

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO RACIONAL DE UM KART RECREATIVO

Carlos Henrique Petrozziello

Visto 13/12/2005
[Signature]
Doutor C. Fachinetti

São Paulo
2005

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO RACIONAL DE UM KART RECREATIVO

Trabalho de formatura apresentado à Escola Politécnica
da Universidade de São Paulo para obtenção do título
de Graduação em Engenharia

Carlos Henrique Petrozziello

Orientador: Dr. Demetrio C. Zachariadis

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo
2005

RESUMO

O presente trabalho reúne elementos para projeto e simulação do desempenho de karts. A preocupação do texto se concentra em desenvolver modelos matemáticos e físicos para a simulação do desempenho de karts que servem de base para o projeto do veículo. O trabalho apresenta o equacionamento para obtenção dos ângulos de extersamento teóricos do sistema de direção para a configuração muito particular existente nos karts que possuem nas curvas apenas 3 rodas em contato com a pista. Este texto apresenta também as características de vários karts existentes obtidas através de visitas realizadas em kartódromos na região da cidade de São Paulo, além de toda documentação de engenharia para fabricação do veículo. Uma análise crítica dos modelos existentes foi realizada resultando em uma nova configuração de chassis construtivamente mais simples possibilitando a fabricação deste veículo em pequenas oficinas. O kart resultante deste projeto foi modelado em CAD o que possibilitou a verificação de possíveis interferências e uma otimização na utilização do espaço do chassis. Posteriormente o chassis foi simulado em elementos finitos para verificação do nível das tensões na estrutura. Ao final é apresentada uma estimativa de custo do projeto. Este trabalho visa o aprimoramento dos karts recreativos e servir de referência para próximos trabalhos no setor.

ABSTRACT

This report is a collection of elements that can be useful in the project and performance simulation of karts. The text concentrates in developing mathematical and physical models to simulate kart's dynamic response, which is the base of any kart project. This work presents all the formulation to obtain the wheels theoretical turn angle to kart's very particular case, which in a turn has only 3 wheels in contact with the track. This report also presents a compilation table with characteristics of several karts obtained through visits made to kart racing places around São Paulo city, as well all engineering documentation needed to manufacture the vehicle. A critical analysis of all kart models was conducted resulting in a new frame configuration making it simpler to manufacture the frame in small workshops. The resulting kart of this project was modeled with CAD what allowed to check possible interference problems and a frame space optimization. Later the frame was simulated with finite elements to verify the magnitude of stresses in the structure. At the end the project estimated cost is presented. This work aims at the improvement of rental karts projects and to be a reference for futures works on this subject.

AGRADECIMENTOS

Meus agradecimentos a todos do Kart IN por me permitirem realizar as diversas visitas e medições nos karts especialmente ao Renato pelas explicações. Ao meu orientador prof. Dr. Demetrio C. Zachariadis pelos conselhos e motivação fundamentais durante toda a execução deste trabalho. A minha namorada Paula pela ajuda nas medições em campo, apoio e compressão durante o período de execução deste trabalho. E a todos que direta ou indiretamente contribuíram para conclusão deste trabalho.

SUMÁRIO

LISTA DE TABELAS

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE SIMBOLOS

1	INTRODUÇÃO	1
2	DESENVOLVIMENTO	2
2.1	Estudo de Projetos Existentes	2
2.1.1	Parâmetros físicos	2
2.1.2	Parâmetros de desempenho	10
2.2	Seleção do Motor	12
2.2.1	Alternativas	12
2.2.2	Matriz de decisão	13
2.2.3	Dados técnicos do motor escolhido	15
2.2.4	Adaptações necessárias	16
2.3	Transmissão	18
2.3.1	Tipo de transmissão	18
2.3.2	Relação de transmissão	18
2.3.3	Seleção da corrente	19
2.3.4	Engrenagens	26
2.3.4.1	Pinhão	26
2.3.4.2	Coroa	27
2.4	Grupo de Extremidade	28
2.4.1	Pneu	28
2.4.2	Roda e cubo de roda	30
2.4.3	Freio	31
2.5	Previsão de Desempenho	40
2.5.1	Aceleração	40
2.5.2	Frenagem	42
2.5.2.1	Distância percorrida durante a frenagem	43
2.5.2.2	Tempo de acionamento do freio	44

2.5.3	Velocidade final.....	44
2.5.4	Tempo de aceleração até a velocidade final	44
2.6	Sistema de Direção	46
2.6.1	Requisitos do sistema de direção.....	46
2.6.1.1	Extersamento das rodas	49
2.6.1.2	Deslocamento vertical	74
2.7	Chassis	81
2.8	Eixo de Transmissão.....	91
2.8.1	Fixação dos componentes	91
2.8.1.1	Coroa.....	91
2.8.1.2	Cubo de roda traseiro.....	92
2.8.2	Verificação das tensões no eixo.....	93
2.8.3	Rolamentos do eixo traseiro	102
2.8.3.1	Dimensionamento do rolamento traseiro.....	102
3	ESTIMATIVA DO CUSTO DO PROJETO	105
4	DISCUSSÃO E CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	107
5	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	109
	ANEXO A – INFORMAÇÕES TÉCNICAS DOS MOTORES	111
	ANEXO B – CÁLCULO DO MOMENTO DE INÉRCIA EQUIVALENTE DO MOTOR BRANCO 6,5 CV.....	118
	ANEXO C – CURVAS DO PNEU GOODYEAR PARA FÓRMULA SAE.....	122
	ANEXO D – DESENHOS	123

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Resultado da pesquisa nos kartódromos.	9
Tabela 2 - Acelerações e velocidades máximas dos karts estudados.	11
Tabela 3 - Motores Honda e Branco na faixa de potência entre 5 e 9 cv.	13
Tabela 4 - Matriz de decisão do motor do kart.	14
Tabela 5 - Fator de serviço (F_s).	22
Tabela 6 - Dimensões da corrente e cargas recomendadas.	24
Tabela 7 - Dimensões do pinhão.	27
Tabela 8 - Dimensões da coroa.	27
Tabela 9 - Características dos materiais utilizados em pastilhas de freio retirada de Juvinall; Marshek (1999).	36
Tabela 10 - Distância de parada do kart para várias velocidades iniciais.	43
Tabela 11 - Tempo de acionamento dos freios necessário para parar o kart para diversas velocidades iniciais.	44
Tabela 12 - Dimensões das barras e ângulos iniciais do mecanismo de direção.	72
Tabela 13 - Esforços utilizados nas simulações em elementos finitos.	87
Tabela 14 - Forças aplicadas sobre o eixo na frenagem máxima.	93
Tabela 15 - Distância entre seções do eixo.	93
Tabela 16 - Esforços nos rolamentos do eixo traseiro e tensão máxima no eixo na frenagem máxima.	94
Tabela 17 - Esforços sobre o eixo na aceleração máxima.	97
Tabela 18 - Esforços nos rolamentos do eixo traseiro e tensão máxima no eixo na aceleração máxima.	97
Tabela 19 - Forças aplicadas sobre o eixo na curva máxima a velocidade constante.	98
Tabela 20 - Esforços nos rolamentos do eixo traseiro e tensão máxima no eixo na curva máxima.	99
Tabela 21 - Custo das peças e material.	105
Tabela 22 - Comparativo do custo do projeto com o custo de um kart de mercado.	106

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Resultado da pesquisa nos kartódromos.	9
Tabela 2 - Acelerações e velocidades máximas dos karts estudados.....	11
Tabela 3 - Motores Honda e Branco na faixa de potência entre 5 e 9 cv.....	13
Tabela 4 - Matriz de decisão do motor do kart.....	14
Tabela 5 - Fator de serviço (F_s).	22
Tabela 6 - Dimensões da corrente e cargas recomendadas.	24
Tabela 7 - Dimensões do pinhão.	27
Tabela 8 - Dimensões da coroa.....	27
Tabela 9 - Características dos materiais utilizados em pastilhas de freio retirada de Juvinali; Marshek (1999).	36
Tabela 10 - Distância de parada do kart para várias velocidades iniciais.	43
Tabela 11 - Tempo de acionamento dos freios necessário para parar o kart para diversas velocidades iniciais.	44
Tabela 12 - Dimensões das barras e ângulos iniciais do mecanismo de direção.....	72
Tabela 13 - Esforços utilizados nas simulações em elementos finitos.	87
Tabela 14 - Forças aplicadas sobre o eixo na frenagem máxima.	93
Tabela 15 - Distância entre seções do eixo.	93
Tabela 16 - Esforços nos rolamentos do eixo traseiro e tensão máxima no eixo na frenagem máxima.	94
Tabela 17 - Esforços sobre o eixo na aceleração máxima.....	97
Tabela 18 - Esforços nos rolamentos do eixo traseiro e tensão máxima no eixo na aceleração máxima.	97
Tabela 19 - Forças aplicadas sobre o eixo na curva máxima a velocidade constante.	98
Tabela 20 - Esforços nos rolamentos do eixo traseiro e tensão máxima no eixo na curva máxima.	99
Tabela 21 - Custo das peças e material.	105
Tabela 22 - Comparativo do custo do projeto com o custo de um kart de mercado.	106

LISTA DE FIGURAS

Fig. 1 - Croqui da vista lateral do kart mostrando forças reativas e distâncias até o centro de massa.	3
Fig. 2 - Croqui da vista traseira do kart mostrando forças reativas e distâncias até o centro de massa.	5
Fig. 3 - Croqui da vista lateral inclinada mostrando esforços e posição do CG.....	6
Fig. 4 - Croqui da vista traseira inclinada mostrando esforços e posição do CG.....	8
Fig. 5 - Dados técnicos do motor selecionado.....	15
Fig. 6 - Curvas de torque e potência do motor selecionado.	16
Fig. 7 - Embreagem centrífuga fabricada pela Honda.	17
Fig. 8. - Efeito poligonal da transmissão por correntes para um pinhão de 7 dentes.	20
Fig. 9 - Gráfico do efeito do número de dentes na variação de velocidade.	21
Fig. 10 - Gráfico de seleção da corrente em função da potência de projeto, número de dentes e rotação do pinhão. O gráfico se baseia em vidas de 15.000 horas obtidas para correntes de 100 elos.	23
Fig. 11 - Engrenagens fornecidas pela Daido tipos 1, 2, 3 e 4.....	26
Fig. 12 - Dimensões das engrenagens.	27
Fig. 13 - Gráfico mostrando aderência x desgaste para os compostos da Bridgestone.	29
Fig. 14 - Linha de pneus fabricados pela MG.	29
Fig. 15 - Dados técnicos dos pneus MG IR.....	30
Fig. 16 - Rodas dianteiras e traseiras fabricadas pela Metalmoro para diversos tamanhos de pneus.	31
Fig. 17 - Diversos tamanhos de cubo de roda traseiro fabricados pela Metalmoro....	31
Fig. 18 - Forças atuantes no pedal de freio.....	32
Fig. 19 - Croqui de forças e geometria de uma pastilha de freio.....	34
Fig. 20 - Pastilha Fischer FJ 780 utilizada na Honda CG 150 Titan ESD.	35
Fig. 21 - Croqui da pinça de freio.....	38
Fig. 22 - Desenho mostrando os ângulos de caster, ackerman e toe in/out em vista superior e lateral.....	48

Fig. 23 - Desenho mostrando os ângulos de camber e a inclinação do pino mestre em uma vista por trás do kart.	48
Fig. 24 - Mecanismo de formação do ângulo de deriva (Heisler, 2002).....	49
Fig. 25 - Croqui mostrando um kart em uma curva a baixas velocidades.	50
Fig. 26 - Gráfico do ângulo de extersamento necessário em cada roda em uma curva função do raio da curva ($v = 0$).....	52
Fig. 27 - Gráfico do ângulo de extersamento necessário em cada roda em uma curva função do adimensional R/L ($v = 0$).....	53
Fig. 28 - Gráfico do ângulo de extersamento necessário em cada roda em uma curva função do adimensional R/t ($v = 0$).....	54
Fig. 29 - Gráfico da influência da razão entre o entre-eixos e a distância entre as rodas dianteiras no ângulo de extersamento das rodas ($v = 0$).	55
Fig. 30 - Croqui de um kart realizando uma curva a altas velocidades com apenas 3 rodas em contato com o solo.....	57
Fig. 31 - Croqui de um kart contornando uma curva com 3 rodas em contato com o solo.	58
Fig. 32 - Relações trigonométricas entre os ângulos de extersamento e deriva quando o kart contorna uma curva com velocidade elevada.	59
Fig. 33 - Croqui mostrando as forças atuantes no pneu do kart durante uma curva...61	61
Fig. 34 - Gráfico da força lateral desenvolvida pelo pneu em função do ângulo de deriva aplicado para 3 diferentes ângulos de cambagem.	66
Fig. 35 - Gráfico mostrando a variação em $C\alpha$ e $CC\alpha$ com a carga vertical sobre o pneu.	67
Fig. 36 - Gráfico com o extersamento requerido da roda dianteira interna a curva em função do extersamento da direção.....	68
Fig. 37 - Desenho mostrando um mecanismo de 4 barras.	68
Fig. 38 - Gráfico comparativo da trajetória obtida com o mecanismo de direção e a teórica.	72
Fig. 39 - Croqui da ponta de eixo	74
Fig. 40 - Sistemas de coordenadas u, v, w e x', y', z'	75
Fig. 41 - Sistemas de coordenadas x', y', z' e x, y, z	76

Fig. 42 - Gráfico do deslocamento vertical da roda interna à curva em função do raio da curva e o caster do sistema de direção.....	77
Fig. 43 - Rigidez do pneu dianteiro em função da pressão (Baudille et all, 2005).....	78
Fig. 44 - Rigidez do pneu traseiro em função da pressão (Baudille et all, 2005).....	79
Fig. 45 - Deformação dos pneus com a força vertical.	80
Fig. 46 - Chassis indoor fabricado pela MetalMoro.	82
Fig. 47 - Chassi Metalmoro obtido no site da empresa.....	83
Fig. 48 - Chassis de um kart de competição.....	84
Fig. 49 - Vista em perspectiva da lateral do kart modelado em CAD.	85
Fig. 50 - Vista de cima do kart modelado em CAD	86
Fig. 51 - Chassis final do kart modelado em CAD.....	86
Fig. 52 - Distribuição da tensão de Von Mises na estrutura da alternativa 1 realizando a curva máxima para a direita.	87
Fig. 53 - Distribuição da tensão de Von Mises na estrutura da alternativa 2 em frenagem máxima.....	88
Fig. 54 - Distribuição da tensão de Von Mises na estrutura da alternativa 2 realizando a curva máxima para esquerda.	88
Fig. 55 - Distribuição da tensão de Von Mises na estrutura da alternativa 2 realizando a curva máxima para direita.	89
Fig. 56 - Gráfico mostrando o deslocamento vertical da roda interna à curva causado pela deformação do chassis	89
Fig. 57 - Esforços sobre o eixo traseiro na aceleração ou frenagem.....	93
Fig. 58 - Diagrama de esforços cortante no plano xz na frenagem máxima (valores em N).	95
Fig. 59 - Diagrama de momento fletor no plano xz na frenagem máxima (valores em Nm).....	95
Fig. 60 - Diagrama de esforços cortante no plano xy na frenagem máxima (valores em N).	96
Fig. 61 - Diagrama de momento fletor no plano xy na frenagem máxima (valores em Nm).....	96
Fig. 62 - Diagrama de momento torsor no plano xy na frenagem máxima (valores em Nm).....	96

Fig. 63 - Esforços sobre o eixo traseiro em uma curva para esquerda a velocidade constante.	98
Fig. 64 - Diagrama de esforços cortante no plano xz na curva máxima (valores em N).....	99
Fig. 65 - Diagrama de momento fletor no plano xz na curva máxima (valores em Nm).....	100
Fig. 66 - Gráfico S-N do material 1045 em flexão.	100

LISTA DE SÍMBOLOS

a - Aceleração linear do kart

$a_{limtração}$ - Aceleração máxima que o kart poderia desenvolver antes de superar o limite de tração dos pneus com a pista

A_p - Área da seção transversal do parafuso

b - Distância do centro de massa até W_f

b_a - Distância do ponto de pivotamento da pinça de freio até o ponto de aplicação da força do pedal

b_b - Distância do ponto de pivotamento da pinça de freio até o ponto de aplicação da força de compressão das pastilhas

c - Distância do centro de massa até W_r

C_r - Capacidade de carga dinâmica

C_{0r} - Capacidade de carga estática

$C\alpha$ - Constante característica do pneu

$CC\alpha$ - Constante característica do pneu

$CC\alpha_{fe}$ - Constante característica do pneu dianteiro externo à curva

$CC\alpha_{fi}$ - Constante característica do pneu dianteiro interno à curva

$CC\alpha_{re}$ - Constante característica do pneu traseiro externo à curva

CP - Distância entre os centros do pinhão e da coroa

d - Distância do centro de massa até W_L

d_p - Diâmetro do pinhão

d_{pf} - Diâmetro do parafuso

D - Diâmetro do eixo traseiro

D_{bmax} - Máxima desaceleração do kart

e - Distância do centro de massa até W_R

f - Coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco

f_n - Coeficiente de velocidade do rolamento

f_h - Coeficiente de vida do rolamento

f_s - Coeficiente de carga estática do rolamento

f_R - Coeficiente de resistência ao rolamento

F - Força de compressão da pastilha

F_a - Força axial no rolamento

$F_{\text{disponível}}$ - Força disponível para acelerar o kart

$F_{b\text{max}}$ - Força limite de frenagem que os pneus transmitem a pista

$F_{\text{limtração}}$ - Força limite de tração que os pneus transmitem a pista

F_{max} - Força máxima admissível de tração na corrente

F_{pastilha} - Força de atrito entre a pastilha e o disco de freio

F_{pedal} - Força de tração que o pedal aplica no cabo de freio

F_{piloto} - Força que o piloto aplica no pedal de freio

F_{pino} - Força de cisalhamento sobre o pino de pivotamento do pedal de freio

F_r - Força radial no rolamento

F_s - Fator de serviço

F_{BL} - Força radial sobre o rolamento traseiro esquerdo

F_{BR} - Força radial sobre o rolamento traseiro direito

F_R - Força resultante

F_T - Força de tração na corrente

g - Aceleração da gravidade

h - Distância do centro de massa até o solo

I - Distância no sentido longitudinal do kart do pneu traseiro até o CIR

I_c - Inércia rotacional da embreagem

I_e - Inércia rotacional do motor

I_{eixo} - Inércia rotacional do eixo traseiro

I_g - Inércia rotacional da coroa

I_p - Inércia rotacional do pinhão

I_{pneu} - Inércia rotacional do pneu traseiro

I_w - Inércia rotacional da roda traseira

k_{pf} - Constante de mola do pneu dianteiro

k_{pr} - Constante de mola do pneu traseiro

K - Distância no sentido longitudinal do kart do pneu dianteiro até o CIR

K_f - Fator de concentração de tensão à fadiga

L - Distância entre eixos do kart

LP - Comprimento da corrente em número de elos

M - Massa do kart

M_R - Massa equivalente às inércias rotacionais dos componentes do kart
 n - Rotação do motor (rpm)
 N_P - Número de dentes do pinhão
 N_C - Número de dentes da coroa
 p_{max} - Pressão máxima admissível do material da pastilha
 P - Passo da corrente
 P_0 - Carga estática equivalente
 P_m - potência do motor
 P_P - Potência de projeto
 r - Distância da linha de centro do rolete até a linha de centro do pinhão
 r_{ep} - Raio maior da pastilha de freio
 r_{fat} - Raio de aplicação da força de atrito da pastilha e o disco
 r_{ip} - Raio menor da pastilha de freio
 r_{pneu} - Raio do pneu de tração
 r_s - Distância da linha de ação da força de tração da corrente até o plano paralelo que passa pela linha de centro do pinhão
 R - Raio da curva
 R_a - Resistência total ao avanço
 R_l - Resistência ao avanço devido a inclinação da pista
 R_r - Resistência ao avanço de rolamento
 R_t - Relação de transmissão
 t - Distância entre a roda dianteira e a linha de simetria longitudinal do kart
 t_{freios} - Tempo de acionamento dos freios
 T - Distância entre a roda traseira e a linha de simetria longitudinal do kart
 T_b - Torque de frenagem
 T_{bmax} - Torque máximo de frenagem
 T_m - Torque do motor
 T_{max} - Torque máximo no eixo
 v_{max} - Velocidade máxima
 V_0 - Velocidade no início da frenagem
 V_f - Velocidade após a frenagem
 WD - Largura total do kart

W_f - Reação no apoio da frente do veículo
 W_{fs} - Reação no apoio da frente do veículo parado e no plano
 W_L - Reação no apoio da esquerda do veículo
 W_{Ls} - Reação no apoio da esquerda do veículo parado e no plano
 W_r - Reação no apoio da traseira do veículo
 W_{rb} - Reação nas rodas traseiras durante a frenagem
 W_{rs} - Reação no apoio da traseira do veículo parado e no plano
 W_R - Reação no apoio da direita do veículo
 W_{Rs} - Reação no apoio da direita do veículo parado e no plano
 W_{RL} - Reação no pneu do lado esquerdo
 W_{RR} - Reação no pneu do lado direito
 X - Distância percorrida durante a frenagem
 X_{fi} - Força lateral exercida pelo pneu dianteiro interno à curva
 X_{fe} - Força lateral exercida pelo pneu dianteiro externo à curva
 X_{re} - Força lateral exercida pelo pneu traseiro externo à curva
 X_{BL} - Força axial no rolamento traseiro esquerdo
 X_{BR} - Força axial no rolamento traseiro direito
 X_{RR} - Força lateral exercida pelo pneu traseiro direito
 Y_{BL} - Força longitudinal no plano horizontal sobre o rolamento traseiro esquerdo
 Y_{BR} - Força longitudinal no plano horizontal sobre o rolamento traseiro direito
 Y_G - Parcela horizontal da força aplicada na coroa
 Y_{RL} - Força longitudinal no plano horizontal sobre o pneu traseiro esquerdo
 Y_{RR} - Força longitudinal no plano horizontal sobre o pneu traseiro direito
 Z_{fi} - Força vertical exercida sobre o pneu dianteiro interno à curva
 Z_{fe} - Força vertical exercida sobre o pneu dianteiro externo à curva
 Z_{re} - Força vertical exercida sobre o pneu traseiro externo à curva
 Z_{BL} - Força vertical no rolamento traseiro esquerdo
 Z_{BR} - Força vertical no rolamento traseiro direito
 Z_G - Parcela vertical da força aplicada na coroa
 α_{eixo} - Aceleração angular do eixo traseiro
 α_{fe} - Ângulo de deriva do pneu dianteiro externo à curva
 α_{fi} - Ângulo de deriva do pneu dianteiro interno à curva

α_{re} - Ângulo de deriva do pneu traseiro externo à curva
 β - Ângulo da pastilha de freio
 δ - ângulo de médio de extersamento
 δ_e - Ângulo de extersamento da roda externa à curva
 δ_i - Ângulo de extersamento da roda interna à curva
 γ - Ângulo formado pelo cabo de freio esticado e a linha de ação da força F
 η - Ângulo de articulação
 η_{uf} - Rendimento do powertrain
 φ - Ângulo de inclinação do pino mestre
 μ - Coeficiente de atrito entre pneu e pista
 θ - Ângulo de inclinação do kart
 θ_2 - Ângulo que a peça motora do mecanismo faz com a horizontal
 θ_{20} - Ângulo inicial que a peça motora do mecanismo faz com a horizontal
 θ_3 - Ângulo que a barra de ligação do mecanismo faz com a horizontal
 θ_4 - Ângulo que o braço de ligação faz com a horizontal
 θ_{40} - Ângulo inicial que o braço de ligação faz com a horizontal
 σ_e - Tensão de escoamento
 σ_{max} - Tensão máxima aplicada
 ψ - Ângulo de Caster

1 INTRODUÇÃO

O kart é o primeiro passo e a porta de entrada para o automobilismo. Crianças a partir de 6 anos de idade começam a competir na categoria PMK (piloto mirim de kart). Inicialmente com suporte financeiro dos pais esses pilotos disputam acirradamente pela atenção de algum patrocinador. Muito poucos conseguem patrocínio e precisam ter a carreira no kart e o início da carreira com os fórmulas pagas pelos pais.

Para aqueles que não tiveram esta oportunidade quando criança, mas adoram velocidade e a sensação de pilotar um veículo de aparência tão frágil a mais de 50 km/h sentados a 5 cm do chão. E lutar para fazer curvas tão fechadas em alta velocidade sem diferencial, resta o aluguel de karts de recreação nos fins de semana.

O segmento de karts de recreação ou “kart indoor” já foi mais popular, no entanto enfrenta atualmente um declínio causado pelos altos custos envolvidos na manutenção e aquisição de novos veículos.

Não é por falta de interesse que as pessoas não freqüentam mais os estabelecimentos de “kart indoor” e sim pelos preços altos que estes estabelecimentos tem que cobrar para viabilizar o empreendimento. Os preços pagos para se correr meia hora com um kart na região de São Paulo estão em torno de R\$ 40,00.

Os karts indoor diferem muito dos karts de competição, pois priorizam a durabilidade e a segurança. São equipados com motor 4 tempos de 5,5 cv até 13 cv enquanto um kart de competição utiliza motores 2 tempos de até 40 cv. As mesmas empresas que fabricam chassis de competição fabricam também chassis indoor. Mas não dedicam a importância necessária ao segmento. Basta mencionar que os fabricantes homologam chassis para todas as categorias de competição pelo menos de 3 em 3 anos, enquanto os chassis indoor permanecem praticamente sem alterações de seu projeto inicial.

2 DESENVOLVIMENTO

2.1 Estudo de Projetos Existentes

Deseja-se realizar com este trabalho o projeto otimizado de um kart de aluguel. O equipamento projetado deve atender a variados requisitos físicos e de desempenho para ter paridade com os demais produtos do segmento. Com este intuito foi realizado um estudo nos karts e pistas existentes para levantamento destes requisitos e obtenção do ponto de partida para o projeto.

2.1.1 Parâmetros físicos

Os parâmetros físicos englobam todas as dimensões e posições das peças componentes do kart. Um estudo destes parâmetros em karts existentes é importante, pois por se tratarem de projetos já consagrados servem como ponto de partida e orientação no desenvolvimento de novos projetos. Como não existe literatura sobre o assunto foi necessária a realização de uma pesquisa em campo.

A pesquisa foi realizada em 5 estabelecimentos do ramo de karts de aluguel “Kart Indoor” na região de São Paulo: Kart In, SP Kart, InterKart, Pitstop, Planetkart.

Na pesquisa procurou-se obter as dimensões mais importantes do projeto. Maior ênfase foi dada para as dimensões que afetam características de ergonomia. Estas dimensões são fruto de muito estudo empírico e por isso o cuidado em reproduzi-las. Outro parâmetro físico medido foi a posição do centro de massa do veículo, resultado da distribuição dos componentes sobre o chassi e muito importante para a estabilidade do kart. O centro de massa foi obtido com auxílio de duas balanças com capacidade de 130 kg e incerteza de ± 2 kg.

Se o kart for apoiado sobre a balança em suas extremidades, obtêm-se uma configuração semelhante a uma viga bi-apoiada. Neste modelo é possível conhecendo o valor da reação nos dois apoios (leitura da balança) e a distância entre eles determinar a distância de aplicação do carregamento (peso do kart). Ou seja, a posição do CG. A Fig. 1 mostra um desenho esquemático com as reações nas rodas e

a posição do centro de massa em relação as reações nas rodas. Em campo as balanças foram colocadas nas extremidades da proteção dos karts, pois seriam necessárias 4 balanças (uma para cada roda) se elas fossem posicionadas nas rodas. O modelo de viga bi-apoiada continua válido para este caso.

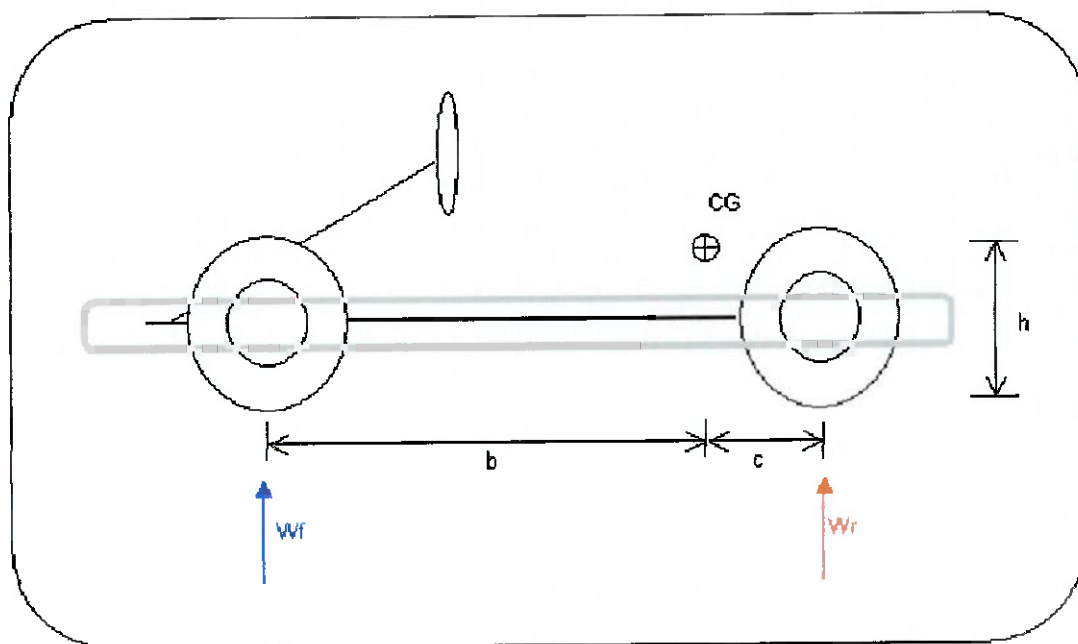


Fig. 1 - Croqui da vista lateral do kart mostrando forças reativas e distâncias até o centro de massa.

Aplicando o teorema da resultante sobre o kart da Fig. 1 têm-se:

$$\sum F_{Vertical} = 0 \quad (1)$$

$$W_f + W_r - M \cdot g = 0 \quad (2)$$

onde,

g - Aceleração da gravidade;

M - Massa do kart;

W_f - Reação no apoio da frente do veículo;

W_r - Reação no apoio da traseira do veículo;

Aplicando agora o equilíbrio de momentos no ponto de aplicação da força W_r têm-se:

$$W_f \cdot (b + c) - M \cdot g \cdot c = 0 \quad (3)$$

onde,

b - Distância do centro de massa até W_f ;

c - Distância do centro de massa até W_r ;

Resolvendo o sistema têm-se:

$$W_f = \frac{M \cdot g \cdot c}{b + c} = W_{fs} \quad (4)$$

e

$$W_r = \frac{M \cdot g \cdot b}{b + c} = W_{rs} \quad (5)$$

onde,

W_{fs} - Reação no apoio da frente do veículo parado e no plano;

W_{rs} - Reação no apoio da traseira do veículo parado e no plano;

Reescrevendo a equação (5) em função de b têm-se:

$$b = \frac{W_{rs} \cdot L}{(W_{rs} + W_{fs})} \quad (6)$$

De maneira análoga é possível escrever as equações para se obter as distâncias d e e. E para os esforços W_L , W_R determinando a posição do centro de massa no plano horizontal na direção da largura do kart. A Fig. 2 mostra um desenho esquemático dos esforços para este caso.

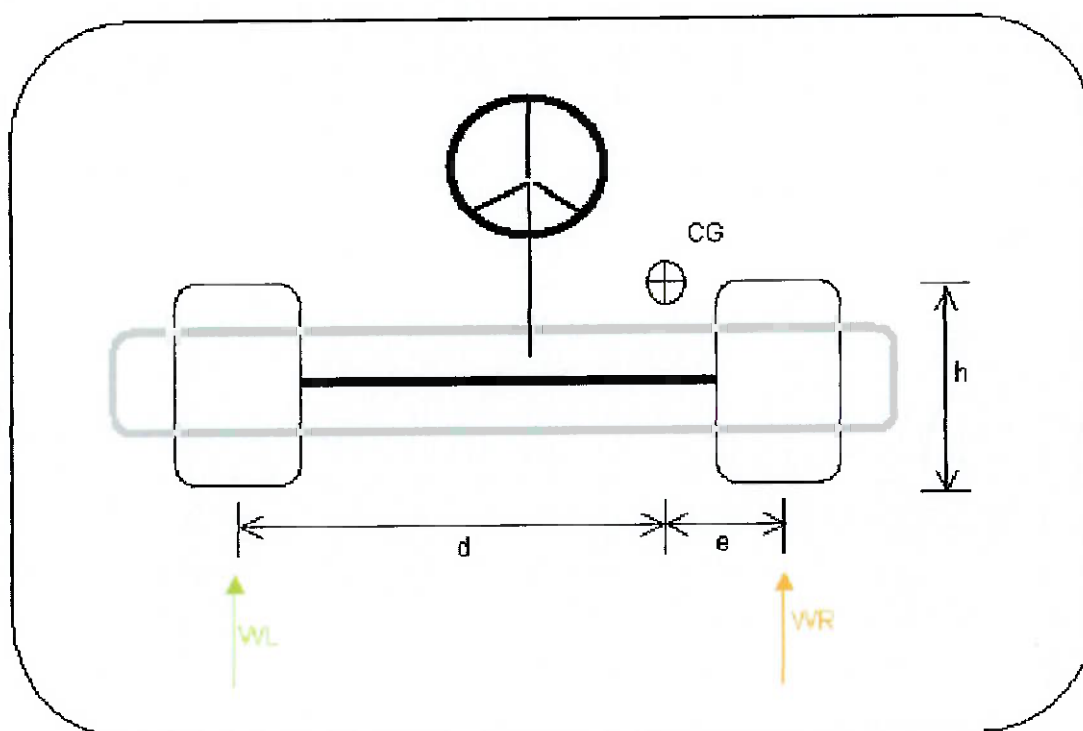


Fig. 2 - Croqui da vista traseira do kart mostrando forças reativas e distâncias até o centro de massa.

Têm-se, então:

$$W_L = \frac{M \cdot g \cdot e}{d + e} = W_{Ls} \quad (7)$$

$$W_R = \frac{M \cdot g \cdot d}{d + e} = W_{Rs} \quad (8)$$

$$d = \frac{W_{Rs} \cdot WD}{(W_{Rs} + W_{Ls})} \quad (9)$$

$$e = \frac{W_{Ls} \cdot WD}{(W_{Rs} + W_{Ls})} \quad (10)$$

onde,

d - Distância do centro de massa até W_L ;

e - Distância do centro de massa até W_R ;

WD - Largura total do kart;

W_L - Reação no apoio da esquerda do veículo;

W_{Ls} - Reação no apoio da esquerda do veículo parado e no plano;

W_R - Reação no apoio da direita do veículo;

W_{Rs} - Reação no apoio da direita do veículo parado e no plano;

Com isso fica determinada a posição do centro de massa no plano horizontal. De posse de b e c ou d e e é possível determinar a componente h do CG efetuando uma leitura das balanças com o kart inclinado. A Fig. 3 e a Fig. 4 mostram desenhos esquemáticos dos esforços sobre o kart no plano inclinado para a vista lateral e traseira respectivamente.

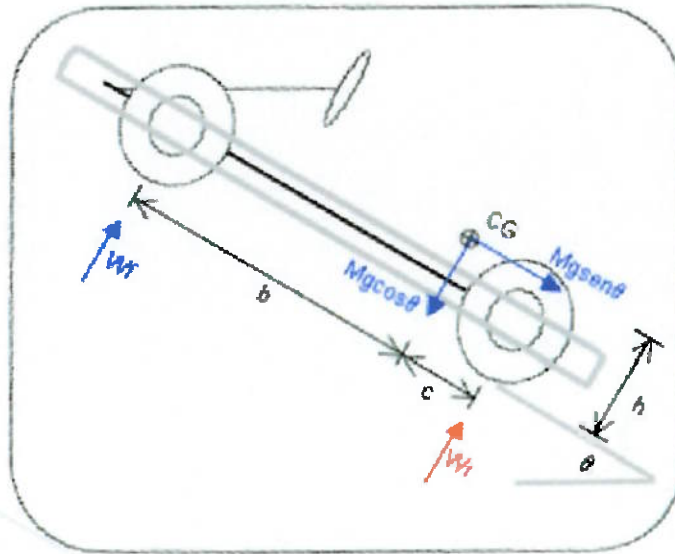


Fig. 3 - Croqui da vista lateral inclinada mostrando esforços e posição do CG.

Aplicando o teorema da resultante sobre o kart da Fig. 3 têm-se:

$$\sum F = 0 \quad (11)$$

$$W_f + W_r - M \cdot g \cdot \cos \theta = 0 \quad (12)$$

onde,

θ - Ângulo de inclinação do kart;

Aplicando agora o equilíbrio de momentos no ponto de aplicação da força W_r têm-se:

$$W_f \cdot (b + c) - M \cdot g \cdot c \cdot \cos \theta + M \cdot g \cdot h \cdot \sin \theta = 0 \quad (13)$$

onde,

h - Distância do centro de massa até o solo;

Resolvendo o sistema têm-se:

$$W_f = \frac{M \cdot g \cdot (c \cdot \cos \theta - h \cdot \sin \theta)}{b + c} \quad (14)$$

$$W_r = \frac{M \cdot g \cdot (b \cdot \cos \theta + h \cdot \sin \theta)}{b + c} \quad (15)$$

Isolando h na equação (15) têm-se:

$$h = \frac{W_r \cdot (b + c) - (W_{rs} + W_{fs}) \cdot b \cdot \cos \theta}{(W_{rs} + W_{fs}) \cdot \sin \theta} \quad (16)$$

Lembrando que:

$$\theta = \arccos\left(\frac{W_f + W_r}{W_{fs} + W_{rs}}\right) \quad (17)$$

De maneira análoga da Fig. 4 obtêm-se:

$$W_L = \frac{M \cdot g \cdot (e \cdot \cos \theta - h \cdot \sin \theta)}{d + e} \quad (18)$$

$$W_R = \frac{M \cdot g \cdot (d \cdot \cos \theta + h \cdot \sin \theta)}{d + e} \quad (19)$$

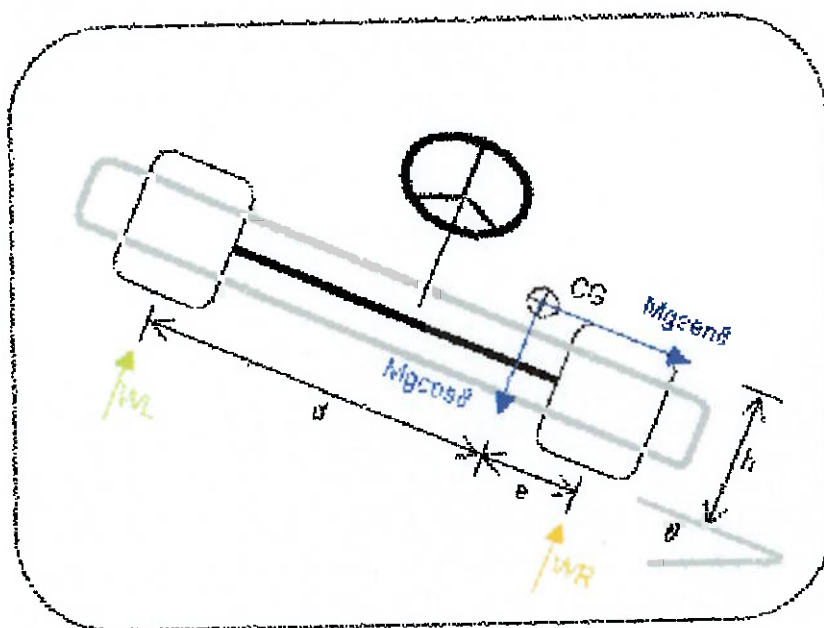


Fig. 4 - Croqui da vista traseira inclinada mostrando esforços e posição do CG.

Isolando h na equação (19) têm-se:

$$h = \frac{W_R \cdot (d + e) - (W_{Rs} + W_{Ls}) \cdot d \cdot \cos \theta}{(W_{Rs} + W_{Ls}) \cdot \sin \theta} \quad (20)$$

Lembrando que para este caso:

$$\theta = \arccos\left(\frac{W_L + W_R}{W_{Ls} + W_{Rs}}\right) \quad (21)$$

Tabela 1 - Resultado da pesquisa nos kartódromos.

Motor		Relação		Pneus		φ do eixo esp. (mm)	φ tubos do chassi / esp. (mm)
Marca/Modelo	Potência (CV)	Pinhão dia / dentes	Coroa dia / dentes	i	Diâmetro (mm) largura / D / d	Traseiro (mm) largura / D / d	
1 Honda	5,5	70	160	2,29	128 / 257 / 126,2	180 / 276 / 126,2	32 / 2
2 Honda	6,5	70	160	2,29	129 / 257 / 126,2	180 / 276 / 126,2	32 / 2
3 Honda	6,5	15	83	5,53	129 / 257 / 126,2	180 / 276 / 126,2	30 / 2
4 Honda	8,0	15	65	4,33	129 / 257 / 126,2	180 / 276 / 126,2	30 / 2
5 Honda	5,5	50	240	4,80	129 / 257 / 126,2	180 / 276 / 126,2	32 / 2
6 Honda	6,5	50	220	4,40	129 / 257 / 126,2	180 / 276 / 126,2	32 / 2

Chassi (mm)							Extensão (°) / voltas no volante
Largura Chassi/Total	Comprimento Chassi/Total	Entre eixos	Entre rodas	Largura do Encosto	Distância Encosto/volante	Distância pedal/encosto	
1 940 / 1100	1500 / 1700	1100	850	400	700	1000	35° / 1/4 de volta
2 940 / 1100	1500 / 1700	1100	850	400	700	1000	35° / 1/4 de volta
3 940 / 1170	1500 / 1880	1100	850	400	670	1060	35° / 1/4 de volta
4 940 / 1170	1500 / 1880	1100	850	400	670	1060	35° / 1/4 de volta
5 870 / 1180	1500 / 1800	1200	780	400	850	1040	35° / 1/4 de volta
6 870 / 1180	1500 / 1800	1200	780	400	850	1040	35° / 1/4 de volta

Inclinado							WD
WL	WR	Mtotal (kg)	d	e	θ	WL	
1 87	86	192	644,3	556,7	2,61	96	1100
2 96	96	192	550,0	550,0	2,61	97	1100
3 101	98	199	576,2	583,8	2,45	99	1170
4 106	103	209	576,6	583,4	2,45	104	1170
5 89	104	193	635,9	544,1	2,43	105	1180
6 89	104	193	635,9	544,1	2,43	105	1180

Plano					
Wf (kgf)	Wf (kgf)	Mtotal (kg)	b	c	L
1 66	124	190	1109,5	590,5	1700
2 67	124	191	1103,7	596,3	1700
3 68	110	199	1094,5	986,5	1800
4 93	116	209	1086,9	881,1	1880
5 74	125	199	1130,7	683,3	1800
6 73	125	198	1136,4	683,6	1800

2.1.2 Parâmetros de desempenho

Com os dados da pesquisa (ver Tabela 1) e aplicando o procedimento apresentado por Gillespie (1992). Pôde-se obter alguns parâmetros de desempenho dos karts estudados.

$$F_R = (M + M_R) \cdot a \quad (22)$$

$$\frac{T_m \cdot \eta_{tf} \cdot R_t}{r_{pneu}} - f_R \cdot M \cdot g = (M + M_R) \cdot a \quad (23)$$

$$a = \frac{\frac{T_m \cdot \eta_{tf} \cdot R_t}{r_{pneu}} - f_R \cdot M \cdot g}{M + M_R} \quad (24)$$

e

$$v_{\max} = \frac{n \cdot r_{pneu} \cdot 2\pi}{60 \cdot R_t} \quad (25)$$

onde,

a - Aceleração linear do kart;

f_R - Coeficiente de resistência ao rolamento;

F_R - Força resultante;

M_R - Massa equivalente às inércias rotacionais dos componentes do kart;

n - Rotação do motor (rpm);

r_{pneu} - Raio do pneu de tração;

R_t - Relação de transmissão;

T_m - Torque do motor;

η_{tf} - Rendimento do powertrain;

Os resultados obtidos para os karts da pesquisa estão mostrados na Tabela 2 a seguir:

Tabela 2 - Acelerações e velocidades máximas dos karts estudados.

	a_{\max} (m/s ²)	v_{\max} (km/h)
1	0,24	81,9
2	0,44	81,9
3	1,94	33,8
4	1,83	43,2
5	1,24	39,0
6	1,47	42,6

2.2 Seleção do Motor

2.2.1 Alternativas

Em veículos de competição a preocupação maior está no desempenho do veículo. Nestes veículos para se atingir o máximo desempenho sacrifica-se durabilidade, custo, consumo, emissões, etc. Deve-se priorizar neste tipo de veículo a aceleração. A aceleração de um veículo é proporcional a razão F_R/M deste veículo, mas F_R por sua vez é função do torque disponível para acelerar o veículo. O torque disponível é função da potência do motor e da relação de transmissão. Em geral os veículos possuem uma caixa de câmbio com muitas relações de transmissão, o que permite a eles um bom aproveitamento da potência do motor. Neste tipo de veículo, portanto deseja-se um motor com baixa relação peso/potência para maximizar F_R/M .

Karts são veículos de competição e, portanto devem utilizar motores com baixa relação peso/potência. Seguindo este critério os karts deveriam ser equipados com motores 2 tempos à gasolina, pois possuem a menor relação peso/potência. Estes motores em comparação com os de 4 tempos de mesma cilindrada tem o potencial de produzir o dobro de potência. Os motores de 2 tempos tem uma combustão a cada volta do virabrequim, além disso são de simples construção e por isso mais leves. E de fato são os motores empregados em campeonatos de karts. Os motores de 2 tempos apresentam também muitas desvantagens, como: baixa durabilidade, alto consumo e ser muito poluente. Isto os torna inadequados para as aplicações de kart de aluguel onde a alta durabilidade e o baixo consumo são essenciais. O motor de 4 tempos à gasolina por sua vez mostra maior durabilidade, menor consumo e ser menos poluente. Porém possui uma relação peso/potência maior.

Apesar de apresentar algumas desvantagens o motor de 4 tempos a gasolina é a melhor opção para equipar karts no segmento de karts de aluguel. Neste tipo de aplicação desempenho é importante, mas este deve ter um compromisso com o custo e a durabilidade do motor.

Os maiores fabricantes no Brasil de motores estacionários 4T à gasolina com eixo horizontal na faixa de potência de 5,0 à 13,0 cv são a Honda e a Branco. Estes dois fabricantes produzem produtos muito similares como pode ser visto no anexo A.

Os motores destes fabricantes que podem equipar karts nesta faixa de potência estão listados na Tabela 3 a seguir:

Tabela 3 - Motores Honda e Branco na faixa de potência entre 5 e 9 cv.

Alternativas	
Honda	Branco
5,5 cv	5,5 cv
6,5 cv	6,5 cv
8,0 cv	8,0 cv
9,0 cv	-

Os motores de 5,5 e 6,5 cv da Honda possuem a opção de serem comprados com embreagem centrífuga interna. Para os outros modelos é necessária a aquisição da embreagem separadamente.

2.2.2 Matriz de decisão

Os critérios utilizados na seleção do motor foram:

Custo – O custo do motor é o critério mais relevante para a seleção do motor em um projeto que visa baixo custo.

Torque – O torque e a variação do torque com a rotação são muito importantes no desempenho do kart. O torque influencia diretamente na aceleração do veículo e se deseja que ele seja o maior possível.

A variação do torque por sua vez está diretamente ligada à variação de aceleração do veículo. Deseja-se que a variação de torque do motor seja a menor possível propiciando ao usuário uma aceleração praticamente constante em toda faixa de rotação de funcionamento do motor.

Densidade de potência – A densidade de potência ou relação peso/potência está ligada à aceleração do veículo. Como já foi mencionado anteriormente esta relação é importante principalmente em veículos de competição com muitas marchas. No projeto do kart recreativo esta relação continua importante na seleção do motor, mas possui menor importância relativa.

Tabela 4 - Matriz de decisão do motor do kart.

Alternativas	Densidade de Potência			Custo			Torque				
	Massa (kg)	Peso / Potência (kg / cv)	Avaliação	Índice	Preço (R\$)	Avaliação	Índice	Torque (Nm)	Avaliação	Índice	Total
Honda 5,5 cv	15	2,7	9,0	2	984,20	8,4	5	10,9	5,7	3	77,1
Honda 5,5 cv c/ embreagem	16	2,9	8,5	2	2.023,50	4,1	5	10,9	5,7	3	54,4
Honda 5,5 cv	16	2,5	10,0	2	1.159,00	7,1	5	13,3	6,9	3	76,4
Honda 8,0 cv	25	3,1	7,9	2	1.734,59	4,8	5	17,1	8,9	3	66,3
Honda 9,0 cv	25	2,8	8,9	2	1.846,08	4,5	5	19,2	10,0	3	70,1
Branco 5,5 cv	15	2,7	9,0	2	826,50	10,0	5	11,0	5,7	3	85,2
Branco 6,5 cv	16	2,5	10,0	2	1.026,00	8,1	5	13,4	7,0	3	81,2
Branco 8,0 cv	25	3,1	7,9	2	1.439,25	5,7	5	16,8	8,8	3	70,7

2.2.3 Dados técnicos do motor escolhido

A matriz de decisão da Tabela 4 mostra como melhor alternativa o motor Branco de 5,5 cv, mas muito próximo desta alternativa esta o motor Branco 6,5 cv. A matriz de decisão é um instrumento de análise das alternativas organizado e imparcial. No entanto fornece apenas um indicativo da melhor solução a ser escolhida, a menos que uma alternativa se destaque cabe ao engenheiro a escolha da melhor alternativa. Na matriz da Tabela 4 duas alternativas se mostraram igualmente viáveis, os motores de 5,5 e 6,5 cv da Branco. Foi escolhido o motor de 6,5 cv da Branco para equipar o kart por apresentar maior toque e portanto maior aceleração. A aceleração do kart está ligada com a satisfação dos pilotos ao dirigir.

As figuras 5 e 6 trazem informações do motor selecionado fornecidas pelo fabricante Branco, respectivamente dados técnicos do motor e curvas de torque e potência.



Fig. 5 - Dados técnicos do motor selecionado.

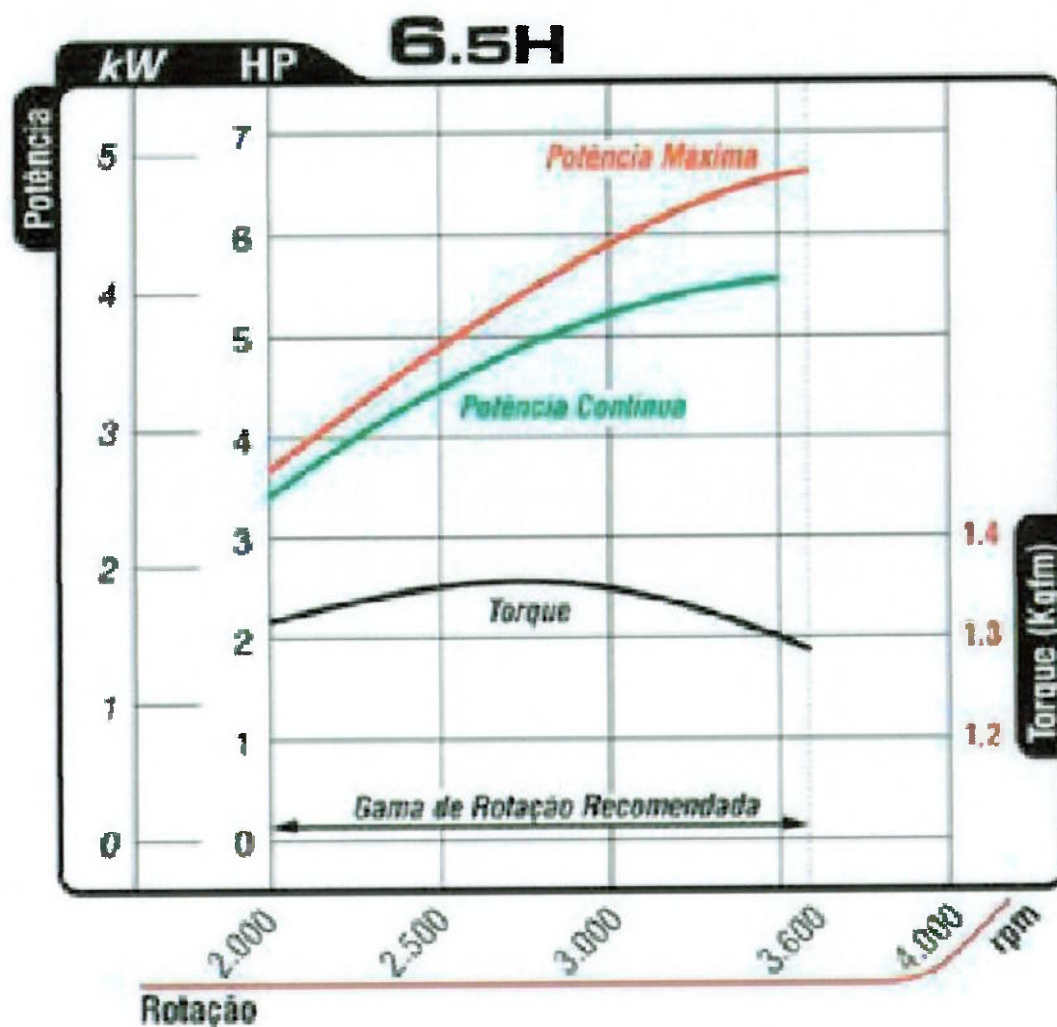


Fig. 6 - Curvas de torque e potência do motor selecionado.

2.2.4 Adaptações necessárias

Não é necessária nenhuma adaptação no motor para esta aplicação, apenas a instalação de uma embreagem centrífuga devido às condições de operação com paradas constantes causadas por choques contra as barreiras de pneus. Conjuntos de pneus são utilizados para formar o traçado das pistas e amortecer o choque quando o kart bate nas paredes do traçado. A Fig. 7 mostra uma embreagem centrífuga produzida pela Honda utilizada em karts desmontada. A embreagem é de construção muito simples composta de apenas 6 componentes. Seu princípio de funcionamento se baseia na força centrífuga que atua sobre peças girantes.

Se não existir rotação da embreagem (motor desligado), a embreagem é mantida retraída pelo cordão elástico (embreagem do centro da figura 7). Com o aumento da rotação do motor, maior é a força centrífuga atuante nas sapatas (prateado). As sapatas então se movimentam para fora sobre os pinos guias da estrutura interna (preta). Quando as sapatas se deslocam para fora tensionam a mola que tenta trazê-las novamente para o centro estabelecendo um equilíbrio. Até que em uma determinada rotação (aproximadamente 2000 rpm) a força centrífuga que pressiona a sapata contra a carcaça (dourada) é suficiente para transmitir o torque do motor para o restante da transmissão e ocorre o acoplamento.

