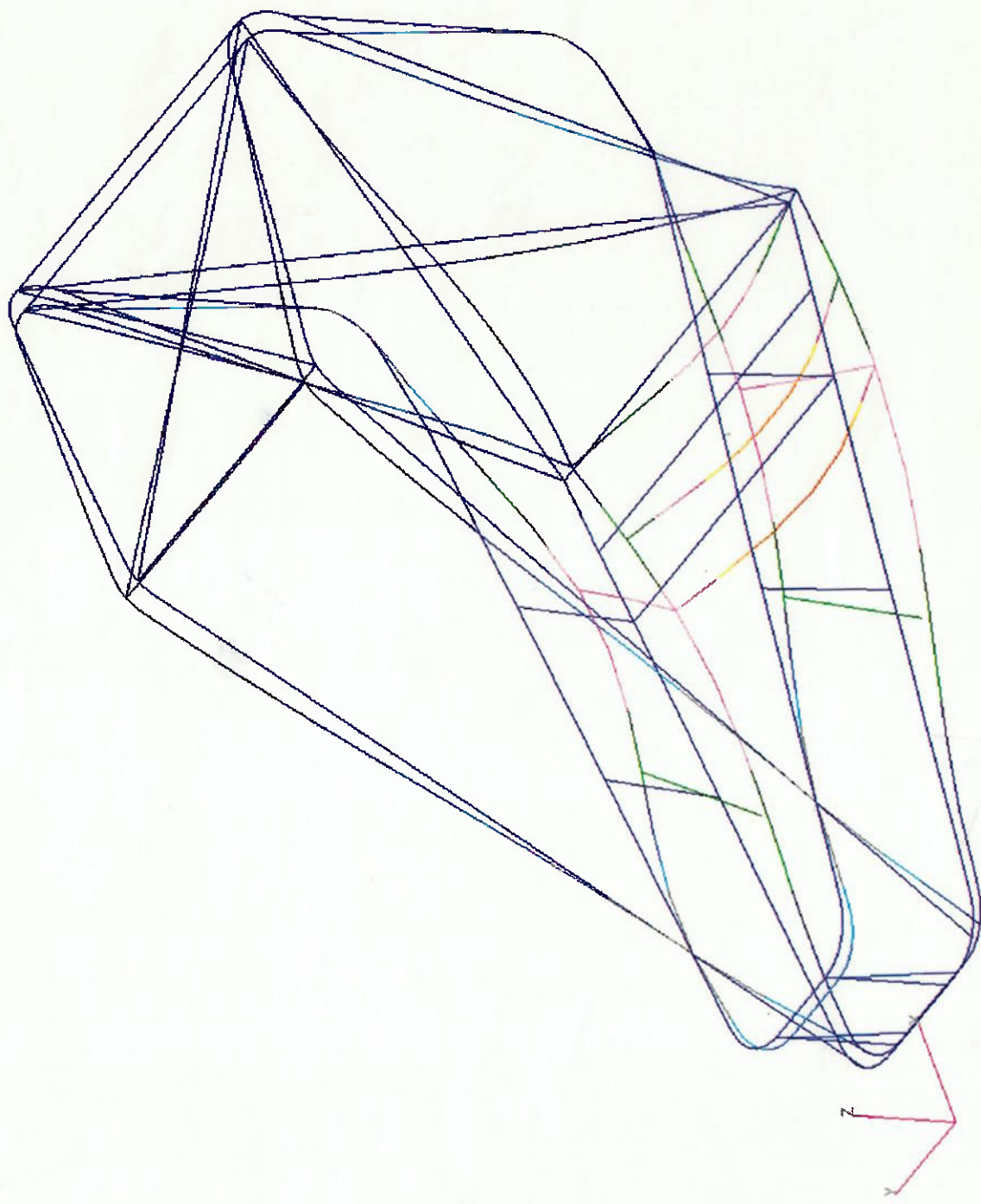


(10<sup>-3</sup>MPa)



+

139.6	130.3	121.0	111.7	102.4	93.07	83.76	74.46	65.15	55.84	46.54	37.23	27.92	18.61	9.307
-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------



