

UNIVERSIDADE DE TAUBATÉ
TUNEO UCHIDA

PROJETO E DESENVOLVIMENTO DE UMA
MÁQUINA COLHEITADEIRA DE TUIA
AUTOMATIZADA

Dissertação apresentada para obtenção do título de Mestre pelo curso de Mestrado Profissionalizante “STRITO SENSU” do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Taubaté.

Área de concentração: Automação e Controle Industrial.

Orientador: Professor Dr. José Rui Camargo

Taubaté – SP

2005

TUNEO UCHIDA

COLHEITADEIRA DE TUIA AUTOMATIZADA

Dissertação apresentada para a obtenção do Título de Mestre pelo Curso do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Taubaté. Área de Concentração: Automação e Controle Industrial.

Data: _____

Resultado: _____

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. José Rui Camargo

Universidade de Taubaté

Assinatura _____

Prof. Dr. Francisco José Grandinetti

Universidade de Taubaté

Assinatura _____

Prof. Dr. José Geraldo Trani Brandão

Universidade Estadual Paulista

Assinatura _____

Prof. Dr. Sebastião Cardoso

Universidade de Taubaté

Assinatura _____

Prof. Dr. Victor Orlando Gamarra Rosado

Universidade Estadual Paulista

Assinatura _____

UCHIDA, Tuneo.
U17p Projeto e Desenvolvimento de uma máquina colheitadeira de
Tuiá automatizada./ Tuneo Uchida. – Taubaté: Unitau, 2005.
122 f. il; 30 cm.

Dissertação (Mestrado) – Universidade de
Taubaté. Departamento de Engenharia Mecânica. 2005
Orientador: Prof. Dr. José Rui Camargo.

1.Colheitadeira de tuiá. 2.Automatização de colheita. 3.
Projeto de máquina - Mestrado. I. Universidade de Taubaté.
Departamento de Engenharia Mecânica. II. Título.

À minha esposa Kyoko Uchida que, com seu amor, dedicação, carinho e compreensão ajudou a realizar este trabalho e aos meus filhos, sem os quais não haveria razão desse desafio.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. José Rui Camargo, orientador;

Ao Prof. Dr. PhD. Giorgio Eugenio Oscare Giacaglia, coordenador do curso;

Ao Prof. Dr. Francisco José Grandinetti;

Ao Prof. Dr. José Geraldo Trani Brandão;

Ao Prof. Dr. Sebastião Cardoso;

Ao Prof. Dr. Victor Orlando Gamarra Rosado;

Ao Prof. Dr. Francisco Carlos Parquet Bizzaria;

Ao Prof. Dr. Luiz Octávio Mattos Reis;

Ao Prof. Dr. Valberto Ferreira da Silva;

Ao Prof. Dr. João Sinohara S.Sousa.

Ao CEFET por conceder a bolsa de estudo que permitiu a realização desta capacitação e sem a qual não teria condições de realizar. Pela colaboração e sugestões prestadas durante a visita: aos produtores Sr. Hideo Ishikawa, Sra.Laura Ishikawa e à paisagista Sra. Andréia Matsumoto.

COLHEITADEIRA DE TUIA AUTOMATIZADA

UCHIDA, Tuneo. **Colheitadeira de Tuia Automatizada**. 2005

122 f. Dissertação (Mestrado, Automação e Controle Industrial) Departamento de Engenharia
Mecânica, Universidade de Taubaté, Taubaté.

RESUMO

A colheita de pequenas árvores conhecidas popularmente como “tuias”, é feita com ferramentas manuais e é um trabalho árduo, desgastante e demorado. Observando o trabalho das pessoas nesta atividade, passa-se a estudar uma máquina automatizada para realizar essa tarefa. Este trabalho apresenta inicialmente a descrição dos processos utilizados atualmente para a colheita e uma revisão bibliográfica do assunto. Apresenta a proposta de uma máquina, a metodologia e o desenvolvimento matemático do projeto mecânico. A partir do dimensionamento das diversas partes da máquina apresentam-se os desenhos de detalhes e do conjunto. São feitos, ainda, ensaios “in-loco” para verificar a consistência do solo e dos parâmetros de operação da máquina. A máquina desenvolvida permite ser dirigida até o local da colheita e possui um sistema de nivelamento automático para uma inclinação do terreno de, até, 17°.

Palavras - Chave: Colheitadeira de tuia. Automatização de colheita. Projeto de máquina.

AUTOMATIC HARVEST MACHINE OF CHRISTMAS'S TREE

UCHIDA, Tuneo. **Automatic Harvest Machine of Christmas's Tree**, 2005

122 st.Dissertation (Mistress, Automation and Industry Control)

Mechanical Engineering Department, Taubaté's University, Taubaté

ABSTRACT

The harvest of small trees known popularly as "Christmas's Tree", is made with manual tools and it is a hard, stressing and slow job. Observing people, who develop these kinds of activities, is intend to study an automatic machine to carry through this task. This work presents initially, the description of the currently processes used for the harvest and a bibliographical revision of the theme. It a proposal presents of the machine, the methodology and the mathematical development of the mechanical project as well as the modeling of the hydraulic systems. From the sizing of the any parts of the machine one presents the drawings of details and the assembly. They are facts, still, assays "in-it lease" to verify the consistency of the ground and the parameters of operation of the machine. The developed machine allows to be directed until the place of the harvest and processes a system of automatic leveling for an inclination of the land, of about, 17°.

Keywords: Automation of the harvest. Harvest Christmas' Tree. Project of the machine.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Extração manual.....	17
Figura 2 - Vista da base do torrão.....	18
Figura 3 - 1ª camada.....	18
Figura 4 - 2ª camada.....	18
Figura 5 - Sangria fechada.....	19
Figura 6 - Extração direta.....	19
Figura 7 - Proteção do torrão.....	20
Figura 8 - Plantas no depósito.....	20
Figura 9 - Croqui da máquina com as partes principais.....	21
Figura 10 - Acessório para chanfrar.....	23
Figura 11 - Processo proposto.....	23
Figura 12 - Elevação do torrão.....	24
Figura 13 - Sistema físico de nivelamento.....	57
Figura 14 - Diagrama de blocos da placa EZ 155.....	58
Figura 15 - Diagrama de blocos da máquina.....	58
Figura 16 - Sistema físico dos sensores.....	59
Figura 17 - Controle de profundidade.....	60
Figura 18 - Controle de fim de curso.....	61
Figura 19 - Uma máquina em operação.....	68
Figura 20 - Colheitadeira em modelo sólido.....	69
Figura 21 - Projeto da transmissão.....	70
Figura 22 - Transmissão com carcaça de alumínio.....	71

Figura 23 - Vista interna com os planos de construção.....	72
Figura 24 - Fresa com lâminas de metal duro em espiral.....	73
Figura 25 - Perspectiva para visualizar os componentes.....	74
Figura 26 - Vista frontal, as rodas e a ferramenta centrada na algema.....	75
Figura 27 - Vista superior para visualizar a posição dos subconjuntos.....	76
Figura 28 - Máquinas em operação.....	77
Figura 29 - Simulação do 1º teste.....	78
Figura 30 - Base e fresa.....	79
Figura 31 - 1º teste.....	79
Figura 32 - Fresa e simulação do 2º teste.....	80
Figura 33 - Montagem da fresa.....	80
Figura 34 - Corte da sangria.....	81
Figura 35 - Vista da fresa e calha.....	82
Figura 36 - Calha de aço SAE 6150 e fresa de metal duro.....	83
Figura 37 - Calha condutora.....	84
Figura 38 - Aplicação da carga.....	85
Figura 39 - Apoio da furadeira.....	85
Figura 40 - Sangria aberta.....	86

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Resultado do 1º teste.....	81
Tabela 2 - Verificação do 1º teste.....	82
Tabela 3 - Resultado do 2º teste variando o avanço.....	83
Tabela 4 - Resultado do 2º teste sem a calha.....	86

LISTA DE SIMBOLOS

A - Área.....	[m ²]
Av - Velocidade de avanço da fresa.....	[m/s]
b _n - Largura da engrenagem.....	[m]
C - Distância entre centros.....	[m]
C' - Coeficiente de engastamento.....	[1]
C _(R) - Distância entre centros corrigido.....	[m]
d ₀ - Diâmetro primitivo da engrenagem.....	[m]
d ₁ - Diâmetro da haste.....	[m]
d - Diâmetro.....	[m]
d _m - Diâmetro médio.....	[m]
d _{pc} - Diâmetro primitivo da coroa.....	[m]
d _{psf} - Diâmetro primitivo do sem-fim.....	[m]
e - Fator de serviço para coroa / sem-fim.....	[1]
E _{sf} - Módulo de elasticidade do eixo sem-fim.....	[N/m ²]
E _c - Módulo de elasticidade da coroa.....	[N/m ²]
ft - Fôrça tangencial.....	[N]
F - Carga máxima de trabalho.....	[N]
h - Tempo de solitação.....	[h]
HRC - Dureza Rocwell na escala C.....	[1]
HB - Dureza Brinell.....	[N/m ²]
i _{par} - Relação de transmissão do par.....	[1]
i _{sf} - relação de transmissão do sem-fim.....	[1]
J - Momento de inércia.....	[m ⁴]

k - Raio de giração.....	[m]
K - Fator de atuação da carga.....	[1]
K_c - Fator de concentração de carga.....	[1]
K_d - Fator dinâmico de carga.....	[1]
l_{per} - Perímetro.....	[m]
l_{sf} - Comprimento do sem-fim.....	[m]
l_{min} - Comprimento mínimo do sem-fim.....	[m]
L - Comprimento real.....	[m]
M - Módulo da engrenagem.....	[m]
M_n - Módulo normalizado.....	[m]
M_t - Momento de torção.....	[N.m]
n - Rotação.....	[rps]
n_{ci} - Número de ciclos de aplicação da carga.....	[1]
n_{ev} - Número de dentes engrenado por volta.....	[1]
N_{sf} - Número de entradas do sem-fim.....	[1]
N - fator de segurança.....	[1]
P_{adm} - Pressão admissível à compressão.....	[N/m ²]
P - Pressão.....	[Pa]
P_m - Potência do motor.....	[W]
P_{fc} - Potência no fuso de corte.....	[W]
P_{rd} - Potência na roda.....	[W]
P_b - Potência na bomba.....	[W]
q - Fator de forma.....	[1]
q' - Número de módulos contidos no diâmetro primitivo.....	[1]
Q - Vazão volumétrica.....	[m ³ /s]

r_{0sf} - Raio primitivo do sem-fim.....	[m]
r_{0c} - Raio primitivo da coroa.....	[m]
t_c - Tração no corte.....	[N]
v_c - Velocidade de correção.....	[m/s]
v_{pc} - Velocidade periférica da coroa.....	[m/s]
v_{desl} - Velocidade de deslizamento e do eixo sem-fim.....	[m/s]
V_c - Velocidade de corte.....	[m/s]
V_{res} - Volume do reservatório.....	[m ³]
W - Fator de durabilidade.....	[1]
Z - Número de dentes da engrenagem.....	[1]
Z_e - Número de dentes equivalente.....	[1]

Símbolos gregos

η_e - Rendimento da engrenagem.....	[1]
η_m - Rendimento do mancal.....	[1]
η_{mr} - Rendimento do mancal de rolamento.....	[1]
η_T - Rendimento total.....	[1]
η_{fuso} - Rendimento do fuso.....	[1]
$\sigma_{máx}$ - Tensão máxima atuante.....	[N/m ²]
σ_{cm} - Tensão de contacto máxima.....	[N/m ²]
σ_{adm} - Tensão admissível.....	[N/m ²]
σ_f - Tensão à flexão.....	[N/m ²]
ϕ - Fator de serviço.....	[1]
ϕ_r - Fator de correção da hélice.....	[1]

ρ - Ângulo de atrito.....[grau]

λ - Ângulo de inclinação da hélice do filete.....[grau]

NOMENCLATURA

D1FH - Válvula proporcional DC

ECDR - Engrenagem cilíndrica de dentes retos

EMC - Controlador digital de eixos

EZ 155 - Módulo eletrônico

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO.....	17
1.1 Apresentação do problema.....	17
1.2 Descrição do problema atual.....	17
1.3 Estudos iniciais.....	21
1.4 Descrição do processo proposto.....	21
1.5 Revisão bibliográfica.....	24
CAPÍTULO 2 - DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES DA MÁQUINA.....	28
2.1 Metodologia.....	28
2.2 Dimensionamento da engrenagem na entrada do eixo de corte.....	28
2.3 Engrenagem na entrada da bomba de óleo.....	35
2.4 Engrenagem na entrada do redutor.....	35
2.5 Normalização do módulo e largura das engrenagens.....	36
2.6 Engrenagem da saída do redutor.....	37
2.7 Dimensionamento da coroa/sem-fim.....	39
2.8 Dimensionamento dos cilindros atuadores e conjunto hidráulico.....	49
CAPÍTULO 3 - SISTEMAS DE CONTROLE.....	56
3.1 Nivelamento.....	56
3.2 Controle de profundidade de corte por volta.....	60
3.3 Controle de profundidade final.....	61
CAPÍTULO 4 – PROJETO.....	62
4.1 Metodologia e desenvolvimento.....	62
4.2 Desenvolvimento.....	62
4.3 Novo estudo.....	65

4.4 Projeto final.....	67
CAPÍTULO 5 – TESTES.....	78
5.1 Simulação.....	78
5.2 Testes.....	81
CAPÍTULO 6 - COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES.....	90
6.1 Comentários.....	90
6.2 Conclusões.....	91
REFERÊNCIAS.....	92
APÊNDICE A – Ilustrações para o desenvolvimento do projeto.....	94
APÊNDICE B – Modelo com três rodas, uma sobre o torrão.....	112
APÊNDICE C – Modelo com quatro rodas, fora do torrão.....	121
Autorização para reprodução.....	122

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO

1.1 Apresentação do problema

Este trabalho tem por objetivo desenvolver uma máquina colheitadeira de tuia, automatizada, que permite ser dirigida até o local e fazer a colheita. Neste capítulo apresentam-se os dois processos de colheita de pequenas árvores de até 1,60m de altura. Ao observar o trabalho das pessoas que exercem esta atividade passa-se a estudar uma máquina que possa realizar este trabalho poupando assim o trabalhador.

1.2 Descrição do processo atual

Nas visitas aos produtores na região de Atibaia observa-se in-loco os problemas enfrentados na colheita. Basicamente são utilizados dois procedimentos para a colheita: a) amadurecimento e b) extração direta. A Fig. 1 mostra o processo de extração manual no procedimento denominado “amadurecimento”. Neste caso, o trabalho é iniciado com o uso de uma pá especialmente desenhada para este fim para a demarcação do torrão e continua com uso de enxadão para maior rapidez. É um trabalho árduo, desgastante e demorado.



Figura 1 - Extração manual

Certos tipos de tuia necessitam de uma “sangria”, que é um tipo de corte inicial próximo às raízes, chegando às vezes a cortar alguns ramos, o que não chega a comprometer o processo de desenvolvimento. A base do torrão é chanfrada para facilitar sua extração após o amadurecimento, como ilustra a Fig. 2.



Figura 2 - Vista da base do torrão

Após a sangria, o torrão é envolvido pela 1ª camada de um tecido plástico trançado e por uma 2ª camada de plástico PVC preto, como pode ser visto nas Figs. 3 e 4.



Figura 3 - 1ª camada



Figura 4 - 2ª camada

Na Fig. 4, também é possível visualizar o tamanho da cavidade que é necessário abrir para fazer a “sangria”. A Fig. 5 mostra a planta com a sangria fechada e quase no tempo da extração. Ao fundo é possível observar um trabalhador terminando o processo de sangria em outra planta, comparando, é visível o crescimento após quatro meses.



Figura 5 -“Sangria” fechada

No procedimento denominado “extração direta”, o processo de “sangria” é igual ao anterior. Neste procedimento a sangria inicia-se com o uso do enxadão para facilitar a demarcação do torrão e depois é feita a demarcação, com uma pá especial, como ilustrado na Fig. 6. Neste processo a copa é enrolada com tiras plásticas para proteger os ramos da copa, o trabalho de extração poderia provocar a quebra e atrapalharia no trabalho de escavação.



Figura 6 – Extração direta

O torrão é protegido com duas camadas, aqui difere o processo de “extração direta” para o “amadurecimento”, uma camada de tecido plástico trançado e firmemente amarrado com outra camada de tecido e cordas de juta, como pode ser observado na Fig. 7, este processo durou aproximadamente 15 minutos com dois homens, nesta figura é possível visualizar o tamanho da cavidade formada pela extração.



Figura 7 – Proteção do torrão

Este processo dura aproximadamente 15 minutos com dois homens trabalhando. Na Fig. 7 é ainda possível visualizar o tamanho da cavidade formada pela extração. Após embalar o torrão, a planta está pronta para ser enviada ao depósito para transporte aos centros de distribuição (CEASA), ilustrado na Fig. 8.



Figura 8 – Plantas no depósito

1.3 Estudos iniciais

Para a coleta de dados foram feitas visitas aos produtores na região de Atibaia para observar in-loco os problemas enfrentados na colheita, a partir destes contactos com os

trabalhadores, suas dificuldades, suas dores devido ao exaustivo trabalho manual; discussões a respeito desta atividade com os produtores, as dificuldades de contratação de mão de obra, procurou-se uma alternativa. Uma produção seriada está fora de cogitação devido ao alto custo, a demanda não justifica tal investimento e a plantação teria que ser totalmente remanejada, inclusive a forma de fornecimento.

1.4 Descrição do processo proposto

A partir da coleta de dados conclui-se que colheita de árvore ornamental para paisagismo não é feita em série, a colheita é feita seletivamente.

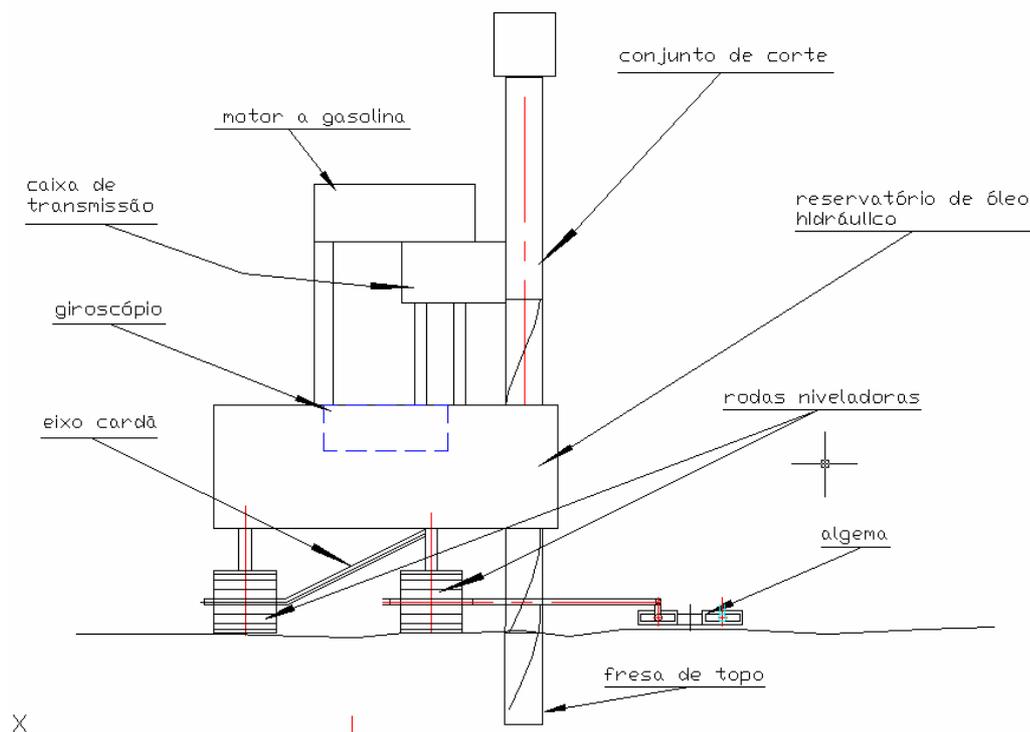


Figura 9 - Croqui da máquina com as partes principais

Verificou-se assim que a máquina para realizar o trabalho de colheita terá que ser leve, pequena, facilmente transportável. Foram feitos alguns estudos preliminares e optou-se por uma máquina que permite ser dirigida até o local da colheita e fazer a escavação. É um

mecanismo acionado por um pequeno motor a gasolina que irá acionar uma bomba hidráulica responsável pelo acionamento dos cilindros do freio para o avanço do fuso e o avanço dos cilindros niveladores. O nivelamento será feito usando o princípio do giroscópio, ficando sobre uma bóia em um fluido hidráulico de baixa viscosidade garantindo o nível do chassi. Sensores ligados à bóia farão a correção do nível durante a movimentação da máquina. A turbulência no nível do fluido, provocada pela irregularidade do solo será minimizada pelo giroscópio. O motor fará também a rotação do fuso e a movimentação das rodas em torno do tronco, a escavação poderá ser feita de duas maneiras:

As Figs. 10, 11 e 12 mostram o sistema. Nele, ao ligar a máquina, o avanço do fuso será acionado quando se ligar o sistema hidráulico do freio. Os sensores poderão ser ajustados para aprofundar em camadas ou em um passo helicoidal até atingir a profundidade final, por exemplo, descer aproximadamente 10 [cm] e acionar o orbital, dando um giro completo, aprofundar mais 10 [cm] e fazer o movimento orbital e assim sucessivamente até atingir a profundidade final de 47 cm ou acionar o movimento orbital e o avanço do fuso simultaneamente em passo helicoidal até atingir a profundidade final de 47 cm, por exemplo, 1, 2, 3..., 10 cm de passo, ajustado pelo contador de giros do fuso. Após a sangria é necessário trocar a fresa, colocar o dispositivo de chanfrar o fundo, montar a calha condutora, manter o avanço da máquina desligado e acionar o fuso até atingir a profundidade final de 47 [cm], soltar a lamina de chanfrar girando a calha, ligar o eixo da ferramenta e ligar o orbital. Após duas voltas, no final da escavação, a máquina desligará automaticamente. Após retirar a terra em volta da sangria para evitar retorno para dentro do canal, retirar a máquina. Após a sangria será feito o isolamento do torrão, enrolando uma camada de tecido e outra camada de plástico, amarrar com cordas de juta e fechar a sangria para amadurecimento. No processo de extração direta a sangria é feita como no item anterior. Não é necessário chanfrar o fundo, trocar para ferramenta de corte da base do torrão, girar o cortador na posição alinhada ao canal e descer

até a profundidade de 47 [cm]. Ligar a rotação da ferramenta e girar da posição alinhada para a posição até o centro do torrão cortando parte da base. Fixar nessa posição e ligar o orbital cortando completamente a base do torrão, como o tronco está preso na algema, o torrão permanecerá suspenso. Após um giro completo a máquina pára o orbital automaticamente, desligar a ferramenta e acionar o fuso para retirar o torrão equilibrando o tronco sobre a lamina do cortador até a subida total. Desligar a máquina e embalar o torrão com duas camadas, uma de tecido plástico trançado e outra de estopa aberta amarrada com corda de juta, a planta está pronta para ser transportada.

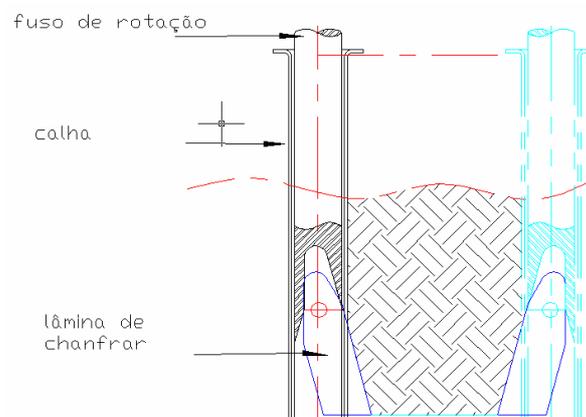


Figura 10 - Acessório para chanfrar

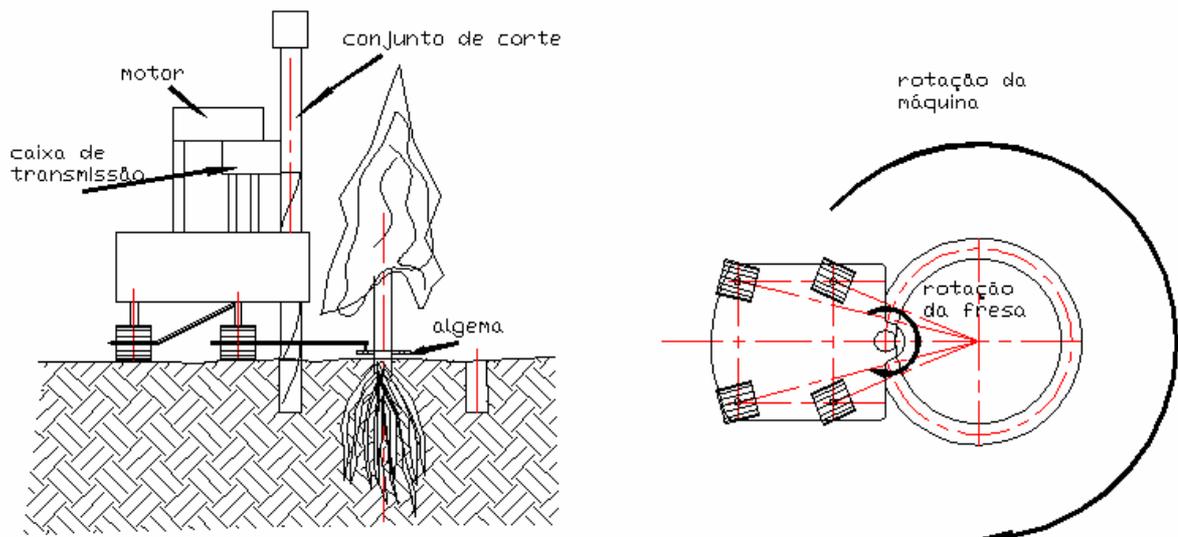


Figura 11 - Processo proposto

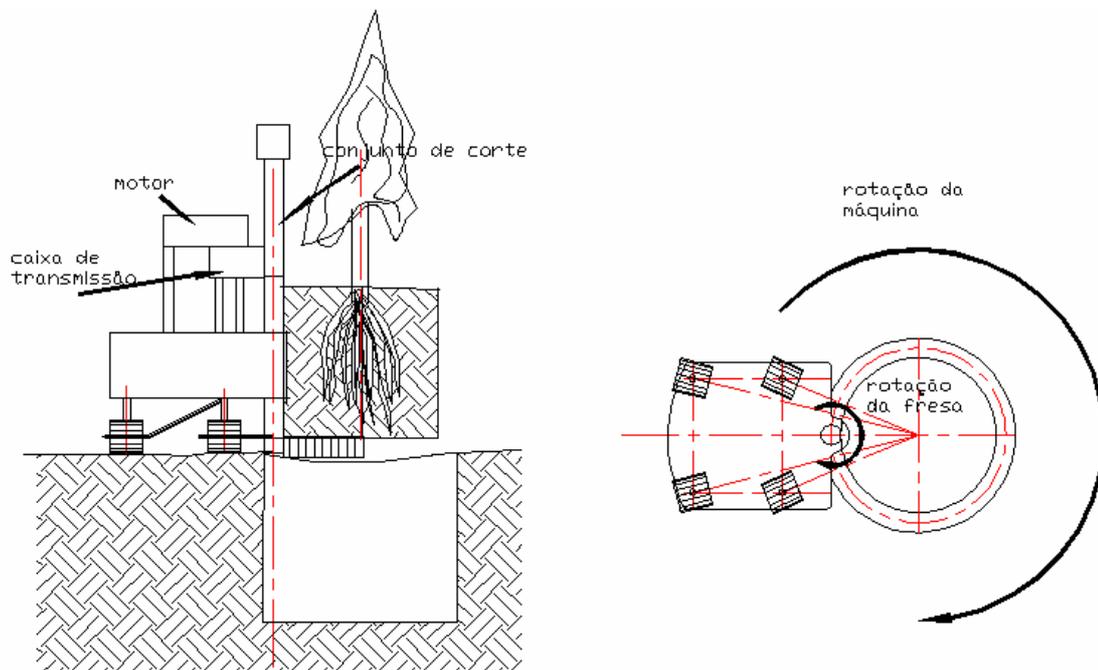


Figura 12 – Elevação do torrão

1.5 Revisão bibliográfica

Inúmeros pesquisadores têm publicado trabalhos na área de automação agrícola, principalmente para colheitas de grãos. Apresenta-se a seguir alguns trabalhos relacionados ao assunto desenvolvido nesta dissertação.

LEUSCHNER e SELLERS (1975) apresentam um artigo que trata de colheitas de árvores de Natal referindo-se às melhores datas para o plantio e para a colheita, tipos de solos e corte; trata da ergonomia para o manuseio e movimentação devido ao peso e dimensões, o movimento ou posicionamento errado pode produzir problemas de coluna ou deslocamento de músculos e nervos provocando dores lombares e no pescoço. Fazem, ainda, uma abordagem a respeito dos perigos devido aos esforços físicos e da necessidade de equipamentos mecanizados para melhorar as condições de segurança e boa ergonomia.

COOPER e MCCANN (1995) Nesta pesquisa informam a taxa de corte mecânico, um crescimento de 14,7% anuais, a extração mecanizada com tratores, a variação regional na composição e distribuição da vegetação nas terras das turfas. Também são comentados os efeitos sócio-econômicos na extração mecanizada da turfa, são discutidos os efeitos ecológicos em relação aos terrenos alagados particularmente em relação à extração das turfas, aos agricultores e a conservação da natureza. Pesquisam as áreas das turfas na Irlanda do Norte e também das recentes mudanças nas áreas aleatórias distribuídas em diversas variedades de terras. O total da área das turfas era de 1190 km² e aproximadamente 1/3 desta área consiste ainda de turfas intactas.

MANOR (1995) aborda as vantagens econômicas e o melhor aproveitamento do solo com o uso de chassis com guias lineares. Evita a compactação do solo pelas pesadas rodas das colheitadeiras de grandes dimensões, as ferramentas poderiam ser montadas nos chassis dos equipamentos para cada aplicação e a colheita poderia ser feita seletivamente. Os produtos teriam uma melhor qualidade, uma aceitação maior pelos consumidores e conseqüente maior lucratividade ao produtor.

PERLACK et al (1996) apresentam uma avaliação econômica na produção e fornecimento de árvores completas. O estudo indica que o fornecimento de madeira é crescente, entretanto os conceitos de tratamento da terra, colheita, plantio de boas mudas e entrega de árvores inteiras devem ser bem conhecidos. Os conceitos novos de entrega de árvores inteiras reduzem significativamente os custos da colheita e manipulação eliminando as perdas de manipulação, reduz as perdas de biomassa e melhora o rendimento na utilização dos equipamentos de corte de alta velocidade.