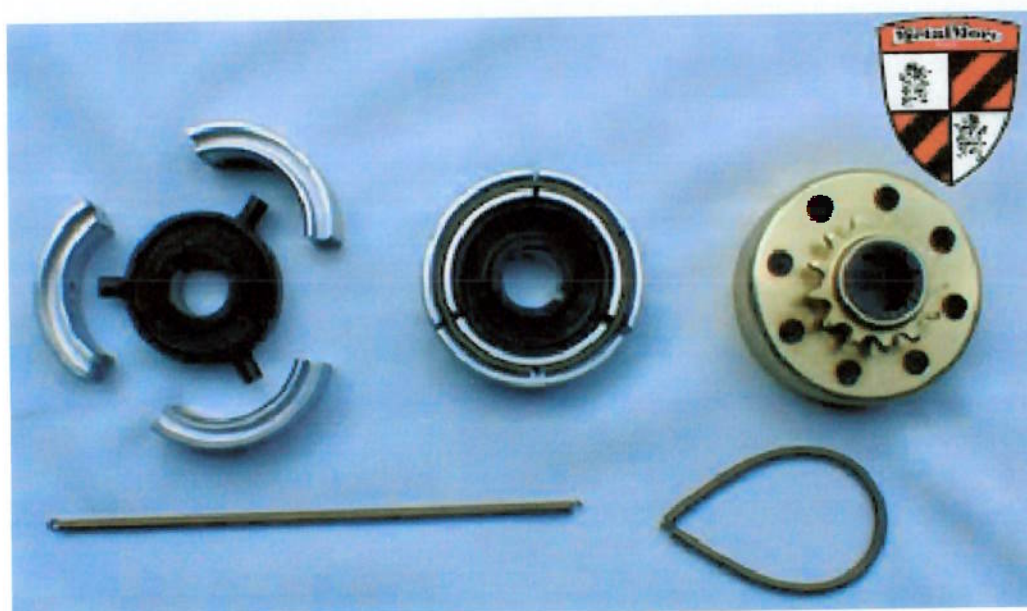


Fig. 7 - Embreagem centrífuga fabricada pela Honda.

2.3 Transmissão

2.3.1 Tipo de transmissão

A transmissão de potência do motor para o eixo será realizada através de correntes. As correntes têm como características uma razão de transmissão constante já que não apresentam deslizamento nem estiramento. Além disso, o rendimento da transmissão por corrente é elevado, superando os 96%.

Aa correntes apresentam longa vida e distância entre centros não fixada pela geometria das engrenagens.

2.3.2 Relação de transmissão

A relação de transmissão foi selecionada com auxílio do programa “Desempenho” em anexo. Para uma reta de 100 m obteve-se uma relação de transmissão mínima de 3,0. O programa calcula a relação de transmissão exata para se atingir a velocidade final quando termina a maior reta do circuito. Para a seleção da relação de transmissão foi adotado o comprimento de reta médio observado nos circuitos visitados. O leitor pode recalcular a relação de transmissão para adaptar o kart a seu circuito em particular. Esta relação é mínima porque de nada adiantaria uma relação de redução menor (maior velocidade final), se o circuito não possui retas longas o suficiente para se atingir esta velocidade. Adotando uma relação inferior a indicada pelo programa o kart está sacrificando aceleração sem conseguir atingir a velocidade final, e estaria com certeza fora de seu acerto ideal. A relação sugerida muito provavelmente não é a ideal, que deve ser um pouco superior a ela. Pois o cálculo não inclui o trajeto completo do circuito. Uma maneira de se chegar a relação ideal é testar o kart começando com a relação sugerida e ir aumentando gradativamente até quando se percebe que se atingiu o menor tempo possível do percurso. Na indisponibilidade de se realizar os testes recomenda-se adotar a relação sugerida pelo programa.

2.3.3 Seleção da corrente

Optou-se por usar as correntes do fabricante Daido com o padrão da norma ANSI.

Em geral as transmissões por correntes estão sujeitas à:

- Esforço de tração;
- Flexão em torno das engrenagens, principalmente no pinhão por ter diâmetro menor;
- Força centrífuga que se soma à carga da corrente;
- Impactos que ocorrem quando um elo faz contato com um dente de engrenagem, o que origina a maior parte do ruído de uma transmissão deste tipo;
- Efeito poligonal;

O efeito poligonal existe em qualquer transmissão por corrente, em maior ou menor grau dependendo do número de dentes do pinhão. Considerando, por exemplo, o rolete indicado pela letra A na Fig. 8. No primeiro instante quando ele acaba de se assentar na engrenagem está a uma distância vertical r_s da linha de centro. No instante seguinte após a engrenagem sofrer uma rotação de um ângulo η ele se encontra a uma distância r maior que r_s do centro. Se o pinhão gira com velocidade constante, esta variação de braços provoca uma variação na velocidade da corrente. Ou seja, uma aceleração que ocasiona uma força adicional sobre a corrente que deve ser suportada pelos dentes da engrenagem.

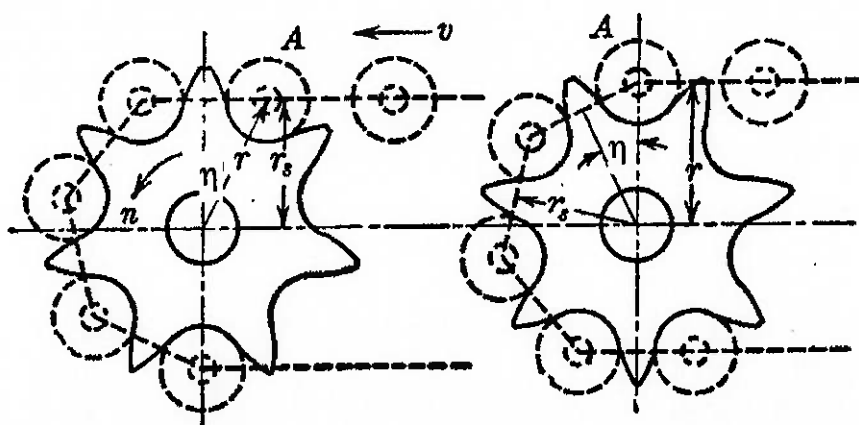


Fig. 8. - Efeito poligonal da transmissão por correntes para um pinhão de 7 dentes.

Observando a Fig. 8 é fácil perceber que:

$$r_s = r \cdot \cos \eta \quad (26)$$

onde,

r - Distância da linha de centro do rolete até a linha de centro do pinhão;

r_s - Distância da linha de ação da força de tração da corrente até o plano paralelo que passa pela linha de centro do pinhão;

η - Ângulo de articulação;

A variação do raio de ação da força de tração é dada por:

$$r - r_s = 1 - \cos \eta \quad (27)$$

A variação fica menor a medida que $\cos \eta$ se aproxima de 1, ou seja, η se aproxima de 0. Mas da trigonometria:

$$2\eta = \frac{90}{N_P} \quad (28)$$

onde,

N_P - Número de dentes do pinhão;

Logo η se aproxima de 0 quando N_P se aproxima de infinito. Ou seja, o efeito poligonal é característico da transmissão por corrente e não pode ser eliminado. Este efeito pode ser minimizado com o aumento do número de dentes do pinhão. Geralmente não são usados pinhões com menos de 7 dentes, e recomenda-se o uso de pinhões com pelo menos 16 dentes.

A Fig. 9 mostra um gráfico que ilustra a magnitude deste efeito em função do número de dentes do pinhão (no gráfico $\gamma/2 = \eta$).

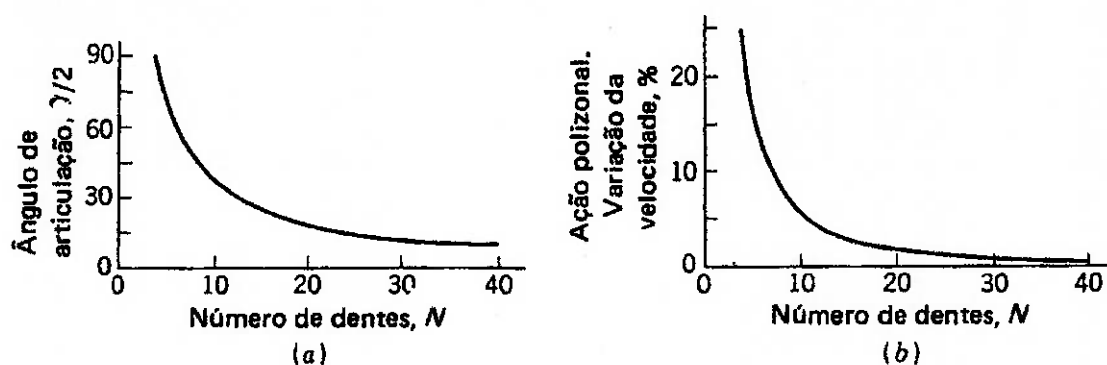


Fig. 9 - Gráfico do efeito do número de dentes na variação de velocidade.

Adotou-se neste projeto 15 dentes para o pinhão da transmissão para reduzir o efeito poligonal sem aumentar muito o diâmetro do pinhão. É importante que as engrenagens sejam as menores possíveis, desta maneira possuem inércias menores que resultam em maior aceleração para o kart.

No cálculo da corrente introduz-se um fator de serviço que deve ser aplicado conforme a Tabela 5 fornecida pelo fabricante. Este fator considera outros esforços que a corrente está sujeita.

Tabela 5 - Fator de serviço (F_s).

Característica do Maquinário	Tipo de Motor		
	Motor Elétrico ou Turbina	Motores Combustíveis	
		Combustão Interna Trans. Hid.	Combustão Interna Trans. Mec.
Constante: Transportadores com carga constante, agitadores de líquido, misturadores, bombas centrífugas e alimentadores.	1,0	1,0	1,2
Meio Impulsivo: Transportadores com carga irregular, máquinas operatrizes em geral, compressoras, máquinas para construção em geral, fornos automáticos, secadores, esmagadores, máquinas para fabricação de papel e trefilados.	1,3	1,2	1,4
Bastante Impulsivo: Equipamentos de elevação de peso, prensas, britadores, perfuratrizes, laminadores, equipamentos para obras civis, minas em geral, rotocultivadores e trituradores de material duro.	1,5	1,4	1,7

A corrente do kart está sujeita a acelerações e desacelerações constantes, mas a massa do kart é pequena resultando em impulsos não tão grandes. O kart opera poucas horas por dia, justificando um fator de serviço de 1,4.

A potência de projeto deve ser, portanto:

$$P_p = P_m \cdot F_s = 6,8 kW \quad (29)$$

onde,

F_s - Fator de serviço;

P_m - Potência do motor;

P_p - Potência de projeto;

O gráfico da Fig. 10 fornece a capacidade de potência para correntes de fileiras simples, duplas e triplas em função da rotação e número de dentes do pinhão. Para uma corrente simples transmitindo uma potência de projeto de 6,8 kW, com rotação do pinhão de 2000 rpm o gráfico do fabricante recomenda utilizar correntes DID 40 (ANSI 40) e um número entre 15 e 19 dentes no pinhão.

Correntes são fabricadas em aço e possuem massa específica considerável. A força centrífuga resultante sobre os elos é elevada. Esta força além de impor um esforço adicional sobre a corrente também contribui para que ela se solte durante o

funcionamento. Por este motivo este tipo de transmissão não é indicado para uso em velocidades acima de 2000 rpm (valor limite do gráfico da Fig. 10).

Para verificar se a corrente resiste aos esforços a uma velocidade de 3600 rpm, deve-se analisar se a força atuante na corrente é inferior a força máxima recomendada pelo fabricante.

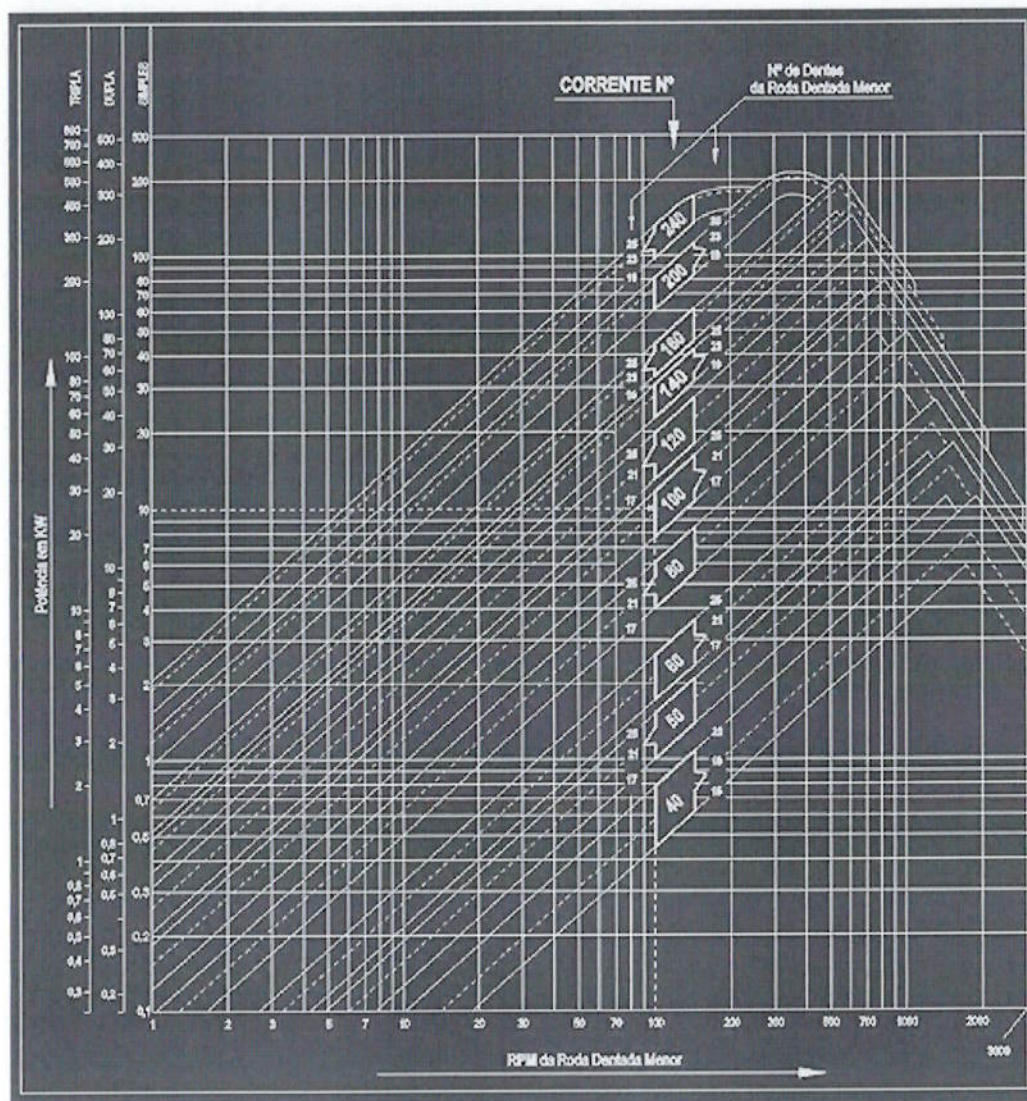


Fig. 10 - Gráfico de seleção da corrente em função da potência de projeto, número de dentes e rotação do pinhão. O gráfico se baseia em vidas de 15.000 horas obtidas para correntes de 100 elos.

Da Tabela 6 a força máxima admissível é $F_{\max} = 320 \text{ kgf}$. Para transmitir a potência de 6,8 kW à 3600 rpm com um pinhão de diâmetro primitivo de 61,08 mm. A corrente está sujeita a um esforço de tração de:

$$F_T = \frac{60 \cdot P_p}{\pi \cdot n \cdot d_p} = 590,62 \text{ N} = 60,27 \text{ kgf} \quad (30)$$

onde,

d_p - Diâmetro do pinhão;

F_T - Força de tração na corrente;

O esforço de tração na corrente calculado é mais de 5 vezes inferior ao esforço máximo admissível. A corrente selecionada é adequada para a aplicação, devendo obter uma vida longa em fadiga mesmo operando fora da faixa de rotações recomendada.

Devido a limitações de espaço imposta pelo chassis do kart a distância entre centros das engrenagens é de $CP = 279,3 \text{ mm}$ ou 22 elos.

O comprimento da corrente total em número de elos (LP) é dado por:

$$LP = \frac{N_p + N_c}{2} + 2 \cdot \frac{CP}{P} + \frac{P \cdot (N_c - N_p)^2}{2 \cdot \pi \cdot CP} \quad (31)$$

onde,

CP - Distância entre os centros do pinhão e da coroa;

LP - Comprimento da corrente em número de elos;

N_c - Número de dentes da coroa;

P - Passo da corrente;

A equação (31) resulta em um comprimento de 80,51 elos para corrente. Uma corrente sempre que possível deve possuir um número par de elos dispensando assim a necessidade de um elo mestre. Adotou-se então o comprimento da corrente como 80 elos, que é o número par inteiro mais próximo do valor calculado.

2.3.4 Engrenagens

As engrenagens utilizadas serão do fabricante Daido, o mesmo fabricante da corrente. O fabricante fornece 6 tipos diferentes de construção das engrenagens, dos quais os mais utilizados são os tipos 1, 2, 3 e 4 mostrados na Fig. 11. Optou-se por utilizar as engrenagens de tipo 2 e 4 que já vem com o cubo, reduzindo assim o custo da aquisição do cubo em separado. O fato da engrenagem já ter o cubo introduz uma desvantagem, pois se acontecer uma quebra da engrenagem deve-se desmontar o eixo para substituí-la.

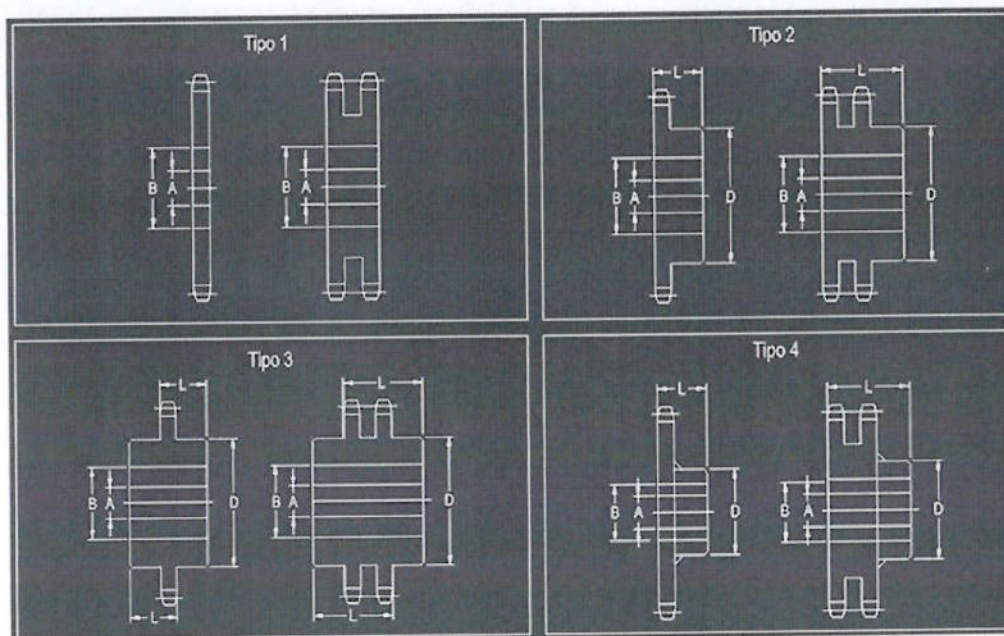


Fig. 11 - Engrenagens fornecidas pela Daido tipos 1, 2, 3 e 4.

2.3.4.1 Pinhão

O pinhão selecionado DID 14015A2 tem 15 dentes, diâmetro primitivo de 61,08 mm e demais dimensões conforme a Tabela 7. A engrenagem vem com um furo guia de diâmetro A que pode ser aumentado até B, conforme indicado na Fig. 12.

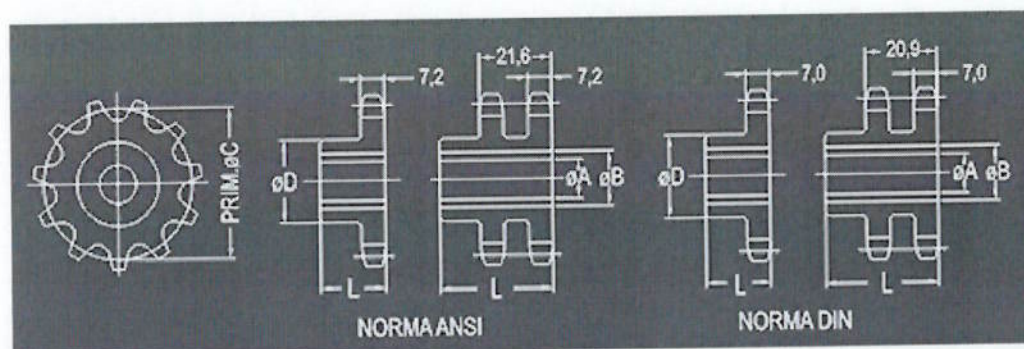


Fig. 12 - Dimensões das engrenagens.

Tabela 7 - Dimensões do pinhão.

Z	ø	SIMPLES						DUPLA					
		DID	A	B	D	L	Tipos	DID	A	B	D	L	Tipos
014	57,07	14014	12	29	43	26	1,2,3	24014	12	29	43	30	1,2,3
015	61,08	14015	12	31	47	26	1,2,3	24015	12	31	47	30	1,2,3
016	65,10	14016	17	34	51	25	1,2,3	24016	17	34	51	30	1,2,3

O pinhão deve ser usinado para um diâmetro interno de 19,08 mm.

2.3.4.2 Coroa

A coroa selecionado DID 14045A4 é do tipo 4 tem 45 dentes, diâmetro primitivo de 182,06 mm e demais dimensões conforme a Tabela 8.

Tabela 8 - Dimensões da coroa.

Z	ø	SIMPLES						DUPLA					
		DID	A	B	D	L	Tipos	DID	A	B	D	L	Tipos
045	182,06	14045	20	57	86	36	1,4,5	24045	20	57	86	46	1,4,5
048	194,14	14048	25	57	86	36	1,4,5	24048	25	57	86	46	1,4,5
054	218,42	14054	25	57	86	36	1,4,5	24054	25	57	86	46	1,4,5
057	230,54	14057	25	65	98	36	1,4,5	24057	25	65	98	46	1,4,5

2.4 Grupo de Extremidade

2.4.1 Pneu

O pneu é um dos principais elementos de segurança do veículo. É o único elo de ligação entre o veículo e o solo. Todas as forças aplicadas sobre o veículo, e que o veículo aplica no solo passam pelo pneu. As funções básicas do pneu são essencialmente:

- Suportar a carga vertical e amortecer oscilações da pista;
- Transmitir esforços longitudinais de aceleração e frenagem;
- Transmitir esforços laterais em curvas;

A primeira função citada é ainda mais importante em pneus para kart. Os karts por não possuírem suspensão exigem que os pneus juntamente com o chassi exerçam o papel de suspensão do veículo.

Como visto, os karts possuem tração traseira e seu centro de massa mais deslocado para a parte de trás do veículo. Esta posição do centro de massa transfere a maior parte do peso para as rodas traseiras. A maior carga sobre os pneus traseiros e o fato deles serem os responsáveis por transmitir os esforços de tração e frenagem são alguns dos motivos para possuírem diâmetro e largura maiores.

Os fabricantes que tem seus pneus para kart homologados pela CIK são:

Fabricante / Marca	País
MG Pneus	Brasil
Continental AG	Alemanha
Vega	França / Itália
LeCont	Itália
MRF	Índia
Bridgestone	Japão
Dunlop	Japão
Maxxis	Taiwan

Dos fabricantes listados, o que tem seu produto mais difundido e acessível no mercado brasileiro é a MG Pneus equipando todos os karts da pesquisa.

Pneus com a mesma estrutura interna são fornecidos por fabricantes com compostos diferentes para diversos tipos de aplicações. Estes pneus recebem códigos dos fabricantes para identificar o composto. A Bridgestone, por exemplo, tem seus compostos assim distribuídos num gráfico de aderência *versus* desgaste.

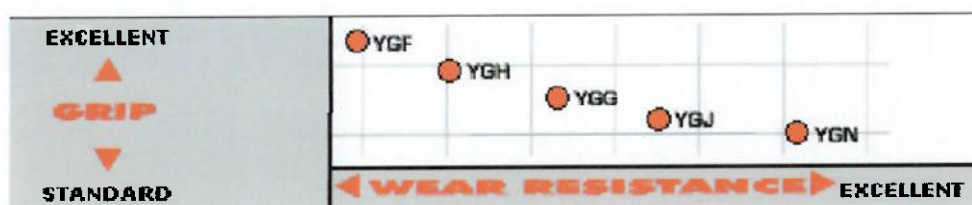


Fig. 13 - Gráfico mostrando aderência x desgaste para os compostos da Bridgestone.

O gráfico da Fig. 13 mostra apenas os compostos da Bridgestone, mas seu comportamento pode ser estendido para os demais fabricantes. Nele pode-se observar um compromisso entre aderência e desgaste. Quanto maior a aderência maior é o desgaste e menor a vida do pneu. Para a aplicação de aluguel a prioridade é dada para uma longa vida do pneu, optou-se então por um composto mais duro sacrificando um pouco de aderência.

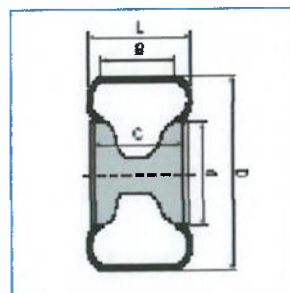
O fabricante escolhido fornece pneus com diversos compostos (ver Fig. 14), inclusive um especial para aplicações de kart de aluguel. Como visto na pesquisa este pneu, o MG IR (azul), é empregado em todos os karts estudados. A opção foi feita por este pneu, por ser o pneu com maior vida fornecido pelo fabricante e pela dificuldade de se comprar no Brasil produtos de outros fabricantes.



Fig. 14 - Linha de pneus fabricados pela MG.

A Fig. 15 mostra os dados técnicos do pneu selecionado.

Modelo / Type	IR	IR
Homologação 2005/2007 Homologation 2005/2007	-	-
Medida Size	10 x 4.20 - 5	11 x 6.00 - 5
Dureza Shore A ± 5 (DIN53505) ¹⁾ Hardness Shore A ± 5 (DIN53505) ¹⁾	74	74
L (mm) ± 10	129	180
B (mm) ± 10	92	130
C (mm) ± 5	120	170
d (mm) $\pm 1,2$	126.2	126.2
D (mm) ± 10	257	276
Pressão Sugerida ²⁾ Recommended Air Pressure ²⁾	BAR ± 0.2 PSI ± 3.0	1.1 16
Pressão Máxima Maximum Air Pressure	BAR PSI	4.0 60
Velocidade Máxima Maximum Speed	Km/h Mph	160 100



(1) Os testes de dureza são feitos com temperaturas de 23°C \pm 2 e umidade 55% \pm 5
The hardness tests are made with 23°C \pm 2 temperature and humidity 55% \pm 5
Los tests de dureza son hechos con temperatura de 23°C \pm 2 y humedad 55% \pm 5

(2) Com o pneu aquecido
With hot tire
Con cubierta en caliente

Fig. 15 - Dados técnicos dos pneus MG IR.

Um jogo completo de Pneus MG IR novos custam em média R\$ 300,00.

2.4.2 Roda e cubo de roda

As rodas de kart são fabricadas geralmente de ligas de alumínio ou magnésio para terem uma inércia menor. São fabricadas também em diversos tamanhos para se ajustarem a diferentes larguras de pneus. Os pneus selecionados utilizam rodas de 5" (127 mm) e comprimento 120 mm para os pneus dianteiro e 170 mm para os traseiros.

As rodas dianteiras são montadas diretamente na manga de eixo sobre rolamentos de esferas e fixadas por uma porca na ponta de eixo. As rodas traseiras são montadas sobre cubos e fixadas ao cubo por três parafusos. O torque do motor é transmitido ao cubo através de uma chaveta.

A Fig. 16 mostra algumas rodas fabricadas pela Metalmoro e a Fig. 17 os cubos correspondentes das rodas traseiras.



Fig. 16 - Rodas dianteiras e traseiras fabricadas pela Metalmoro para diversos tamanhos de pneus.



Fig. 17 - Diversos tamanhos de cubo de roda traseiro fabricados pela Metalmoro.

2.4.3 Freio

O sistema de freio nos karts é bem simples. Através do acionamento do pedal de freio, a força é transferida através do cabo de freio até a pinça. A pinça pressiona as pastilhas contra o disco de freio fixado no eixo traseiro do kart. Com isso o eixo traseiro é freado e como consequência o kart.

A posição do freio na parte traseira do veículo é aparentemente equivocada, pois quando se freia se transfere peso para as rodas da frente. Esta posição se justifica pelo fato do centro de massa do kart estar muito mais próximo do eixo traseiro e sua altura ser muito pequena, cerca de 200 mm. Estes 2 fatores combinados fazem com que mesmo durante desacelerações bruscas a maior parte da carga ainda esteja sobre o eixo traseiro.

Nos modelos de kart comercializados é necessária a compra do disco de freio, do cubo do disco de freio, da chaveta e da pinça de freio para compor o sistema de freio.

Neste projeto será aproveitada a própria coroa da transmissão como “disco de freio” eliminando assim:

- Gastos com o cubo, disco de freio e chaveta;
- Inércias rotacionais;
- Concentração de tensões no eixo;
- Massa;

Para fazer esta adaptação é necessário redimensionar o freio completamente, uma vez que as pinças atuais não são apropriadas para esta aplicação. O sistema é puramente mecânico, então o primeiro passo é determinar quanto de força o usuário consegue aplicar confortavelmente no pedal.

Um ser humano adulto segundo Provenza (1996) consegue aplicar um esforço de maneira confortável de 20 kgf com uma perna. Este esforço é multiplicado pela relação de alavanca do pedal de freio que vale 4, resultando em uma força no cabo de freio (F_{Pedal}) de 80 kgf.

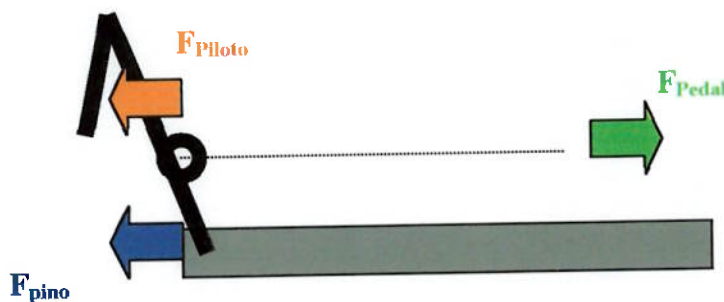


Fig. 18 - Forças atuantes no pedal de freio.

A força de cisalhamento sobre o pino que articula o pedal é dada por:

$$F_{\text{pino}} = F_{\text{pedal}} - F_{\text{piloto}} = 60\text{kgf} \quad (32)$$

onde,

F_{pedal} - Força de tração que o pedal aplica no cabo de freio;

F_{piloto} - Força que o piloto aplica no pedal de freio;

F_{pino} - Força de cisalhamento sobre o pino de articulação do pedal de freio;

A força de acionamento da pinça de freio está limitada a 80 kgf. Para calcular a relação dos braços de alavanca na pinça é necessário calcular qual é a força que a pastilha necessita aplicar sobre o disco para transmitir o torque de frenagem. Para isso é necessário determinar primeiro o torque de frenagem necessário, a geometria e o material da pastilha.

O torque de frenagem máximo ocorre no limite de escorregamento do pneu com a pista, e pode ser calculado por:

$$T_{b \max} = F_{b \max} \cdot r_{\text{pneu}} \quad (33)$$

onde,

$F_{b \max}$ - Força limite de frenagem que os pneus transmitem a pista;

$T_{b \max}$ - Torque máximo de frenagem;

Onde $F_{b \max}$ é a força máxima de atrito com o solo durante a frenagem e pode ser determinada por:

$$F_{b \max} = W_{rb} \cdot \mu \quad (34)$$

$$W_{rb} = M \cdot g \cdot \left(\frac{b}{L} - \frac{F_{b \max} \cdot h}{M \cdot g \cdot L} \right) \quad (35)$$

onde,

W_{rb} - Reação nas rodas traseiras durante a frenagem;

L - Distância entre eixos do kart;

μ - Coeficiente de atrito entre pneu e pista;

Resolvendo o sistema para $F_{b \max}$, têm-se:

$$F_{b \max} = \frac{\frac{\mu \cdot M \cdot g \cdot b}{L}}{1 + \mu \cdot \frac{h}{L}} \quad (36)$$

e

$$D_{b\max} = \frac{F_{b\max}}{M} = \frac{\frac{\mu \cdot g \cdot b}{L}}{1 + \mu \cdot \frac{h}{L}} \quad (37)$$

onde,

$D_{b\max}$ - Máxima desaceleração do kart;

Substituindo a equação (36) em (33) obtêm-se a fórmula para o torque máximo de frenagem.

$$T_{b\max} = \frac{\frac{\mu \cdot W \cdot b}{L}}{1 + \mu \cdot \frac{h}{L}} \cdot r_{pneu} \quad (38)$$

Mas do equilíbrio $T_{b\max}$ também pode ser escrito em função da força de atrito da pastilha com o disco. A força de atrito da pastilha é função da geometria e do material da pastilha. Escolheu-se a pastilha da moto Honda CG 150 Titan ESD (Fig. 20) para ser utilizada neste projeto. A pastilha possui as seguintes dimensões:

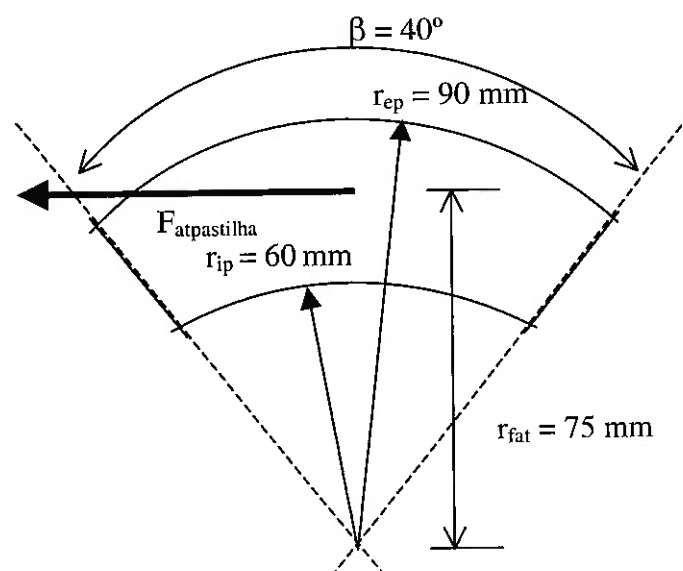


Fig. 19 - Croqui de forças e geometria de uma pastilha de freio.

FJ 780

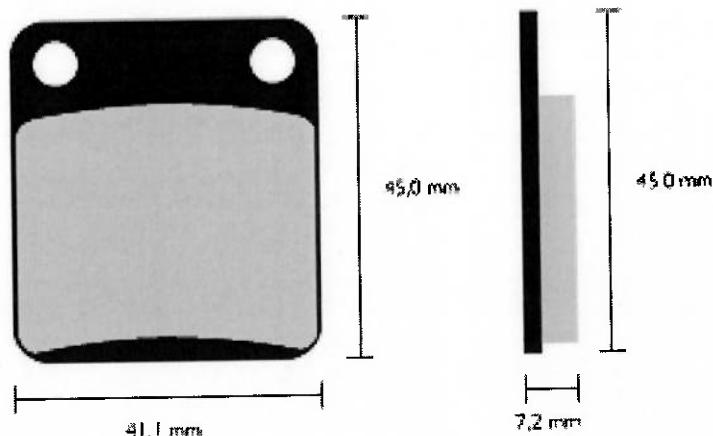


Fig. 20 - Pastilha Fischer FJ 780 utilizada na Honda CG 150 Titan ESD.

Para o cálculo do torque de frenagem será admitido o modelo de desgaste uniforme da pastilha, que segundo Juvinall; Marshek (1999) é o mais adequado ao longo da maior parte da vida útil da pastilha. Seguindo este modelo uma pastilha nova vai ter um grande desgaste no raio externo, e após este desgaste inicial a pastilha tende a apresentar um desgaste uniforme. O desgaste uniforme é resultado de uma solicitação uniforme da pastilha, ou seja, o produto $p \cdot r$ é constante:

$$p \cdot r = C \quad (39)$$

A pressão máxima ocorre no menor raio de contato, pode-se escrever então:

$$p \cdot r = C = p_{\max} \cdot r_{ip} \quad (40)$$

onde,

p_{\max} - Pressão máxima admissível do material da pastilha;

r_{ip} - Raio menor da pastilha de freio;

O valor de p_{\max} depende do material da pastilha, a Tabela 9 mostra o valor de p_{\max} para os materiais mais comuns.

Tabela 9 - Características dos materiais utilizados em pastilhas de freio retirada de Juvinal; Marshak (1999).

Friction Material	Dynamic Friction Coefficient f	Maximum Pressure		Maximum Bulk Temperature
		psi	kPa	°F
Molded	0.25–0.45	150–300	1030–2070	400–500
Woven	0.25–0.45	50–100	345–690	400–500
Sintered metal	0.15–0.45	150–300	1030–2070	450–1250
Cork	0.30–0.50	8–14	55–95	180
Wood	0.20–0.30	50–90	345–620	200
Cast iron, hard steel	0.15–0.25	100–250	690–1720	500

A força de aperto da pastilha pode ser obtida integrando a distribuição de pressões ao longo de toda a pastilha.

$$F = \int_A p \cdot dA = \int_{r_{ip}}^{r_{ep}} p \cdot r \cdot dr \int_0^\beta d\beta \quad (41)$$

Mas o produto $p \cdot r = C = p_{\max} \cdot r_{ip}$, logo:

$$F = \int_{r_{ip}}^{r_{ep}} p_{\max} \cdot r_{ip} \cdot \beta \cdot dr = \beta \cdot p_{\max} \cdot r_{ip} \cdot (r_{ep} - r_{ip}) \quad (42)$$

onde,

F - Força de compressão da pastilha;

r_{ep} - Raio maior da pastilha de freio;

β - Ângulo da pastilha de freio (ver figura 19);

O torque transmitido pode ser obtido por integração de (43):

$$dT_b = \beta \cdot p_{\max} \cdot r_{ip} \cdot f \cdot r \cdot dr \quad (43)$$

$$T_b = \int_{r_{ip}}^{r_{ep}} \beta \cdot p_{\max} \cdot r_{ip} \cdot f \cdot r \cdot dr = \frac{\beta}{2} \cdot p_{\max} \cdot r_{ip} \cdot f \cdot (r_{ep}^2 - r_{ip}^2) \quad (44)$$

onde,

f - Coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco;

T_b - Torque de frenagem;

Substituindo (42) em (44) obtêm-se a expressão para o torque de frenagem em função da força aplicada na pastilha.

$$T_b = F \cdot f \cdot \frac{(r_{ep} + r_{ip})}{2} = F \cdot f \cdot r_{fat} \Rightarrow F = \frac{T_b}{r_{fat} \cdot f} \quad (45)$$

onde,

$$r_{fat} = \frac{(r_{ep} + r_{ip})}{2} \text{ é o raio médio da pastilha;}$$

Substituindo a expressão para T_{bmax} obtida em (38) e lembrando que são utilizadas duas pastilhas idênticas, têm-se:

$$F = \frac{\frac{\mu \cdot W \cdot b}{L}}{(1 + \mu \cdot \frac{h}{L}) \cdot r_{fat} \cdot f} \cdot \frac{r_{pneu}}{2} \quad (46)$$

A força F que a pastilha aplica sobre o disco deve ser numericamente igual a multiplicação da força que chega do pedal pela relação de alavanca. A Fig. 21 mostra um desenho esquemático da pinça de freio.

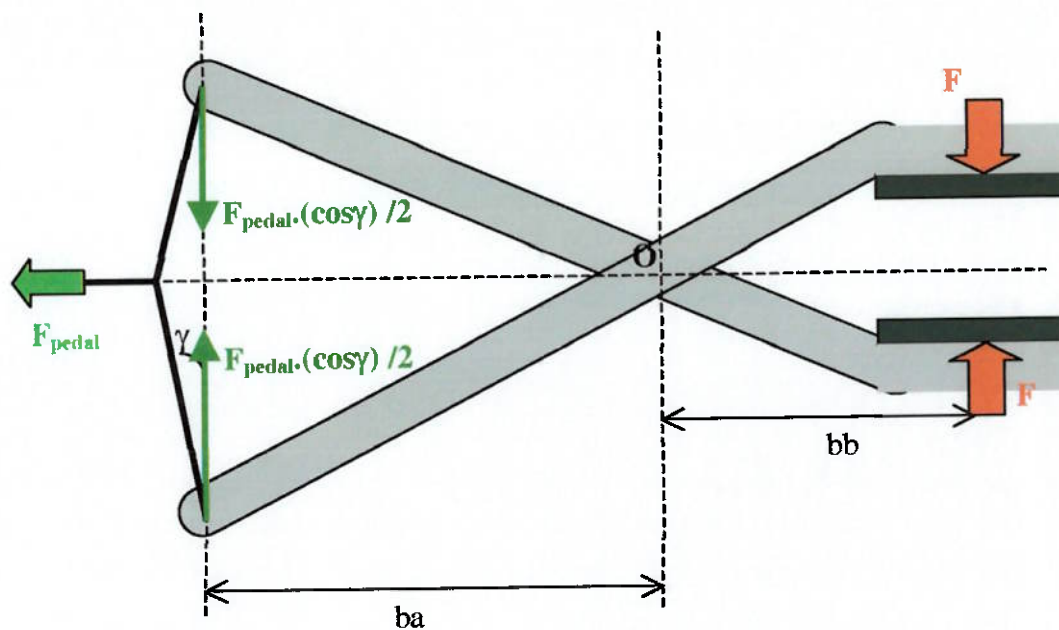


Fig. 21 - Croqui da pinça de freio.

Fazendo $\sum M^O = 0$, têm-se a relação:

$$F \cdot bb = \frac{F_{pedal}}{2} \cdot \cos \gamma \cdot ba \Rightarrow F_{pedal} = 2 \cdot F \cdot \frac{bb}{ba} \cdot \frac{1}{\cos \gamma} \quad (47)$$

onde,

ba - Distância do ponto de articulação da pinça de freio até o ponto de aplicação da força do pedal;

bb - Distância do ponto de articulação da pinça de freio até o ponto de aplicação da força de compressão das pastilhas;

γ - Ângulo formado pelo cabo de freio esticado e a linha de ação da força F;

Substituindo a expressão obtida para F em (46) e isolando a relação da alavanca, obtêm-se:

$$\frac{bb}{ba} = \frac{\cos \gamma \cdot F_{pedal} \cdot (1 + \mu \cdot \frac{h}{L}) \cdot r_{fat} \cdot f}{\frac{\mu \cdot W \cdot b}{L} \cdot r} \Rightarrow \frac{ba}{bb} = 4,76 \quad (48)$$

Com esta relação de braços, obtêm-se:

$$F = 1836N \Rightarrow p = 1460kPa < p_{max}$$

2.5 Previsão de Desempenho

A previsão de desempenho foi feita utilizando a posição do CG e a massa média dos karts da pesquisa equipados com os componentes já selecionados. Estes valores estão listados na tabela a seguir:

Posição do CG:	
b (mm)	650
c (mm)	450
h (mm)	190
L (mm)	1100

A massa do kart considerando um piloto de 76 kg é de 190 kg.

2.5.1 Aceleração

Durante a aceleração não apenas o kart deve ser acelerado, mas também suas partes rotativas. O torque gasto para acelerar as peças rotativas reduz a força disponível para vencer a resistência ao avanço e acelerar o veículo. A força disponível para acelerar o kart é dada por:

$$F_{\text{disponível}} = \frac{T_m \cdot R_t \cdot \eta_{tf}}{r_{\text{pneu}}} - (I_g + I_{\text{eixo}} + I_w + I_{\text{pneu}} + (I_e + I_c + I_p) \cdot R_t^2) \cdot \frac{\alpha_{\text{eixo}}}{r_{\text{pneu}}} \quad (49)$$

onde,

$F_{\text{disponível}}$ - Força disponível para acelerar o kart;

I_c - Inércia rotacional da embreagem;

I_e - Inércia rotacional do motor;

I_{eixo} - Inércia rotacional do eixo traseiro;

I_g - Inércia rotacional da coroa;

I_p - Inércia rotacional do pinhão;

I_{pneu} - Inércia rotacional do pneu traseiro;

I_w - Inércia rotacional da roda traseira;

α_{eixo} - Aceleração angular do eixo traseiro;

Definindo a parcela correspondente a inércia rotacional dos componentes na equação (49) como a massa rotacional equivalente (M_R), pode-se escrever:

$$F_{disponivel} = \frac{T_m \cdot R_t \cdot \eta_{tf}}{r_{pneu}} - M_R \cdot a \quad (50)$$

$$M_R = (I_g + I_{eixo} + I_w + I_{pneu} + (I_e + I_c + I_p) \cdot R_t^2) \cdot \frac{1}{r_{pneu}^2} \quad (51)$$

onde,

M_R - Massa equivalente às inércias rotacionais dos componentes do kart;

Aplicando o teorema da resultante sobre o kart, têm-se:

$$F_{disponivel} - R_a = M \cdot a \quad (52)$$

onde,

R_a - Resistência total ao avanço;

As forças resistivas surgem devido ao arrasto aerodinâmico, resistência ao rolamento e a forças de ladeira. Para o kart a força aerodinâmica é praticamente desprezível devido às pequenas velocidades e área frontal. A resistência ao avanço total R_a é dada apenas por:

$$R_a = R_r + R_l = f_r \cdot M \cdot g + M \cdot g \cdot \sin \theta \quad (53)$$

onde,

R_l - Resistência ao avanço devido à inclinação da pista;

R_r - Resistência ao avanço de rolamento;

Substituindo (53) e (50) em (52) têm-se uma expressão para o cálculo da aceleração do kart:

$$a = \frac{\frac{T_m \cdot R_t \cdot \eta_{if}}{r_{pneu}} - f_r \cdot M \cdot g - M \cdot g \cdot \sin \theta}{M + M_R} \quad (54)$$

Resolvendo a equação (54) para a curva de torque do motor escolhido com a relação escolhida foi possível traçar o perfil de aceleração do kart.

A aceleração máxima do kart equipado com motor Branco 6,5 cv e redução de 3 vezes obtida foi 1,35 m/s².

A força limite de tração dos pneus é dada por:

$$F_{\text{lim tração}} = \frac{\frac{\mu \cdot W \cdot b}{L}}{1 - \mu \cdot \frac{h}{L}} = 1250,4 N \quad (55)$$

Esta força corresponde a uma aceleração limite de tração de:

$$a_{\text{lim tração}} = \frac{F_{\text{lim tração}}}{M} = 6,58 \frac{m}{s^2} \quad (56)$$

2.5.2 Frenagem

O modelo adotado para o cálculo do desempenho de frenagem foi o de desaceleração constante. Para o cálculo foi utilizada a força máxima de frenagem $F_{b\max}$ calculada com a equação (36). Este modelo é razoável, porque apesar do kart não possuir nenhum sistema que garanta a operação do freio no ponto ótimo (limite de desaceleração). O veículo é dirigido por pilotos durante várias voltas na mesma pista. É razoável supor que estes pilotos aprendam a utilizar o freio em seu ponto ideal ou muito próximo dele.

2.5.2.1 Distância percorrida durante a frenagem

Os valores de força máxima de frenagem e desaceleração máxima obtidos para o kart estão mostrados abaixo. Estes valores serão utilizados no cálculo de desempenho de frenagem.

$$F_{b\max} = 897,9N$$

$$D_{b\max} = 4,73 \frac{m}{s^2}$$

Para o modelo de desaceleração constante a distância percorrida durante a frenagem pode ser calculada por:

$$X = \frac{V_0^2 - V_f^2}{2 \cdot D_{b\max}} \quad (57)$$

onde,

X - Distância percorrida durante a frenagem;

V_0 - Velocidade no início da frenagem;

V_f - Velocidade após a frenagem;

A Tabela 10 mostra os valores de distâncias de parada obtidos para frear o kart com velocidade inicial V_0 .

Tabela 10 - Distância de parada do kart para várias velocidades iniciais.

V_0 (km/h)	Distância de parada (m)
50	20,41
40	13,06
30	7,35
20	3,27

2.5.2.2 Tempo de acionamento do freio

O tempo de acionamento dos freios para o modelo de desaceleração constante é dado por:

$$t_{\text{freios}} = \frac{V_0 - V_f}{D_{b \max}} \quad (58)$$

O tempo de parada para várias velocidades do kart é mostrado na Tabela 11 a seguir.

Tabela 11 - Tempo de acionamento dos freios necessário para parar o kart para diversas velocidades iniciais.

V_0 (km/h)	Tempo de acionamento dos freios (s)
50	2,94
40	2,35
30	1,76
20	1,18

2.5.3 Velocidade final

A velocidade final obtida para um kart com motor de 6,5cv da Branco e relação de transmissão igual a 3,00 é de 62,4 km/h

2.5.4 Tempo de aceleração até a velocidade final

Para o cálculo do tempo de aceleração foi utilizada a hipótese de movimento uniformemente variado entre os pontos que foram calculadas as acelerações. O intervalo de cálculo escolhido foi de 100 rpm, totalizando 16 valores. A hipótese é razoável porque o intervalo é pequeno e a aceleração pouco varia ao longo da faixa de operação do motor.

Ressalta-se, contudo que este método fornece resultados razoáveis apenas acima de uma certa redução (acima de 5,00), isto porque não foi incluído no cálculo um modelo matemático do acoplamento da embreagem centrífuga. O acoplamento da embreagem foi assumido como instantâneo, ou seja, sem escorregamento. O que é razoável se o kart está com velocidade baixa no momento do acoplamento. Como o acoplamento sempre ocorre ao redor de 2000 rpm, deve-se ter uma redução relativamente alta para isso acontecer.

O resultado do programa para uma relação de transmissão de 3,00 e motor de 6,5 cv é uma velocidade final de 62,4 km/h em 5,83 s.

2.6 Sistema de Direção

2.6.1 Requisitos do sistema de direção

Depois de determinado o comportamento dinâmico do veículo e feita a pré-seleção dos componentes do powertrain. É necessário realizar o projeto de um sistema de direção e um chassis para o kart. O chassis do kart deve ser capaz de unir todos os componentes do kart na melhor configuração possível.

No kart o sistema de direção tem uma importância ainda maior que nos veículos comuns para o desempenho em curvas. Ele deve ser capaz de desempenhar todas as funções básicas de um sistema de direção que são:

- Responder ao comando do piloto
- Virar as rodas de maneira adequada (as rodas precisam ter diferentes ângulos de extersamento)
- Fornecer feedback ao piloto

E alterar a distribuição de carga no eixo traseiro, levantando a roda traseira que está no lado interno da curva para compensar a falta de um diferencial. Isto porque durante a curva as rodas de um veículo percorrem raios diferentes, e por isso precisam ter rotações diferentes. Na maioria dos veículos automotivos isto é conseguido com o uso de um diferencial. O diferencial permite que as rodas trativas tenham rotações diferentes entre si. O kart não possui um diferencial ou qualquer outro mecanismo que permita uma diferença de rotações entre as rodas trativas. As duas rodas trativas são ligadas por um eixo, o que as obriga a ter a mesma rotação.

Por isso durante a curva obrigatoriamente uma das rodas trativas do kart precisa escorregar para que ele contorne a curva. A redistribuição de esforços na curva diminui a força normal sobre a roda interna à curva e aumenta a força normal sobre a roda externa. Isto provoca uma maior aderência da roda externa à curva fazendo com que seja a roda interna que escorregue. O contato das duas rodas com o solo com certeza é indesejável porque dificulta o contorno de curvas e promove desgaste excessivo do pneu. A solução encontrada foi “levantar” a roda traseira

interna à curva. Este efeito de torção do chassi é conseguido escolhendo corretamente os parâmetros do sistema de direção.

Durante o dimensionamento serão utilizados os termos a seguir para se referir a parâmetros do sistema de direção. Uma breve explanação sobre cada um deles é apresentada a seguir. O assunto é tratado com maior profundidade em Heisler (2002).

Caster – É o ângulo que indica quanto a parte superior do pino mestre está inclinado para a parte de trás do veículo. A Fig. 22 mostra uma vista lateral do kart nela está representado o ângulo de caster. O caster é um dos principais parâmetros que contribuem para o deslocamento vertical das rodas dianteiras quando se faz uma curva.

Camber – É o ângulo que mede o quanto a roda está inclinada para dentro ou para fora do veículo. A Fig. 23 mostra uma vista por trás do kart onde se pode ver o ângulo de camber. Um ângulo de camber nulo significa que ambos os pneus estão totalmente assentados (em contato) com a pista. O ângulo de camber varia com o extersamento das rodas. Maximizar o contato da borracha com a pista é um dos principais desafios e objetivos do “acerto” do kart.

Inclinação do Pino Mestre (KPI) – É o ângulo que mede o quanto a linha de centro do pino mestre esta inclinada para dentro ou para fora no veículo. Junto com o caster contribui para o movimento vertical das rodas dianteiras durante a curva. A Fig. 23 mostra uma representação do ângulo de inclinação do pino mestre.

Convergência (toe in/out) – É uma medida de quanto as rodas dianteiras apontam para dentro (toe in) ou para fora (toe out) em relação a elas próprias. A convergência pode ser regulada ajustando-se os comprimentos das barras de ligação. A Fig. 22 mostra uma vista superior do kart onde está indicada a convergência.

Ackerman – É o ângulo que os braços de direção formam entre si. Braços de ligação paralelos (Ackerman nulo) significa que as rodas dianteiras interna e externa extersam a mesma quantidade. Ackerman maior que 0° faz com que a roda interna a

curva exterse mais que a externa isto é sempre necessário para que ambas percorram circunferências de mesmo centro durante uma curva (ver Fig. 22).

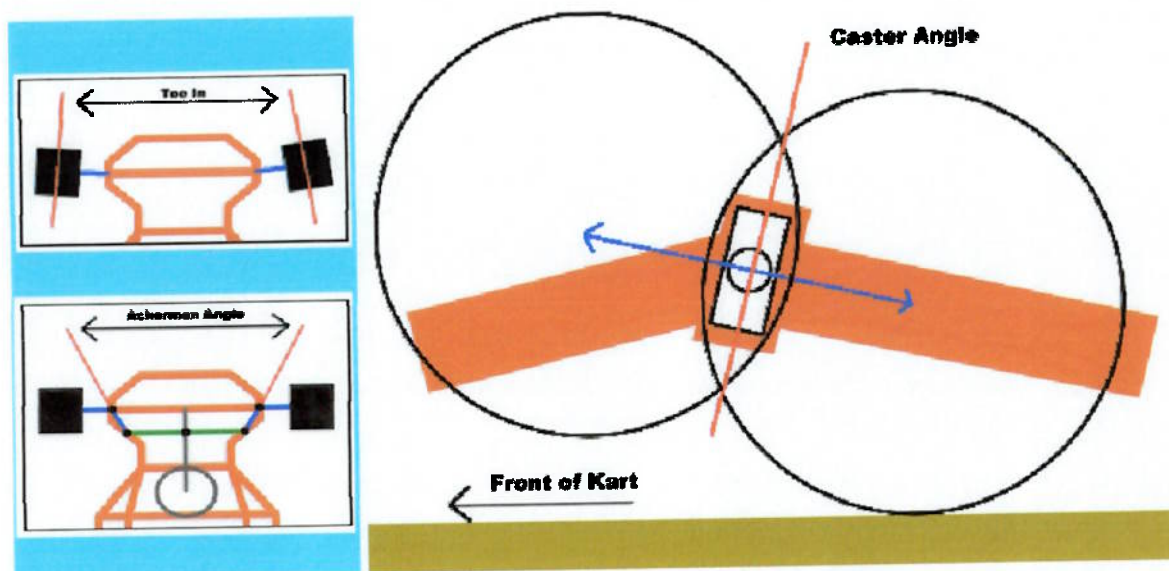


Fig. 22 - Desenho mostrando os ângulos de caster, ackerman e toe in/out em vista superior e lateral.