+

(mm)  
6.176

5.764

5.352

4.941

4.529

4.117

3.705

3.294

2.882

2.470

2.059

1.647

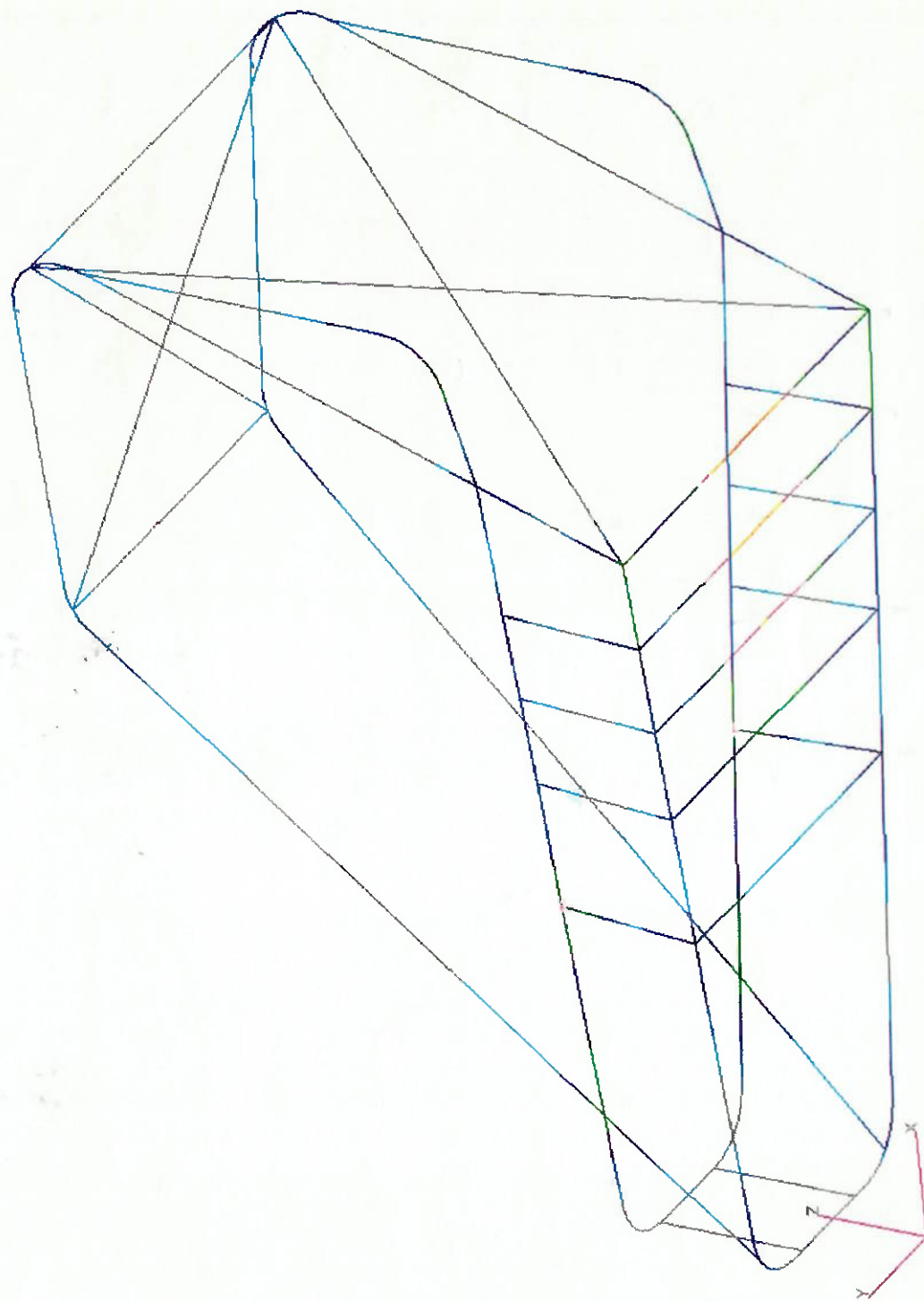
1.235

.8234

.4117

-.0000006560

FRINGE PLOT LC=4.1 RES=3.1(VON-MISES) MSC/PATRAN R-1.4 MSC/NASTRAN 21-Sep-95 14:14:58

 $(10^4 \text{ MPa})$   
159.6

158.3

147.0

135.7

124.4

113.1

101.9

90.57

79.28

68.00

56.71

45.42

34.13

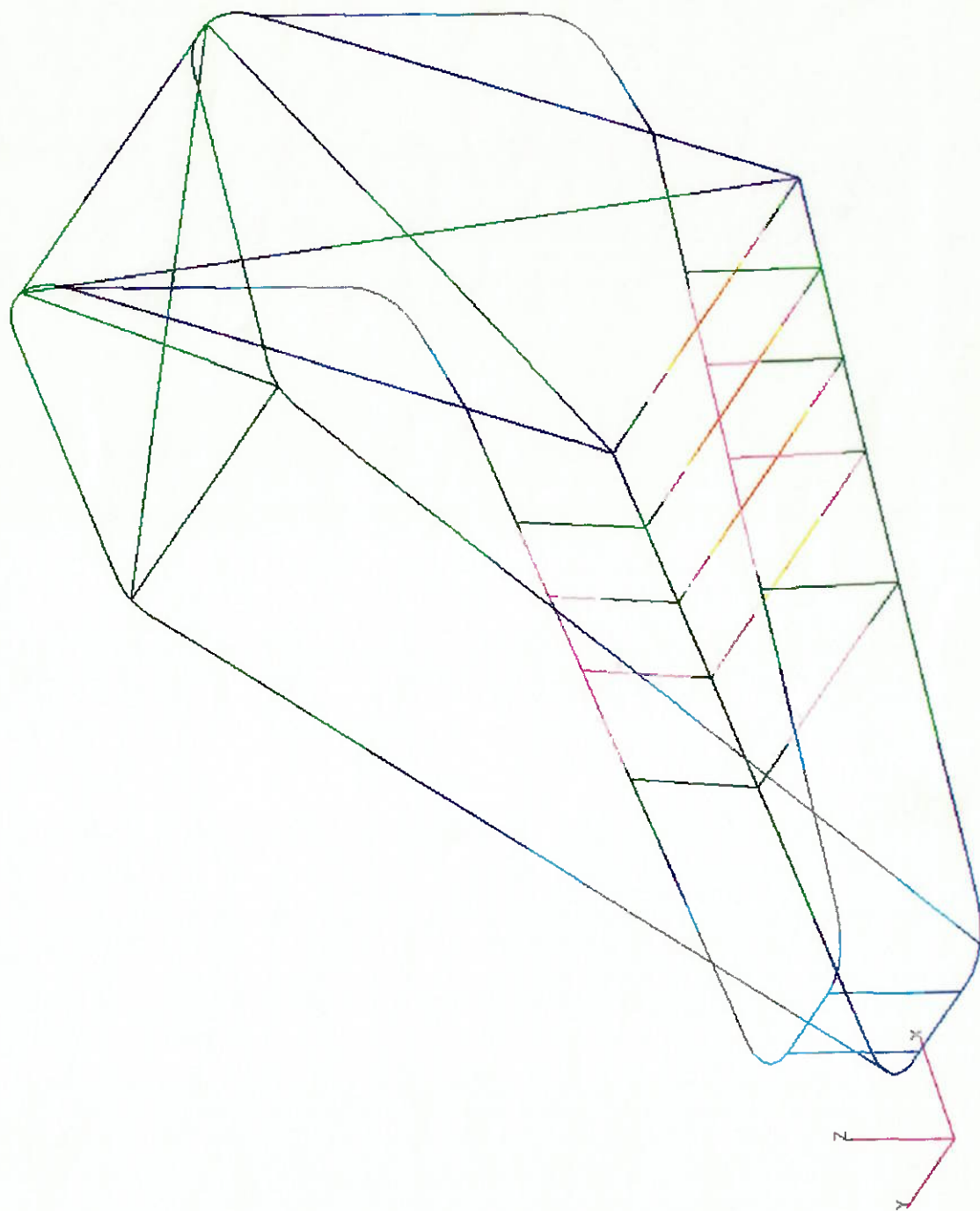
22.85

11.56

.2717



FRINGE PLOT LC=4.1 RES=2.1(VEC-MAG) MSC/PATRAN R-1.4 MSC/NASTRAN 21-Sep-95 14:17:18



+

(mm)  
3.322

3.100

2.879

2.657

2.436

2.214

1.993

1.772

1.550

1.329

1.107

.8858

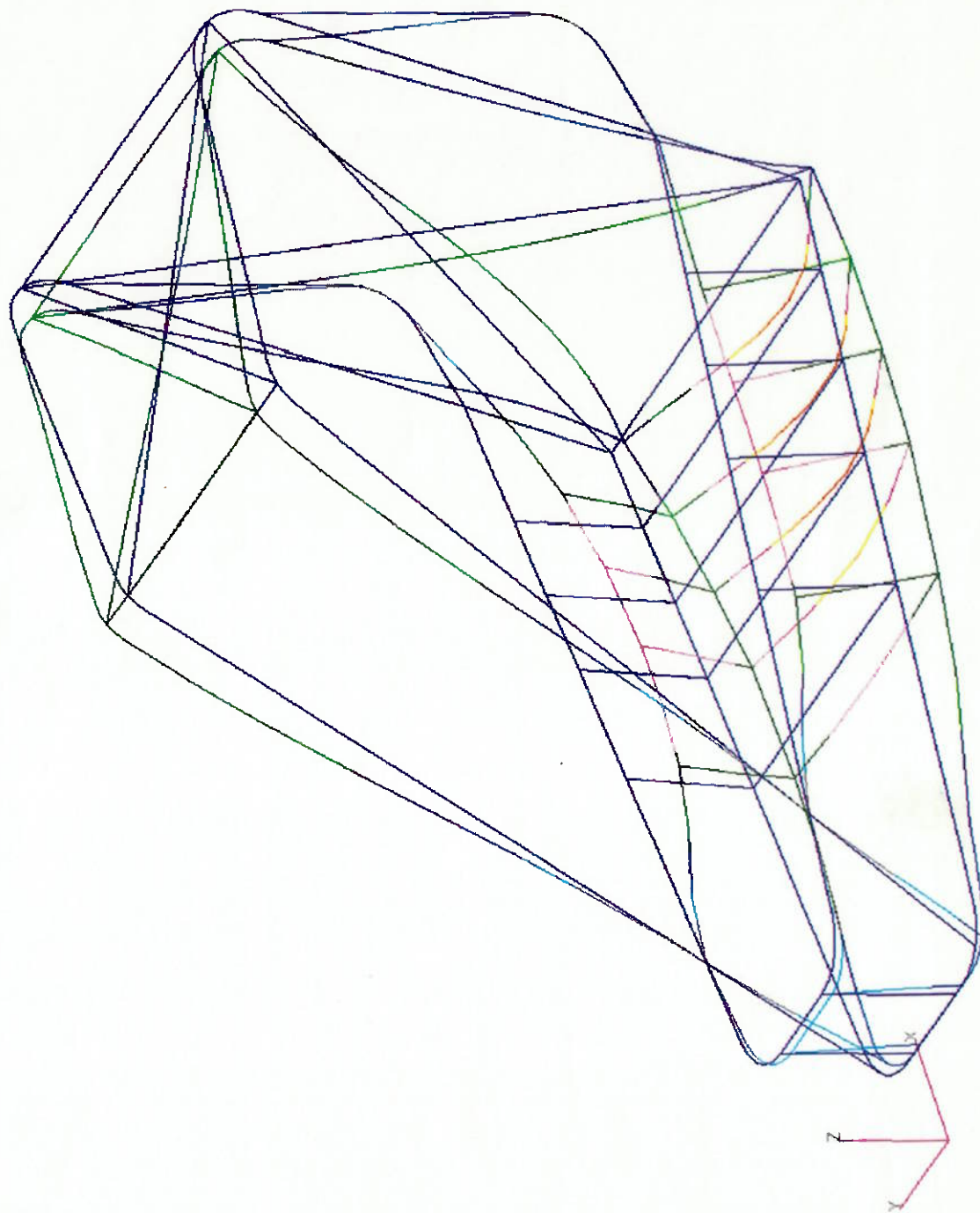
.6644

.4429

.2215

.000003280

FRINGE PLOT LC=4.1 RES=2.1(VEC-MAG) MSC/PATRAN R-1.4 MSC/NASTRAN 21-Sep-95 14:18:03



3.322

3.100

2.879

2.657

2.436

2.214

1.993

1.772

1.550

1.329

1.107

.8856

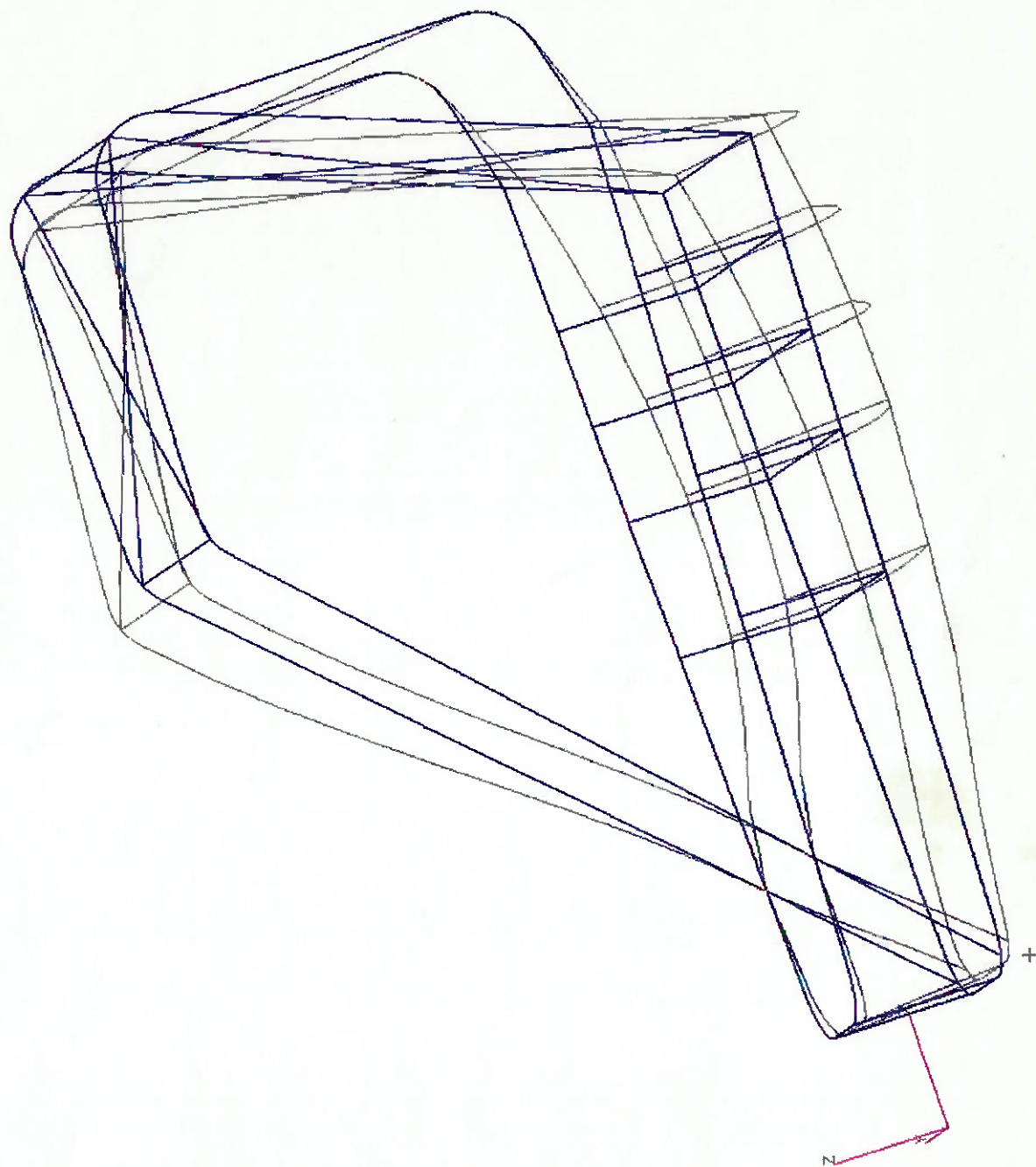
.6644

.4429

.2215

.00000003280

FRINGE PLOT LC=4.1 RES=1.1(VEC=MAG) MSC/PATRAN R-1.4 MSC/NASTRAN 21-Sep-95 14:20:55



(N)

2043.

1906.

1770.

1634.

1498.

1362.

1226.

1089.

953.2

817.0

680.8

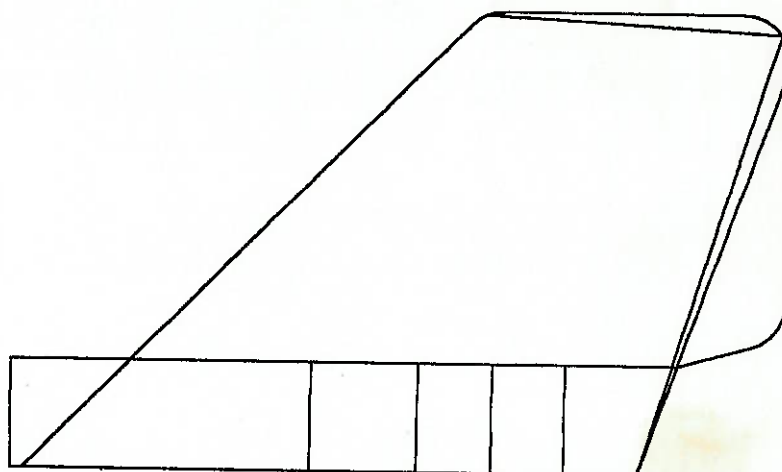
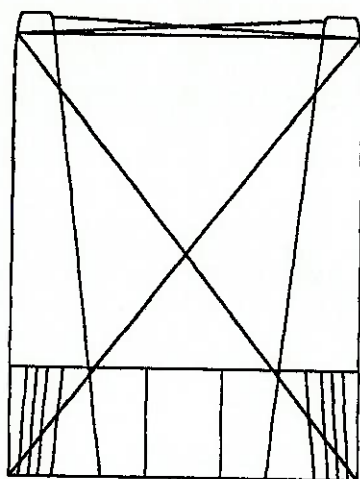
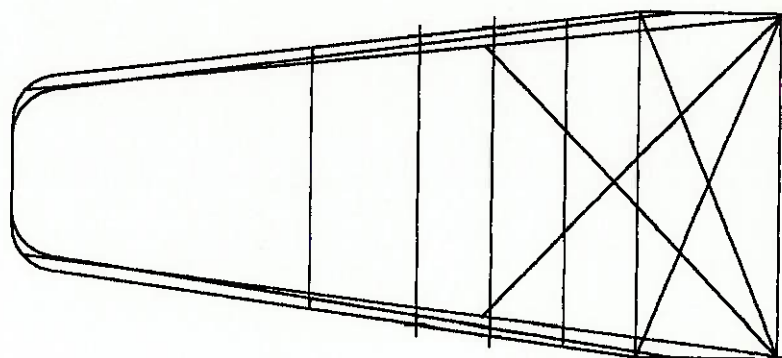
544.7

408.5

272.3

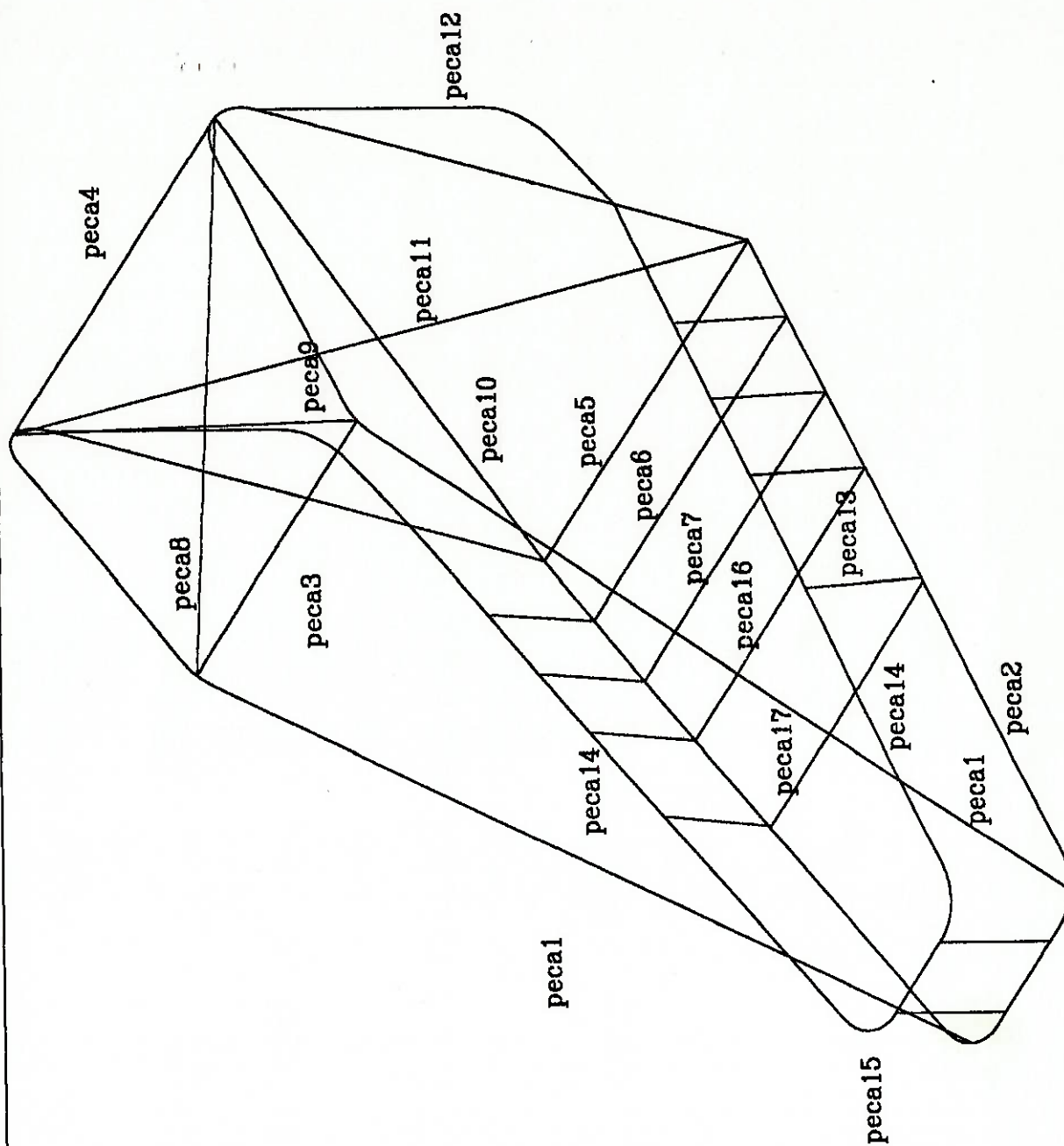
136.2

.0001526



TOLERANCIAS GERAIS: ANGULAR: $\pm 5^\circ$		PROJ.: 3° DIEDRO	
LINEAR: $\pm 5\text{mm}$			
ESCALA 1:15	DATA AGO/95	DES. E.I.S.	ENG. EDSON ISAWA
MATERIAL ACO 1020			
NOME VISTAS BASICAS DA ESTRUTURA			
FL 1 DE 1	NUMERO		FORMATO A4

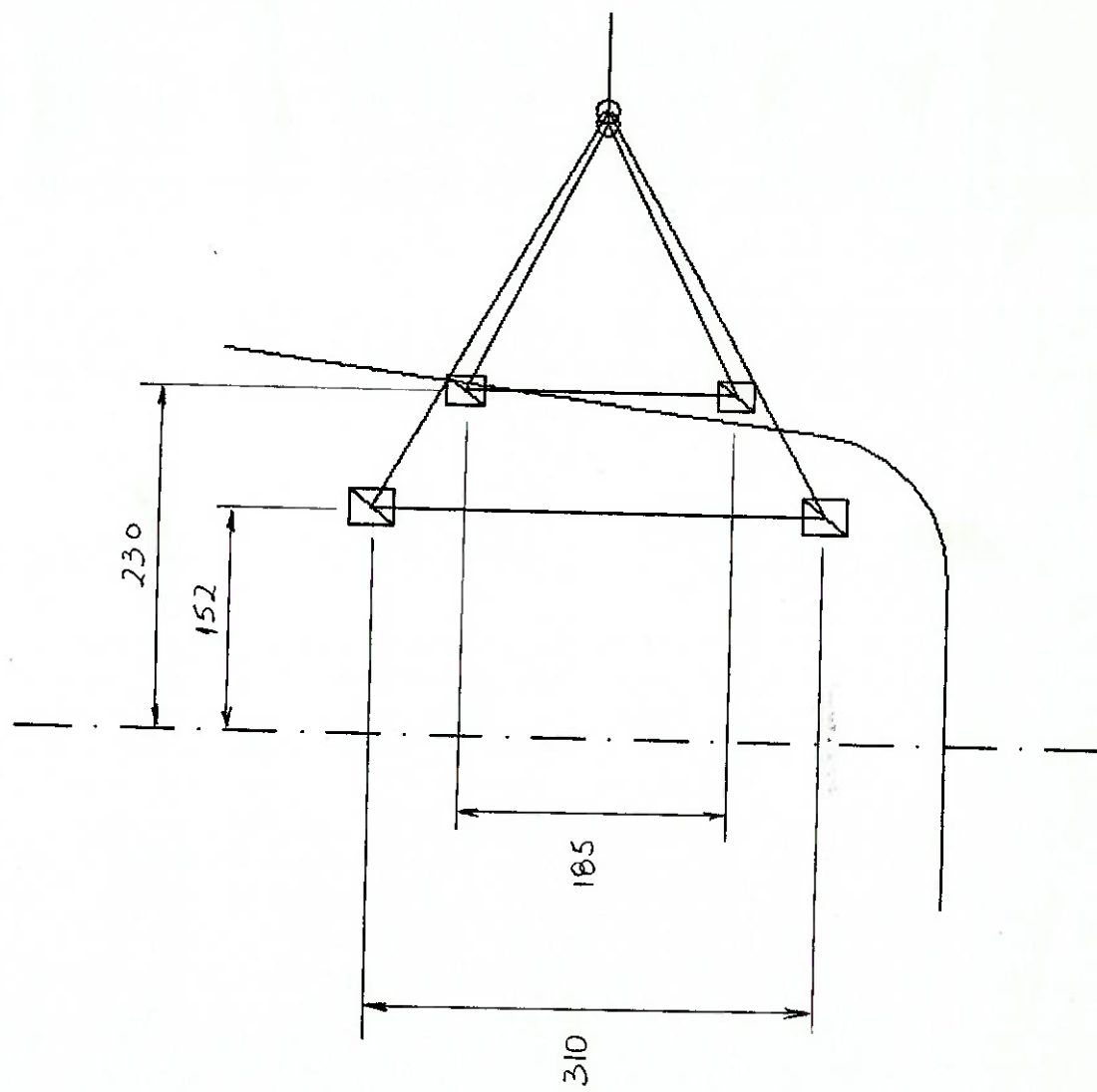




TOLERANCIAS GERAIS: ANGULAR: $\pm 5^\circ$ LINEAR: $\pm 5\text{mm}$			PROJ.: 3° DIEDRO	
ESCALA	--	DATA AGO/95	DES. E.I.S.	ENG. EDSON ISAWA
MATERIAL ACO 1020				
FL 1 DE 1	NOME MONTAGEM DA ESTUTURA			FORMATO ----