KOELLING et al (1998) tratam da importância do estado de Michigan na produção de árvores de Natal, sendo responsável pela produção de 15 % de toda produção nacional e a cada ano fornecendo mais de cinco milhões de árvores. Tratam também da necessidade da produção mecanizada, da eficiência na extração, redução dos custos devido ao exaustivo trabalho manual que esta atividade exige e das oportunidades na mecanização devido aos diversos aspectos do processo de colheita.

BALDWIN JR. Et al (2000) tratam da distribuição por idade das árvores de pinho e distribuídas em espaçamentos diversos, alternadamente, diluídas a cada 5 anos a partir dos 18 anos. Foram retiradas amostras de cada posição em relação às plantadas com 38 anos, analisaram sua biomassa, os diâmetros das copas, os troncos, suas folhagens e seus galhos. O efeito da distribuição por idade foi mais pronunciado que os efeitos do espaçamento.

BULANON et al (2002) desenvolvem um algoritmo de reconhecimento automático para a colheita, por um robô, diretamente dos pés, de maçãs Fuji. O sistema de visão da máquina captura, através de uma câmera, as diversas tonalidades de cores avermelhadas da maçã e os dados são processados através de um micro computador.

CHO et al (2002) desenvolvem um projeto de pesquisa para sistema de produção de alface, focando o controle do desenvolvimento, entretanto, a tecnologia de automação de colheita, transporte e embalagem são para grande demanda. Um sistema de robô foi desenvolvido para a colheita em canteiro de alface, compreendendo um robô de três graus de liberdade, um manipulador na extremidade, um transportador para a alface, um detector a ar, uma máquina com um dispositivo de visão, seis sensores fotoelétricos e um controlador lógico de fuzzy. O controlador lógico de fuzzy foi aplicado para determinar a força apropriada para a alface. O

sucesso da colheita da alface está numa faixa de 94,12%, a média do tempo de colheita está em aproximadamente 5s por canteiro de alface.

SCHILLING e BURNER (2003) discutem um equipamento leve e portátil a respeito de um equipamento sobre rodas e um sistema hidráulico controlado a distancia para cortar árvores de natal, remover ervas daninhas e pulverizar defensivos agrícolas evitando a fadiga e os riscos de contaminação.

BARUAH e PANESAR (2004) tratam dos equipamentos, seu projeto de estrutura, os módulos de elasticidade e os momentos de inércia das estruturas das máquinas. Mostram que, nos equipamentos para a colheita de grãos, a velocidade tangencial, a força de corte, a altura e densidade dos componentes, são parâmetros para o equilíbrio do peso em relação ao consumo de energia. Para a modelagem dos componentes das colheitadeiras e atender aos esforços e energia gastos, são necessários todos os conhecimentos de física, mecânica e matemática. Para o melhor rendimento do equipamento, as perdas de grãos devem ser minimizadas, pois toda energia será convertida em produção de grãos. As ferramentas, as lâminas e sua velocidade tangencial são parâmetros que definem o rendimento da colheita.

CAPITULO 2 - DIMENSIONAMENTOS DOS COMPONENTES DA MÁQUINA

2.1 Metodologia

Utiliza-se no dimensionamento, os métodos de Hertz, apresentado por Stipkovic, (1993). As engrenagens são dimensionadas nas entradas de potência a partir do motor, na entrada para o fuso de corte, na potência de entrada para a bomba de óleo e alternador, na potência de saída da caixa de redução para as roda e dimensionamento da coroa/sem – fim. Usa-se como referencia a moto serra Stihl 034, de 3,5 kW de potência a 13000 rpm de rotação. Este motor irá acionar a movimentação do conjunto através de duas rodas motoras; o fuso de corte, elevação do torrão; bomba hidráulica e alternador.

2.2 Dimensionamento da engrenagem na entrada para o eixo de corte

A potência do motor é transmitida para os três acionamentos. Para dimensionamento é usado 1/3 da potência do motor para cada acionamento:

$$P_{fc} = P_b = P_{rd} = \frac{P_m}{3} \quad (1)$$

$$P_{fc} = P_b = P_{rd} = \frac{3500}{3} = 1667,67 \text{ [W]}$$

Utiliza-se o critério do desgaste no ultimo par (Z_{90} e Z_{108}), entrada no fuso de corte porque é o par que recebe o torque final para esta operação, para isto é necessário conhecer a relação de transmissão do par, o cálculo da relação de transmissão entre a engrenagem de 90 dentes e a do fuso de corte de 108 dentes é feito a partir da Eq. (2):

$$i_{\text{par}} = \frac{Z_{108}}{Z_{90}} \quad (2)$$

$$i_{\text{par}} = \frac{108}{90} = 1,2$$

No par engrenagem e pinhão, utiliza-se sempre o que sofre o maior torque, considera-se pinhão a menor engrenagem num par, daí o cálculo do torque no pinhão (Z_{90}). Para conhecer a potência no pinhão é necessário conhecer o rendimento em cada elemento até chegar ao pinhão, existem quatro pares de mancais de deslizamento, quatro engrenagens e um mancal de rolamento. A potência útil será a potência do motor multiplicado pelo rendimento total:

$$P_m = 1166,67 \text{ [W]};$$

$$\eta_e = 0,98; \eta_m = 0,98; \eta_{mr} = 0,99$$

O rendimento total é o produto dos rendimentos em cada elemento:

$$\eta_T = \eta_e^4 \cdot \eta_m^4 \cdot \eta_{mr} \quad (3)$$

$$\eta_T = 0,98^8 \cdot 0,99 = 0,8423$$

$$P_{90} = P_m \cdot \eta_T \quad (4)$$

$$P_{90} = 1166,67 \cdot 0,8423 = 982,67 \text{ [W]}$$

A rotação no fuso é conhecida em função dos dados de corte levantados nos testes realizados no solo onde será feita a sangria, chega-se à rotação do pinhão pela relação de transmissão calculada na Eq. (2) e a Eq. (5):

$$n_{\text{fuso}} = n_m \cdot i_t \quad (5)$$

$$n_{\text{fuso}} = 13\,000 \cdot \frac{32}{90} \cdot \frac{32}{90} \cdot \frac{108}{90} = 1\,369,55 \text{ [rpm]}$$

$$n_{\text{fuso}} = 1\,369,55 \text{ [rpm]}$$

Aplica-se a Eq. (5), encontra-se a rotação na engrenagem de 90 dentes:

$$n_{90} = n_{\text{fuso}} \cdot i_{\text{par}}$$

$$n_{90} = 1\,369,55 \cdot 1,2 = 1\,643,46 \text{ [rpm]}$$

Conhecida a potência e a rotação no pinhão, calcula-se o torque pela Eq. (6):

$$Mt = \frac{30 \cdot P_{90}}{\pi \cdot n_{90}} \text{ [N.m]} \quad (6)$$

$$Mt = \frac{30 \cdot 982,67}{\pi \cdot 1\,643,46} = 5,7098 \text{ [N.m]}$$

$$Mt = 5\,709,8 \text{ [N.mm]}$$

Adota-se para calcular o fator de durabilidade uma utilização de 10 000 [h], conhecida a rotação do pinhão calcula-se do fator de durabilidade (W) pela Eq. (7):

$$W = \frac{60 \cdot n_{90} \cdot h}{10^6} \quad (7)$$

$$W = \frac{60 \cdot 1\,643,46 \cdot 10\,000}{10^6} = 986,076$$

Utiliza-se para a construção de engrenagens cilíndricas de dentes retos o material SAE 8620 cementado. A dureza das engrenagens será de 58 [HRC], como na escala *Brinell* este valor corresponde aproximadamente 6 000 [HB], calcula-se a pressão admissível pela Eq. (8):

$$P_{adm.} = \frac{0,487 \cdot HB}{W^{\frac{1}{6}}} \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad (8)$$

$$P_{adm.} = \frac{0,487 \cdot 6\,000}{986,076^{0,1667}} = 925,97 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Para encontrar o fator de serviço ϕ , é necessário conhecer a aplicação da máquina, para equipamentos em geral, com uma carga de trabalho de 10 [h/d],

$$\phi = 1,25$$

Conhecido o torque no pinhão, a relação de transmissão do par engrenado e a pressão admissível do material, calculam-se o volume mínimo do pinhão com a Eq. (9), pelo critério do desgaste:

$$b_{90} \cdot d_{090}^2 = 5,72 \cdot 10^5 \cdot \frac{Mt_{90}}{P_{adm}^2} \cdot \frac{i_{1^\circ par} + 1}{i_{1^\circ par} + 0,14} \cdot \phi \text{ [m}^3\text{]} \quad (9)$$

$$b_{90} \cdot d_{090}^2 = 5,72 \cdot 10^5 \cdot \frac{5\,709,8}{925,97^2} \cdot \frac{1,2 + 1}{1,2 + 0,14} \cdot 1,25 = 7\,817,20 \text{ [mm}^3\text{]}$$

Por especificação de projeto, engrenagens cilíndricas de dentes retos têm-se a relação geométrica:

$$\frac{b_{90}}{d_{090}} = 0,25 \quad (10)$$

Conhecido o volume mínimo do pinhão, pela especificação de projeto Eq. (10), calcula-se o módulo de engrenamento relacionando-se o resultado obtido com a Eq. (9), calcula-se o diâmetro primitivo do pinhão, como o módulo do par é sempre o mesmo e sabe-

se que o diâmetro primitivo de uma engrenagem é o produto do Módulo pela quantidade de dentes, calcula-se o módulo dividindo o diâmetro primitivo pela quantidade de dentes:

$$d_{090} = \sqrt[3]{\frac{7\,817,20}{0,25}} = 31,50 \text{ [mm]}$$

$$M_{90} = M_{108} = \frac{d_{90}}{Z_{90}} \quad (11)$$

$$M_{90} = \frac{31,50}{90} = 0,35 \text{ [mm]}$$

$$M_{90} = 0,35 \text{ [mm]}$$

Encontrado o módulo, recalcula-se o diâmetro primitivo multiplicando-se o Módulo 0,35 [mm] pela quantidade de dentes do pinhão:

$$d_{090} = M_{90} \cdot Z_{90} = 0,35 \cdot 90 = 31,5 \text{ [mm]}$$

Com o módulo e o diâmetro primitivo do pinhão, calcula-se a largura do pinhão, aplica-se a equação do volume mínimo Eq. (9):

$$b_{90} = \frac{b_{90} \cdot d_{090}^2}{d_{090}^2} = \frac{7\,817,20}{31,5^2} = 7,878 \text{ [mm]}$$

Arredonda-se:

$$b_{90} = 8,00 \text{ [mm]}$$

Além do critério do desgaste para o dimensionamento da engrenagem, usa-se também o critério da resistência à flexão no pé do dente onde ocorre a maior tensão à flexão.

Para o calculo da força tangencial (f_t), aplica-se a Eq. (12):

$$f_t = \frac{2 \cdot Mt_{090}}{d_{090}} \quad (12)$$

$$f_t = \frac{2 \cdot 5\,709,8}{31,5} = 362,53 \text{ [N]}$$

O fator de forma “q” é um número adimensional que depende do número de dentes da engrenagem, (Stipkovic, 1993), Z de 90 dentes não se encontra na tabela do fator de forma, encontra-se para Z de 80 dentes “q” igual a 2,6 e para 100 dentes também é 2,6 conclui-se que para 90 dentes “q” também é 2,6.

Com o fator de forma, aplica-se a Eq. (13) da tensão admissível e calcula-se a tensão máxima no pé do dente:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{f_t \cdot q \cdot \varphi}{b \cdot m_n} \leq \sigma_{\text{adm}} \quad (13)$$

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{362,53 \cdot 2,6 \cdot 1,25}{8 \cdot 0,35} = 420,79 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

A tensão máxima atuante deve ser menor que a tensão admissível do material, é necessária fazer esta análise comparativa, a tensão admissível do material da engrenagem, aço cromo-níquel, é 170 [N/mm²], (Stipkovic, 1993):

$$\sigma_{adm} = 170 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} \gg \sigma_{adm}$$

Como a tens\~ao m\~axima \xe9 muito maior que a tens\~ao admiss\~ivel faz-se o redimensionamento. Para redimensionar a largura substitui-se na Eq. (13) o valor da tens\~ao m\~axima pela tens\~ao admiss\~ivel e calcula-se a nova largura:

$$b_{90} = \frac{f_t \cdot q \cdot \phi}{m_n \cdot \sigma_{adm}} = \frac{420,79 \cdot 2,6 \cdot 1,25}{0,35 \cdot 170} = 22,98 \text{ [mm]}$$

Arredondar para largura de 23 [mm]

Como nesta verifica\~cao a largura do dente \xe9 maior, a largura de 23 [mm] ser\~a mantida por ser o crit\~erio da resist\~encia \`a flex\~ao o predominante nestas verifica\~c\~oes:

$$b_{90} = 23,0 \text{ [mm]}$$

Por fim verifica-se a rela\~cao geom\~etrica b/d_0 do pinh\~ao, esta rela\~cao para eixo bi-apoiado est\~a limitada at\~e o valor 1,2:

$$\frac{b_7}{d_{0,7}} < 1,2 \tag{14}$$

$$\frac{b_{90}}{d_{090}} = \frac{23}{31,5} = 0,73$$

Conclui-se pelo m\~etodo de HERTZ, as verifica\~c\~oes ao desgaste e as verifica\~c\~oes quanto \`a resist\~encia \`a flex\~ao no p\~e do dente, o M\~odulo das engrenagens Z de 90 dentes do

pinhão e Z de 108 dentes da luva estriada que aciona a ferramenta é 0,35 [mm] e a largura do dente do par engrenado é 23 [mm].

2.3 Engrenagens na entrada da bomba de óleo

Utilizam-se os mesmos cálculos do item 2.2, chega-se no Módulo 0,8 x 5 [mm].

2.4 Engrenagens na entrada do redutor

Utilizam-se os mesmos cálculos do item 2.2, chega-se no Módulo 0,95 x 3,5 [mm].

Os resultados foram:

- No eixo do fuso de corte, Módulo 0,35 x 23 [mm];
- No eixo da bomba de óleo, Módulo 0,8 x 5 [mm];
- Na entrada do redutor, Módulo 0,95 x 3,5 [mm].

2.5 Normalização dos módulos e das larguras das engrenagens

Adota-se Módulo 1 por ser maior que o maior calculado, torna o conjunto compacto, menor número de Módulos e mais comercial. Usa-se largura de 23 [mm] por ser o maior calculado.

Nestas condições podemos calcular a durabilidade das engrenagens, aplica-se a Eq. (7), confronta-se com a tensão admissível do material. Para calcular a tensão admissível do material aplica-se a Eq. (15) para um determinado número de horas de vida:

Para $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ [N / m²] encontra-se o valor de $f = 1512$, (Stipkovic, 1993), f = fator relativo ao ângulo de pressão ($\alpha_0 = 20^\circ$) e o módulo de elasticidade do material:

$$P_{adm} = \sqrt{2 \cdot f^2 \cdot \frac{Mt}{b \cdot d^2} \cdot \frac{i+1}{i}} \quad [\text{kgf} / \text{cm}^2] \quad (15)$$

$$Mt = 5\,709,8 \text{ [N.mm]} = 58,26 \text{ [kgf.cm]}$$

$$b \cdot d^2 = 23 \cdot 90^2 = 186\,300 \text{ mm}^3 = 186,3 \text{ [cm}^3\text{]}$$

$$P_{adm} = \sqrt{2 \cdot f^2 \cdot \frac{Mt}{b \cdot d^2} \cdot \frac{i+1}{i}} = \sqrt{2 \cdot 1512^2 \cdot \frac{58,26}{186,3} \cdot \frac{1,2+1}{1,2}} = 1\,619,07 \text{ [kgf} / \text{cm}^2\text{]} =$$

$$158,67 \text{ [N} / \text{mm}^2\text{]}$$

Confronta-se o valor encontrado pela Eq. (8) com o fator de durabilidade encontrado pela Eq. (7) e calcula-se a vida em horas para a situação adotada:

$$P_{adm} = \frac{0,487 \cdot HB}{W^{\frac{1}{6}}} = \frac{0,487 \cdot 6\,000}{W^{\frac{1}{6}}}$$

Isolando W , encontramos o fator de durabilidade:

$$W^{1/6} = \frac{0,487 \cdot HB}{158,67} = \frac{0,487 \cdot 6\,000}{158,67} = 18,4157$$

$$W = \sqrt[6]{18,4157} = 38\,869\,502,24$$

Substituindo o valor na Eq. (7), encontramos “h”:

$$W = \frac{60 \cdot n \cdot h}{10^6}$$

$$h = \frac{W \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{38\,869\,502,24 \cdot 10^6}{60 \cdot 1\,643,46} = 394\,183\,635,4 \text{ [h]}$$

Como o Módulo foi aumentado para 1 mm e a largura para 23 mm, a durabilidade passa de 10 000 [h] para 394 183 635,4 [h], em condições normais essas engrenagens terão uma durabilidade muito maior, mas devido às condições de poeira, terra, umidade, pedras durante as escavações, raízes, etc., sua vida útil será reduzida em relação a durabilidade recalculada.

2.6 Engrenagem na saída do redutor

Na saída do eixo sem-fim a potência (1) $P_{\text{esf}} = 1\ 166,67$ [W], será dividida para dois eixos motores, uma para cada roda. Portanto nas rodas a potência será:

$$P_{\text{rd}} = \frac{1166,67}{2} = 583,33 \text{ [W]}$$

Dimensiona-se o ultimo par de engrenagens para as rodas usando-se os mesmos métodos do cálculo do item 2.2, para determinar a relação de transmissão é necessário a rotação no eixo sem-fim:

$$n_{\text{sf}} = 1643,46 \text{ [rpm]}$$

Para evitar uma quantidade maior de engrenagens, usa-se uma caixa de redução de 1/20, a máquina ficará mais compacta e é possível encontrar esta caixa no mercado:

$$i_{\text{sf}} = 1/20$$

$$n_{\text{saída}} = n_{\text{sf}} \cdot i_{\text{sf}}$$

Aplicando a Eq. (6) teremos: $n_{\text{saída}} = 1\,643,46 \cdot 1/20 = 82,173$ [rpm]

A movimentação das rodas motoras será em um diâmetro médio de 1,5 [m] a uma velocidade de uma translação por minuto em torno do tronco calculado pela Eq. (34), o diâmetro externo das rodas é de 100 [mm], nestas condições as rodas deverão estar a uma rotação de 15 [rpm]:

$$n_{\text{roda}} = \frac{1500 \cdot \pi}{100 \cdot \pi} = 15 \text{ [rpm]}$$

Calcula-se a relação do ultimo par dividindo-se a rotação de saída do redutor pela rotação da roda:

$$i_{\text{ultimo-par}} = \frac{n_{\text{saída}}}{n_{\text{roda}}} = \frac{82,173}{15} = 5,48$$

Adota-se a engrenagem de saída do redutor Z de 40 dentes, calcula-se a engrenagem da roda multiplicando-se o número de dentes da engrenagem de saída do redutor pela relação de transmissão do último par, $i_{\text{ultimo-par}}$ é 5,48. Encontra-se o número de dentes da engrenagem da roda Z_{roda} de 219,2 dentes, arredonda-se para 220 dentes.

$$Z_{\text{saída}} = 40 \text{ [dente]}$$

$$Z_{\text{roda}} = 40 \cdot 5,48 = 219,2 \text{ [dente]}$$

Arredonda-se para $Z_{\text{roda}} = 220$ [dente]

Utilizam-se os mesmos cálculos do item 2.2 e chega-se ao Módulo 1,25 x 45 [mm]

2.7 Dimensionamento da coroa/sem-fim

Para o dimensionamento do sem-fim é utilizado, (Stipkovic, 1993).

Calcula-se o torque no eixo sem-fim multiplicando-se a potência disponível para este acionamento pelo rendimento de cada elemento envolvido até o eixo sem fim, encontra-se entre o motor até o eixo, três mancais de deslizamento, três engrenagens cilíndricas de dentes retos e um mancal de rolamento. O rendimento de cada mancal de deslizamento é 0,98; de cada engrenagem é 0,98; do mancal de rolamento é 0,99. O rendimento total é o produto dos rendimentos. A potência na saída é o produto da potência de entrada pelo rendimento total:

$$n_{\text{esf}} = 1\,643,46 \text{ [rpm]}$$

$$P_{\text{sf}} = \frac{P_m}{3} \cdot \eta_m^3 \cdot \eta_e^3 \cdot \eta_{\text{mr}} =$$

$$1\,166,67 \text{ [W]} \cdot 0,98^3 \cdot 0,98^3 \cdot 0,99 = 1\,023,15 \text{ [W]} = 1,39 \text{ [CV]}$$

Aplica-se a Eq. (16) em função da potência e rotação no eixo do sem-fim:

$$M_t = 71620 \cdot \frac{P}{n} \tag{16}$$

$$M_{t_{sf}} = 71\,620 \cdot \frac{1,39}{1\,643,46} = 60,62 \text{ [kgf} \cdot \text{cm]} = 5\,940,76 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

Encontra-se o momento de torção no eixo do sem-fim:

$$M_{t_{sf}} = 5,94076 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Para o dimensionamento do sem-fim é necessário conhecer sua relação de transmissão, no item 2.5 esta relação foi definida em $i_r = 1/20$ pela facilidade de encontrar-se no mercado.

O número de entradas do sem-fim depende da relação de transmissão, quando esta relação está mais próxima de 10 em relação a 100, adota-se três, o número de entradas:

$$10 < i < 100$$

$$N_{sf} = 3 \text{ entradas}$$

O número de dentes da coroa depende do número de entradas do eixo sem-fim (N_{sf}) e da relação de transmissão do redutor (i_r), multiplicam-se estes números e encontra-se o número de dentes da coroa (Z_c):

$$Z_c = N_{sf} \cdot i_r = 3 \cdot 20 = 60 \text{ dente}$$

Calcula-se a distância entre centros aplicando-se a Eq. (20), conhecido todos os dados a seguir:

n_{ev} = Número de vezes que o dente engrena por volta;

n_c = Rotação da coroa 82,173 [rpm];

h = Duração em horas, adota-se 10 000 [h];

n_{ci} = Número de ciclos de aplicação da carga;

$$n_{ci} = 60 \cdot h \cdot n_c \cdot n_{ev} \quad (17)$$

No dimensionamento de uma transmissão coroa e parafuso sem-fim, quanto à resistência à flexão e à compressão, estará sempre voltado à coroa, o parafuso sem-fim estará bem dimensionado porque é o que tem maior resistência, a pressão de contacto para parafuso sem-fim com dureza ≥ 45 HRC com coroa de bronze fundido coquilhado SAE 65, será 210 [N/mm²].

$$\sigma_c = 210 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{cm} = \sigma_c \cdot k \quad (18)$$

$$k = \sqrt[8]{\frac{10^7}{n_{ci}}} \quad (19)$$

Onde k é o fator de atuação da carga que corrige as tensões em função dos materiais, da velocidade de deslizamento entre coroa e sem-fim e eventual flecha inadmissível provocado pela tensão à flexão aplicado no parafuso sem-fim bi-apoiado.

Substituem-se os valores na Eq. (17), resulta a tensão máxima de contacto entre coroa e parafuso-semfim, σ_{cm} :

$$\sigma_{cm} = \sigma_c \cdot k = \sigma_c \cdot \sqrt[8]{\frac{10^7}{60 \cdot h \cdot n_c \cdot n_{ev}}} = 210 \cdot \sqrt[8]{\frac{10^7}{60 \cdot 10^4 \cdot 82,173 \cdot 1}} = 172,03 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{cm} = 172,03 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Determinam-se as características do sem-fim pelo número de Módulos contido no diâmetro primitivo do sem-fim q' ; ângulo de inclinação da hélice ($\lambda = 17^\circ$). O número de

Módulos contidos no diâmetro primitivo do sem-fim q' (encontra-se entre 6 a 13) é igual, ao número de entradas do sem-fim (3) dividido pela tangente do ângulo de inclinação da hélice que está entre 15^0 a 20^0 , adota-se 17^0 :

$$q' = \frac{N_{sf}}{\operatorname{tg}\lambda} \quad (20)$$

Substituem-se os valores do número de entradas do sem-fim e a tangente do ângulo de inclinação na Eq. (20), obtém-se o valor do número de módulos contidos no diâmetro primitivo do sem-fim:

$$q' = \frac{3}{\operatorname{tg}17^0} \cong 9,8$$

Por analogia a um pinhão de engrenagem cilíndrica de dentes retos este número q' será aproximadamente o número de dentes deste pinhão:

$$d_{psf} = M \cdot q$$

Onde: d_{psf} é o diâmetro primitivo do sem-fim.

Determina-se o ângulo de atrito " ρ " após fixar-se o rendimento, o rendimento de uma transmissão de coroa sem-fim com três entradas está na faixa de 0,82 a 0,92:

Fixando-se $\eta = 0,92$ tem-se:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho)}, \text{ onde } \rho \text{ é o ângulo de atrito} \quad (21)$$

Desenvolve-se esta equação e encontra-se o ângulo de atrito:

$$\operatorname{tg}(\lambda + \rho) = \frac{\operatorname{tg}\lambda}{\eta}$$

$$\operatorname{tg}\lambda + \operatorname{tg}\rho = \frac{\operatorname{tg}\lambda}{\eta}$$

$$\operatorname{tg}\rho = \frac{\operatorname{tg}\lambda}{\eta} - \operatorname{tg}\lambda$$

Substituem-se os valores da tangente de λ e de η , encontra-se o ângulo de atrito:

$$\operatorname{tg}\rho = \frac{\operatorname{tg}17^{\circ}}{0,92} - \operatorname{tg}17^{\circ}$$

$$\operatorname{tg}\rho = 1^{\circ} 30' \text{ (ângulo de atrito)}$$

$$C = \left(\frac{Z_c}{q'} + 1 \right) \cdot 2,17 \cdot \sqrt[3]{ \left(\frac{54}{\frac{Z_c}{q'} \cdot \sigma_{cm}} \right)^2 \cdot Mt_c \cdot K_c \cdot K_d } \quad [\text{mm}] \quad (22)$$

$$\text{Módulo(aço)} E_{sf} = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ [N/m}^2\text{]}$$

$$\text{Módulo(bronze)} E_c = (0,9 - 1,2) \cdot 10^{11} \text{ [N/m}^2\text{]}$$

$K_c = 1$, fator de concentração de carga quando há regularidade na aplicação da carga.

K_d = fator dinâmico de carga, assume valores em função da velocidade tangencial da coroa.

$$K_d = (1,0 - 1,1) \text{ para, } v_{\text{coroa}} \leq 3 \text{ [m/s]}$$

$$K_d = (1,1 - 1,2) \text{ para, } v_{\text{coroa}} > 3 \text{ [m/s]}$$

Adota-se: $K_d = 1,1$

$$Mt_c = Mt_{sf} \cdot i \cdot \eta \quad (23)$$

$$Mt_c = 59,41 \cdot 20 \cdot 0,92 = 1\,093,14 \text{ [kgf.cm]} = 1\,093,14 \cdot 9,8 \cdot 10 = 107\,128,11 \text{ [N.mm]}$$

Substituindo os valores encontrados na Eq. (22), teremos:

$$C = \left(\frac{60}{9,8} + 1 \right) \cdot 2,17 \cdot \sqrt[3]{ \left(\frac{54}{\frac{60}{9,8} \cdot 172,03} \right)^2 } 107\,128,11 \cdot 1 \cdot 1,1 = 104,58 \text{ [mm]}$$

Calcula-se Módulo de engrenamento pelos valores de:

$$C = 104,58 \text{ [mm];}$$

$$q' = 9,8;$$

$$Z_c = 60 \text{ [dente]}$$

$$r_{0sf} + r_{0c} = 104,58 \text{ [mm]}$$

$$\frac{M \cdot q'}{2} + \frac{M \cdot Z_c}{2} = 104,58$$

$$\frac{M}{2} \cdot (q' + Z_c) = 104,58$$

$$M = \frac{104,58 \cdot 2}{(q' + Z_c)} = \frac{104,58 \cdot 2}{(9,8 + 60)} = 2,996 \text{ [mm]}$$

Fixa-se o Módulo em 3 [mm]

Calcula-se diâmetro primitivo da coroa, pelo produto do Módulo pelo número de dentes da coroa:

$$d_{pc} = M \cdot Z_c$$

$$d_{pc} = 3 \cdot 60 = 180 \text{ [mm]}$$

Calcula-se o diâmetro primitivo do sem-fim, com o produto do módulo pelo número de Módulos contidos no diâmetro primitivo do sem-fim:

$$d_{sf} = M \cdot q$$

$$d_{sf} = 3 \cdot 9,8 = 29,4 \text{ [mm]}$$

Recalcula-se a distância do centro a centro somando-se os raios primitivos da coroa e do parafuso sem-fim:

$$C_{(R)} = r_{0sf} + r_{0c}$$

$$C_{(R)} = \frac{180 + 29,4}{2} = 104,7 \text{ [mm]}$$

Calcula-se a velocidade periférica da coroa, aplicando-se a Eq. (24) da velocidade periférica:

$$v_{pc} = \frac{\pi \cdot d_{0c} \cdot n_c}{60 \cdot 1000} \quad (24)$$

$$v_{pc} = \frac{\pi \cdot 180 \cdot 82,173}{60 \cdot 1000} = 0,77 \text{ [m/min]} = 12,91 \cdot 10^{-3} \text{ [m/s]}$$

Calcula-se a velocidade de deslizamento do sem – fim aplicando-se a Eq. (25):

$$v_{desl} = \frac{\pi \cdot d_{0sf} \cdot n_{sf}}{60 \cdot 1000 \cdot \cos \lambda} \quad (25)$$

$$v_{desl} = \frac{\pi \cdot 29,4 \cdot 1643,46}{60 \cdot 1000 \cdot \cos 17^\circ} = 2,65 \text{ [m/min]} = 44,09 \cdot 10^{-3} \text{ [m/s]}$$

Calcula-se o comprimento do sem-fim aplicando-se a Eq. (26):

$$l_{sf} = 2 \cdot (1 + \sqrt{Z_c}) \cdot M \quad (26)$$

$$l_{sf} = 2 \cdot (1 + \sqrt{60}) \cdot 3 = 52,48 \text{ [mm]}$$

O comprimento mínimo do sem-fim é igual a dez vezes o Módulo do engrenamento:

$$l_{\min} = 10 \cdot M = 10 \cdot 3 = 30 \text{ [mm]}$$

O parafuso do sem-fim estará bi-apoiado no comprimento do intervalo:

$$30 \leq l_{sf} \leq 52,48 \text{ [mm]}$$

Verifica-se a resistência à flexão no pé do dente em função da força tangencial, do fator de forma, do número de dentes equivalente devido à inclinação do passo da hélice, do fator de serviço, do fator de correção da hélice, do Módulo de engrenamento e da largura do dente:

Para calcular a força tangencial, aplica-se a Eq. (12):

$$f_t = \frac{2 \cdot Mt_c}{d_{0c}} = \frac{2 \cdot 107\,128,11}{180} = 1\,190,31 \text{ [N]}$$

Para determinar o fator de forma é necessário calcular o nº. de dentes equivalente em virtude do ângulo de inclinação do passo da hélice do sem-fim aplica-se a Eq. (27):

$$Z_e = \frac{Z_c}{(\cos \lambda)^3} \tag{27}$$

$$Z_c = \frac{60}{(\cos 17^\circ)^3} = 68,6 \text{ [dente]}$$

Arredonda-se para 68, o número de dentes é sempre valor inteiro:

$$Z_e = 68 \text{ [dente]}$$

O fator de forma para Z de 65 dentes, “q” vale 2,7; para Z de 80 dentes, “q” vale 2,6 (Stipkovic, 1993).

