

ANDRÉ TOMIATTO DE OLIVEIRA
MIRIAN MAYUMI ABE

PROJETO DE UMA MÁQUINA PARA ENSAIO DE DESGASTE DE PNEUS

Dissertação apresentada à
Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para
obtenção do título de graduação
em Engenharia.

São Paulo
2001

ANDRÉ TOMIATTO DE OLIVEIRA
MIRIAN MAYUMI ABE

8,0 (out)


PROJETO DE UMA MÁQUINA PARA ENSAIO DE DESGASTE DE PNEUS

Dissertação apresentada à
Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para
obtenção do título de graduação
em Engenharia.

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica – Projeto e
Fabricação

Orientador: Deniol Katsuki Tanaka

São Paulo
2001

Aos colegas da turma de Mecânica de 1997,
por todos os bons momentos juntos.

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Cicero e Irani, por todo apoio e suporte para que eu atingisse os meus objetivos, respeitando-os sempre.

À Cintia, por aprendermos tanto juntos e por entender realmente minha ausência em muitas ocasiões.

Ao orientador Deniol Katsuki Tanaka, pela paciência e pelo nosso aprendizado ao longo do curso.

À minha família, por ter me dado todo o suporte necessário para que eu chegasse onde cheguei.

Aos meus amigos, sem os quais não teria sido possível passar por tudo isso sem enlouquecer.

A todos aqueles que colaboraram neste trabalho, seja ajudando diretamente, seja compreendendo as minhas ausências e minhas variações de humor.

Índice

1. Objetivos	1
2. Parceria e Objetivos comuns	2
3. Introdução	3
4. Considerações sobre Pneus e seus Materiais	5
5. Composição do Pneu	7
6. Posicionamento Geométrico e Ângulos	8
7. Ponto de Partida	10
8. Estudo de Viabilidade.....	12
8.1. Necessidade percebida.....	12
8.2. Síntese das Soluções	13
9. Projeto Básico	14
9.1. Detalhamento das Soluções	15
10. Eliminação das Excentricidades para Aplicação e Medição da Carga	16
11. Sistema de Variação da Carga Aplicada ao Eixo	18
12. Sistema de Variação do Ângulo de Cambagem	19
13. Sistema de Variação do Ângulo de Convergência	20
14. Sistema da Fixação do Ponto de Tangência	24
15. Sistema de Limpeza do Asfalto	31
16. Conclusões	33
17. Anexos	34
18. Bibliografia	39

1. Objetivos

Esta dissertação tem como objetivo apresentar e discutir o trabalho de conclusão de curso aqui proposto, desenvolvido por André Tomiatto de Oliveira e Mirian Mayumi Abe, formandos do curso de Engenharia Mecânica com ênfase em Projeto e Fabricação.

Serão apresentados todos os progressos e estudos feitos por nós, que têm como objetivo final projetar e construir uma máquina simuladora de desgaste de pneus.

Este trabalho tem como orientador o professor Deniol Katsuki Tanaka, a partir de quem tomamos conhecimento da existência do projeto de desenvolvimento da máquina em questão, trabalho que aguçou nosso interesse por sua elevada importância no contexto a seguir apresentado.

2. Parceria e Objetivos comuns

O grupo formado aqui trabalha exclusivamente na parte mecânica da máquina de simulação, com o projeto e a construção de seus componentes em geral e sua montagem na máquina estudada. Aliado ao nosso grupo, existe também um outro que trata da parte de aquisição de dados do sistema, ou seja, toma os valores que queremos efetivamente medir e trata-os para que tenhamos na forma adequada e requerida. Este grupo é formado por Ana Luísa Zuppani e Luiz Gustavo de Souza, que também são formandos da Escola Politécnica da USP, e têm como orientador do Trabalho de Formatura o professor Deniol Katsuki Tanaka.

Aliado aos trabalhos deste outro grupo, poderemos atingir os objetivos pré-estabelecidos, que são, em suma, medir os esforços de simulação em determinadas condições impostas e, principalmente, medir o coeficiente de atrito entre o pneu e o asfalto, valor muito difícil de ser obtido por depender de muitas variáveis, tanto internas ao sistema como externas a ele, especulado no mundo todo, mas sem valores exatos ou de expressão significativa determinados.

Sobre a medição do coeficiente de atrito, grandeza cuja medição nunca foi feita com muita precisão e nem com todo o cuidado demandado, vale dizer que teremos de monitorar muitos valores, como a temperatura do asfalto, que deve ser mantida constante a 70°C, simulando o valor real, e os pontos de contato, na verdade uma linha ou uma pequena área, da qual depende o coeficiente em questão. Aí, exatamente, devemos contar com o trabalho do outro grupo.

3. Introdução

A indústria mundial de pneus conta, atualmente, com fabricantes renomados e de longa experiência em atividade, como é o caso da Pirelli, empresa com a qual existe a parceria no projeto aqui apresentado.

O desenvolvimento deste produto de vital importância para a indústria automobilística passa por um conjunto de etapas, assim como a maior parte dos produtos da engenharia. Tal processo é composto, em grande parte, pela simulação de seu funcionamento, ou seja, de sua rolagem.

O que acontece, em geral, é que existem várias condições sob as quais deve se submeter um pneu, a fim de que ele vença os testes necessários para finalmente ser validado e produzido. Dependendo de seu desempenho em tais testes, estimaremos com certa precisão qual será seu desempenho nas ditas situações e sua vida.

A vida de um pneu é determinada por sua concepção, aliada às condições a que é submetido em sua utilização plena. Aqui, trataremos de pneus de caminhões, cuja vida merece algumas considerações.

Na Europa, os pneus de caminhões têm vida média de 400.000km, enquanto no Brasil a vida está por volta de 250.000km. Essa grande diferença se dá exclusivamente em função de nosso piso, de condições precárias se comparado ao primeiro, no referente desde à aspereza da superfície asfáltica até o principal, que é a imensa quantidade de fendas de recobrimento e buracos, em geral. Vale salientar que os pneus brasileiros não apresentam diferenças

significativas de qualidade em relação aos europeus, estando praticamente no mesmo nível tecnológico e qualitativo.

Ainda no que se refere ao desenvolvimento do produto, os testes executados pelas grandes empresas seguem determinadas normas. Comumente, encontra-se nestas normas testes de rolagem contra um determinado tipo de aço ou até contra lixas específicas, dos quais tiram-se parâmetros de suma importância para o desenvolvimento do produto final.

Apesar de a indústria de pneus ser extremamente desenvolvida tecnologicamente, não encontramos no mundo atualmente uma máquina que simule a condição real de funcionamento do pneu, no que se encaixa o propósito deste trabalho, que é construir uma máquina que simule a rolagem do pneu contra o asfalto.

A partir de algumas amostras de asfalto real, enviadas diretamente da Itália pela Pirelli para esse projeto, temos então as condições necessárias de simulação citadas, com os valores reais dos parâmetros a serem estudados. Juntamente a isso, temos as amostras de pneu, que são menores que os pneus originais, tendo por volta de 100mm de diâmetro, e formadas apenas pela borracha superficial do pneu, sem as camadas deste e todos os outros materiais nele envolvidos.

No que se refere aos materiais envolvidos na confecção de um pneu, tais características merecem um item à parte.

4. Considerações sobre Pneus e seus Materiais

Os pneus, juntamente com alguns outros produtos, são os responsáveis pela grande maioria das aplicações dos materiais chamados de borrachas, participando com mais de 70% de sua aplicação como produto no mercado mundial.

As borrachas partem de materiais poliméricos com estruturas de cadeia não-cruzadas, que podem ter configuração molecular “cis” ou “trans”, e assim como a grande maioria dos materiais de engenharia, devem passar por processos físicos que adeqüem suas características às requeridas para sua utilização.

Pode-se dizer, então, que o valor comercial da borracha é diretamente proporcional à magnitude de suas propriedades mecânicas, como viscosidade, dureza, módulo de elasticidade, tensão máxima de escoamento e ruptura e resistência à abrasão.

O mais importante processo pelo qual passa a borracha para atender às expectativas apresentadas em valores das características acima é a chamada vulcanização.

A vulcanização consiste, basicamente, na adição de enxofre à borracha em certa etapa do processo, a temperaturas que estão por volta de 200 °C, para que as cadeias formem ligações cruzadas em suas adjacências. Com isso, as deformações do material, ao se aplicar as tensões, deixam de ser plásticas e passam a se tornar elásticas.