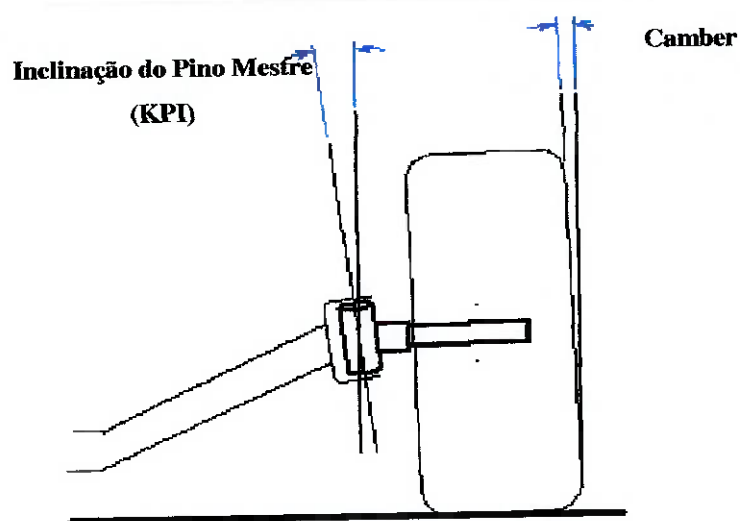


Fig. 23 - Desenho mostrando os ângulos de camber e a inclinação do pino mestre em uma vista por trás do kart.

Devido a seu requisito único o kart precisa ter elevados ângulos de inclinação do pino mestre e caster. Isto torna necessário estudar além dos ângulos de extersamento de cada roda também o deslocamento vertical das rodas durante o

extersamento. É este deslocamento diferenciado que torce o chassi e contribui para a redistribuição de carga nas rodas durante uma curva.

2.6.1.1 Extersamento das rodas

Ângulo de deriva

Para que um veículo consiga realizar curvas é necessário que na região de contato com o solo apareçam forças laterais que compensem a força centrífuga. No kart o contato com o solo ocorre através dos pneus. A força lateral necessária para realizar a curva surge da deformação dos pneus. Esta deformação faz com que a direção que uma roda aponta não seja a direção de movimento desta roda. A diferença entre a direção de movimento de cada roda e a direção que elas apontam é chamada de ângulo de deriva. Uma abordagem mais completa do assunto pode ser encontrada em Heisler (2002). A Fig. 24 ilustra a deformação que ocorre no pneu durante uma curva.

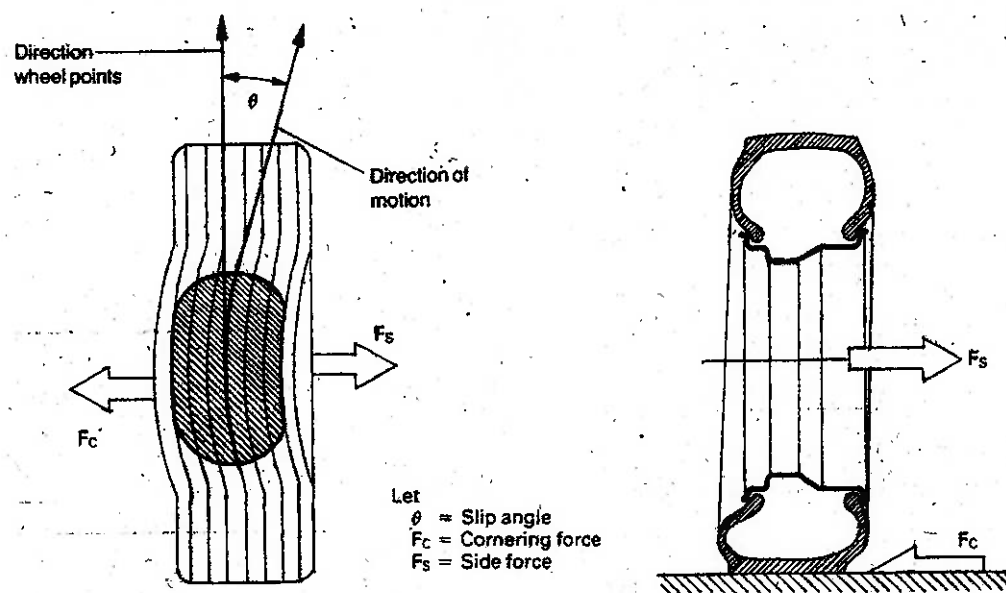


Fig. 24 - Mecanismo de formação do ângulo de deriva (Heisler, 2002).

Modelo para baixas velocidades

O primeiro passo para projetar um sistema de direção é analisar o comportamento do veículo a baixas velocidades. Com velocidade reduzida os pneus praticamente não necessitam exercer força lateral. Ou seja, o ângulo de deriva (ou slip angle) é zero. A medida que aumentamos a velocidade ocorre também um aumento da aceleração centrífuga, o que obriga os pneus a desenvolverem uma força lateral para manter o veículo na curva. A existência da força lateral faz com que o raio da curva que o veículo percorre seja diferente daquele que o ângulo de extersamento das rodas induziria. Denomina-se esta diferença entre ângulo teórico de extersamento e ângulo real como ângulo de deriva (slip angle). O ângulo teórico de extersamento é o ângulo resultante da geometria de Ackerman. Ou seja, o ângulo necessário para realizar uma curva de mesmo raio com o veículo praticamente parado.

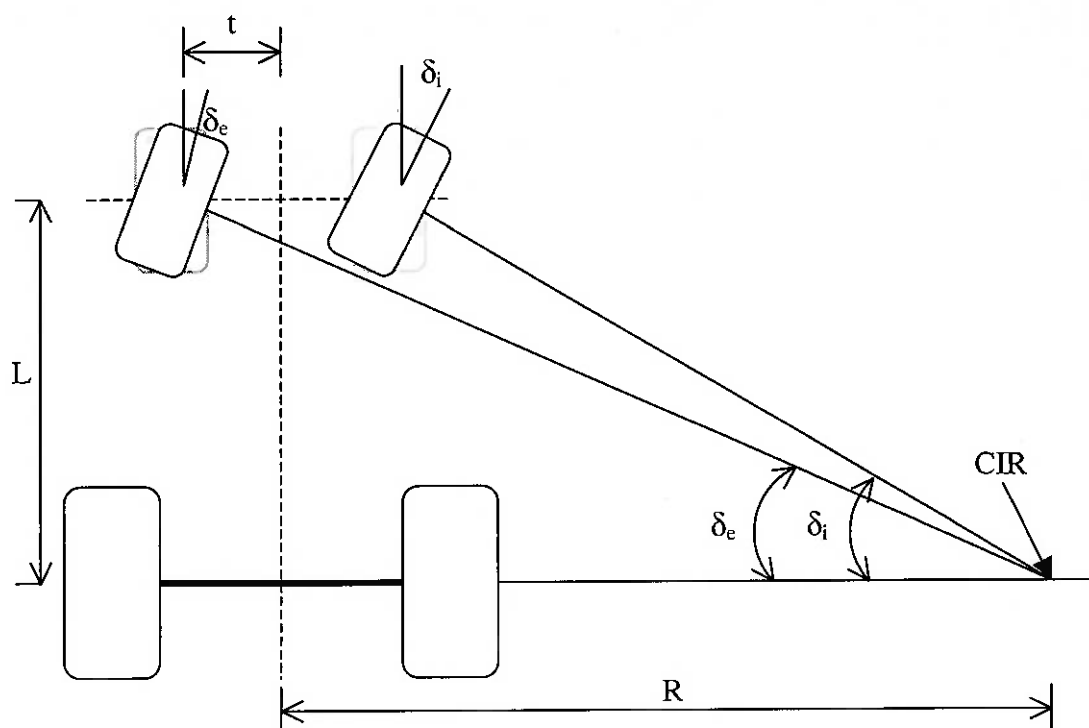


Fig. 25 - Croqui mostrando um kart em uma curva a baixas velocidades.

Durante a curva para que não exista escorregamento em nenhuma das rodas é necessário que todas as rodas percorram circunferências com o mesmo centro e tenham rotações diferentes. Daí a necessidade da roda interna a curva extersar mais

que a externa. O quanto deve extersar cada roda na curva é função do entre-eixos (L), do raio da curva e da distância entre as rodas dianteiras. Para o caso do kart praticamente em repouso (manobrando) é válido o modelo mostrado na Fig. 25. Observando a figura é fácil perceber que:

$$\delta_i = \arctan\left(\frac{L}{R-t}\right) \quad (59)$$

$$\delta_e = \arctan\left(\frac{L}{R+t}\right) \quad (60)$$

$$\delta \approx \frac{L}{R} \quad (61)$$

onde,

R - Raio da curva;

t - Distância entre a roda dianteira e a linha de simetria longitudinal do kart;

δ - Ângulo médio de extersamento;

δ_e - Ângulo de extersamento da roda externa à curva;

δ_i - Ângulo de extersamento da roda interna à curva;

Pode-se perceber também que o ângulo de extersamento cresce com o entre-eixos. Como este ângulo é restrito (em torno de 35° da roda interna a curva no karts da pesquisa) é fácil explicar porque é tão difícil manobrar um kart. Outro aspecto que decorre direto das equações é que a diferença entre os ângulos de extersamento da roda interna e externa a curva cresce com o aumento da distância entre rodas. O que indica que a posição das rodas no kart afeta muito o extersamento das rodas. Para estudar melhor este efeito foram traçados os gráficos a seguir:

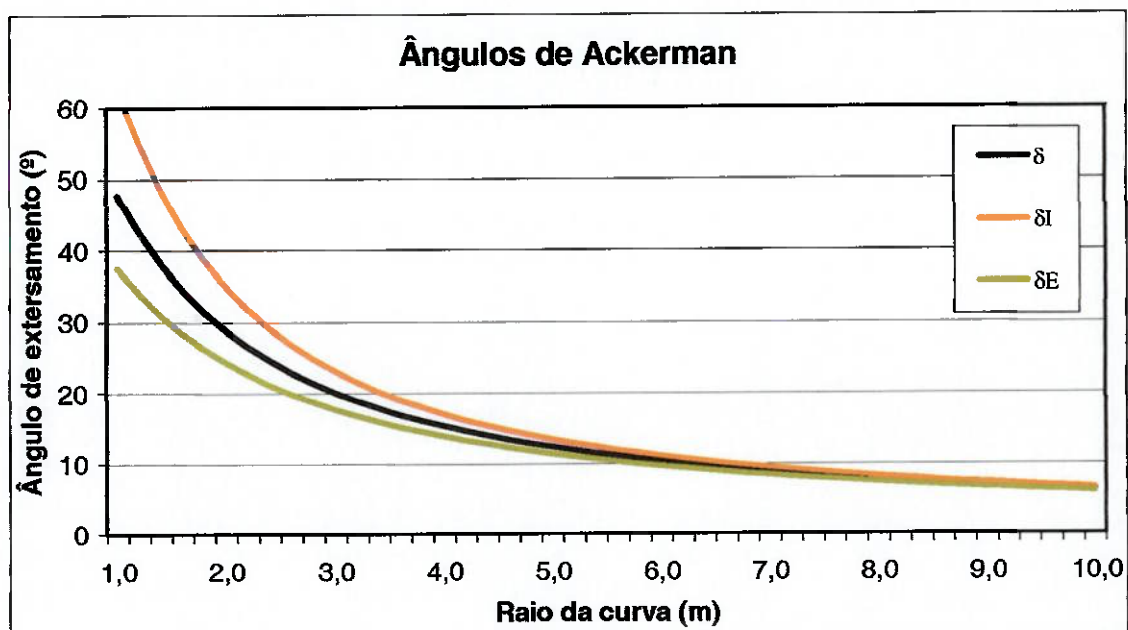


Fig. 26 - Gráfico do ângulo de extersamento necessário em cada roda em uma curva função do raio da curva ($v = 0$).

No gráfico da Fig. 26 pode-se notar que para curvas com raio maior que 5 m as curvas de δ_i e δ_e praticamente coincidem. A medida que o raio vai diminuindo vê-se a diferença entre os ângulos de extersamento crescer. Como já vimos é importante que o mecanismo de direção consiga reproduzir estas curvas para que nenhuma roda escorregue durante a curva. O gráfico também nos fornece um indicativo de quanto deve ser o extersamento máximo sabendo o raio mínimo das curvas encontradas em circuitos de kart.

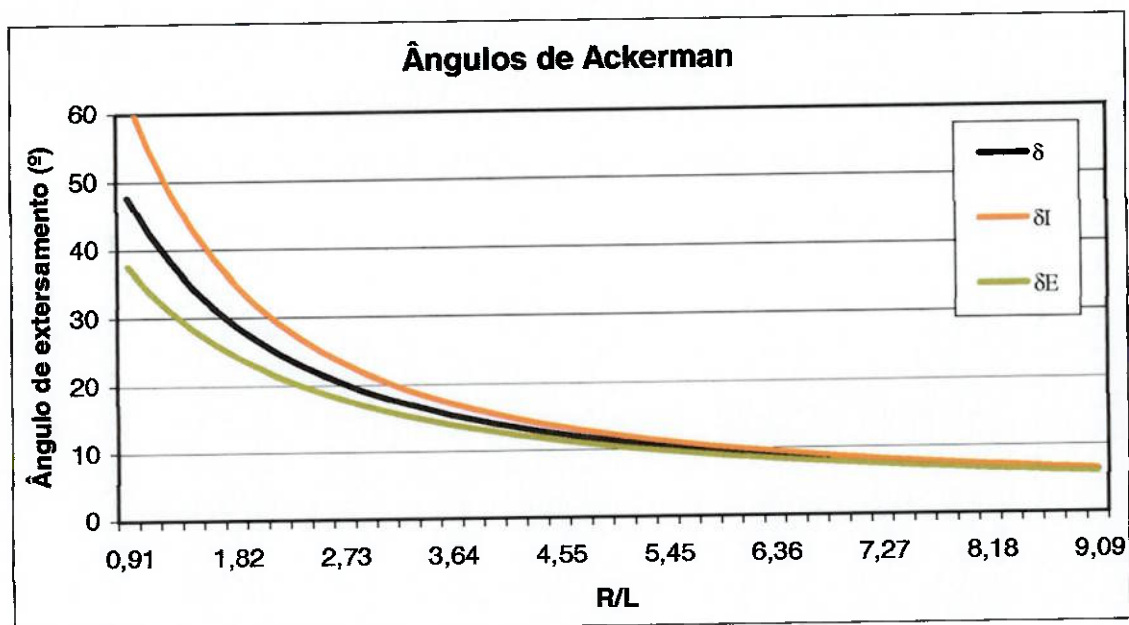


Fig. 27 - Gráfico do ângulo de extersamento necessário em cada roda em uma curva função do adimensional R/L ($v = 0$).

O gráfico da Fig. 27 mostra como variam os ângulos de extersamento das rodas em função do adimensional R/L . Este gráfico parece muito similar ao gráfico da Fig. 26, porque para o caso do kart estudado o entre-eixos adotado é próximo da unidade valendo 1,1 m. O gráfico nos mostra a influência da magnitude do raio da curva em relação ao entre-eixos no extersamento do veículo. Para R/L maior que 6 praticamente não existe diferença entre o extersamento das rodas.

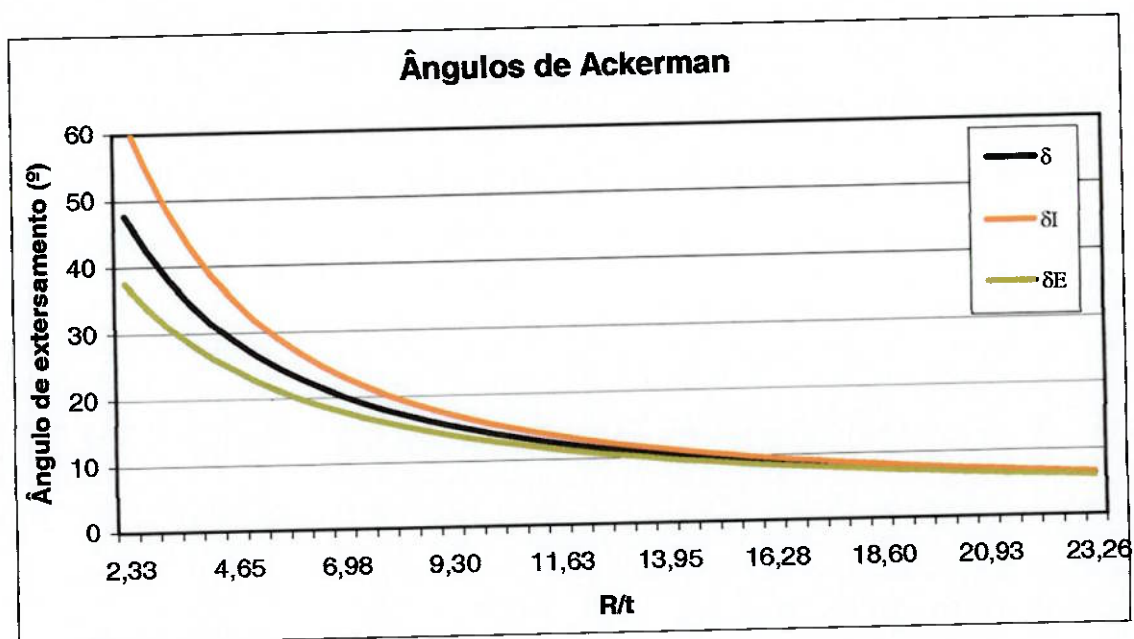


Fig. 28 - Gráfico do ângulo de extersamento necessário em cada roda em uma curva função do adimensional R/t ($v = 0$).

No gráfico da Fig. 28 pode-se ver a influência no ângulo de extersamento do adimensional R/t . Quando R/t tende a um valor elevado observa-se que δ_i e δ_e coincidem. Este comportamento já era esperado, pois neste caso a distância entre rodas passa a ser pouco significativa frente ao raio da curva, e para todos efeitos a hipótese do modelo de bicicleta onde as duas rodas se comportariam como uma pode ser adotada. Infelizmente não é o que ocorre com o kart, encontra-se na maioria das pistas curvas muito fechadas com 2 m de raio. A distância entre rodas ($2t$) no kart é equivalente a 0,86 m, o que implica em uma diferença de aproximadamente 10 graus no extersamento das rodas.

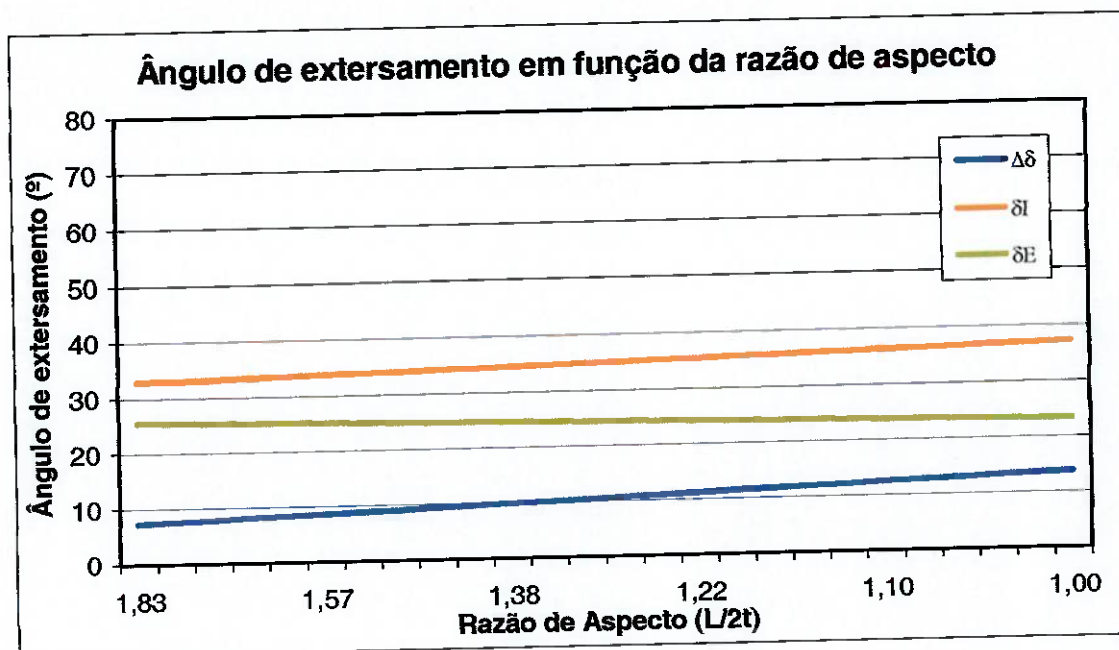


Fig. 29 - Gráfico da influência da razão entre o entre-eixos e a distância entre as rodas dianteiras no ângulo de extersamento das rodas ($v = 0$).

No gráfico da Fig. 29 pode-se ver a influência da razão de aspecto ($L/2t$) na diferença de extersamento das rodas para uma curva de raio 2 m. O gráfico mostra que a diferença de extersamento cresce com a diminuição da razão de aspecto. Ou seja, quanto mais próximo de um “quadrado” é o chassi mais difícil é para ele fazer uma curva. Para realizar a curva é necessário um aumento no ângulo de extersamento da roda interna e uma maior diferença de extersamento entre as rodas.

O estudo realizado do comportamento do kart em curva com velocidades muito baixas permite concluir muitas coisas sobre a geometria do chassi. Por exemplo, deseja-se que um mecanismo de direção de 4 barras execute uma trajetória descrita pelos ângulos de extersamento. Segundo Norton (2001) um mecanismo desta simplicidade não consegue descrever a posição teórica para todos os ângulos de extersamento. Certamente existirá um erro entre a trajetória percorrida pelo mecanismo e a teórica. Este erro será tanto menor quanto menor for a diferença entre os ângulos de extersamento das rodas.

Um dos fatores a ser considerado quando se escolhe as dimensões básicas do kart é a diferença entre os ângulos de extersamento teóricos. Adicionando a isso os

requisitos do circuito que é composto por curvas fechadas podem-se estabelecer as faixas em que cada dimensão t e L deve estar.

Observando os gráficos da Fig. 27 e da Fig. 28 sabe-se que quanto menor L e t menor será a diferença entre os ângulos de extersamento para uma dada curva. Observando agora o gráfico da Fig. 29 vê-se que quando maior $L/2t$ menor é a diferença entre os ângulos de extersamento.

Do exposto acima se pode concluir que é desejável t e L os menores possíveis e L deve estar entre $2,5t$ e $3,5t$. Mas as dimensões L e t devem ser tais que exista espaço no chassi do kart para a fixação de todos os componentes.

Modelo para altas velocidades

Durante curvas de velocidade elevada é que a ausência de diferencial se torna crítica no comportamento dinâmico do kart. Para superar este problema nestas curvas a roda interna a curva é erguida e perde contato com o solo, como está exemplificado no modelo da Fig. 30. O kart então contorna a curva com apenas 3 rodas em contato com o solo. Velocidades maiores causam uma aceleração centrífuga também maior, o que torna o esforço lateral desenvolvido pelos pneus significativo e este deve ser considerado no modelo. Para desenvolver este esforço surge no pneu um ângulo de deriva (slip angle), este ângulo faz com que a direção que a roda percorra não seja a direção que ela está direcionada. Assumiu-se por enquanto que a rigidez do chassi, a deformação do pneu e o deslocamento induzido nas rodas dianteiras durante o extersamento é tal que o kart consegue erguer a roda interna a curva. Posteriormente será analisado um meio de obter este efeito e para quais condições esta hipótese é válida.

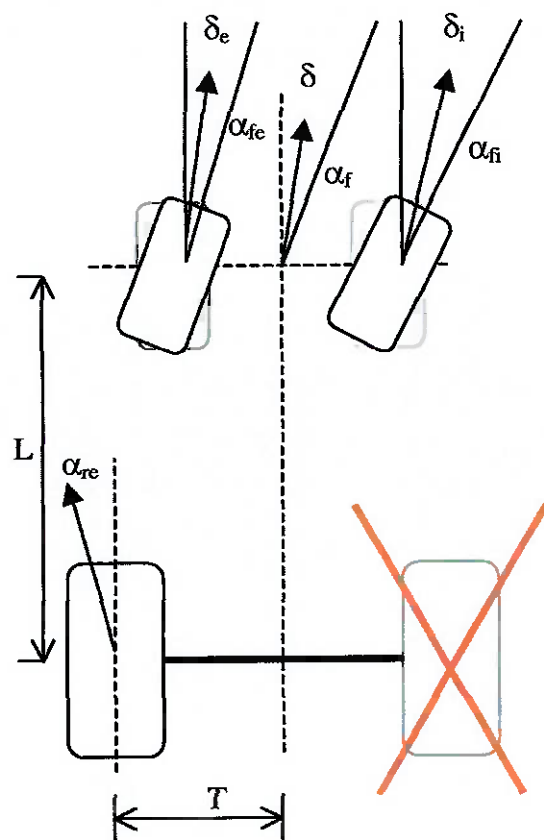


Fig. 30 - Croqui de um kart realizando uma curva a altas velocidades com apenas 3 rodas em contato com o solo.

Antes de continuar a análise do comportamento do kart contornando uma curva a velocidade constante é interessante analisar o que ocorre com o kart quando o piloto acelera ou freia durante a curva. Na Fig. 31 estão representados apenas os esforços de aceleração e frenagem. Se o piloto acelera na roda traseira que mantém contato com o solo aparece uma força que tenta acelerar o veículo (verde). Esta força induz um momento que tenta girar o veículo no sentido da curva. Ou seja, acelerar o kart durante a curva tende a fazê-lo “sair de traseira”. Já na frenagem (vermelho) durante a curva a força que aparece para desacelerar o kart induz um momento no sentido contrário à curva que tende a fazer o kart “sair de frente”. Este efeito é tanto maior quanto maiores forem as acelerações e desacelerações aplicadas ao veículo durante a curva e quanto maior for a distância entre as rodas traseiras. Embora a maior parte da curva deva ser percorrida a velocidade constante um piloto experiente sabe utilizar estes efeitos a seu favor no momento de entrada e saída da curva.

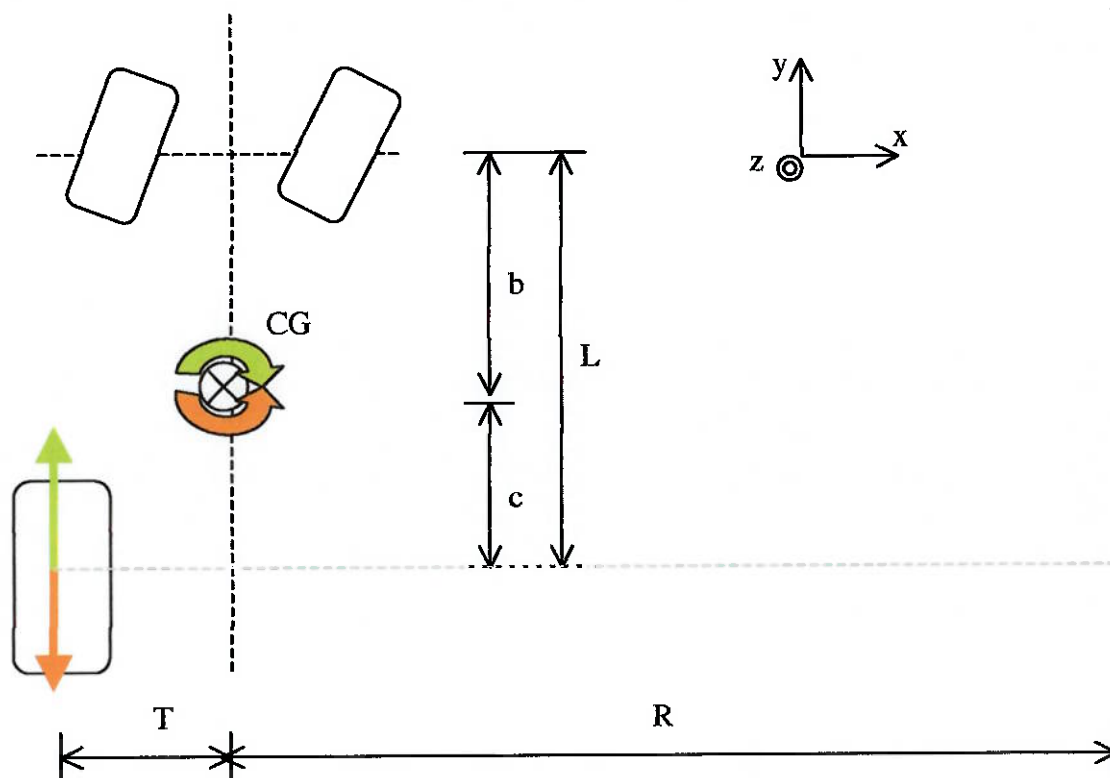


Fig. 31 - Croqui de um kart contornando uma curva com 3 rodas em contato com o solo.

Discutidos os efeitos de acelerar e frear o kart durante uma curva deve-se analisar o comportamento do kart contornando uma curva a velocidade constante.

A seguir é desenvolvida toda a formulação para se obter os ângulos de extersamento requeridos para o caso de um kart contornando uma curva a velocidade constante e com a roda interna a curva sem contato com o solo.

Como foi feito para o primeiro caso o objetivo é determinar uma relação teórica entre os ângulos de extersamento e os ângulos de deriva dos pneus (slip angle) para o caso de um kart contornando uma curva a altas velocidades. A Fig. 32 mostra as relações geométricas que devem existir entre estes ângulos para que não exista escorregamento de nenhum dos pneus.

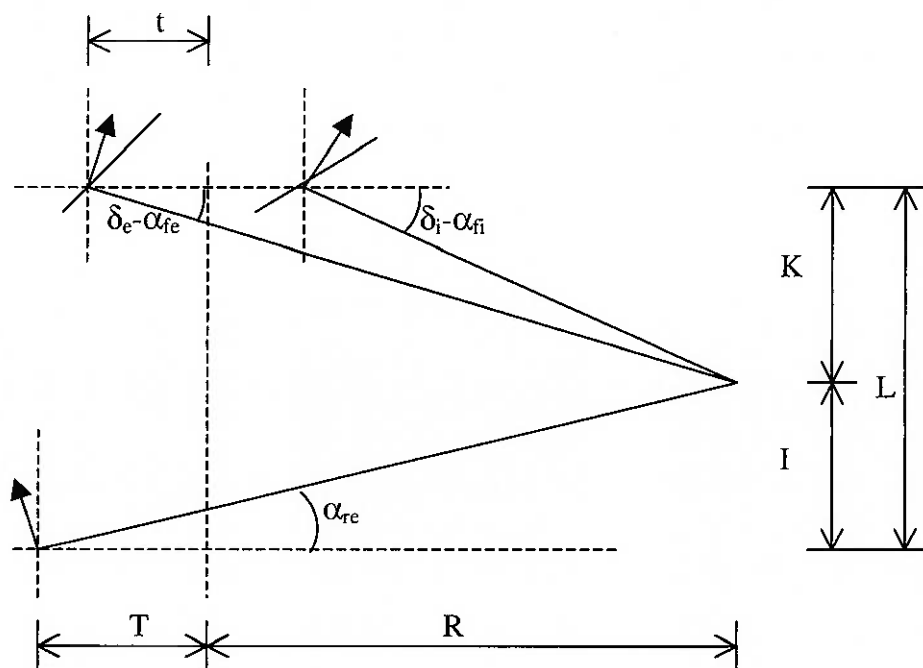


Fig. 32 - Relações trigonométricas entre os ângulos de extersamento e deriva quando o kart contorna uma curva com velocidade elevada.

Observando a Fig. 32 e utilizando geometria é possível escrever as seguintes relações:

$$L = K + I \quad (62)$$

$$\tan \alpha_{re} = \frac{I}{R + T} \quad (63)$$

$$\tan(\delta_e - \alpha_{fe}) = \frac{K}{R + t} \quad (64)$$

$$\tan(\delta_i - \alpha_{fi}) = \frac{K}{R - t} \quad (65)$$

onde,

I - Distância no sentido longitudinal do kart do pneu traseiro até o CIR;

K - Distância no sentido longitudinal do kart do pneu dianteiro até o CIR;

T - Distância entre a roda traseira e a linha de simetria longitudinal do kart;

α_{fe} - Ângulo de deriva do pneu dianteiro externo à curva;

α_{fi} - Ângulo de deriva do pneu dianteiro interno à curva;

α_{re} - Ângulo de deriva do pneu traseiro externo à curva;

Combinando as equações (62), (63), (64) e (65) obtêm-se as seguintes expressões:

$$L = \tan(\delta_e - \alpha_{fe}) \cdot (R + t) + \tan \alpha_{re} \cdot (R + T) \quad (66)$$

$$L = \tan(\delta_i - \alpha_{fi}) \cdot (R - t) + \tan \alpha_{re} \cdot (R + T) \quad (67)$$

Isolando δ_i e δ_e nas equações (66) e (67) obtêm-se os ângulos de extersamento em função do ângulo de deriva de cada pneu:

$$\delta_i = \arctan\left(\frac{L - \tan \alpha_{re} \cdot (R + T)}{(R - t)}\right) + \alpha_{fi} \quad (68)$$

$$\delta_e = \arctan\left(\frac{L - \tan \alpha_{re} \cdot (R + T)}{(R + t)}\right) + \alpha_{fe} \quad (69)$$

O ângulo de deriva depende de muitos fatores entre eles da própria característica do pneu e a força vertical sobre ele. Para determinar o ângulo de deriva de cada pneu é necessário estudar as características deste pneu e a distribuição de carga sobre ele durante uma curva.

Durante a curva as reações nos pneus devem manter o kart em equilíbrio em relação ao seu centro de massa. A Fig. 33 mostra as forças que atuam sobre o kart contornando uma curva de raio R à velocidade constante v .

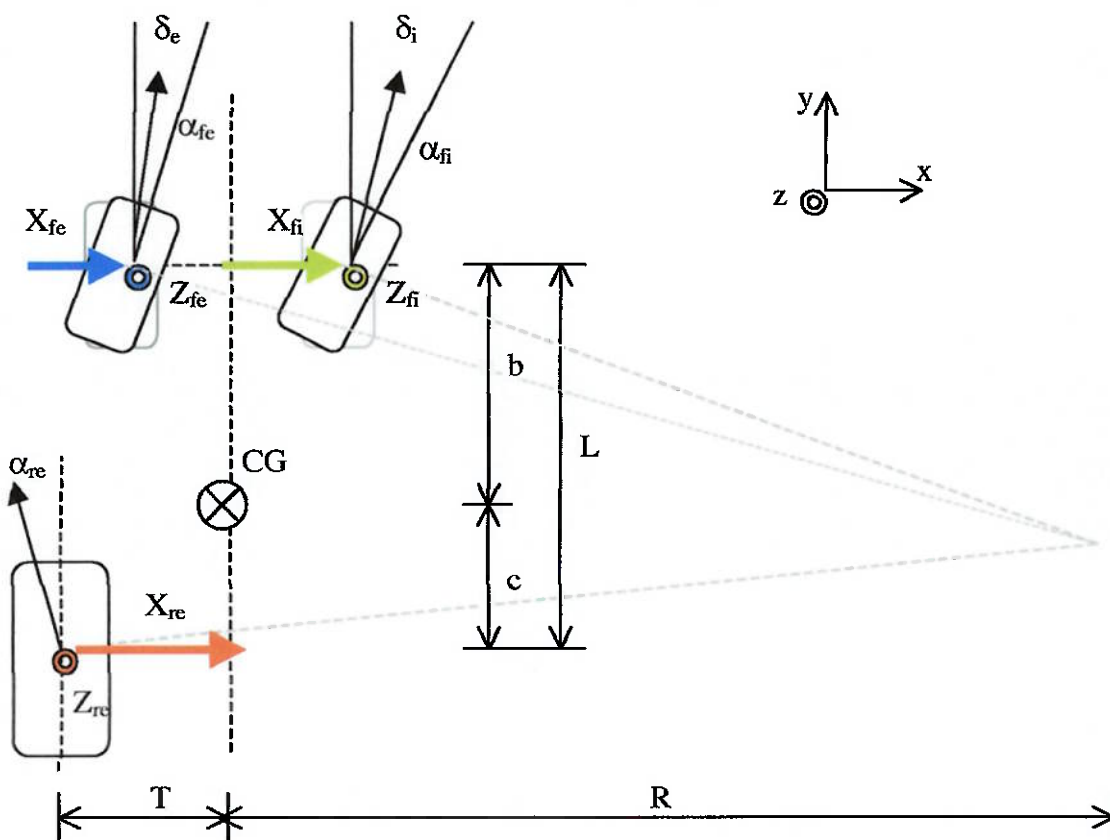


Fig. 33 - Croqui mostrando as forças atuantes no pneu do kart durante uma curva.

Escrevendo o equilíbrio de forças para o modelo mostrado na Fig. 33 têm-se:

$$\sum F_z = 0 \Rightarrow Z_{fe} + Z_{fi} + Z_{re} - M \cdot g = 0 \quad (70)$$

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow X_{fe} + X_{fi} + X_{re} - \frac{M \cdot v^2}{R} = 0 \quad (71)$$

$$\sum M_x^{re} = 0 \Rightarrow (Z_{fe} + Z_{fi}) \cdot L - M \cdot g \cdot c = 0 \quad (72)$$

$$\sum M_z^{re} = 0 \Rightarrow (X_{fe} + X_{fi}) \cdot L - \frac{M \cdot v^2}{R} \cdot c = 0 \quad (73)$$

$$\sum M_y^{re} = 0 \Rightarrow \frac{M \cdot v^2}{R} \cdot h - M \cdot g \cdot T + Z_{fi} \cdot (T + t) + Z_{fe} \cdot (T - t) = 0 \quad (74)$$

onde,

X_{fi} - Força lateral exercida pelo pneu dianteiro interno à curva;

X_{fe} - Força lateral exercida pelo pneu dianteiro externo à curva;

X_{re} - Força lateral exercida pelo pneu traseiro externo à curva;

Z_{fi} - Força vertical exercida sobre o pneu dianteiro interno à curva;

Z_{fe} - Força vertical exercida sobre o pneu dianteiro externo à curva;

Z_{re} - Força vertical exercida sobre o pneu traseiro externo à curva;

Resolvendo o sistema formado pelas equações (72) e (74):

Isolando Z_{fe} em (74):

$$Z_{fe} = \frac{M \cdot g \cdot T - \frac{M \cdot v^2}{R} \cdot h - Z_{fi} \cdot (T + t)}{(T - t)} \quad (75)$$

Substituindo Z_{fe} em (72) e isolando Z_{fi} :

$$Z_{fi} = \frac{M}{2t} \cdot \left[g \cdot T - \frac{g \cdot c \cdot (T - t)}{L} - \frac{v^2}{R} \cdot h \right] \quad (76)$$

Substituindo agora Z_{fi} na equação (75):

$$Z_{fe} = \frac{M \cdot g \cdot c}{L} - \frac{M}{2t} \cdot \left[g \cdot T - \frac{g \cdot c \cdot (T - t)}{L} - \frac{v^2}{R} \cdot h \right] \quad (77)$$

Substituindo os valores de Z_{fi} e Z_{fe} em (70) obtêm-se:

$$Z_{re} = \frac{M \cdot g \cdot b}{L} \quad (78)$$

Resolvendo o sistema formado pelas equações (71) e (73):

Isolando $X_{fi} + X_{fe}$ em (71) têm-se:

$$X_{fi} + X_{fe} = \frac{M \cdot v^2}{R} - X_{re} \quad (79)$$

Substituindo a equação obtida em (73) obtêm-se X_{re} :

$$X_{re} = \frac{M \cdot v^2}{R} \cdot \frac{b}{L} \quad (80)$$

Substituindo a expressão de X_{re} na equação (71) obtêm-se:

$$X_{fi} + X_{fe} = \frac{M \cdot v^2}{R} \cdot \frac{c}{L} \quad (81)$$

Durante a curva a força lateral desenvolvida pelo pneu é proporcional ao ângulo de deriva daquele pneu e da carga vertical sobre ele.

$$X_i = C_{\alpha_i} \cdot \alpha_i = Z_i \cdot CC_{\alpha_i} \cdot \alpha_i \quad (82)$$

onde,

X_i - Força lateral exercida pelo pneu;

Z_i - Força vertical sobre o pneu;

α_i - Ângulo de deriva do pneu;

CC_{α_i} e CC_{α_i} - Constantes característica do pneu;

A equação (82) é válida para qualquer pneu do kart. O índice i refere-se ao pneu do kart em estudo.

Pode-se agora reescrever as equações obtidas para X_{fe} , X_{fi} e X_{re} em função dos ângulos α_{fe} , α_{fi} e α_{re} e da carga vertical sobre cada pneu:

Da equação (80) obtêm-se a expressão:

$$Z_{re} \cdot CC\alpha_{re} \cdot \alpha_{re} = \frac{M \cdot v^2}{R} \cdot \frac{b}{L} \quad (83)$$

onde,

$CC\alpha_{re}$ - Constante característica do pneu traseiro externo à curva;

Mas

$$Z_{re} = \frac{M \cdot g \cdot b}{L} \quad (78)$$

logo,

$$\alpha_{re} = \frac{v^2}{R \cdot g} \cdot \frac{1}{CC\alpha_{re}} \quad (84)$$

Analogamente para X_{fe} e X_{fi} têm-se:

$$CC\alpha_{fi} \cdot Z_{fi} \cdot \alpha_{fi} + CC\alpha_{fe} \cdot Z_{fe} \cdot \alpha_{fe} = \frac{M \cdot v^2}{R} \cdot \frac{c}{L} \quad (85)$$

onde,

$CC\alpha_{fe}$ - Constante característica do pneu dianteiro externo à curva;

$CC\alpha_{fi}$ - Constante característica do pneu dianteiro interno à curva;

Os ângulos de deriva dos pneus dianteiros são aproximadamente iguais $\alpha_{fi} \cong \alpha_{fe}$, para resolver o problema se utilizará a hipótese de $\alpha_{fi} = \alpha_{fe} = \alpha_f$.

Substituindo também as expressões obtidas para Z_{fi} e Z_{fe} na equação (85) têm-se:

$$\alpha_f = \frac{v^2}{R} \cdot \frac{\frac{c}{L}}{\left(\frac{g \cdot T}{2t} - \frac{g \cdot c \cdot (T-t)}{2 \cdot L \cdot t} - \frac{v^2 \cdot h}{2 \cdot R \cdot t} \right) \cdot (CC\alpha_{fi} - CC\alpha_{fe}) + \frac{g \cdot c}{L} \cdot CC\alpha_{fe}} \quad (86)$$

Combinando a equação (86) com as equações (68) e (69) obtêm-se δ_i e δ_e em função das características do kart:

$$\delta_e = \arctan\left(\frac{L}{R+t} - \left(\frac{R+T}{R+t}\right) \cdot \tan\left(\frac{v^2}{R \cdot g \cdot CC\alpha_r}\right)\right) + \frac{\frac{c}{L}}{R \cdot \left(\frac{g \cdot T}{2t} - \frac{g \cdot c \cdot (T-t)}{2 \cdot L \cdot t} - \frac{v^2 \cdot h}{2 \cdot R \cdot t}\right) \cdot (CC\alpha_{fi} - CC\alpha_{fe}) + \frac{g \cdot c}{L} \cdot CC\alpha_{fe}} \quad (87)$$

e

$$\delta_i = \arctan\left(\frac{L}{R-t} - \left(\frac{R+T}{R-t}\right) \cdot \tan\left(\frac{v^2}{R \cdot g \cdot CC\alpha_r}\right)\right) + \frac{\frac{c}{L}}{R \cdot \left(\frac{g \cdot T}{2t} - \frac{g \cdot c \cdot (T-t)}{2 \cdot L \cdot t} - \frac{v^2 \cdot h}{2 \cdot R \cdot t}\right) \cdot (CC\alpha_{fi} - CC\alpha_{fe}) + \frac{g \cdot c}{L} \cdot CC\alpha_{fe}} \quad (88)$$

É interessante notar que se a velocidade do kart for nula nas equações (87) e (88) obtêm-se os mesmos ângulos de extersamento obtidos para o caso do kart realizando uma curva em baixa velocidade.

As equações obtidas para δ_i e δ_e são funções de $CC\alpha_{fi}$, $CC\alpha_{fe}$ e $CC\alpha_r$ que são características dos pneus dianteiros e traseiros, e variam com a carga vertical sobre o pneu. Para traçar a trajetória teórica dos ângulos de extersamento é necessário estudar as propriedades dos pneus escolhidos.

Os fabricantes de pneus de kart não publicam os resultados dos ensaios realizados com seus pneus. Para prosseguir com o dimensionamento serão utilizadas as propriedades dos pneus que a Goodyear fabrica para a formula SAE. Os dados adquiridos da Goodyear foram tratados para se aproximar ao máximo das características de um pneu de kart. Ressalta-se, contudo que os resultados obtidos desta análise serão aproximados.

Escolheu-se o pneu do catálogo da Goodyear com a razão de aspecto mais próxima dos pneus de kart que serão utilizados. Para este pneu a Goodyear fornece o gráfico da força lateral desenvolvida pelo pneu em função de α (ângulo de deriva) para três tipos de carregamento e ângulos de cambagem. Extrapolando os gráficos fornecidos é possível obter $CC\alpha$ em função da carga vertical e o gráfico de força lateral em função de α para um ângulo de cambagem máximo de 3° . Os gráficos fornecidos pela Goodyear podem ser encontrados no anexo C.

Os dados dos gráficos fornecidos pela Goodyear foram transferidos para o Excel, onde se puderam combinar os resultados experimentais e traçar gráficos que serviram como base para obter as curvas aproximadas do pneu de kart. O gráfico que mostra a influência do ângulo e cambagem na força lateral para um dado carregamento e o gráfico de $CC\alpha$ em função da carga vertical para o pneu da Goodyear estão apresentados nos gráficos da Fig. 34 e Fig. 35.

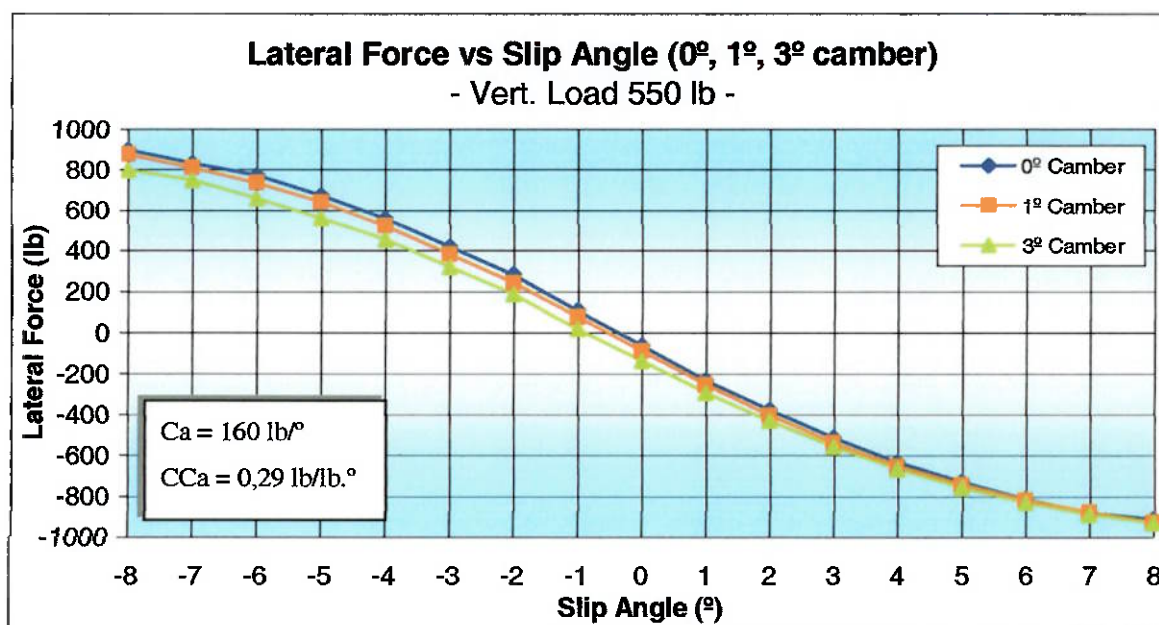


Fig. 34 - Gráfico da força lateral desenvolvida pelo pneu em função do ângulo de deriva aplicado para 3 diferentes ângulos de cambagem.

No gráfico da Fig. 34 pode-se ver que a força lateral máxima desenvolvida praticamente não muda com o ângulo de camber, mas a força lateral causada pelo ângulo de camber aumenta com o aumento do ângulo de camber. Esta força lateral

existe quando o ângulo de deriva é zero devido à inclinação do pneu com a vertical, e por isso aumenta com o ângulo de camber.

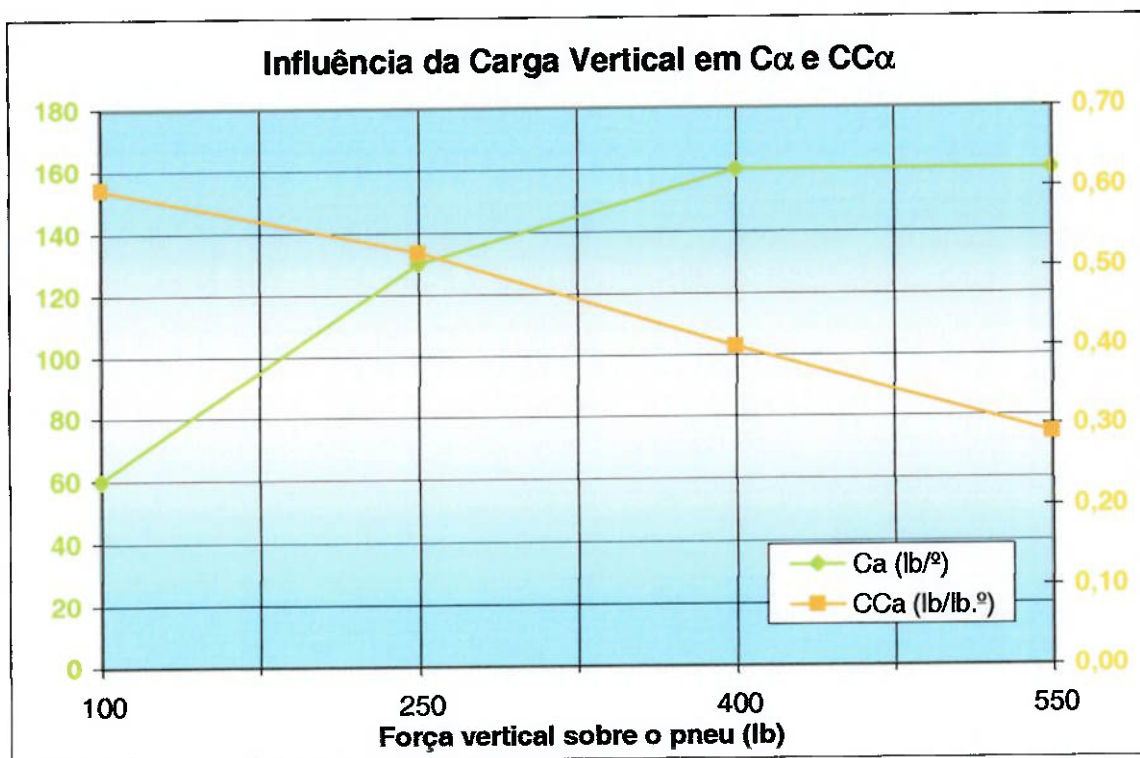


Fig. 35 - Gráfico mostrando a variação em $C\alpha$ e $CC\alpha$ com a carga vertical sobre o pneu.

No gráfico da Fig. 35 observa-se um decaimento quase linear de $CC\alpha$ com o aumento da carga vertical e a tendência de $C\alpha$ se estabilizar com o aumento da carga vertical. Estes comportamentos indicam que a partir de uma determinada força vertical não se consegue aumentar a força lateral desenvolvida pelo pneu aumentando-se a carga sobre ele.

Baseado no comportamento destes gráficos foi possível resolver as equações obtidas para δ_i e δ_e . A trajetória teórica que deve ser obtida com o mecanismo de direção é apresentada no gráfico da Fig. 36 a seguir.

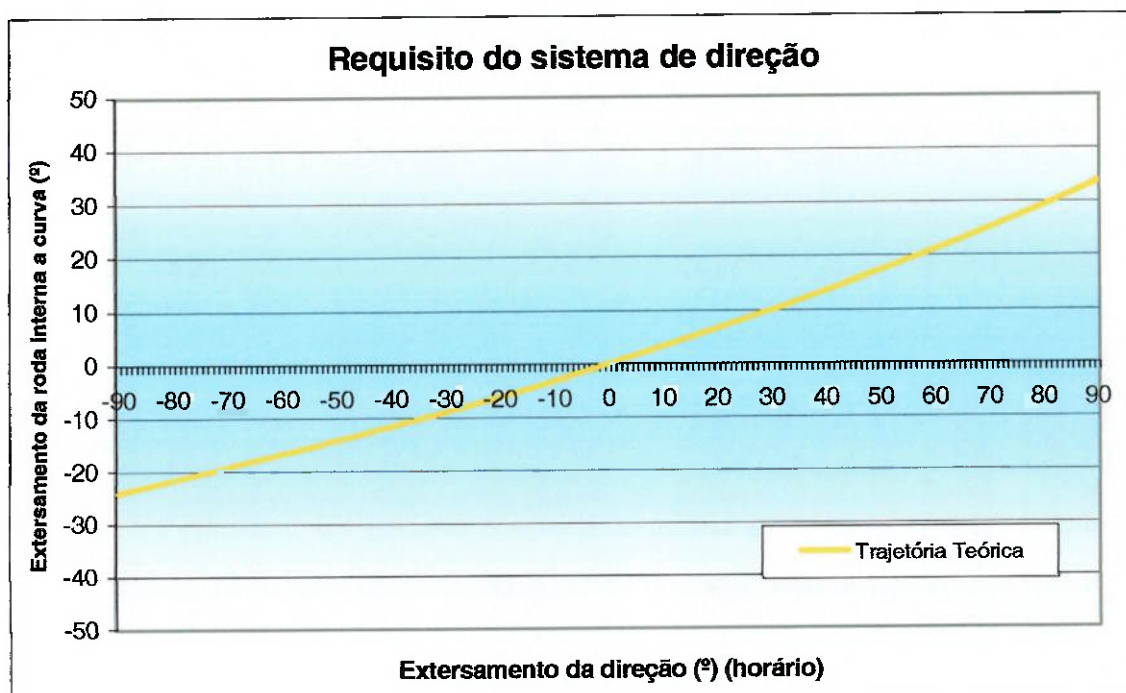


Fig. 36 - Gráfico com o extersamento requerido da roda dianteira interna a curva em função do extersamento da direção.