A variação do número de dentes é 15, a variação de “q” é 0,1 interpolando para uma variação de três dentes encontra:

$$(0,1 / 15) \cdot 3 = 0,02;$$

Portanto encontra-se para Z_e de 68 dentes:

$$q = (2,7 - 0,02) = 2,68$$

O fator de serviço “e” depende da natureza do motor, para motor a explosão:

$$e = 1,25$$

O fator de correção de hélice (φ_r), é o mesmo β_0 encontrado nas ECDR ângulo de hélice λ é igual a β_0 que é 17° ; λ , é o mesmo β_0 (ECDR) = 1,338

Para calcular a tensão máxima no pé do dente é necessário calcular a largura útil da coroa (b_c), aplica-se a Eq. (28):

$$b_c = 2 \cdot M \cdot \sqrt{\frac{d_{psf} + 1}{M}} \quad (28)$$

$$b_c = 2.3 \cdot \sqrt{\frac{29,4+1}{3}} = 19,1 \text{ [mm]}$$

Calcula-se a tensão máxima atuante com a Eq. (29):

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{ft \cdot q}{b_c \cdot M_n \cdot e \cdot \varphi_r} \quad (29)$$

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{1\,190,31 \cdot 2,5}{19,1 \cdot 3 \cdot 1,25 \cdot 1,338} = 31,05 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Como a tensão admissível do bronze é 40 a 60 [N/mm²], podemos diminuir a largura da coroa, fixa-se a tensão admissível do bronze em 50 [N/mm²] e recalcula-se a largura da coroa, aplica-se a Eq. (26), isolando (b_c), encontra-se a nova largura:

$$b_c = \frac{ft \cdot q}{\sigma_{\text{máx}} \cdot M_n \cdot e \cdot \varphi_r}$$

$$b_c = \frac{1\,190,31 \cdot 2,5}{50 \cdot 3 \cdot 1,25 \cdot 1,338} = 11,86 \text{ [mm]}$$

$$b_c = 12 \text{ [mm]}$$

2.8 Dimensionamento dos atuadores e conjunto hidráulico

A bomba foi escolhida em função da potência disponível para este acionamento a partir da fonte de energia fornecida pelo motor Sthil 034 (1023,15 [W] - item 2.7).

Para a escolha e dimensionamento serão aplicados os conceitos de, (Camargo, 2004).

Dados da bomba:

$$Q = 1,25 \text{ [cm}^3 \text{ / U]};$$

$$p = 250 \text{ [bar]};$$

$$n_{\min} = 750 \text{ [rpm]};$$

$$n_{\text{nom}} = 1500 \text{ [rpm]};$$

$$n_{\text{máx}} = 3500 \text{ [rpm]};$$

$$p_{\text{nom}} = 0,78 \text{ [kW]};$$

$$p_{\text{máx}} = 1,82 \text{ [kW]}.$$

Peso do conjunto: 80 [kgf]

Diâmetro do êmbolo:

$$p = 250 \text{ [bar]} = 250 \cdot 1,0193 \cdot 10^{-2} = 2,55 \text{ [kgf / mm}^2 \text{]} = 24,99 \text{ [N / mm}^2 \text{]}$$

$$A = \frac{\text{peso}}{p} = \frac{80}{2,55} = 31,37 \text{ [mm}^2 \text{]};$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 31,37}{\pi}} = 6,32 \text{ [mm]}$$

Dimensiona-se o diâmetro da haste, quanto à flambagem, aplica-se a Eq. (30) da carga crítica de Euler, (F.V.M. 1966), teremos:

$$F = \frac{C' \cdot \pi^2 \cdot E \cdot A}{N \cdot \left(\frac{L}{k}\right)^2} \quad (30)$$

$$A = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \quad (31)$$

A = Área da secção transversal da haste;

$C' = 1$, ambas as extremidades articuladas, rotuladas ou pivotadas, aplicadas em geral para projeto de máquinas;

E = Módulo de elasticidade do material;

$$E_{\text{aço}} = 2,1 \cdot 10^{11} \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right];$$

L = Comprimento real [m];

$$L = 255 \text{ [mm]} = 25,5 \text{ [cm]};$$

F = Carga máxima de trabalho [N];

$$F = 80 \text{ [kgf]} = 784 \text{ [N]};$$

N = Fator de segurança = 3 [1];

$$k = d_1/4, \tag{32}$$

k é o raio de giração em relação ao eixo central da área da secção transversal da haste;

Substituindo na Eq. (30), teremos:

$$F = \frac{C' \cdot \pi^2 \cdot E \cdot A}{N \cdot \left(\frac{L}{k} \right)^2}$$

$$784 = \frac{1 \cdot \pi^2 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}}{3 \cdot \left(\frac{25,5}{d_1/4} \right)^2}$$

$$d_1 = \sqrt[4]{15,03} = 1,97 \text{ [cm]};$$

$$d_1 = 19,7 \text{ [mm]}$$

Arredonda-se d_1 para 22 [mm] (haste do cilindro normalizado)

Define-se o diâmetro da haste pelo maior, o cilindro em função da haste define-se diâmetro 32 [mm] de embolo por 255 [mm] de curso.

Dimensiona-se o volume do reservatório em função dos volumes máximos dos atuadores, volume das tubulações, somado a cinco vezes a vazão da bomba, treinamento hidráulico REXROTH (1987):

Volume dos quatro cilindros (32x255) = $\pi \cdot r^2 \cdot L \cdot n^\circ$ de cilindros

$$vol_1 = \pi \cdot r^2 \cdot L \cdot 4 = \pi \cdot 16^2 \cdot 255 \cdot 4 = 820.332,67 \text{ [mm}^3\text{]};$$

Volume dos três cilindros (22x15) = $\pi \cdot r^2 \cdot L \cdot n^\circ$ de cilindros

$$vol_2 = \pi \cdot r^2 \cdot L \cdot 3 = \pi \cdot 11^2 \cdot 15 \cdot 3 = 17.105,97 \text{ [mm}^3\text{]};$$

Volume dos 5m de tubo = $\frac{\pi \cdot d^2 \cdot L}{4}$

$$vol_3 = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot L}{4} = \frac{\pi \cdot 6,35^2 \cdot 5000}{4} = 15.8346,09 \text{ [mm}^3\text{]};$$

Volume total = $Vol_1 + Vol_2 + Vol_3 = 995.784,73 \text{ [mm}^3\text{]}$.

Esse volume corresponde ao fluido que se encontra em todo o sistema hidráulico, exceto o volume do reservatório, arredonda-se para 1 litro.

Os dados da bomba são as especificações da bomba VERION 10 C 1,25 x 027:

$$Q = 1,25 \times 3500 = 4375 \text{ cm}^3/\text{min}. = 4,375 \text{ litros/min.}$$

$V_{\text{res}} = (5 \cdot Q) + \text{o volume do fluido que enche o sistema hidráulico}$

$$V_{\text{res}} = (5 \cdot 4,375) + 1 = (21,875 + 1) = 22,875$$

Arredonda-se para 23 litros

Calcula-se a velocidade do atuador, pela vazão Q e a área A:

$$v = \frac{Q}{A} \quad (33)$$

$$Q = 4.375.000 \text{ [mm}^3/\text{min]};$$

$$A_{\text{embolo}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{embolo}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 32^2}{4} = 804,25 \text{ [mm}^2 \text{]};$$

$$A_{\text{haste}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{haste}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 20^2}{4} = 314,16 \text{ [mm}^2 \text{]};$$

$$A_{\text{retorno}} = A_{\text{embolo}} - A_{\text{haste}} = 804,25 - 314,16 = 490,09 \text{ [mm}^2 \text{]},$$

Proporção entre área de retorno e área do embolo do cilindro, teremos:

$$\frac{A_{\text{retorno}}}{A_{\text{embolo}}} = \frac{490,09}{804,25} = 0,6094$$

Calcula-se a velocidade do atuador pela Eq. (33):

$$v = \frac{4375000}{804,25 \cdot 60} = 90,6642 \cdot 10^{-3} \text{ [m/s]}$$

Esta é a velocidade para um atuador avançando, como teremos sempre três atuadores avançando (3) e um recuando (0,6094), esta velocidade será dividida por 3,6094 (3 + 0,6094).

A velocidade de correção será:

$$v_c = \frac{v}{3,6094} = \frac{90,6642 \cdot 10^{-3}}{3,6094} = 25,13 \cdot 10^{-3} [\text{m/s}] = 1507,20 [\text{mm/min}]$$

A frequência em relação à vazão da bomba calcula-se em função da velocidade de correção e o curso duplo do cilindro, esse curso dependerá da irregularidade do solo, a situação mais crítica será para o curso máximo de 255 [mm] duas vezes, ou seja:

$$f = \frac{v_c}{255 \cdot 2 \cdot 60} = \frac{1507,20}{255 \cdot 2 \cdot 60} = 492,55 \cdot 10^{-4} [\text{Hz}]$$

$f = 2,96$ ciclos por minuto, para uma inclinação máxima de 17^0 :

- Peso do conjunto: 80 [kg].
- Arredondando, reservatório de 23 litros.
- 4 cilindros de 32 x 255 [mm].
- 2 cilindros de 22 x 15 [mm].
- 5 [m] de tubos sem costura Schedule de ¼".
- Velocidade de correção do nível realizado pelos atuadores = 1507,20 [mm/min].

A potência disponível para este acionamento é 1/3 da potência fornecida pelo motor Sthil 034 que é de 3,5 [kW].

$$P = P_m / 3 = 3500 \text{ [W]} / 3 = 1166,67 \text{ [W]}$$

$$P_m = 1166,67 \text{ [W]};$$

$$n_{32} = 4622,22 \text{ [rpm]};$$

$$\eta_T = \eta_e^3 \cdot \eta_m^3 \cdot \eta_{mr} = 0,98^6 \cdot 0,99 = 0,877$$

$$P_b = P_m \cdot \eta_t = 1166,67 \cdot 0,877 = 1023,15 \text{ [W]}$$

As especificações das bombas são as encontradas nos catálogos técnico dos fabricantes:

Bomba VERION 10 C 1,25 x 027

Especificações:

$$Q = 1,25 \text{ [cm}^3 \text{ / U]};$$

$$p = 250 \text{ [bar]};$$

$$n_{\text{min.}} = 750 \text{ [rpm]};$$

$$n_{\text{nom.}} = 1500 \text{ [rpm]};$$

$$n_{\text{máx.}} = 3500 \text{ [rpm]};$$

$$p_{\text{nom.}} = 0,78 \text{ [kW]};$$

$$p_{\text{máx.}} = 1,82 \text{ [kW]}$$

Bomba de engrenagens PARKER GP1P*2,5

Especificações:

$$Q = 1,6 \text{ [cm}^3 \text{ / U]};$$

$$p_n = 210 \text{ [bar]} \text{ a } 1500 \text{ [rpm]},$$

$$p_{\text{máx.}} = 250 \text{ [bar]};$$

$P = 1,1$ [kW] a 1500 [rpm],

$p_{\max} = 250$ [bar];

$n_{\max} = 6\ 000$ [rpm].

CAPÍTULO 3 – SISTEMA DE CONTROLE DO NIVELAMENTO

Neste capítulo é desenvolvido o controle de nivelamento da plataforma para garantir a posição vertical da fresa, o controle da profundidade por rotação em torno do tronco, o controle da profundidade total e o sistema de elevação do torrão. O controle de nivelamento é feito por cilindros hidráulicos controlados por válvulas proporcionais, comandados por sensores que serão controlados pelo princípio do giroscópio. A profundidade da fresa será controlada por um sistema de luva estriada sobre um fuso, quando estiverem fixados entre si não haverá avanço, quando a luva estiver girando sobre o fuso a fresa avança. A elevação do torrão será feita pela rotação em sentido contrário ao corte com o desengate da ferramenta, uma catraca permitirá a tração somente para um sentido de rotação.

3.1 Nivelamento

A escavação é feita por uma fresa girando a uma rotação de 1369,55 [rpm] e, para garantir a posição vertical da fresa, a base da máquina tem que estar nivelada.

O sensor 1 da Fig. 13 está fixado ao chassis e a outra extremidade à bóia, base do giroscópio. À medida que as rodas se movimentarem, a irregularidade do solo faz a plataforma do carro se inclinar, a bóia se manterá no nível apesar da turbulência pela ação do giroscópio. Como a plataforma começará a sair do nível o sensor emitirá um sinal para o módulo eletrônico (EMC) que controlará a válvula direcional proporcional e direcionará o fluxo de óleo para o cilindro 1 que se afasta, procura compensar o desequilíbrio, simultaneamente os outros cilindros são acionados para corrigir o nível. A condição básica é

sempre um cilindro recuado e três em movimento (avanzando ou recuando), esta condição garante que o curso nunca satura dentro de sua capacidade de correção (17⁰).

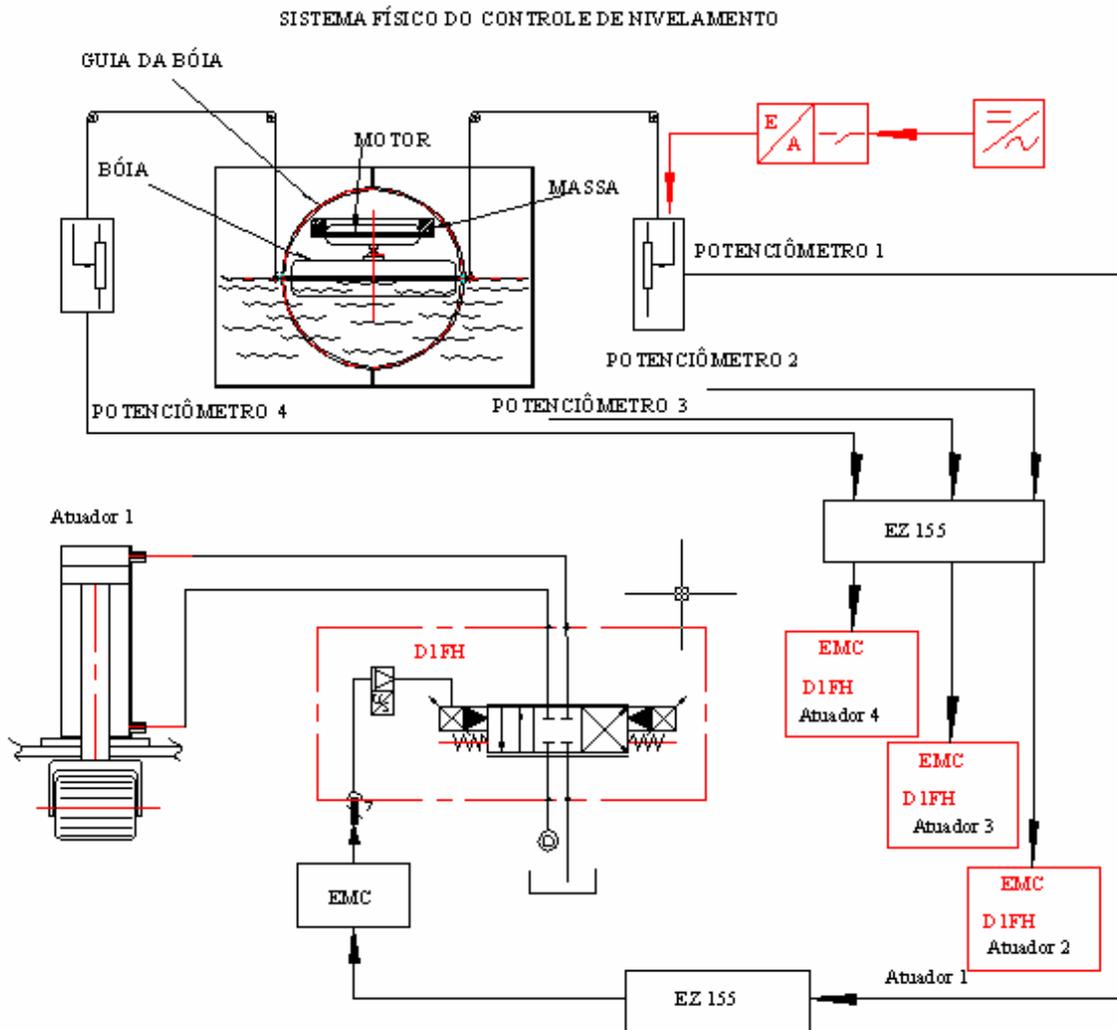


Figura 13 – Sistema físico do controle de nivelamento

A placa com as entradas para os sensores S1, S2, S3 e S4 na Fig. 14, conectado a cada válvula direcional proporcional receberá os sinais emitidos para as servo-válvulas controladoras proporcionais (D1FH) dos atuadores e as rampas farão as correções do nível de acordo com estes sinais. As lâmpadas 5, 6, 7 e 8 sinalizam o funcionamento dos ganhos de sinal para os sensores.

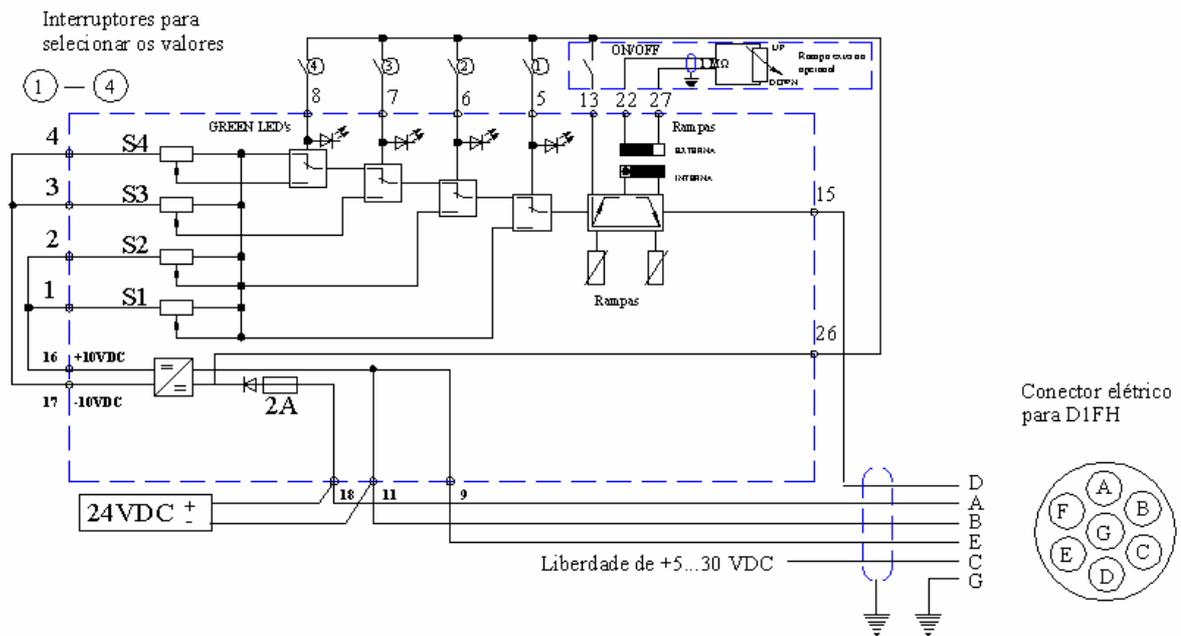


Figura 14 – Diagrama de bloco da placa EZ 155*

*Diagrama do módulo eletrônico tirado do catálogo 2500/GB da Parker - Hidraulics.

O controle do conjunto é feito através do sistema ilustrado no diagrama de blocos da Fig. 15, o nível desejado é controlado pelo giroscópio, os sinais captados pelos sensores são reunidos na placa (EZ 155), emitidos para o módulo eletrônico (EMC) de cada atuador, a válvula (D1FH) controla o cilindro e faz a correção do nível, ao mesmo tempo os outros cilindros são controlados, há uma realimentação para os sensores corrigindo o nível real para o nível desejado.

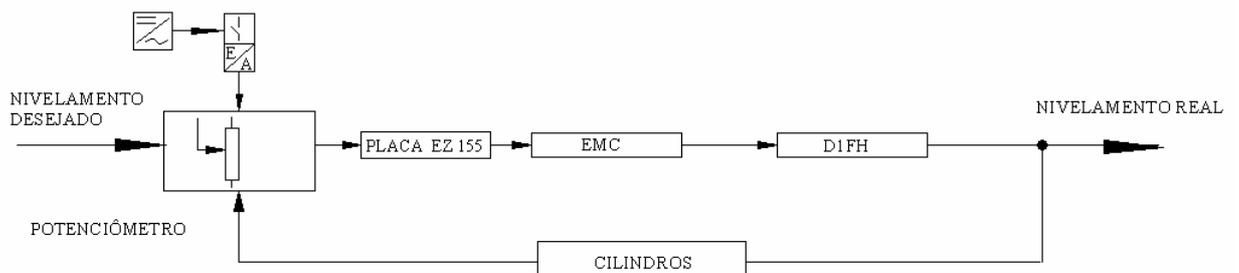


Figura 15 - Diagrama de bloco da máquina

Na Fig. 16, a linha vermelha representa o nível mantido pelo giroscópio, a linha azul representa o nível do solo, a posição do sensor estará sempre acompanhando o nível do chassi, está preso à máquina, como todos os sensores estão programados para enviar um mesmo valor de sinal elétrico (valor mínimo para manter o cilindro recuado), a cada movimentação da máquina os sensores estarão emitindo sinais de maior valor para as controladoras para voltar ao nível do giroscópio corrigindo desta forma o nível da máquina.

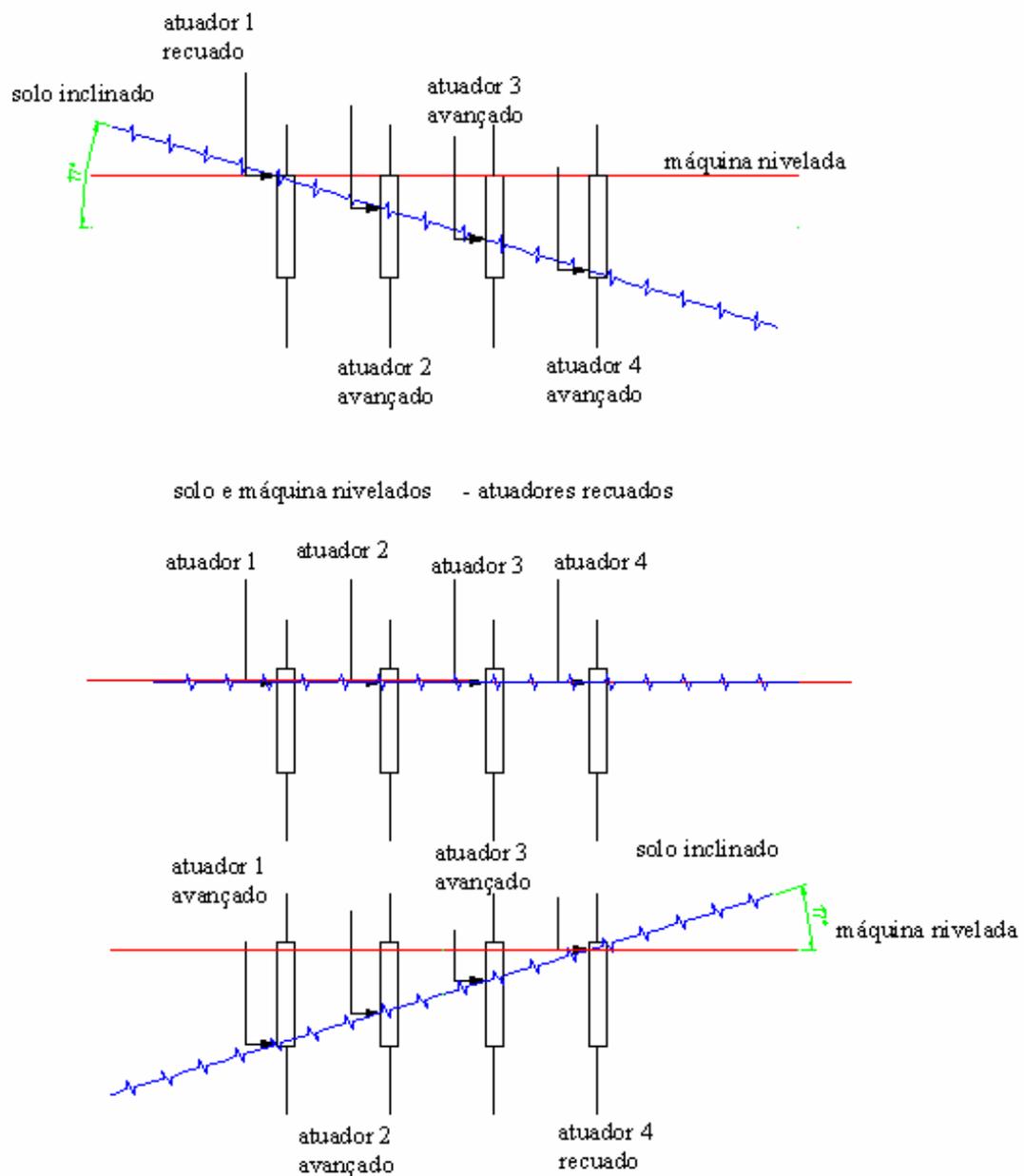


Figura 16 - Sistema físico dos sensores

3.2 Controle de profundidade por volta

A cada giro em torno do tronco, a fresa faz um avanço de profundidade de aproximadamente 10 cm, um *micro-switch* envia um sinal elétrico de baixa tensão para uma válvula solenóide, na Fig. 16 a válvula 4x2 na posição paralela está com a linha de pressão na parte traseira dos dois cilindros de simples ação com retorno por mola que fixa o fuso-rosca com os freios fazendo o fuso-estriado avançar, ao mesmo tempo a linha de pressão está na posição dianteira do cilindro de duplo efeito destravando o fuso-rosca do fuso-estriado permite que gire livre sobre o fuso-rosca, permite o avanço da ferramenta, um contador de giros (*encoder*), corta o sinal elétrico do solenóide ao atingir o número de rotações programado e muda para a posição cruzada. O fluxo hidráulico solta o freio e aciona outro pequeno cilindro, fixa o fuso no eixo estriado e pára o avanço da fresa.

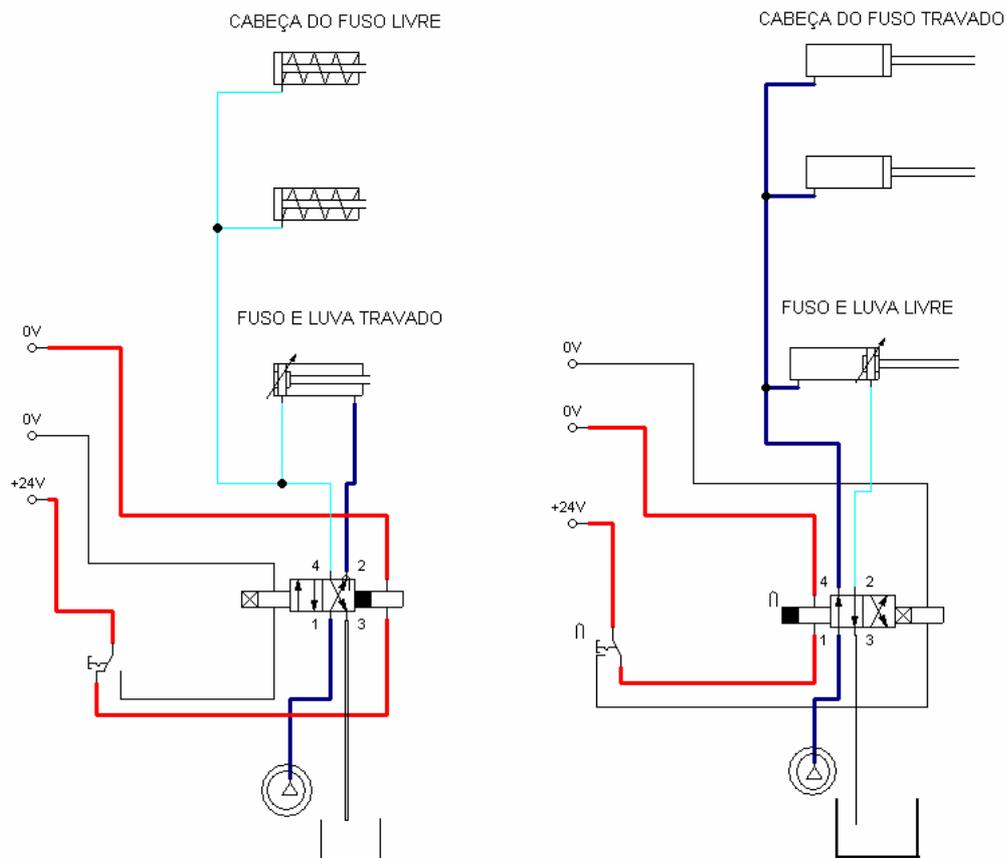


Figura 17 – Controle de profundidade

3.3 Controle de profundidade final

Ao atingir a profundidade de 47 cm um limitador atingirá um *micro-switch* fim de curso e acionará o contador de giros (*encoder*), após dois giros completos desligará o motor, parando assim a máquina.

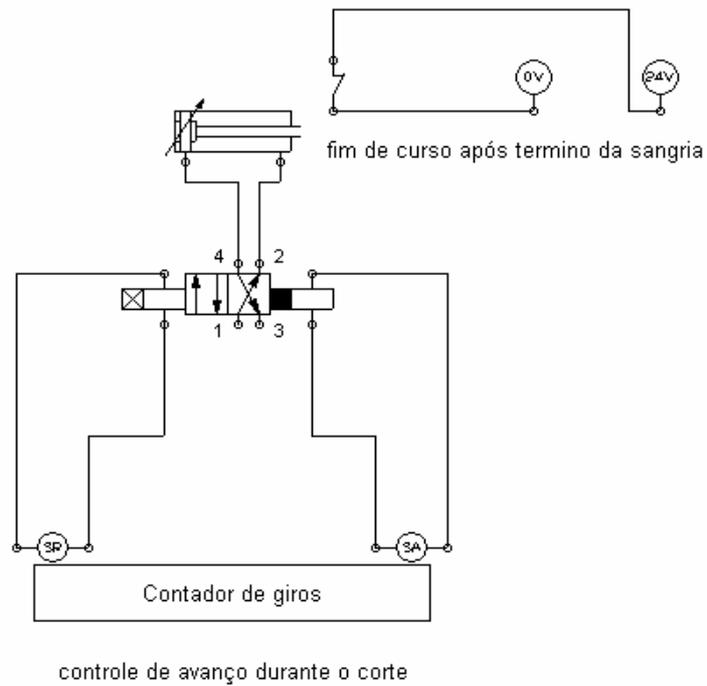


Figura 18 – Controle de fim de curso

CAPÍTULO 4 – PROJETO DO CONJUNTO

Apresenta-se neste item, o projeto da máquina em figuras sólidas para melhor ilustração da proposta de construção. Observam-se os componentes internos em suas devidas posições e os planos de construção do sólido. O projeto é desenvolvido em *SOLID – WORKS*, *Mechanical e Inventor 3 - D* para melhor visualização.