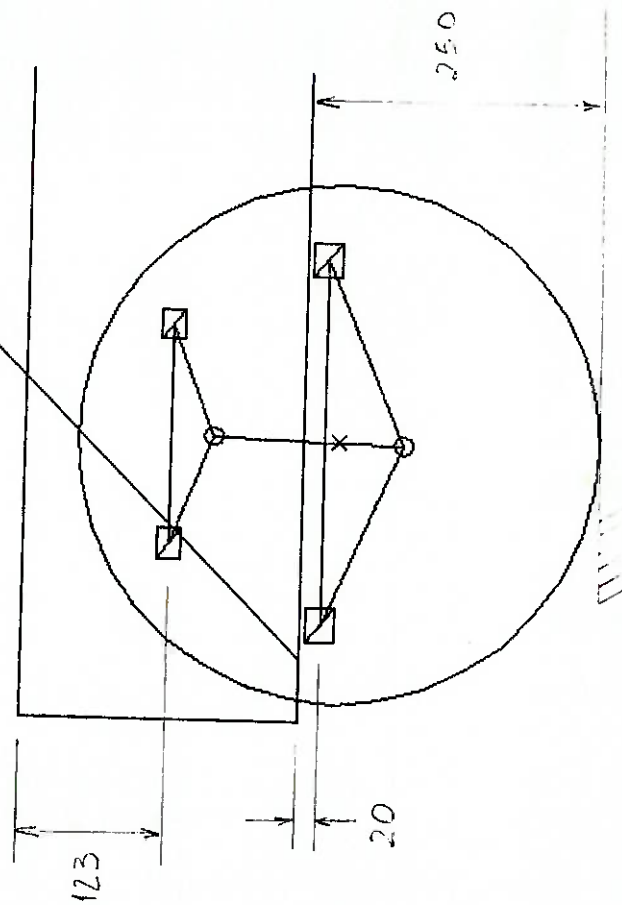


SUSPENSÃO DIANTEIRA



VISTA SUPERIOR

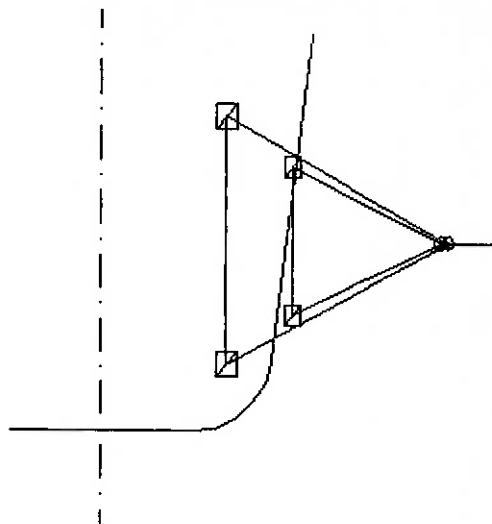
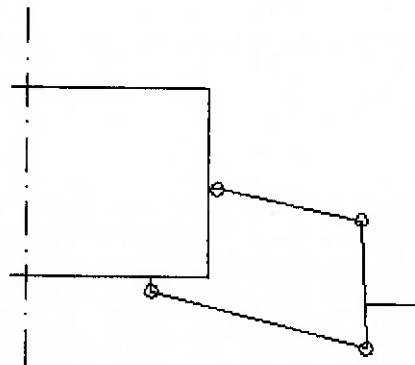
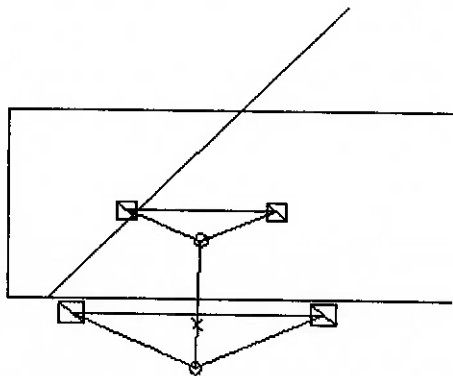
SUSPENSÃO DIANTEIRA



VISTA LATERAL

SOLO

## SUSPENSÃO DIANTEIRA





## DIMENSIONAMENTO DO EIXO TRASEIRO

### CÁLCULO DA FORÇA DE FRENAÇÃO

$$M_{TOTAL} = 165 \text{ kg}$$

60 a 0 km/h em 30 m

$$V^2 = V_0^2 + 2a\Delta S$$

$$0^2 = 16,7^2 + 2a30 \Rightarrow a = -4,6 \text{ m/s}^2$$

↑

desaceleração de frenagem

$$F_{fren} = M_{TOTAL} \times a$$

$$F_{fren} = 165 \times 4,6 \Rightarrow F_{fren} = 760 \text{ N}$$

### CÁLCULO DO TORQUE DE FRENAÇÃO

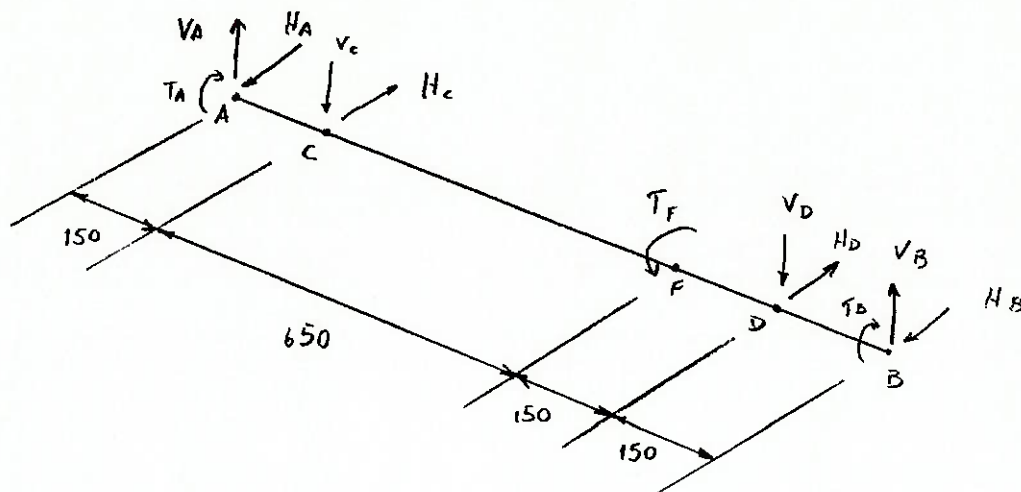
$$T_{fren} = F_{fren} \times r_{pinion}$$

$$r_{pinion} = 0,22 \text{ m}$$

$$T_{fren} = 760 \times 0,22 \Rightarrow T_{fren} = 167 \text{ N.m}$$

## DIMENSIONAMENTO DO EIXO TRASEIRO

### FORÇAS ATUANTES NO EIXO



$$H_A = H_B = \frac{F_{\text{pneu}}}{2} = 380 \text{ N}$$

$$T_F = 167 \text{ N.m}$$

$$V_A = V_B = \frac{M_{\text{TOTAL}} \times h}{2} \times 3g$$

onde  $h$  = porcentagem do peso aplicado ao eixo traseiro

$$h = 80\%$$

$$V_A = V_B = \frac{165 \times 0,8}{2} \times 3 \times 9,8 = 1940 \text{ N}$$

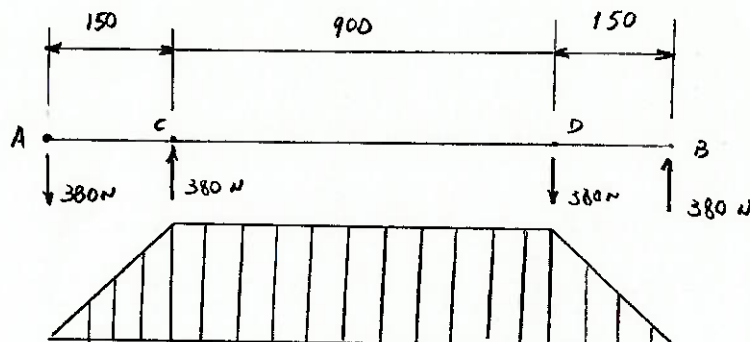
Devido à simetria das forças atuantes, temos

$$H_C = H_D = 380 \text{ N} \quad \text{e} \quad V_C = V_D = 1940 \text{ N}$$

## DIMENSIONAMENTO DO EIXO TRASEIRO

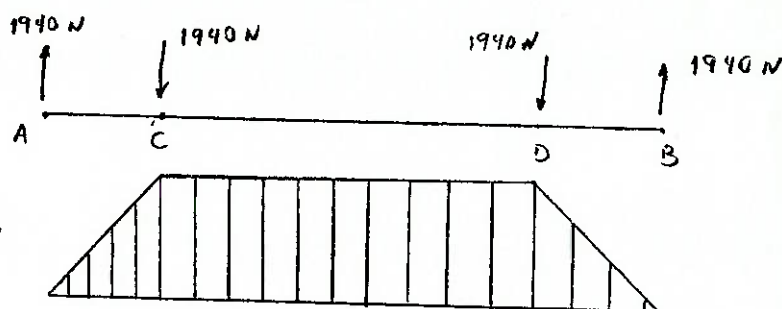
### DIAGRAMA DE MOMENTOS

- Plano Horizontal



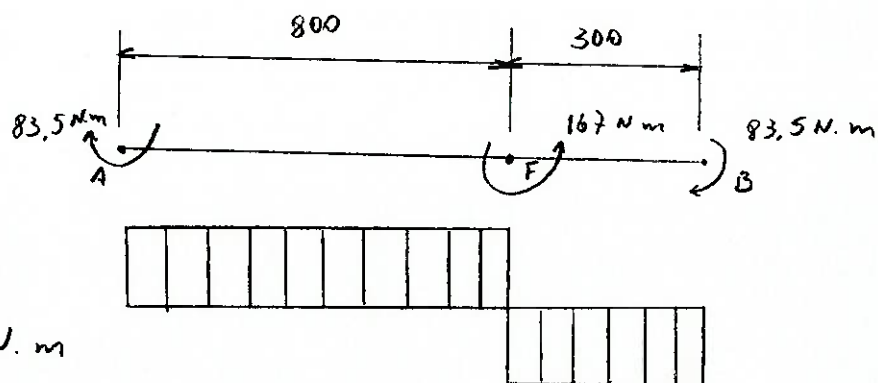
$$M_{H \text{ máx}} = 57 \text{ N.m}$$

- Plano vertical



$$M_{V \text{ máx}} = 291 \text{ N.m}$$

- Momento Torção



$$M_{T \text{ máx}} = 83,5 \text{ N.m}$$

## DIMENSIONAMENTO DO EIXO TRASEIRO

### PRÉ-DIMENSIONAMENTO DO EIXO

Cálculo do diâmetro mínimo no centro do eixo.

$$M_H \text{ máx} = 57 \text{ N.m} = 582 \text{ Kgf.cm}$$

$$M_V \text{ máx} = 291 \text{ N.m} = 2970 \text{ Kgf.cm}$$

$$M = \sqrt{(582)^2 + (2970)^2} \Rightarrow M = 3026 \text{ Kgf.cm}$$

$$T = M_T \text{ máx} = 83,5 \text{ N.m} = 852 \text{ Kgf.cm}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{\pi \bar{\sigma}}} \quad \text{① onde} \quad \alpha = \frac{1}{3,8}$$

$$\bar{\sigma} = \frac{\sigma_{rup}}{3 \times 3,8}$$

O material a ser utilizado na construção do eixo será o aço 4340 estirado a frio onde:

$$\sigma_{rup} = 7.800 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{esc} = 7.000 \text{ Kgf/cm}^2$$

Dessa forma  $\bar{\sigma} = \frac{7.800}{3 \times 3,8} = 684 \text{ Kgf/cm}^2$



## DIMENSIONAMENTO DO EIXO TRASEIRO

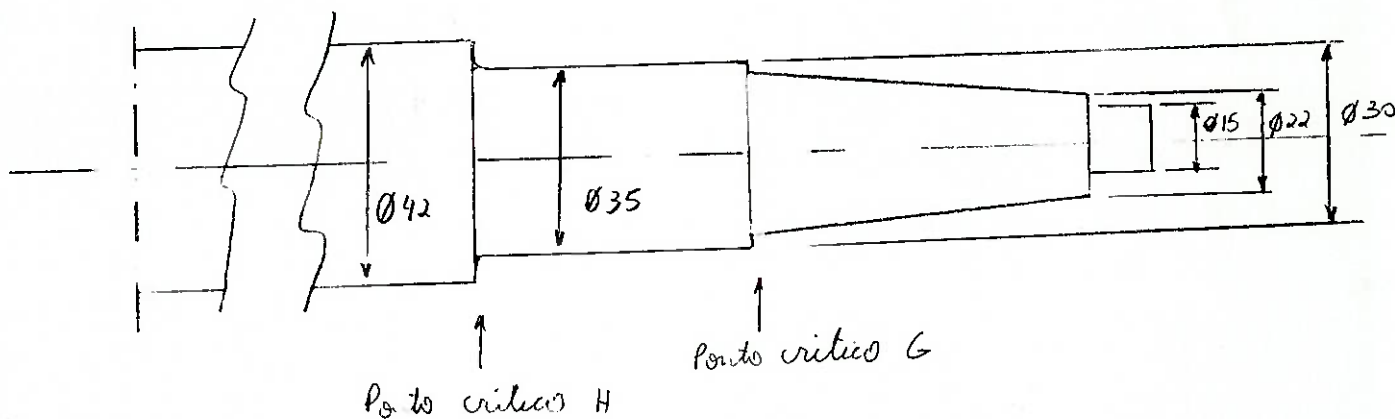
Substituindo os valores na equação (1) temos:

$$d \geq 3,6 \text{ cm}$$

Este valor é mínimo para seção crítica. As demais do eixo menos solicitadas podem ter um diâmetro menor.