O mecanismo utilizado para extersar as rodas do kart é um mecanismo de 4 barras. Neste tipo de mecanismo segundo Norton (2001) é possível dimensionar analiticamente um mecanismo que passe por até 5 pontos pré-estabelecidos. Mas é possível garantir apenas 5 pontos da trajetória, por isso é necessário traçar a trajetória descrita por este mecanismo e verificar se a trajetória obtida com o mecanismo não se afasta muito da trajetória teórica obtida.

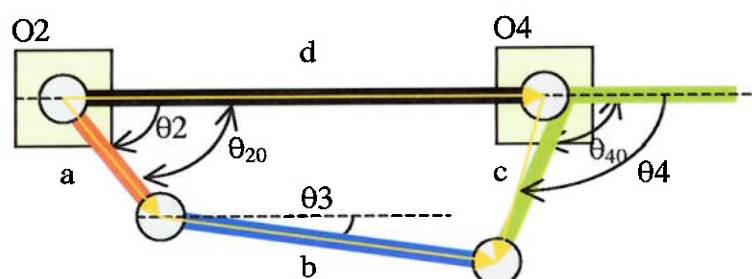


Fig. 37 - Desenho mostrando um mecanismo de 4 barras.

O mecanismo de 4 barras que será utilizado no sistema de direção do kart pode ser representado no plano pelo modelo da Fig. 37. O equacionamento utilizado na simulação apresentado a seguir foi retirado de Norton (2001). Segundo Norton (2001) para realizar a simulação da trajetória é preciso descrever o movimento de cada barra do mecanismo em função do ângulo da peça motora.

A posição de cada barra no espaço é designada por um vetor. O mecanismo é rígido e, portanto a soma vetorial deve ser nula em qualquer instante de tempo, têm-se:

$$R2 + R3 - R4 - R1 = 0 \quad (89)$$

A equação (89) também pode ser escrita em função do comprimento e posição angular de cada vetor:

$$ae^{j\theta_2} + be^{j\theta_3} - ce^{j\theta_4} - de^{j\theta_1} = 0 \quad (90)$$

Mas

$$ae^{j\theta} = a \cos \theta + ja \sin \theta \quad (91)$$

e

$$\theta_1 = 0$$

Logo,

$$a \cos \theta_2 + ja \sin \theta_2 + b \cos \theta_3 + jb \sin \theta_3 - c \cos \theta_4 - jc \sin \theta_4 - d = 0 \quad (92)$$

Pode-se reescrever a equação (92) em duas equações separando as suas partes imaginária e real:

Parte real:

$$a \cos \theta_2 + b \cos \theta_3 - c \cos \theta_4 - d = 0 \quad (93)$$

Parte imaginária:

$$a \sin \theta_2 + b \sin \theta_3 - c \sin \theta_4 = 0 \quad (94)$$

Deseja-se obter a rotação da manga de eixo (θ_4) em função de θ_2 , isolando os termos dependentes de θ_3 nas equações (93) e (94), obtêm-se:

$$b \cos \theta_3 = d + c \cos \theta_4 - a \cos \theta_2 \quad (95)$$

$$b \sin \theta_3 = c \sin \theta_4 - a \sin \theta_2 \quad (96)$$

Elevando as equações (95) e (96) ao quadrado e somando elimina-se a variável θ_3 :

$$b^2 = a^2 + c^2 + d^2 - 2ad \cos \theta_2 + 2cd \cos \theta_4 - 2ac(\sin \theta_2 \cdot \sin \theta_4 + \cos \theta_2 \cdot \cos \theta_4) \quad (97)$$

A equação (97) traz θ_4 em função de θ_2 e dos comprimentos da barra. Isolar θ_4 na equação (97) não é trivial. A seguir será apresentado o procedimento descrito por Norton (2001) para isolar θ_4 . Para simplificar as expressões a seguir definiu-se as constantes K1, K2 e K3 em função dos comprimentos das barras:

$$K1 = \frac{d}{a} \quad (98)$$

$$K2 = \frac{d}{c} \quad (99)$$

$$K3 = \frac{a^2 - b^2 + c^2 + d^2}{2ac} \quad (100)$$

A equação (97) fica:

$$K1 \cdot \cos \theta 4 - K2 \cdot \cos \theta 2 + K3 = \cos \theta 2 \cdot \cos \theta 4 + \sin \theta 2 \cdot \sin \theta 4 \quad (101)$$

Aplicando a trigonometria pode-se escrever:

$$\sin \theta 4 = \frac{2 \cdot \tan\left(\frac{\theta 4}{2}\right)}{1 + \tan^2\left(\frac{\theta 4}{2}\right)} \quad (102)$$

$$\cos \theta 4 = \frac{1 - \tan^2\left(\frac{\theta 4}{2}\right)}{1 + \tan^2\left(\frac{\theta 4}{2}\right)} \quad (103)$$

Substituindo as equações (102) e (103) em (101) obtêm-se uma expressão simplificada na forma:

$$A \cdot \tan^2\left(\frac{\theta 4}{2}\right) + B \cdot \tan\left(\frac{\theta 4}{2}\right) + C = 0 \quad (104)$$

onde,

$$A = \cos \theta 2 - K1 - K2 \cdot \cos \theta 2 + K3 \quad (105)$$

$$B = -2 \cdot \sin \theta 2 \quad (106)$$

$$C = K1 - (K2 + 1) \cdot \cos \theta 2 + K3 \quad (107)$$

Resolvendo a equação de 2º grau temos:

$$\theta 4 = 2 \cdot \arctan\left(\frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}\right) \quad (108)$$

A solução considerando o sinal de “+” vale para a simulação do mecanismo cruzado e o com o sinal de “-” para o mecanismo não cruzado. O mecanismo que pode satisfazer a trajetória requerida é do tipo não cruzado têm-se então:

$$\theta_4 = 2 \cdot \arctan \left(\frac{-B - \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \right) \quad (109)$$

Diversas simulações foram realizadas e o mecanismo cuja trajetória mais se aproximou da requerida tem as dimensões mostradas na Tabela 12.

Tabela 12 – Dimensões das barras e ângulos iniciais do mecanismo de direção.

a (mm)	60
b (mm)	330
c (mm)	120
d (mm)	345
θ_{20} (°)	90
θ_{40} (°)	100

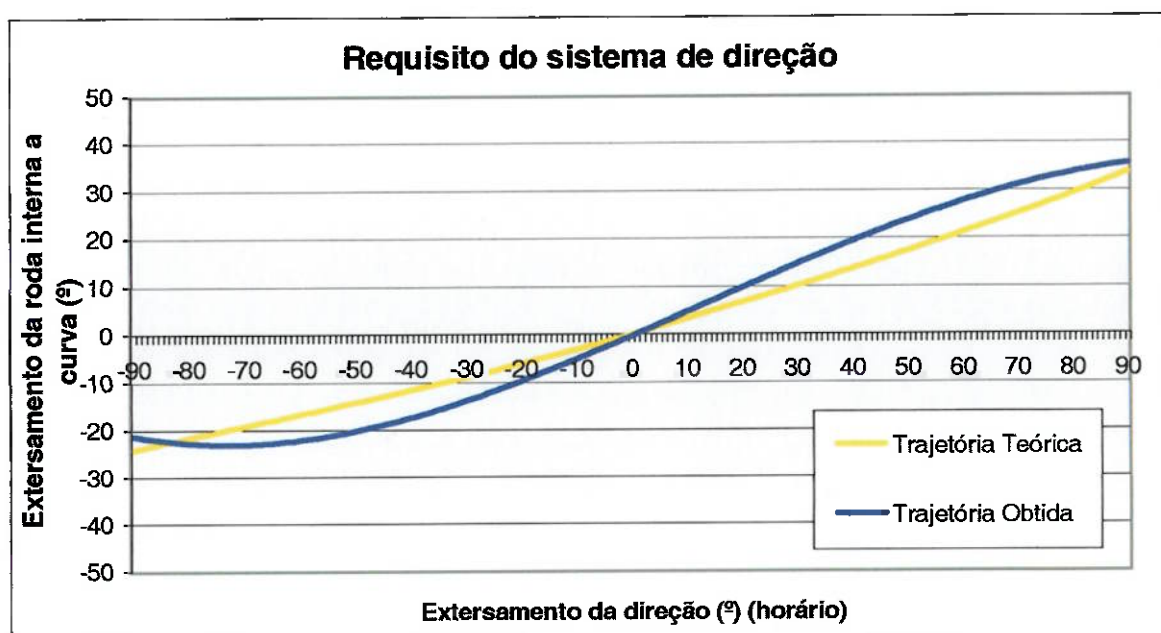


Fig. 38 - Gráfico comparativo da trajetória obtida com o mecanismo de direção e a teórica.

A pequena diferença existente entre as trajetórias teórica e a obtida não é significativa, pois indica apenas que a relação entre o raio da curva e o extersamento da direção não é linear como pretendido inicialmente. Este fato não interfere em nada na dirigibilidade do kart.

É importante na escolha do mecanismo que a diferença de extersamento seja a mesma para ambas as rodas. Ou seja, se existe um “erro” de 5° em relação a trajetória teórica para 30° de extersamento da direção deve-se obter o mesmo “erro” com um extersamento de -30° . Observando a Fig. 38 percebe-se que este requisito foi alcançado. Outro requisito importante que também foi alcançado são os ângulos limites de extersamento que devem estar muito próximos na trajetória teórica e na obtida.

2.6.1.2 Deslocamento vertical

A trajetória teórica que o mecanismo de direção deve percorrer foi obtida sob a hipótese de que apenas 3 rodas do kart mantêm contato com a pista durante a curva. Para que a hipótese seja válida é necessário que os ângulos de caster e do pino mestre do kart provoquem deslocamentos verticais nas rodas dianteiras que resultem na perda de contato da roda traseira interna à curva com o solo para uma grande faixa de ângulos de extersamento. Para verificar a validade da hipótese primeiramente é necessário equacionar o deslocamento vertical da roda traseira em função do ângulo de extersamento das rodas dianteiras e dos ângulos de camber e caster. Este equacionamento é mostrado a seguir, para o equacionamento o chassis foi considerado como um corpo rígido. Os efeitos de deformação do chassis no deslocamento da roda traseira interna à curva serão avaliados posteriormente.

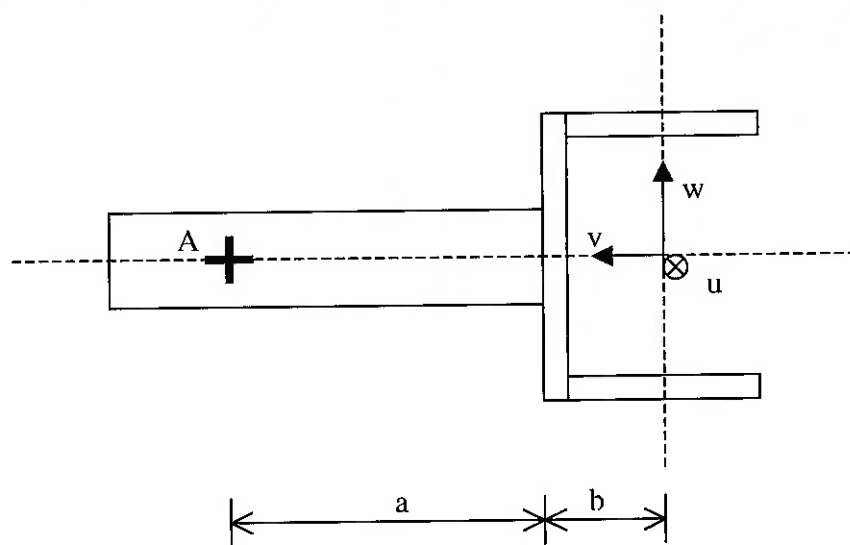


Fig. 39 - Croqui da ponta de eixo

A Fig. 39 mostra um desenho esquemático da ponta de eixo vista segundo o sistema de coordenadas u, v, w . Este sistema forma um ângulo de caster ψ e um ângulo de inclinação do pino mestre ϕ com o sistema x, y, z fixo ao kart. O ponto A marca a distância do centro do contato com o solo. As equações para a posição do ponto A no sistema de coordenadas u, v, w são:

$$u = -(a + b) \cdot \sin \delta \quad (110)$$

$$v = (a + b) \cdot \cos \delta \quad (111)$$

$$w = 0 \quad (112)$$

onde,

δ - Ângulo de extersamento da roda;

$a + b$ - Distância do ponto A até a linha de centro do pino mestre;

Deseja-se obter a posição do ponto A no sistema de coordenadas x, y, z fixo ao kart. O primeiro passo é mudar as coordenadas de u, v, w para x', y', z' , onde x', y', z' são os eixos de um sistema de coordenadas que forma um ângulo ψ (inclinação do pino mestre) com o sistema x, y, z fixo ao kart.

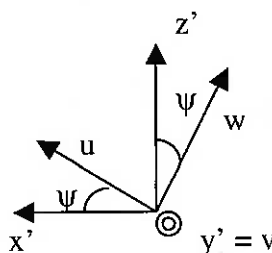


Fig. 40 - Sistemas de coordenadas u, v, w e x', y', z' .

No sistema de coordenadas x', y', z' as equações obtidas nas coordenadas u, v, w ficam:

$$z' = w \cdot \cos \psi + u \cdot \sin \psi \quad (113)$$

$$x' = u \cdot \cos \psi - w \cdot \sin \psi \quad (114)$$

$$y' = v \quad (115)$$

logo,

$$z' = -(a + b) \cdot \sin \delta \cdot \sin \psi \quad (116)$$

$$x' = -(a + b) \cdot \sin \delta \cdot \cos \psi \quad (117)$$

$$y' = (a + b) \cdot \cos \delta \quad (118)$$

E por último é necessário transformar as equações no sistema x', y', z' para o sistema x, y, z .

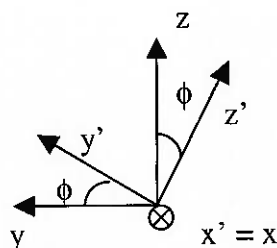


Fig. 41 - Sistemas de coordenadas x', y', z' e x, y, z .

No sistema de coordenadas x, y, z as equações (116), (117) e (118) ficam:

$$z = z' \cdot \cos \phi + y' \cdot \sin \phi \quad (119)$$

$$y = y' \cdot \cos \phi - z' \cdot \sin \phi \quad (120)$$

$$x = x' \quad (121)$$

logo,

$$z = -(a+b) \cdot (\sin \delta \cdot \sin \psi \cdot \cos \phi - \cos \delta \cdot \sin \phi) \quad (122)$$

$$y = (a+b) \cdot (\cos \delta \cdot \cos \phi + \sin \delta \cdot \sin \psi \cdot \sin \phi) \quad (123)$$

$$x = -(a+b) \cdot \sin \delta \cdot \cos \psi \quad (124)$$

De posse das equações (122), (123) e (124) é possível traçar o deslocamento vertical da roda traseira interna à curva em função do raio da curva para diferentes ângulos de caster. Este deslocamento está mostrado no gráfico da Fig. 42. Para traçar o gráfico foram obtidos os deslocamento de cada roda dianteira seguindo a formulação apresentada acima. Em seguida para cada raio de curva, os deslocamentos de cada roda foram compostos admitindo a relação teórica entre os ângulos de extersamento das rodas. Com o deslocamento de cada roda dianteira foi

possível descrever o plano de inclinação do kart, e com isso escrever o deslocamento vertical da roda interna à curva.

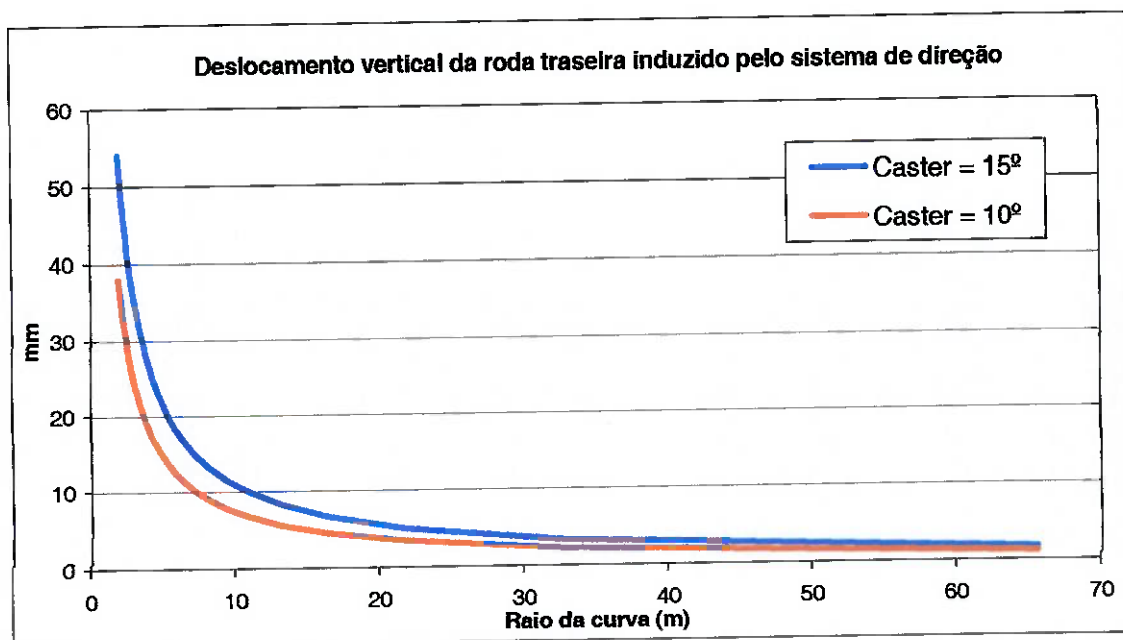


Fig. 42 - Gráfico do deslocamento vertical da roda interna à curva em função do raio da curva e o caster do sistema de direção.

Até o momento foram obtidos os deslocamentos no sistema x, y, z em função do ângulo de extersamento, inclinação do pino mestre e caster. É necessário agora determinar o perfil de deslocamentos na vertical teóricos necessário para erguer a roda interna à curva. Para determinar este perfil deve-se somar os efeitos dos deslocamentos devidos a deformação do pneu pela carga vertical e os deslocamentos do chassi devido ao carregamento.

A deformação do pneu é facilmente obtida através da expressão:

$$\varepsilon = \frac{Z}{k_p} \quad (125)$$

Onde k_p é a constante de mola do pneu e Z é a carga vertical sobre o pneu. A rigidez do pneu k_p pode ser obtida através de ensaios experimentais, o gráfico da Fig. 43 mostra o resultado experimental para diversos tipos de pneu de kart inflados com diversas pressões.

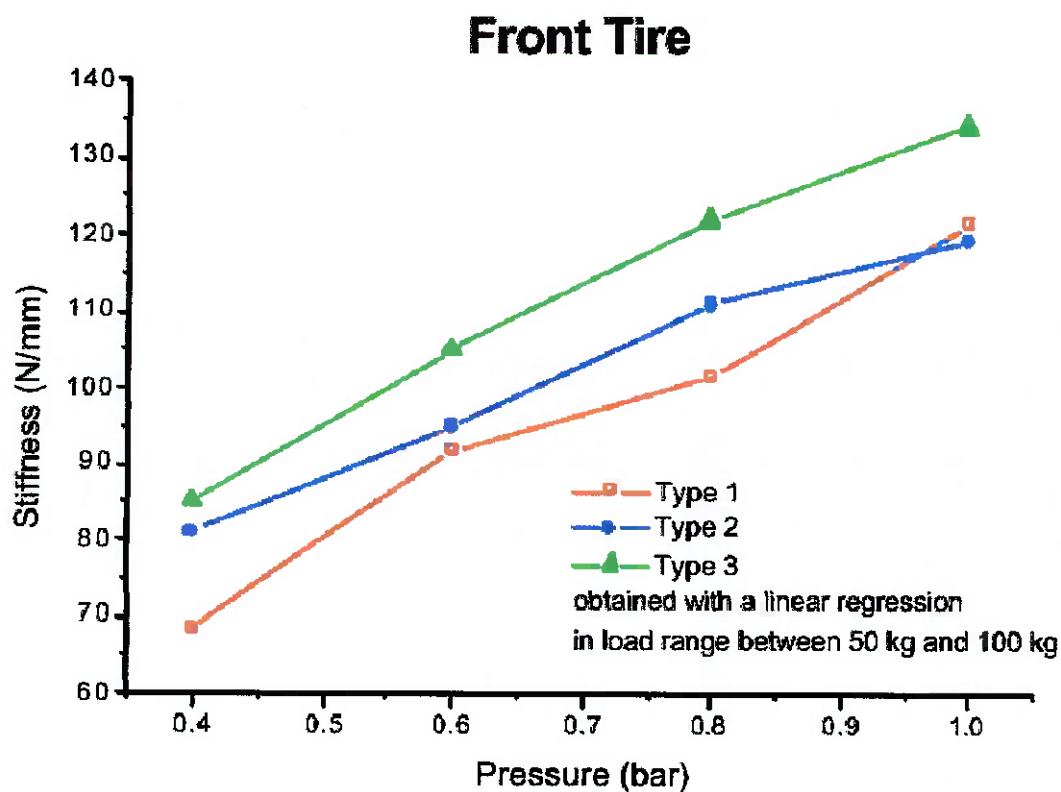


Fig. 43 - Rigidez do pneu dianteiro em função da pressão (Baudille et al, 2005).

O fabricante MG recomenda uma pressão entre 0,9 e 1,3 bar no pneu dianteiro. O pneu que será utilizado é o composto mais duro do fabricante, por isso a curva que mais se aproxima deste pneu deve estar próxima da curva em verde do gráfico da Fig. 43.

Será adotado o valor médio de $k_{pf} = 135 \text{ N/mm}$ nos cálculos.

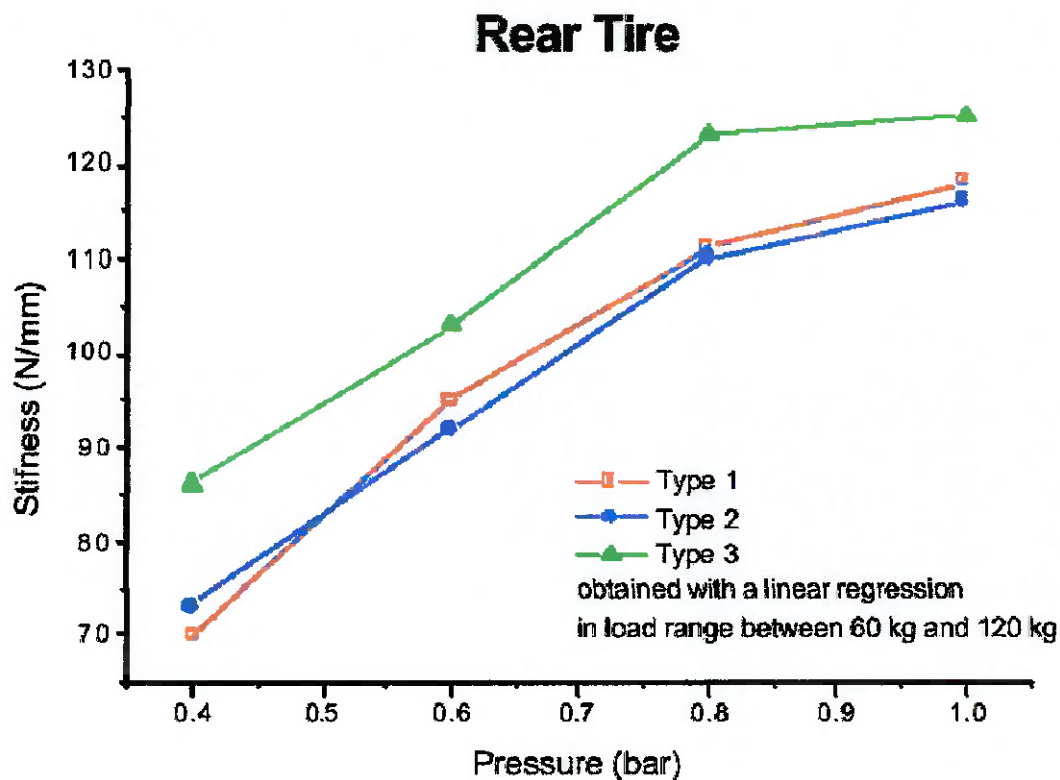


Fig. 44 - Rigidez do pneu traseiro em função da pressão (Baudille et al, 2005).

O fabricante recomenda utilizar a mesma faixa de pressão (0,9 – 1,3 bar) dos pneus dianteiros nos traseiros. Do gráfico da Fig. 44 obtêm-se para os pneus traseiros $k_{pr} = 125 \text{ N/mm}$.

Obtidos os valores de rigidez dos pneus do kart pode-se traçar o perfil de deformações com a carga vertical para cada pneu. Este perfil está mostrado no gráfico da Fig. 45.

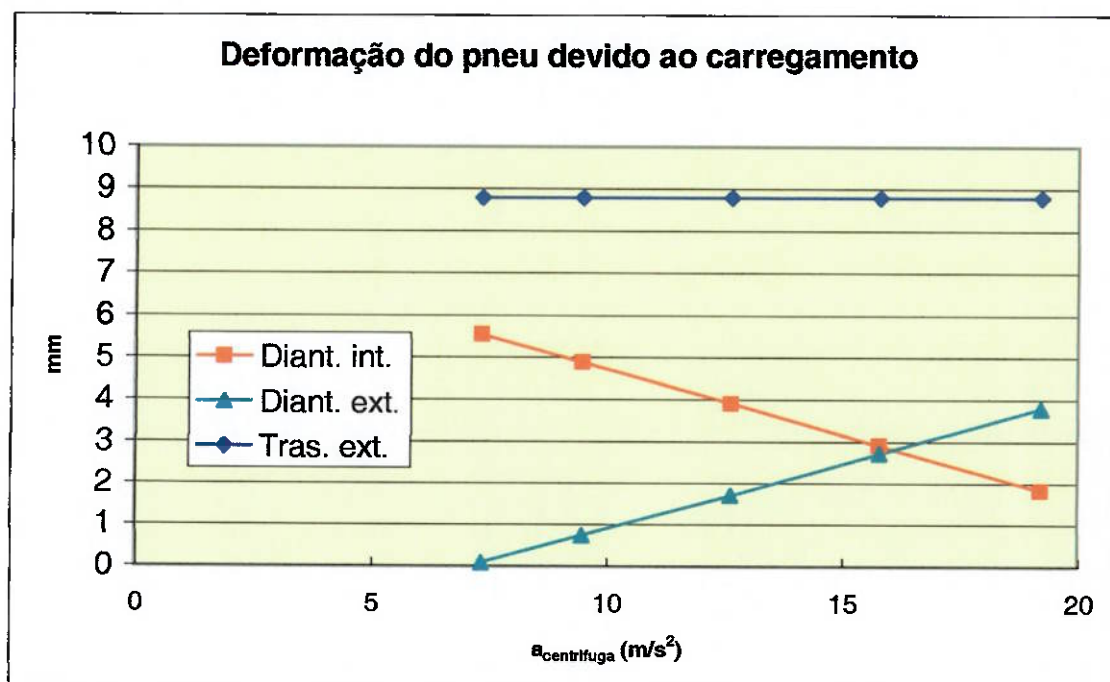


Fig. 45 - Deformação dos pneus com a força vertical.

O gráfico da Fig. 45 mostra a deformação dos pneus do kart realizando curvas com diferentes intensidades (acelerações centrífugas). O gráfico não se estende até a aceleração nula, porque as forças sobre os pneus foram calculadas com o modelo de 3 rodas em contato com o solo. Para acelerações menores que $7,35 \text{ m/s}^2$ a força lateral não é suficiente para compensar o peso do veículo e manter o kart apoiado nas duas rodas dianteiras e na roda traseira externa à curva.

Antes de determinar os parâmetros do sistema de direção é necessário agora realizar o projeto do chassi. Até o momento as equações que regem a trajetória do mecanismo, a formulação que determina a trajetória ideal do mecanismo e a formulação para obter o deslocamento vertical das rodas dianteiras em função do ângulo de extersamento da roda e dos ângulos de caster e pino mestre foram apresentadas. Para que seja possível resolver os modelos matemáticos é necessário projetar o chassi para saber o seu comportamento e a posição de cada componente sobre ele.

2.7 Chassis

O projeto do chassis do kart é uma tarefa complexa, pois é necessário alocar todos os componentes em um espaço extremamente reduzido de uma maneira funcional. Um chassis de kart é uma estrutura tubular praticamente plana, onde tubos essencialmente de mesmo diâmetro mas com comprimentos e formas diferenciadas são unidos através de processos de soldagem. Se o projeto de um chassis de kart é complexo um chassis de kart para recreação que possa ser construído em pequenas oficinas se torna ainda mais desafiador. O processo de soldagem, essencial na construção do chassis disponível nestas oficinas é na maioria delas somente soldagem com eletrodo. Não é possível realizar nenhum tratamento pré ou pós soldagem, devendo a soldagem ocorrer em condições ambiente. Por este motivo o projeto de um chassis passa pela escolha do material correto. Os requisitos principais que devem estar presentes no material do chassis são:

- Fácil soldagem. O processo de soldagem deve poder ser realizado a condições ambientes e não necessitar de nenhum pré ou pós-tratamento para alívio das tensões introduzidas durante o processo;
- Ter comportamento dúctil, boa conformação mecânica e alta tenacidade à fratura;
- Ser comercializado em diversos perfis e dimensões;
- Ser acessível economicamente (custo relativo – baixo);

Preenchem estes requisitos alguns aços baixo e médio carbono, mas a escolha final do material só pode ser realizada depois de conhecido o chassis do kart. O primeiro passo para desenhar um novo chassis é saber a aplicação que ele vai estar sujeito. A aplicação neste caso está bem definida, o chassis será utilizado em pistas de corrida por pilotos amadores que alugam karts para se divertirem por um período de tempo. Os principais requisitos do kart são que ele proporcione segurança e divertimento com durabilidade. Para atingir estes requisitos o chassis deve:

- Ser leve;

- Ter nível de tensão abaixo do limite de fadiga e “homogêneo” (não apresentar um ponto com tensão muito mais elevada que os demais, assim procura-se garantir que o chassi não falhe prematuramente em um ponto enquanto os demais estão longe da falha);
- Ser regulável;
- Permitir a instalação de proteção ao redor do veículo;
- Ser construído a partir de perfis comprados com algumas operações de conformação mecânica e corte;

Estabelecidos os requisitos do chassi o próximo passo é o estudo dos chassis existentes com esta aplicação.

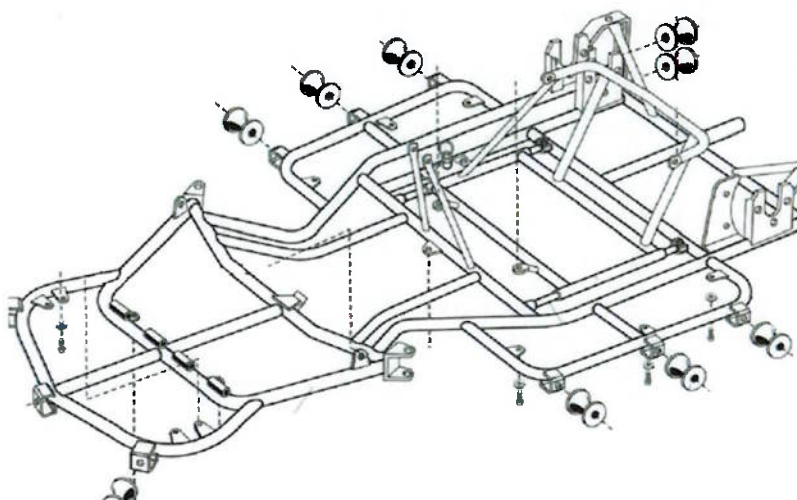


Fig. 46 - Chassis indoor fabricado pela MetalMoro.

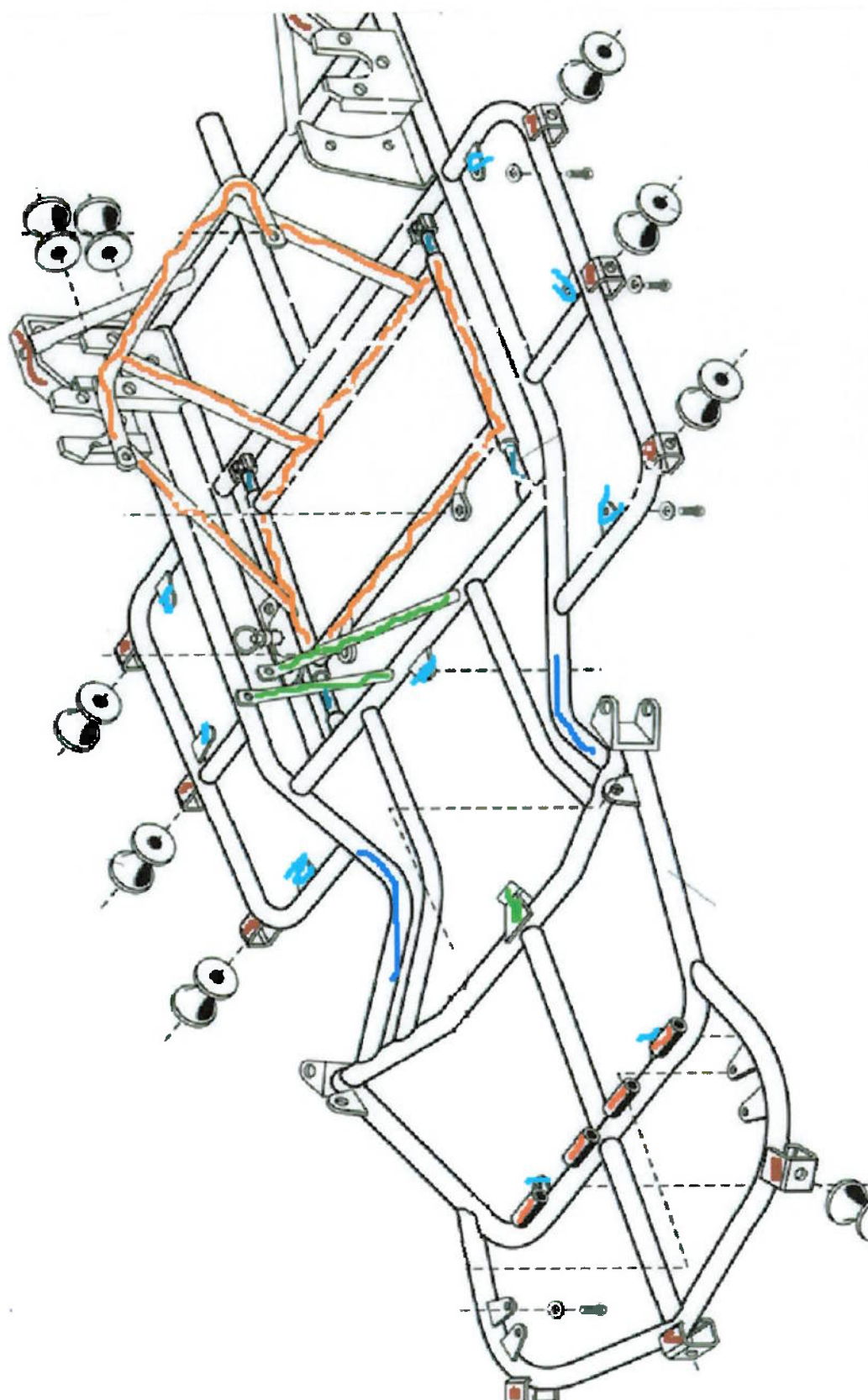


Fig. 47 - Chassi Metalmoro obtido no site da empresa

Estudando o chassis da Fig. 47 pode-se identificar a função de cada componente na estrutura e as limitações impostas ao chassis. Por exemplo, os tubos marcados em azul precisam apresentar esta curvatura para permitir que as rodas dianteiras virem. Em verde claro identificam-se os dois pontos de suporte da coluna de direção. Em vinho pode-se ver os diversos pontos para a fixação da proteção. Em vermelho estão marcados os pontos de articulação dos pedais do acelerador e freio. Em verde musgo estão destacados dois tubos que têm como finalidade servir como guia para o ajuste do assento. É interessante notar que estes tubos não são soldados na extremidade para possibilitar a troca da estrutura que fixa o banco identificada com a cor laranja. Os componentes em azul claro são pontos de fixação de “pisos” para que o piloto possa ter apoio para se sentar e deixar o kart. Muitos outros pontos podem ser destacados sendo estes alguns principais. Muitas destas características não são exclusivas dos chassis para aplicação de aluguel (indoor). A Fig. 48 mostra um exemplo de chassis para kart de competição onde se pode notar muitas semelhanças entre os dois chassis.

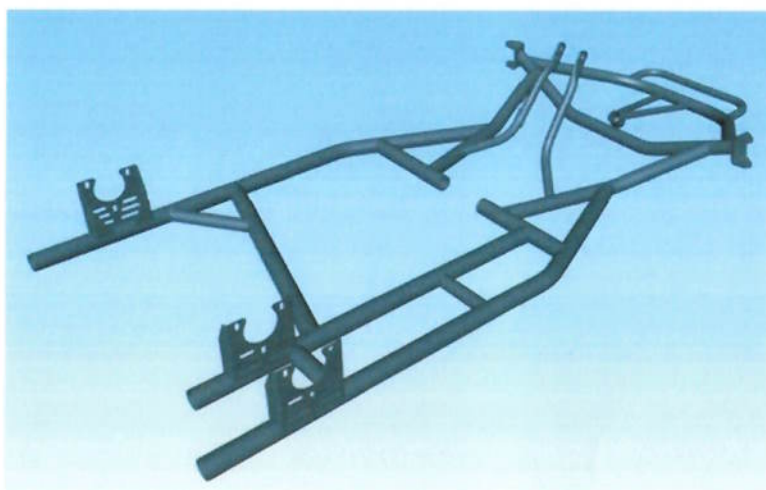


Fig. 48 - Chassis de um kart de competição.

Tomando como base o chassis indoor fabricado pela Metalmoro, um “brainstorming” foi realizado para obter uma solução de desenho para o chassis que atenda aos requisitos deste projeto.

Como mostrado anteriormente todos os componentes do chassis tem função no kart. Algumas mudanças dimensionais e de posicionamento foram realizadas, mas os componentes praticamente permaneceram os mesmos. Destaca-se uma alteração

feita no tubo externo em ambas as laterais. Este tubo era dobrado em dois planos diferentes.

O tubo passou a ser dobrado em apenas um plano e outro tubo reto foi adicionado para fazer a ligação com o suporte das mangas de eixo, facilitando assim a fabricação em oficinas. Para desenvolvimento das alternativas foram feitos modelos completos dos componentes do kart em um software do tipo CAD para verificação de possíveis interferências ainda na fase de projeto.

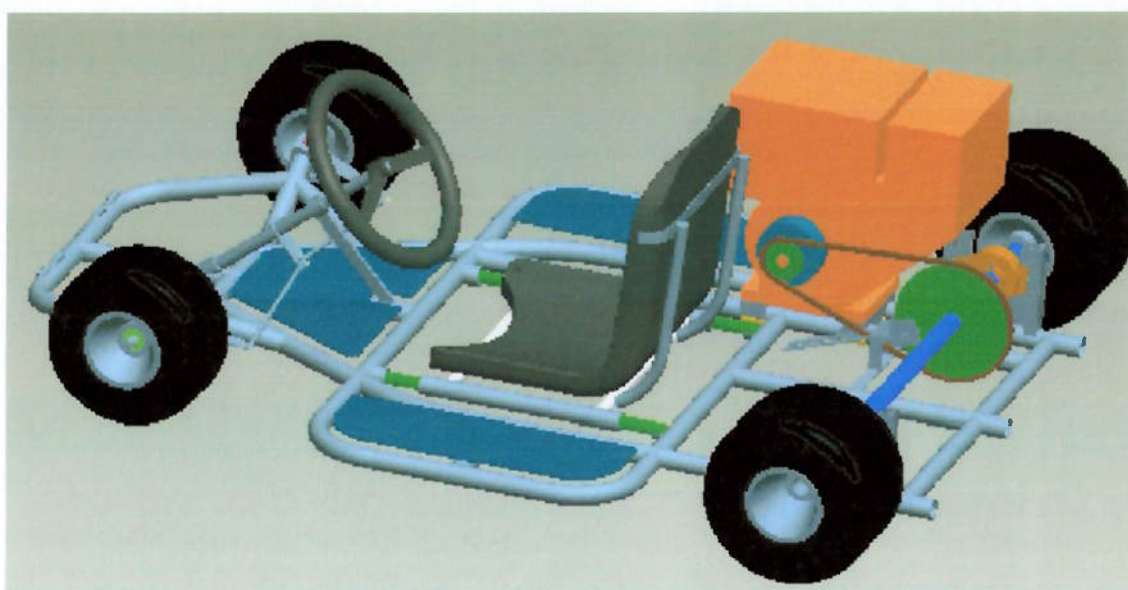


Fig. 49 - Vista em perspectiva da lateral do kart modelado em CAD.

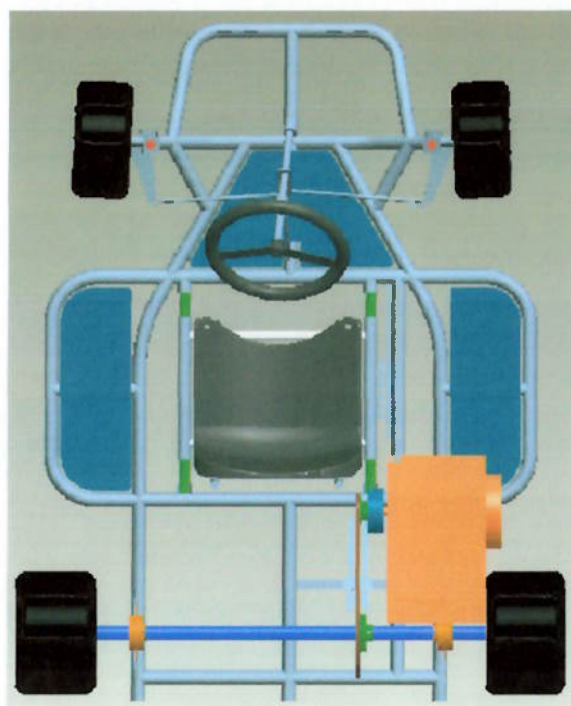


Fig. 50 - Vista de cima do kart modelado em CAD

Depois de analisadas e solucionadas todas as possíveis interferências a configuração final obtida foi simulada em elementos finitos.

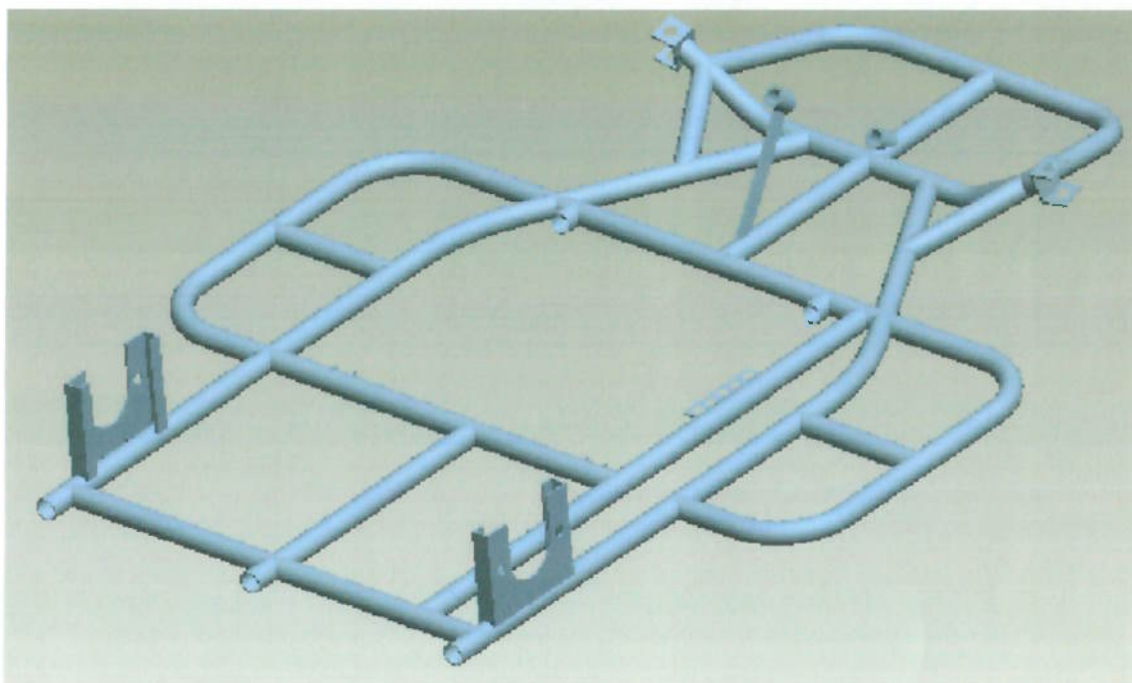


Fig. 51 - Chassis final do kart modelado em CAD.

As soluções foram simuladas no software Ansys para três condições de carregamento:

Tabela 13 - Esforços utilizados nas simulações em elementos finitos.

Carregamento	F_{vertical} (N)	$F_{\text{centrifuga}}$ (N)	F_{frenagem} (N)
Curva máx. esq.	1862	3651	0
Curva máx. dir.	1862	3651	0
Frenagem máx. reta	1862	0	1154

A primeira alternativa para o chassi foi simulada com tubos de 30 x 3 mm. O resultado das simulações nas condições de carregamento mostrada na Tabela 13 indicaram tensões baixas na estrutura cerca de 70 MPa na pior condição de carregamento como pode ser visto na Fig. 52 e tinha massa de 21,350 kg.

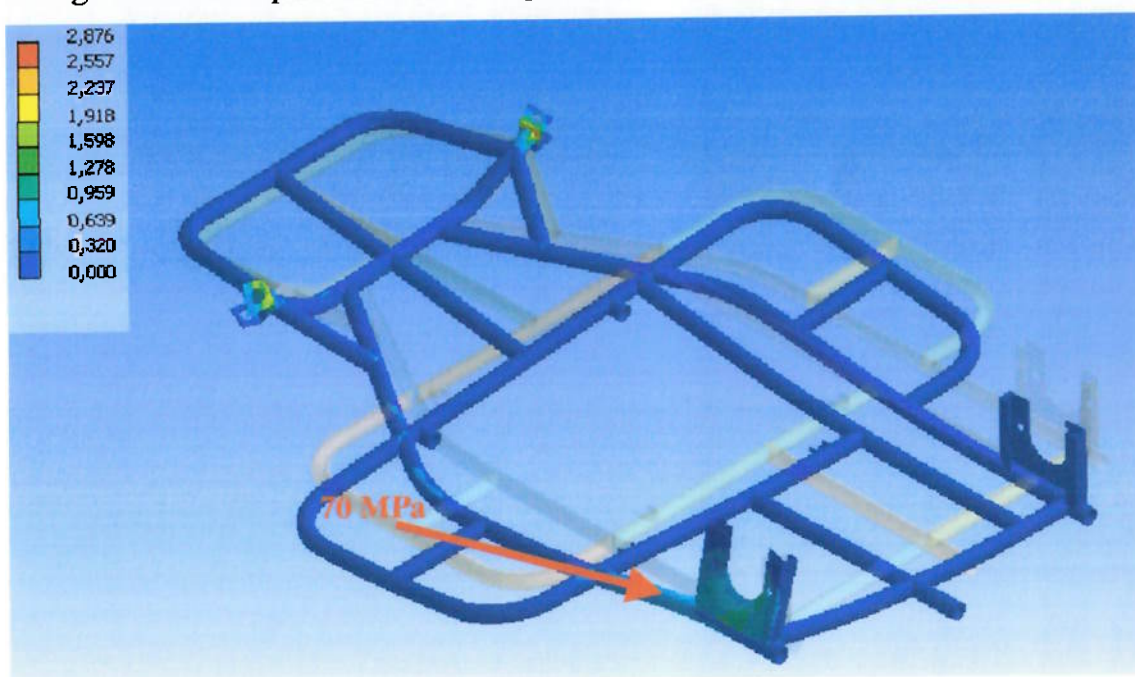


Fig. 52 - Distribuição da tensão de Von Mises na estrutura da alternativa 1 realizando a curva máxima para a direita.

Uma segunda alternativa foi elaborada e simulada utilizando tubos de 31,75 x 2 mm. Nesta simulação as tensões obtidas estiveram próximas de 100 MPa e mais uniformemente distribuída ao longo do chassi como pode ser visto nas figuras 53, 54 e 55. Com esta alteração ocorreu uma redução de 24,8% na massa do chassi que passou para 16,060 kg.

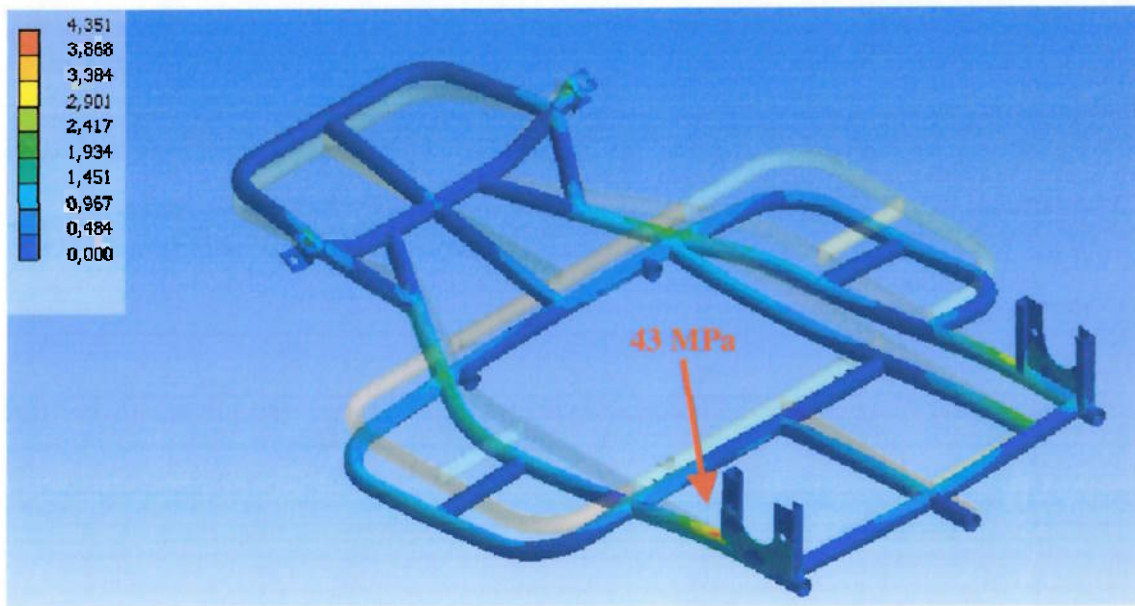


Fig. 53 - Distribuição da tensão de Von Mises na estrutura da alternativa 2 em frenagem máxima.

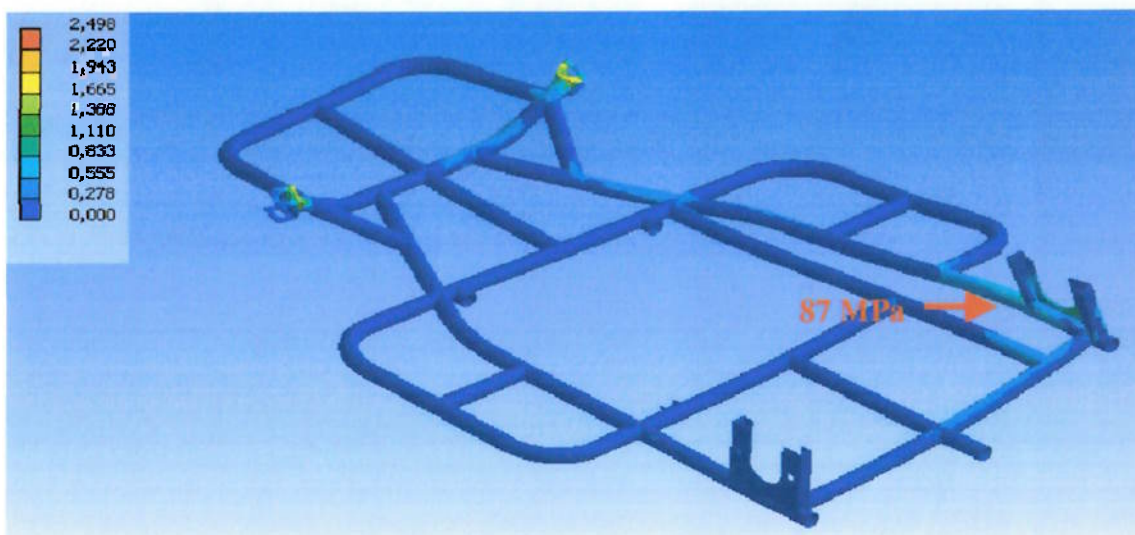


Fig. 54 - Distribuição da tensão de Von Mises na estrutura da alternativa 2 realizando a curva máxima para esquerda.

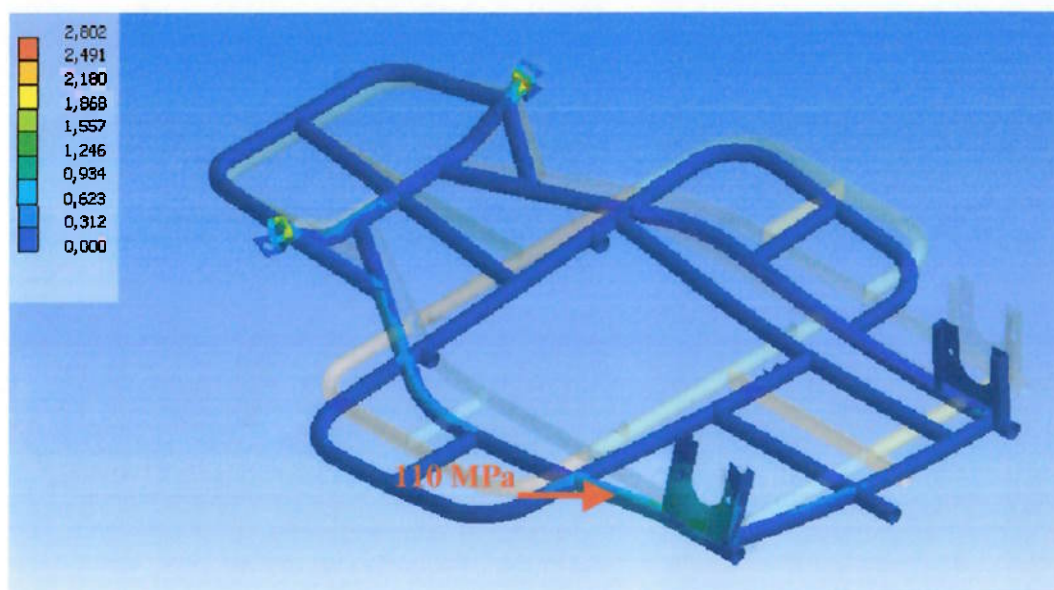


Fig. 55 - Distribuição da tensão de Von Mises na estrutura da alternativa 2 realizando a curva máxima para direita.