4.1 Metodologia e desenvolvimento

Neste item a metodologia desenvolve-se a partir de estudos intuitivos, pesquisas e testes de campo. Desenvolvem-se os estudos em 2 - D, *auto-cad* para maior agilidade no desenvolvimento e definição da geometria da máquina, paralelamente pesquisa-se junto aos produtores da região de Atibaia os problemas enfrentados nesta atividade.

4.2 Desenvolvimento

Iniciam-se os estudos intuitivos por meio de croquis e desenhos em *auto-cad*, cálculos desenvolvidos em fontes literárias de engenharia mecânica, muitas idealizações baseadas em experiências vividas na área profissional.

Sistema cremalheira: A Figura - 1 A mostra o sistema de coroa aberta que permite a montagem lateralmente, há muitas complicações como sistema de fechamento, alinhamento das duas metades, nivelamento, etc. Esta idéia foi logo descartada pois não atende um dos pré-requisitos básicos, ficaria muito pesado e muito grande.

Sistema fuso-rosca e fuso estriado sobre coroa fechada: A Figura - 2 A, mostra a idéia que melhor atendeu aos pré-requisitos. É leve, aproximadamente 20 kg, compacta, de fácil manuseio, baixo custo de fabricação. Para melhor visualização, neste apêndice foram acrescentadas as Figuras 2.1-A e 2.2- A.

Estrutura: A Figura - 3 A, mostra toda parte estrutural de alumínio tubular, espessura de 3 [mm], no geral nas partes estruturais fundidas de 5 [mm], o conjunto torna-se mais leve e resistente.

Transmissão: A Figura - 4 A, mostra todas as engrenagens em aço SAE 8620, cementadas, temperadas e revenidas a 58 [HRC], tensão admissível de 170 [N/mm²], módulo 1, estas características reduzem o peso e o custo tornando a máquina mais acessível ao produtor.

Caixas de transmissão: Na Figura - 5 A, são mostradas todas as caixas em alumínio fundido, com espessura mínima de 3 [mm] no ponto onde limita o diâmetro máximo da copa, e no geral é de 5 [mm], nos pontos de divisão terá uma espessura de 10 [mm] para permitir maior rigidez do conjunto.

Sistema de nivelamento: Na Figura - 6 A, são usados tubos de aço inoxidável com diâmetro externo de 50 [mm] com espessura de parede de 3 [mm] , de alta resistência, extremidades esféricas com bases em alumínio laminado, usinado , para maior resistência.

Ajuste da profundidade de sangria: Na Figura - 7 A, é usado um sistema de fuso girante, com a ação da sapata de freio sobre a cabeça do fuso-rosca, o fuso-estriado terá o avanço acionado no sentido de profundidade com a rotação da ferramenta no sentido de corte.

Sistema de reversão da ferramenta: A Figura - 8 A, mostra o final da sangria, o motor será desengatado pela embreagem. A reversão é através de uma alavanca que desengatará a engrenagem do eixo estriado para uma engrenagem intermediária que fará a reversão, o comando poderá ser feito a distância com um sinal de luz infravermelho, acionará a válvula de controle direcional, ao levantar a alavanca o sistema orbital também será desengatado.

Sistema de fixação da calha condutora: Na Figura – 9 A, durante a sangria, a terra removida não deve voltar ao canal aberto, para isso coloca-se uma calha condutora com fixação guiada nas colunas atrás da fresa que a acompanhará durante a abertura da sangria.

Sistema de fixação das colunas após o nivelamento: Na Figura - 10 A, utilizam-se quatro colunas de tubos de aço inoxidável com ponteiros esféricas e tampas soldadas, porca de aperto, buchas e pinças de aço inoxidável. Dois niveladores, um em cada eixo, X e Y garantem o nível dentro de padrões desejáveis protegidos na estrutura de alumínio, fixação das colunas por punções em base rotulada.

Vista superior do conjunto: Na Figura - 11 A encontram-se as linhas de corte para melhor compreensão do sistema, a cor lilás é o corte A-A; a cor azul é o corte B-B; a cor verde é o corte C-C; e a cor azul celeste é o corte D-D.

Corte AA: A Figura - 12 A ilustra a alavanca seletora da reversão, o limite do fuso e a rosca de fixação da ferramenta e detalhes da reversão.

Corte BB: A Figura -13 A, ilustra a sustentação do conjunto na coroa com rolamentos de dupla carreira de rolos, garantindo uma maior rigidez durante a operação e detalhes da fixação da calha.

Corte CC: A Figura - 14 A, ilustra o sistema de desengate pinhão/coroa para a reversão da ferramenta sem o movimento orbital e fixação da calha.

Corte DD: A Figura - 15 A, ilustra onde o eixo da moto serra será adaptado para transmitir a rotação à ferramenta, aqui o eixo ferramenta está girando no sentido horário, ou seja, está em operação de corte, detalhes do eixo estriado e rolamentos.

Fixação no solo: Na Figura -16 A, a fixação no solo, serão por punções de aço, o ideal é usar vergalhões de ferro de construção laminadas a quente com nervuras para garantir maior

aderência com o solo. São usados quatro punções, uma em cada posição das colunas e detalhes da fixação.

Transporte do conjunto: O motor, as colunas, os punções, as ferramentas e calhas poderão ser transportados separadamente e montadas na preparação da máquina, peso aproximado de 10 [kg]. O chassi, transmissão e coroa são partes integrantes do conjunto e não poderão ser transportadas separadamente, deverá pesar no máximo 10 [kg].

4.3 Novo estudo

No apêndice B, inicia-se um novo estudo para eliminar a fixação manual da máquina no solo:

Curso das rodas: A Figura 1 B é para dimensionar o curso das rodas, toma-se como referência um plano inclinado de 17^0 e o posicionamento do eixo da roda mais afastada.

Posição das rodas e ferramenta: Na Figura - 2 B, vista superior para visualizar posição das rodas e ferramenta, considerando o espaço entre os troncos.

Na impossibilidade de uma simulação virtual, por não ter conseguido um software ou a construção de um modelo em tamanho real, é feito um protótipo da base da máquina. O sistema motor com a movimentação e o corte são feitos separadamente com uma fresa fixada em uma furadeira eletro-magnético.

Esquema do projeto em vista superior: Na Figura - 3 B, uma roda livre, duas rodas motoras, a caixa de transmissão, os eixos telescópicos e o cilindro central para direcionamento da máquina até o local da extração, posição das rodas no torrão.

Vista lateral: Na Figura - 4 B, a caixa de transmissão, conjunto redutor coroa e sem fim 1/20, conjunto fuso-ferramenta, o sistema de avanço da fresa pela frenagem do fuso com os cilindros hidráulicos, na caixa de transmissão as posições de rodas paradas com fuso ligado para retorno e o sistema de reversão do sentido de giro do fuso, está ilustrado também até que inclinação (17°), a máquina pode corrigir a base para manter a sangria sempre perpendicular ao nível.

Detalhe das linhas de corte: Na Figura – B 5, a posição das linhas de corte em vista ampliada para melhor entendimento das posições de corte.

Vista em corte da transmissão: Na Figura - 6 B, a caixa de transmissão e da reversão, uma vista em corte do eixo intermediário para a inversão do sentido de rotação do fuso.

Conjunto em três vistas: A Figura - 7.2 B vista lateral para mostrar a posição do fuso de corte para posicionar eixos. A Figura – 7.1 B, vista superior, nesta vista é possível visualizar a alga muito próxima da roda livre. E uma vista auxiliar, Figura - 7 B.

Novo posicionamento das rodas: No apêndice C, Figura -1 C, a roda livre passa fora do canal, com isto sobra mais espaço para ancorar a alga no tronco, elimina a possibilidade de quebra do torrão, não haverá nenhuma carga sobre ela durante o corte, o eixo da roda livre

fica centrado no tronco, da mesma forma que o eixo da roda motora. Nesta ilustração, o sistema de mudança de direção com um cilindro que aciona o eixo da roda através de uma placa pivotada no centro de rotação dos cilindros niveladores pode dirigir a máquina em linha reta ou em curvas conforme a necessidade.

4.4 Projeto final

Apresenta-se neste item o projeto da máquina em figuras sólidas.

Para melhor ilustração da proposta de construção os componentes internos em suas devidas posições, em algumas figuras os planos de construção do sólido. O projeto é desenvolvido em *SOLID-WORKS; Mechanical; Inventor 3 - D* para melhor visualização.

O conjunto ilustrado na Fig. 19 é a colheitadeira em operação, as duas rodas centradas no tronco através da algema, os braços rodam na pista interna da algema por rótula esférica e rolamento articulado por meio de dobradiças paralelas entre si nos eixos das rodas, o percurso em torno do tronco é feito sem arraste como um compasso onde a ponta seca é o tronco, a máquina em três dimensões em operação para uma melhor compreensão do funcionamento as quatro rodas centradas na algema fora do campo de corte, o que significa que não há nenhuma carga em cima do torrão durante a abertura da sangria. A máquina isolada em modelo sólido é ilustrada na Fig. 20.

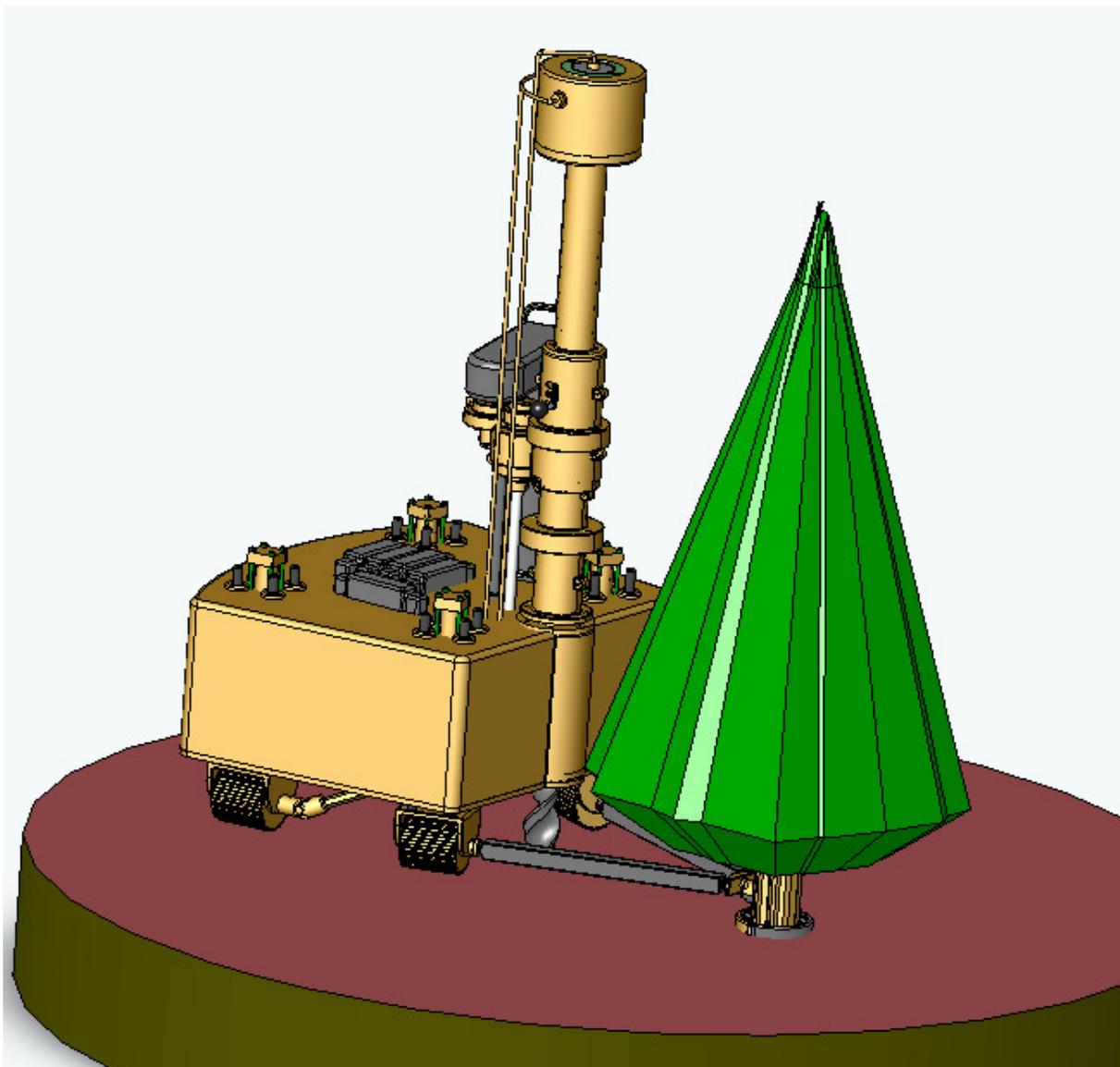


Figura 19 - Uma máquina em operação

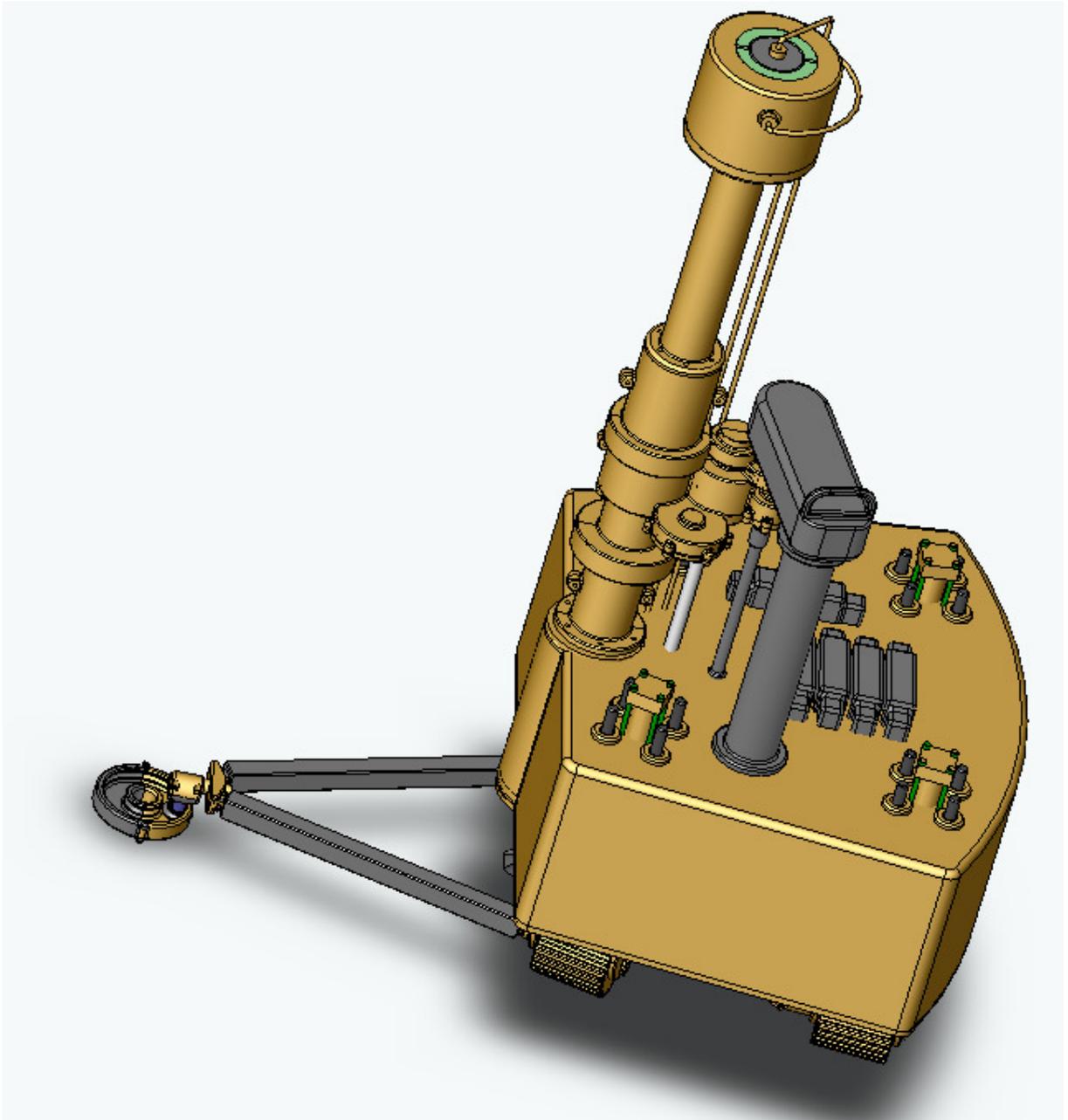


Figura 20 - Colheitadeira em modelo sólido

A vista detalhada da Fig. 21 mostra a distancia da engrenagem de 80 dentes sem engranar nos dentes do cubo estriado, está engranado com a intermediária que inverte o sentido de giro do fuso de corte (não está visível por estar em outro plano), dá o sentido de giro de retorno à ferramenta, nesta posição, o cubo estriado está a uma distancia maior entre a engrenagem de 90 dentes e a de 80 dentes, a engrenagem ficando neste espaço vazio está sem tração, assim é possível movimentar a máquina para outro lugar movido pelo motor. Na

tampa, visível na Fig. 22, a abertura em forma da letra “E”, cada entrada da abertura posiciona a alavanca na posição de corte, parado ou de retorno.

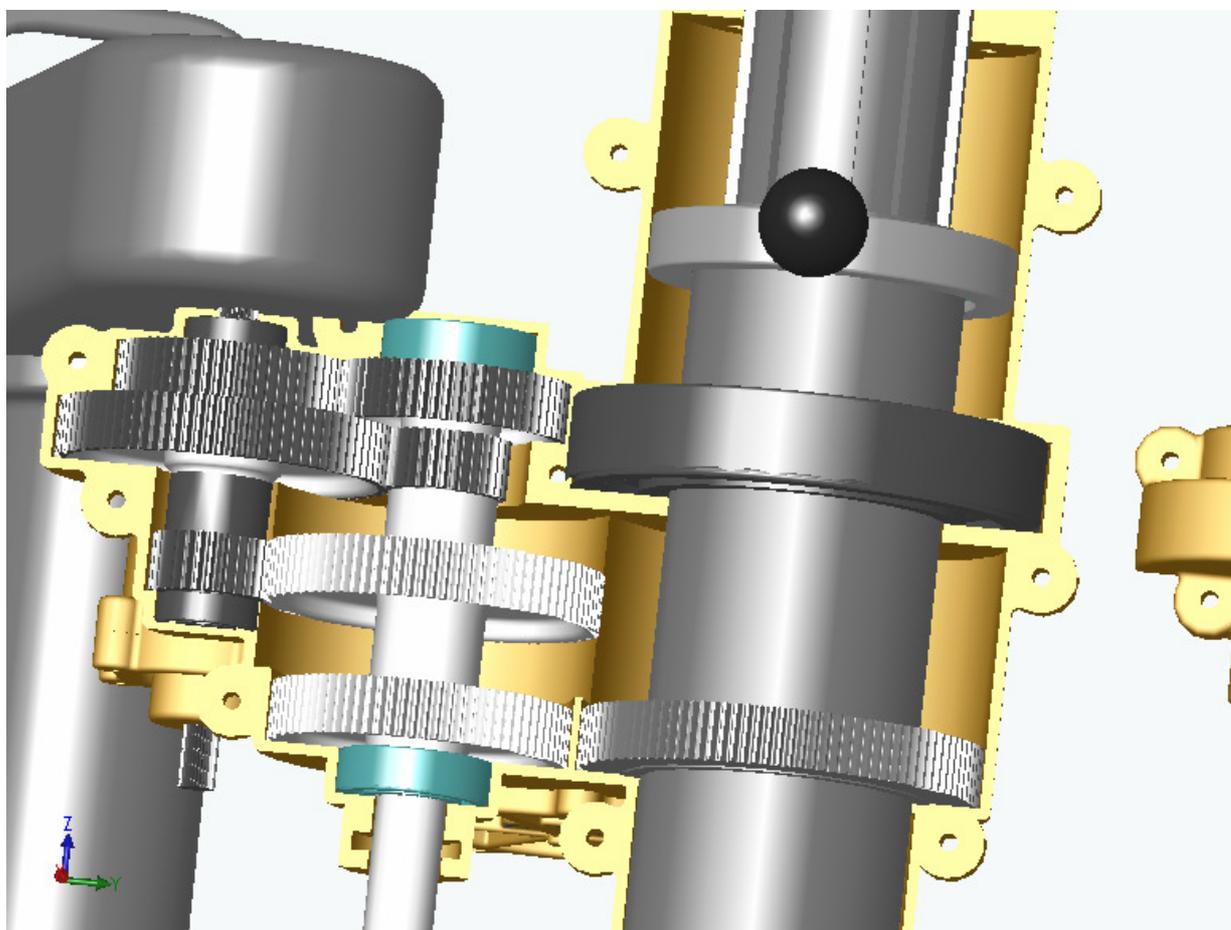


Figura 21 – Projeto da transmissão

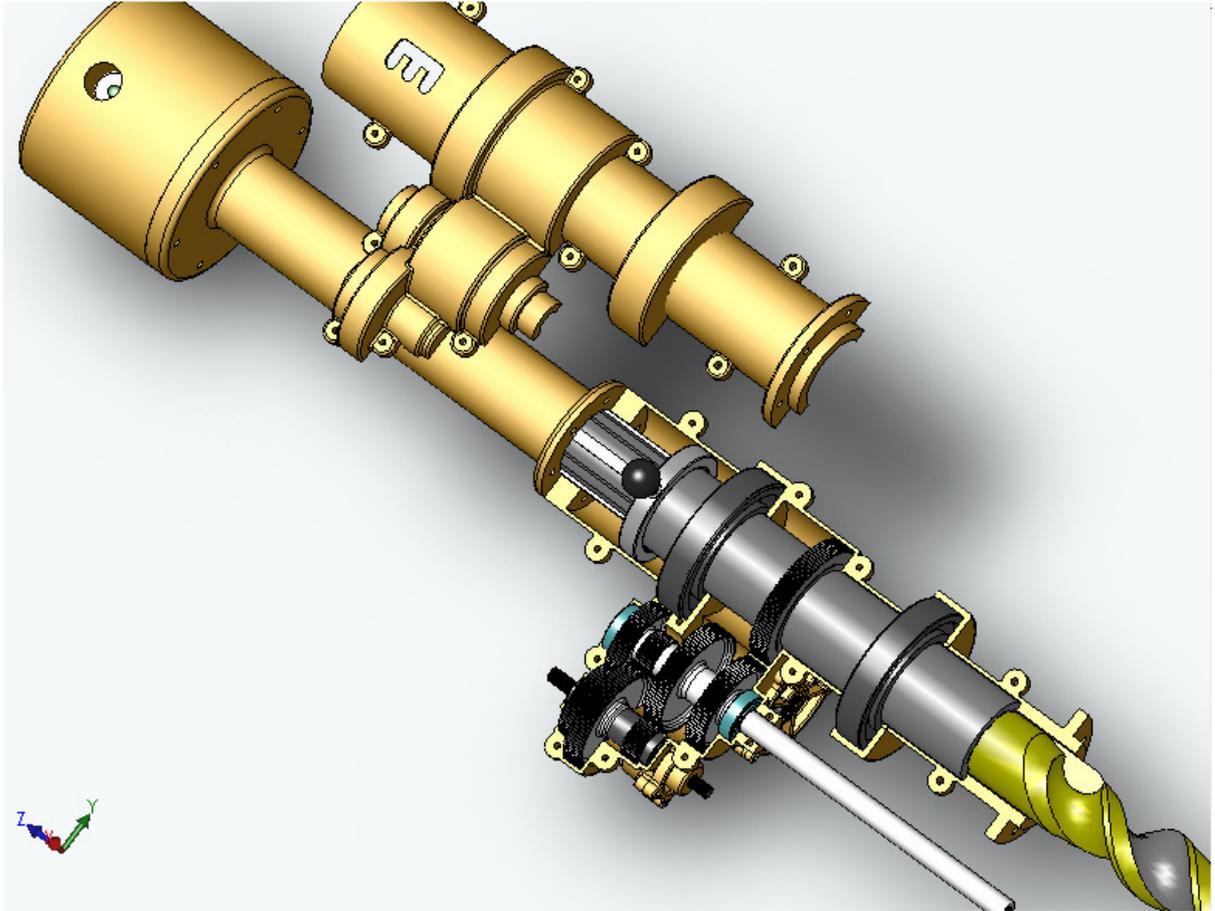


Figura 22 - Transmissão com carcaça de alumínio

Na vista da Fig. 23, a parte interna do conjunto de corte, as engrenagens, o eixo estriado e os rolamentos, a alavanca de troca de posição de corte, repouso ou retorno do fuso de corte, há também alguns planos em diferentes cores, esses planos são os planos de construção do sólido, o eixo na cor branca é o eixo de tração das rodas, as duas extremidades escuras que aparecem à esquerda, são as entradas de rotação, a superior é para o motor e a inferior é a saída para o eixo da bomba de óleo, foram desenhadas no *mechanical*.

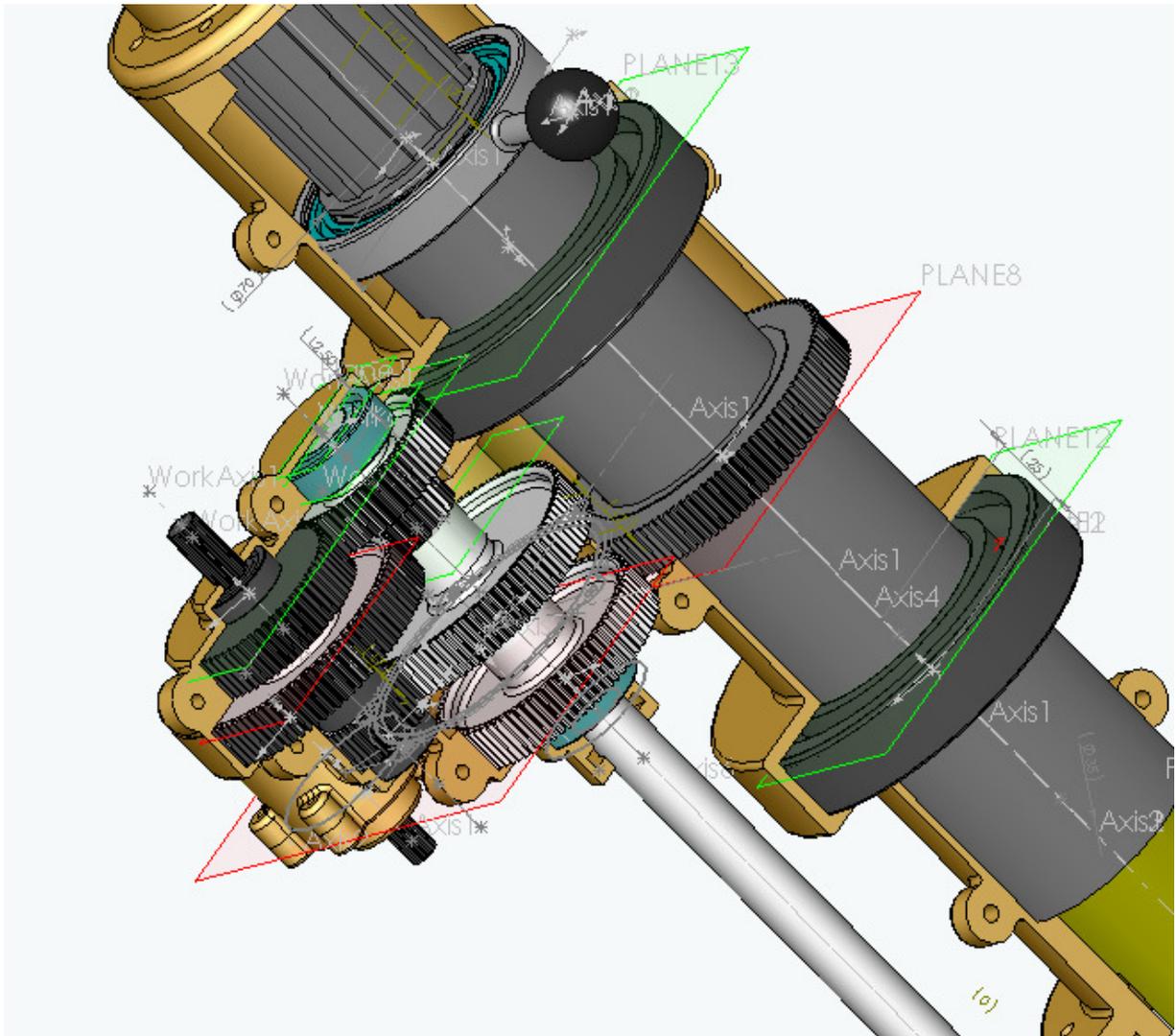


Figura 23 - Vista interna com os planos de construção

A ferramenta ilustrada na Fig. 24, desenhada no *inventor*, fresa de topo de dois cortes com passo de hélice de 3 vezes o diâmetro externo, diâmetro de 60 [mm] e passo de 180 [mm], comprimento de corte de 47,5 [cm], a inclinação acentuada do passo de hélice facilitará a condução da terra para fora da sangria, a aresta de corte será desenvolvida em metal duro para maior durabilidade do corte, soldada com pasta de brasagem e depois afiada com rebolos de óxido de silício fino e polido para um acabamento espelhado, evitará a aderência da terra.



Figura 24 - Fresa de topo com laminas de metal duro no corte em espiral

Uma melhor visualização da parte interna na Fig. 25 em vista transparente, nesta vista é possível visualizar a posição dos quatro atuadores das rodas, os eixos telescópicos das rodas motoras, as válvulas direcionais dos cilindros niveladores, a válvula do freio, o motor, a caixa de transmissão, a alga com os tirantes articulados, a bomba de óleo, o reservatório de óleo hidráulico e o conjunto de corte.