### VERIFICAÇÃO A FADIGA

Esboço do eixo



A verificação a fadiga será feita através do cálculo do coeficiente de segurança corrigido de Goodman.

$$\eta = \frac{\eta_{fs} \cdot \eta_{fb}}{\sqrt{\eta_{fs}^2 + \eta_{fb}^2}}$$

## DIMENSIONAMENTO DO EIXO TRASEIRO

Onde

$$\left\{ \begin{array}{l} n_{fs} = \frac{1}{\frac{K_s}{E_1 E_2} \cdot \frac{\sigma_a}{\sigma_f}} \\ n_{fb} = \frac{1}{\frac{\sigma_m}{\sigma_{rup}}} \end{array} \right.$$

$$K_s = 1 + (K_{ts} - 1) \cdot q$$

$$\sigma_a = \frac{M_f}{0,1 d^3}, \quad \sigma_f = 0,45 \sigma_{rup}$$

$$\sigma_m = \frac{M_t}{0,2 d^3}, \quad \sigma_{rup} = 0,5 \sigma_{rup}$$

$K_s$  = coef. concentração de tensões

$q$  = coef. sensibilidade

$E_1$  → depende do acabamento do eixo

$E_2$  → depende do tratamento térmico

Verificação à fadiga na seção H

$$\sigma_a = \frac{n_1}{0,1 d^3} = \frac{3026}{0,1 (3,5)^3} \Rightarrow \sigma_a = 706 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\left. \begin{array}{l} K_{fs} = 1,8 \\ q = 0,65 \end{array} \right\} \Rightarrow K_f = 1,52$$

$$E_1 = 0,75$$

$$E_2 = 0,88$$

# DIMENSIONAMENTO DO EIXO TRASEIRO

$$\sigma_f = 0,45 \sigma_{rup} = 0,45 \cdot 7800 \Rightarrow \sigma_f = 3510 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\eta_{fc} = \frac{1}{\frac{1,52 \cdot 706}{0,75 \cdot 0,88 \cdot 3510}} = 2,2$$

$$\sigma_{rup} = 0,5 \sigma_{rup} = 0,5 \cdot 7800 = 3900 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_m = \frac{M_t}{0,2 d^3} = \frac{852}{0,2 (3,5)^3} = 99 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\eta_{fb} = \frac{1}{\frac{99}{3900}} = 39$$

$$\eta = \frac{2,2 \cdot 400}{\sqrt{(2,2)^2 + (400)^2}}$$

$$\Rightarrow \boxed{\eta = 2,2}$$

## DIMENSIONAMENTO DO EIXO TRASEIRO

Verificação a fadiga na seção G

$$\sigma_a = \frac{M}{0,1 d^3} = \frac{1583}{0,1 (3,0)^3} = 587 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$K_F = 1,52$$

$$\sigma_F = 3510 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$n_{f\sigma} = 2,6$$

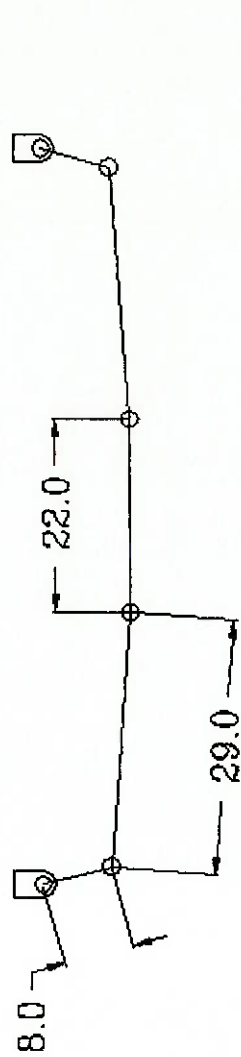
$$\sigma_m = \frac{852}{0,2 (3)^3} = 157,8 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{rup} = 3900 \text{ Kgf/cm}^2$$

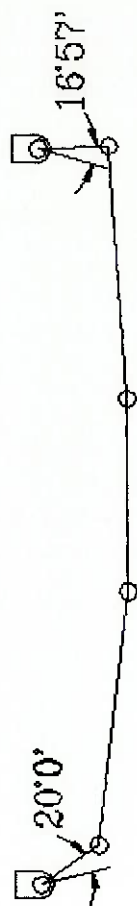
$$n_{f\sigma} = 25$$

$$\eta = 2,6$$

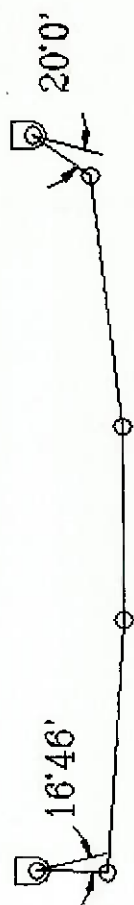
# MECANISMO DE DIRECAO



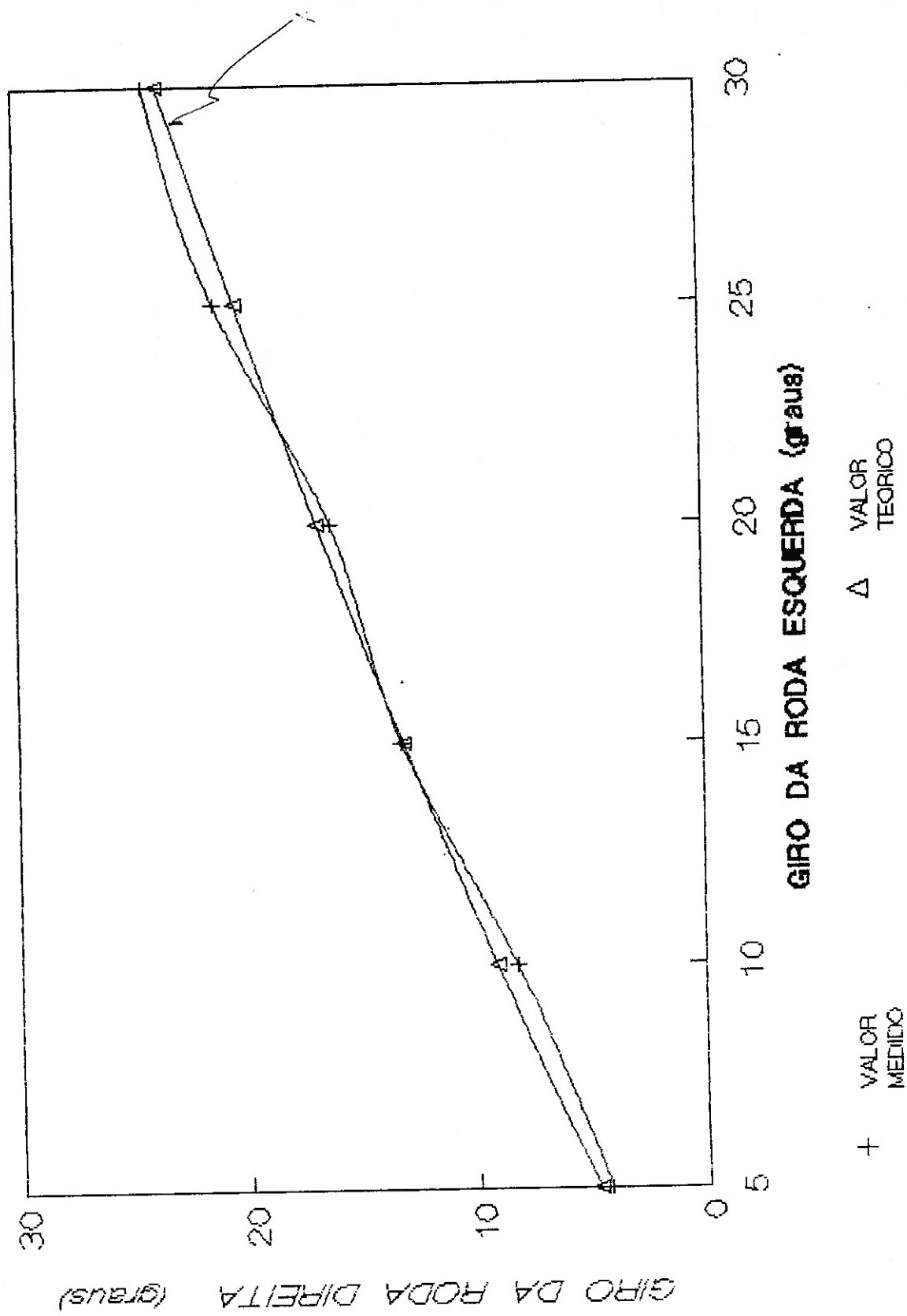
RODA ESQUERDA ROTACIONADA  
DE 20° PARA A ESQUERDA



RODA DIREITA ROTACIONADA  
DE 20° PARA A DIREITA

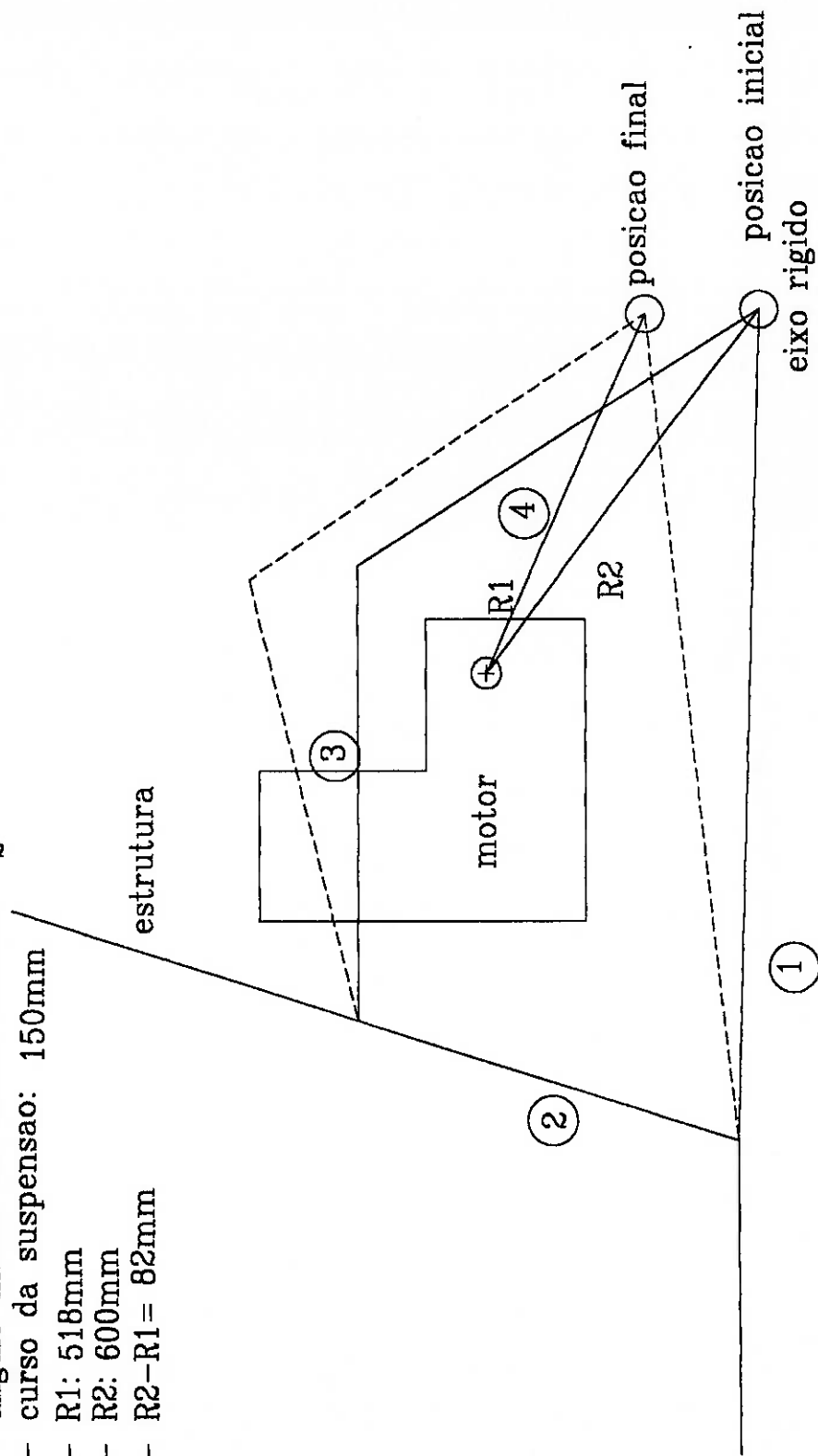


# COMPARAÇÃO ENTRE O VALOR MEDIDO E O VALOR TEÓRICO



## suspensao

- comprimento da barra 1: 1100mm  
2: 524.5mm  
3: 600mm  
4: 630mm
- angulo inicial da barra inferior: 2°
- curso da suspensao: 150mm
- R1: 518mm
- R2: 600mm
- $R2 - R1 = 82\text{mm}$



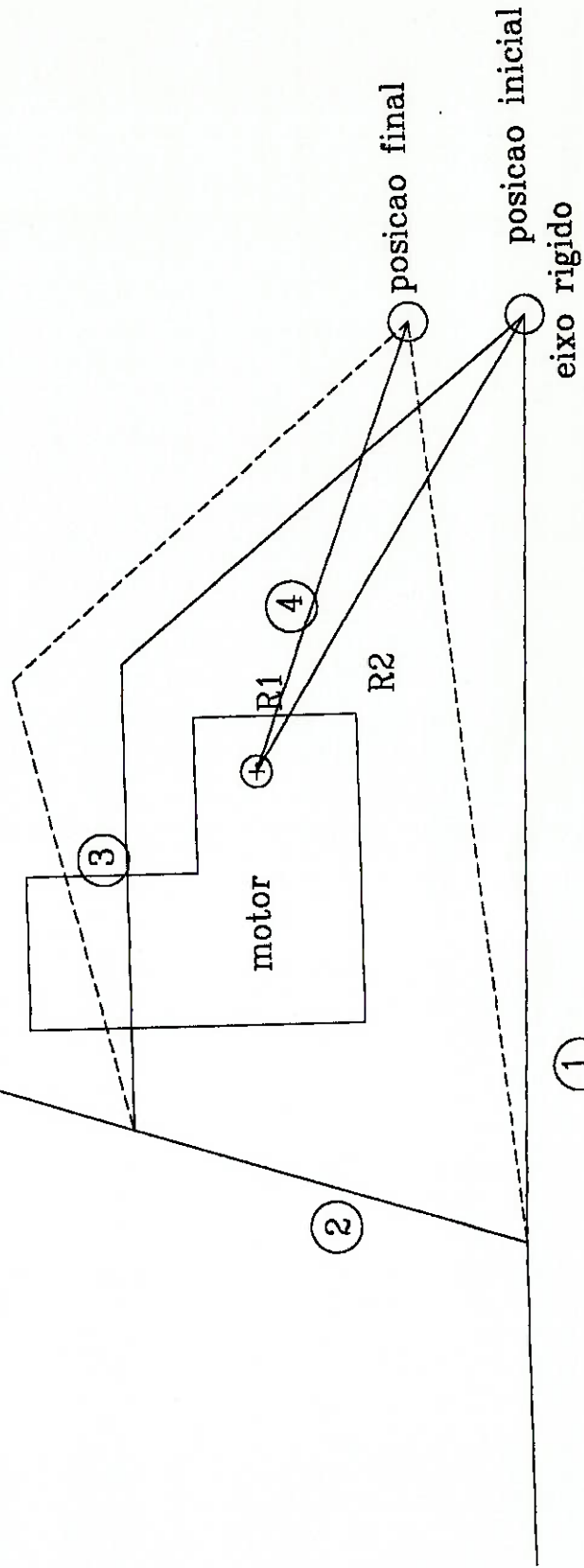
# suspensao

- comprimento da barra 1: 1200mm  
2: 524.5mm  
3: 600mm  
4: 690mm

- angulo inicial da barra inferior: 1°
- curso da suspensao: 150mm

- R1: 611mm
- R2: 682mm
- $R2 - R1 = 71\text{mm}$

estrutura





- comprimento da barra    1: 1000mm  
    2: 524.5mm  
    3: 600mm  
    4: 536mm

- comprimento da barra    1: 1000mm  
    2: 524.5mm  
    3: 600mm  
    4: 536mm