A tensão máxima obtida na simulação não está restrita a um ponto e está próxima ao limite de fadiga do aço 1020, indicando que está é uma possível solução para o problema. Para considerar a alternativa como solução ela deve também ser capaz de erguer a roda interna à curva para uma ampla faixa de raios de curva.

Para verificar se o chassi é rígido o bastante para erguer a roda interna a curva foram realizadas diversas simulações com diferentes valores de aceleração centrífuga com o chassi apoiado em 3 rodas e medido o deslocamento vertical da roda não apoiada. O resultado das simulações está mostrado no gráfico a seguir.

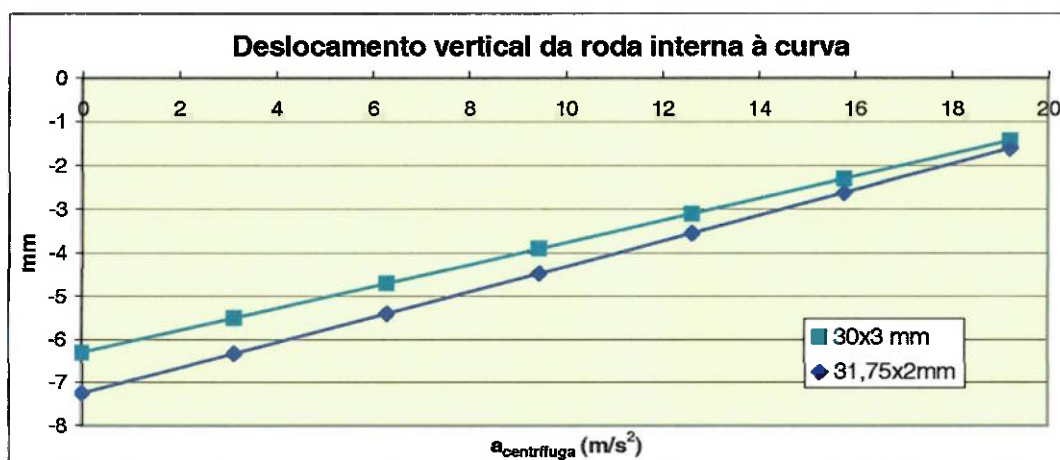


Fig. 56 - Gráfico mostrando o deslocamento vertical da roda interna à curva causado pela deformação do chassi

Analisando os resultados dos gráficos das figuras 42, 45 e 56 que estão relacionados com o deslocamento da roda interna à curva. O gráfico da Fig. 45 além das deformações dos pneus devido ao carregamento nos mostra que o modelo com 3 apoios é válido apenas para acelerações centrífugas maiores que $7,35 \text{ m/s}^2$. Com esta aceleração centrífuga as simulações em elementos finitos mostraram que a deformação do chassis provoca um deslocamento de 5,3 mm na roda não apoiada.

No gráfico da Fig. 42 que mostra o deslocamento induzido na roda traseira interna à curva pelo sistema de direção observa-se que para caster de 15° curvas com raio menor do que 7,25 m induzem deslocamentos suficientes para erguer a roda traseira interna à curva. Para este raio de curva a velocidade mínima deve ser de 25 km/h para respeitar a aceleração centrífuga mínima de $7,35 \text{ m/s}^2$. Esta velocidade é quase a metade da velocidade máxima do kart e uma velocidade boa para um kart de recreação. Para raios maiores que 7,25 m a diferença de rotação requerida nas rodas traseiras na curva é pequena sendo aceitável o contato de ambas no solo. Principalmente considerando que o esforço sobre a roda interna à curva é baixo ajudando a diminuir o desgaste do pneu.

2.8 Eixo de Transmissão

2.8.1 Fixação dos componentes

2.8.1.1 Coroa

A fixação da coroa será feita por um parafuso de cabeça sextavada. A área necessária para suportar o torque máximo transmitido pelo motor é dada por:

$$A_p = \frac{T_{\max}}{D \cdot 0,58 \cdot \sigma_e} \quad (126)$$

onde,

A_p - Área da seção transversal do parafuso;

D - Diâmetro do eixo traseiro;

T_{\max} - Torque máximo no eixo;

σ_e - Tensão de escoamento;

A classe do parafuso utilizado é SAE 4.6 ($\sigma_e=240$ Mpa), logo:

$$T_{\max} = 3 \cdot 13,4 = 40,1 Nm$$

O diâmetro do eixo traseiro vale $D = 30$ mm. Logo,

$$A_p = 9,60 mm^2 \Rightarrow d_{pf} \geq 3,50 mm$$

onde,

d_{pf} - Diâmetro do parafuso;

O parafuso M5x60 resiste aos esforços cisalhantes e será utilizado na fixação da coroa.

É necessário fazer um furo de passagem para o parafuso no eixo de diâmetro 5 mm. Este furo introduz uma concentração de tensão (fadiga) e reduz o momento de inércia da seção, conforme mostrado na tabela a seguir.

	Inércia (mm ⁴)	K _f
Torção	68271	1,6
Flexão	28510	2,15

2.8.1.2 Cubo de roda traseiro

A fixação do cubo no eixo é feita através de uma chaveta 6 x 6 mm de material com 600 MPa de resistência a tração. As dimensões da chaveta são mostradas na tabela a seguir:

Dimensões da chaveta (600 MPa)	
Largura b (mm)	6
Altura h (mm)	6
Profundidade no eixo (t ₁) (mm)	3,5
Profundidade no cubo (t ₂) (mm)	2,8
Comprimento (mm)	63

O rasgo de chaveta introduz uma concentração de tensão no eixo dada por:

	K _f
Torção	1,3
Flexão	1,3

2.8.2 Verificação das tensões no eixo

- Frenagem máxima:

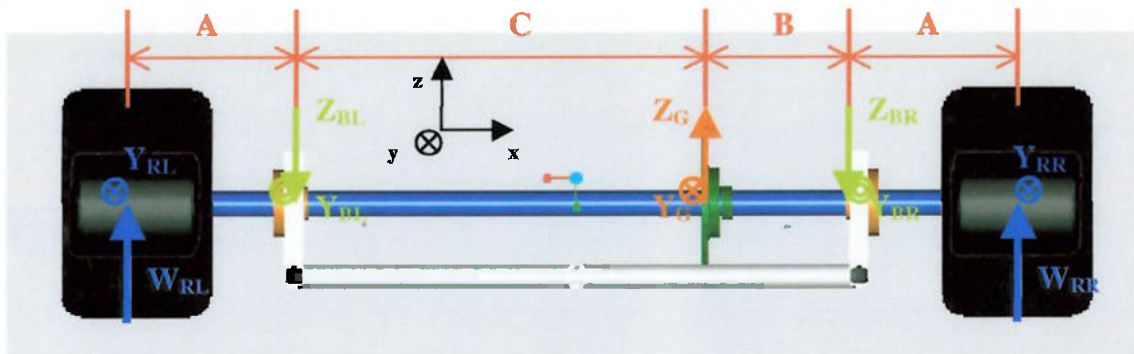


Fig. 57 - Esforços sobre o eixo traseiro na aceleração ou frenagem.

Na condição de frenagem máxima os esforços aplicados no eixo estão mostrados na Tabela 14.

Tabela 14 -Forças aplicadas sobre o eixo na frenagem máxima.

W_{RL} (N)	592,0
W_{RR} (N)	592,0
Y_{RL} (N)	-546,8
Y_{RR} (N)	-546,8
$T_{frenagem}$ (Nm)	150,9
Z_g (N)	778,9
Y_g (N)	283,5

Tabela 15 - Distância entre seções do eixo.

A (mm)	190
B (mm)	190,3
C (mm)	489,7

Escrevendo as equações de equilíbrio para o eixo da Fig. 57 têm-se:

$$\sum F_z = 0 \Rightarrow W_{RL} + W_{RR} - Z_{BL} - Z_{BR} + Z_G = 0 \quad (127)$$

$$\sum M_y^Q = 0 \Rightarrow W_{RL} \cdot A - Z_G \cdot C + Z_{BR} \cdot (B + C) - W_{RR} \cdot (A + B + C) = 0 \quad (128)$$

onde,

W_{RL} - Reação no pneu do lado esquerdo;

W_{RR} - Reação no pneu do lado direito;

Y_{BL} - Força longitudinal no plano horizontal sobre o rolamento traseiro esquerdo;

Y_{BR} - Força longitudinal no plano horizontal sobre o rolamento traseiro direito;

Y_G - Parcela horizontal da força aplicada na coroa;

Y_{RL} - Força longitudinal no plano horizontal sobre o pneu traseiro esquerdo;

Y_{RR} - Força longitudinal no plano horizontal sobre o pneu traseiro direito;

Z_{BL} - Força vertical no rolamento traseiro esquerdo;

Z_{BR} - Força vertical no rolamento traseiro direito;

Z_G - Parcela vertical da força aplicada na coroa;

Resolvendo o sistema formado pelas equações (127) e (128) obtêm-se os esforços sobre os mancais:

$$Z_{BR} = \frac{W_{RR} \cdot (A + B + C) - W_{RL} \cdot A + Z_G \cdot C}{B + C} \quad (129)$$

$$Z_{BL} = \frac{W_{RL} \cdot (A + B + C) - W_{RR} \cdot A + Z_G \cdot B}{B + C} \quad (130)$$

De maneira análoga para o plano horizontal (Oxy), obtêm-se:

$$Y_{BR} = \frac{Y_{RR} \cdot (A + B + C) - Y_{RL} \cdot A + Y_G \cdot C}{B + C} \quad (131)$$

$$Y_{BL} = \frac{Y_{RL} \cdot (A + B + C) - Y_{RR} \cdot A + Y_G \cdot B}{B + C} \quad (132)$$

Resolvendo as equações com os dados das tabelas 14 e 15 obtêm-se:

Tabela 16 - Esforços nos rolamentos do eixo traseiro e tensão máxima no eixo na frenagem máxima.

F_{BR} (N)	344,1
Y_{BR} (N)	-342,7

Z_{BR} (N)	31,1
F_{BL} (N)	598,7
Y_{BL} (N)	-467,5
Z_{BL} (N)	374,0
σ_{max} (MPa)	298,3

Onde,

F_{BL} - Força radial sobre o rolamento traseiro esquerdo;

F_{BR} - Força radial sobre o rolamento traseiro direito;

A tensão máxima ocorre na seção R que contém o furo de fixação da coroa.

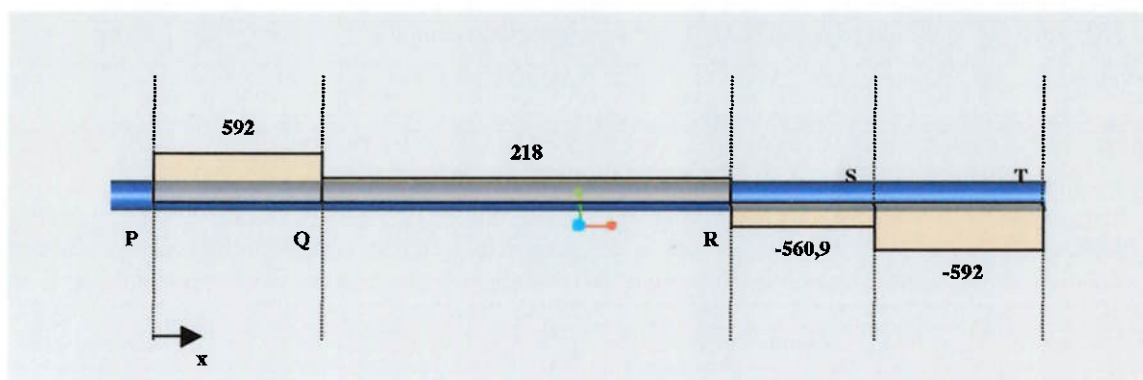


Fig. 58 - Diagrama de esforços cortante no plano xz na frenagem máxima (valores em N).

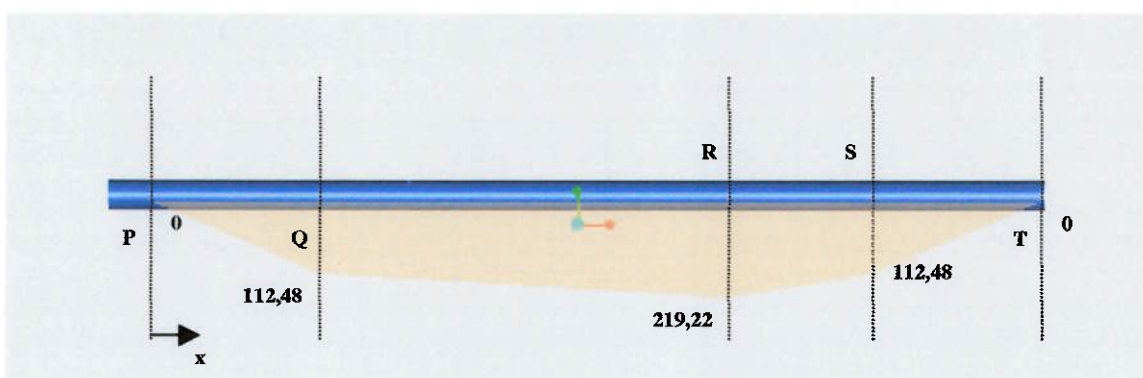


Fig. 59 - Diagrama de momento fletor no plano xz na frenagem máxima (valores em Nm).

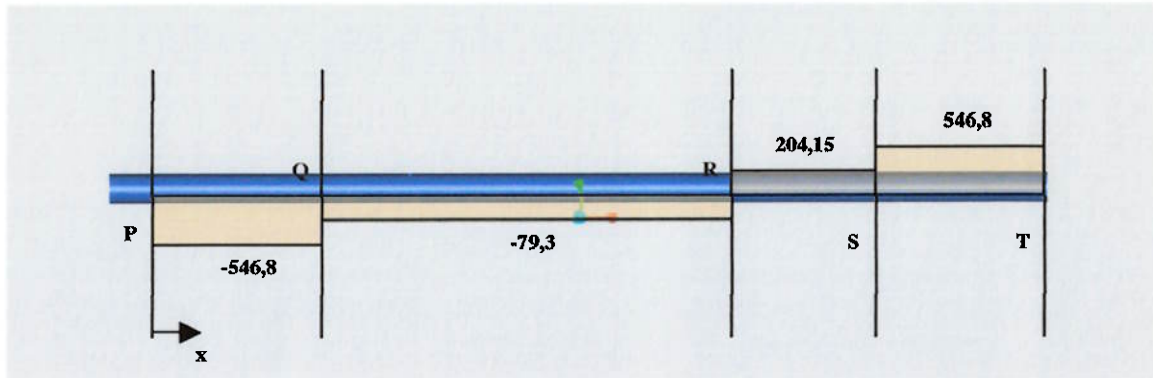


Fig. 60 - Diagrama de esforços cortante no plano xy na frenagem máxima (valores em N).

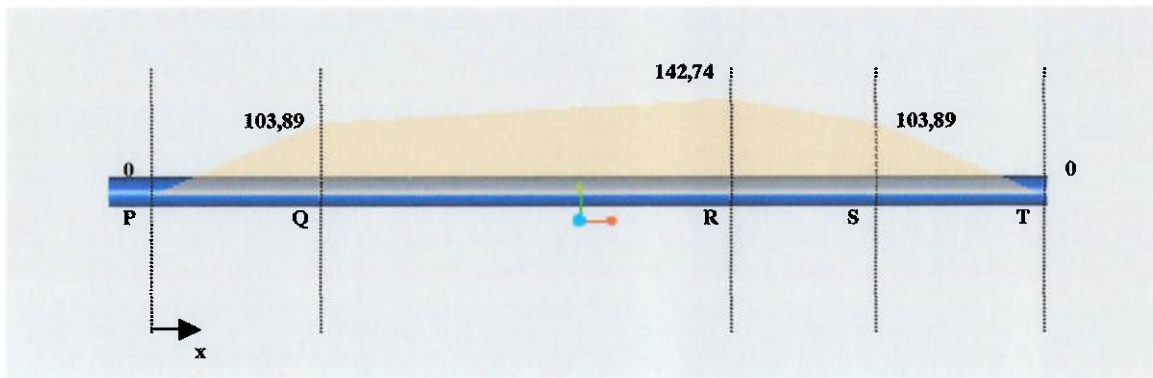


Fig. 61 - Diagrama de momento fletor no plano xy na frenagem máxima (valores em Nm).

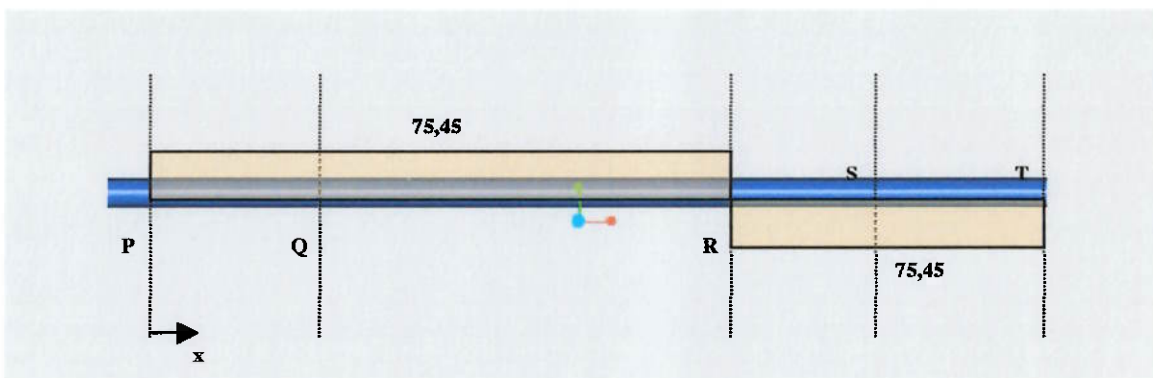


Fig. 62 - Diagrama de momento torsor no plano xy na frenagem máxima (valores em Nm).

- Aceleração máxima

Na condição de aceleração máxima o eixo está sob a mesma configuração de esforços mostrada na Fig. 57 mudando apenas a intensidade e sentido de alguns destes esforços. A Tabela 17 mostra o valor destes esforços para a condição de aceleração máxima.

Tabela 17 - Esforços sobre o eixo na aceleração máxima.

W_{RL} (N)	592,0
W_{RR} (N)	592,0
Y_{RL} (N)	110,2
Y_{RR} (N)	110,2
T_{acel} (Nm)	40,1
Y_g (N)	217,3
Z_g (N)	37,1

O equacionamento para se obter as reações nos mancais para a condição de aceleração máxima é o mesmo apresentado para o caso de frenagem máxima.

Resolvendo as equações para os esforços da Tabela 17 obtêm-se:

Tabela 18 - Esforços nos rolamentos do eixo traseiro e tensão máxima no eixo na aceleração máxima.

F_{BR} (N)	673,8
Y_{BR} (N)	266,7
Z_{BR} (N)	618,7
F_{BL} (N)	626,2
Y_{BL} (N)	171,0
Z_{BL} (N)	602,4
σ_{max} (MPa)	122,3

A tensão máxima ocorre na seção R que contém o furo de fixação da coroa.

Os diagramas de força cortante, momento fletor e momento torsor são similares aos apresentados para o caso de frenagem máxima e não serão apresentados.

- Curva máxima:

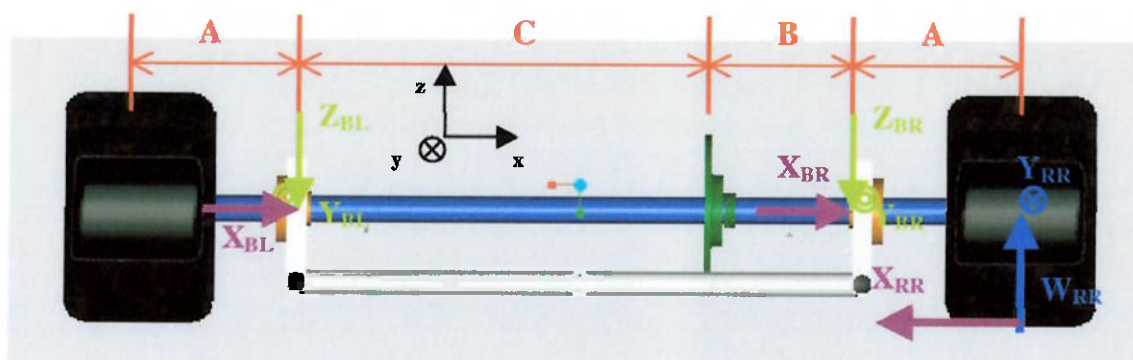


Fig. 63 - Esforços sobre o eixo traseiro em uma curva para esquerda a velocidade constante.

Tabela 19 - Forças aplicadas sobre o eixo na curva máxima a velocidade constante.

Y_{RR} (N)	0,0
W_{RR} (N)	1184,0
Y_{RL} (N)	0,0
W_{RL} (N)	0,0
X_{RR} (N)	4456,0

Onde,

X_{BL} - Força axial no rolamento traseiro esquerdo;

X_{BR} - Força axial no rolamento traseiro direito;

X_{RR} - Força lateral exercida pelo pneu traseiro direito;

Escrevendo as equações de equilíbrio para o eixo da Fig. 63 têm-se:

$$\sum F_z = 0 \Rightarrow W_{RR} - Z_{BL} - Z_{BR} = 0 \quad (133)$$

$$\sum M_y^Q = 0 \Rightarrow Z_{BR} \cdot (B + C) - W_{RR} \cdot (A + B + C) + X_{RR} \cdot R = 0 \quad (134)$$

Resolvendo o sistema formado pelas equações (133) e (134) obtêm-se os esforços sobre os mancais:

$$Z_{BR} = \frac{W_{RR} \cdot (A + B + C) - X_{RR} \cdot R}{B + C} \quad (135)$$

$$Z_{BL} = \frac{-W_{RR} \cdot A + X_{RR} \cdot R}{B + C} \quad (136)$$

$$X_{BL} = X_{BR} = \frac{X_{RR}}{2} \quad (137)$$

Resolvendo as equações 135, 136 e 137 para os esforços da Tabela 19 têm-se:

Tabela 20 - Esforços nos rolamentos do eixo traseiro e tensão máxima no eixo na curva máxima.

F_{BR} (N)	610,5
Y_{BR} (N)	0
Z_{BR} (N)	610,5
X_{BR} (N)	2278
F_{BL} (N)	573,5
Y_{BL} (N)	0
Z_{BL} (N)	573,5
X_{BL} (N)	2278
σ_{max} (MPa)	317,7

A tensão máxima ocorre na seção R que contém o furo de fixação da coroa.

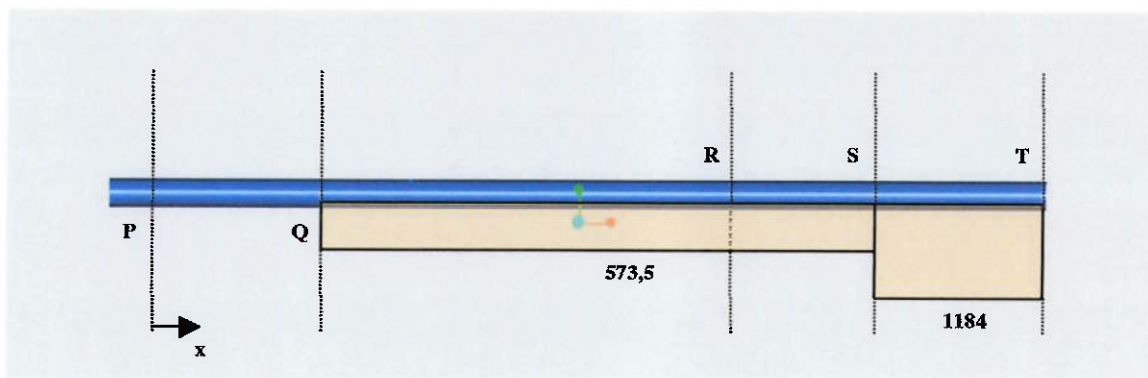


Fig. 64 - Diagrama de esforços cortante no plano xz na curva máxima (valores em N).

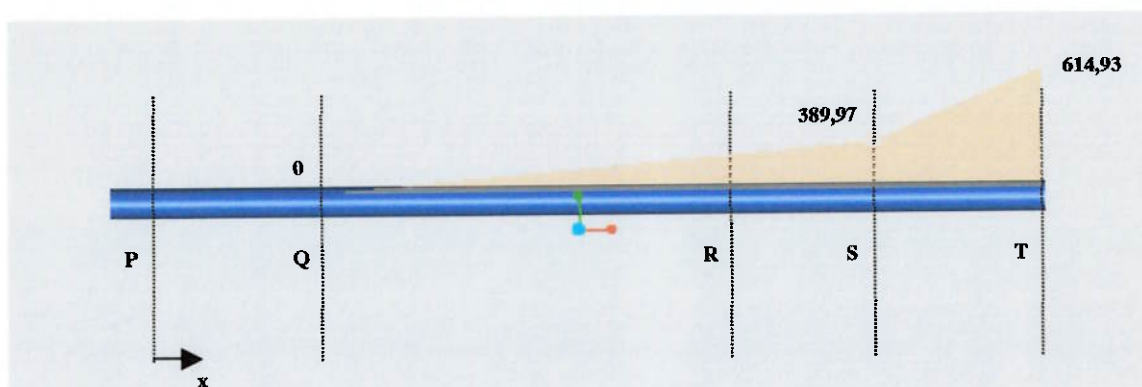


Fig. 65 - Diagrama de momento fletor no plano xz na curva máxima (valores em Nm).

Com os valores de tensão obtidos para os 3 carregamentos é possível calcular a vida em fadiga para cada carregamento. O cálculo para a pior condição está apresentado a seguir. A pior condição ocorre para o kart em curva máxima.

O eixo é fabricado em aço 1045. A curva S-N do material 1045 em flexão é mostrada na Fig. 66.

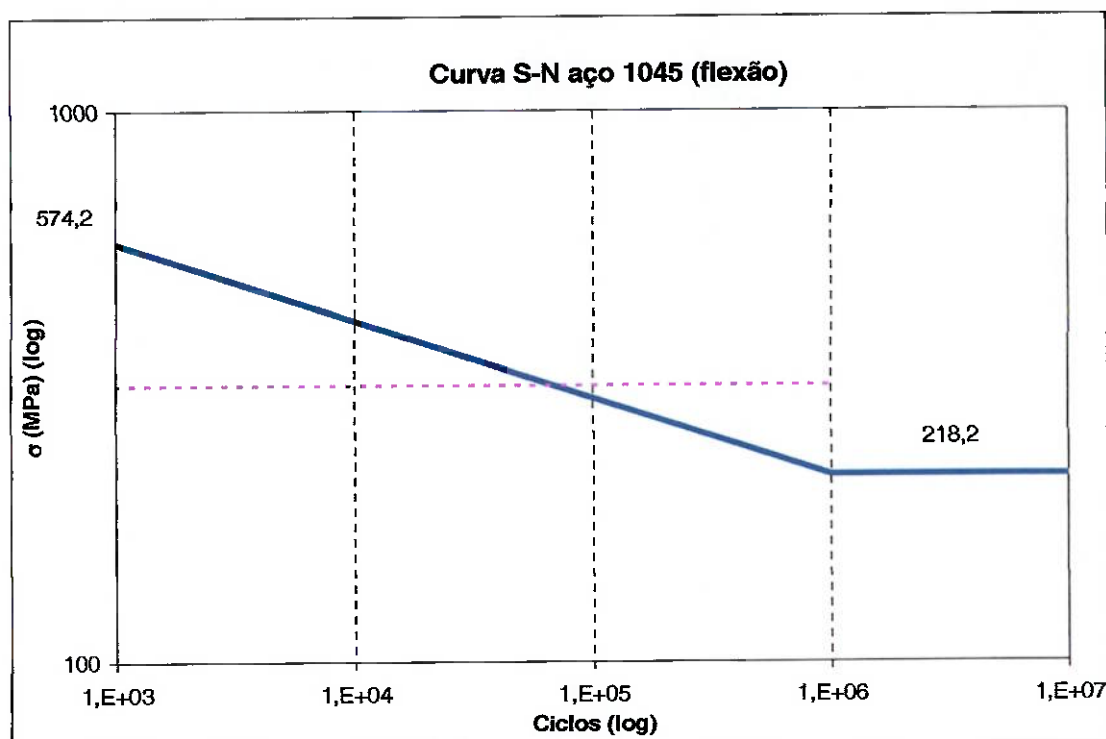


Fig. 66 - Gráfico S-N do material 1045 em flexão.

No gráfico da Fig. 66 pode-se observar que a tensão aplicada não está abaixo do limite de fadiga do material que vale 218,2 MPa. No entanto com a tensão aplicada de 317 MPa o eixo deve atingir 85000 ciclos antes da falha. Um valor

razoável considerando o fato que durante muito pouco tempo o eixo vai estar sob este carregamento.

2.8.3 Rolamentos do eixo traseiro

No dimensionamento do eixo traseiro obteve-se os esforços sobre os mancais para as 3 condições limite de carregamento: aceleração máxima, frenagem máxima e curva máxima. A máxima carga radial sobre um mancal ocorre para a condição de aceleração máxima e vale 673,8 N. No entanto como se planeja utilizar um rolamento de esferas a condição de curva máxima se torna a pior, pois tem um esforço axial elevado sobre o mancal de 2278 N e um esforço radial de 610,5 N.

O rolamento escolhido é do tipo flange por ser de mais fácil fixação. O fabricante NSK possui o rolamento UCFL 206 com este tipo de fixação e diâmetro interno de 30 mm.

2.8.3.1 Dimensionamento do rolamento traseiro

O rolamento será dimensionado na condição de curva máxima. Para esta condição de carregamento têm-se:

$$F_a = 2278N$$

$$F_r = 610,5N$$

onde,

F_a - Força axial no rolamento;

F_r - Força radial no rolamento;

A capacidade de carga do rolamento UCFL 206 fornecida pelo fabricante é:

$$C_{0r} = 11300N$$

$$C_r = 19500N$$

onde,

C_r - Capacidade de carga dinâmica;

C_{0r} - Capacidade de carga estática;

A carga dinâmica equivalente do rolamento é dada por:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (138)$$

Onde X e Y são constantes que dependem do carregamento aplicado e das propriedades do rolamento e são retirados de tabela fornecida pelo fabricante. Para obter o valor de X e Y é necessário calcular:

$$\frac{C_{0r}}{F_a} = 5,07 \Rightarrow e = 0,35$$

e

$$\frac{F_a}{F_r} = 3,65 > e$$

Da tabela do fabricante obtêm-se:

$$X = 0,56$$

$$Y = 1,26$$

logo,

$$P = 0,56 \cdot F_r + 1,26 \cdot F_a = 3148,9N$$

O coeficiente de velocidade (f_n) de um rolamento de esferas com rotação de 1200 rpm é de acordo com o manual do fabricante NSK.

$$f_n = 0,3$$

O coeficiente de vida do rolamento (f_h) é dado por:

$$f_h = f_n \cdot \frac{C_r}{P} = 1,86 \quad (139)$$

O coeficiente de vida obtido equivale a uma vida nominal de 3200 horas. Se considerarmos o kart funcionando 8h/dia 200 e dias/ano esta vida nominal equivale a 2 anos de operação.

A carga estática equivalente do rolamento é dada por:

$$P_0 = 0,6 \cdot F_r + 0,5 \cdot F_a = 1480N \quad (140)$$

Para que não exista deformação parcial permanente na pista o coeficiente de carga estática deve ser superior ao mínimo permissível. O coeficiente de carga estática pode ser obtido por:

$$f_s = \frac{C_{0r}}{P_0} = 7,63$$

O coeficiente de carga estática permissível para aplicações com choque e vibração é 1,5. Como o coeficiente calculado é maior que o mínimo permissível não ocorre deformação permanente na pista e o rolamento UCFL 206 obtêm uma vida nominal de 3200 horas.

3 ESTIMATIVA DO CUSTO DO PROJETO

A Tabela 21 apresenta os custos das peças e material que precisão ser comprados e a Tabela 22 apresenta a estimativa do custo total do projeto e um comparativo com o gasto na compra de um kart indoor no mercado.

Tabela 21 - Custo das peças e material.

Item / Descrição	Preço R\$	Quantidade	Total do Item
Pneu Dianteiro MG IR	R\$ 70,00	2	R\$ 140,00
Pneu Traseiro MG IR	R\$ 80,00	2	R\$ 160,00
Roda Dianteira	R\$ 60,00	2	R\$ 120,00
Cubo de Roda traseiro	R\$ 70,00	2	R\$ 140,00
Roda Traseira	R\$ 60,00	2	R\$ 120,00
Chaveta do cubo traseiro	R\$ 3,00	2	R\$ 6,00
Assento Ergonômico	R\$ 99,00	1	R\$ 99,00
Pinhão DID 14015A2	R\$ 22,00	1	R\$ 22,00
Chaveta do pinhão	R\$ 2,00	1	R\$ 2,00
Coroa DID 14045A4	R\$ 63,00	1	R\$ 63,00
Parafuso da Coroa	R\$ 2,00	1	R\$ 2,00
Corrente DID 40x80	R\$ 21,25	1	R\$ 21,25
Pastilha de freio Fischer FJ780	R\$ 3,50	2	R\$ 7,00
Mola de retorno do freio	R\$ 1,00	1	R\$ 1,00
Cabo do freio	R\$ 5,00	1	R\$ 5,00
Cabo do acelerador	R\$ 3,00	1	R\$ 3,00
Motor 6,5 cv Branco	R\$ 1.026,00	1	R\$ 1.026,00
Embreagem centrífuga	R\$ 300,00	1	R\$ 300,00
Rolamento NSK 6003ZZ	R\$ 6,20	4	R\$ 24,80
Rolamento NSK UCFL 206	R\$ 40,00	2	R\$ 80,00
Volante	R\$ 50,00	1	R\$ 50,00
Tubo industrial 1"1/4 x 2 mm aço 1020	R\$ 4,25	12	R\$ 51,00
Barra redonda 30 mm aço 1045	R\$ 33,60	1,5	R\$ 50,40
Chapa fina à quente 1mx1mx3mm 1020	R\$ 75,00	1	R\$ 75,00
Barra de ligação	R\$ 15,00	2	R\$ 30,00
Elementos de fixação em geral	R\$ 30,00	-	R\$ 30,00
Suporte inferior da mesa do motor	R\$ 8,00	2	R\$ 16,00
Suporte superior da mesa do motor	R\$ 6,00	2	R\$ 12,00
Serviço de pintura	R\$ 300,00	1	R\$ 300,00

Tabela 22 - Comparativo do custo do projeto com o custo de um kart de mercado.

<i>Custo do kart novo*</i>	R\$ 4.730,00
<i>Custo total estimado do projeto</i>	R\$ 2.956,5

*Valor obtido do site da Kartmini para um kart indoor sem pneus e motor

O custo total do projeto é inferior ao custo de um kart indoor novo do maior fabricante de karts do Brasil. É importante destacar que não estão sendo considerados na análise os custos com energia, equipamentos e mão de obra. A execução do projeto é considerada como um hobby do usuário, não devendo ser contabilizada nos custos. A Tabela 22 faz um comparativo apenas dos custos para o usuário, por este motivo obteve-se uma redução no custo. Se fossem considerados todos os demais custos de produção e impostos provavelmente o custo do projeto iria atingir ou mesmo superar o preço do kart de mercado.

4 DISCUSSÃO E CONSIDERAÇÕES FINAIS

Analizando os resultados dos gráficos das figuras 42, 45 e 56 que estão relacionados com o deslocamento da roda interna à curva pôde-se determinar para quais condições o modelo de 3 rodas apoiadas é válido. O gráfico da Fig. 45 além das deformações dos pneus devido ao carregamento nos mostrou que o modelo com 3 apoios é válido apenas para acelerações centrífugas maiores que $7,35 \text{ m/s}^2$. Com esta aceleração centrífuga as simulações em elementos finitos mostraram que a deformação do chassi provoca um deslocamento de 5,3 mm na roda não apoiada.

No gráfico da Fig. 42 que mostra os deslocamentos induzidos pelo sistema de direção observou-se que para caster de 15° curvas com raio menor do que 7,25 m induzem deslocamentos suficientes para erguer a roda traseira interna à curva. Para este raio de curva a velocidade mínima deve ser de 25 km/h para respeitar a aceleração centrífuga mínima de $7,35 \text{ m/s}^2$. Esta velocidade é quase a metade da velocidade máxima do kart e uma velocidade boa para um kart de recreação. Para raios maiores que 7,25 m a diferença de rotação requerida nas rodas traseiras na curva é pequena sendo aceitável o contato de ambas no solo. Principalmente considerando que o esforço sobre a roda interna é baixo ajudando a diminuir o desgaste do pneu e que o kart durante a maior parte do tempo trabalha no limite de aceleração.

O trabalho utiliza diversos modelos físicos para representar a dinâmica linear e em curvas do kart, inclusive um modelo novo com a formulação para os ângulos de extersamento com 3 rodas apoiadas. O autor desconhece a existência de trabalhos semelhantes. Este trabalho resultou também em um programa utilizando o Microsoft Excel que simula a dinâmica do kart.

No transcorrer do trabalho foram adotadas diversas hipóteses e apresentadas suas restrições de aplicação. Algumas aproximações decorrem da inexistência de dados específicos de componentes que tiveram que ser aproximados a partir de dados de produtos similares. Um teste físico em protótipo para verificar o grau de aproximação com a realidade não foi incluído no trabalho. A viabilidade física deste projeto foi avaliada através de modelos computacionais utilizando programas de CAD e CAE.

As hipóteses adotadas para os modelos físicos se mostraram adequadas, portanto os modelos matemáticos obtidos são válidos para simulação e dimensionamento do kart.

Um estudo detalhado da proteção ao redor do kart não foi realizado, por este motivo não é apresentada no projeto. Recomenda-se que se utilize uma proteção similar as existentes em outros projetos. A proteção deve cobrir as rodas para impedir o contato entre pneus de karts que poderiam provocar ferimentos aos usuários. Como existem diversos tipos de assentos os desenhos da gaiola de fixação do assento não foram apresentados, pois dependem das dimensões do assento. O mesmo ocorre para a fixação do volante na barra de direção.

Para se obter melhores resultados na simulação alguns trabalhos experimentais precisam ser realizados e ficam como sugestão para trabalhos futuros. Entre eles a determinação da resistência ao avanço para diversas velocidades que pode ser realizado através de um ensaio que consiste em um veículo de passeio puxando um kart com piloto através de um cabo longo com um dinamômetro na extremidade ligada ao veículo de passeio. Além deste ensaio é necessária a realização de ensaios de aderência e rigidez dos pneus do kart, instrumentação das mangas de eixo e do eixo traseiro para obter os esforços sobre o kart percorrendo uma pista. Posteriormente os dados obtidos com a instrumentação podem ser utilizados na simulação do chassi em elementos finitos.

5 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BAUDILLE, R.; BIANCOLINI, M. E.; RECCIA, L. **Integrated Multibody/FEM Analysis of Vehicle Dynamic Behaviour**, Roma, p. 15, 2005.

Branco Produtos. Disponível em: <<http://www.branco.com.br/>>. Acesso em: 26 fev. 2005.

DAIDO CORRENTES – Tecnologia que movimenta. Disponível em: <<http://www.daido.com.br/>>. Acesso em: 23 mai. 2005.

Fischer Freios e Pastilhas Especiais. Disponível em: <<http://www.fischerfreios.com.br/fischer.html>>. Acesso em: 14 jun. 2005.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale, US: Society of Automotive Engineers, Inc., 1992. 495p.

HEISLER, H. **Advanced Vehicle Technology**. 2ed. London, UK: Elsevier, 2002. 654p.

Honda Engines. Disponível em: <<http://www.honda-engines.com/>>. Acesso em: 26 fev. 2005.

JUVINALL, R. C.; MARSHEK, K. M. **Fundamentals of Machine Component Design**. 3ed. United States: John Wiley & Sons, Inc., 2000. 890p.

KAMINSKI, P. C. **Desenvolvendo produtos com planejamento, criatividade e qualidade**. Rio de Janeiro: LTC S. A., 2000. 132 p.

KARTMINI - website. Produced by C. Roberto. Disponível em: <<http://www.kartmini.com.br/>>. Acesso em: 20 fev. 2005.

MADUREIRA, O. M. **Dinâmica Básica de Veículos**. São Paulo, 2005. 70 p.

Mega Kart – Compre seu Kart pela Internet. Disponível em: <<http://www.megakart.com.br/>>. Acesso em: 20 fev. 2005.

Metalmore. Disponível em: <<http://www.metalmore.com.br/index2.htm>>. Acesso em: 12 mar. 2005.

MG Pneus. Disponível em: <<http://www.mgpneus.com.br/>>. Acesso em: 26 fev. 2005.

NORTON, R. L. **Design of Machinery: an introduction to the synthesis and analysis of mechanisms and machines**. 2ed. Boston: McGraw Hill, 2001. 809 p.

NSK ROLAMENTOS. **Catálogo Geral de Rolamentos**. São Paulo, 2003.

PONZO, C.; RENZI, F. **Parametric Multibody Analysis of Kart Dynamics**, Roma, p. 8, 2004.

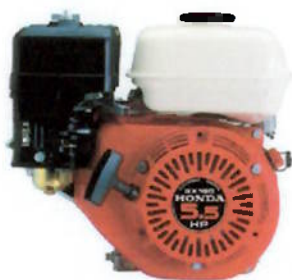
PPK – Pro Parts Karting. Disponível em: <<http://www.ppk.com.br/>>. Acesso em: 12 mar. 2005.

PROVENZA, F. **Projetista de Máquinas**. 71ed. São Paulo: Editora F. Provenza, 1996.

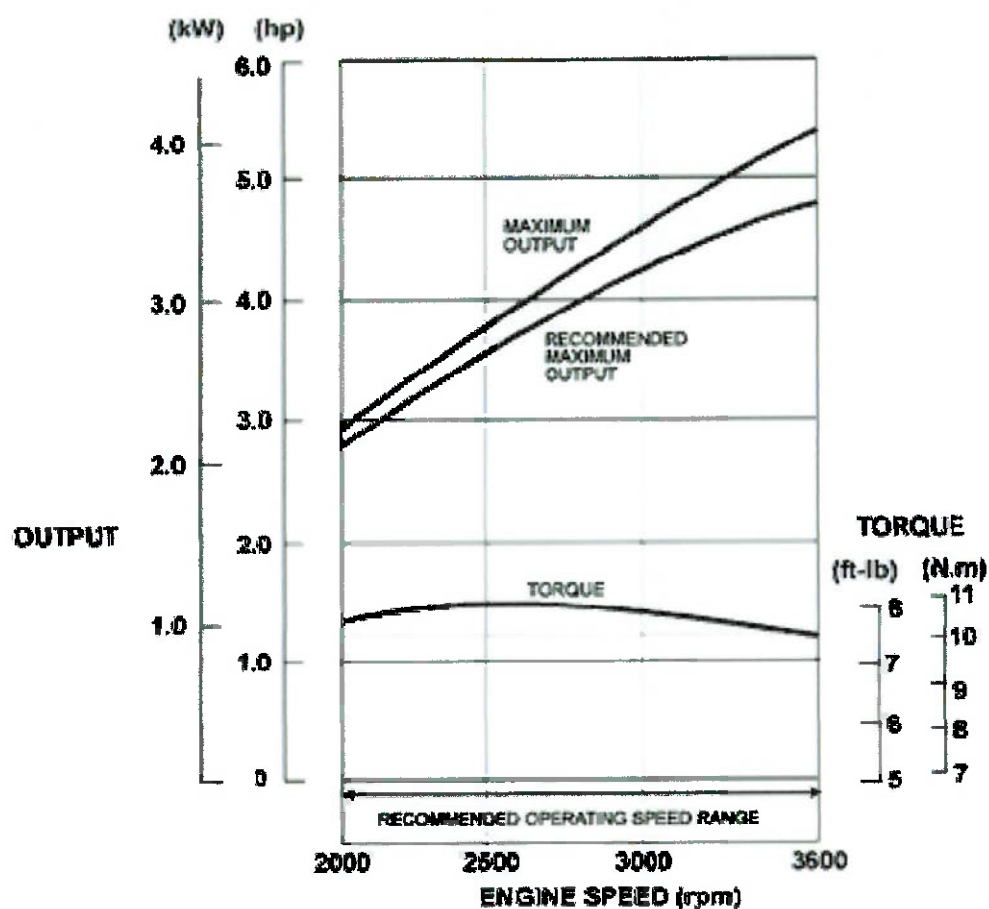
STOUT, R. D. **Weldability of Steels**. 4ed. New York: WRC, 1987. 441 p.

ANEXO A – INFORMAÇÕES TÉCNICAS DOS MOTORES

Motor Honda 5,5 cv:



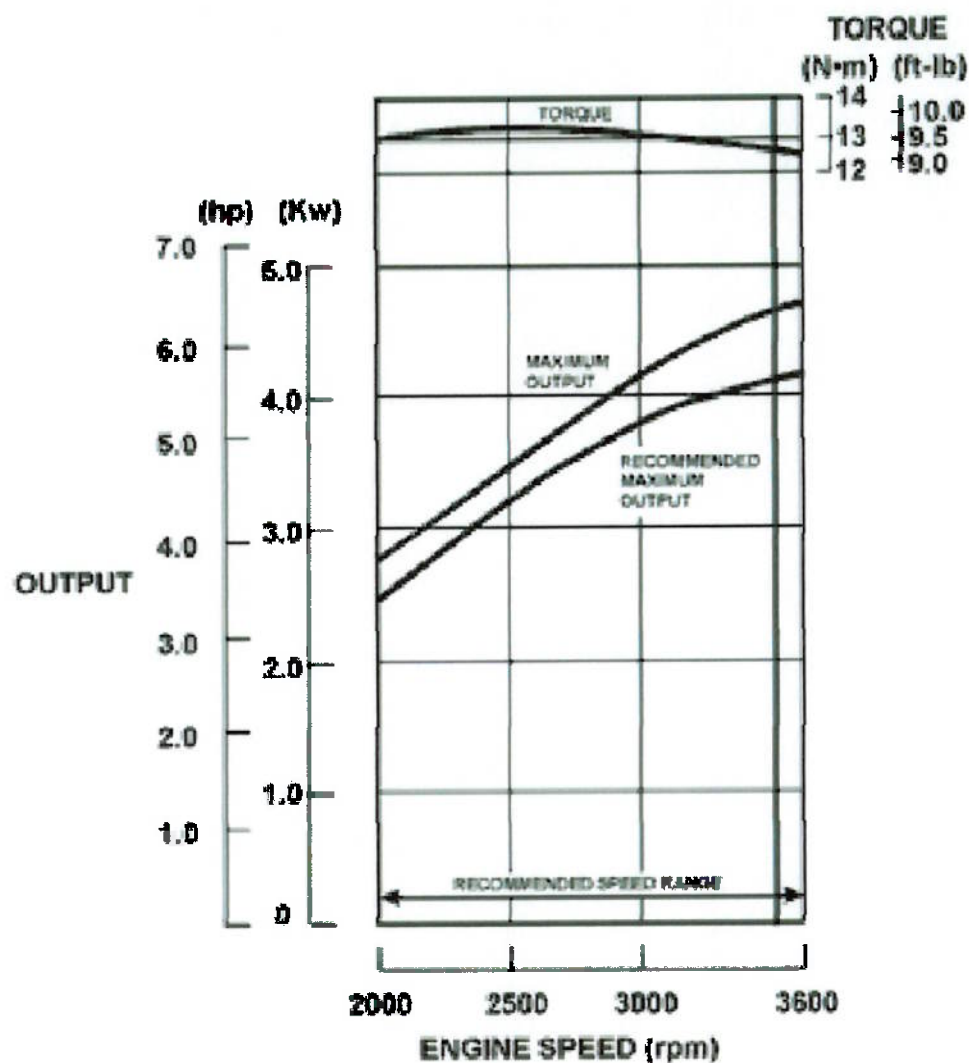
Tipo do Motor	4 tempos OHV inclinada 25° arrefecida a Ar 1 cilindro eixo horizontal
Diâmetro x Course	68 mm x 45 mm
Cilindrada	163 cm ³
Relação de compressão	8,5 : 1
Potência Máxima	5,5 CV / 3600 rpm
Torque Máximo	1,1 kg-m / 2500 rpm
Sistema de Ignição	Transistorizada
Sistema de Partida	Manual retrátil / elétrica
Filtro de Ar	Semi - seco
Capacidade Tanque Combustível	3,6 L
Consumo de Combustível	230 g / CV - hr
Capacidade Óleo de Carter	0,6 L
Dimensões LXW x H	312 x 362 x 335 mm
Peso Seco	15 kg



Motor Honda 6,5 cv:



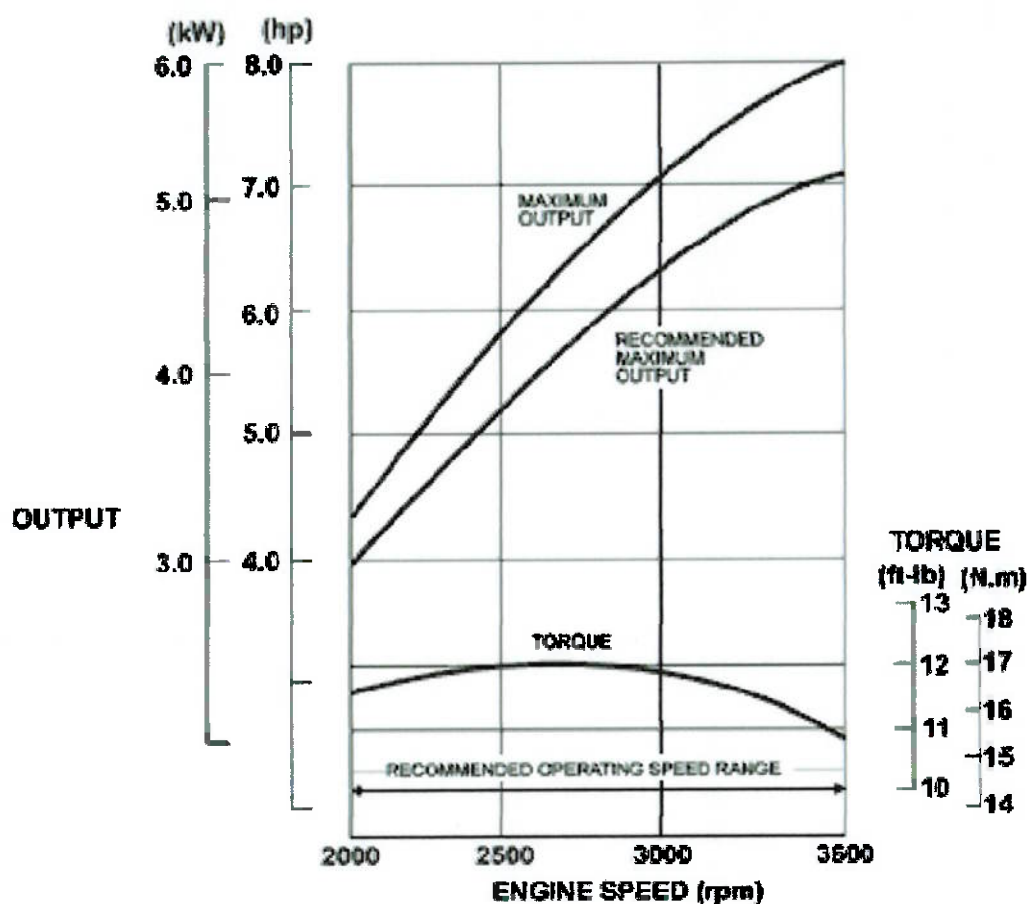
Tipo do Motor	4 tempos OHV inclinado 25° arrefecido a Ar 1 cilindro eixo horizontal
Diâmetro x Curso	68 mm x 54 mm
Cilindrada	196 cm ³
Relação de compressão	8,5 : 1
Potência Máxima	6,5 CV / 3600 rpm
Torque Máximo	1,35 kg.m / 2500 rpm
Sistema de Ignição	Transistorizada
Sistema de Partida	Manual retrátil / elétrica
Filtro de Ar	Semi - seco
Capacidade Tanque Combustível	3,6 L
Consumo de Combustível	230 g / CV - hr
Capacidade Óleo de Carter	0,6 L
Dimensões LxW xH	319 x 376 x 335 mm
Peso Seco	16 kg



Motor Honda 8,0 cv:



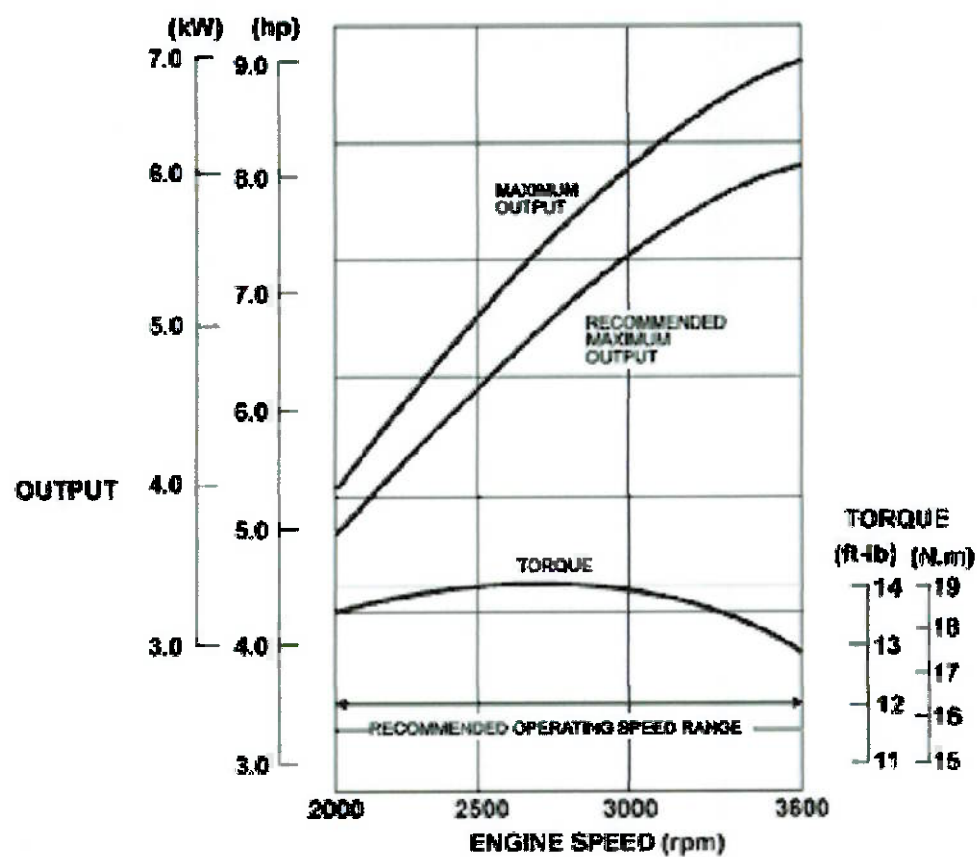
Tipo do Motor	4 tempos OHV inclinado 25° arrefecido a Ar 1 cilindro eixo horizontal
Diâmetro x Curso	73 mm x 58 mm
Cilindrada	242 cm ³
Relação de compressão	8,2 : 1
Potência Máxima	8,0 CV / 3600 rpm
Torque Máximo	1,7 kg-m / 2500 rpm
Sistema de Ignição	Transistorizada
Sistema de Partida	Manual retrátil / elétrica
Filtro de Ar	Semi - seco
Capacidade Tanque Combustível	6,0 l
Consumo de Combustível	230 g / CV - hr
Capacidade Óleo de Carter	1,1 L
Dimensões LxM x H	380 x 430 x 410 mm
Peso Seco	