Além da vulcanização propriamente dita, são inseridos ainda aditivos relativos ao incremento de certas propriedades e adequação de certas características, como antioxidantes para aumentar a resistência ao ataque pelo ozônio, enchimentos como reforços ou mesmo para redução de custo, óleos para o bom desenvolvimento do processo ou até para facilitar a mistura etc..

As borrachas, como resultado do apresentado acima, ficam com o coeficiente de Poisson alto (ν), não obedecem mais a lei de Hooke ($\sigma = E \cdot \varepsilon$), que diz que as deformações do material são diretamente proporcionais às tensões aplicadas, a menos de uma constante chamada módulo de elasticidade ou de Young, cujo valor acaba também ficando baixo. Além disso, a fluênciia do material aumenta com o aumento da temperatura.

5. Composição do Pneu

Os pneus são submetidos a diversos tipos de carregamentos, e as exigências no funcionamento variam de acordo com a situação e suas solicitações mecânicas, térmicas etc.

São características mecânicas desejáveis dos pneus a resistência ao rolamento com relação ao desgaste, à abrasão, à fadiga, à oxidação, ao calor e ao envelhecimento. De frente a isso, deve-se ter boa adesão ao solo, um coeficiente de atrito que seja pequeno o suficiente para não influir demais no arrasto e grande o suficiente para se ter uma boa aderência em curvas, uma boa flexibilidade e também impermeabilidade.

Em engenharia, sabemos que é impossível conseguir todas estas características em apenas um material, e por isso os pneus são formados por camadas de determinados materiais que, em conjunto, produzem a combinação desejada de tais características. Então, os pneus são formados, além de borrachas, por curativos, reforços, arames de aço, uma ou mais cintas que alojam vários componentes, e outros, como mostrado no esquema abaixo:

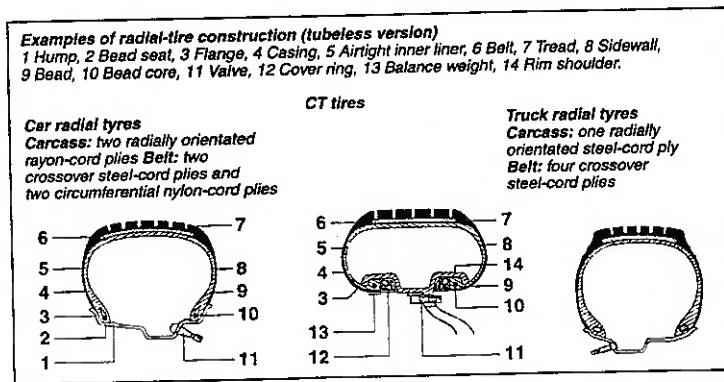


Figura 1: Composição das camadas dos Pneus

6. Posicionamento Geométrico e Ângulos

Quando se tem um pneu alocado em seu contexto de funcionamento, uma série de condições são a ele impostas em cada situação, dependendo da roda, do automóvel, da tração e, basicamente, da regulagem que se queira. Essas condições são dadas principalmente com relação à sua fixação e posicionamento geométrico, com regulagens dos três ângulos existentes em volta dos eixos geométricos espaciais no pneu. Tais ângulos serão tratados aqui, onde cabem aqui certas explanações sobre suas regulagens e os parâmetros cuja variação devemos introduzir na máquina.

Um pneu, em um veículo automotor, é solidário a uma roda fixa em um cubo na ponta de um eixo, por um número determinado de parafusos, que pode ir de três (3) a mais ou menos vinte (20), este último chegando mais perto dos casos de caminhões pesados.

Em se tratando do posicionamento do pneu em relação ao referencial do automóvel, podemos dizer que existem três graus de liberdade, sendo esses os ângulos ao redor dos três eixos espaciais. Vale salientar ainda que quando se esterça uma roda para que se faça uma curva, estamos girando o pneu em torno de um desses três graus, o que é particularmente a regulagem do ângulo de convergência.

A figura a seguir mostra exatamente quais são esses ângulos, com o referencial do pneu:

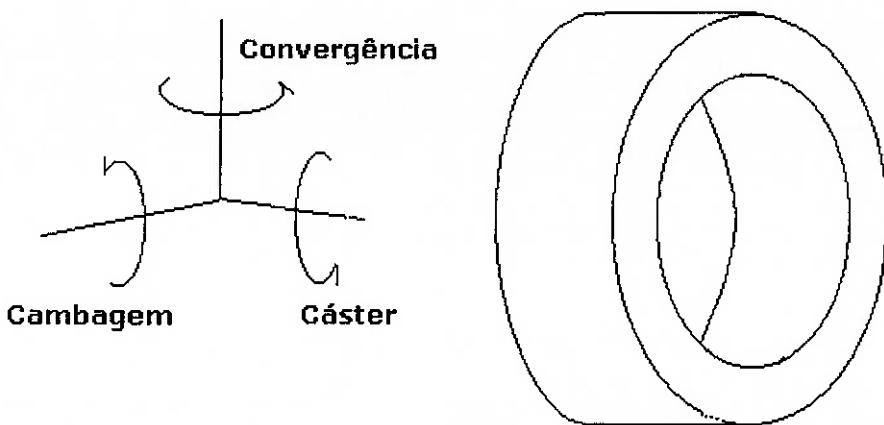


Figura 2: Ângulos de um pneu em seus três eixos

O cáster, pela figura, dá a idéia de ser o ângulo ao redor do qual gira o pneu quando o veículo se movimenta, o que não é correto, pois o centro ao redor do qual existe o ângulo de cáster está na suspensão, acima do centro do pneu, funcionando este como um pêndulo na variação, mas com grande rigidez. No nosso trabalho, não nos preocuparemos com o cáster, por não fazer parte dos objetivos principais deste. Então, ficaremos com os ângulos de cambagem e convergência.

7. Ponto de Partida

Como ponto de partida, temos algumas referências dadas através de uma máquina básica, sem grande precisão ou opções de regulagens, já construída pelo sr. Marcos Zara, cujo leiaute está mostrado abaixo:

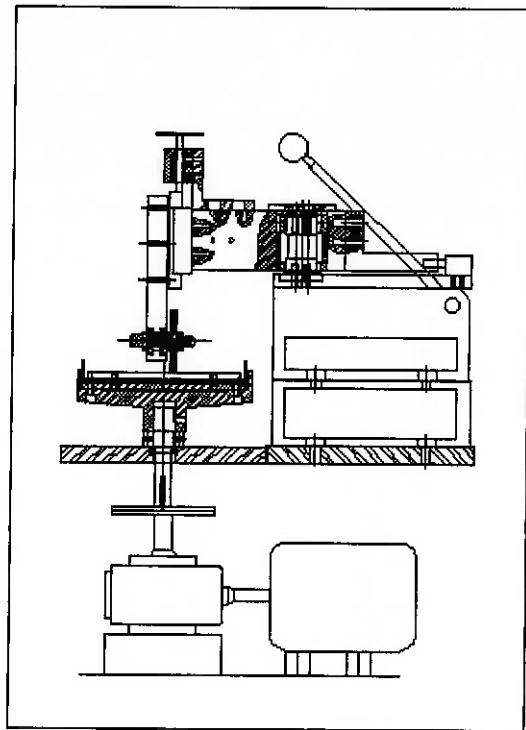


Figura 3: Leiaute da máquina

O equipamento acima mostrado possui um motor elétrico com variador de rotação, que gira o disco de asfalto em contato com o pneu. Este, por sua vez, está com seu eixo metálico preso a uma haste fixa na estrutura principal da máquina. Nesta máquina, tal haste não está permitindo que o pneu role no exato ponto de tangência da amostra circular de asfalto, o que caracteriza a falta da regulagem do ponto de tangência, um dos problemas que iremos resolver.

Além disso, a haste possui um determinado peso próprio, o que de imediato aumenta a carga do pneu em simulação, restringindo todos os valores de carga a serem aplicados no pneu apenas aos superiores a este preestabelecido.

Como a haste é solidária à estrutura da máquina, duas variáveis essenciais às simulações são anuladas, que são a cambagem do pneu e a convergência do mesmo. Tais regulagens são, como o próprio nome diz, variáveis, ou seja, são peculiares em cada projeto de suspensão e do próprio carro, mas devem ter certa maleabilidade.