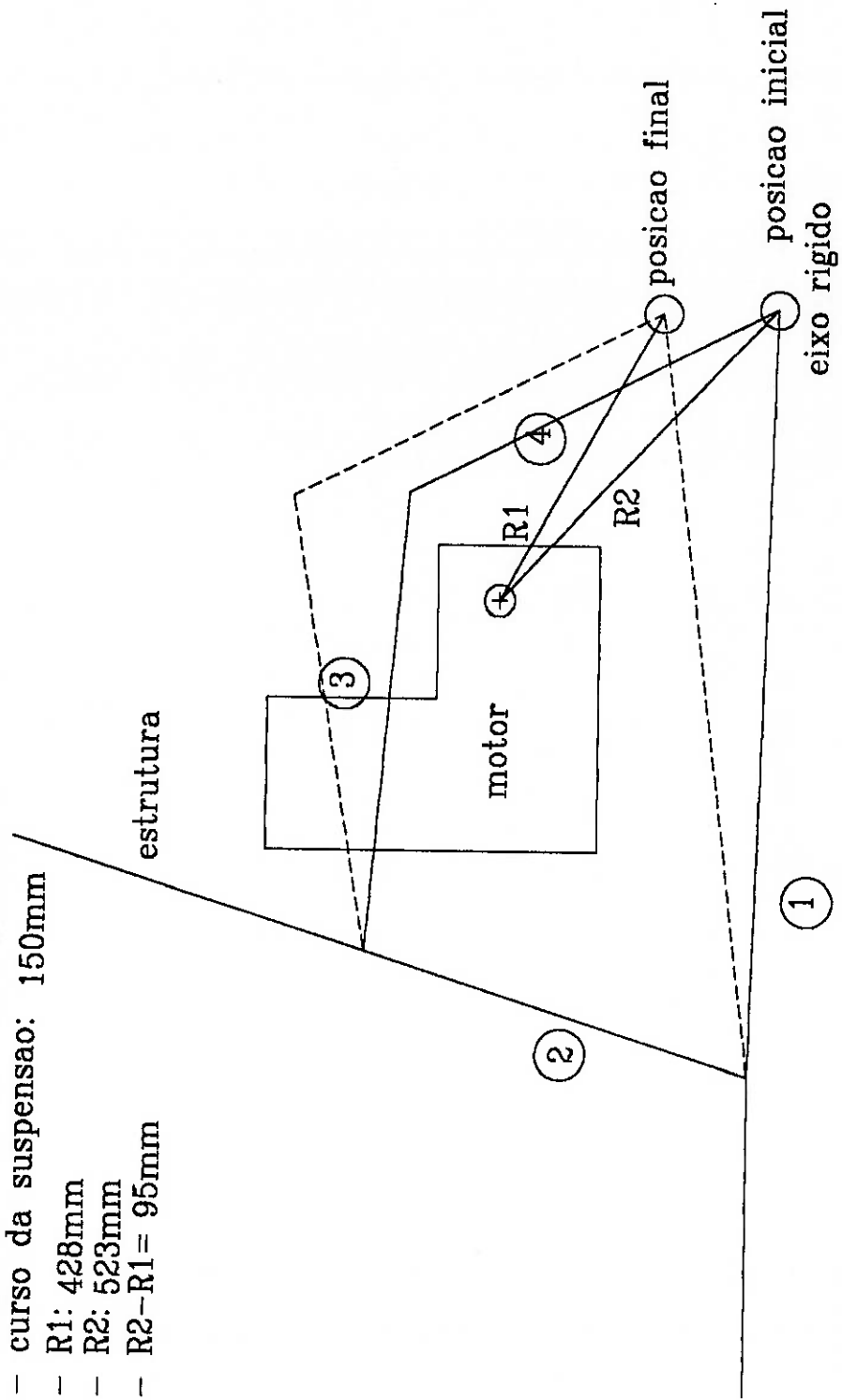
- angulo inicial da barra inferior: 2°

- curso da suspensao: 150mm

- R1: 428mm

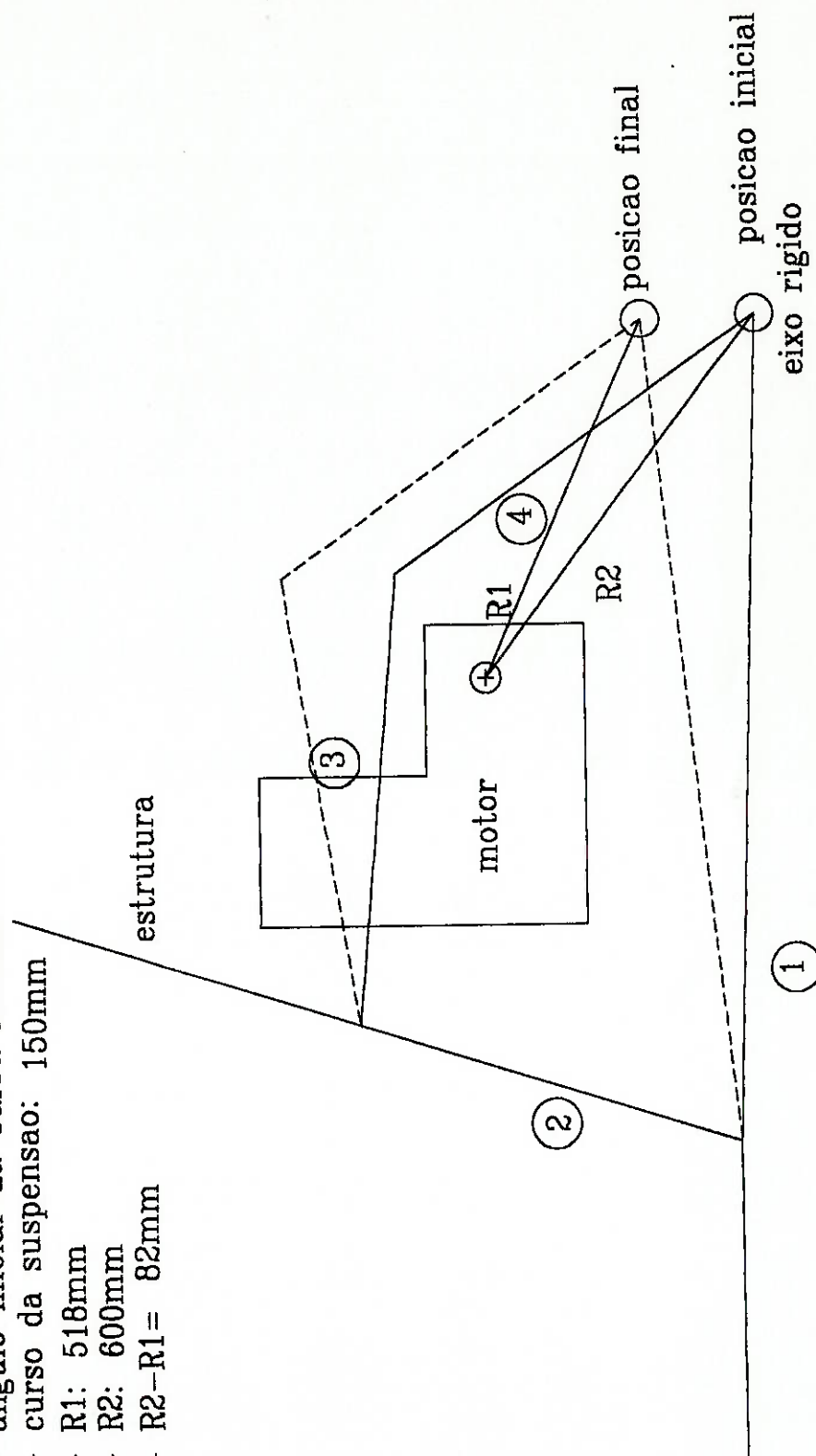
— R2: 523mm

- R2-R1 = 95mm



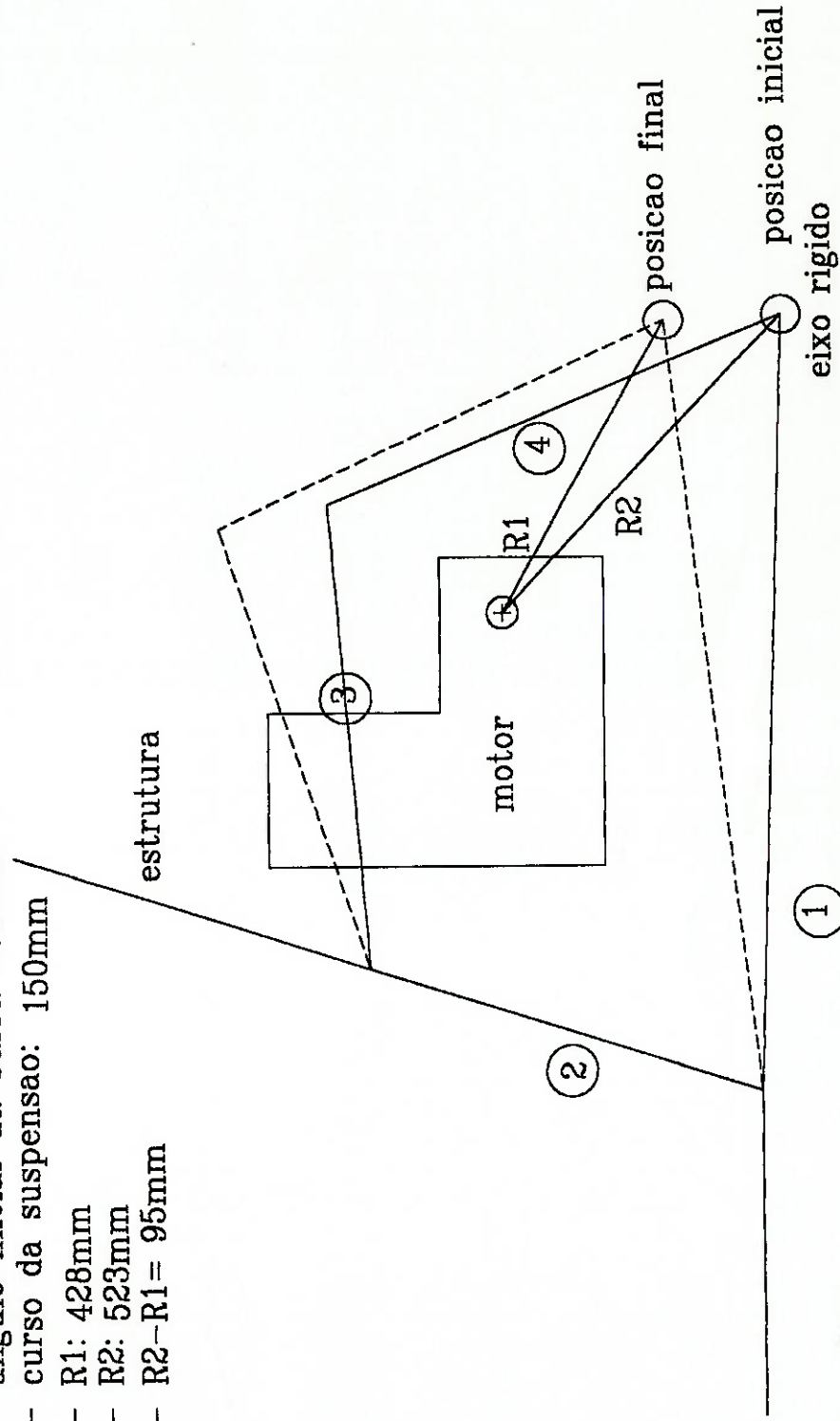
**suspensao**

- |  |   |         |
|--|---|---------|
| - comprimento da barra                 | 1: 1100mm<br>2: 524.5mm<br>3: 600mm<br>4: 588mm |         |
| - angulo inicial da barra inferior: 2° |   |         |
| - curso da suspensao: 150mm            |   |         |
| - R1: 518mm                            |   |         |
| - R2: 600mm                            |   |         |
| - R2-R1= 82mm                          |   | estrutu |



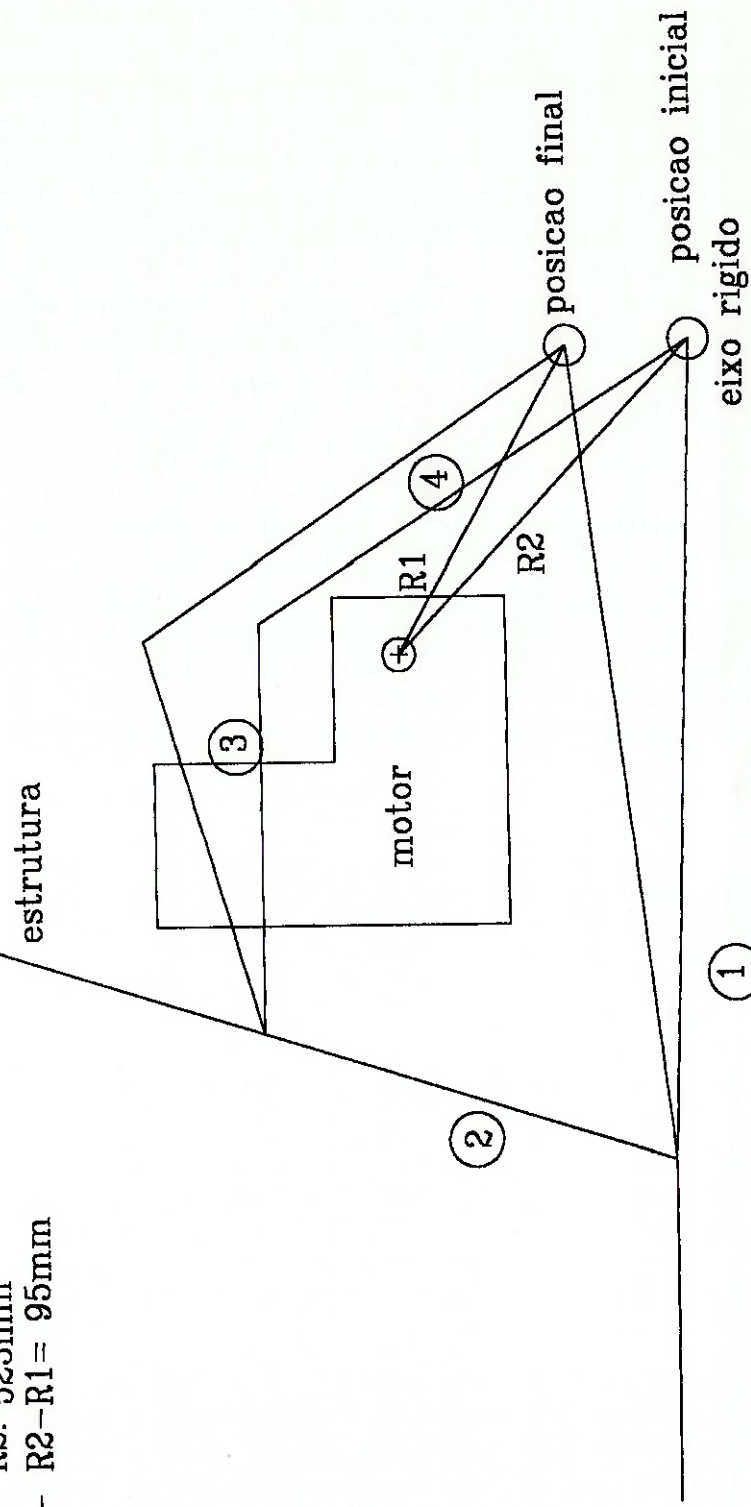
# suspensao

- comprimento da barra 1: 1000mm  
2: 524.5mm  
3: 600mm  
4: 631mm
- angulo inicial da barra inferior: 2°
- curso da suspensao: 150mm
- R1: 428mm
- R2: 523mm
- $R2 - R1 = 95\text{mm}$