Motor Honda 9,0 cv:



Tipo do Motor	4 tempos, OHV, 1 cilindro
Potência Máxima	9,0CV
Capacidade Tanque Combustível	6,0 l
Consumo de Combustível	2,52 l/h
Peso Líquido	25,0 kg



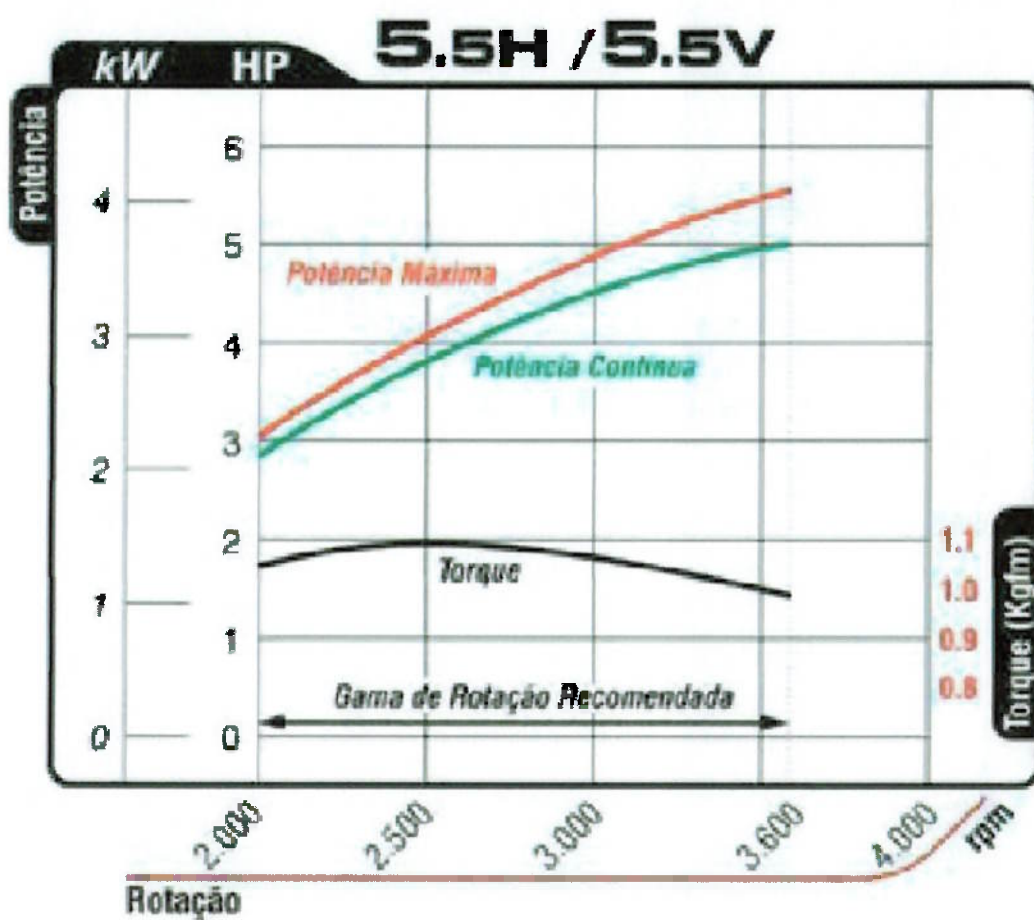
Motor Branco 5,5 cv:



BRANCO
4T

5.5H

Motor	5,5 CV / 4,0 kW 4 tempos / gasolina
Diâmetro x Curso	68mm x 45mm
Cilindrada	163 cm ³
Capacidade Tanque	3,6 litros
Taxa de compressão	8,5 : 1
Potência máxima	5,5 CV a 3600 rpm
Potência contínua	5,0 CV a 3600 rpm
Torque máximo	1,1 Kgfm a 2500rpm
Consumo específico	230 g.cv/h
Peso	15 kg



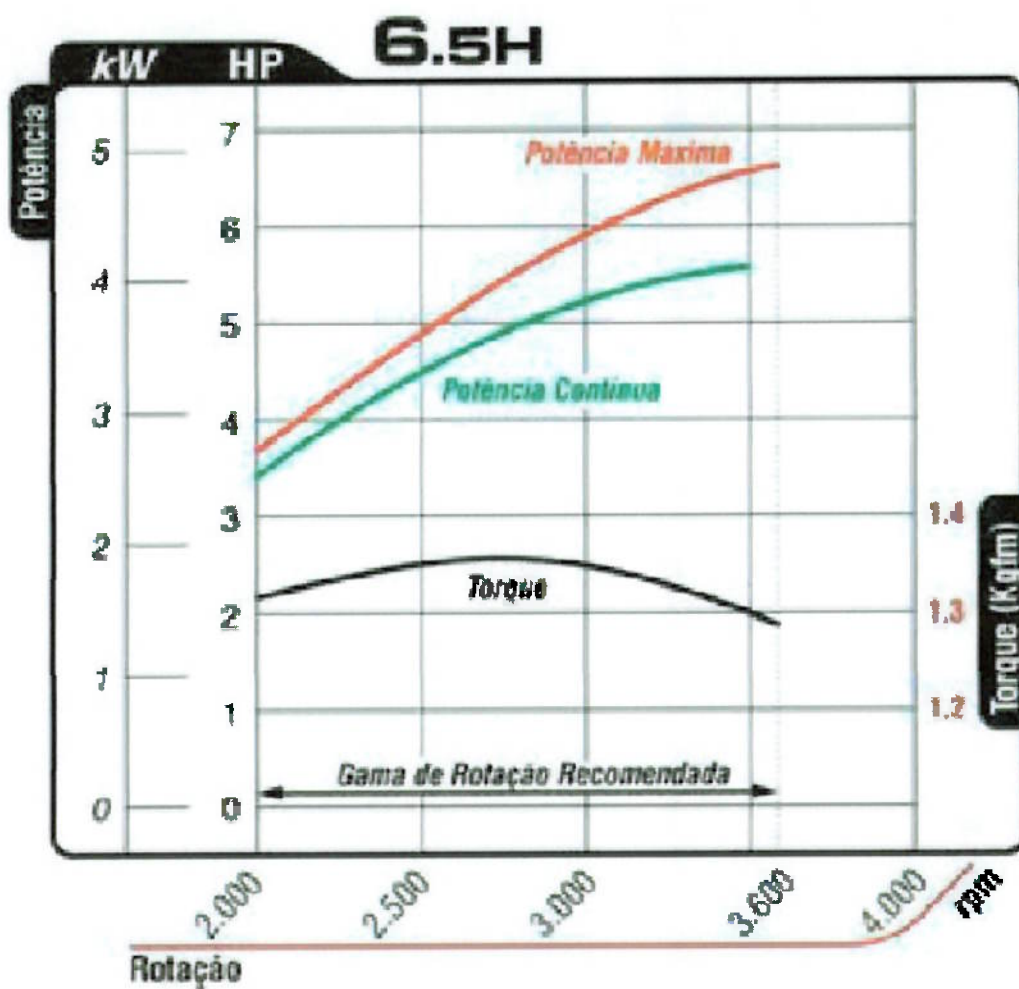
Motor Branco 6,5 cv:



BRANCO 4T

6.5H

Motor	6,5 CV / 4,8 kW 4 tempos / gasolina
Diâmetro x Curso	68mm x 54mm
Cilindrada	196 cm ³
Capacidade Tanque	3,6 litros
Taxa de compressão	8,5 : 1
Potência máxima	6,5 CV a 3600 rpm
Potência contínua	5,5 CV a 3600 rpm
Torque máximo	1,35 Kgfm a 2500rpm
Consumo específico	230 g.cv/h
Peso	16 kg



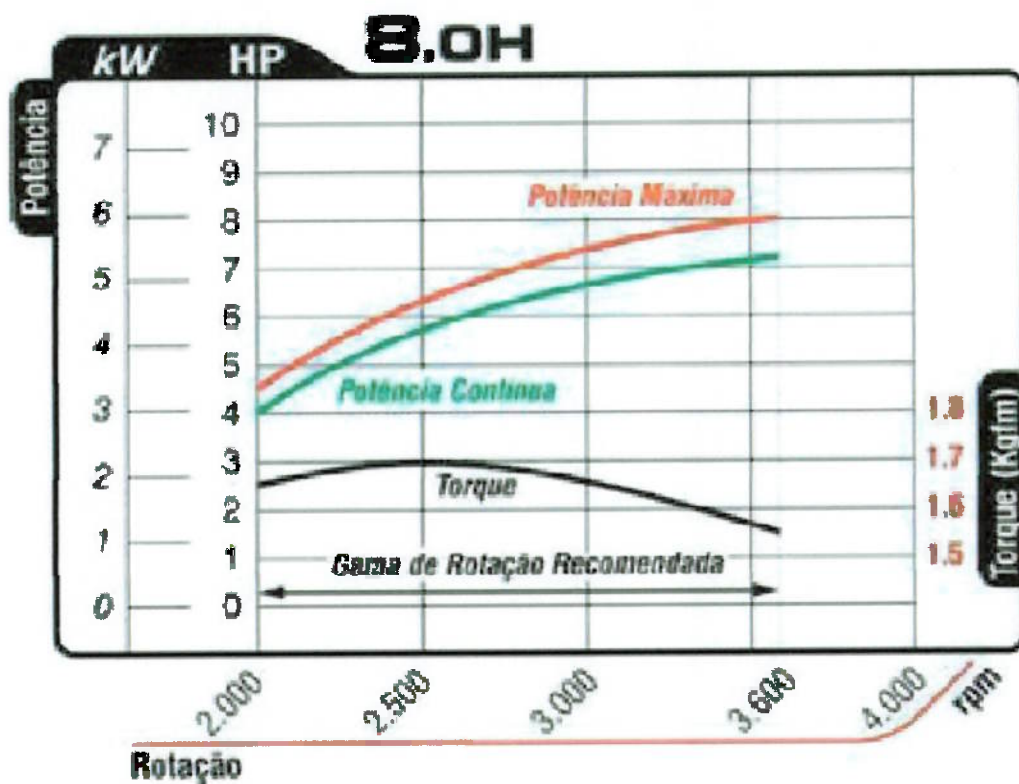
Motor Branco 8,0 cv:



BRANCO 4T

8.0H

Motor	8,0 CV / 5,9 kW 4 tempos / gasolina
Diâmetro x Curso	73mm x 58mm
Cilindrada	242 cm ³
Capacidade Tanque	6,0 litros
Taxa de compressão	8,2 : 1
Potência máxima	8,0 CV a 3600 rpm
Potência contínua	7,2 CV a 3600 rpm
Torque máximo	1,7 Kgfm a 2500 rpm
Consumo específico	230 g.cv/h
Peso	25 kg



ANEXO B – CÁLCULO DO MOMENTO DE INÉRCIA EQUIVALENTE DO MOTOR BRANCO 6,5 CV

A Branco não fornece a inércia rotativa de nenhum de seus motores, será feito um cálculo aproximado para estimar a inércia utilizando como referência o equacionamento do livro “High-Speed Combustion Engines”. As dimensões serão estimadas a partir dos desenhos obtidos.

▪ Pistão

Tem-se como referência do livro “High-Speed Combustion Engines” que um pistão com diâmetro externo de 85mm e comprimento de 91mm junto com os anéis e pinos de aço pesa 1,31 kg. Portanto estima-se a massa do pistão:

Pistão	
Diâmetro externo (mm)	68
Comprimento (mm)	70
Massa (kg)	0,645

▪ Bielas

Biela	
Material - Aço (kg/m^3)	7860
Largura (mm)	17,4
Espessura (mm)	28,5
Diâmetro externo (mm)	45,3
Diâmetro interno (mm)	26,2
Comprimento (mm)	104,6
Massa (kg)	0,650

▪ Eixo de Manivelas

Material -aço: 7860 kg/m³

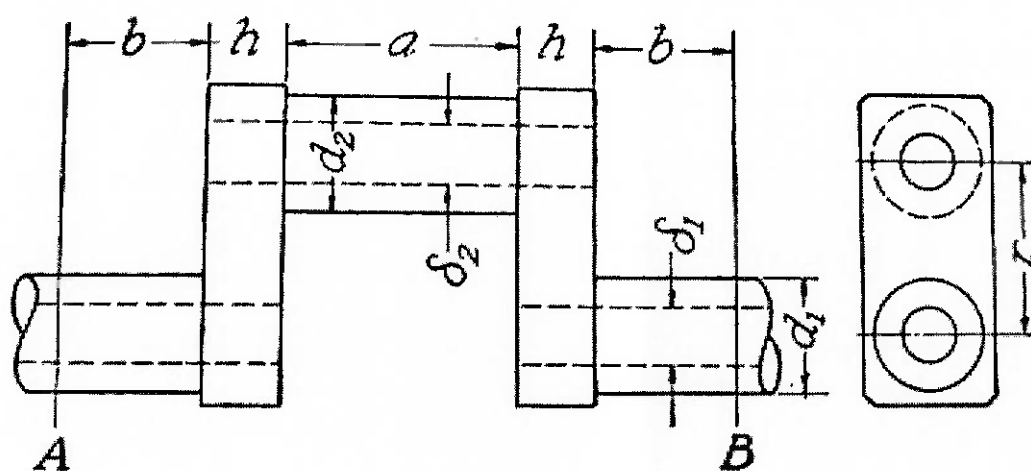


fig. 3.4 Esquema do virabrequim

Dimensões aproximadas:

Eixo de manivelas	
a (mm)	28,5
b (mm)	114,1
h (mm)	17,1
d ₁ (mm)	19,08
d ₂ (mm)	26,2
r (mm)	27,0
δ ₁ (mm)	0,0
δ ₂ (mm)	0,0

Cálculo do momento de inércia rotacional dos componentes do motor:

- Momento de Inércia do pistão

$$I_p = 0,508 \cdot W_p \cdot r^2 \quad [kg \cdot m^2]$$

$$I_p = 0,508 \cdot 0,65 \cdot (27 \cdot 10^{-3})^2 \Rightarrow I_p = 2,39 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot m^2$$

- Momento de Inércia da Biela

$$I_b = W_b \cdot r^2 \quad [kg \cdot m^2]$$

$$I_b = 0,65 \cdot (27 \cdot 10^{-3})^2 \Rightarrow I_b = 4,74 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot m^2$$

- Momento de Inércia do Eixo Excêntrico da Biela

Material -aço: 7860 kg/m³

$$J_p = \frac{\pi}{32} \cdot a \cdot [(d_2^4 - \delta_2^4) + 8 \cdot r^2 \cdot (d_2^2 - \delta_2^2)] \quad [m^5]$$

$$J_p = \frac{7860 \cdot \pi}{32} \cdot a \cdot [(d_2^4 - \delta_2^4) + 8 \cdot r^2 \cdot (d_2^2 - \delta_2^2)] \quad [kg \cdot m^2]$$

$$J_p = \frac{7860 \cdot \pi}{32} \cdot (9,4 \cdot 10^{-3}) \cdot [(98415 \cdot 10^{-12}) + 8 \cdot (13 \cdot 10^{-3})^2 \cdot (243 \cdot 10^{-6})]$$

$$J_p = 3,1 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot m^2$$

- Momento de Inércia do Braço de Manivela

Material -aço: 7860 kg/m³

$$J_a = \frac{w \cdot k}{12} \cdot (w^2 + k^2 + 3 \cdot r^2) \quad [m^4]$$

$$J_a = \frac{7860}{12} \cdot 2 \cdot h \cdot w \cdot k \cdot (w^2 + k^2 + 3 \cdot r^2) \quad [kg \cdot m^2]$$

$$J_a = 8,04 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot m^2$$

- Momento de Inércia do Eixo “Principal”

Material -aço: 7860 kg/m^3 .

$$J_j = 7860 \cdot \frac{\pi}{32} \cdot (d_i^4 - \delta_i^4) \cdot b \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$$

$$J_j = 1,17 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

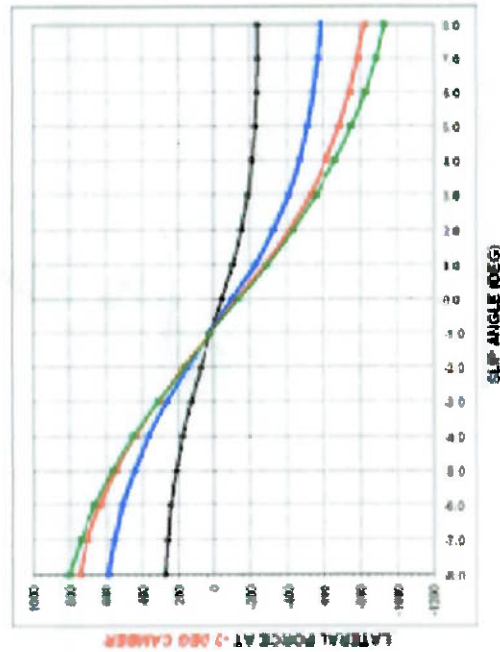
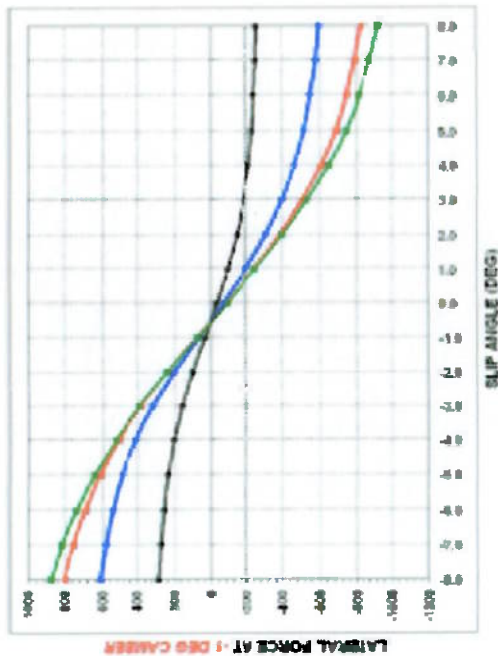
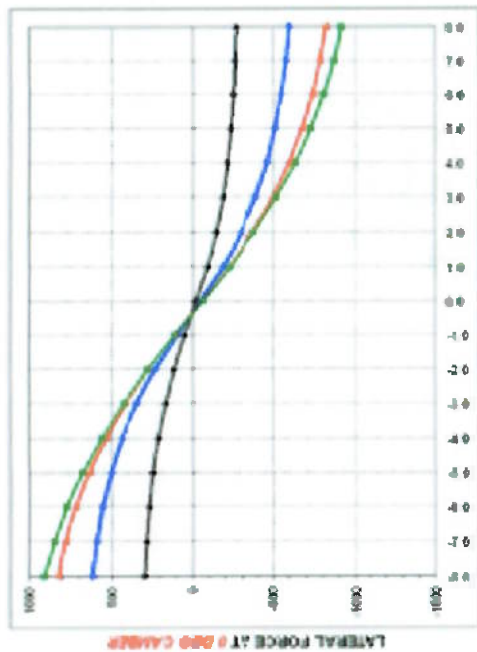
- Momento de Inércia Total Equivalente do Motor

$$J_u = I_r + I_c + J_p + J_a + J_j$$

$$J_u = 9,03 \cdot 10^{-4}$$

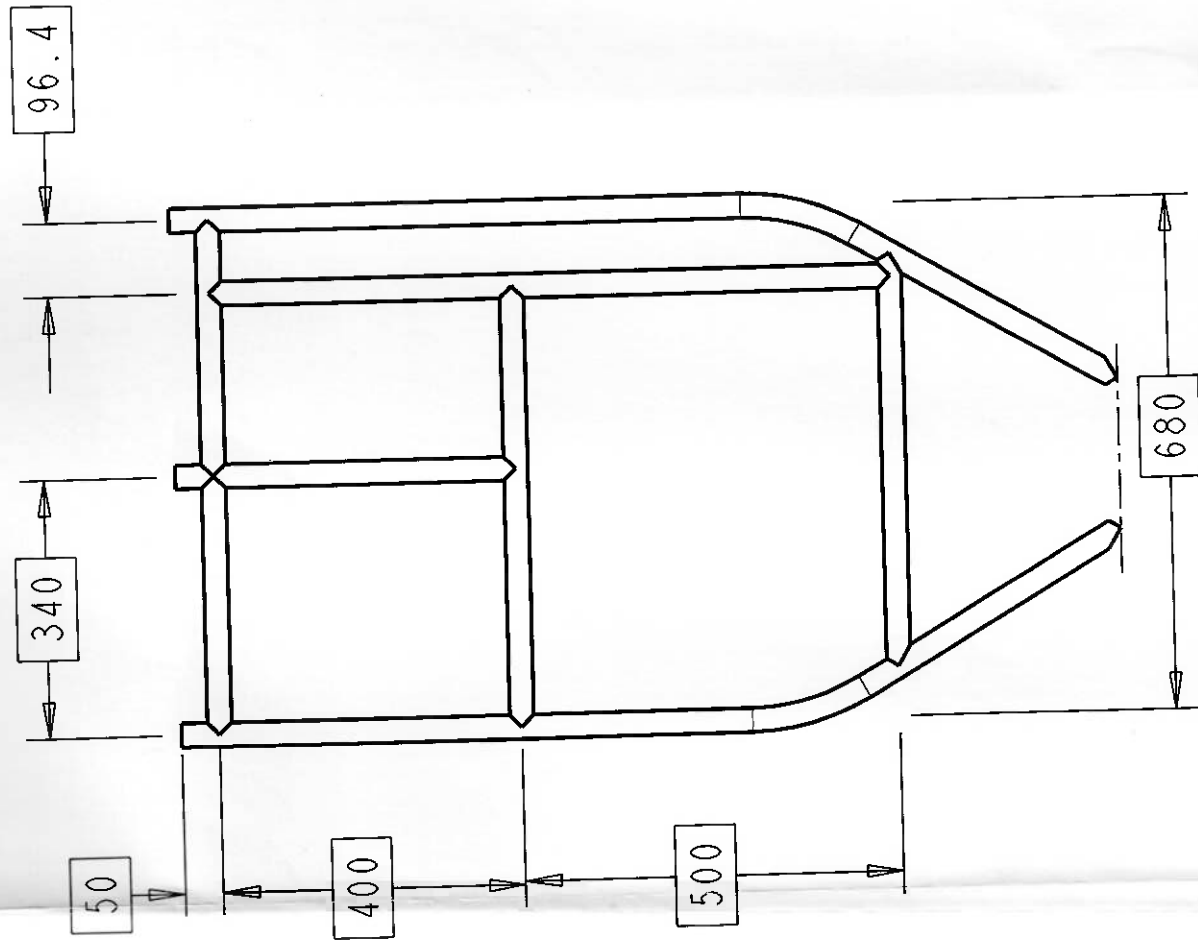
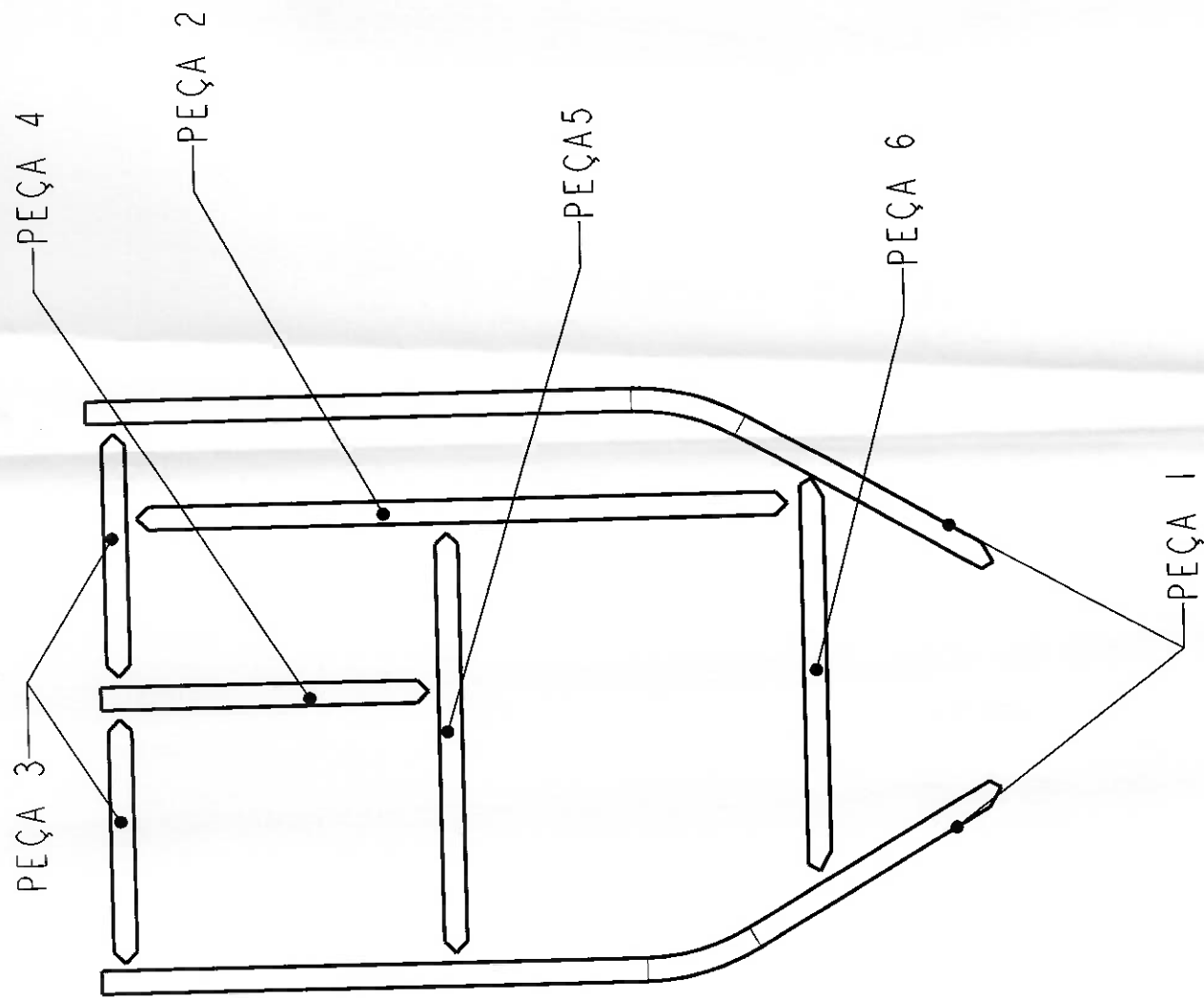


THE GOODYEAR TIRE AND RUBBER COMPANY
1999 GOODYEAR RACING - Advanced Engineering Group
LATERAL FORCE vs. SLIP ANGLE @ J CAMBERS - SINGLE TIRE



GOODYEAR TIRE FILE #1: 1999 Formula SAE 19.Sv0.5-10_15			
CAMBER 1	0.00	DEG	
CAMBER 2	+1.00	DEG	
CAMBER 3	-2.00	DEG	
LOAD 1 (LB)	1000.00		
LOAD 2 (LB)	2000.00		
LOAD 3 (LB)	1000.00		
LOAD 4 (LB)	2000.00		
NOTE: TIRE 1: SINGLE TIRE			
GOODYEAR TIRE FILE #2: NO TIRE FILE IS CURRENTLY LOADED			
CAMBER 1	N/A	DEG	
CAMBER 2	N/A	DEG	
CAMBER 3	N/A	DEG	
LOAD 1 (LB)	N/A		
LOAD 2 (LB)	N/A		
LOAD 3 (LB)	N/A		
LOAD 4 (LB)	N/A		
NOTE: TIRE 1: DOUBLE TIRE			
SIGN CONVENTIONS:			
NORMAL LOAD IS POSITIVE			
(*) CAMBER ANGLE = TOP OF RIGHT TIRE / TOP OF LEFT TIRE			
(*) SLIP ANGLE = LEFT HAND TURN			

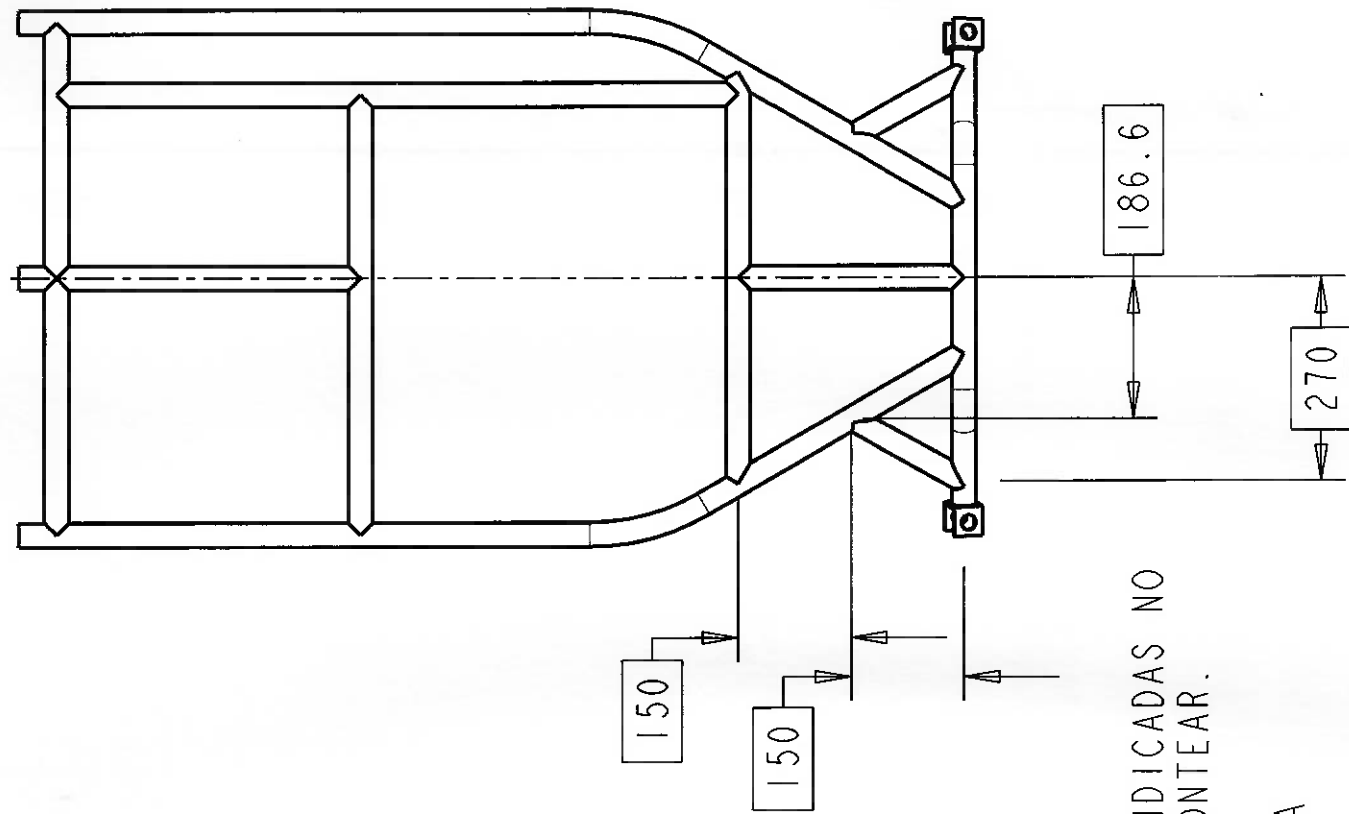
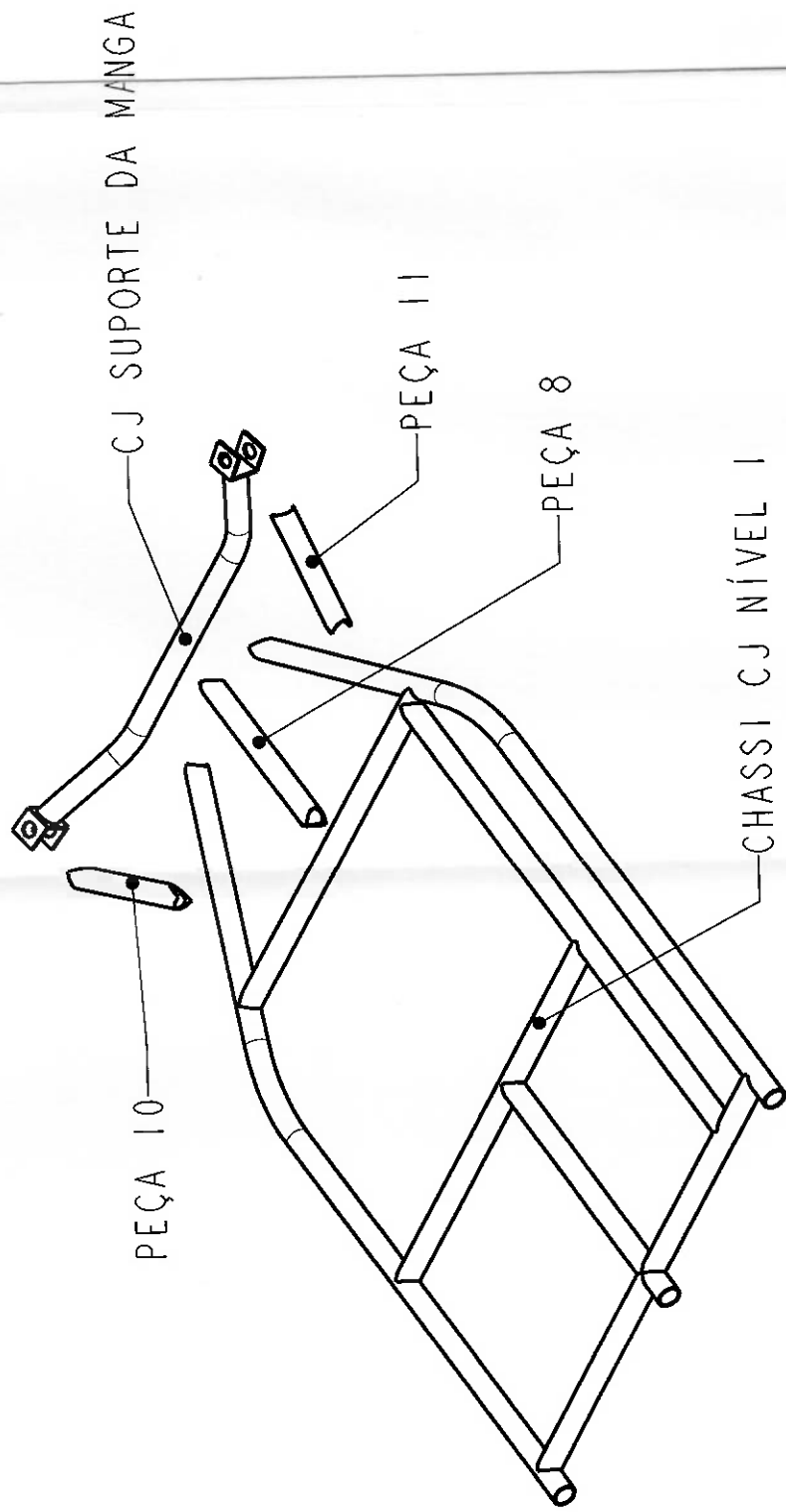
ANEXO D – DESENHOS



SOBRE UMA SUPERFÍCIE PLANA RETIFICADA POSICIONAR AS PEÇAS E PONTEAR. ADICIONAR UM TUBO DE DIÂMETRO 31,75 MM NA POSIÇÃO MARCADA COM A LINHA TRACEJADA PARA AJUDAR NO POSICIONAMENTO

SOLDAR AS JUNÇÕES DOS TUBOS COM CORDÃO DE 2 MM EM TODO O CONTO

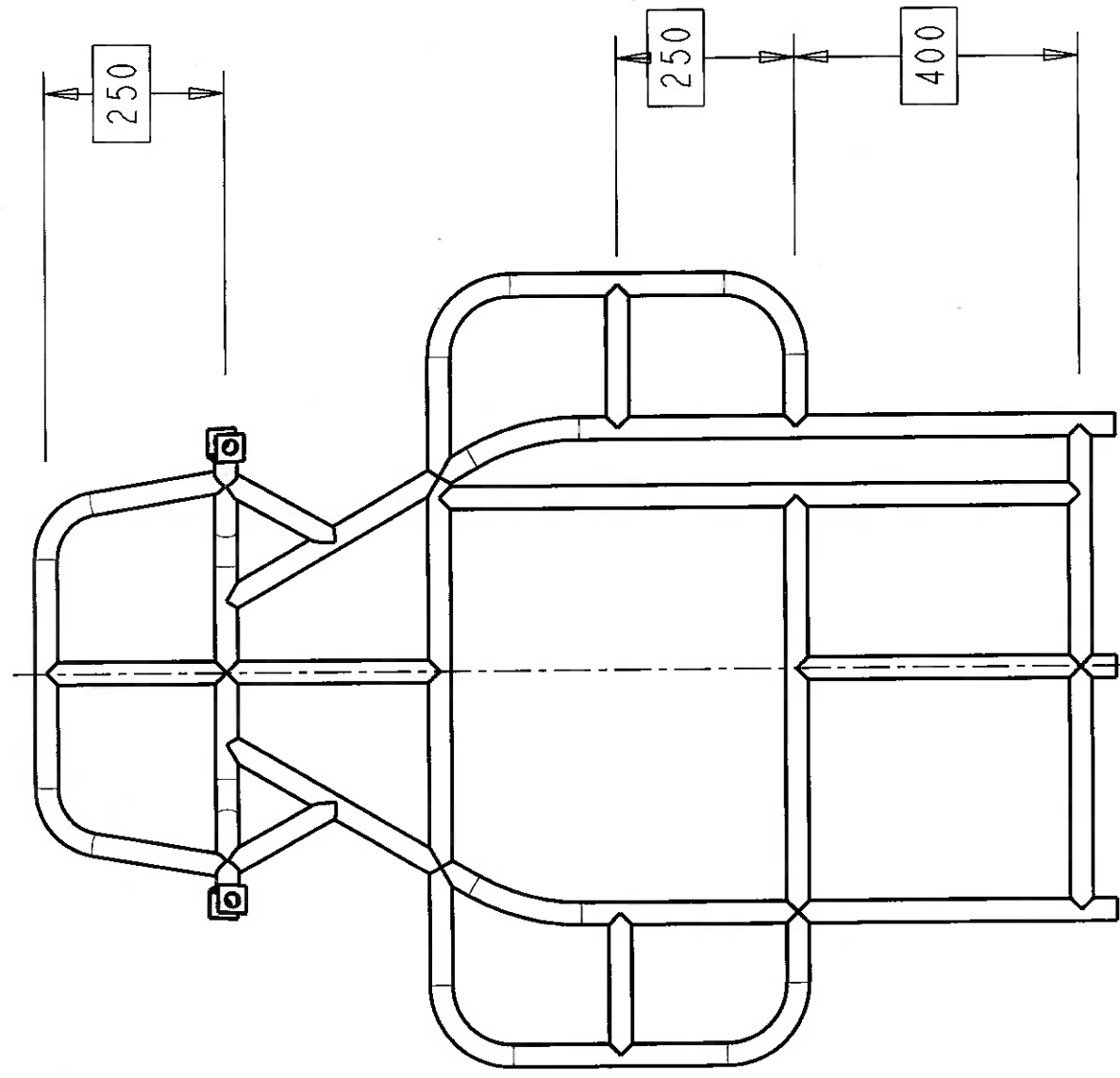
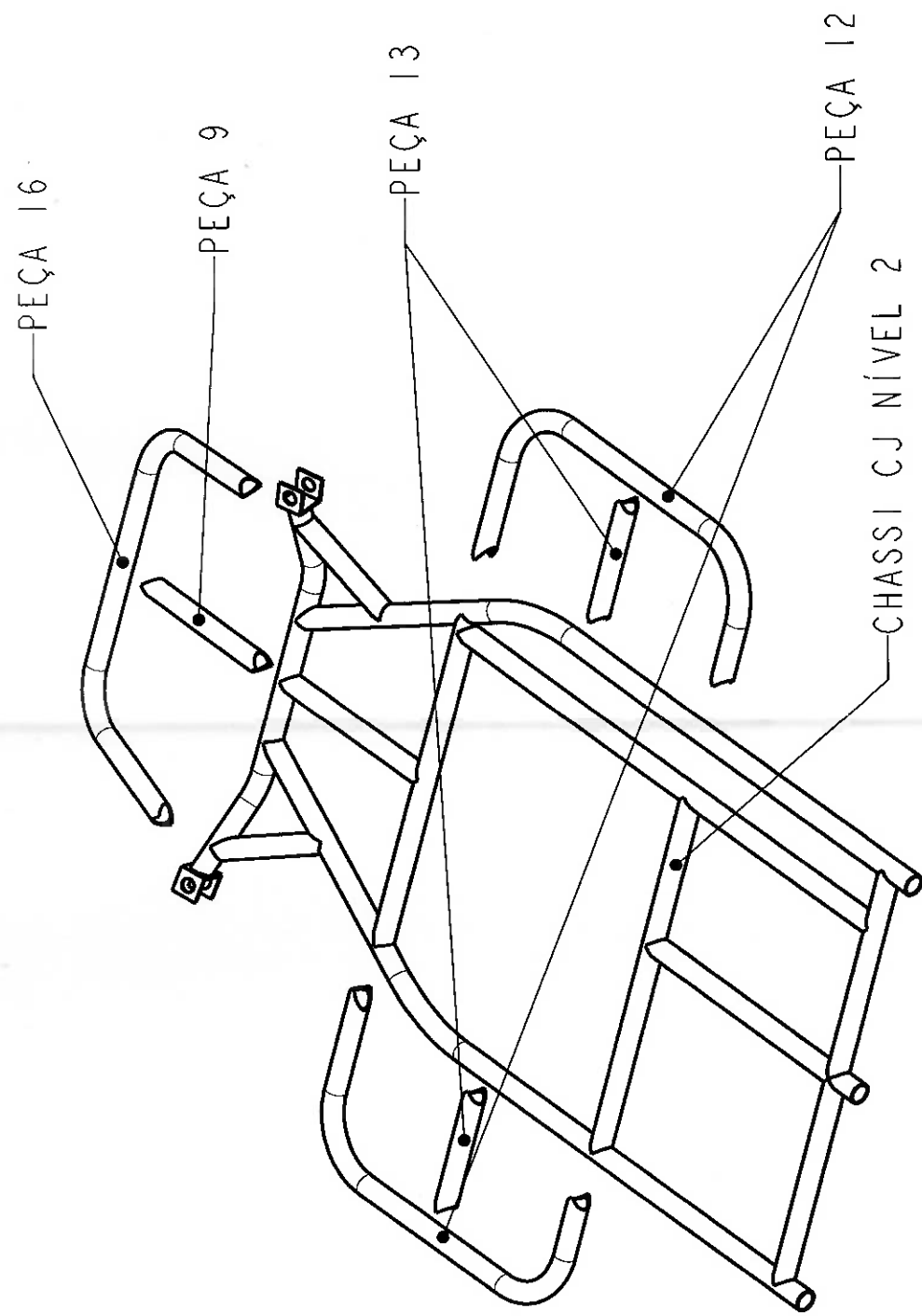
EPUSP	ESCOLA POLITÉCNICA DA USP	08/11/05
AÇO 1020	CHASSI CONJUNTO - NÍVEL 1	REV. A
1 DIEDRO	CARLOS HENRIQUE PETROZZIELLO	1:10



POSICIONAR AS PEÇAS NAS POSIÇÕES INDICADAS NO CONJUNTO SOLDADO ANTERIORMENTE E PONTEAR.

SOLDAR OS TUBOS COM CORDÃO DESOLDA DE 2 MM EM TODO SEU CONTOURNO

EPUSP	ESCOLA POLITÉCNICA DA USP	08/11/05
ÇO 1020	CHASSI CJ NÍVEL 2	REV. A
DIEDRO	CARLOS HENRIQUE PETROZZIELLO	1:10



POSICIONAR AS PEÇAS CONFORME DIMENSÕES ESPECIFICADAS SOBRE
UMA SUPERFÍCIE PLANA RETIFICADA E PONTEAR

SOLDAR OS TUBOS COM CORDÃO DE 2 MM EM TODO O CONTORNO

EPUSP	ESCOLA POLITÉCNICA DA USP	08/11/05
AÇO 1020	CHASSI CJ NÍVEL 3	REV. A
I DIEDRO	CARLOS HENRIQUE PETROZZIELLO	1:10

APOIO DA BARRA DE DIREÇÃO

PEÇA 14

SUORTE DA BARRA DE DIREÇÃO

PLACA DE REGULAGEM DO BANCO

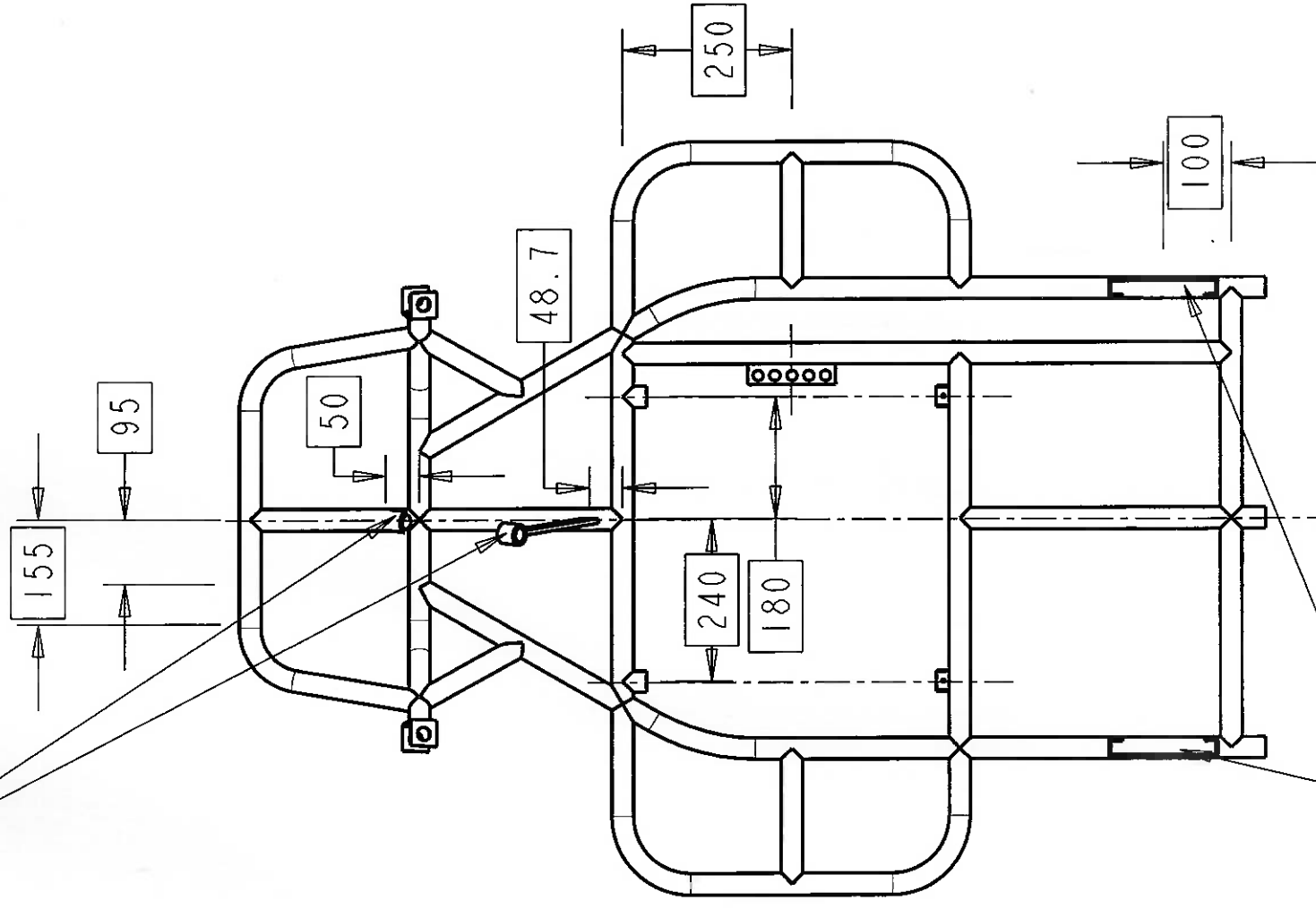
PEÇA 15

SUORTE DO ROLAMENTO

POSICIONAR OS COMPONENTES INDICADOS COMO MOSTRA O DESENHO E PONTEAR

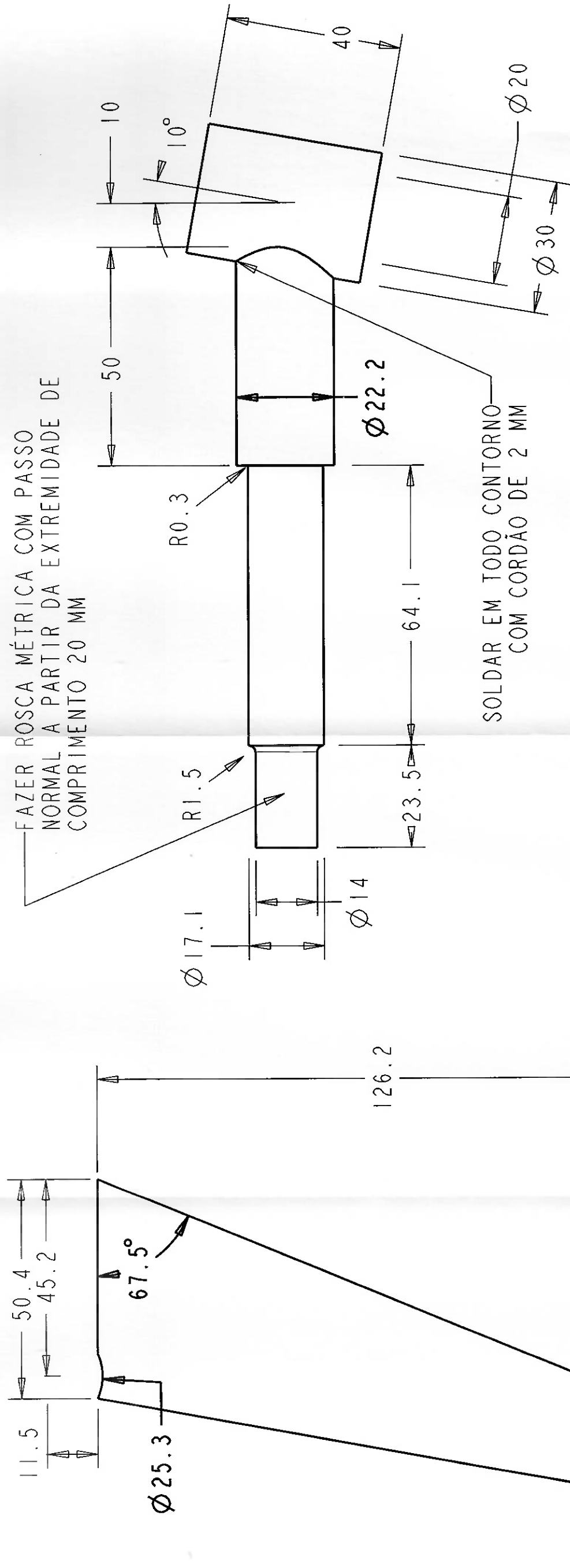
SOLDAR OS COMPONENTES COM CORDÃO DE SOLDA DE 2 MM EM TODO O CONTO

OS SUPORTES DA BARRA DE DIREÇÃO DEVEM PERMITIR O DESALINHAMENTO DE 4° COM O PLANO DE SIMETRIA E UMA INCLINAÇÃO DE 40° COM O PLANO DO CHASSI