Como é possível notar, há vários trabalhos a serem feitos para o aprimoramento, visando nossos objetivos, e eles serão descritos logo à frente.

8. Estudo de Viabilidade

A necessidade de criar uma máquina para medir o coeficiente de atrito entre um pneu e o asfalto surgiu do fato de que a modelagem do pneu é algo bastante complexo, por ser totalmente empírica. Dada a dificuldade em se estudar a distribuição de cargas no pneu, os testes realizados consomem muito tempo e dinheiro, e o conhecimento do comportamento do pneu em condições próximas das reais, reproduzidas em laboratório, seria bastante interessante. Assim, decidiu-se criar uma máquina que pudesse medir o coeficiente de atrito entre o pneu e o asfalto.

Esta máquina utiliza uma amostra de asfalto real e um pneu em miniatura, composto apenas por sua borracha superficial. Como já citado, existe um equipamento que permite medir o coeficiente de atrito do pneu, porém contra aço, gerando um resultado diferente do que se quer obter.

8.1. Necessidade percebida

Percebeu-se a necessidade de elaborar um equipamento que forneça as saídas necessárias para se medir o coeficiente de atrito entre a borracha do pneu e o asfalto.

Para isso, é preciso que a máquina possua mecanismos adequados de variação dos ângulos de cambagem e convergência (a variação do ângulo de

cáster não será analisada), aplicação de carga, posicionamento da amostra de pneu corretamente, e ainda sistemas de aquisição e tratamento de dados. Como se trata de um trabalho muito extenso, o projeto foi dividido em duas partes, sendo que este estudo trata apenas do desenvolvimento dos mecanismos, excluindo a aquisição e tratamento de dados.

8.2. Síntese das soluções

Através do exposto acima, conclui-se que será necessário:

- desenvolver um mecanismo que permita variar os ângulos de cambagem e convergência;
- garantir o posicionamento do pneu em um ponto de tangência do asfalto;
- alinhar as cargas aplicadas com o centro do pneu;
- desenvolver um sistema para limpar a amostra de asfalto;
- incluir um sistema de aquisição e análise de dados.

9. Projeto Básico

O ensaio deve ser realizado em condições próximas às reais. Obviamente, um pneu real não irá trabalhar com as mesmas condições do laboratório, que são simplificadas e mantidas constantes em sua maioria, e o pneu real estará sujeito a variações, muitas vezes bruscas, das condições, mas o estudo em laboratório deverá fornecer uma aproximação muito boa da realidade, sendo atingido o nosso objetivo. A necessidade de testes externos não será, portanto, eliminada, mas tanto os testes quanto os protótipos deverão ser otimizados.

O ensaio tem as seguintes condições:

- temperatura constante de aproximadamente 70°C;
- velocidade da amostra de asfalto variando entre 0 e 115 rpm;
- variação do ângulo de cambagem entre -3° e $+3^\circ$, com precisão de décimos de grau;
- variação do ângulo de convergência entre -10° e $+10^\circ$, com precisão de décimos de grau;
- aplicação de cargas verticais entre 20 e 400 N.

Os ângulos de cambagem e convergência, bem como a carga aplicada, deverão ser fixados antes do início do ensaio, não sendo permitida a alteração dos ângulos durante a execução do ensaio.

9.1. Detalhamento das soluções

A amostra será posicionada através da movimentação do corpo da máquina sobre um trilho. O centro do asfalto deverá estar marcado e o encontro desta marca com uma haste posicionada horizontalmente no centro do pneu irá determinar a posição em que o pneu deverá ficar para que esteja no ponto exato de tangência da curva do disco.

O ângulo de cambagem será determinado através da rotação, em torno de um eixo fixo, do garfo onde estará montado o pneu. A precisão será de décimos de grau, conseguida através de dois discos graduados, em uma montagem similar à dos paquímetros.

A determinação do ângulo de convergência se dará através de um mecanismo similar ao do ângulo de cambagem, ressalvando-se apenas que a rotação se dará em torno de um outro eixo fixo. O sistema para determinação da precisão será o mesmo.

A amostra do pneu deverá ser encaixada em um garfo, com o seu centro alinhado ao centro longitudinal do garfo. Assim, garante-se que a carga será aplicada no centro do pneu, evitando a geração de momentos.

A limpeza do asfalto será feita através de uma escova fixa, com cerdas de plástico maleável, para evitar que o desgaste seja muito acelerado, o que atrapalharia o ensaio na medida em que resíduos de borracha rapidamente se acumulariam na região de contato entre o pneu e o disco.

10. Eliminação das Excentricidades para Aplicação e Medição da Carga

Na máquina atual, o pneu não está colocado no centro da haste, o que faz com que uma eventual aplicação de carga deva considerar certos efeitos de excentricidade, já que o centro do eixo do pneu não é o ponto de aplicação. Para que não tenhamos de considerar tais efeitos, devemos projetar um sistema com uma nova haste que situe o pneu na posição requerida, sendo que a carga deve ser aplicada no centro de seu eixo. Nossos estudos sobre isso já nos permitiram alguns avanços, e logo à frente mostraremos a idéia de execução desse sistema, que estará aliado ao de regulagem de cambagem.

Ainda na máquina existente, temos a célula de carga desalinhada com relação ao pneu, o que introduz efeitos de alavanca nocivos às medições. Além disso, a distância entre o pneu e o rolamento em volta do qual gira a haste superior e a entre esse mesmo rolamento e o ponto de medição da célula de carga devem ser iguais, eliminando diferentes braços de momento da haste superior. O croquis abaixo mostra a haste superior como deve ser, estando inclusa essa mudança:

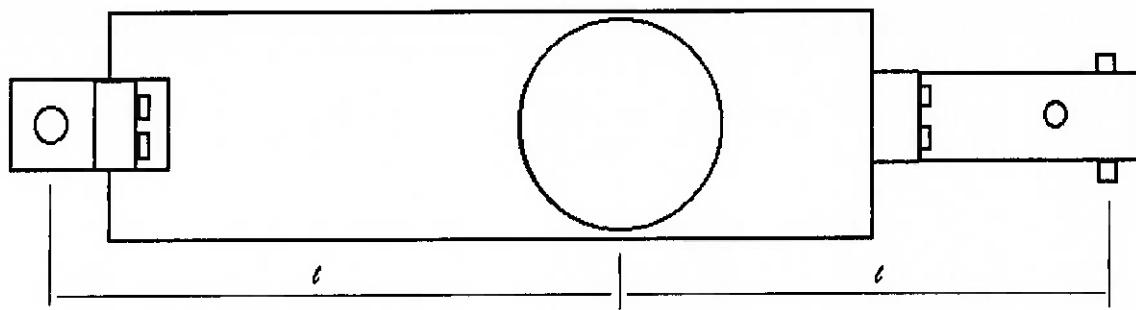


Figura 4: Vista superior do corpo da máquina

11. Sistema de Variação da Carga Aplicada ao Eixo

Um pneu de automóvel ou caminhão está sempre sob uma determinada carga, dada pelo peso sobre ele, incluindo aí a massa do veículo, mais as dos ocupantes e da carga física, além das cargas variáveis dinâmicas, dadas pelas condições dos meios de rolagem. Para que possamos simular tais cargas, devemos partir de um determinado valor, que será de 20N, e chegar até determinado valor, que será de 400N.

Para resolver tal problema, usaremos uma célula de carga simples, com discos de massas pré-determinadas que permitem a obtenção dos valores desejados entre os limites supra citados.

12. Sistema de Variação do Ângulo de Cambagem

O sistema de graduação utilizará duas coroas circulares graduadas entre -20° e $+20^\circ$, com intervalos de 1° . Uma coroa deverá estar na parte fixa do mecanismo, enquanto a outra deverá estar na parte móvel. A precisão de décimos de grau poderá ser obtida através da concordância de dois marcadores, um do disco superior e outro do disco inferior, utilizando o mesmo princípio do sistema de medição do paquímetro. É possível obter uma marcação mais precisa, mas o intervalo entre marcações do disco deveria ser de $0,1^\circ$, o que aumentaria o custo de produção destas coroas.

O raio interno do disco superior deve ser igual ao raio externo do disco inferior e o ajuste entre as partes móvel e fixa deve ser deslizante, de modo que as coroas possam estar próximas o suficiente para que seja possível a medição.