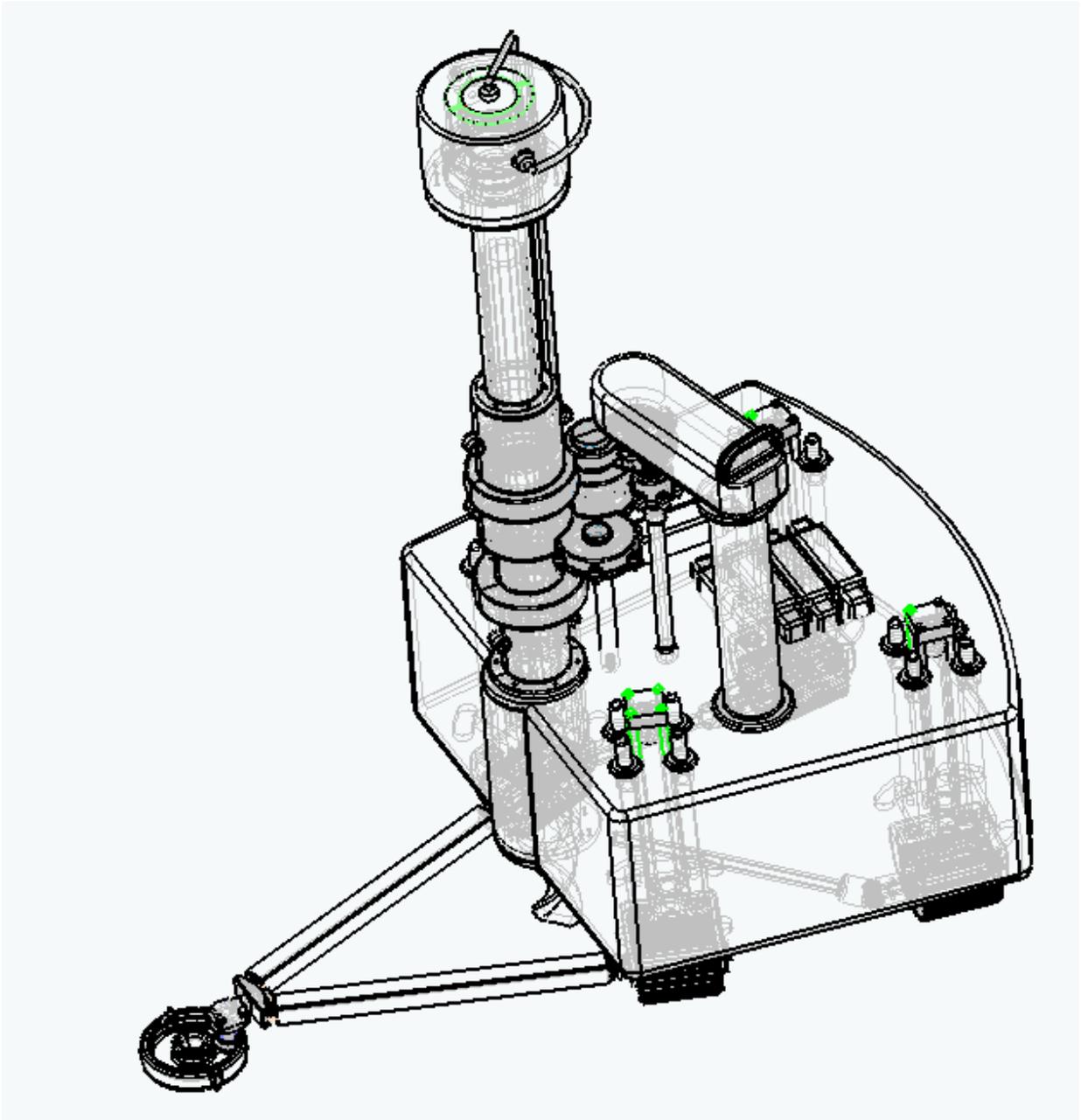


Figura 25 - Perspectiva transparente para visualizar os componentes

Na Fig. 26, a ferramenta centrada no furo da algeia e as rodas em nível, o que garante a ortogonalidade da ferramenta em relação à base é o sistema de nivelamento e compensação de erro do nível real para o nível desejado pela realimentação dos sinais processados pelas válvulas proporcionais emitidos pelos sensores colocados no giroscópio, estarão constantemente emitindo sinais através da placa EZ 155 para os módulos eletrônicos EMC,

processados, controlarão as válvulas direcionais proporcionais dos cilindros niveladores D1FH.

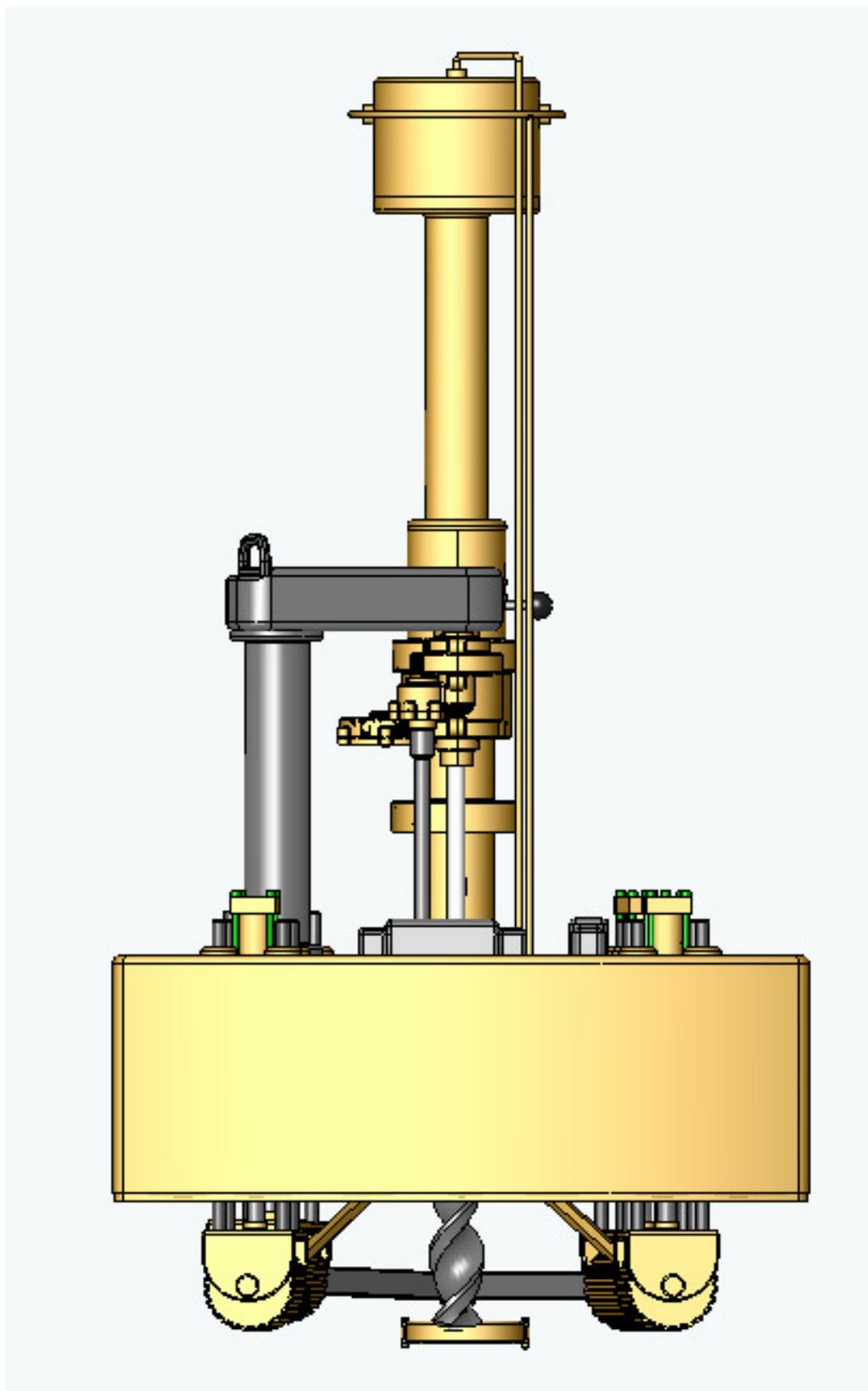


Figura 26 - Vista frontal, as rodas e a ferramenta centradas na almea

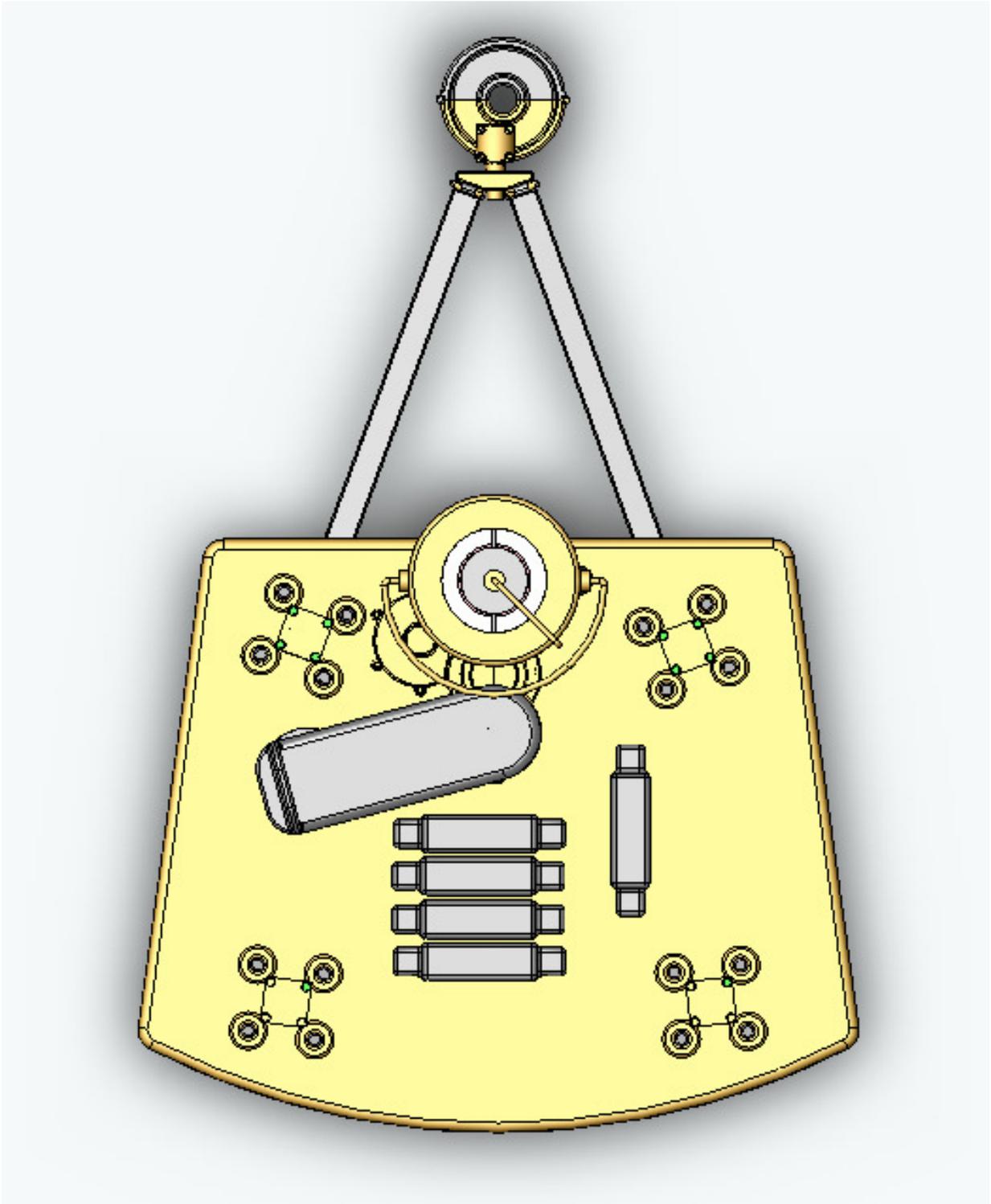


Figura 27 - Vista superior para visualizar posição dos subconjuntos externos e algema

O projeto desta máquina atende a colheita unitária de plantas, não é possível uma colheita em série contínua, na Fig. 28 um grupo de máquinas em operação.



Figura 28 - Máquinas em operação

CAPÍTULO 5 - TESTES

5.1 Simulação

Fizeram-se ensaios in-loco para especificar consistência do solo, velocidade de corte, resistência ao avanço na abertura do canal, etc. As simulações dos testes estão ilustradas nas Fig. 28 a 55:

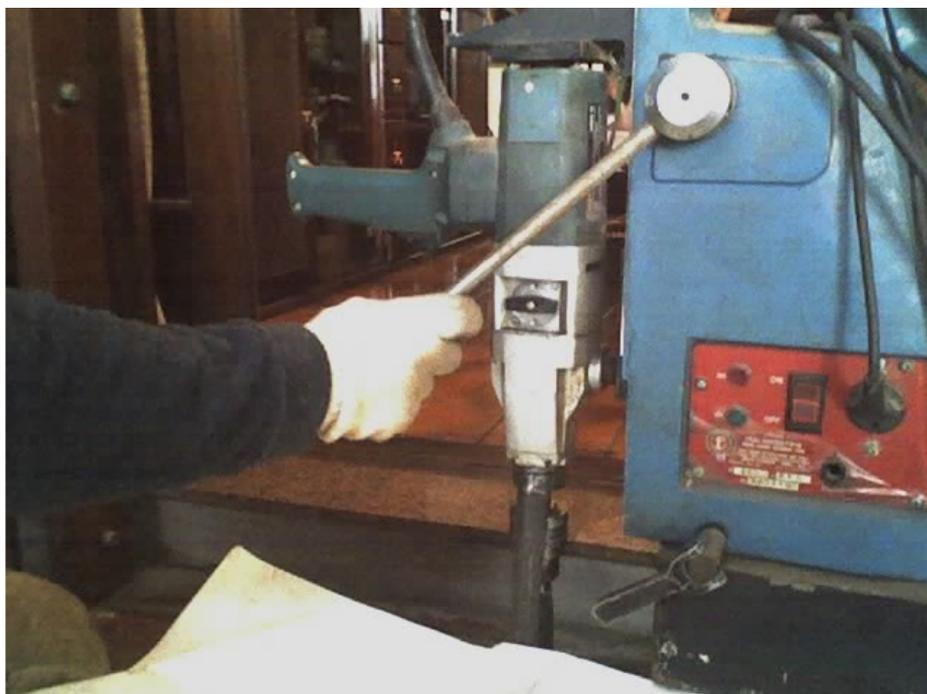


Figura 29 - Simulação do 1º teste

A base da Fig. 30 é utilizada para a simulação no corte da sangria, é fixada no solo e sobre ela é colocado a furadeira com fixação magnética. A fresa é uma das ferramentas que serão utilizadas nos testes, pastilhas de metal duro de seis cortes, diâmetro de 35 [mm], ângulo de hélice de 5 graus, fixado a um cone *Morse* de redução 4x3, adaptado para mandril *Jacob* de diâmetro 5/8 de polegada, profundidade máxima de 100 [mm], a 600 [rpm], círculo de 350 [mm] de diâmetro interno, cada camada no máximo 40 [mm], comprimento da hélice.



Figura 30 - Base e fresa

Na Fig. 31, troca da fresa e preparação para simulação do 2º teste.



Figura 31 - Preparação para simulação do 2º teste

A simulação do 2º teste é apresentada na Fig. 32, a folha representa o nível do solo, a ferramenta está abaixo do nível da folha representando o corte da sangria com a máquina de furar com base eletro-magnético.



Figura 32 - Simulação do 2º teste

Ilustrado na Fig. 33, a fresa de pastilhas de metal duro com cinco cortes, diâmetro de 35 [mm] ângulo de hélice de 5 graus para o 2º teste. A simulação será com profundidade máxima de 40 [mm], demonstra-se nesta figura a montagem da fresa no prolongador cone Morse 4x3 adaptado para fixação no mandril *Jacob* 5/8" de polegada, pretende-se realizar estes testes no mês de janeiro de 2005.



Figura 33 - Montagem da fresa

5.2 Testes

Realizaram-se os testes em 19.01.2005, Fig. 34, no solo onde é feito o plantio das Tuias em Atibaia.



Figura 34 - Corte da sangria

1º teste:

A lâmina que simula a calha condutora está muito afastada da fresa, como isso impede o avanço, aproximou-se a calha, ilustrada na Fig. 35, os testes foram refeitos.

Tabela 1 - Resultados do 1º teste

Fresa	Rotação [rpm]	Profundidade [mm]	Avanço [seg./U]	Força [N]
HSS dia.17 [mm]	600	50	-----	-----
HSS dia.18[mm]	600	50	-----	-----
m.d.dia.35x6	600	40	60	107,8
m.d.dia.35x5	600	40	60	102,9



Figura 35 - Vista da fresa e calha

O resultado melhorou um pouco, mas como foi uma lamina plana, faltou resistência, a lamina flexiona e afasta-se da fresa, continua impedindo o avanço.

Tabela 2 - Verificação do 1º teste

Fresa	Rotação [rpm]	Profundidade [mm]	Avanço [s/U]	Força [N]
HSS dia.17 [mm]	600	50	-----	-----
HSS dia.18[mm]	600	50	-----	-----
m.d.dia.35x6	600	40	50	98
m.d.dia.35x5	600	40	60	93,1

Na Fig. 36, a calha na frente da fresa de cinco cortes, o formato plano não dá resistência suficiente e flexiona durante o teste.



Figura 36 - Calha de aço SAE 6150 e fresa de Metal Duro

2º teste:

Tabela 3 - Resultados do 2º teste variando o avanço

Fresa	Rotação [rpm]	Profundidade [mm]	Avanço [s/U]	Força [N]
HSS dia.17 [mm]	600	50	-----	-----
HSS dia.18 [mm]	600	50	-----	-----
m.d.dia.35x6	600	40	35	44,1
m.d.dia.35x5	600	40	35	39,2

Mesmo com um avanço menor, a força de corte não varia.

Fresa	Rotação [rpm]	Profundidade [mm]	Avanço [s/U]	Força [N]
HSS dia.17 [mm]	600	50	-----	-----
HSS dia.18 [mm]	600	50	-----	-----
m.d.dia.35x6	600	40	30	44,1
m.d.dia.35x5	600	40	30	39,2



Figura 37 - Calha condutora

Retira-se a calha condutora, Fig. 37 e repete-se o teste para verificar o desempenho da ferramenta na abertura da sangria, com profundidade de um terço da lamina, 40/3 [mm], a fresa ajuda no avanço da máquina em pequena profundidade (aproximadamente 3 [cm] de profundidade), o corte exerce uma força de tração no carro ao cortar a terra e puxa todo o sistema em torno da placa base. Na Fig.38 apresenta-se o 2º teste sem a calha com profundidade de 40 [mm]. A carga registrada é de 58,8 [N]. Como a carga livre é de 24,5 [N] a carga líquida de corte é de 34,3 [N]

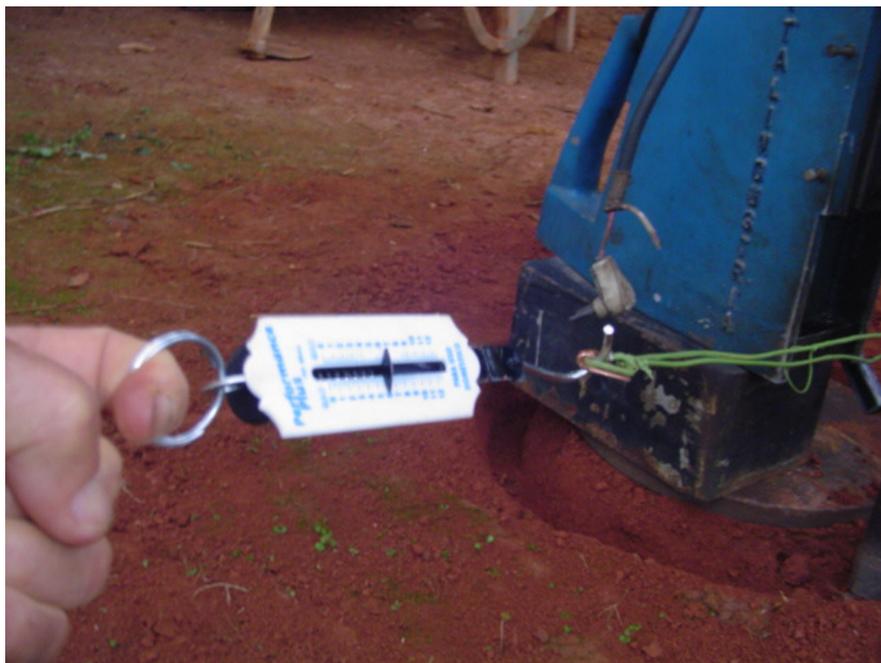


Figura 38 - Aplicação da carga

O disco de apoio gira livremente porque fica apoiada na base embuchada, a base é enterrada e a terra é firmemente compactada para manter a furadeira estável durante a abertura da sangria, a Fig. 39 ilustra a sangria aberta e a placa que sustenta a furadeira para a abertura da sangria.



Figura 39 - Apoio da furadeira

Tabela 4 – Resultados do 2º teste sem a calha

Fresa	Rotação [rpm]	Profundidade [mm]	Avanço [s/U]	Força [N]
HSS dia.17 [mm]	600	50	-----	-----
HSS dia.18 [mm]	600	50	-----	-----
m.d.dia.35x6	600	40	30	34,3
m.d.dia.35x5	600	40	30	29,4

Na Fig. 40, o canal aberto neste ensaio com profundidade de 10 [cm], diâmetro médio de 35 [cm], a largura ficou um pouco maior que 3,5 [cm] devido a quebra das bordas.



Figura 40 - Sangria aberta

Deixaram-se os testes com as ferramentas de aço rápido por serem de diâmetro muito menor que o final e pouco representativos, os resultados não seriam confiáveis, por este motivo dedicou-se toda atenção ao diâmetro de 35 [mm].

Os resultados médios nestes testes realizados foram:

Para: $d = 35$ [mm]; $n = 600$ [rpm] aplica-se a Eq. (34):

$$V_c = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1\,000} \quad (34)$$

$$V_c = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1\,000} = \frac{\pi \cdot 35 \cdot 600}{1\,000} = 65,97 \text{ [m/min]} = 1,10 \text{ [m/s]}$$

Para: $t = 30$ [s];

$dm = 417,5$ [mm].

$$A_v = \frac{l_{\text{per}} \cdot 60}{t} \text{ [mm/min]} \quad (35)$$

$$A_v = \frac{l_{\text{per}} \cdot 60}{t} = \frac{\pi \cdot dm \cdot 60}{t} = \frac{\pi \cdot 417,5 \cdot 60}{30} = 2\,623,23 \text{ [mm/min]} = 43,72 \cdot 10^{-3} \text{ [m/s]}$$

$$A_v/d = \frac{A_v}{n \cdot n^\circ d} = \frac{2\,623,23}{600 \cdot 5} = 0,87 \text{ [mm/d]}$$

Para: $t_c = 34,3$ [N]

$$M_t = f_t \cdot r = \frac{34,3 \cdot 417,5}{2} = 7\,160,13 \text{ [N.mm]}$$

$$P_c = \frac{7\,160,13 \cdot 600}{71620 \cdot 9,8 \cdot 10} = 0,612 \text{ [CV]} = 450,19 \text{ [W]}$$

Analogamente para uma fresa de diâmetro 60 [mm], dois cortes, rotação de 1369,55 [rpm], aplica-se a equação (34) para calcular a velocidade de corte, teremos:

$$V_c = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000} = \frac{\pi \cdot 60 \cdot 1\,369,55}{1000} = 258,15 \text{ [m/min]} = 4,30 \text{ [m/s]}$$

Analogamente aplicando a Eq. (35), o avanço será:

$$A_v = \frac{l_{\text{per}} \cdot 60}{t} = \frac{\pi \cdot dm \cdot 60}{t} = \frac{\pi \cdot 430 \cdot 60}{60} = 1350,88 \text{ [mm/min]}$$

$$n_r = \frac{Av}{\pi \cdot dm} \quad (36)$$

$$n_t = \frac{1\,350,88}{\pi \cdot 430} = 1[\text{rpm}]$$

$$Av/d = \frac{Av}{n \cdot n^\circ d} \quad (37)$$

$$Av/d = \frac{Av}{n \cdot n^\circ d} = \frac{1350,88}{1369,55 \cdot 2} = 0,49[\text{mm/d}]$$

t_c : a força de corte cai com o aumento da rotação, aumenta com o diâmetro e cai com a redução do número de dentes:

$$F = t_c \cdot \frac{D}{d} \cdot \frac{n_{60}}{n_{36}} \cdot \frac{nd_{60}}{nd_{36}} \quad (38)$$

$$t_c = 34,3 [\text{N}];$$

$$D = 60 [\text{mm}]; d = 36 [\text{mm}];$$

$$nd_{60} = 2 [\text{dente}];$$

$$nd_{36} = 6 [\text{dente}].$$

$$F = t_c \cdot \frac{D}{d} \cdot \frac{n_{60}}{n_{36}} \cdot \frac{nd_{60}}{nd_{36}} = 34,3 \cdot \frac{60}{36} \cdot \frac{600}{1\,369,55} \cdot \frac{2}{6} = 8,35[\text{N}]$$

$$Mt = 8,35 \cdot 230 = 1920,10 [\text{N.mm}]$$

Aplica-se a Eq. (16):

$$\text{Potência consumida} = P_{\text{util}} = \frac{1\,920,10 \cdot 1\,369,55}{71620,9,8 \cdot 10} = 0,3747[\text{CV}] = 275,56 [\text{W}]$$

$$\text{Potência disponível} = P_{\text{fuso}} = 982,67 \text{ [W]}$$

Portanto o motor tem potência suficiente.

CAPÍTULO 6 - COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES

6.1 Comentários

Na coleta de dados observa-se que a colheita de pequena árvore ornamental é feita seletivamente, ou seja, a planta pode estar no meio da plantação, como o passo de um tronco a outro é de 1,60 [m], a movimentação da máquina entre as árvores é possível. A máquina tem que ser pequena, leve e de fácil locomoção. As idéias surgem à medida que os estudos são desenvolvidos, sugestões do produtor, nas orientações, etc.

Estuda-se o uso de uma coroa com cremalheira para usar como base para a colocação do conjunto de corte e sobre ela guiar o cortador em curso circular para a abertura da sangria em um plano já nivelado, com esta solução não há a necessidade de um controlador de nível, o custo é reduzido e a máquina torna-se leve e muito mais firme, o conjunto é firmemente fixado no solo através de punções. O nivelamento é feito com colunas tubulares de aço inoxidável, torna-se leve e resistente para suportar os esforços de corte e resistente à corrosão devido às águas de chuva, umidade e aos agentes químicos contidos no solo devido aos adubos utilizados no plantio. Não há a necessidade de cilindros proporcionais, controladoras de eixos, sensores, dispositivos para emitir sinais para as controladoras, rodas. Torna-se necessário apenas uma pequena bomba hidráulica e três pequenos cilindros para o controle de profundidade e avanço da ferramenta de corte. O controle de nível é feito com elementos simples de nivelamento colocados em pontos estratégicos nos eixos X e Y, depois de nivelados, os eixos são fixados por pinças apertadas por uma porca, um processo rápido e eficiente, não está descartada para o produtor, é uma solução com custos reduzidos e

eficientes, é descartada para o nível de tema de mestrado devido à simplicidade e não suficientemente automatizada.

As idéias surgem com o desenvolvimento dos testes e as orientações, nas primeiras orientações o projeto é delineado, na etapa final durante os testes para levantamento de dados de corte passa-se ao dimensionamento e projeto em 2 D e a etapa seguinte é o projeto em 3 D.

6.2 Conclusões

Faz-se então o uso de um sistema automatizado com cilindros proporcionais para maior controle do sistema (D1FH), módulos eletrônicos controladores de eixos (EMC), placas eletrônicas (EZ 155), dispositivos para emitir sinais pelos sensores (giroscópio). Esta solução está limitada ao curso de 255 [mm] dos cilindros, acima deste curso o sistema não tem condições de controlar o nível, neste trabalho a inclinação máxima do terreno está limitado a 17° , esta inclinação foi definida em função da topografia dos sítios onde foram realizadas as pesquisas e levantamento de dados. O resultado é a idealização de um robô movido por um pequeno motor a gasolina, controlado por um sistema hidráulico e sensores eletrônicos. A máquina não substitui totalmente o homem, vai poupá-lo da tarefa mais desgastante e faz o mesmo serviço em um tempo três vezes menor, sua tarefa torna-se mais nobre exigindo alguma especialização, tem condições de ser mais bem remunerado e o trabalho não tem o caráter de insalubridade diminuindo a vida ativa do trabalhador, o produtor também é beneficiado pela maior produtividade.

REFERÊNCIAS

- BULANON, D.M.; KATAOKA, T.; OTA, Y.; HIROMA, T., A Segmentation Algorithm for the Automatic Recognition of Fuji Apples at Harvest. Japan: Hokkaido University, 2002. Biosystems Engineering, 83 (4), 405-412 p.
- BARUAH, D.C.; PANESAR, B.S., Energy Requirement Model for a Combine Harvester, Part I: Development of Component Models; School of Energy Studies for Agriculture. PAU Ludhiana, India, 2005. Biosystems Engineering, 90 (1), 9-25 p.
- BALDWIN, C.JR.,; PETERSON, K.D.; CLARK III, A.; FERGUSON, R.B.; STRUB, M.R.; BOWER, D.R., The effects of spacing and thinning on stand and tree characteristics of 38-year-old loblolly pine. USA: USDA, Forest Service, 1999. Forest ecology and management 137 (2000) 91-102 p.
- CHO, S.I.; CHANG, S.J.; KIM, Y.Y.; AN, K.J., Development of a Three-degrees-of-freedom Robot for Harvesting Lettuce Using Machine Vision and Fuzzy Logic Control. South Korea: Seoul National University, 2002. Biosystems Engineering, 82 (2), 143-149 p.
- CAMARGO, J.R., Automação Pneumática e Hidráulica, Apostila. Brasil: UNITAU, 2004. 138 p.
- COOPER, A.; MCCANN, T., Machine Peat Cutting and Land Use Change on Blanket Bog in Northern Ireland. BT521SA. Northern Ireland: University of Ulster, 1994. Journal of Environmental Management (1995) 43, 153-170 p.
- FAIRES, V. M., Design of Machine Elements. Brasil: Edit. Ao Livro Técnico, 1966. 658 p.
- KOELLING, M.R.; HART, J.B.; LEEFERS, L., Christmas Tree Production in Michigan. Michigan State: University Extension, 1998. Ag Experiment Station Special Reports-SR619201.
- LEUSNER, W.A.; SELLERS, W.A, Ohio Christmas tree; Producer Manual, Bulletin 670. USA: Ohio State University Extension Bulletin, 1975. Ag Experiment Station Special Reports-SR619201.
- MANOR, G, Automatic Field Machine Technology, 1995. Great Britain Journal of Terramechanics. Vol. 32. Nº 2. 79-90 p.