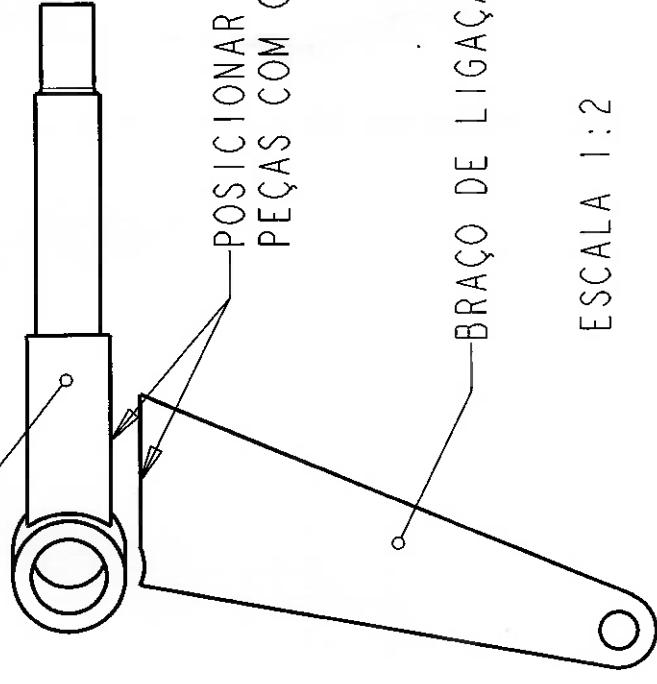


SUPORTES DOS ROLAMENTOS PERPENDICULARES AO PLANO DO CHASSI

EPUSP	ESCOLA POLITÉCNICA DA USP	08/11/05
AÇO 1020	CHASSI CJ NÍVEL 4	REV. A
I DIEDRO	CARLOS HENRIQUE PETROZZIELLO	1:10



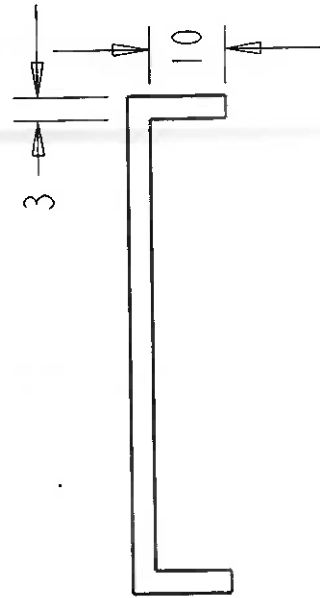
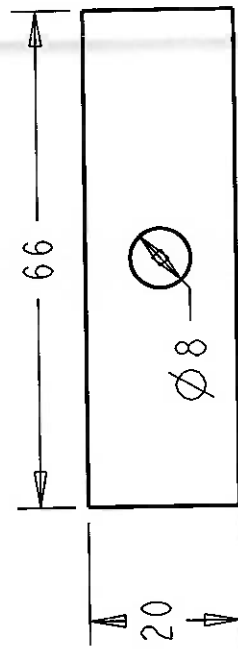
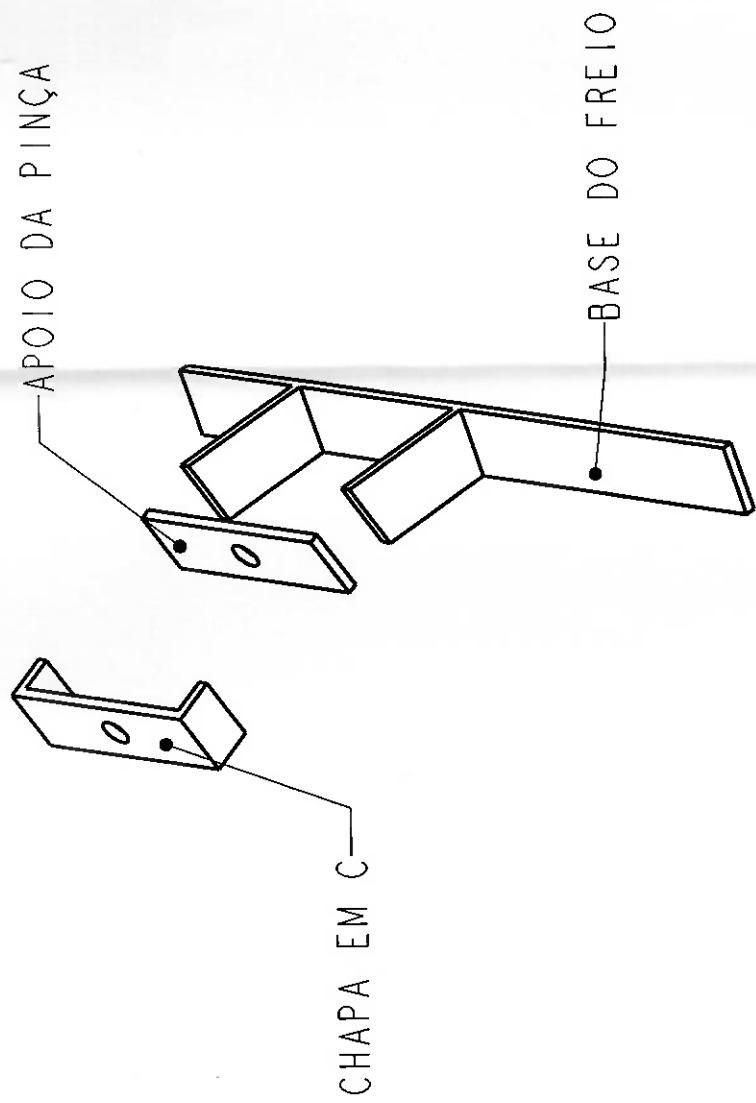
MANGA DE EIXO



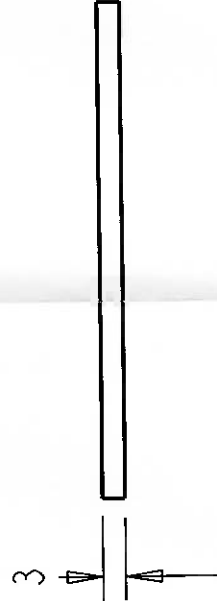
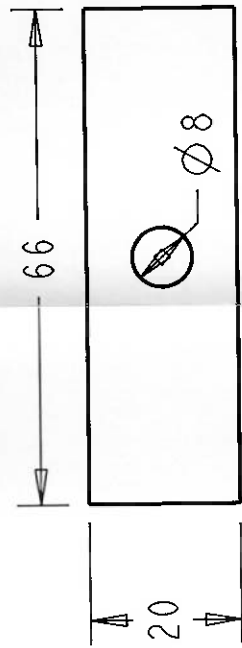
ESCALA 1:2

O DESENHO REPRESENTA O POSICIONAMENTO PARA MANGA DIREITA PARA A MANGA ESQUERDA POSICIONAR O BRAÇO DE LIGAÇÃO NA FACE OPOSTA

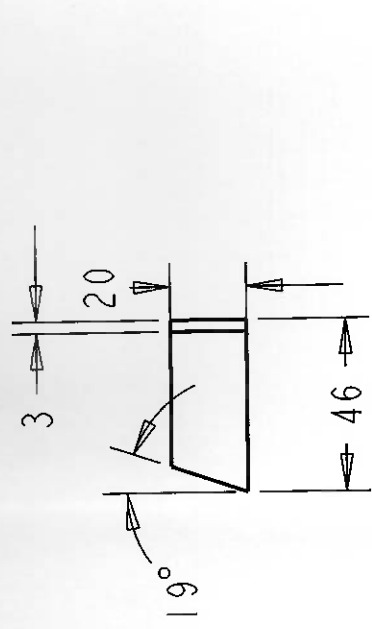
EPUSP	ESCOLA POLITÉCNICA DA USP	08/11/05
AÇO 1045	MANGA DIREITA/ESQUERDA CJ	REV. A
I DIEDRO	CARLOS HENRIQUE PETROZZIELLO	1:1



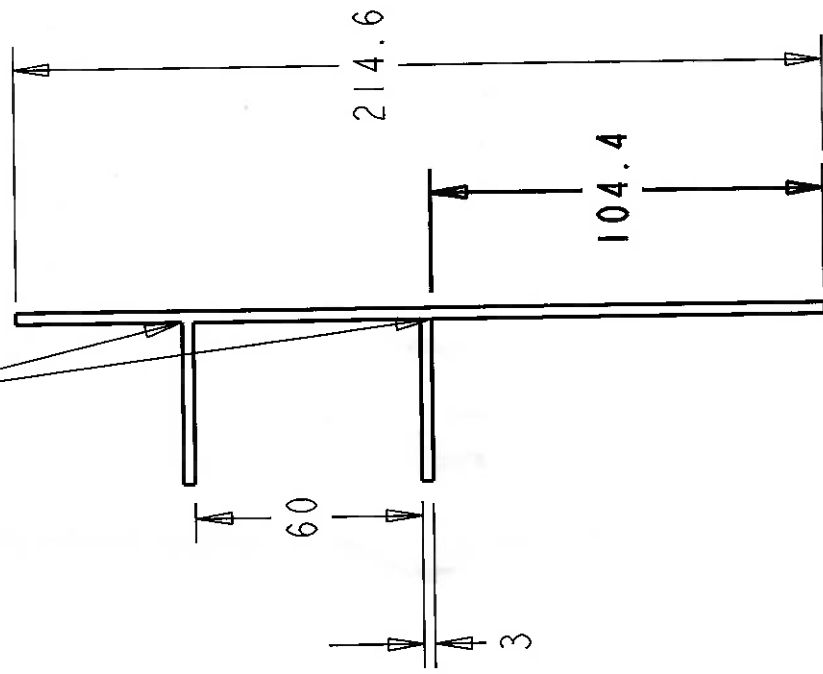
SCALE 1.000



SCALE 1.000

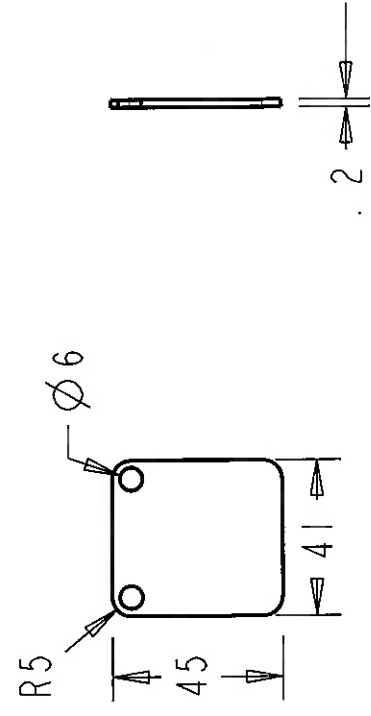
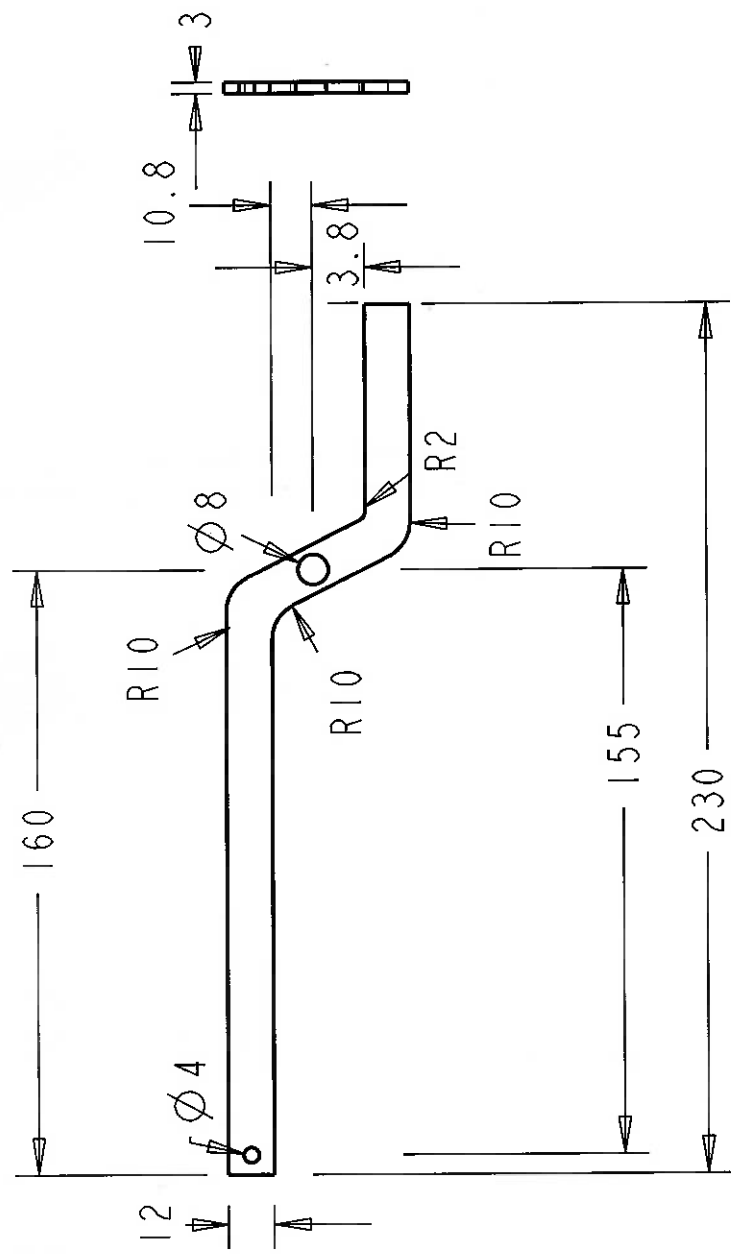
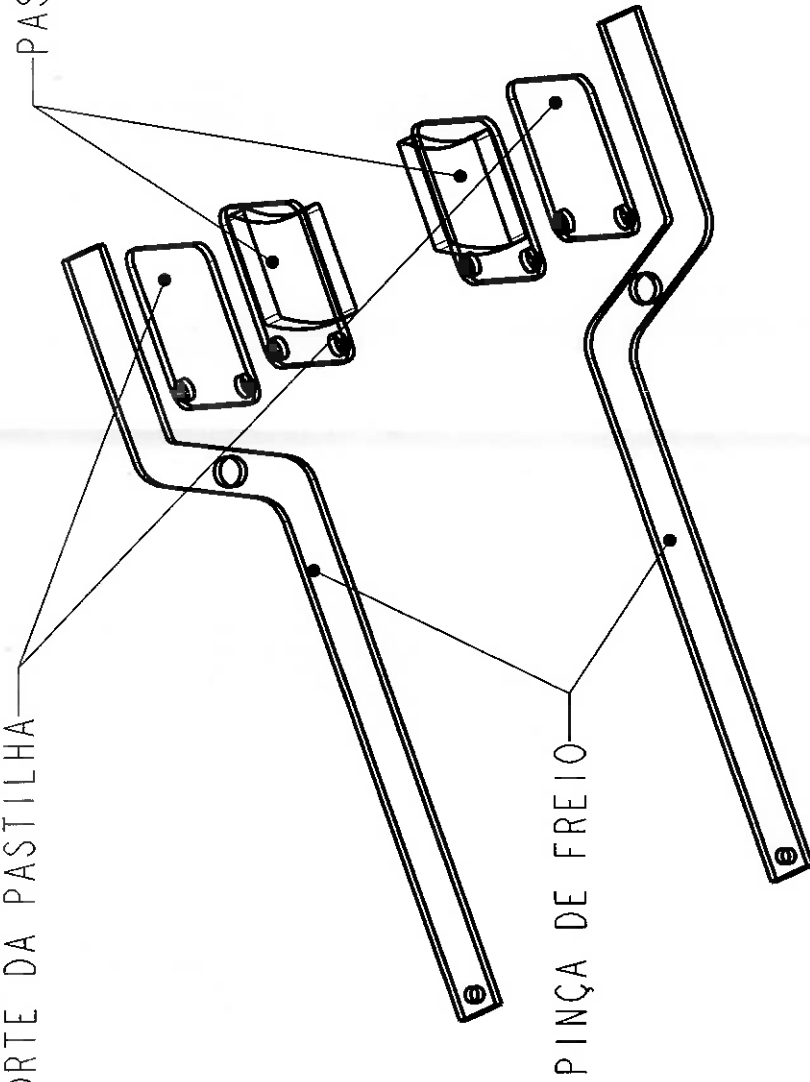


SOLDAR COM
CORDÃO DE 2 MM

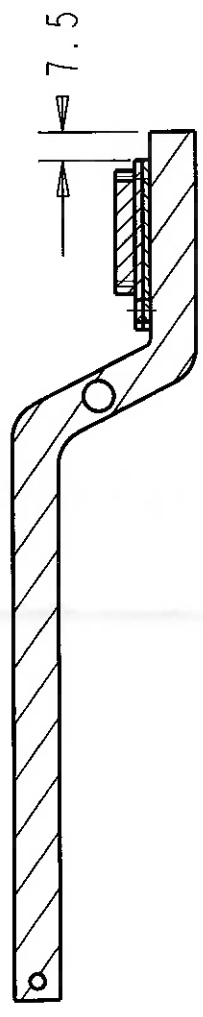


EPUSP	ESCOLA POLITÉCNICA DA USP	08/11/05
AÇO 1020	CJ DE FIXAÇÃO DO FREIO	REV. A
I DIEDRO	CARLOS HENRIQUE PETROZZIELLO	1:2

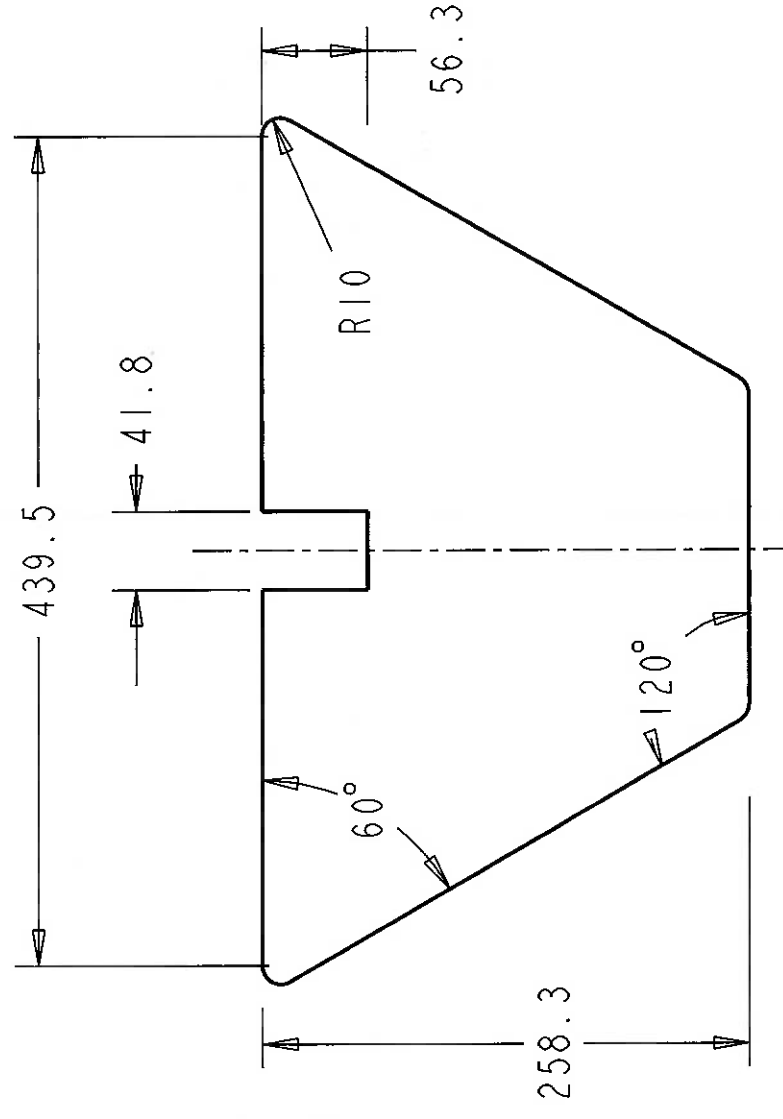
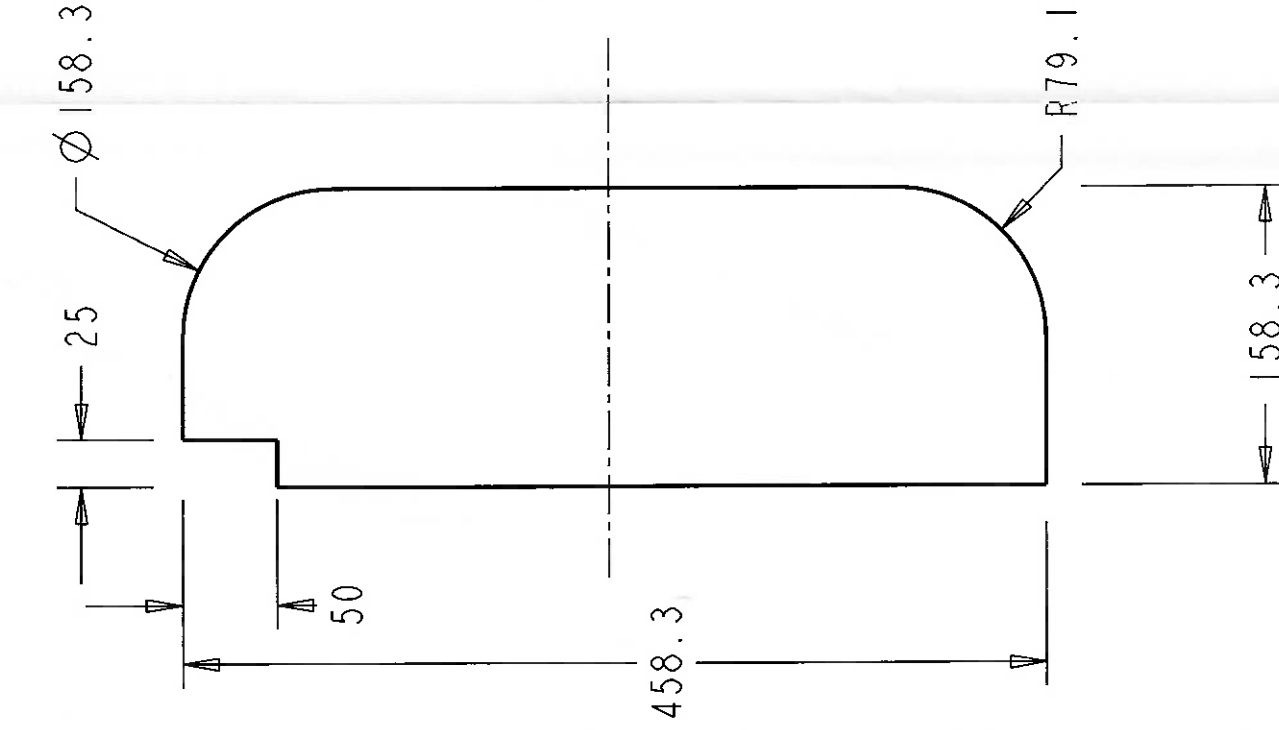
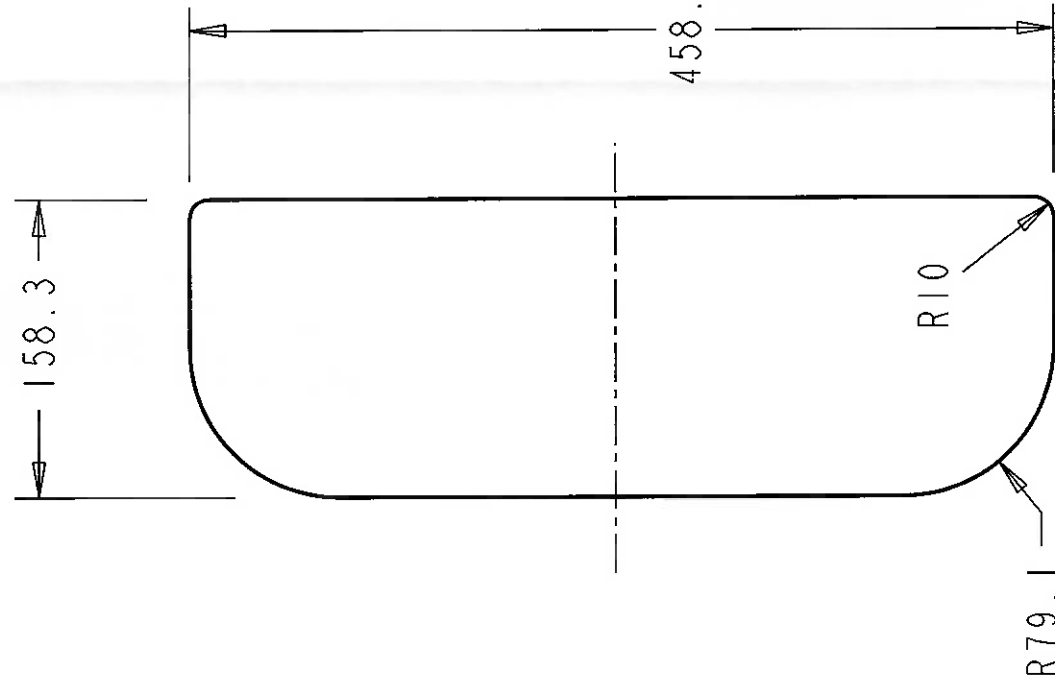
SUPORTE DA PASTILHA



SOLDAR O SUPORTE DA PASTILHA NA POSIÇÃO INDICADA

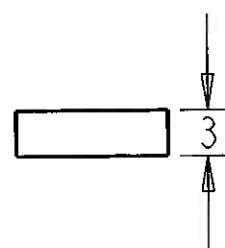
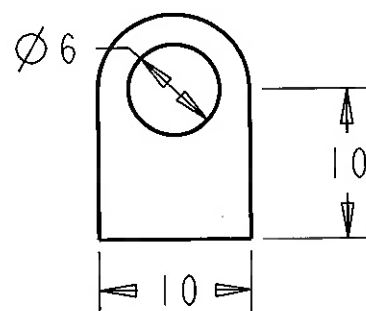
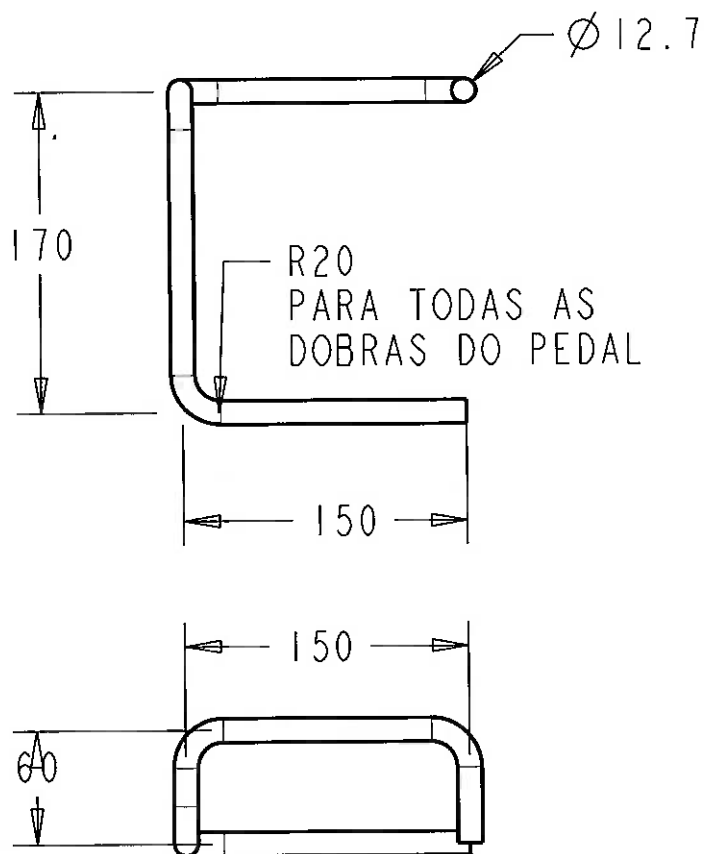
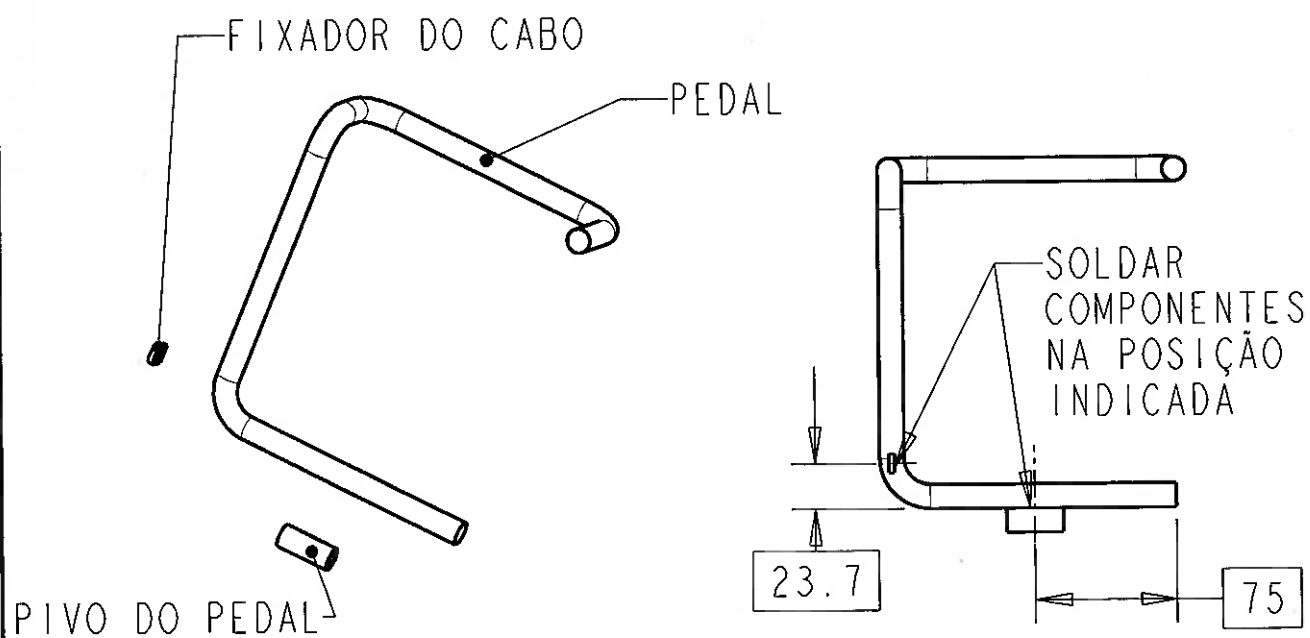


EPUSP	ESCOLA POLITÉCNICA DA USP	08/11/05
AÇO 1020	CJ DE FREIO	REV. A
I DIEDRO	CARLOS HENRIQUE PETROZZIELLO	1:2



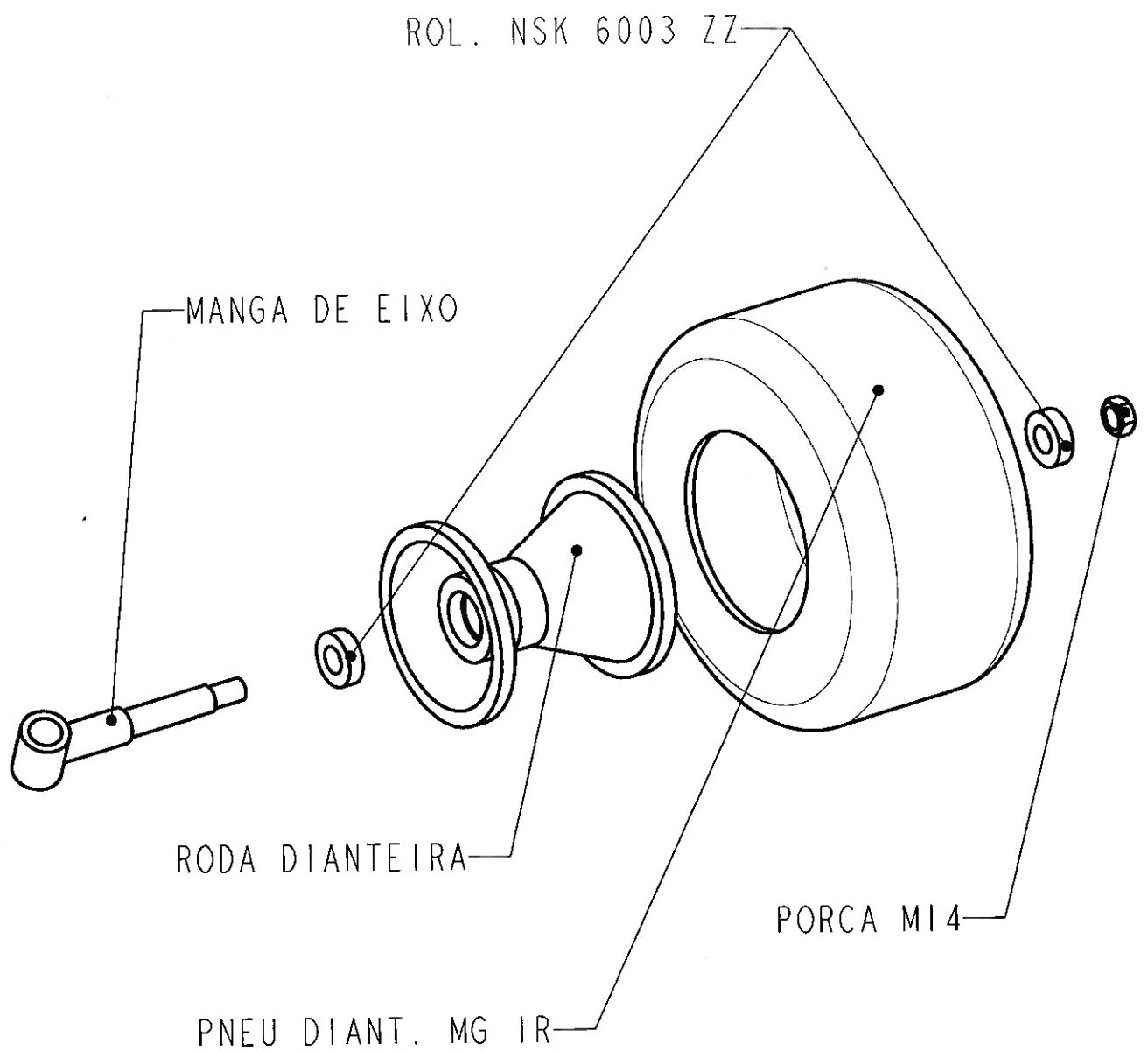
TODOS OS ASSOALHOS FEITOS EM
CHAPA COM 3 MM DE ESPESSURA

EPUSP	ESCOLA POLITÉCNICA DA USP	08/11/05
AÇO 1020	CJ DE ASSOALHOS	REV. A
I DIEDRO	CARLOS HENRIQUE PETROZZIELLO	1:4

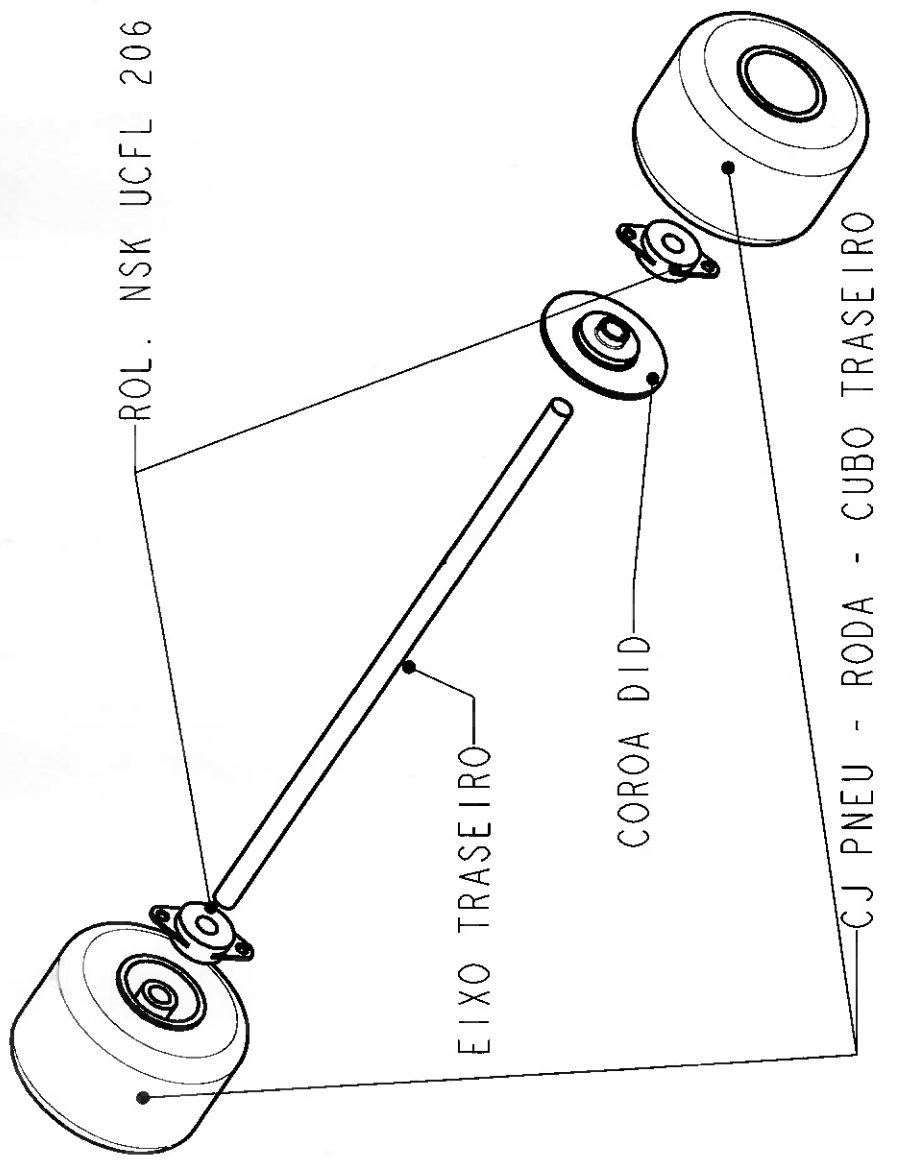
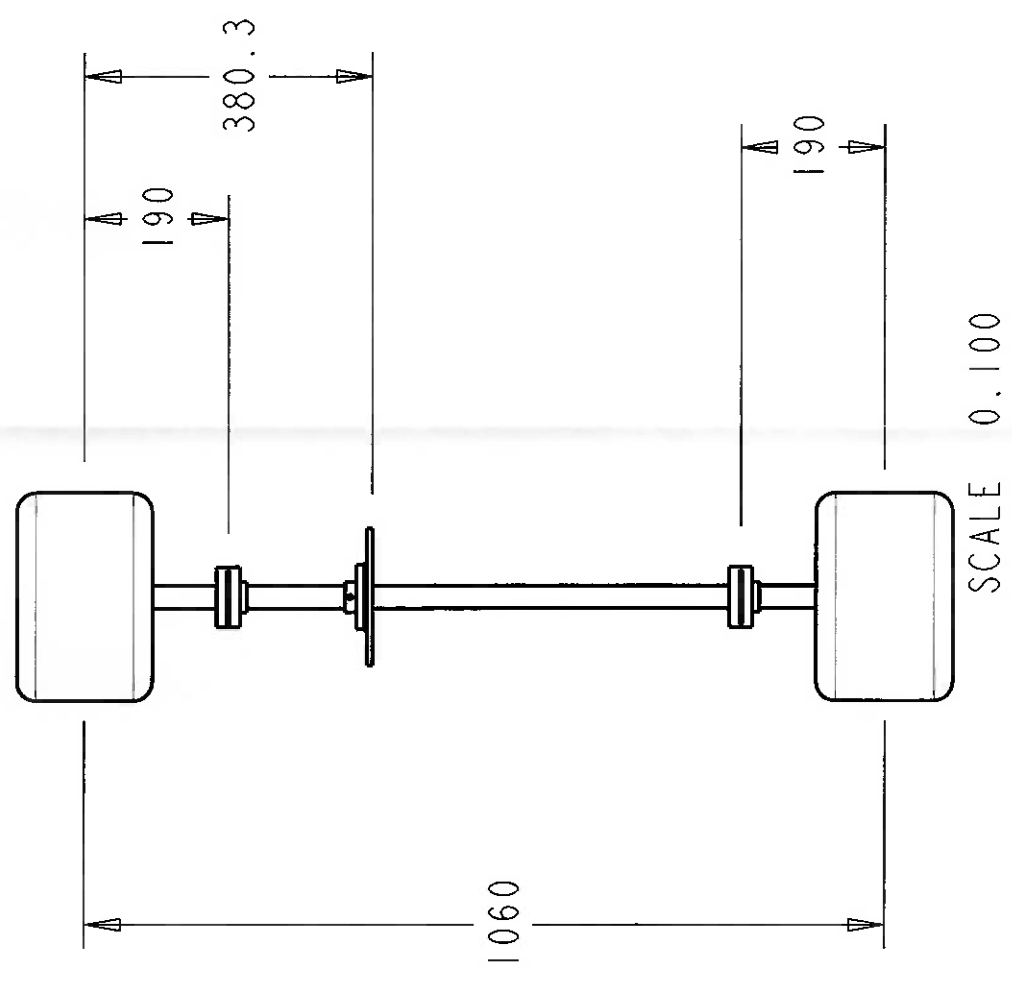


SCALE 2.000

EPUSP	ESCOLA POLITÉCNICA DA USP	07/11/05
AÇO 1020	CJ PEDAL	REV. A
I DIEDRO	CARLOS HENRIQUE PETROZZIELLO	1:4

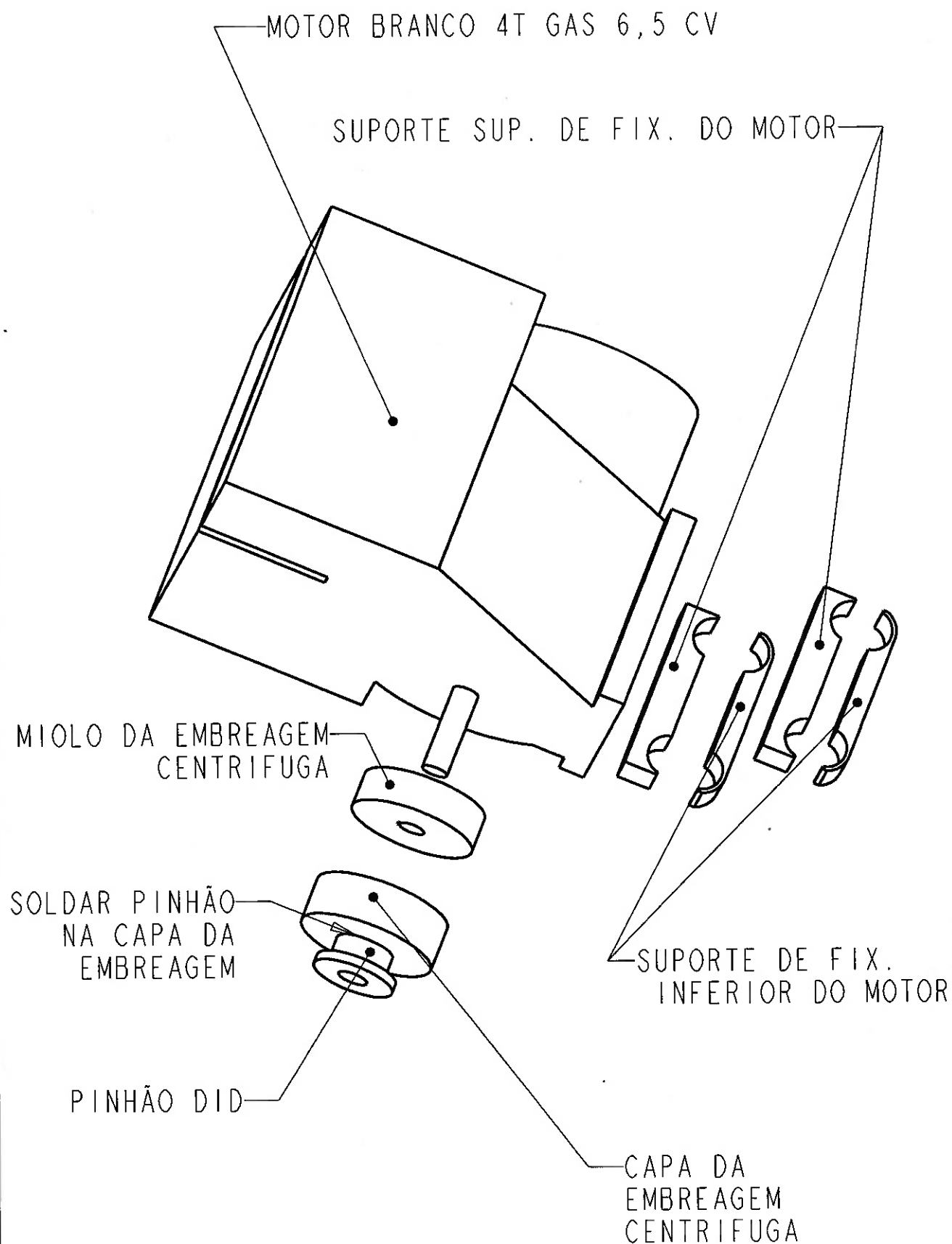


EPUSP	ESCOLA POLITÉCNICA DA USP	07/11/05
-	GRUPO DE EXTREMIDADE DIANT.	REV. A
I DIEDRO	CARLOS HENRIQUE PETROZZIELLO	1:4

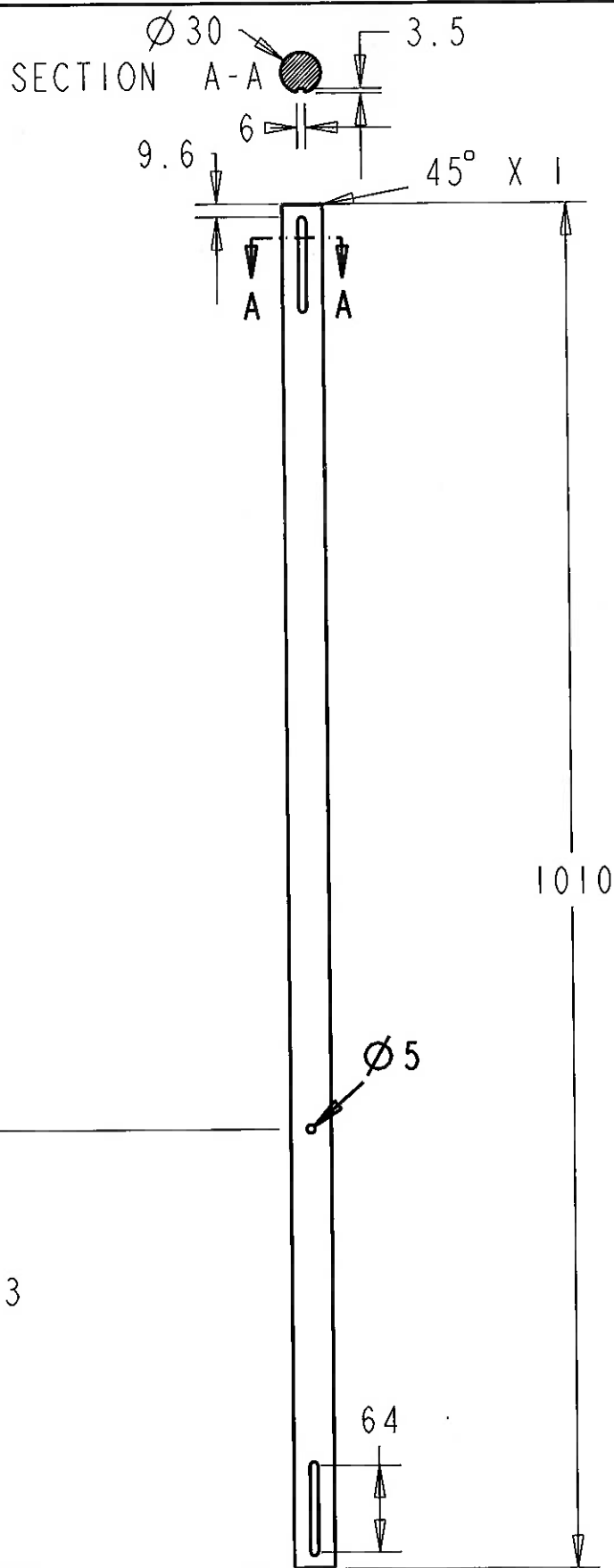


NA VISTA EXPLODIDA DO EIXO NÃO ESTÃO APRESENTADOS OS COMPONENTES DE FIXAÇÃO (PARAFUSOS E CHAVETAS)

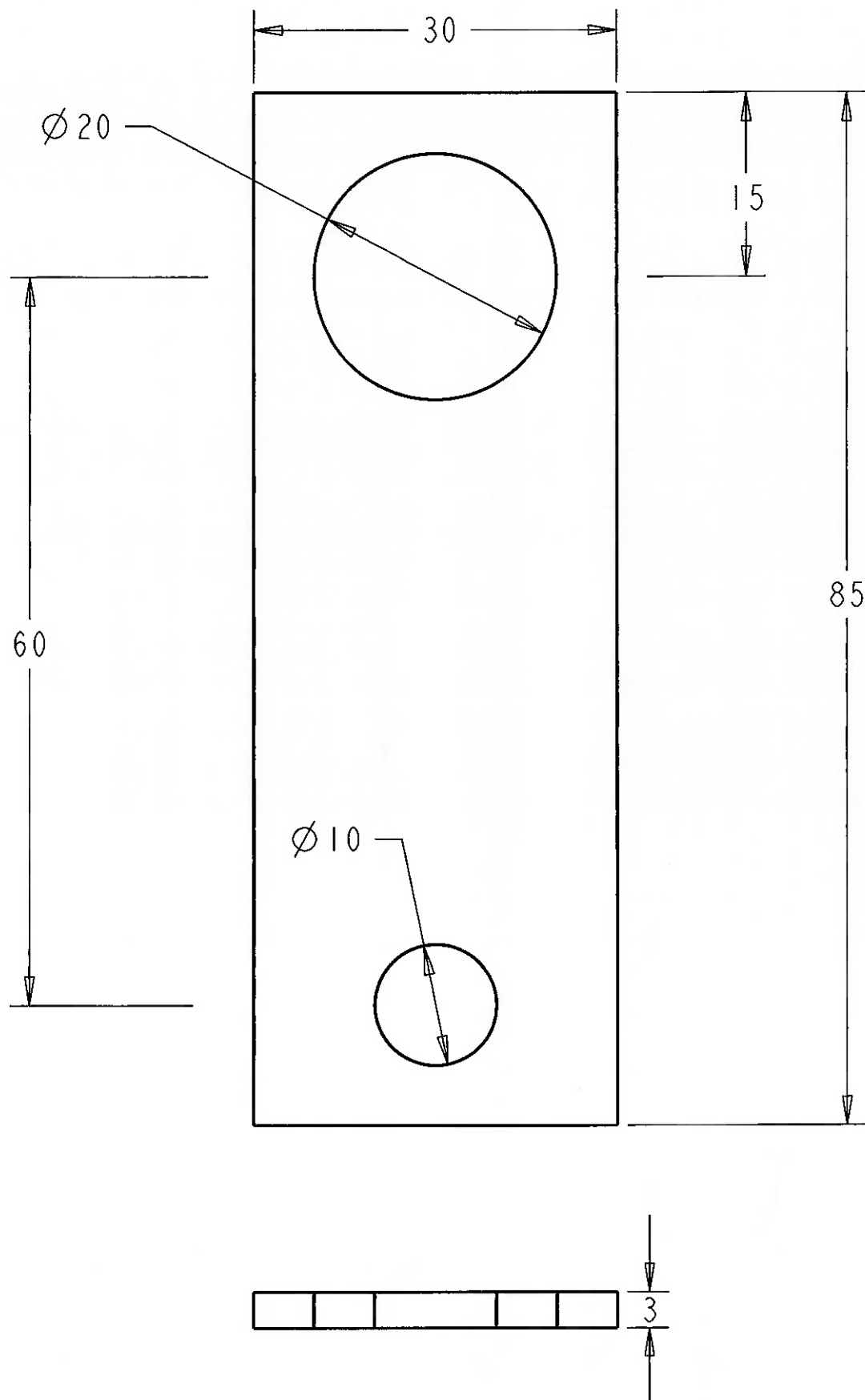
EPUSP	ESCOLA POLITÉCNICA DA USP	08/11/05
-	EIXO TRASEIRO - CJ	REV. A
I DIEDRO	CARLOS HENRIQUE PETROZZIELLO	1:10



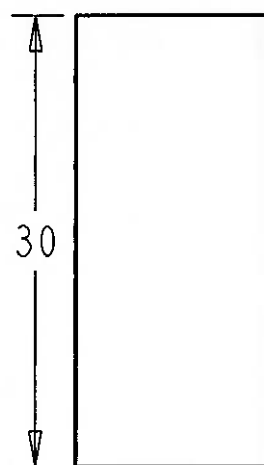
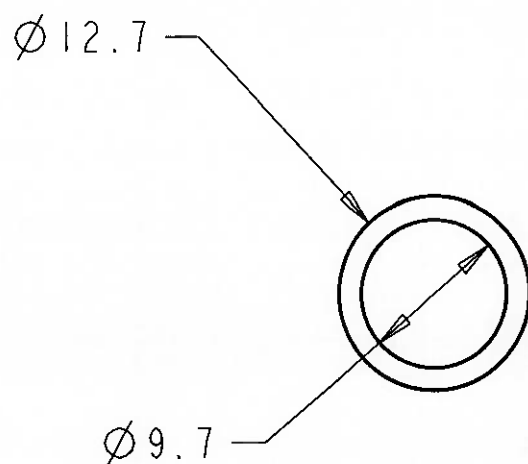
EPUSP	ESCOLA POLITÉCNICA DA USP	07/11/05
-	CJ. DO MOTOR - EXPLODIDA	REV. A
I DIEDRO	CARLOS HENRIQUE PETROZZIELLO	1:4



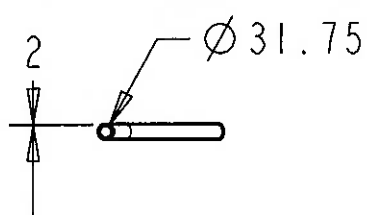
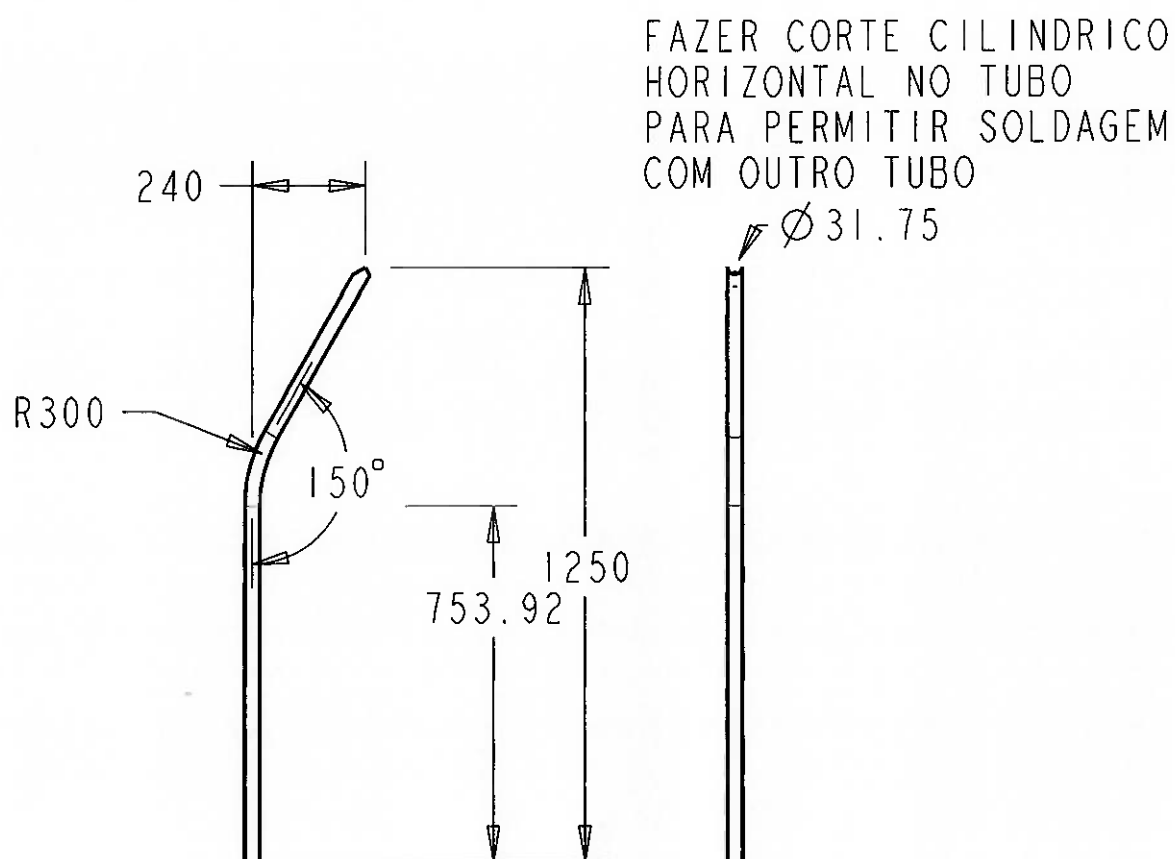
EPUSP	ESCOLA POLITÉCNICA DA USP	07/11/05
AÇO 1045	EIXO TRASEIRO	REV. A
I DIEDRO	CARLOS HENRIQUE PETROZZIELLO	1:5