13. Sistema de Variação do Ângulo de Convergência

O sistema de variação do ângulo de convergência funciona de maneira parecida à do sistema de variação do ângulo de cambagem. A parte do mecanismo responsável pela variação da cambagem gira em torno de um eixo vertical, fazendo com que o pneu gire em torno do eixo z. Esta rotação pode ser medida através de 2 discos graduados que se encontram no topo do mecanismo. O sistema de medição funciona de maneira idêntica à do mecanismo para variação da cambagem, e também apresenta precisão de décimos de grau. A posição do pneu pode ser travada através do aperto do eixo do pneu contra uma porca, que estará na extremidade inferior do eixo.

O mecanismo para variação da cambagem será preso ao bloco que contém o eixo vertical (para variação do ângulo de convergência) através de 4 parafusos M5. A parte fixa do mecanismo de variação do ângulo de convergência também será fixada ao bloco da máquina através de 4 parafusos M5.

É importante notar que o suporte do mecanismo para variação da convergência não deve se prolongar até a base da parte fixa do mecanismo para variação da cambagem, uma vez que isto pode distribuir a carga que está sendo aplicada diretamente sobre este sistema. Ainda assim, não se pode garantir que toda a carga aplicada no sistema será a carga aplicada sobre o pneu, sendo então necessária a avaliação de uma curva de calibragem do sistema.