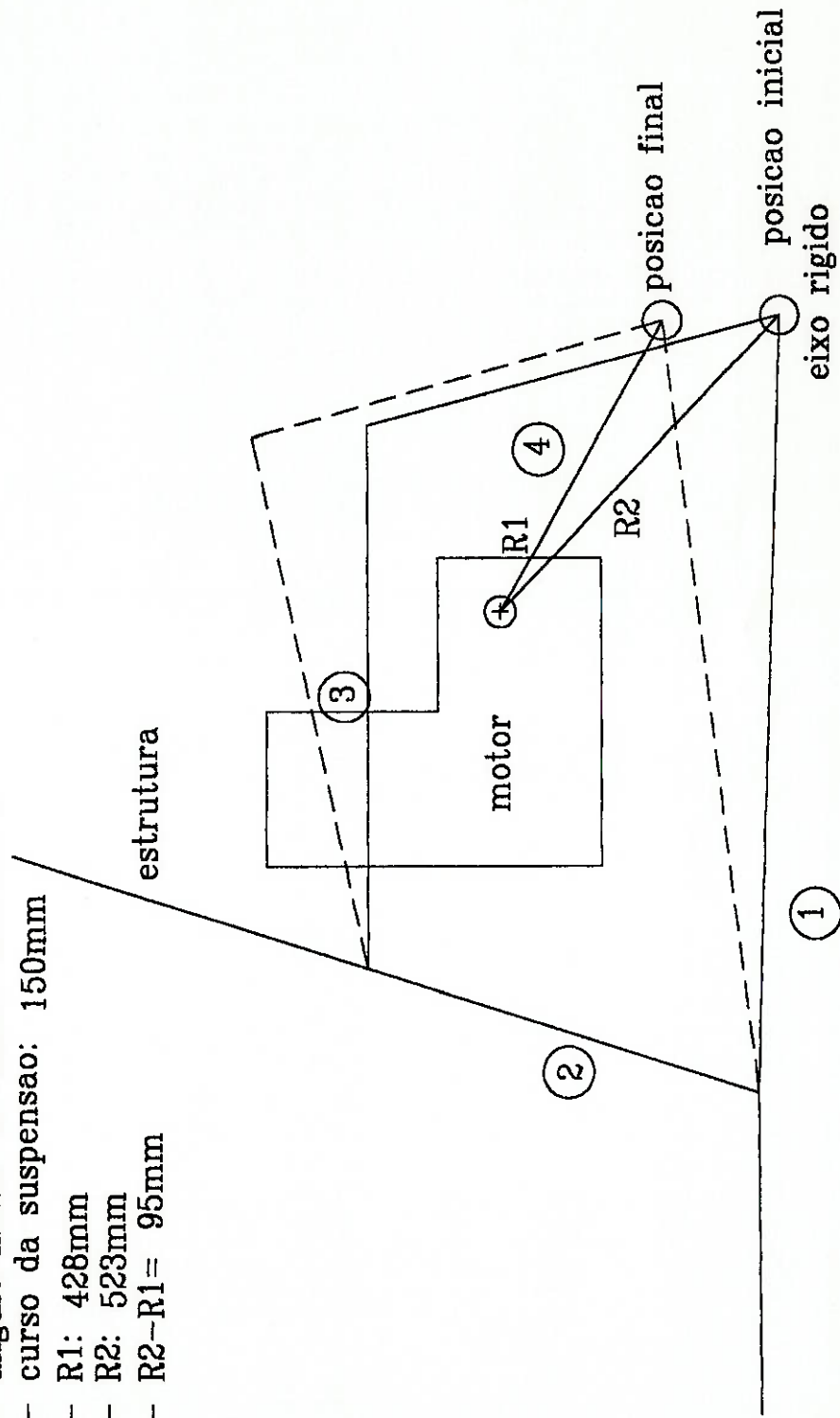
# suspensao

- comprimento da barra 1: 1000mm  
2: 524.5mm  
3: 500mm  
4: 630mm
- angulo inicial da barra inferior: 2°
- curso da suspensao: 150mm
- R1: 428mm
- R2: 523mm
- $R2 - R1 = 95\text{mm}$



# suspensao

- comprimento da barra 1: 1000mm  
2: 524.5mm  
3: 700mm  
4: 549mm
- angulo inicial da barra inferior: 2°
- curso da suspensao: 150mm
- R1: 428mm
- R2: 523mm
- R2-R1= 95mm



## Referências Bibliográficas

ADAMO, C.A. - *Projeto de um veículo fora de estrada de estrutura tubular - O Projeto Global* - Trabalho de formatura apresentado à EPUSP - 1987.

FERRAZ, C.A.M. - *Projeto de um veículo fora de estrada de estrutura tubular - O Sistema Estrutural* - Trabalho de formatura apresentado à EPUSP - 1987.

SANTOS, F.C.A - *Projeto de um veículo fora de estrada de estrutura tubular - Os Sistemas de Suspensão e Direção* - Trabalho de formatura apresentado à EPUSP - 1987.

STEEDS, W. - *Mechanics of road vehicles* - London, Iliffe & Sons, 1960.

ELLIS, J.R. - *Vehicle Dynamics* - London, Business Book, 1969.

SCHOEDER, R.B.P.B. - *Mecânica da locomoção dos veículos automotores* - e.e. São Carlos/USP - 1964.

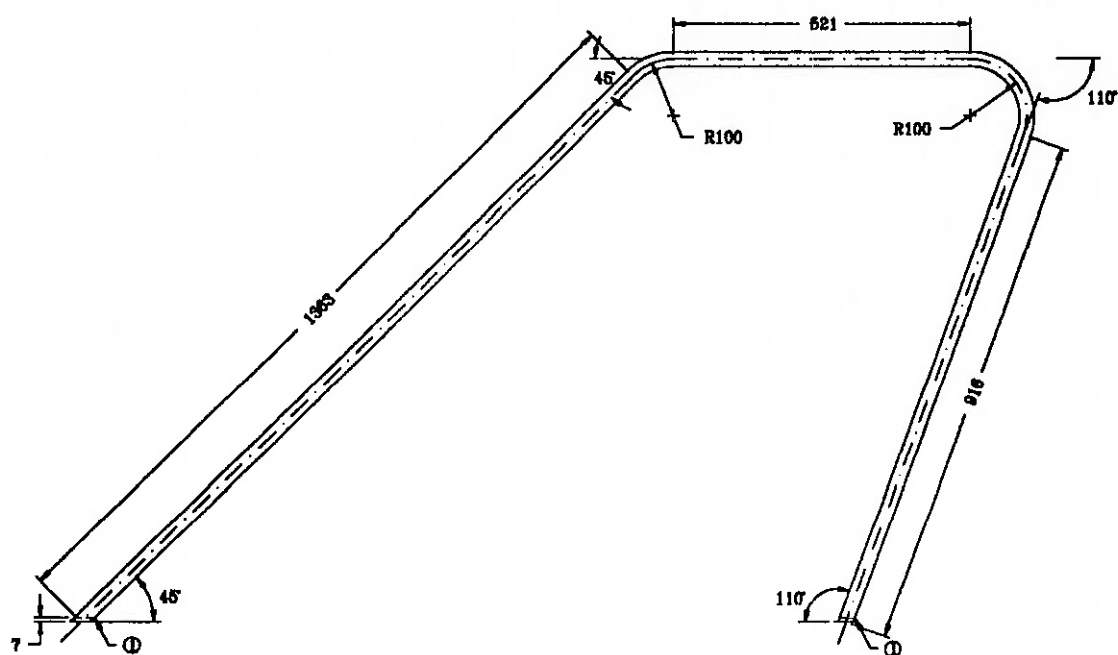
APOSTILA : *Sistemas de suspensão* - FEI - Faculdade de Engenharia Industrial, 1990.

ZAMPESE, B. - : *Dimensionamento* - EPUSP - 1991.

TABOREK, J.J. - *Mechanics of Vehicles* - Cleveland, 1971

# APÊNDICE

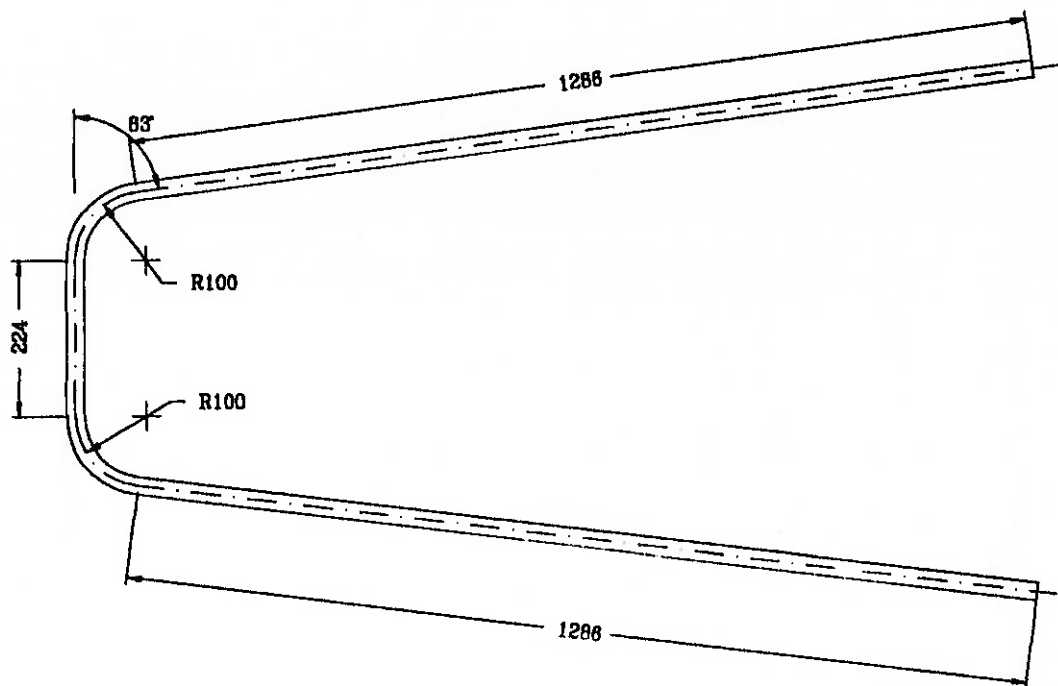
① ARREDONDAMENTO COM RAIOS DE 15mm ATE UMA PROFUNDIDADE DE 7mm  
 COMPRIMENTO TOTAL DO TUBO: 3070mm  
 DUAS PECAS



TOLERANCIAS GERAIS: ANGULAR: $\pm 5^\circ$ LINEAR: $\pm 5\text{mm}$		PROJ.: 3° DIEDRO
ESCALA --	DATA AGO/95	DES. E.I.S. ENG. EDSON ISAWA
MATERIAL ACO 1020		
FL 1 DE 1	NUMERO PECA 1	FORMATO --

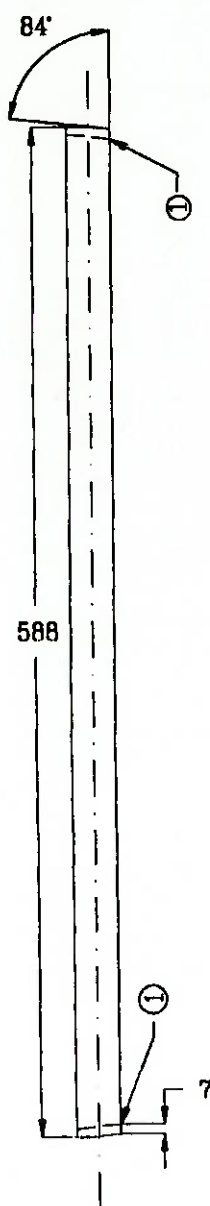


① ARREDONDAMENTO COM RAIO DE 15mm ATE UMA PROFUNDIDADE DE 7mm  
 COMPRIMENTO TOTAL DO TUBO: 3086mm



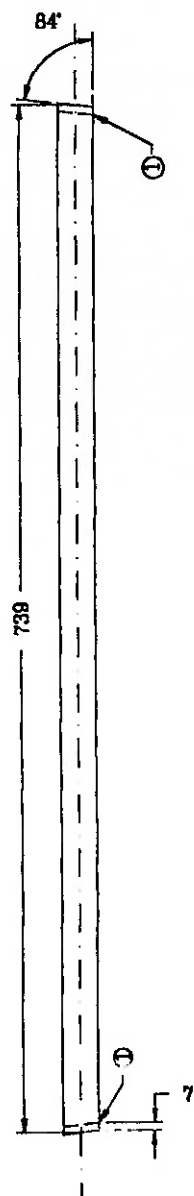
TOLERANCIAS GERAIS: ANGULAR: $\pm 5^\circ$ LINEAR: $\pm 5\text{mm}$		PROJ.: 3° DIEDRO	
ESCALA --	DATA AGO/95	DES. E.I.S.	ENG. EDSON ISAWA
MATERIAL ACO 1020			
FL 1 DE 1	NUMERO PECA2		FORMATO ---

① ARREDONDAMENTO COM RAIO DE 15mm ATE UMA PROFUNDIDADE DE 7mm



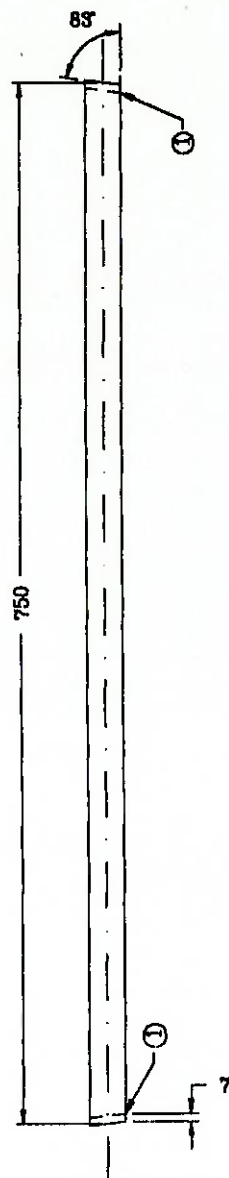
TOLERANCIAS GERAIS: ANGULAR: $\pm 5^\circ$ LINEAR: $\pm 5\text{mm}$		PROJ.: 3° DIEDRO	
ESCALA --	DATA AGO/95	DES. A.Y.C.	ENG. AMILCAR CRUZ
MATERIAL ACO 1020			
FL 1 DE 1	NUMERO PECA3		FORMATO ---

① ARREDONDAMENTO COM RAIO DE 15mm ATE UMA PROFUNDIDADE DE 7mm



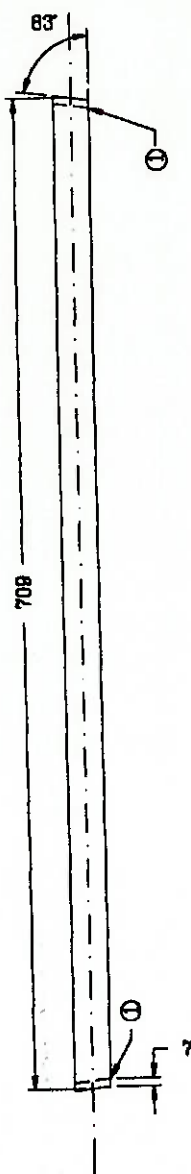
TOLERANCIAS GERAIS: ANGULAR: $\pm 5^\circ$ LINEAR: $\pm 5\text{mm}$			PROJ.: 3° DIEDRO
ESCALA --	DATA AGO/95	DES. E.I.S.	ENG. EDSON ISAWA
MATERIAL ACO 1020			
FL 1 DE 1	NUMERO PECA4		FORMATO ---

① ARREDONDAMENTO COM RAIO DE 15mm ATE UMA PROFUNDIDADE DE 7mm



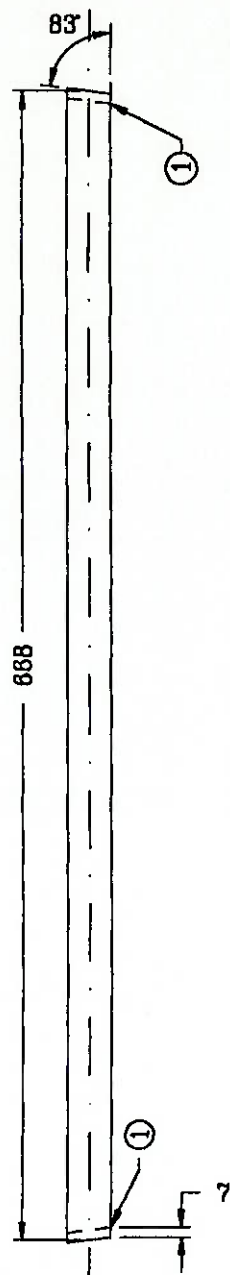
TOLERANCIAS GERAIS: ANGULAR: $\pm 5^\circ$		PROJ.: 3° DIEDRO	
LINEAR: $\pm 5\text{mm}$			
ESCALA ---	DATA AGO/95	DES. A.Y.C.	ENG. AMILCAR CRUZ
MATERIAL ACO 1020			
FL 1 DE 1	NUMERO PECA5		FORMATO ---