PERLACK, R. D.; WALSH, M.E.; WRIGTH, L.L.; OLSTLIE, L. D., The Economic Potential of Whole-Tree Feedstock Production, 1995. USA: Minneapolis. Bioresource Technology 55 (1996) 223-229 p.

REXROUTH, Treinamento de hidráulica, 1987. Brasil: São Paulo. 3ª Edição, RP 00305/3.87. 132 p.

STIPKOVIC, M. F., Engrenagens, 1993. Brasil: São Paulo. 2ª edição-Editora PRINTON-SP, 163 p.

SCHILLING, J.; BURNER, D., Shearing Machines, 2003. USA: New Jersey. Engineering and Technology for Sustainable World, v 10, n 12, 9-10 p.

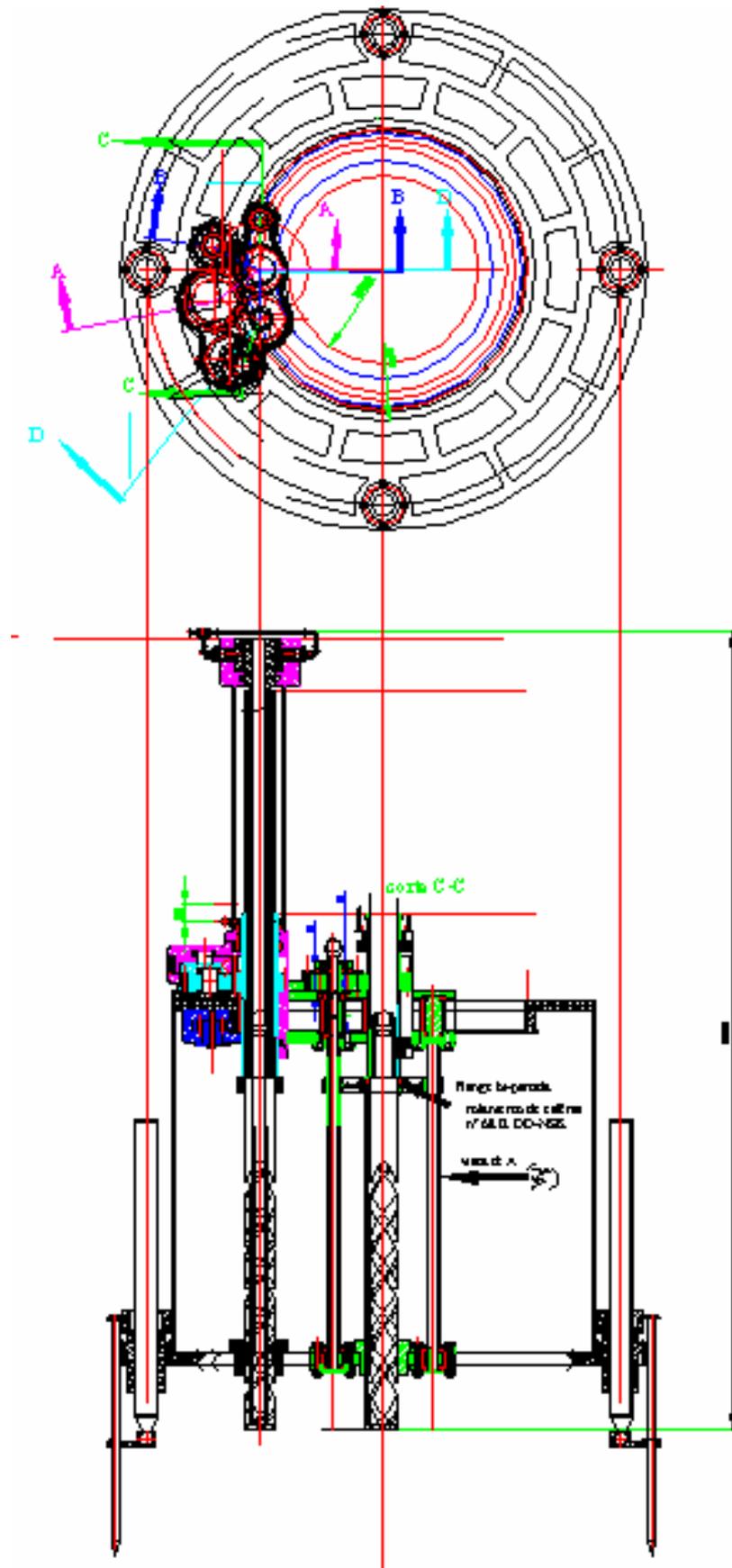


Figura - 2 A - Fuso-rosca e fuso-estriado com detalhes da coroa

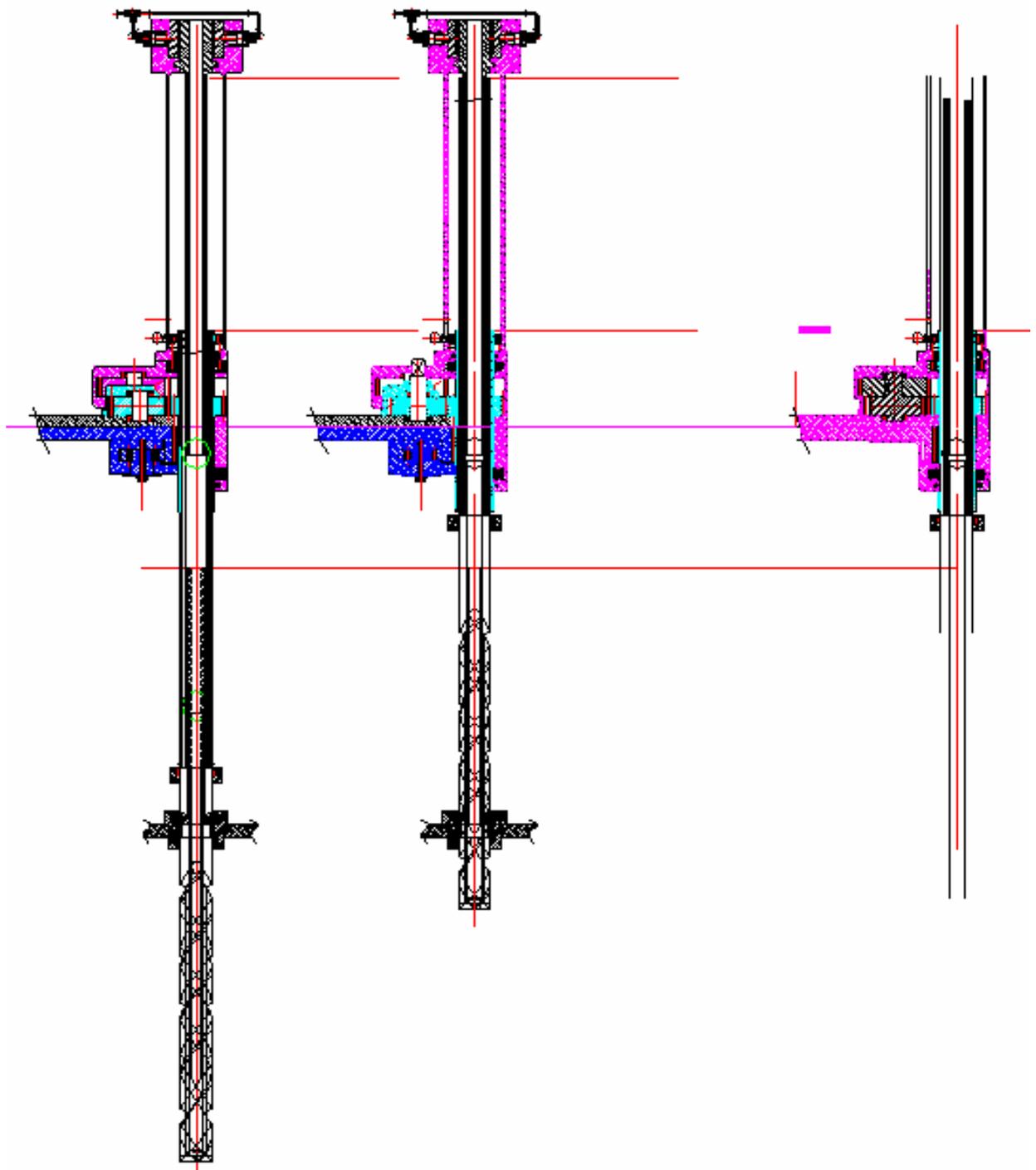


Figura - 2.1 A - Fuso-rosca e fuso-estriado com detalhes da coroa

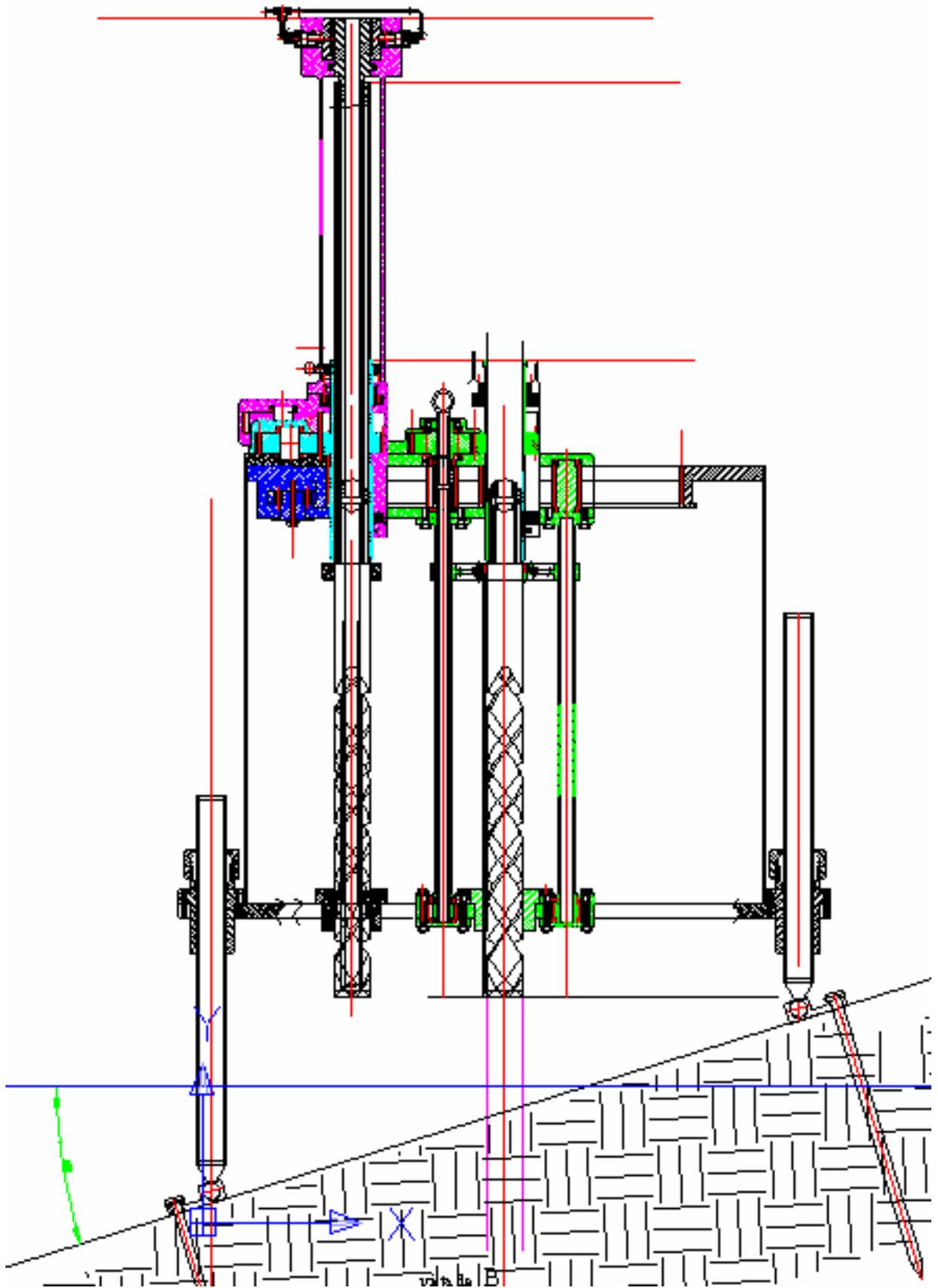


Figura - 2.2 A - Fuso-rosca e fuso-estriado com detalhes da coroa

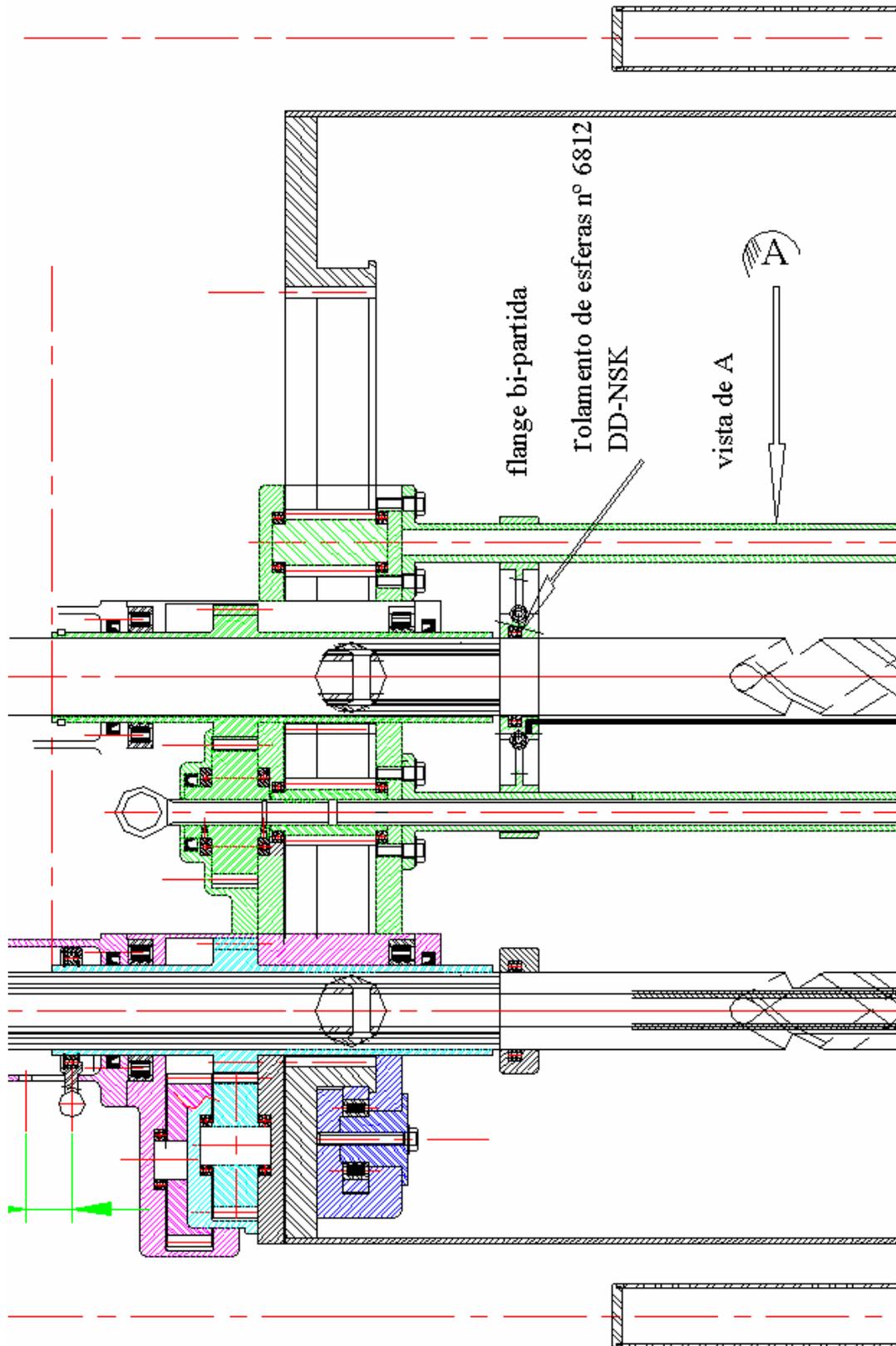


Figura – 3 A - Estrutura do conjunto de corte

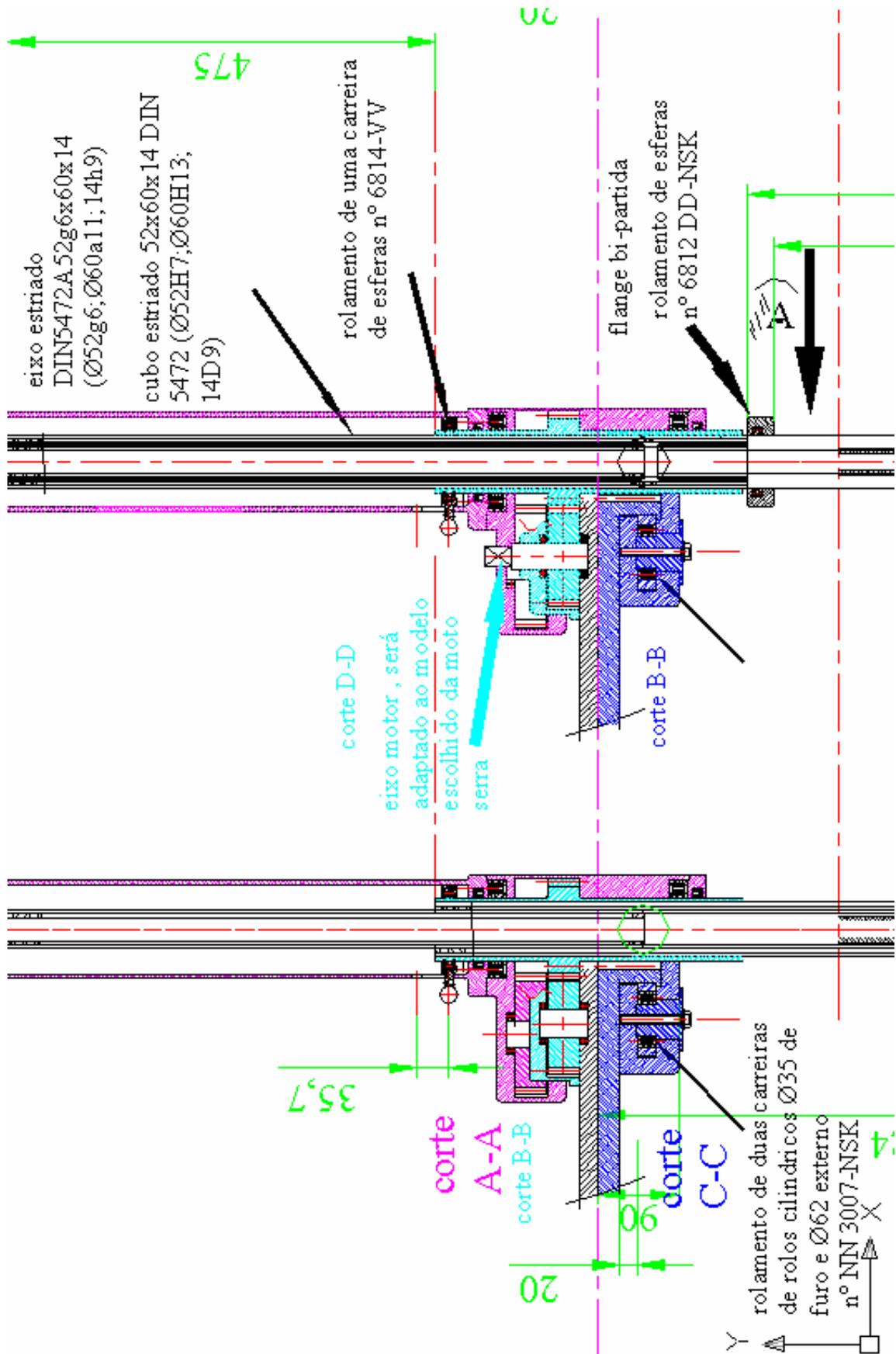


Figura - 4 A - Transmissão e os cortes parciais

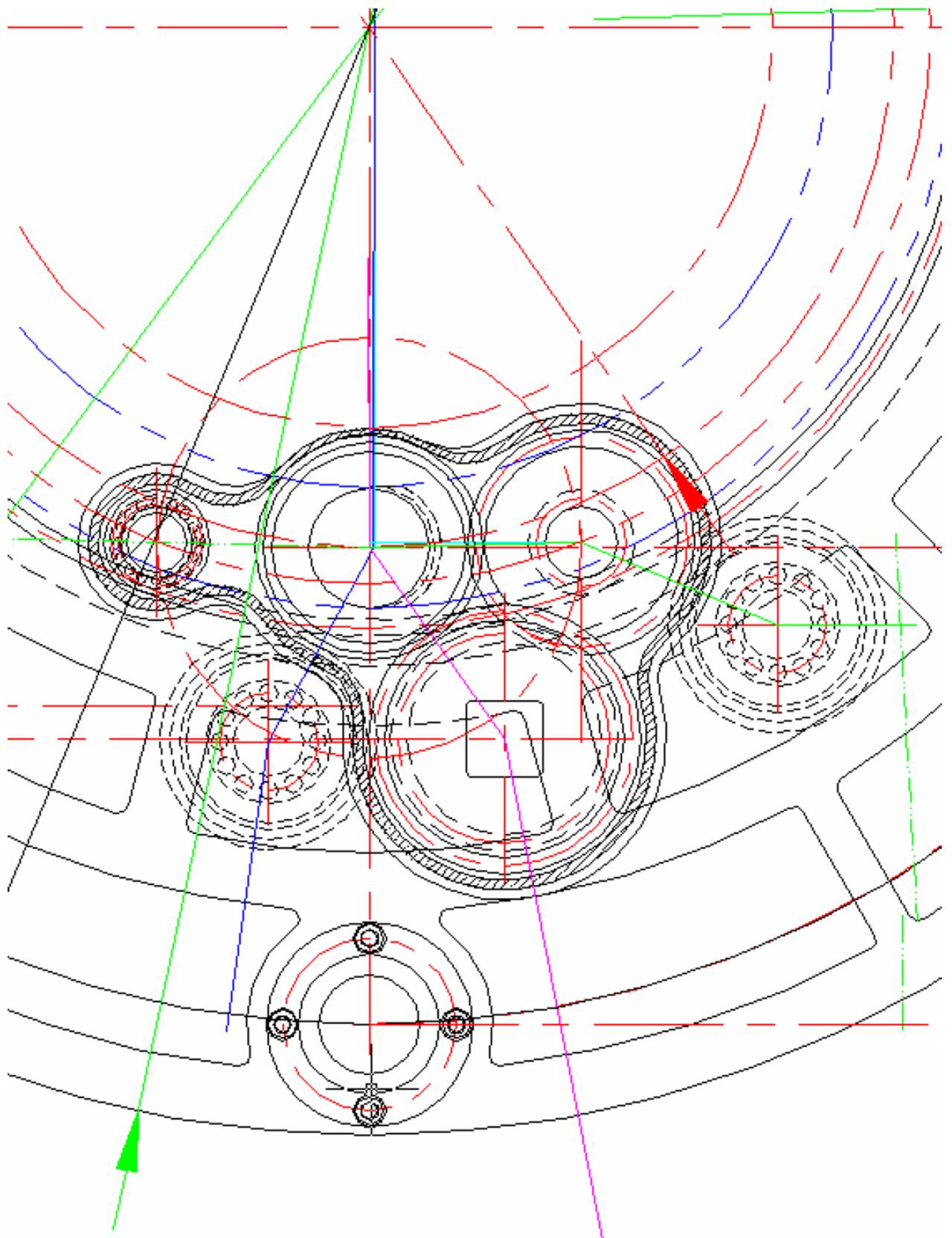


Figura – 5 A - Caixa de Transmissão em vista superior com localização dos centros