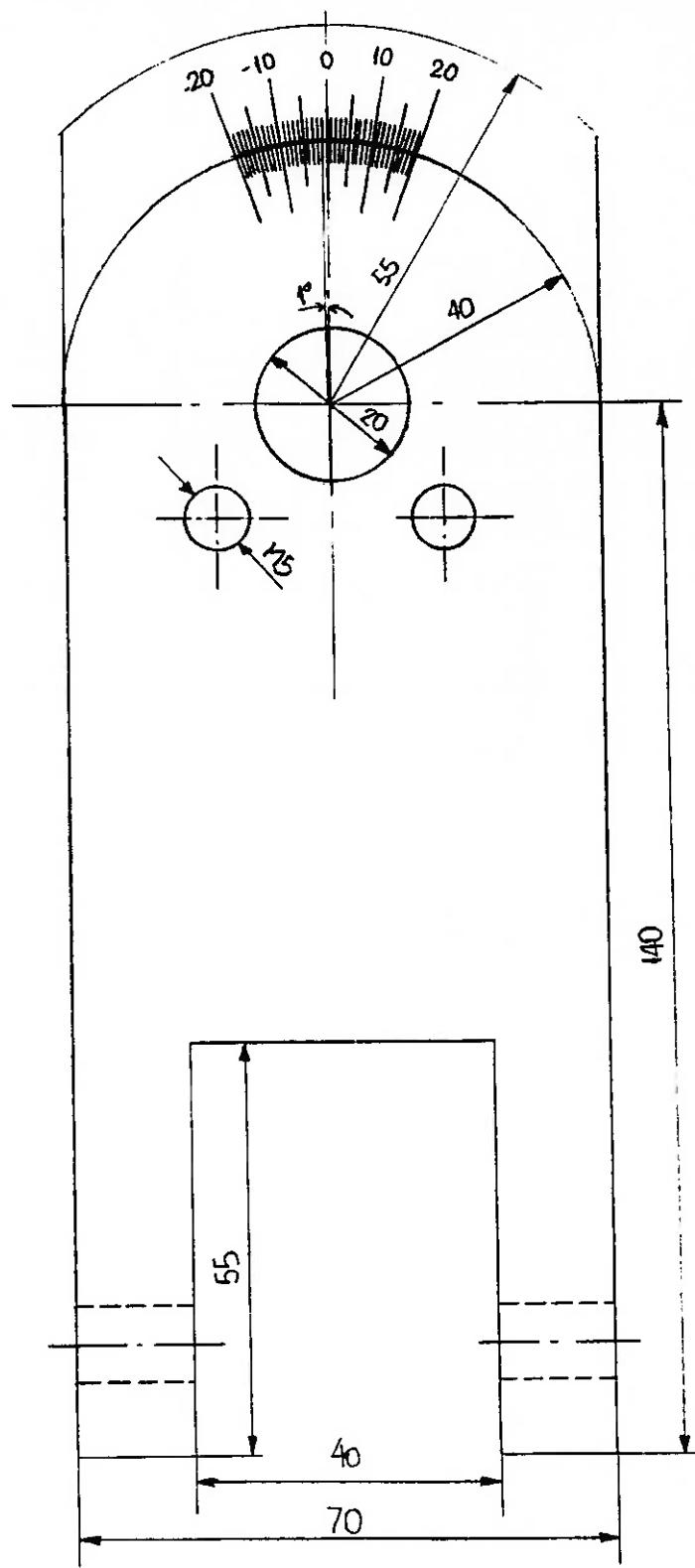


Figura 5: Sistemas de variação de cambagem e convergência – vista frontal

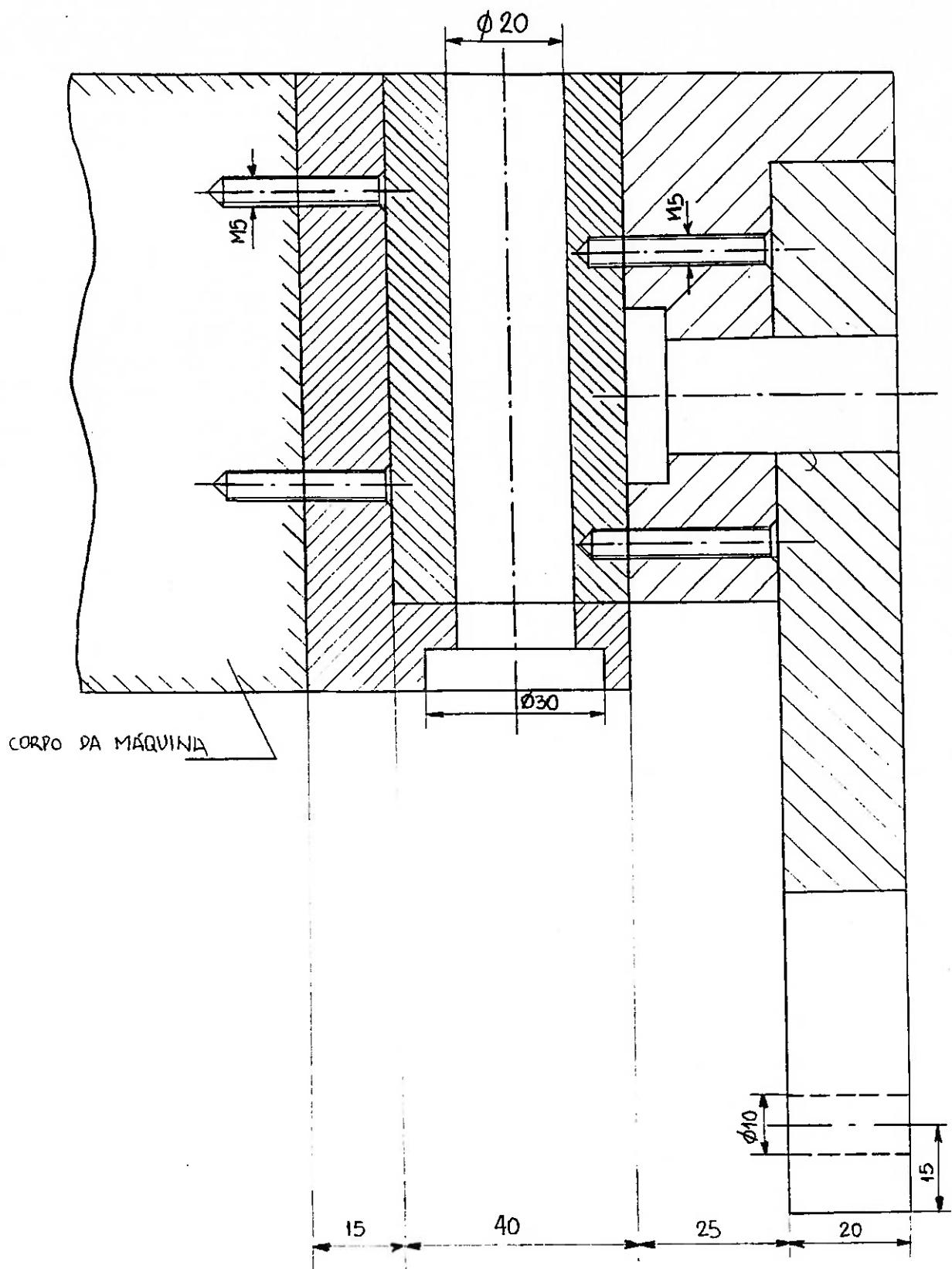


Figura 6: Sistemas de variação de cambagem e convergência – vista lateral

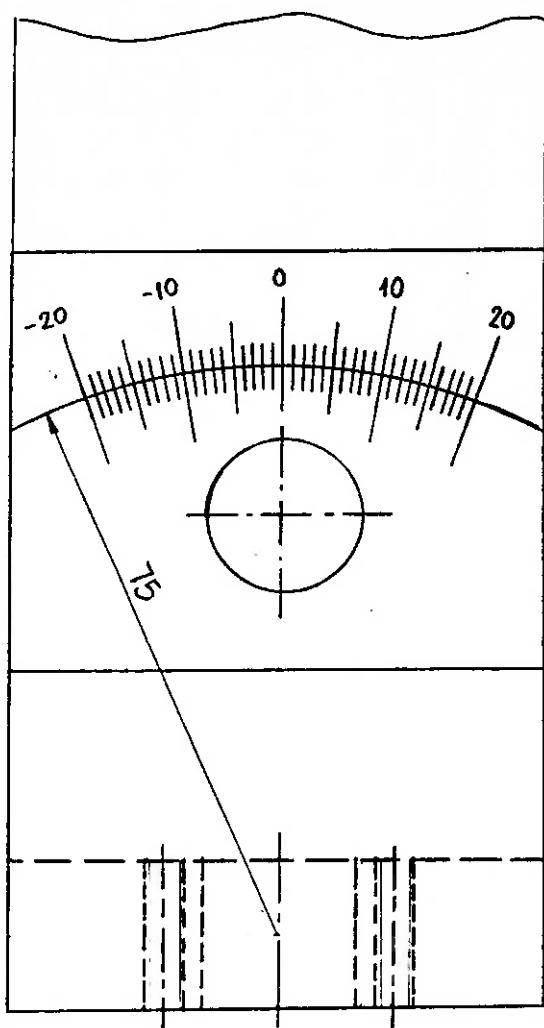


Figura 7: Sistemas de variação de cambagem e convergência – vista superior

14. Sistema de Fixação do Ponto de Tangência

O sistema de fixação da tangência do pneu será feito através do deslocamento em profundidade do corpo da máquina. O corpo da máquina irá se movimentar com o auxílio de uma alavanca presa em um ponto na parte inferior da máquina e com dois apoios laterais na parte superior, para movimentação longitudinal, além de uma manopla a uma certa distância de braço, para o auxílio do deslocamento, e de uma guia com perfil tipo "flat" fechado, semelhante aos encontrados em mesas de fresadoras. Este tipo de perfil permite também que altas cargas sejam aplicadas à máquina sem prejuízo para o barramento.

Será necessário, também, que o centro da amostra de asfalto esteja marcado para então, com a ajuda de uma haste saindo do centro do pneu, se encontre o ponto de tangência.

O croquis abaixo mostra um esquema da solução relativa ao problema da tangência:

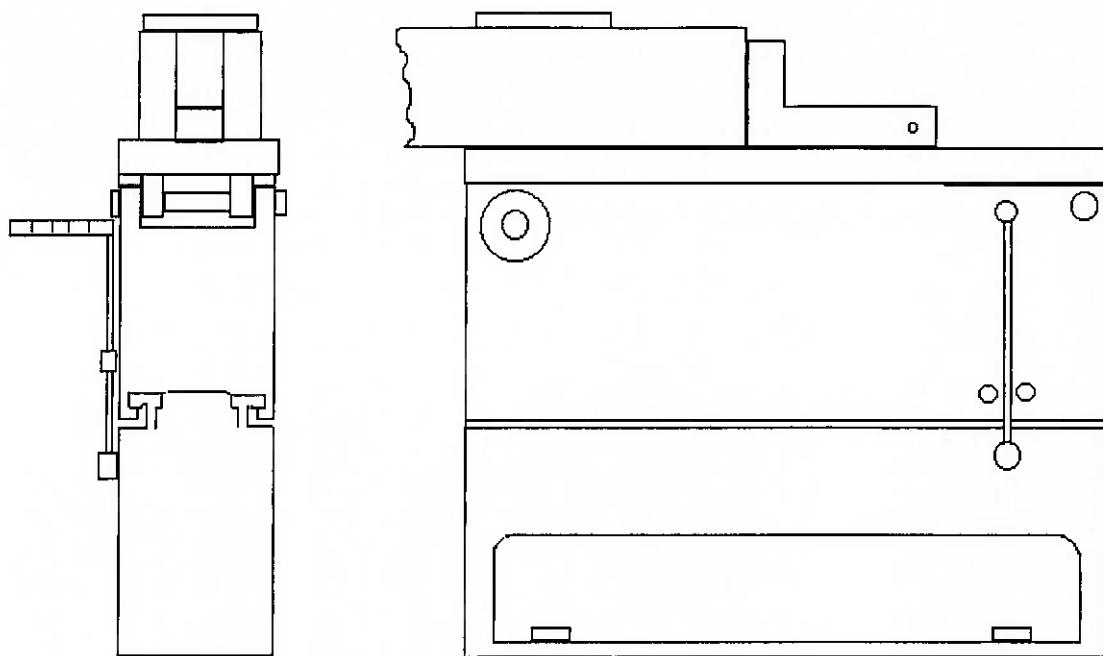


Figura 8: Deslocamento do corpo da máquina

Sobre o tipo de guia utilizado, vale a pena obtermos mais informações, as quais estão denotadas abaixo:

Guias fechadas de Escorregamento

Uma guia é construída na junção de duas partes de uma máquina, que deslizam entre si. São feitas normalmente de aço ou ferro fundido, no caso o mesmo material da máquina, e sobre ela pode ser aplicado um tratamento superficial tipo “Coating” ou análogo.

Existem vários tipos de guias de escorregamento, sendo divididos principalmente em abertas ou fechadas.

Como as guias dependem de certas tolerâncias para sua aplicabilidade, ou seja, as folgas entre a parte fixa e a guiada deve ser bem determinadas, existem meios ou elementos através dos quais se permite corrigir e compensar erros. Tais erros podem ser causados por processamento inadequado, desgaste, deformação pelo peso próprio, por algum carregamento indevido ou térmica.

Para prevenir tais eventualidades, a construção deve ser a mais rígida possível, com o balanceamento adequado das massas da máquina em questão e um controle geométrico passível de correção e alteração das condições do sistema. Com isso, pode-se dizer que a ação da guia hidrodinâmica, devidamente lubrificada, irá ocorrer da maneira como esperamos.

O tipo de guia que iremos utilizar é fechada, e sua correção de tolerâncias, se preciso, é dada de modo simples, ao contrário das guias abertas, que, por sua vez, são de fabricação mais simples.

A própria vida do sistema de guia depende significativamente do ajuste de tolerâncias entre as partes, e podemos dizer que a guia é considerada ótima se não é nem tão pequena que não vença uma eventual força de atrito excessiva e nem tão grande que afete a uniformidade da viagem da parte guiada.

É extremamente difícil se atingir a tolerância ótima nesse sistema, mesmo se tendo uma tecnologia moderna de processamento. Deve-se prover, então, artefatos que nos permitam verificar periodicamente o ajuste das tolerâncias para garantirmos o bom funcionamento do sistema.

A lubrificação é um dos itens principais a serem tratados aqui. A escolha do óleo lubrificante ideal é muito importante, mas fundamental mesmo é garantir

a lubrificação permanente do sistema de guias, com uma camada uniforme atuando hidrodinamicamente.