EPUSP	ESCOLA POLITÉCNICA DA USP	07/11/05
AÇO 1020	BRAÇO DE DIREÇÃO	REV. A
I DIEDRO	CARLOS HENRIQUE PETROZZIELLO	2:1

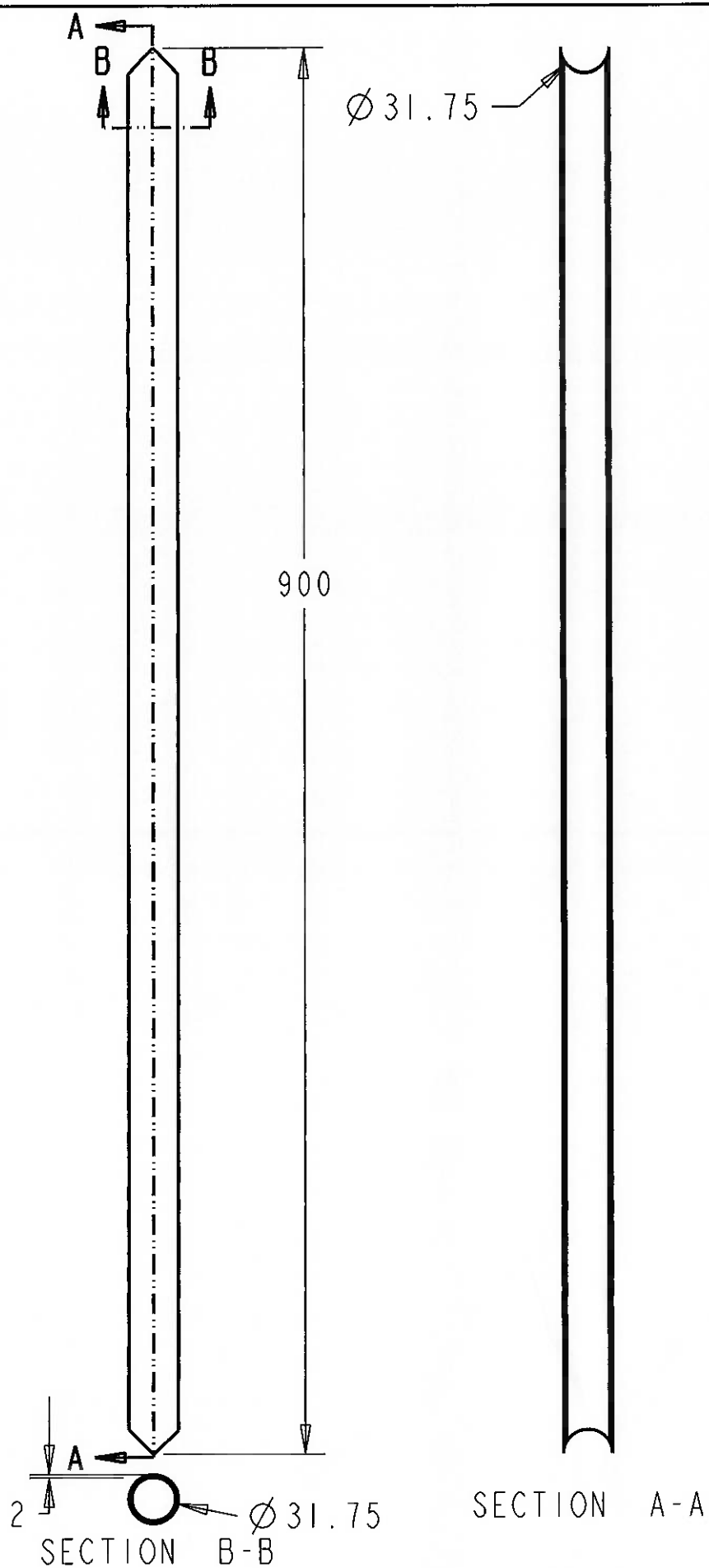


EPUSP	ESCOLA POLITÉCNICA DA USP	07/11/05
AÇO 1020	PIVO DO PEDAL	REV. A
I DIEDRO	CARLOS HENRIQUE PETROZZIELLO	2:1

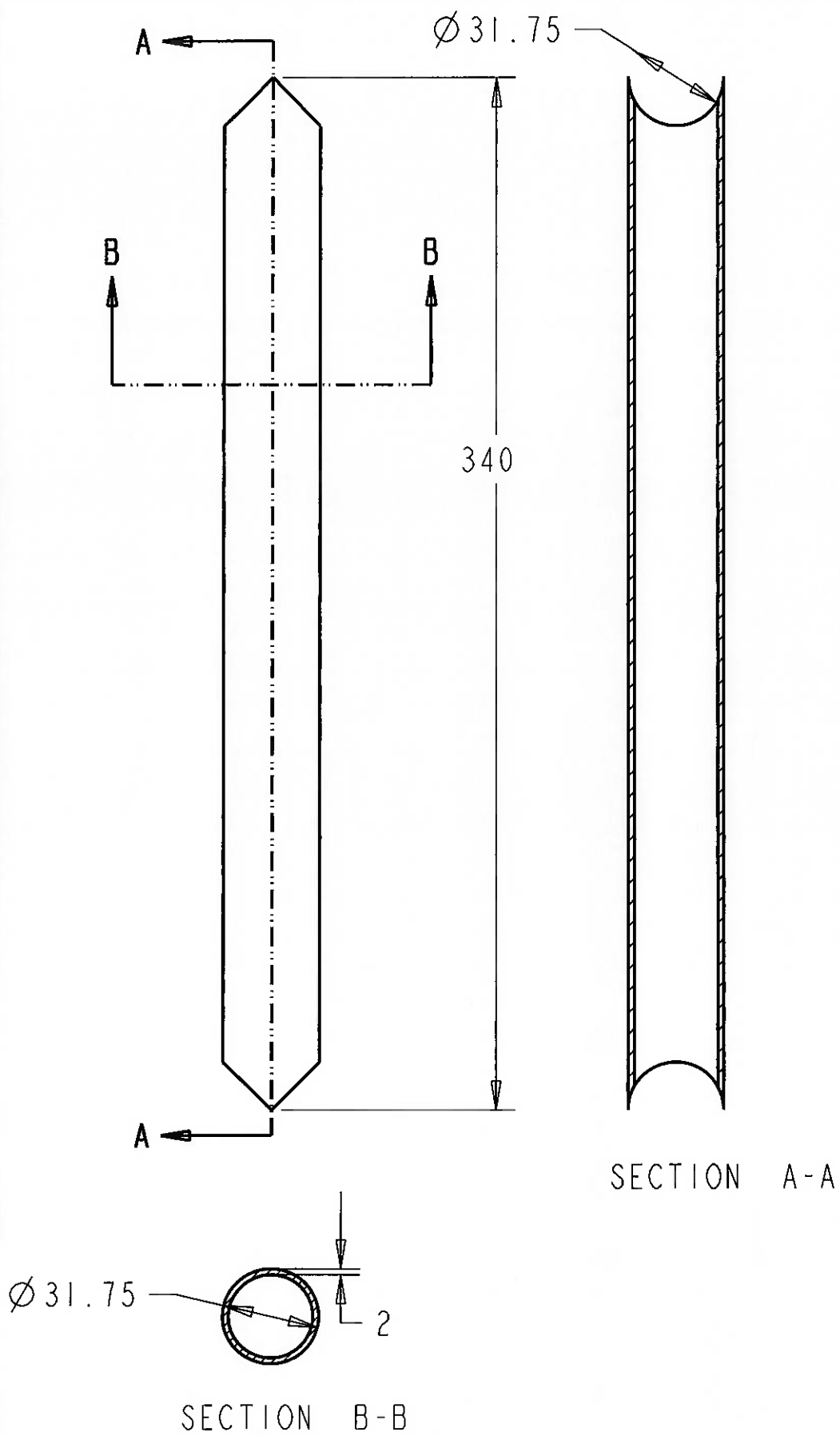


ARRENDONDAR CANTOS VIVOS E ARESTAS NÃO SOLDADAS

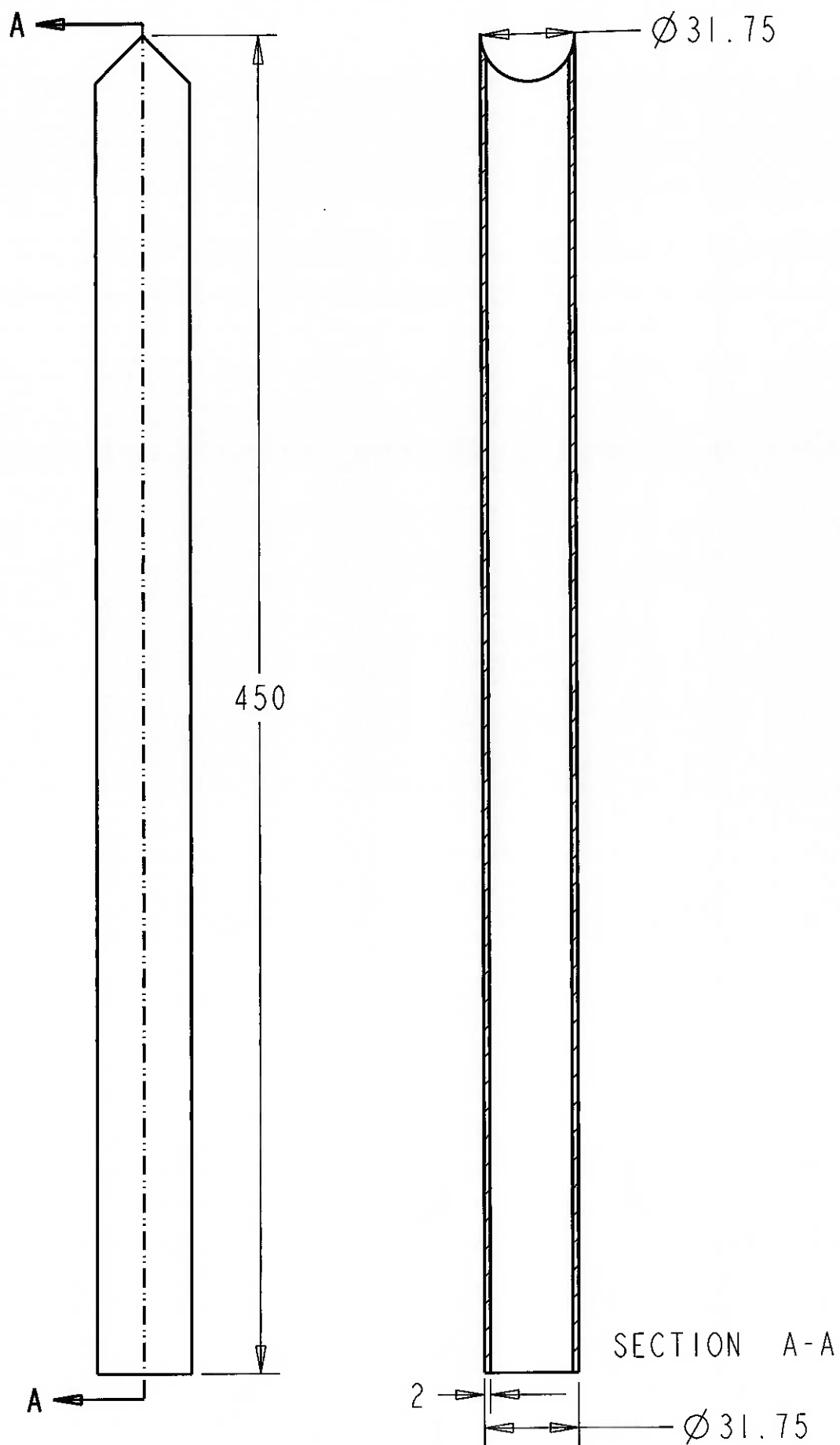
EPUSP	ESCOLA POLITÉCNICA DA USP	07/11/05
AÇO 1020	PEÇA 1 - BRUTO	REV. A
1 DIEDRO	CARLOS HENRIQUE PETROZZIELLO	1:1



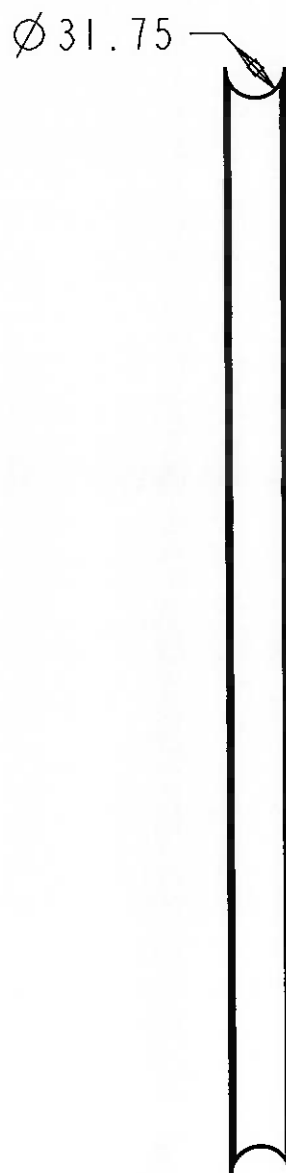
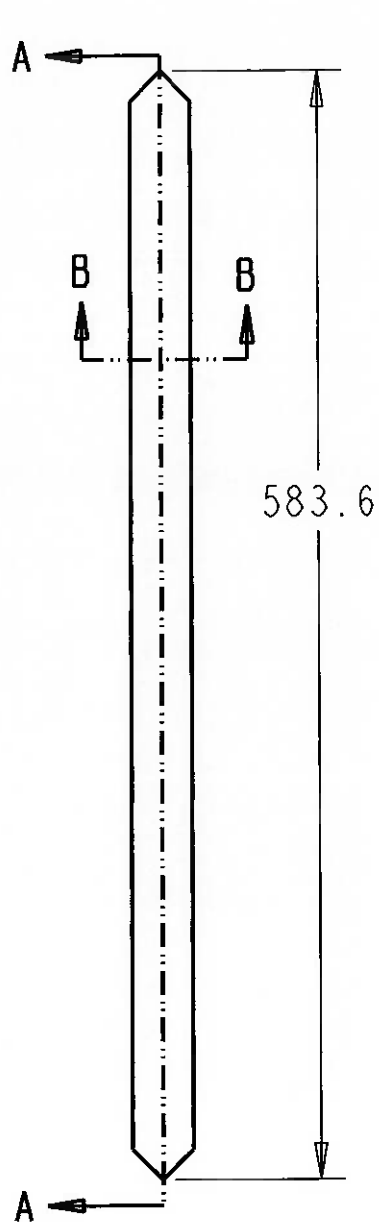
EPUSP	ESCOLA POLITÉCNICA DA USP	07/11/05
AÇO 1020	PEÇA 2 - ACABADA	REV. A
I DIEDRO	CARLOS HENRIQUE PETROZZIELLO	1:4



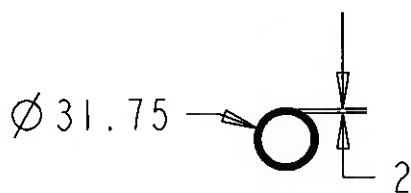
EPUSP	ESCOLA POLITÉCNICA DA USP	07/11/05
AÇO 1020	PEÇA 3 - ACABADA	REV. A
I DIEDRO	CARLOS HENRIQUE PETROZZIELLO	1:2



EPUSP	ESCOLA POLITÉCNICA DA USP	07/11/05
AÇO 1020	PEÇA 4 - ACABADA	REV. A
1 DIEDRO	CARLOS HENRIQUE PETROZZIELLO	1:2

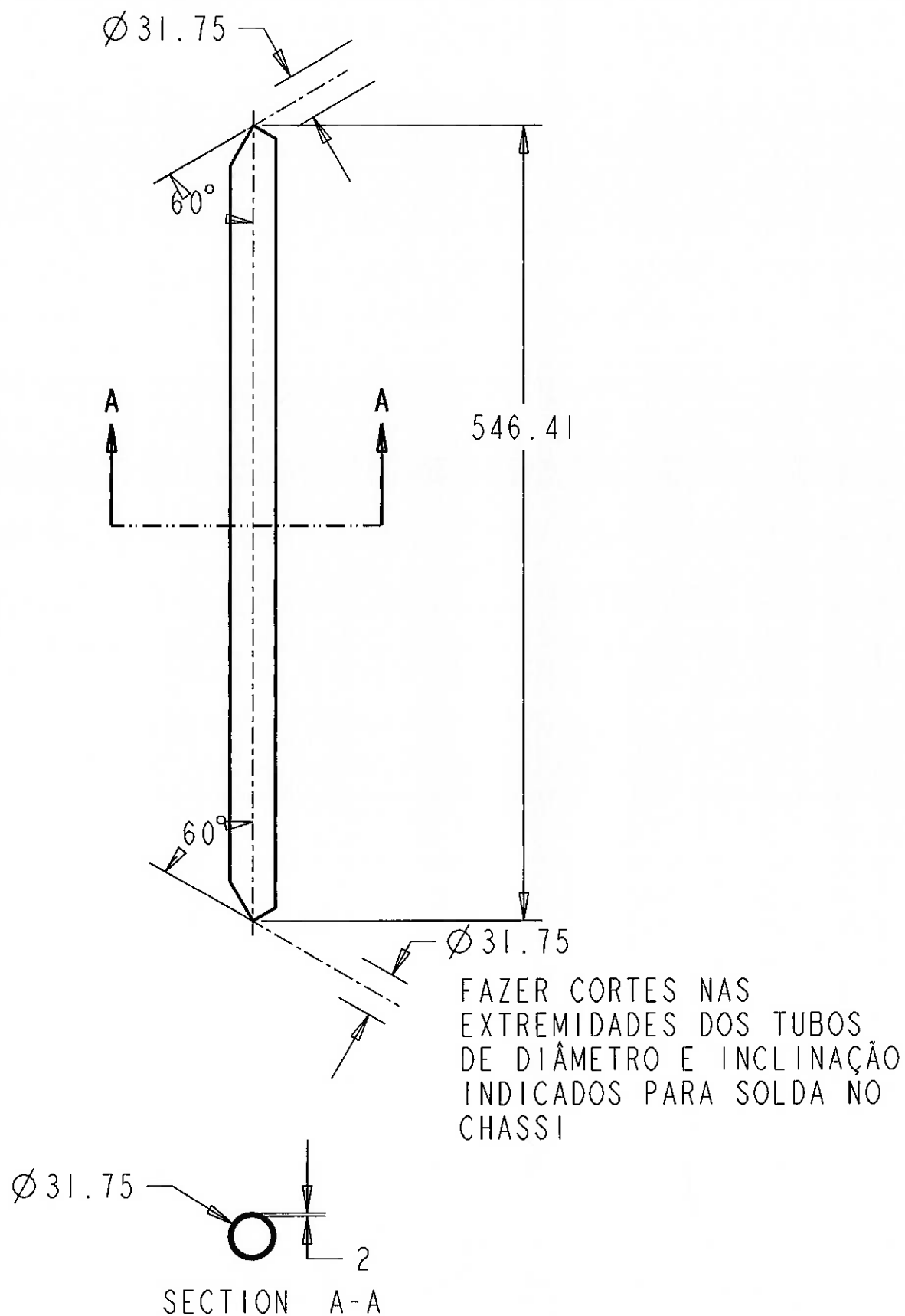


SECTION A-A



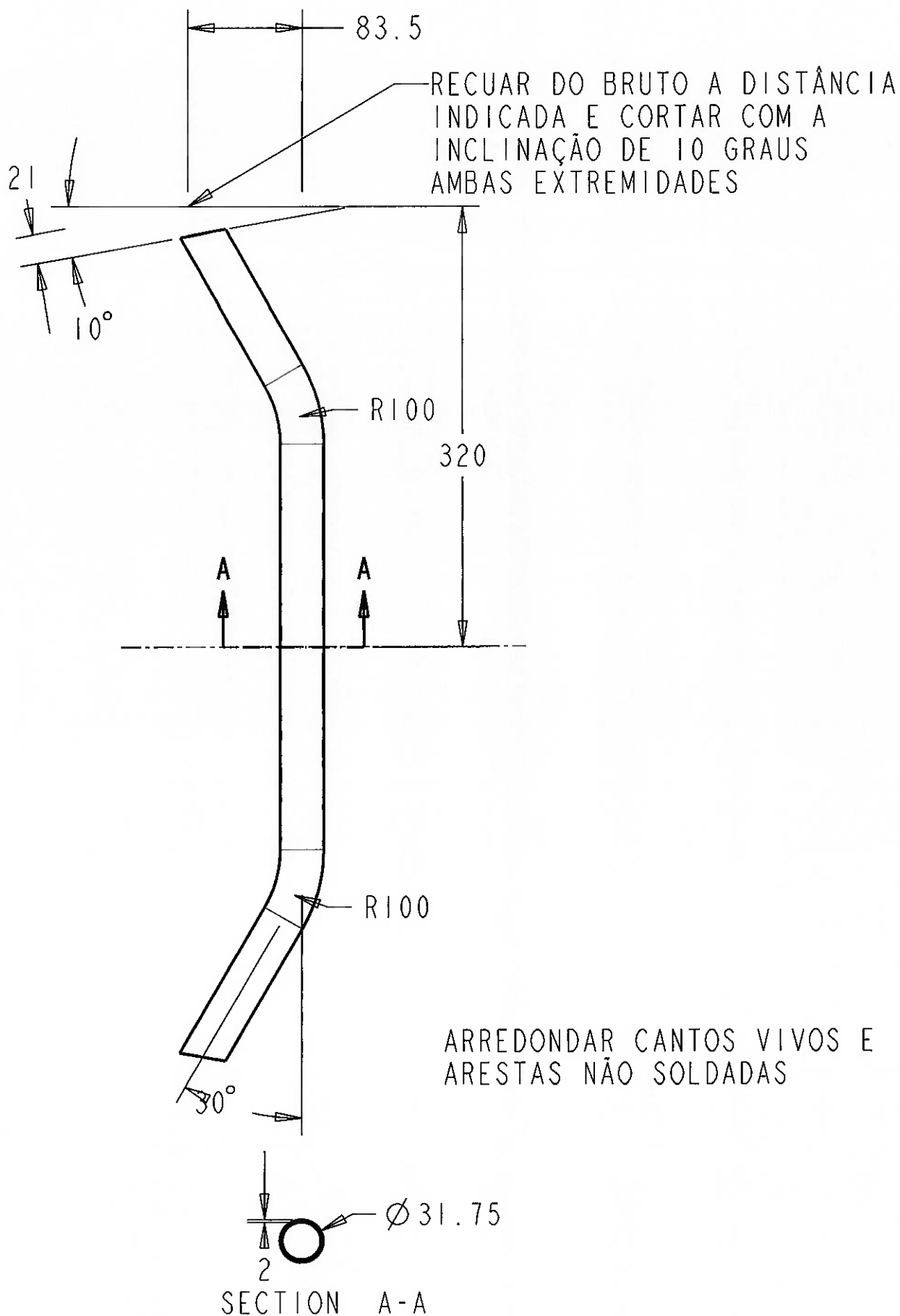
SECTION B-B

EPUSP	ESCOLA POLITÉCNICA DA USP	07/11/05
AÇO 1020	PEÇA 5 - ACABADA	REV. A
I DIEDRO	CARLOS HENRIQUE PETROZZIELLO	1:4

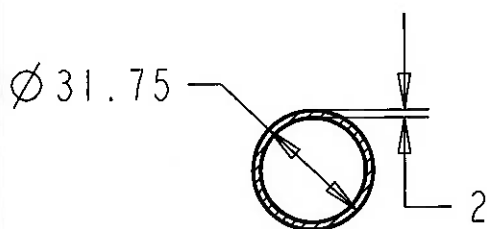
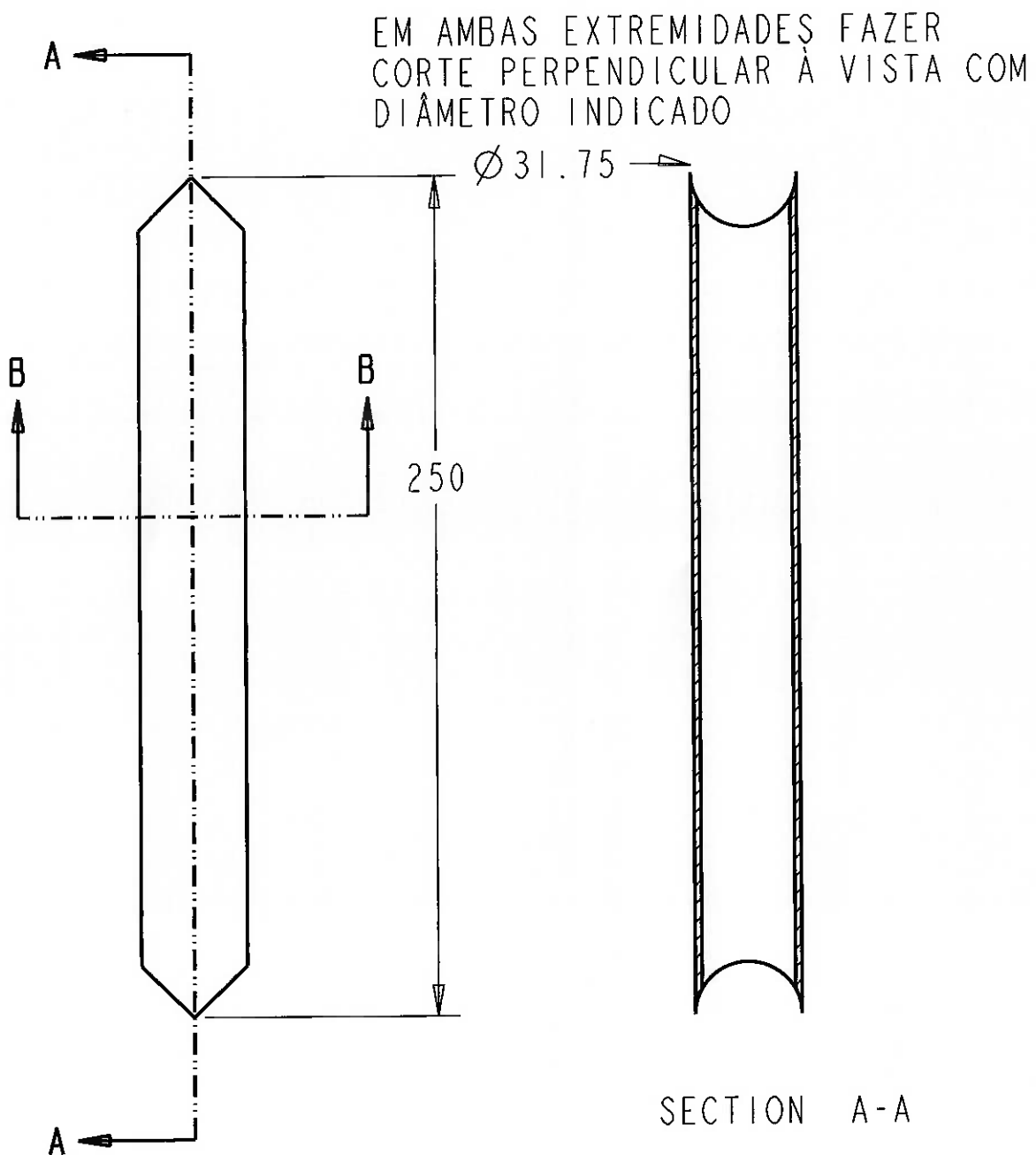


ARREDONDAR CANTOS VIVOS E ARESTAS NÃO SOLDADAS

EPUSP	ESCOLA POLITÉCNICA DA USP	07/11/05
AÇO 1020	PEÇA 6 - ACABADA	REV. A
1 DIEDRO	CARLOS HENRIQUE PETROZZIELLO	1:4

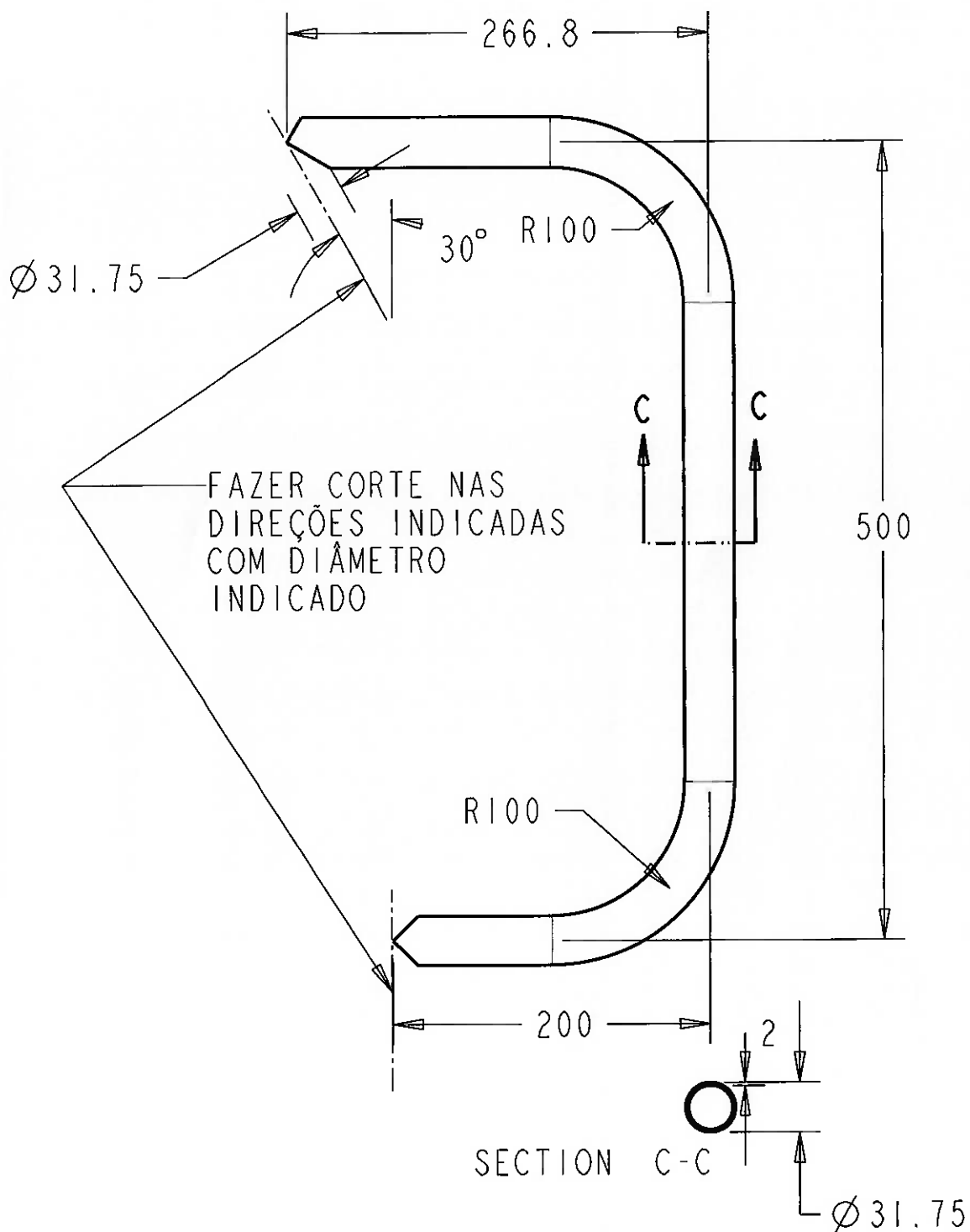


EPUSP	ESCOLA POLITÉCNICA DA USP	07/11/05
AÇO 1020	PEÇA 7 - ACABADA	REV. A
1 DIEDRO	CARLOS HENRIQUE PETROZZIELLO	1:4



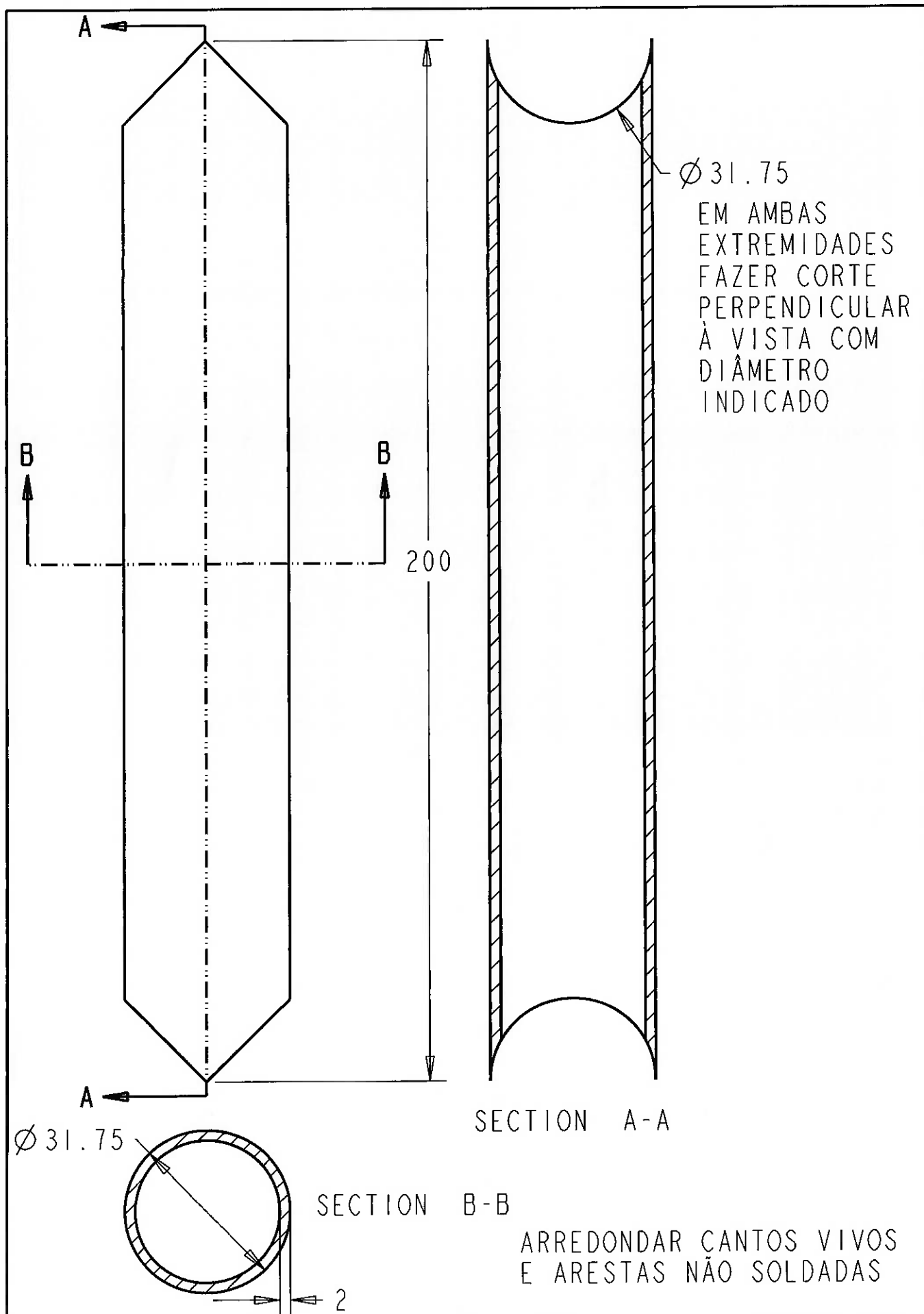
ARREDONDAR CANTOS VIVOS E ARESTAS NÃO SOLDADAS

EPUSP	ESCOLA POLITÉCNICA DA USP	07/11/05
AÇO 1020	PEÇA 9 - ACABADA	REV. A
1 DIEDRO	CARLOS HENRIQUE PETROZZIELLO	1:2

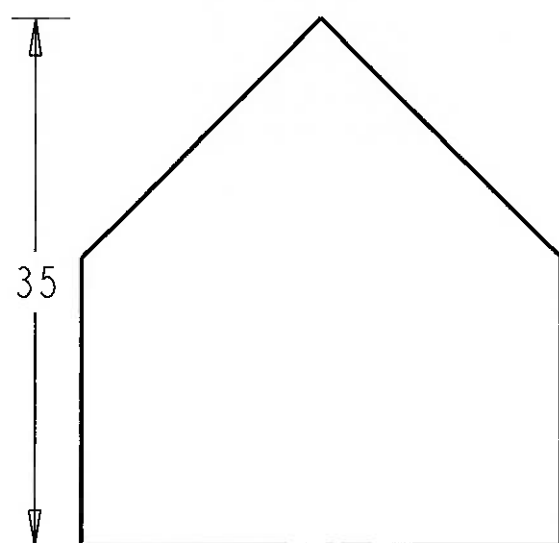
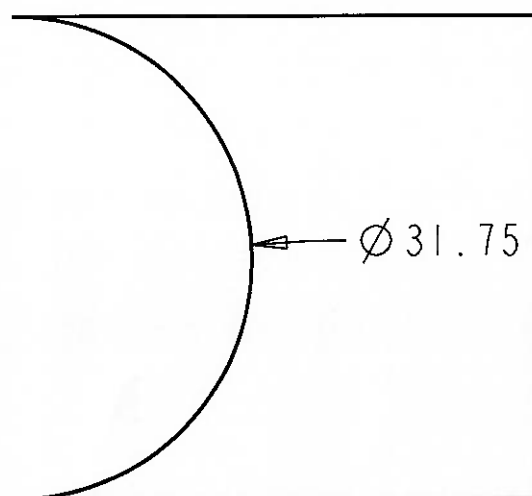
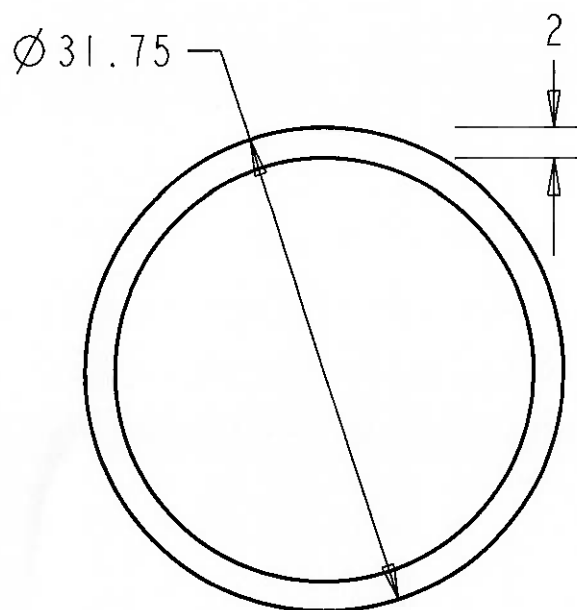


ARREDONDAR CANTOS VIVOS E ARESTAS NÃO SOLDADAS

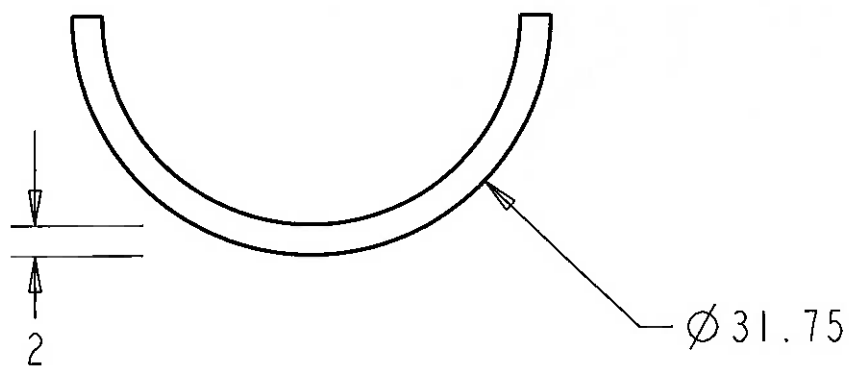
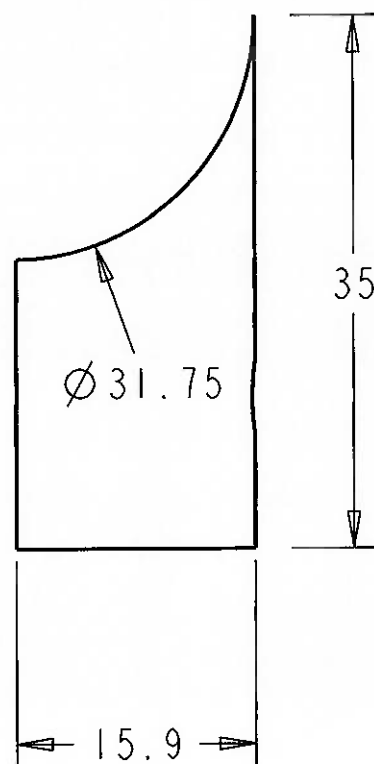
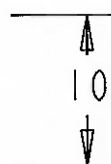
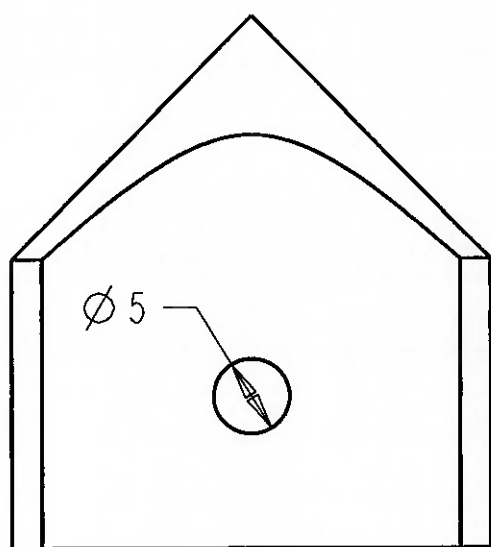
EPUSP	ESCOLA POLITÉCNICA DA USP	07/11/05
AÇO 1020	PEÇA 12 - ACABADA	REV. A
1 DIEDRO	CARLOS HENRIQUE PETROZZIELLO	1:4



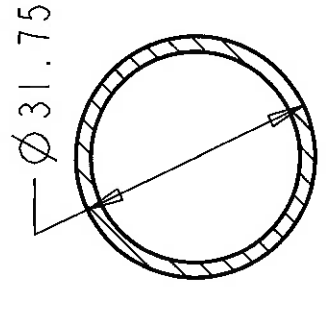
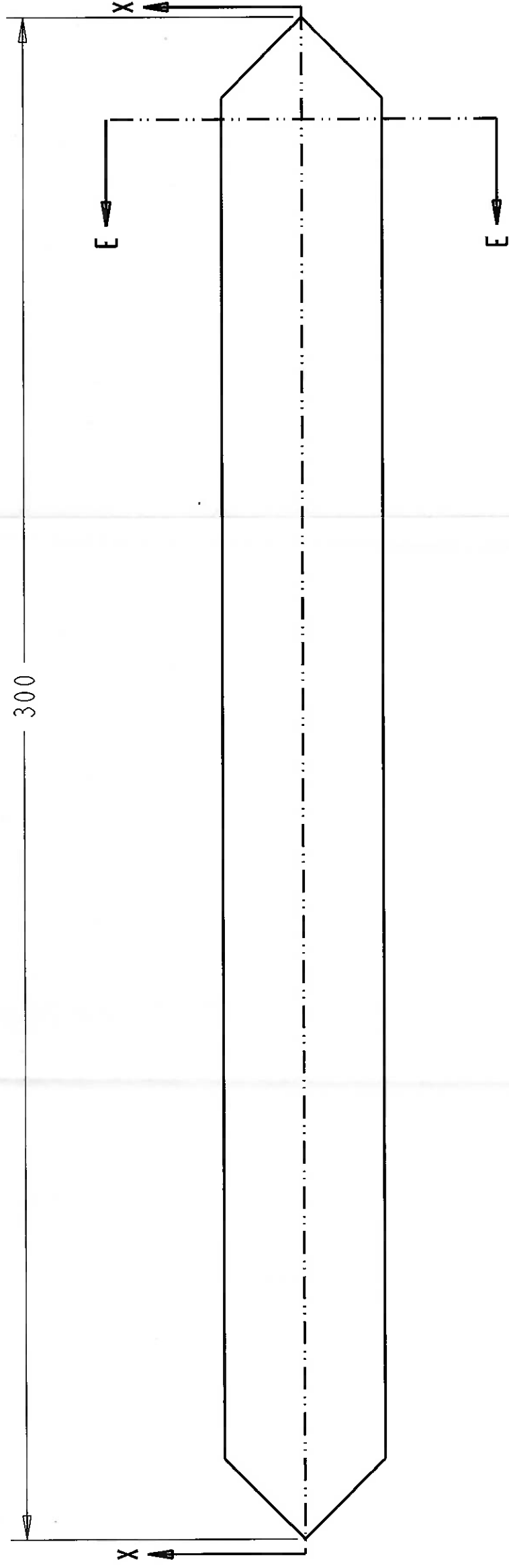
EPUSP	ESCOLA POLITÉCNICA DA USP	07/11/05
AÇO 1020	PEÇA 13 - ACABADA	REV. A
1 DIEDRO	CARLOS HENRIQUE PETROZZIELLO	1:1



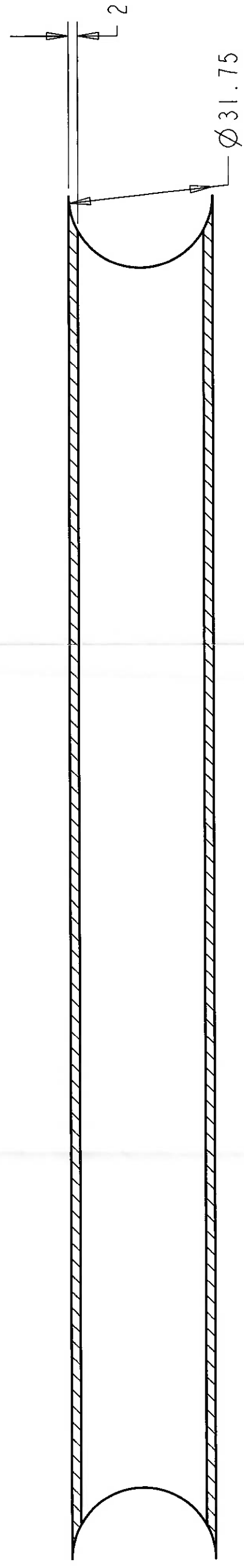
EPUSP	ESCOLA POLITÉCNICA DA USP	07/11/05
AÇO 1020	PEÇA 14	REV. A
1 DIEDRO	CARLOS HENRIQUE PETROZZIELLO	2:1



EPUSP	ESCOLA POLITÉCNICA DA USP	07/11/05
AÇO 1020	PEÇA 15	REV. A
1 DIEDRO	CARLOS HENRIQUE PETROZZIELLO	2:1

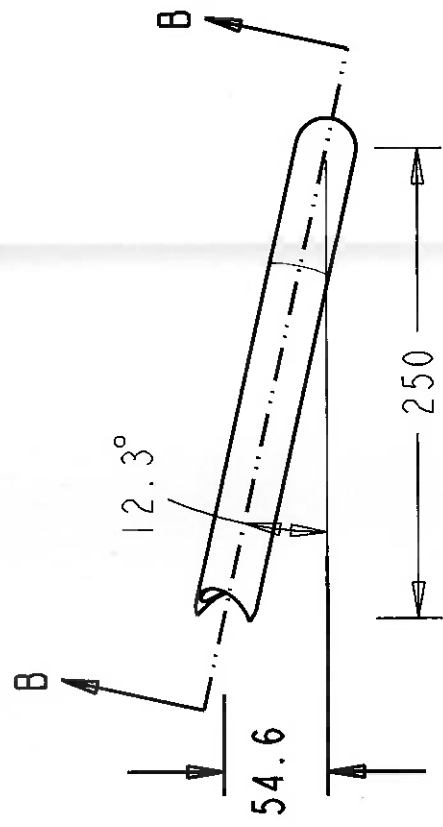


SECTION E-E



SECTION X-X

EPUSP	ESCOLA POLITÉCNICA DA USP	08/11/05
AÇO 1020	PEÇA 8 - ACABADA	REV. A
I DIEDRO	CARLOS HENRIQUE PETROZZIELLO	1:1



$\phi 31.75$

30°

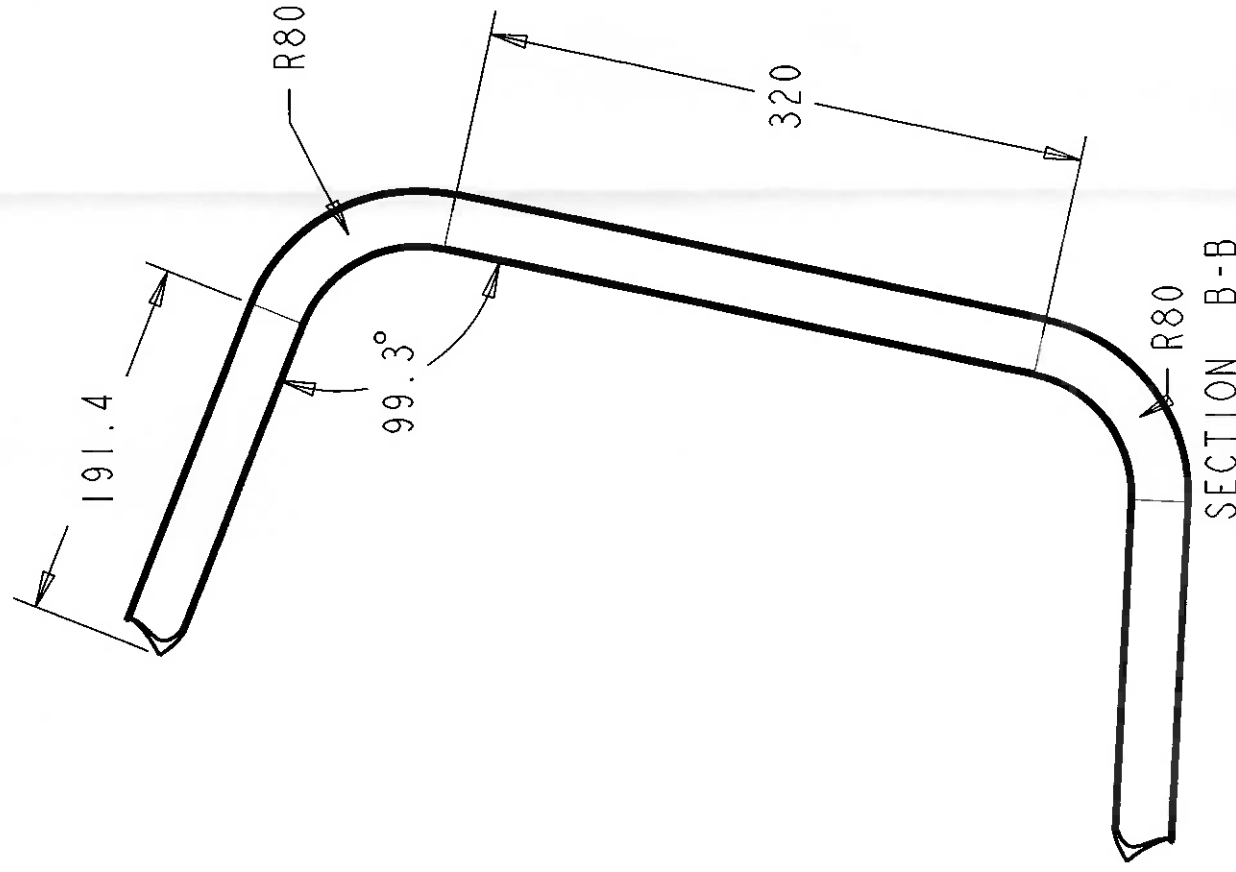
30°

SECTION C-C

$\phi 31.75$

250

54.6

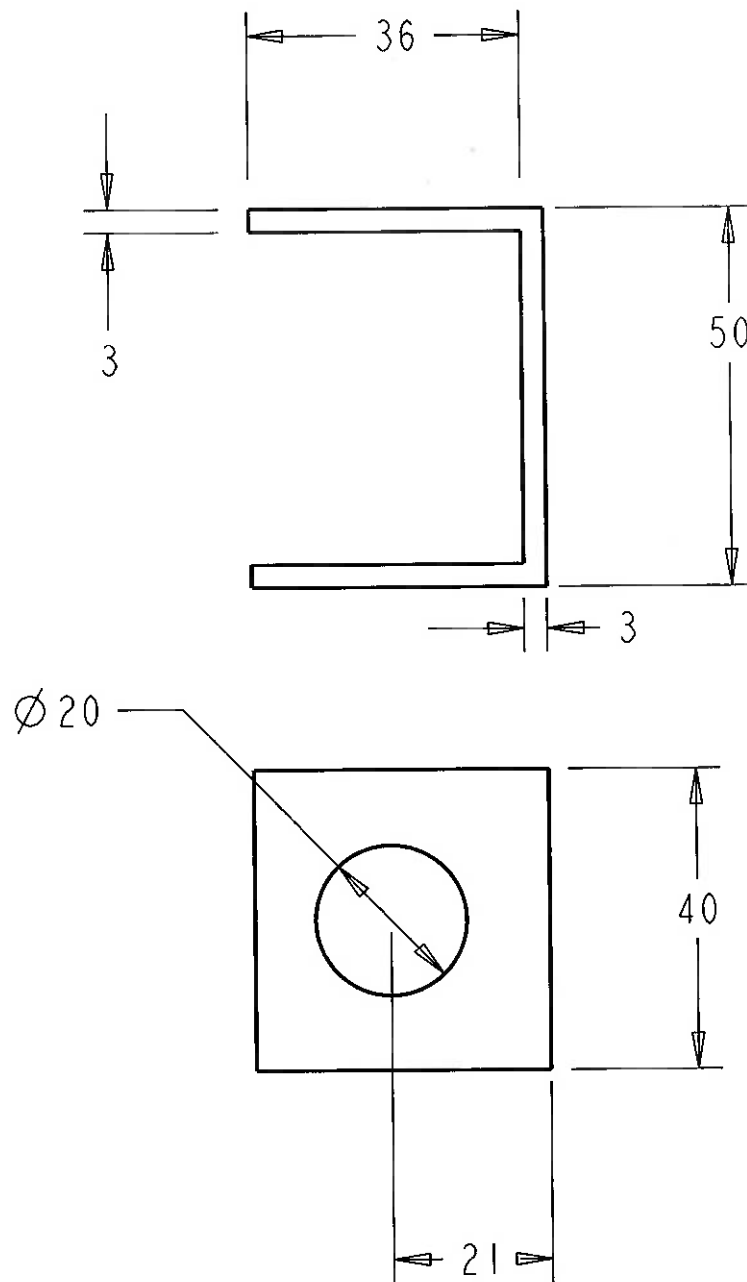


FAZER CORTE DE DIÂMETRO INDICADO
NAS DIREÇÕES INDICADAS PELAS
LINHAS PARA PERMITIR SOLDAGEM

ARREDONDAR CANTOS VIVOS E ARESTAS NÃO SOLDADAS

SECTION B-B

EPUSP	ESCOLA POLITÉCNICA DA USP	08/11/05
AÇO 1020	PEÇA 16 - ACABADA	REV. A
I DIEDRO	CARLOS HENRIQUE PETROZZIELLO	1:4



EPUSP	ESCOLA POLITÉCNICA DA USP	07/11/05
AÇO 1020	PEÇA 17 - ACABADA	REV. A
I DIEDRO	CARLOS HENRIQUE PETROZZIELLO	1:1