① ARREDONDAMENTO COM RAO DE 15mm ATE UMA PROFUNDIDADE DE 7mm



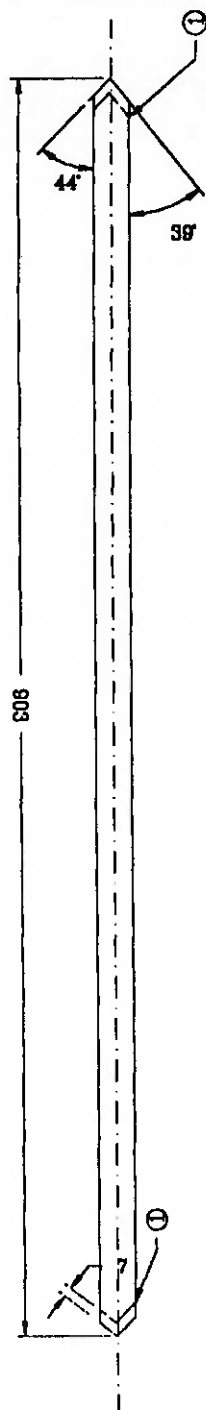
TOLERANCIAS GERAIS: ANGULAR: $\pm 5^\circ$ LINEAR: $\pm 5\text{mm}$		PROJ.: 3° DIEDRO
ESCALA --	DATA AGO/95	DES. E.I.S. ENG. EDSON ISAWA
MATERIAL ACO 1020		
FL 1 DE 1	NUMERO PECA6	FORMATO ---

① ARREDONDAMENTO COM RAIO DE 15mm ATE UMA PROFUNDIDADE DE 7mm



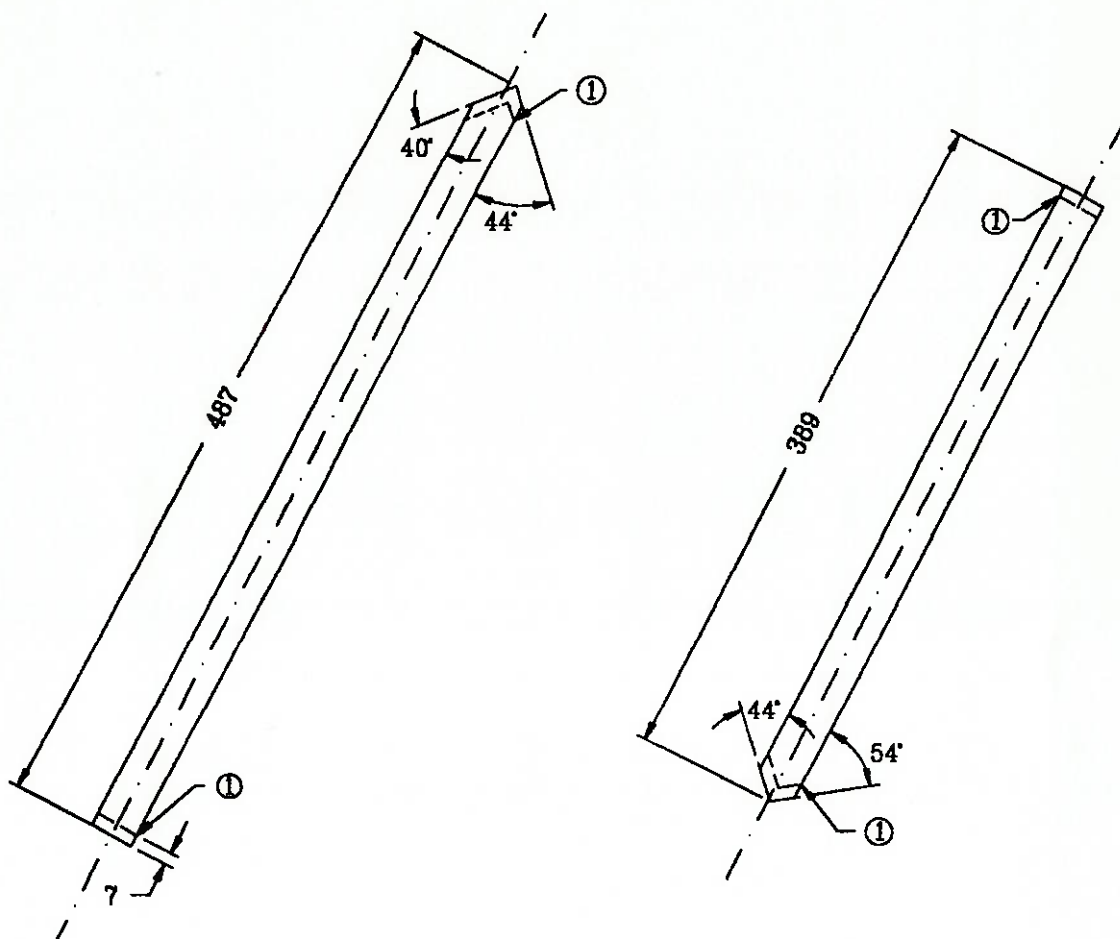
TOLERANCIAS GERAIS: ANGULAR: $\pm 5^\circ$ LINEAR: $\pm 5\text{mm}$			PROJ.: 3° DIEDRO
ESCALA ---	DATA AGO/95	DES. A.Y.C.	ENG. AMILCAR CRUZ
MATERIAL ACO 1020			
FL 1 DE 1	NUMERO PECA7		FORMATO ---

① ARREDONDAMENTO COM RAIO DE 15mm ATE UMA PROFUNDIDADE DE 7mm



TOLERANCIAS GERAIS: ANGULAR: $\pm 5^\circ$		PROJ.: 3° DIEDRO	
LINEAR: $\pm 5\text{mm}$			
ESCALA ---	DATA AGO/95	DES. E.I.S.	ENG. EDSON ISAWA
MATERIAL ACO 1020			
FL 1 DE 1	NUMERO PECA8		FORMATO ---

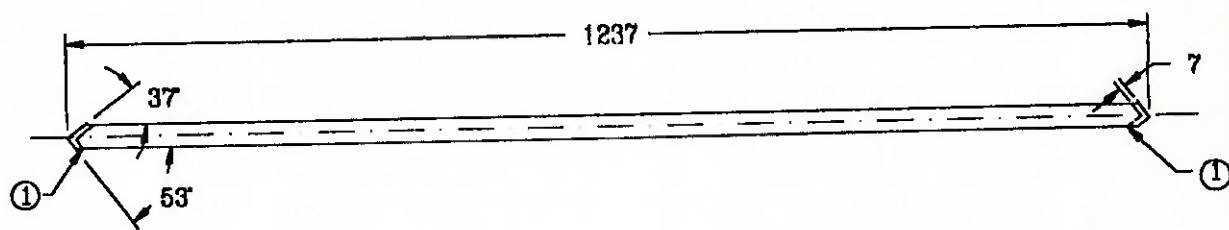
① ARREDONDAMENTO COM RAIO DE 15mm ATE UMA PROFUNDIDADE DE 7mm



TOLERANCIAS GERAIS: ANGULAR: $\pm 5^\circ$		PROJ.: 3° DIEDRO	
LINEAR: $\pm 5\text{mm}$			
ESCALA --	DATA AGO/95	DES. A.Y.C.	ENG. AMILCAR CRUZ
MATERIAL ACO 1020			
FL 1 DE 1	NUMERO PECA 9		FORMATO ---

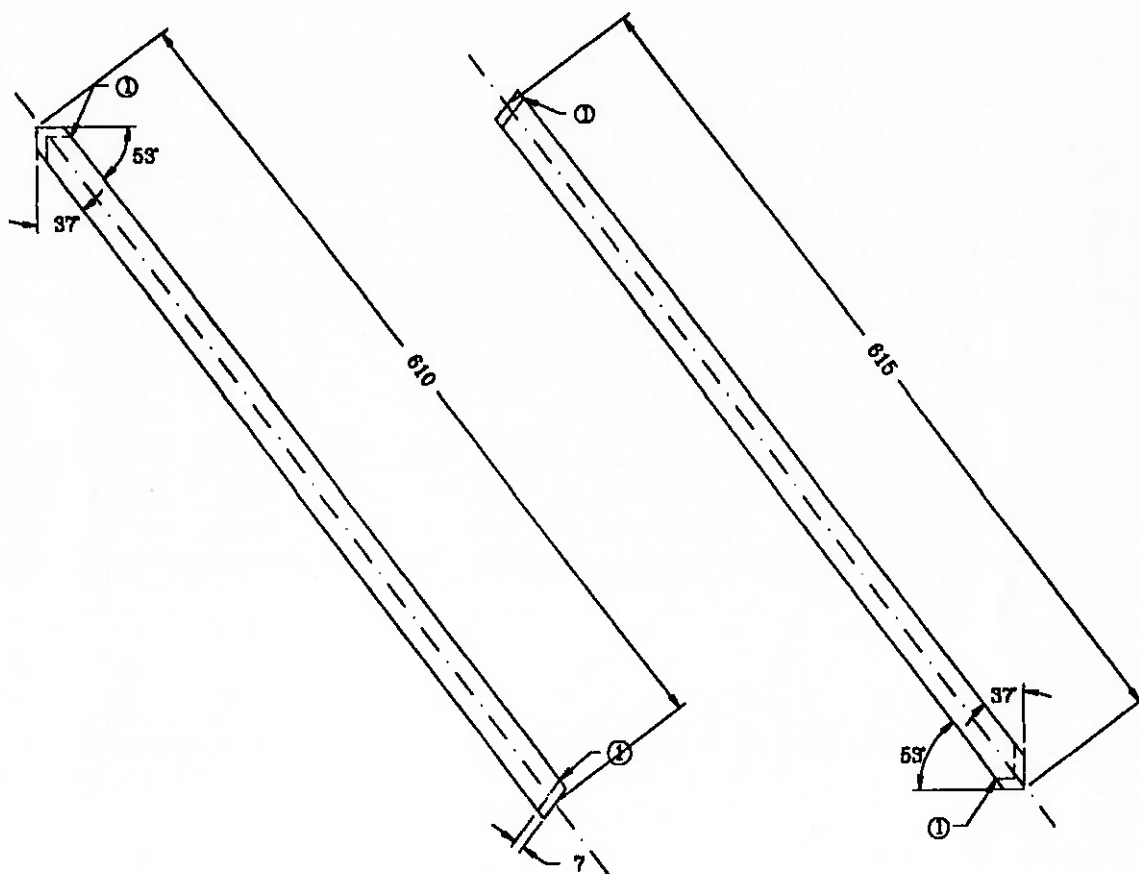


① ARREDONDAMENTO COM RAIO DE 15mm ATE UMA PROFUNDIDADE DE 7mm



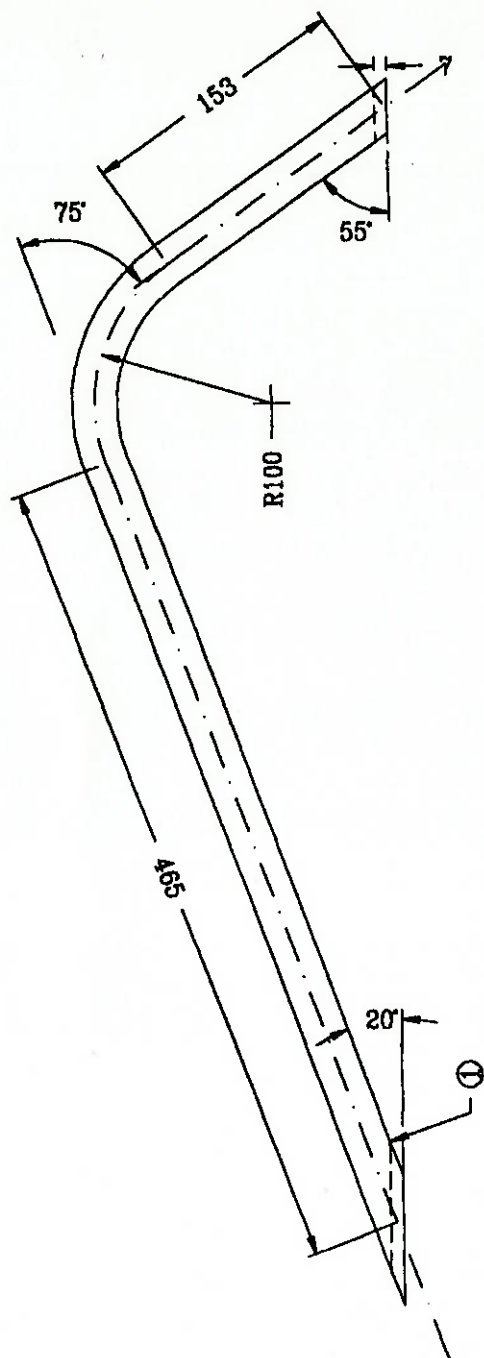
TOLERANCIAS GERAIS: ANGULAR: $\pm 5^\circ$ LINEAR: $\pm 5\text{mm}$		PROJ.: 3° DIEDRO	
ESCALA --	DATA AGO/95	DES. E.I.S.	ENG. EDSON ISAWA
MATERIAL		ACO 1020	
FL 1 DE 1	NUMERO		FORMATO
	PECA 10		---

① ARREDONDAMENTO COM RAO DE 15mm ATE UMA PROFUNDIDADE DE 7mm



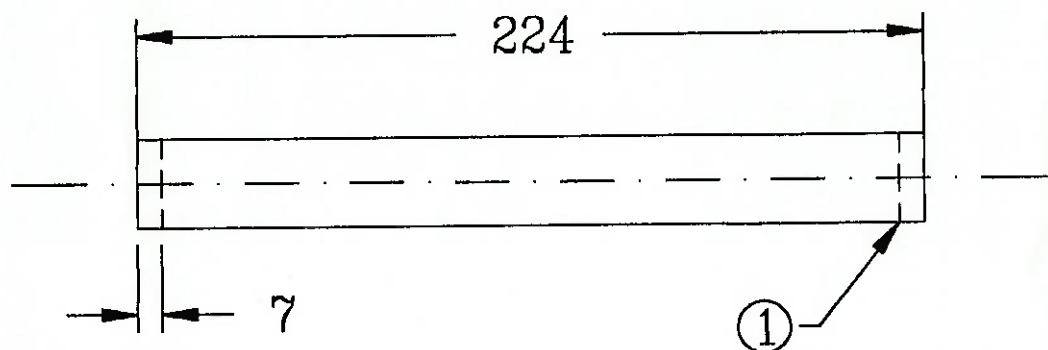
TOLERANCIAS GERAIS: ANGULAR: $\pm 5^\circ$ LINEAR: $\pm 5\text{mm}$			PROJ.: 3° DIEDRO
ESCALA ---	DATA AGO/95	DES. A.Y.C.	ENG. AMILCAR CRUZ
MATERIAL ACO 1020			
FL 1 DE 1	NUMERO PECA 11		FORMATO ----

① ARREDONDAMENTO COM RAIO DE 15mm ATE UMA PROFUNDIDADE DE 7mm  
 COMPRIMENTO TOTAL DO TUBO: 749mm  
 DUAS PECAS



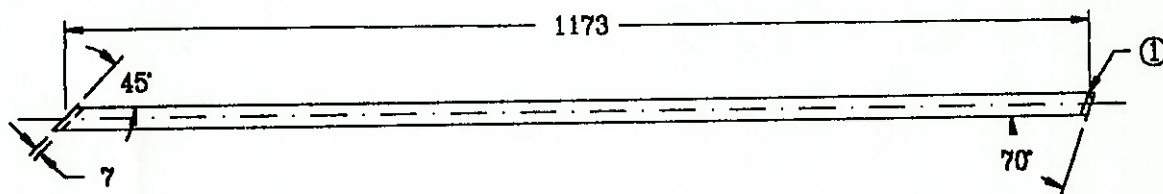
TOLERANCIAS GERAIS: ANGULAR: $\pm 5^\circ$ LINEAR: $\pm 5\text{mm}$			PROJ.: 3° DIEDRO
ESCALA --	DATA AGO/95	DES. E.I.S.	ENG. EDSON ISAWA
MATERIAL ACO 1020			
FL 1 DE 1	NUMERO PECA 12		FORMATO ----