Nossa guia será do tipo flat, como dito anteriormente, com o perfil fechado, garantindo boa durabilidade e, principalmente, alta rigidez do sistema. O perfil utilizado, com os detalhes das dimensões e os carregamentos, estão denotados abaixo:

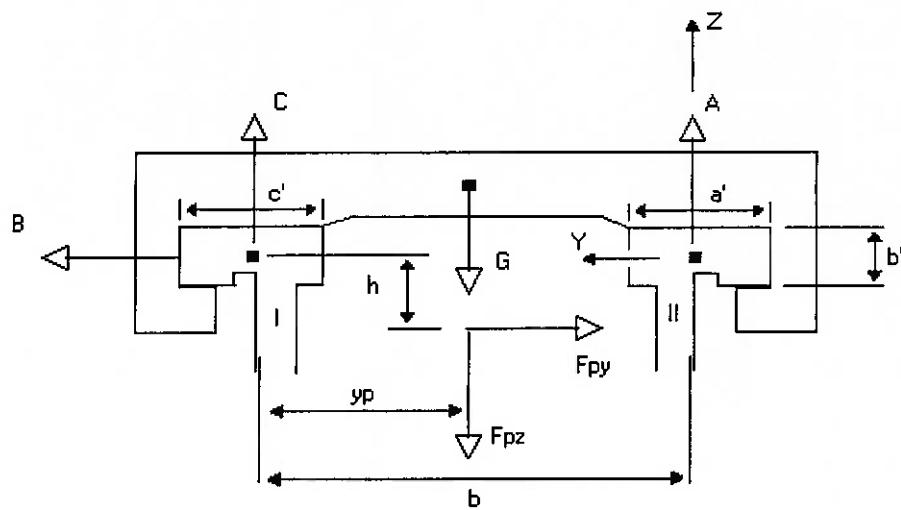


Figura 9: Perfil da guia tipo "flat"

Dimensionamento

Existem, basicamente, dois critérios para se calcular e dimensionar um sistema de guia: o da rigidez e o da resistência ao desgaste. Como já escolhemos um perfil de guia que nos dará grande rigidez, e teremos constantemente aplicada uma carga de valor razoável, que é a aplicada no pneu e seus desmembramentos, usaremos então o método da resistência ao desgaste.

Primeiramente, vamos usar o equilíbrio de esforços:

$$\sum Y = 0 \Rightarrow F_{py} - B = 0 \Rightarrow B = F_{py} \quad (I)$$

$$\sum Z = 0 \Rightarrow C + A - F_{pz} - G = 0 \quad (II)$$

$$\sum M_x = 0 \Rightarrow F_{pz} \cdot \frac{b}{2} + G \cdot \frac{b}{2} - C \cdot b + F_{py} \cdot h = 0 \quad (III)$$

Substituindo (III) em (II), temos:

$$C = \frac{F_{pz} + G}{2} - \frac{F_{py} \cdot h}{b}$$

A força lateral F_{py} tem um valor muito pequeno, pois é apenas a componente relativa à força centrífuga aplicada na amostra de pneu, que é transmitida à máquina. Assim, podemos estimar, com um bom coeficiente de segurança, o valor em $100N$.

A força G é referente à massa da máquina, multiplicada pela constante g, que é a aceleração na gravidade. Assim, medindo teremos $G = 600N$, incluindo a parte superior da máquina, apoiada na guia.

Finalmente, em se tratando da força F_{pz} , ela terá valor máximo quando todos os discos de massa estiverem colocados na célula, ou seja, quando o pneu está com carga total. Assim, $F_{pz} = 400N$.

Tomamos, então, as dimensões a seguir, para fazermos as verificações próprias de cada situação:

$$b = 70mm;$$

$$c' = a' = 24mm;$$

$$b' = 10mm.$$

Temos, ainda, que $h = 23 mm$, e o comprimento da máquina, ou da guia, é $L = 500mm$.

Podemos, então, calcular as forças A, B e C:

$$B = 100N;$$

$$C = 467N;$$

$$A = 533N.$$

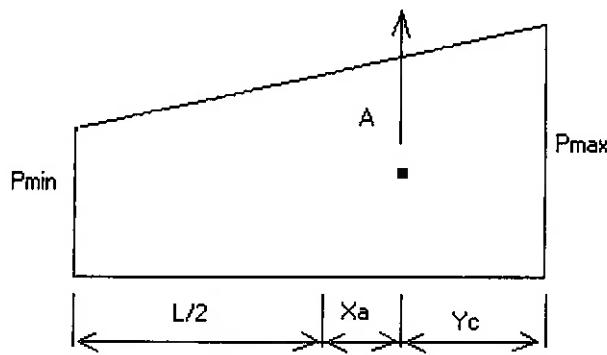
Podemos calcular, agora, as pressões envolvidas nas devidas partes das guias:

$$p_A = \frac{A}{a \cdot L} \Rightarrow p_A = 44,4kPa$$

$$p_B = \frac{B}{b \cdot L} \Rightarrow p_B = 2,9kPa$$

$$p_C = \frac{C}{c \cdot L} \Rightarrow p_C = 38,9kPa$$

Temos, na máquina, uma distribuição trapezoidal de pressão, ou seja, temos a pressão mínima em uma das extremidades e a máxima na outra, como na figura abaixo:



Temos que:

$$p_{media} = 44,4 \text{ kPa.}$$

Podemos assumir, sem erros expressivos, que:

$$p_{min} = 22,2 \text{ kPa}$$

e

$$p_{max} = 66,6 \text{ kPa}$$

Assim:

$$y_c = \frac{p_{min} \cdot L \cdot \frac{L}{2} + \left(\frac{p_{max} - p_{min}}{2} \right) \cdot L \cdot \frac{L}{3}}{p_{min} \cdot L + \left(\frac{p_{max} - p_{min}}{2} \right) \cdot L} = 208,33 \text{ mm}$$

$$x_A = \frac{L}{2} - y_c = \frac{L}{6} \cdot \frac{p_{max} - p_{min}}{p_{max} + p_{min}} = 41,66 \text{ mm}$$

Como temos a condição:

$$\frac{x_A}{L} = 0,083 < \frac{1}{6}$$

Podemos dizer, realmente, que a distribuição de pressão é trapezoidal, segundo Mehta(ref.).

Como temos uma guia onde não se trabalha com a grandeza de avanço, pois só há movimento relativo para o ajuste anterior ao funcionamento, no qual a máquina não se move, segundo Mehta(ref.), podemos assumir que $[p_{max}] = 50 \text{ kPa}$.

15. Sistema de Limpeza do Asfalto

Outro sistema bastante importante é a limpeza da amostra de asfalto, tendo em vista que o pneu é uma miniatura e a amostra de asfalto está em tamanho real. A miniatura de pneu é composta de uma borracha relativamente macia, e que facilmente se desgastará quando submetida às condições de ensaio. Como os ensaios já estão submetidos a muitos fatores de erros, é necessário minimizar todas perturbações possíveis, por isso a importância do sistema de limpeza.

A primeira idéia era instalar uma mangueira de ar comprimido na máquina, para que os fragmentos de borracha se soltassem do asfalto. Porém, este método poderia modificar as condições de temperatura do asfalto, esfriando mais algumas partes que outras e, assim, prejudicando as condições de ensaio.

A solução encontrada foi acoplar uma escova à máquina, num ponto diametralmente oposto à posição do pneu, de modo que os fragmentos de borracha fiquem retidos nesta escova.

A empresa Vega produz e importa equipamentos utilizados na limpeza de vias públicas. Um dos equipamentos que a Vega importa é a máquina Citymaster 85, da empresa holandesa Hako, própria para a limpeza de ruas asfaltadas. A máquina possui grandes escovas giratórias e um sistema de aspiração da sujeira recolhida pelas escovas. O material utilizado nas cerdas das escovas é o nylon, mesmo material que vamos utilizar nas cerdas da escova para limpar a amostra de asfalto. O nylon é macio e maleável o suficiente para não se desgastar durante o ensaio (o que geraria mais resíduos sobre o asfalto), mas as cerdas

devem ser em quantidade e espessura fina o suficiente para que os fragmentos de borracha possam se acumular diante da escova. A escova deverá ser retirada a cada ensaio, para que se possa limpá-la.