Fixação do fuso com luva

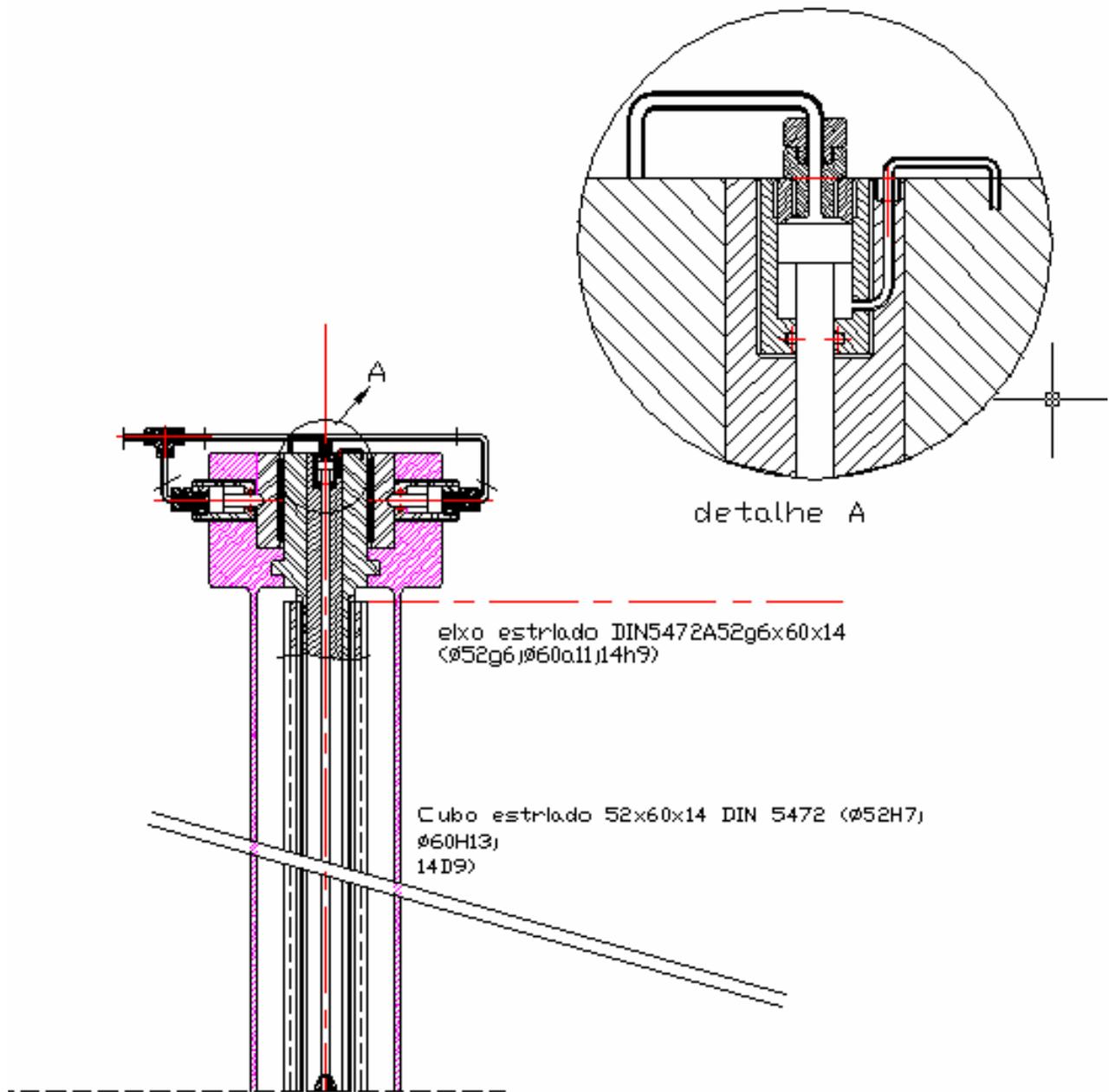


Figura – 7 A - Ajuste da profundidade da sangria

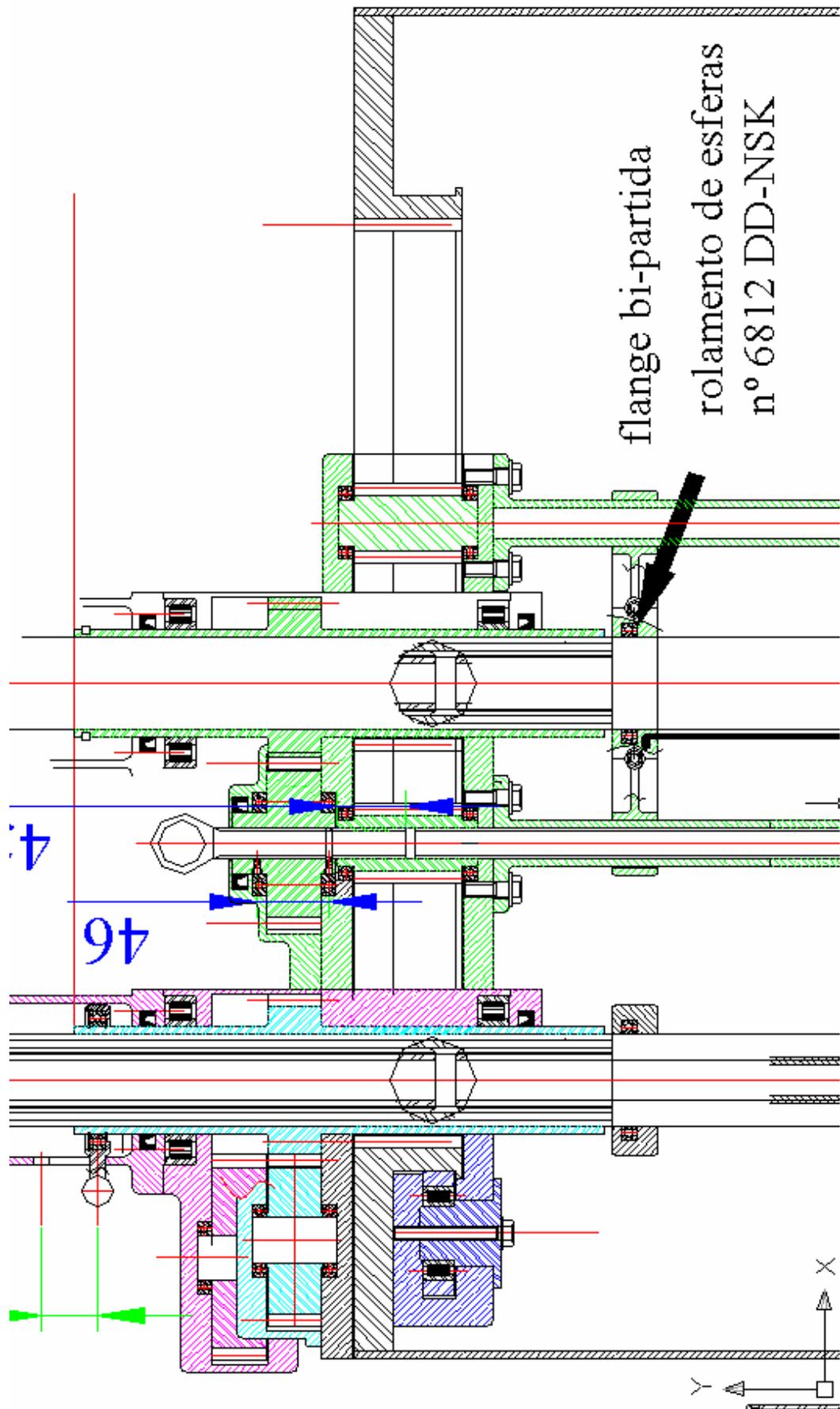


Figura – 8 A - Vista em corte da reversão da ferramenta

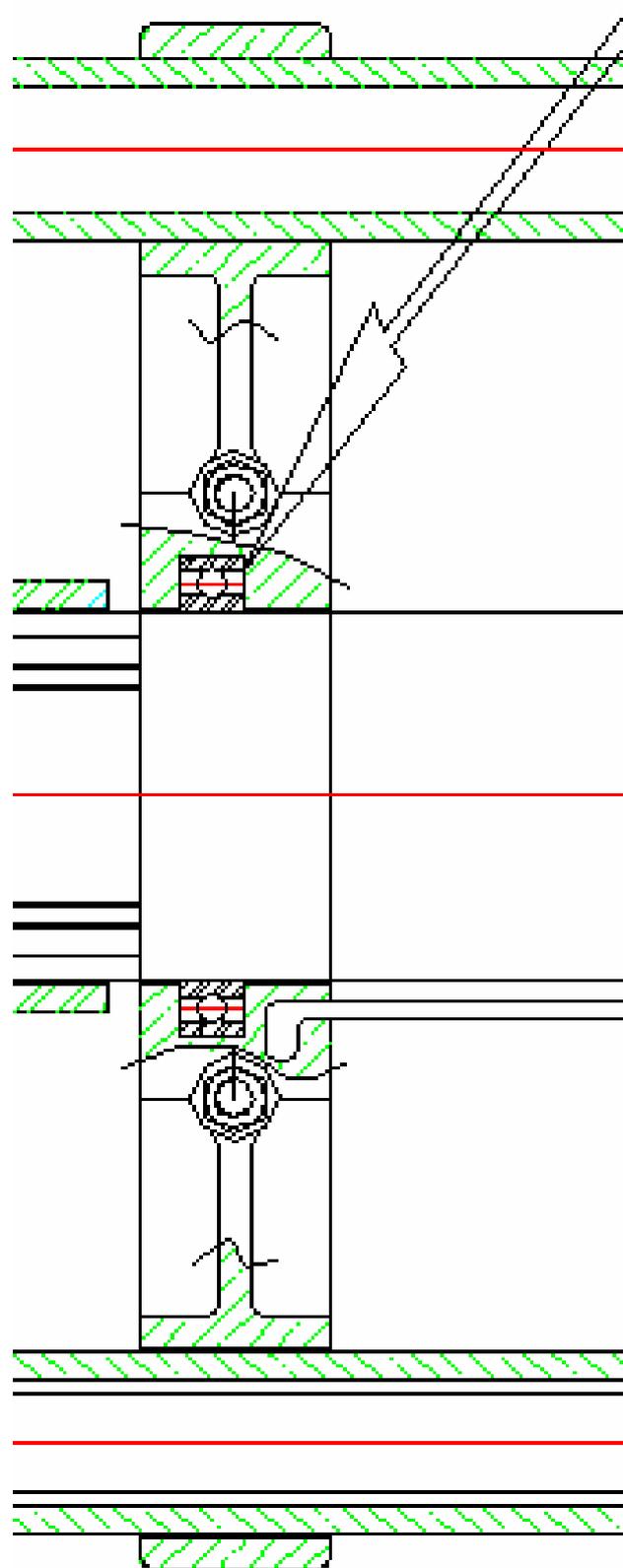


Figura – 9 A - Calha condutora com fixação guiada nas colunas

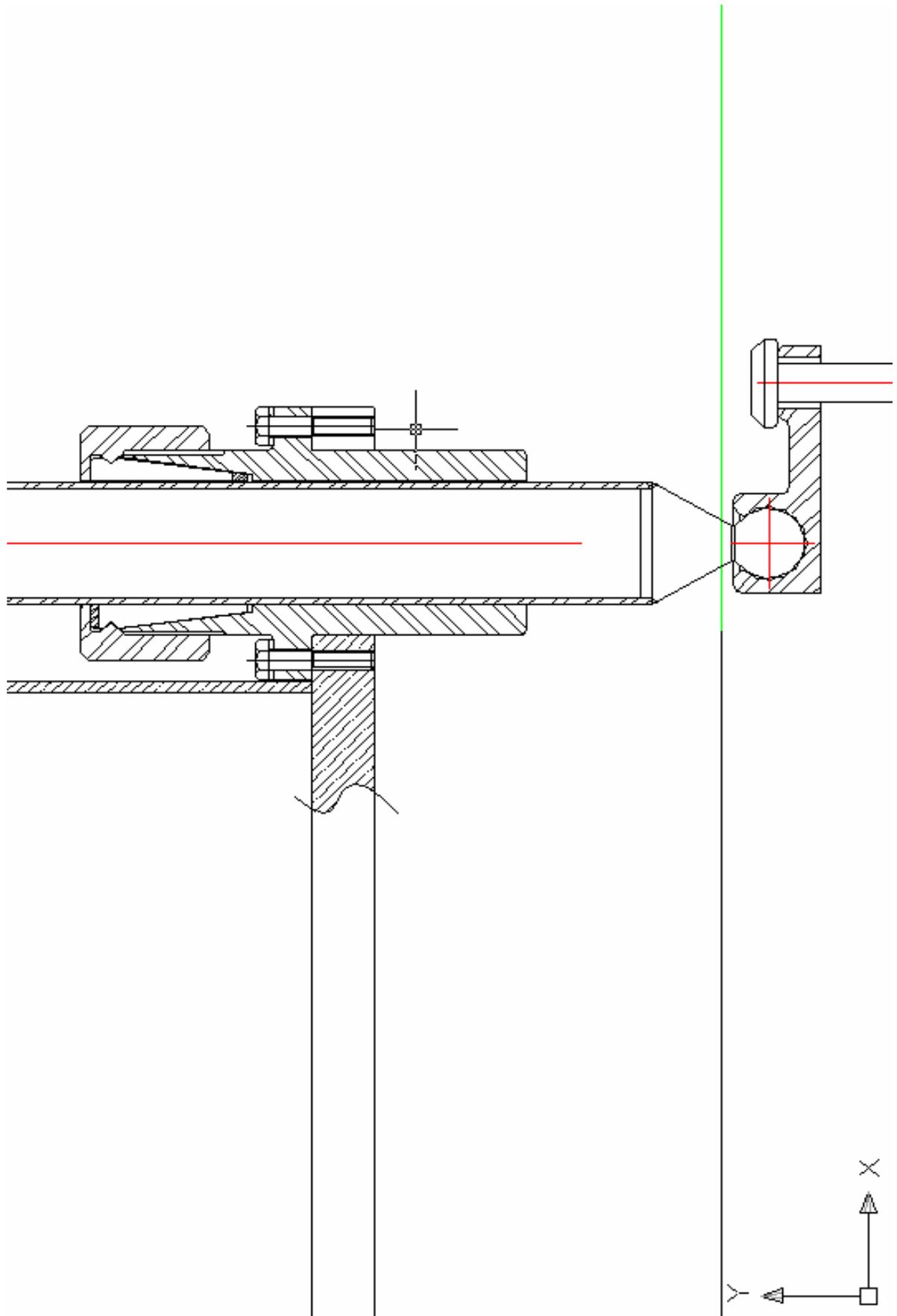


Figura - 10 A - Fixação das colunas por punções em base rotulada

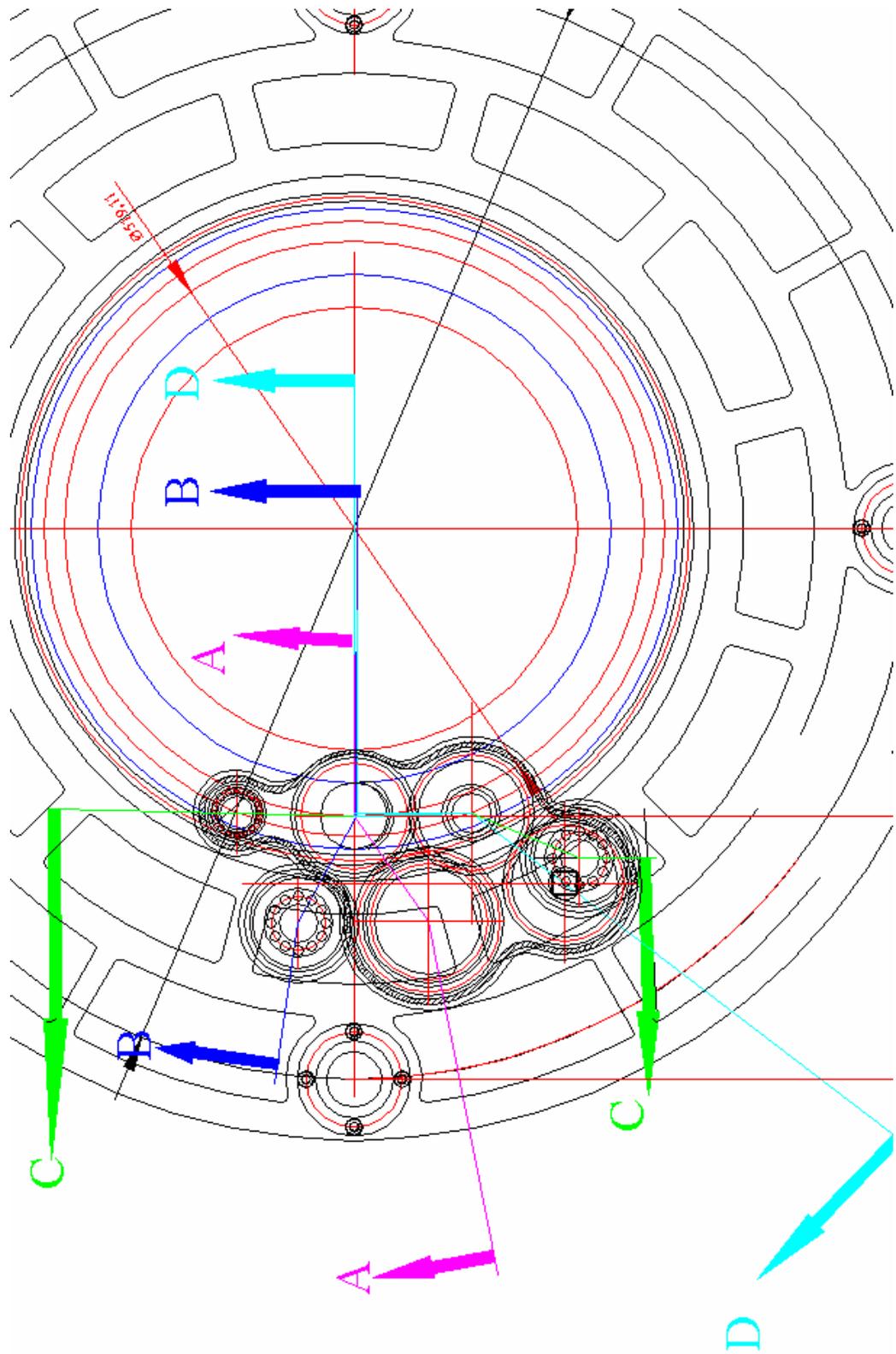


Figura - 11 A - Vista superior para visualizar linhas de corte

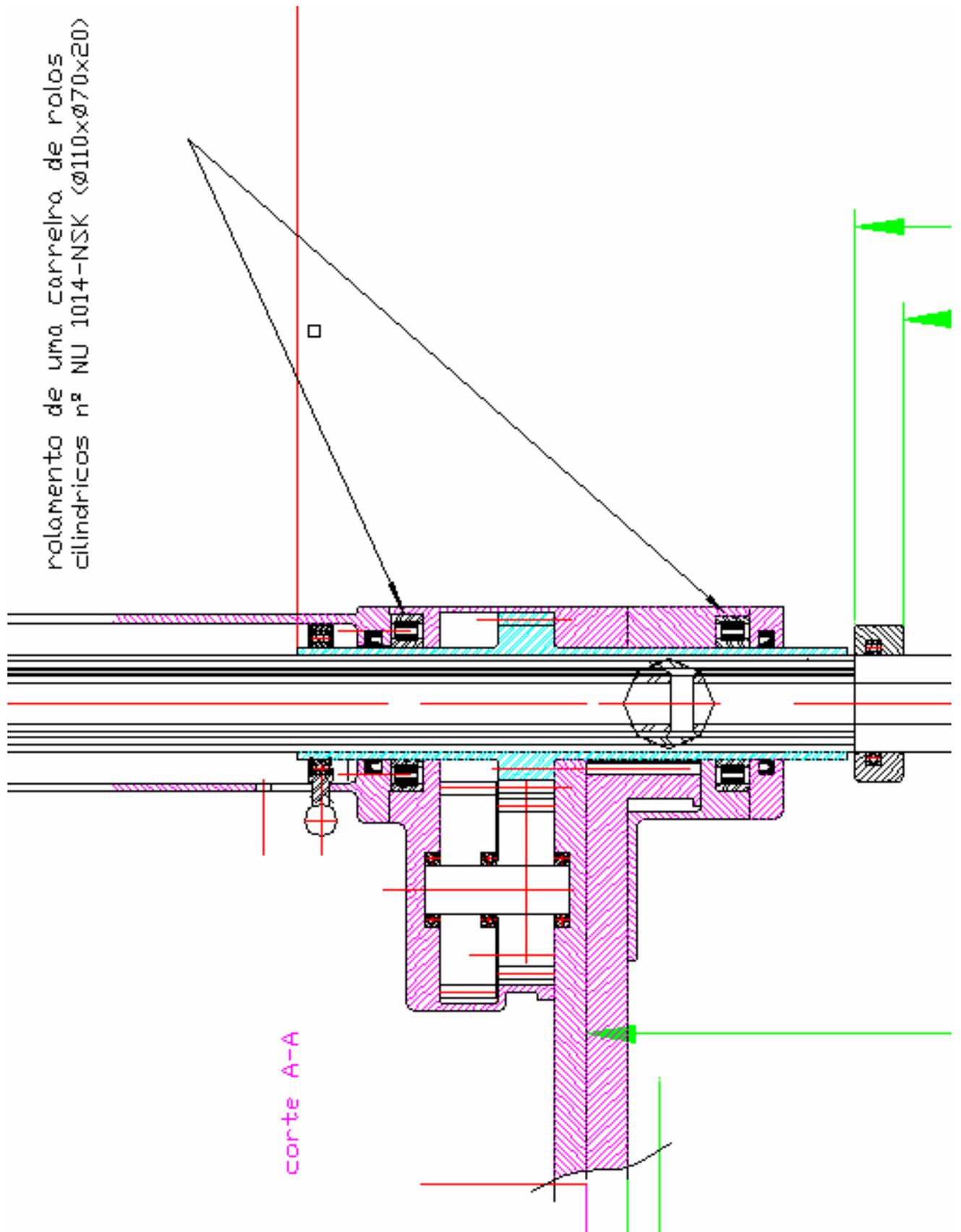


Figura – 12 A - Corte A-A com detalhes da reversão

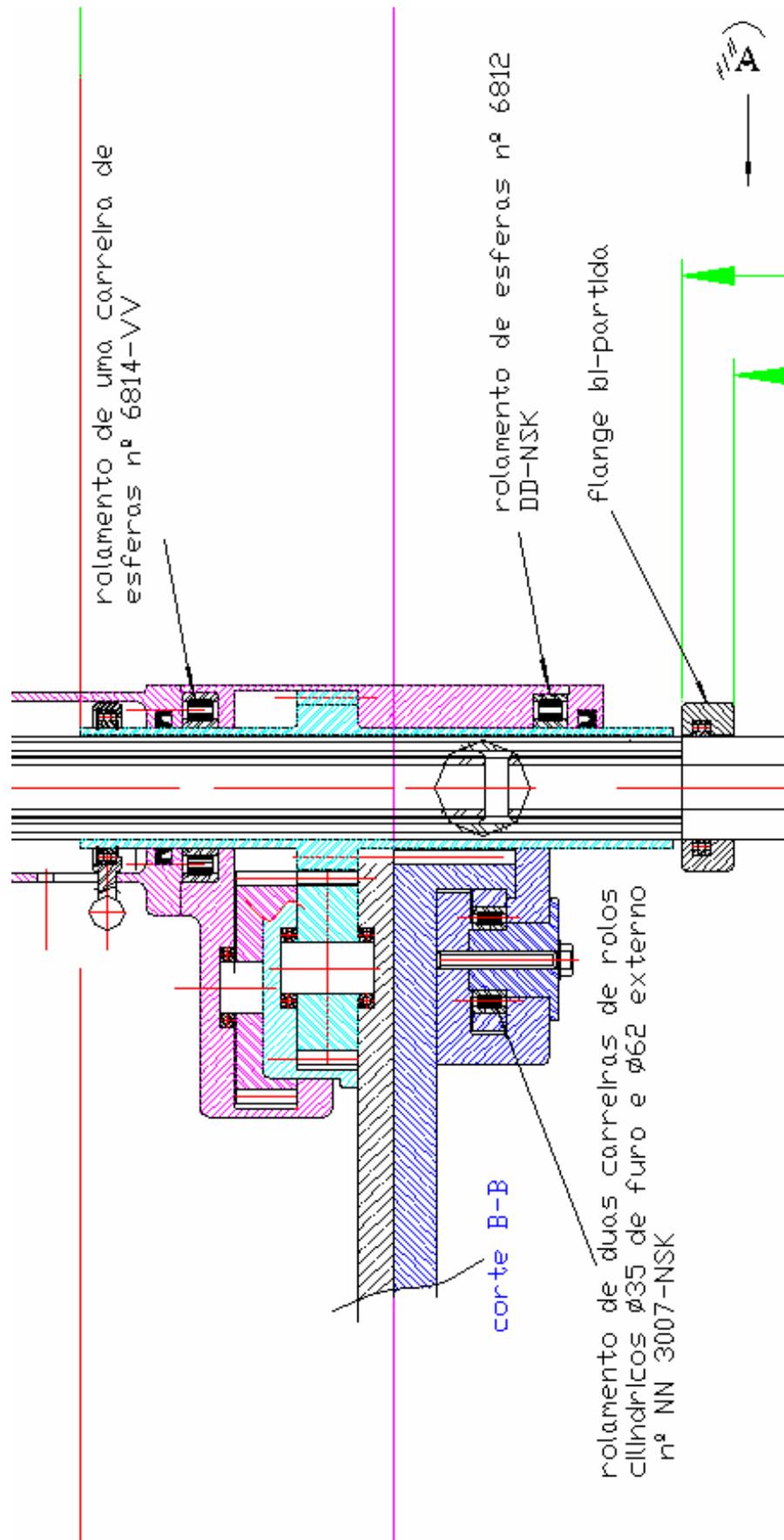


Figura - 13 A - Corte B-B com detalhes da fixação do conjunto de corte na cremalheira