① ARREDONDAMENTO COM RAIO DE 15mm ATE UMA PROFUNDIDADE DE 7mm  
DEZ PECAS



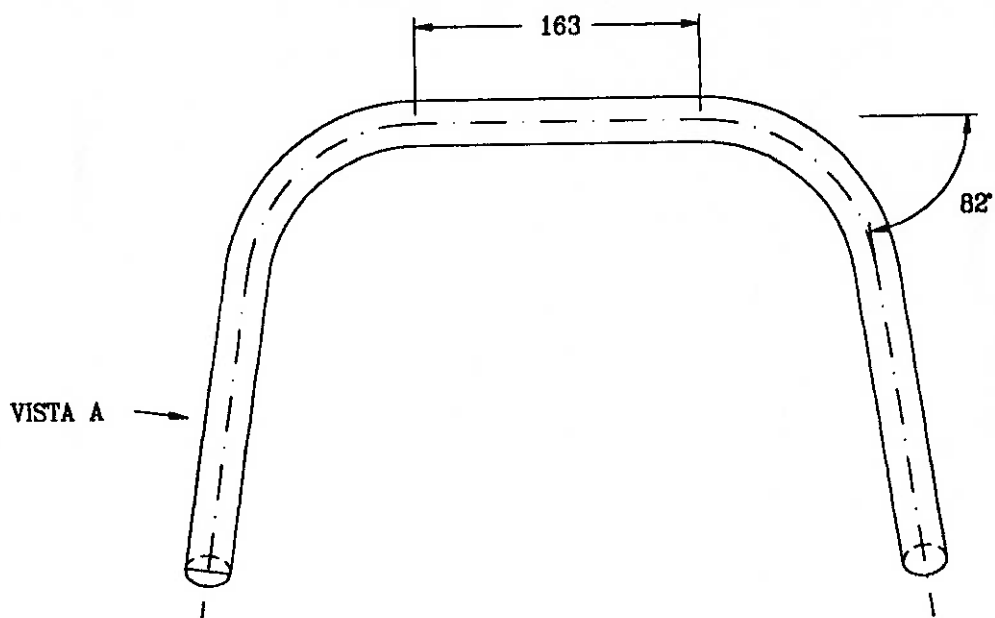
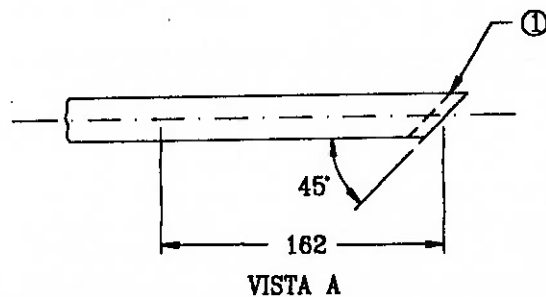
TOLERANCIAS GERAIS: ANGULAR: $\pm 5^\circ$ LINEAR: $\pm 5\text{mm}$		PROJ.: 3° DIEDRO	
ESCALA	DATA AGO/95	DES. E.I.S.	ENG. EDSON ISAWA
MATERIAL ACO 1020			
FL 1 DE 1	NUMERO PECA 13		FORMATO --

① ARREDONDAMENTO COM RAIO DE 15mm ATE UMA PROFUNDIDADE DE 7mm  
DUAS PECAS



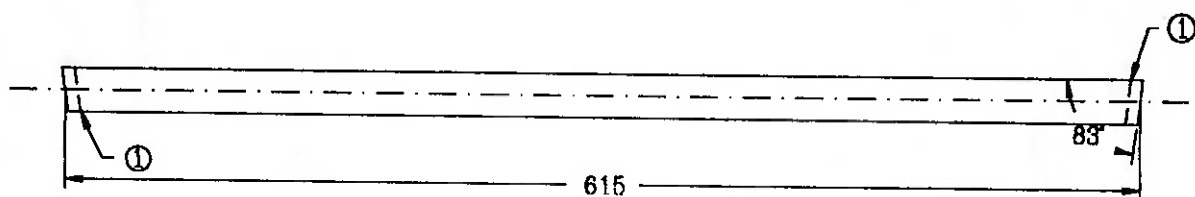
TOLERANCIAS GERAIS: ANGULAR: $\pm 5^\circ$ LINEAR: $\pm 5\text{mm}$		PROJ.: 3º DIEDRO	
ESCALA --	DATA AGO/95	DES. E.I.S.	ENG. EDSON ISAWA
MATERIAL		ACO 1020	
FL 1 DE 1	NUMERO PECA 14		FORMATO ---

① ARREDONDAMENTO COM RAIO DE 15mm ATE UMA PROFUNDIDADE DE 7mm  
 COMPRIMENTO TOTAL DO TUBO: 773mm



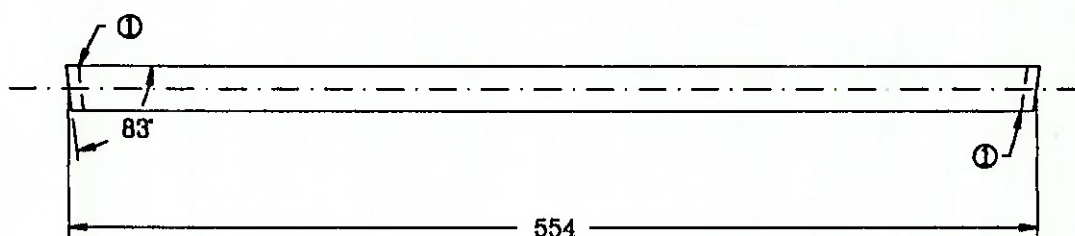
TOLERANCIAS GERAIS: ANGULAR: $\pm 5^\circ$ LINEAR: $\pm 5\text{mm}$			PROJ.: 3° DIEDRO
ESCALA --	DATA AGO/95	DES. E.I.S.	ENG. EDSON ISAWA
MATERIAL ACO 1020			
FL 1 DE 1	NUMERO PECA 15		FORMATO ----

① ARREDONDAMENTO COM RAI0 DE 15mm ATE UMA PROFUNDIDADE DE 7mm



TOLERANCIAS GERAIS: ANGULAR: $\pm 5^\circ$		PROJ.: 3° DIEDRO	
LINEAR: $\pm 5\text{mm}$			
ESCALA --	DATA AGO/95	DES. E.I.S.	ENG. EDSON ISAWA
MATERIAL ACO 1020			
FL 1 DE 1	NUMERO PECA 16		FORMATO ----

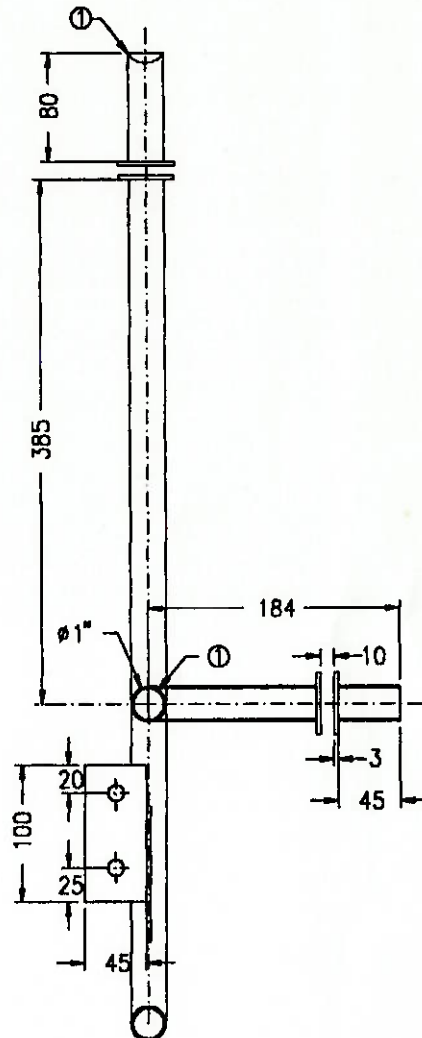
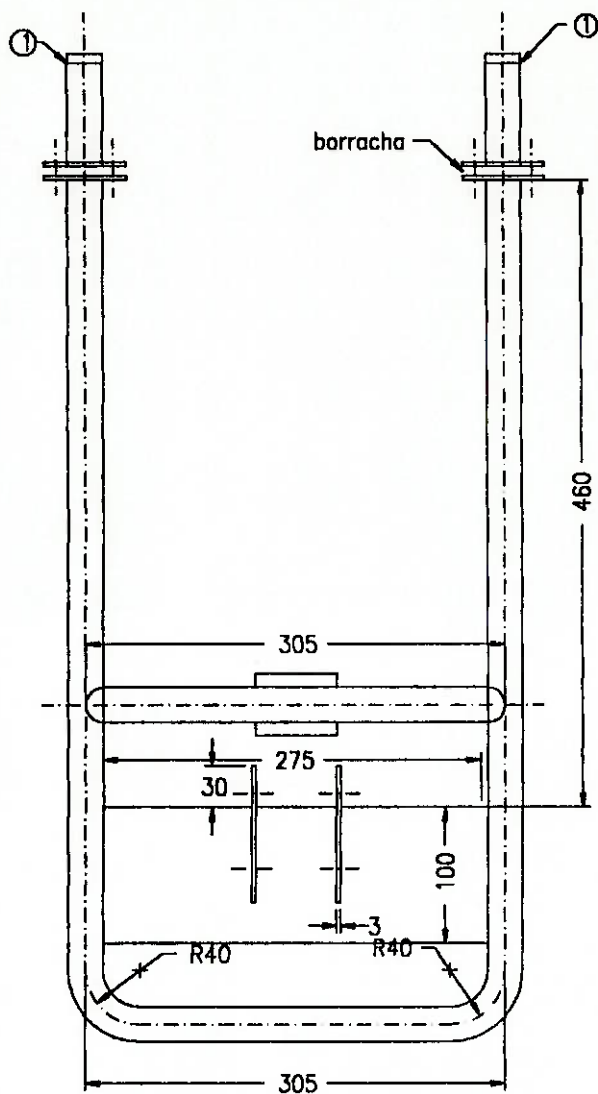
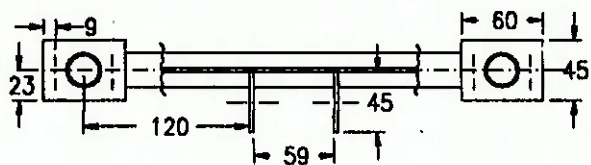
① ARREDONDAMENTO COM RAO DE 15mm ATE UMA PROFUNDIDADE DE 7mm



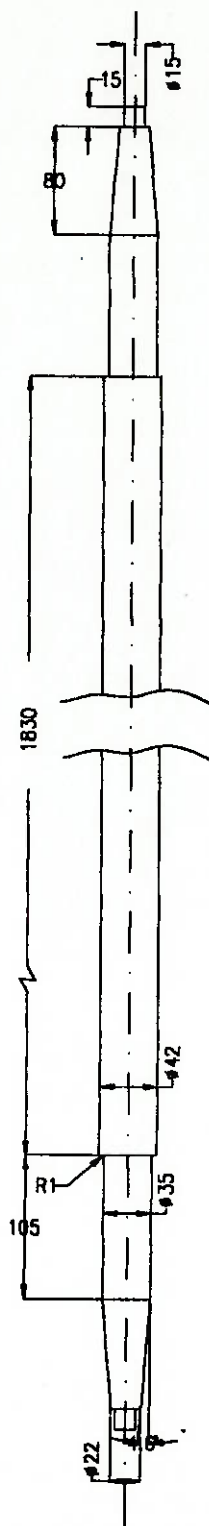
TOLERANCIAS GERAIS: ANGULAR: $\pm 5^\circ$ LINEAR: $\pm 5\text{mm}$		PROJ.: 3° DIEDRO
ESCALA --	DATA AGO/95	DES. E.I.S. ENG. EDSON ISAWA
MATERIAL ACO 1020		
FL 1 DE 1	NUMERO PECA 17	FORMATO ---



① ARREDONDAMENTO COM RAIO DE 15mm ATE UMA PROFUNDIDADE DE 7mm



TOLERANCIAS GERAIS: ANGULAR: $\pm 5^\circ$ LINEAR: $\pm 5\text{mm}$		PROJ.: 3º DIEDRO
ESCALA --	DATA OUT/95	DES. E.I.S. ENG. EDSON ISAWA
MATERIAL ACO 1020		
FL 1 DE 1	NOME SUPORTE DO MOTOR	FORMATO ----



TOLERANCIAS GERAIS: ANGULAR: $\pm 5^\circ$ LINEAR: $\pm 5\text{mm}$		PROJ.: 3° DIEDRO	
ESCALA ---	DATA	DES. A.Y.C.	ENG. AMILCAR CRUZ
MATERIAL ACO 4340			
FL 1 DE 1	NOME EIXO TRASEIRO		FORMATO ---





Foto 1 - Corte dos Tubos



Foto 2 - Dobramento dos Tubos



Foto 3 - Pintura da Estrutura

OBS : Não foram tiradas fotos do processo de soldagem dos tubos.

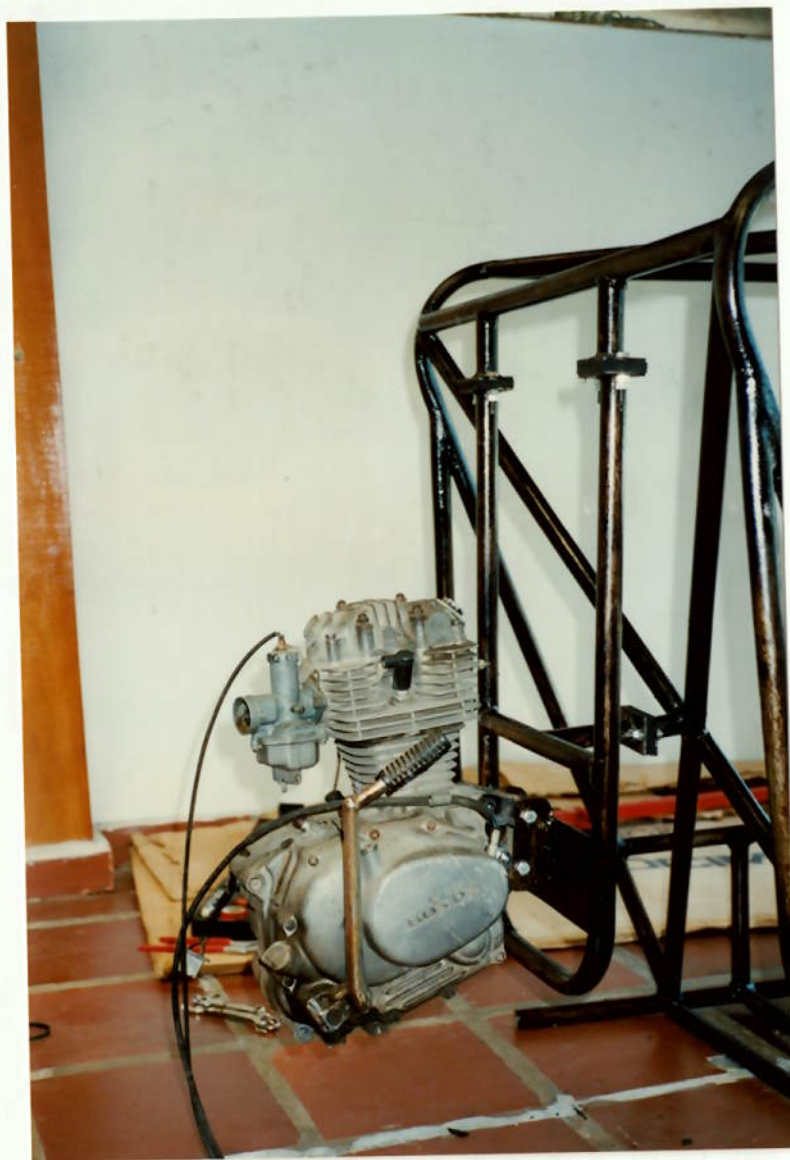




Foto 4 - Fixação do Motor à Estrutura



Foto 5 - Detalhe da Fixação do Suporte do Motor à Estrutura



Fotot 6 - Conjunto Motor e Suporte de Fixação



Foto 7 - Estrutura e Motor (Vista Lateral)



Foto 8 - Estrutura e Motor  
(Vista Frontal)





Foto 9 - Componentes da Suspensão Dianteira



Foto 10 - Conjunto da Suspensão Dianteira