16. Conclusões

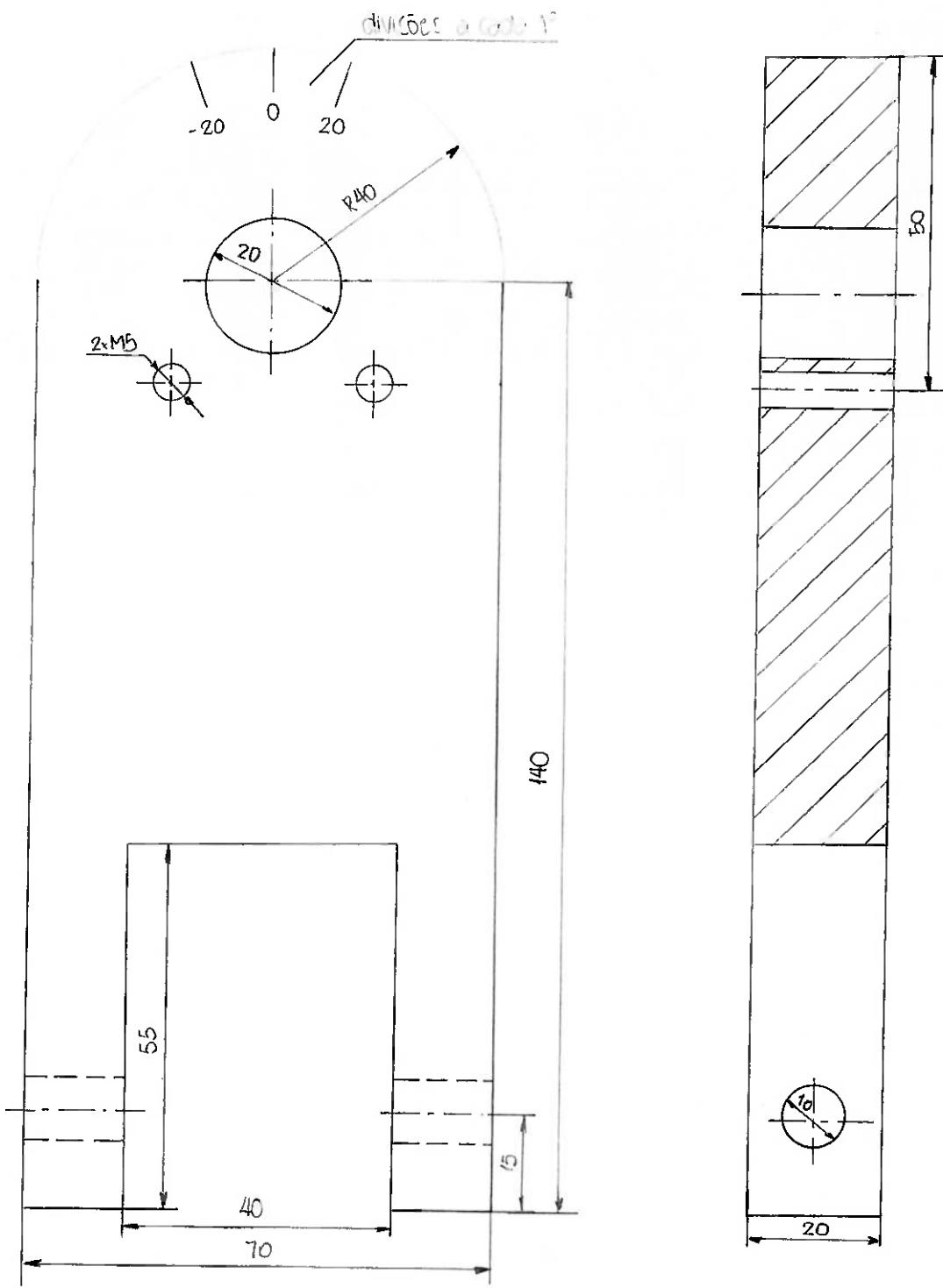
Mesmo ainda se faltando alguns itens a desenvolver para se projetar a máquina completa, e ainda tendo de construir algumas partes, o trabalho aqui atingiu seu objetivo.

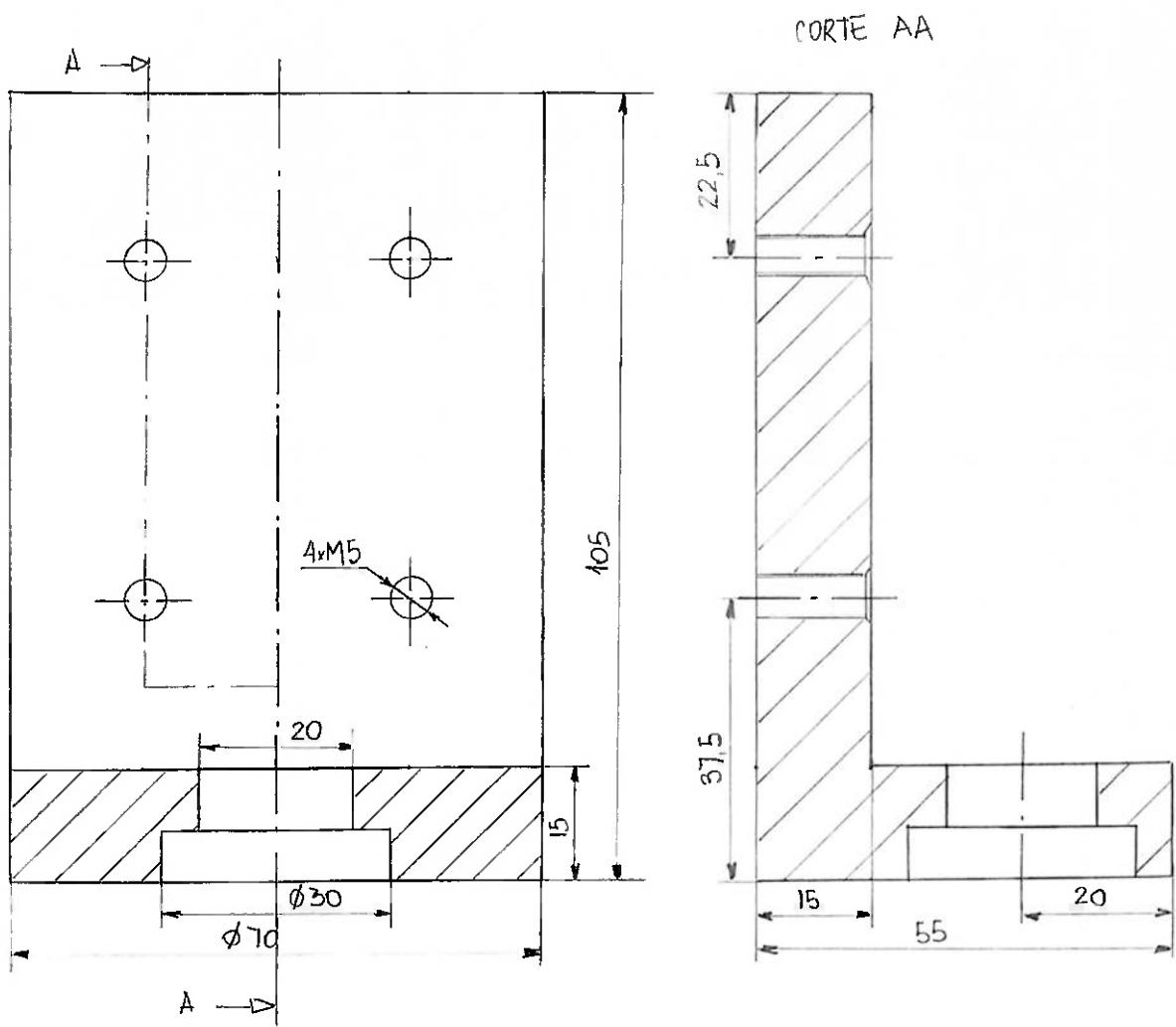
Assim pode-se dizer, pois conheceu-se e participou-se ativamente de etapas importantes do desenvolvimento de um produto, e, fazendo uso de todas as suas etapas mais expressivas, tomamos contato com a aplicação de todo nosso estudo de Engenharia na vida real.