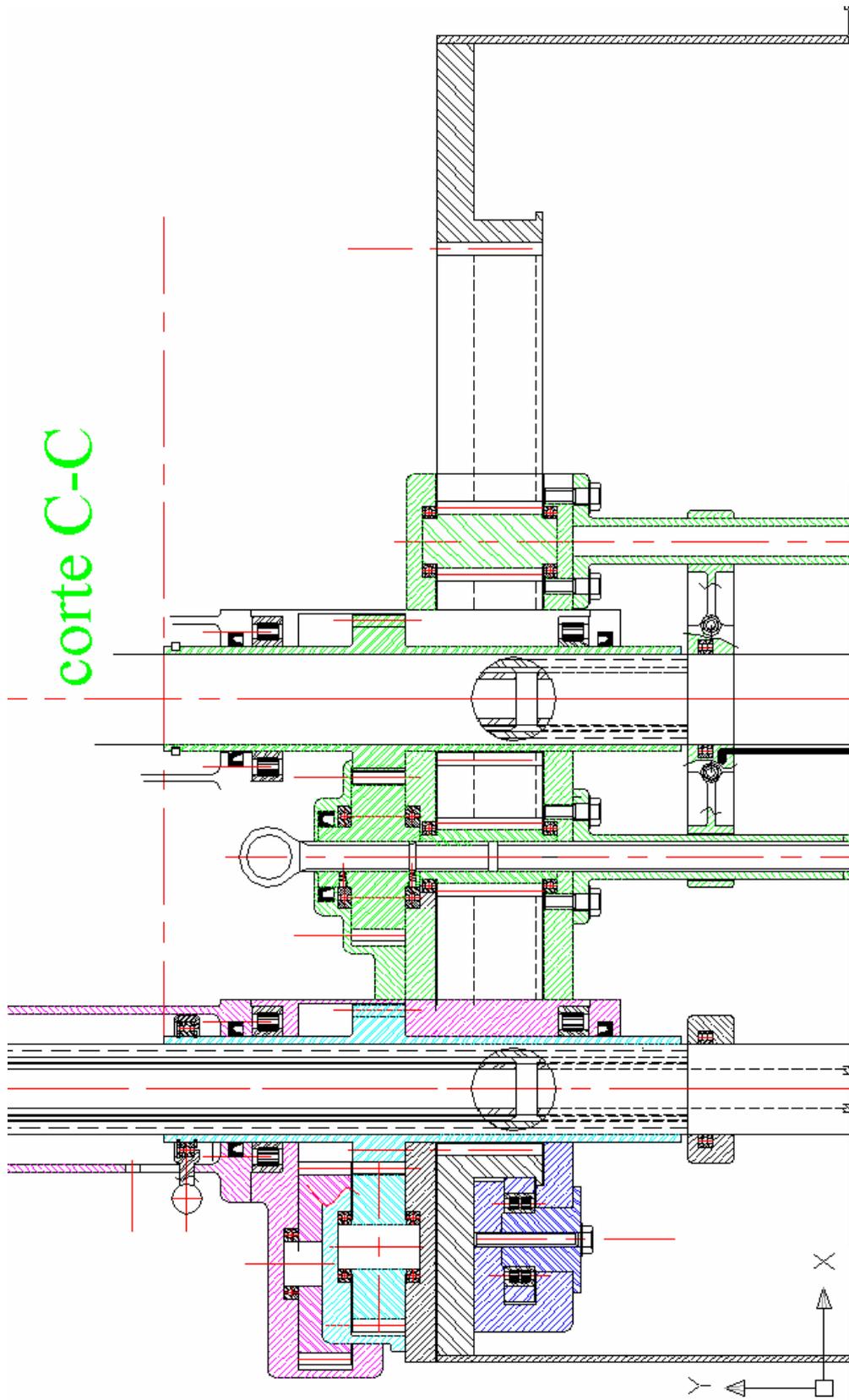


Figura - 14 A - Corte C-C com detalhes da reversão e fixação da calha

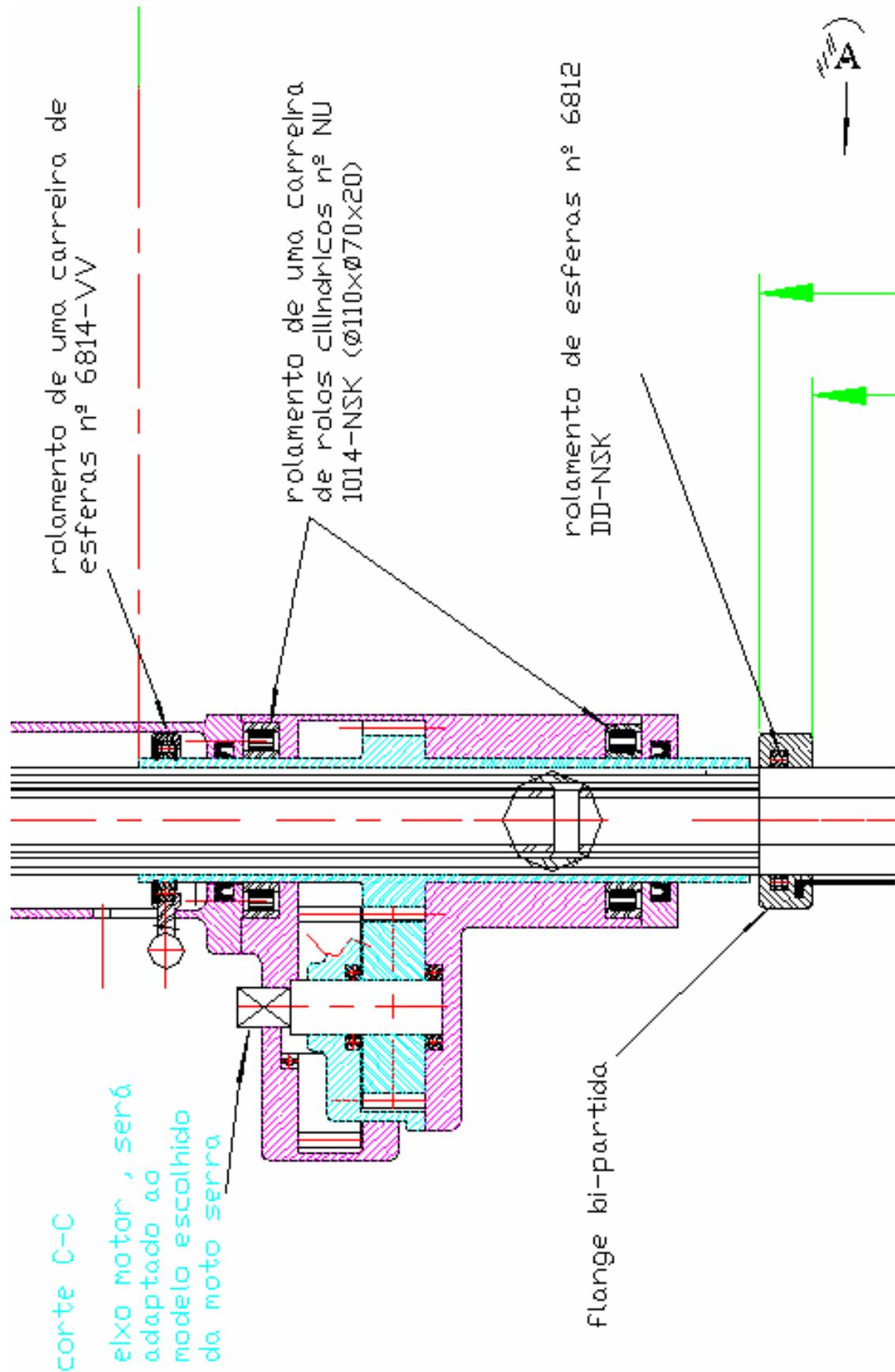


Figura – 15 A - Corte C-C com detalhes do eixo estriado e rolamentos

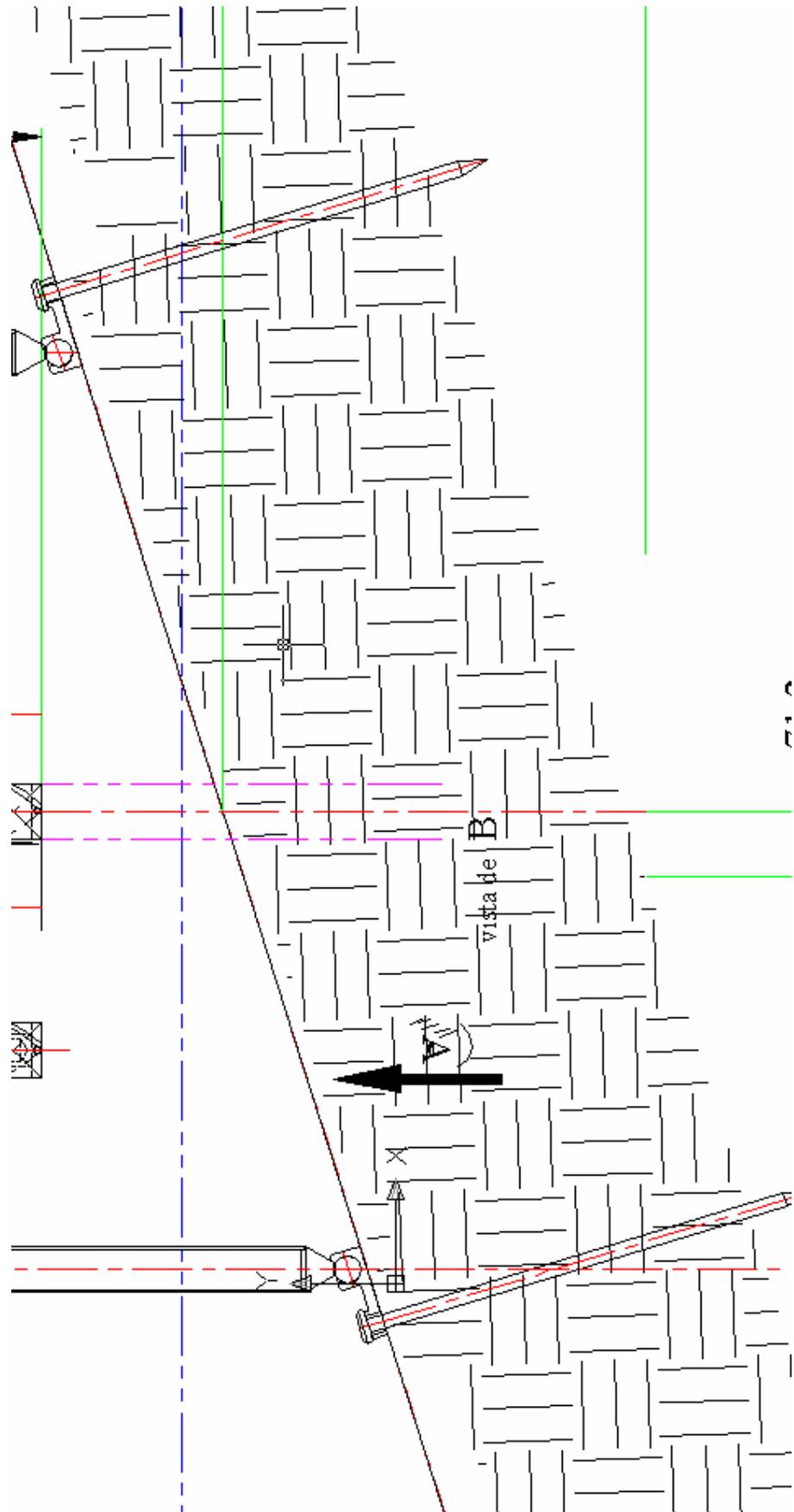


Figura – 16 A - Fixação no solo com detalhes da fixação

APÊNDICE B – Ilustrações do modelo com três rodas, uma sobre o torrão

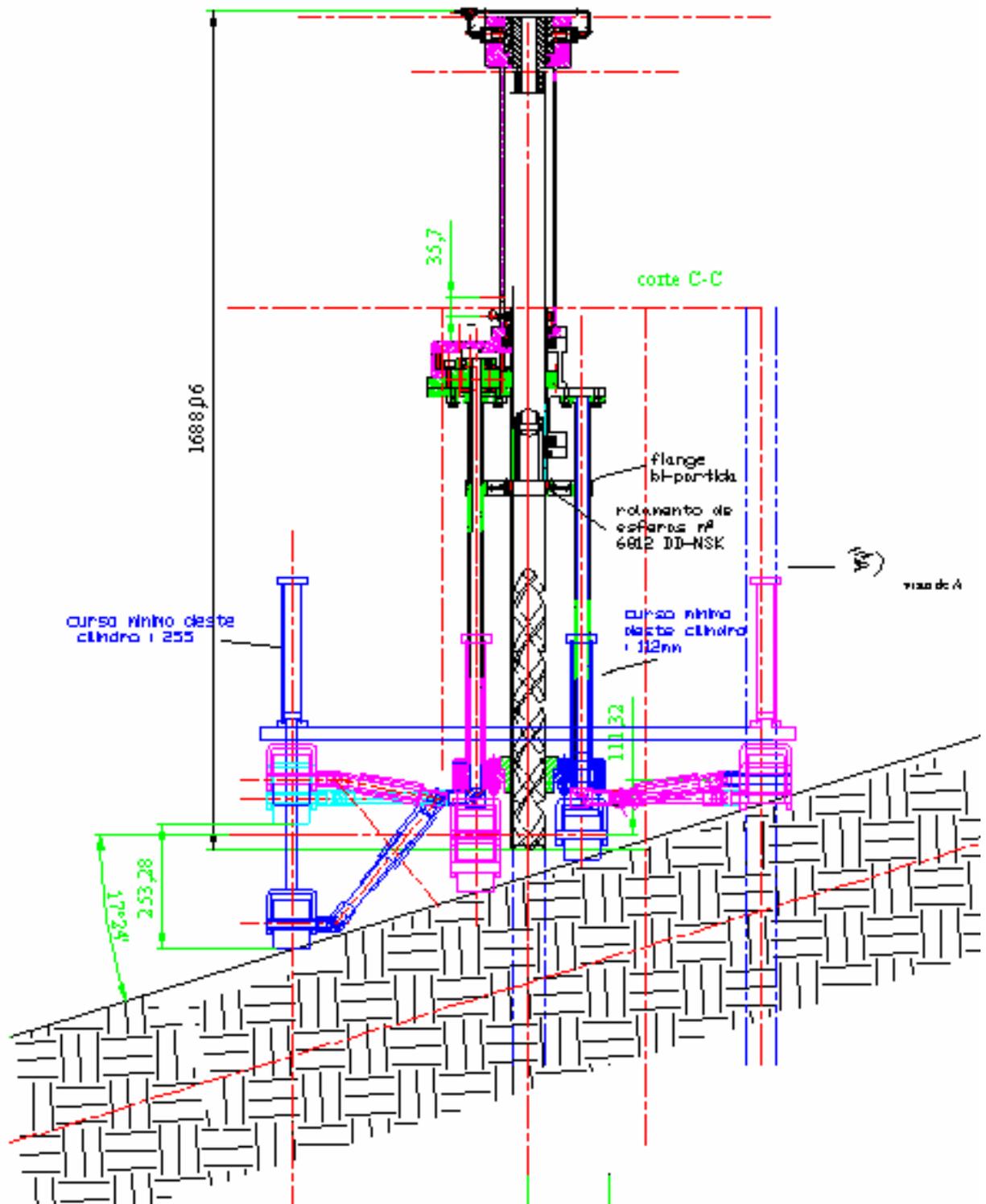


Figura - 1 B - Vista lateral para dimensionar curso das rodas

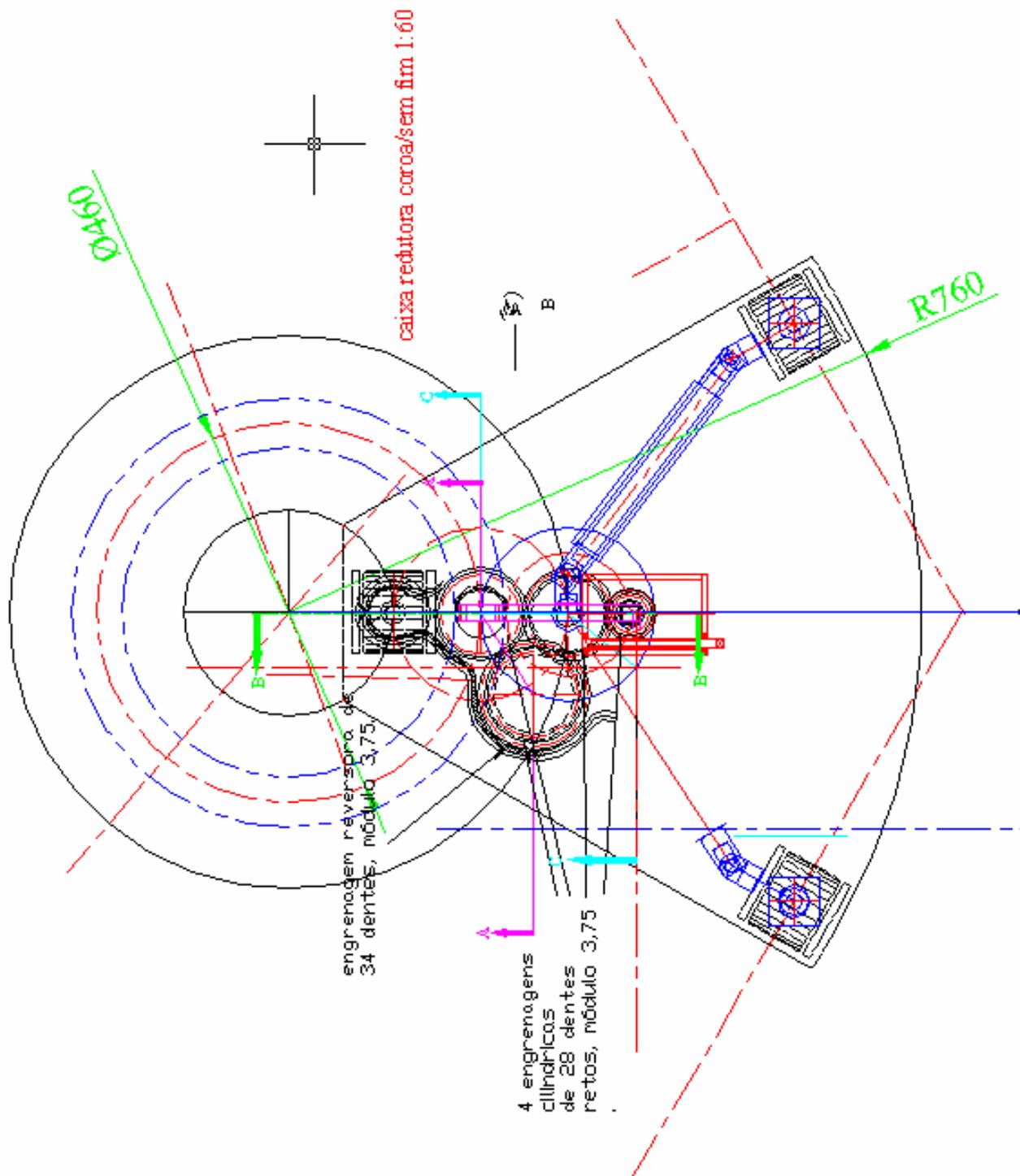


Figura - 2 B - Vista superior para visualizar posição das rodas e ferramenta

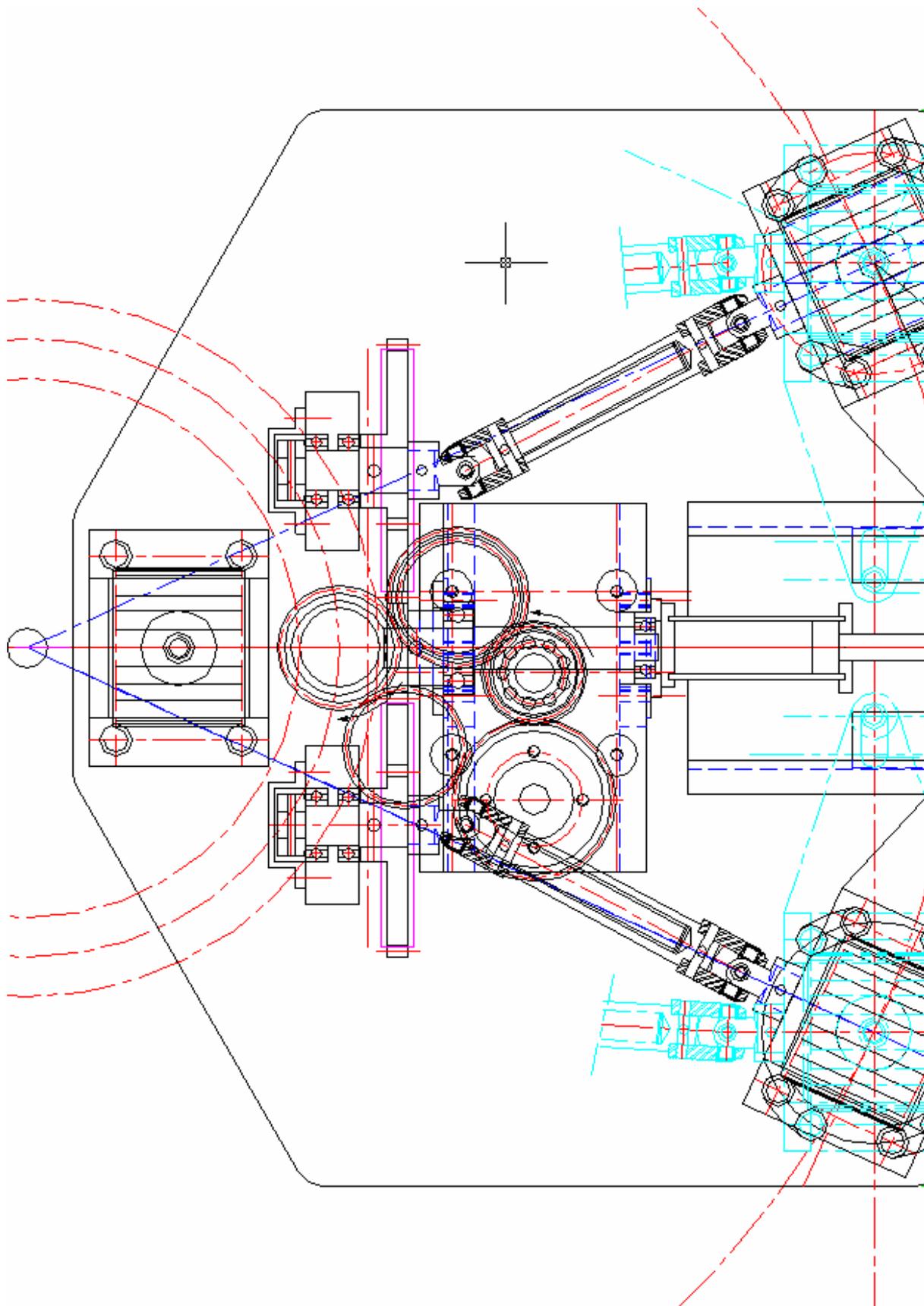


Figura - 3 B - Vista para visualizar a posição das rodas no torrão

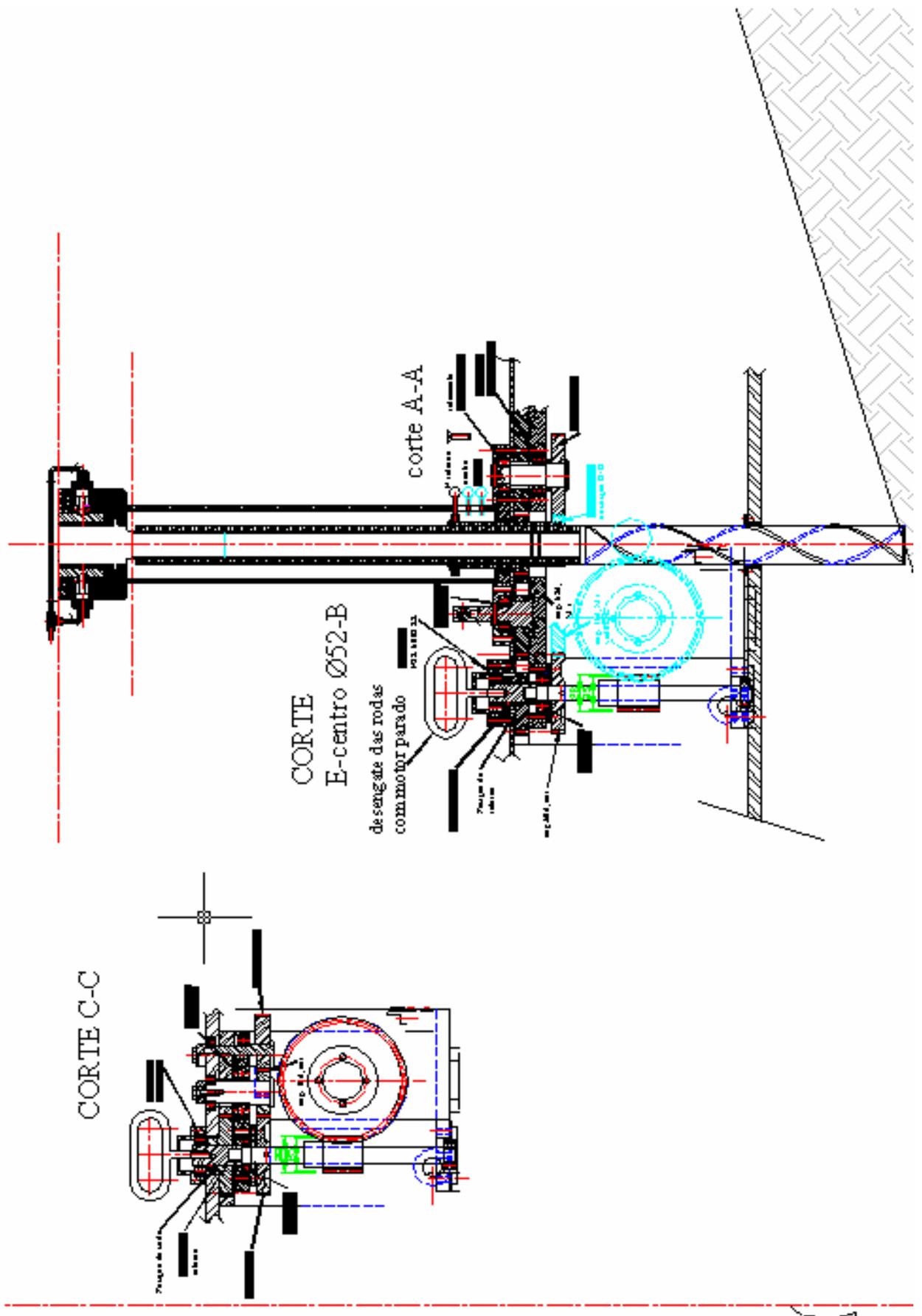


Figura – 4 B - Vista lateral, permite visualizar a inclinação máxima

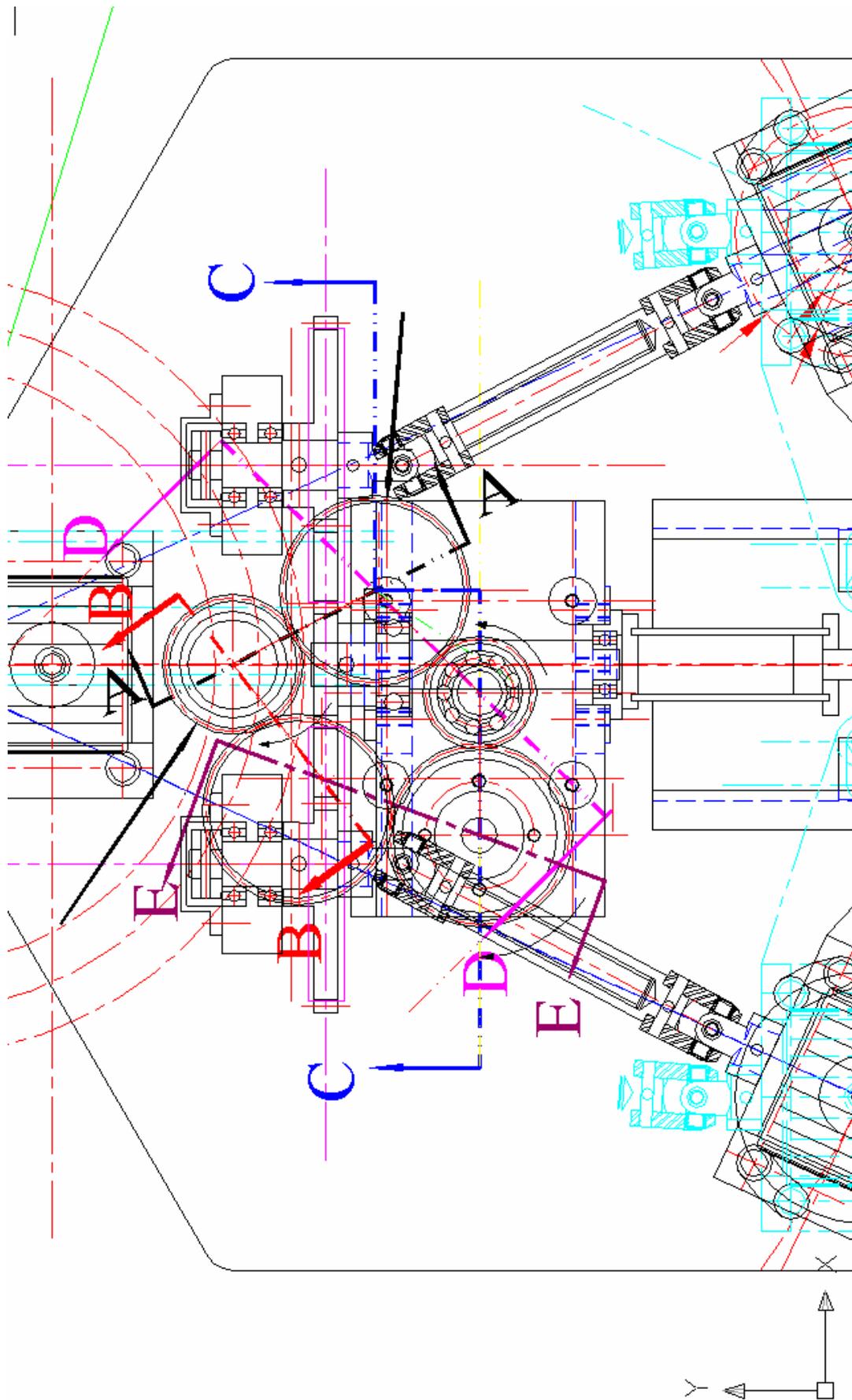


Figura - 5 B - Posição das linhas de corte em vista ampliada

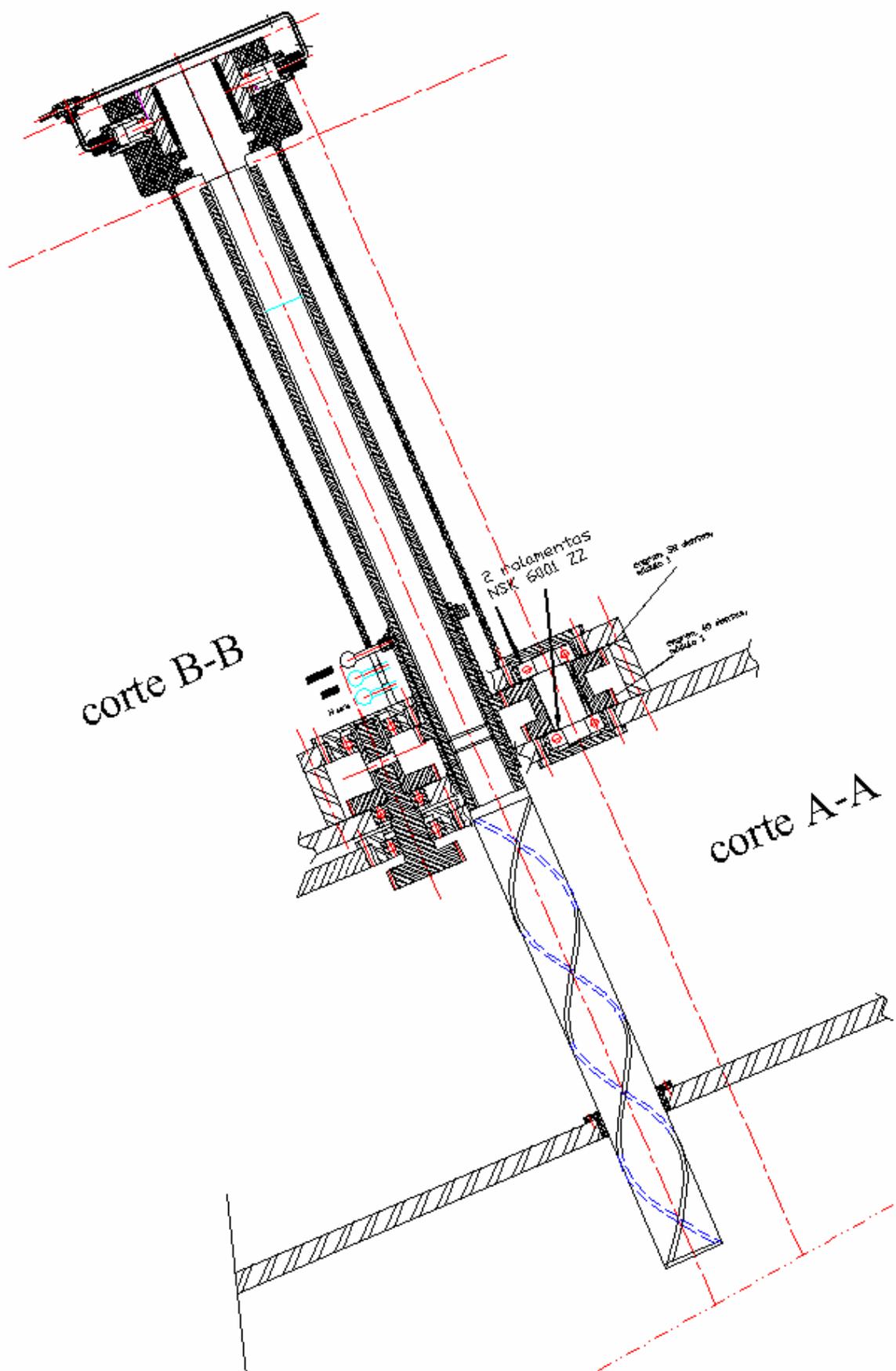


Figura - 7 B - Conjunto em duas vistas e uma auxiliar para posicionar eixos

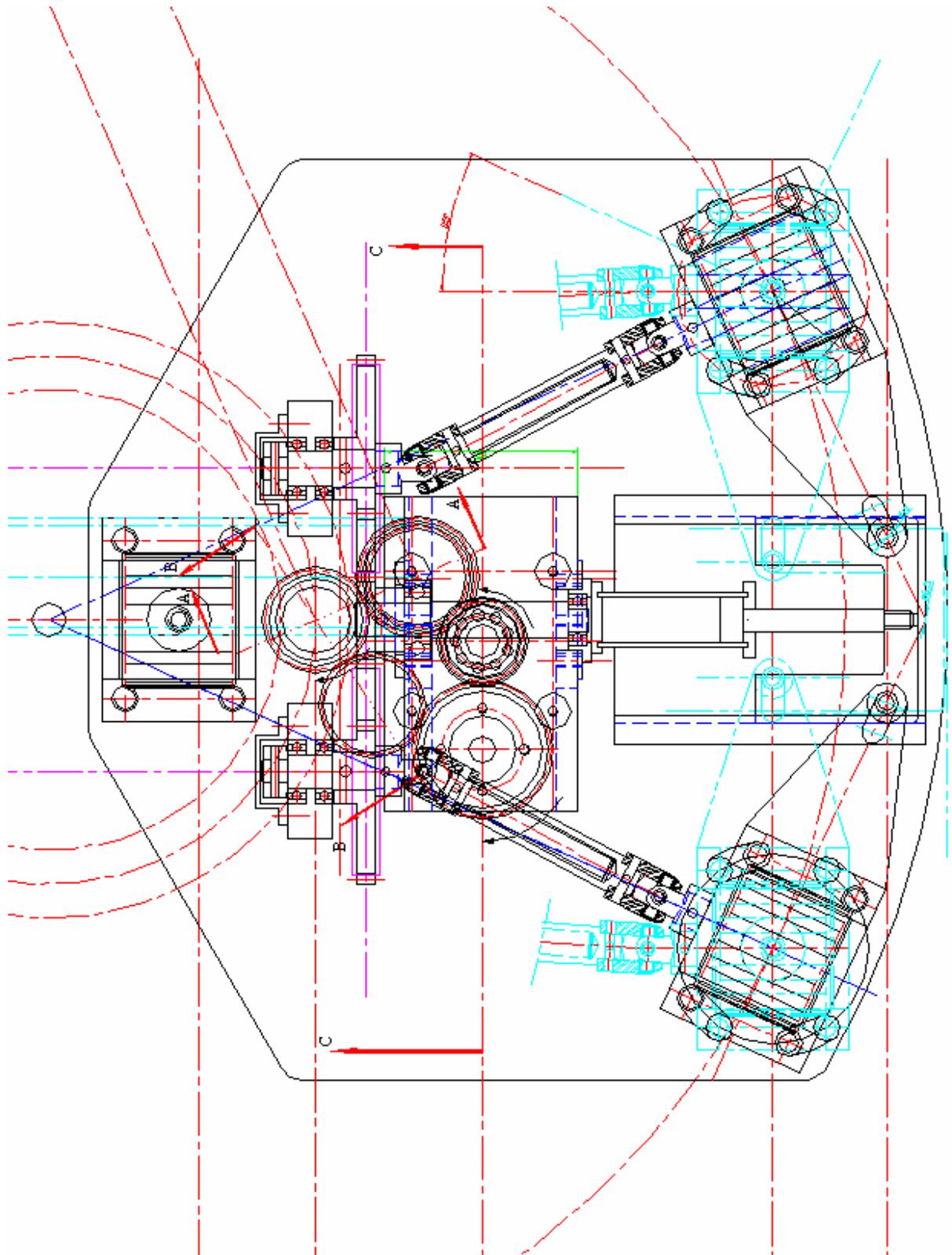


Figura - 7 B 1 - Conjunto em duas vistas e uma auxiliar para posicionar eixos

APÊNDICE C – Modelo com quatro rodas, fora do torrão

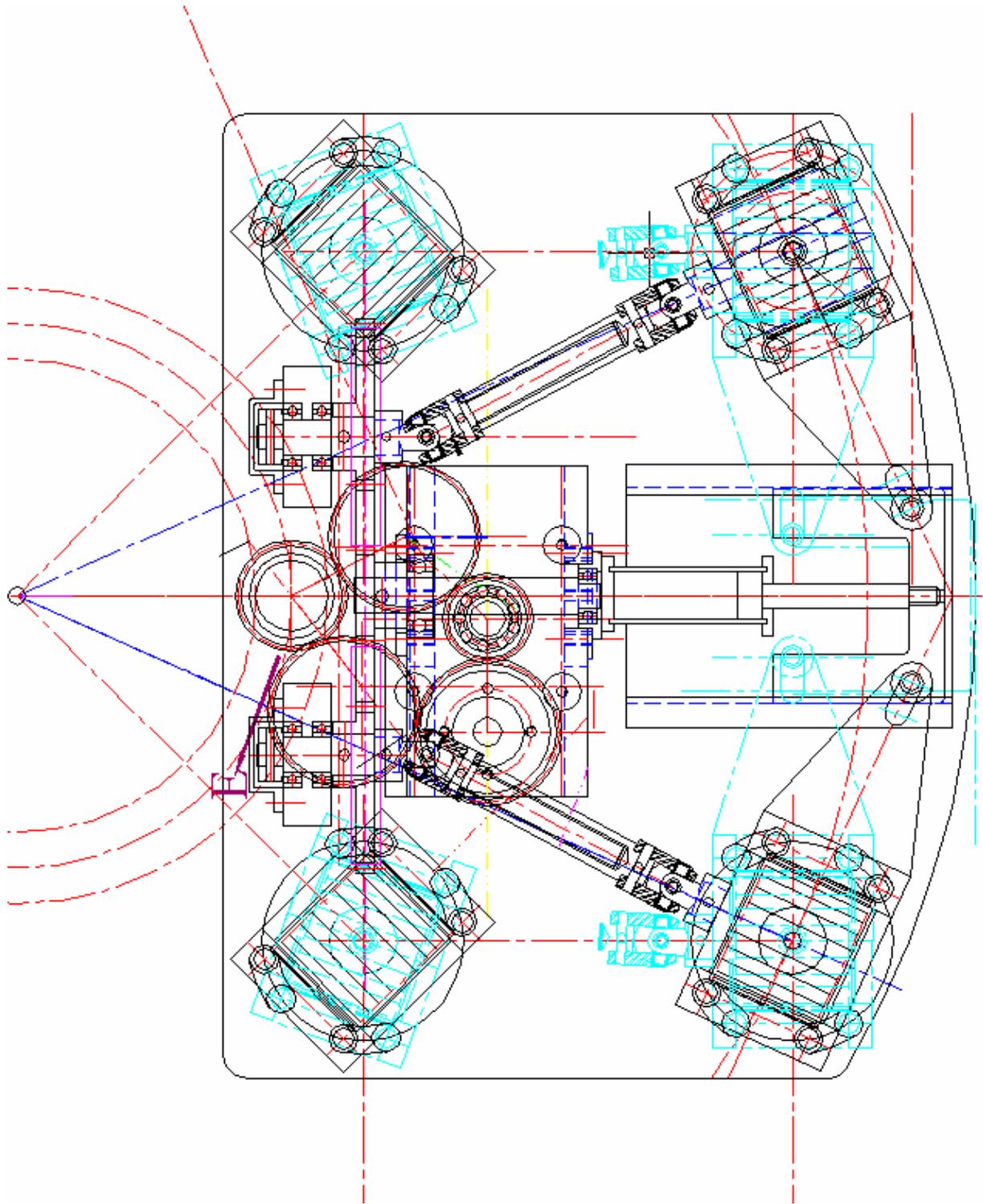


Figura – 1 C - Roda livre fora do canal para evitar carga sobre o torrão

Autorizo cópia total ou parcial desta obra, apenas para fins de estudo e pesquisa, sendo expressamente vedado qualquer tipo de reprodução para fins comerciais sem prévia autorização do autor.

Tuneo Uchida

Taubaté, outubro de 2005.