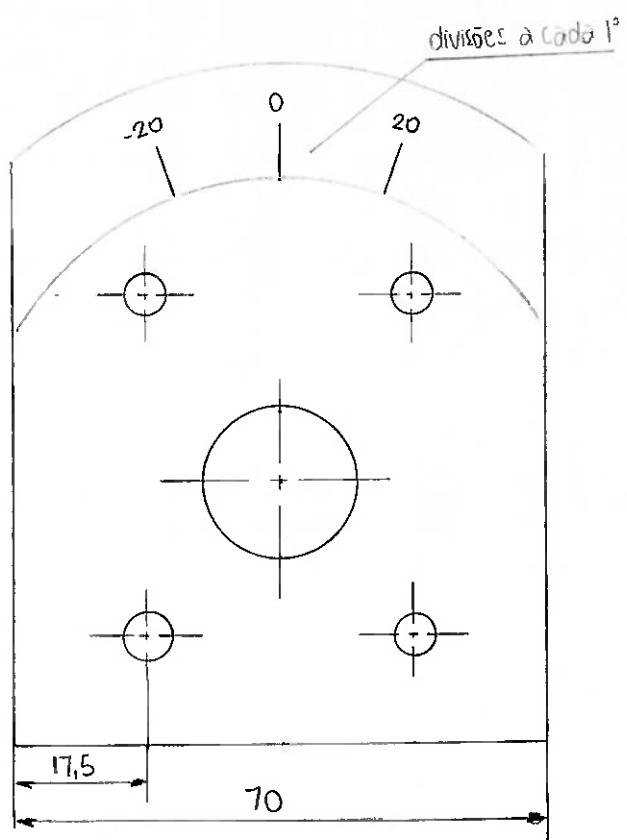
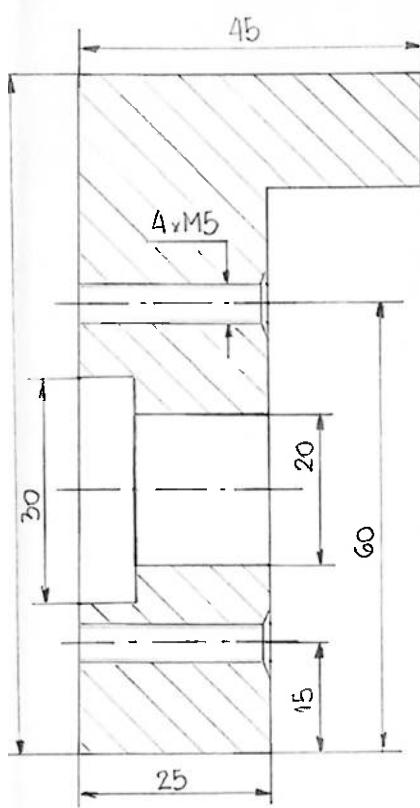
O caso prático pareceu, como deve ser, muito mais complicado que uma simples teoria, ou mesmo que elucubrações sobre como se faria isso ou aquilo, como devemos proceder para resolver esse ou aquele problema etc.

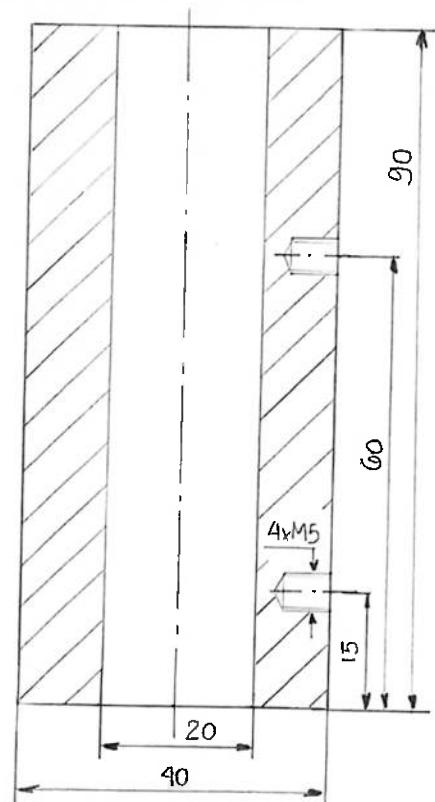
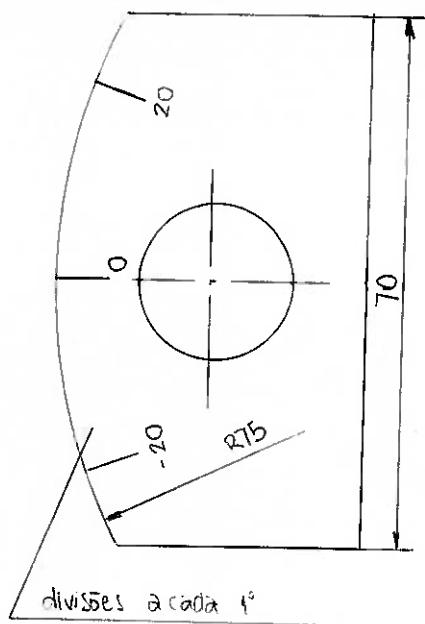
Assim, tendo o conhecimento adquirido ao longo do curso de Engenharia Mecânica, nesses 5 anos, e sendo ele bem sedimentado, podemos dizer que estamos prontos para adquirir a experiência necessária para nos tornarmos bons profissionais na área que escolhemos.

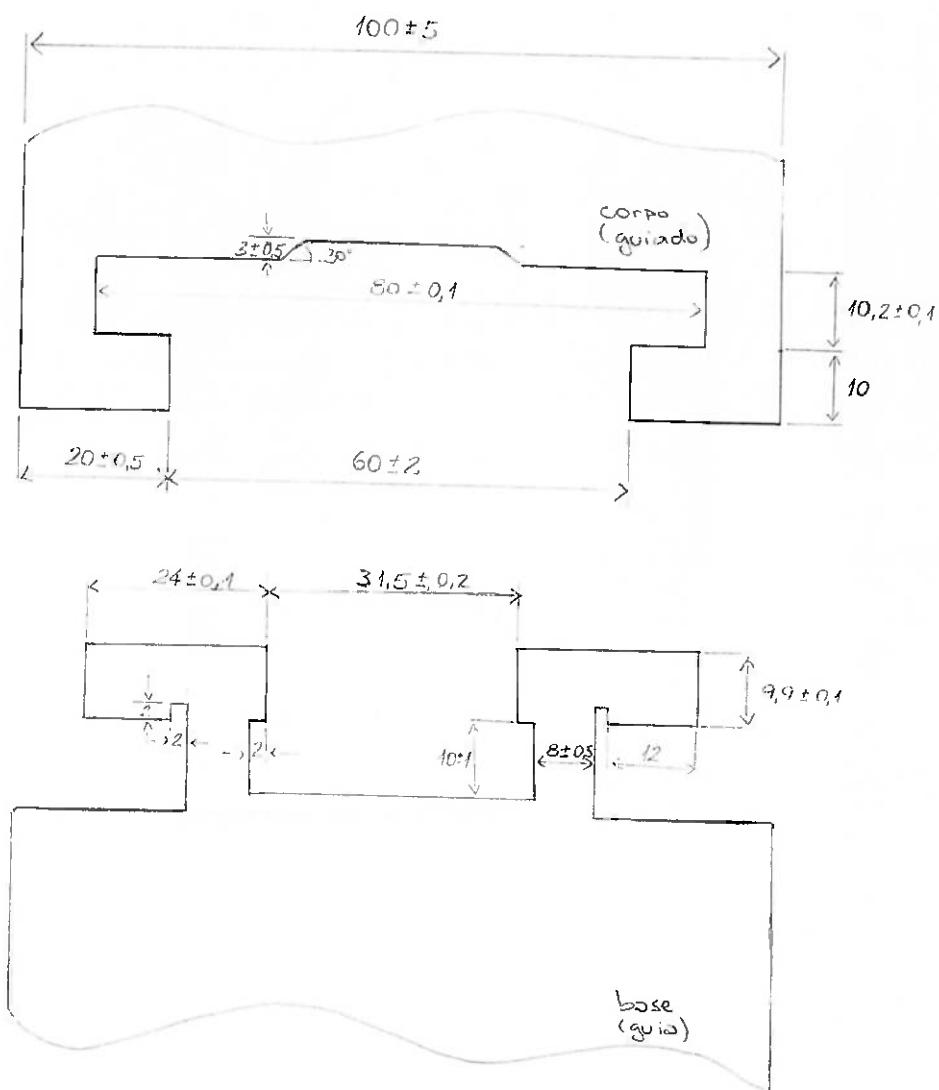
17. Anexos











Todos os chavetas R2

18. Bibliografia

- ACHERKAN, N.; PUSH, V.; IGNATYEV, N.; KUDINOV, V. **Machine tool design.** V. 3. 2^a ed. Moscow, Mir, 1973.
- KUAE, L.K.N.; BONESIO, M.C.M.; VILLELA, M.C.O. **Diretrizes para apresentações de dissertações e teses.** 1^a ed. São Paulo, EPUSP, 1991.
- MEHTA, N. K. **Machine tool design.** 3^a ed. New Delhi, McGraw-Hill, 1988.
- WECK, M. **Handbook of machine tools.** V. 2. Chichester, 1984.