

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO MECÂNICO

PROJETO DE UMA SUSPENSÃO AUTOMOBILÍSTICA

Autor: SÉRGIO DE SOUZA PIZZO

Orientador: Prof. José C. de C. Lisboa

1985

Ofereço este trabalho a
minha mãe pelos vários
anos de amor e dedicação
e sou grato ao mestre
pela orientação e presteza.

ÍNDICE

	Pág.
Assunto	
1. Introdução.....	1
2. Problemas de Cinemática e dinâmica do veículo....	2
2.1- Estudo do equilíbrio e reações de apoio.....	2
2.2- Condição limite de tombamento.....	5
2.3- Ações dinâmicas paralelas ao momento agente no plano vertical longitudinal de simetria..	7
2.4- Forças e momentos agentes sobre o veículo em curvas.....	14
2.5- Estabilidade transversal do veículo em curvas	25
2.6- Forças aceleratrizes verticais em lombadas e estudo de diâmetro de roda e constante de mo- la.....	29
2.7- Repartição do peso sobre as 4 rodas e influên- cia da suspensão sobre esta repartição.....	44
2.8- Efeito do conjugado motor sobre as reações de apoio em rodas com suspensão.....	54
2.9- Forças e momentos agentes nas molas devido ao peso e a força aceleradora.....	58
2.10- Problemas devido aos erros de esterçatura dos mecanismos comuns de direção.....	64
3. Cálculos dosEixos.....	70
3.1- Introdução.....	70
3.2- Tipos (rígidos e independentes).....	70
3.3- Pontes e pontas de eixo.....	72
3.4- Solicitações.....	74
3.5- Inclinações características do plano da roda e ponta de eixo.....	89
3.5.1- Convergência de roda.....	89

3.5.2- Divergências e incidência (caster e camber).....	91
4. Suspensão Independente.....	106
4.1- Forças e solicitações.....	106
4.2- Cinemática da posição da suspensão por ban- dejas.....	111
5. Sistemas de Direção (esterçatura).....	115
5.1- Geometria da esterçatura.....	115
5.2- Soluções exatas para as geometrias.....	119
5.3- Soluções mais usuais e econômicas (aproxi- madas).....	128
5.3.1- Quadrilátero de esterço.....	130
5.4- Comandos de esterço.....	140
6. Barra Estabilizadora.....	144
Bibliografia.....	

PROJETO DE UMA SUSPENSÃO AUTOMOBILÍSTICA

1. INTRODUÇÃO

O presente trabalho tem por objetivo nos colocar em contato com os principais princípios e leis que regem o movimento de um automóvel de tamanho médio, os principais problemas encontrados nestes movimentos tais como em curvas, frenagens, acelerações, terrenos acidentados e os principais sistemas solucionadores destes e outros inconvenientes, sistemas mecânicos estes conhecidos genericamente como suspensões.

Nos automóveis de médio porte modernos encontramos a suspensão dianteira encarregada de solucionar problemas de movimentação do veículo (inclusive o de direcionar o mesmo em sua trajetória) para as rodas dianteiras do carro e a suspensão traseira, bem mais simples que se encarrega do eixo traseiro do automóvel.

Historicamente a suspensão surgiu somente para aliviar (dar um amortecimento) aos efeitos das acidentações do terreno que faziam trepidar muito desconfortavelmente os passageiros e as partes constituintes do automóvel, que se sujeitavam a folgas, e quebras precoces por fadiga dos materiais.

Com o advento de um sistema de molejo ou seja qualquer espécie de mola intercalada entre o chassis e o eixo. Os acidentes do terreno já não eram mais tão desconfortantes, tendo contribuído para isso sobremaneira a invenção do pneumático que era uma mola em potencial.

Certos carros ainda não possuíam o amortecedor de vibrações o que inevitavelmente fazia as vibrações de suas molas possuírem vários ciclos de vai e vem para um único acidente de terreno.

Estes vários ciclos de vai e vem tornavam incômoda a marcha após vários inícios de ciclos; o carro parecia não mais parar de "pular" em torno da posição de equilíbrio da mola.

Isto levou a invenção do amortecedor de vibrações que é basicamente um circuito que dissipa através do atrito com óleo a energia cinética da suspensão relativamente ao carro retornando em poucos ciclos de vibração da mola a suspensão para junto do chassis.

Até hoje a maioria das suspensões de carros médios é composta de molas (feixe ou helicoidal) e amortecedores, diferenciando somente nos tipos de barras articuladas ao chassis e maneiras de fixar o amortecedor.

Faremos agora como dissemos desde uma introdução aos princípios e leis que regem os movimentos, esforços atuantes, etc pesquisaremos os principais problemas encontrados, equacionaremos e acharemos as soluções e finalmente usando estas soluções a partir de especificações de ordem geométrica (comprimentos) e de ordem física (massas, velocidades máxima) daremos o perfil projeto de uma suspensão de um veículo qualquer de porte médio como exemplo de cálculo de suspensões para qualquer outro veículo do mesmo porte.

2. PROBLEMAS DE CINEMÁTICA, ESTÁTICA E DINÂMICA DO VEÍCULO

2.1)- Reação do terreno contra a roda do veículo

2.1.1)- O estudo do equilíbrio do veículo pode ser efetuado considerando o veículo como constituído de elementos regidos invariavelmente coligados entre si.

Esta suposição equivale a dizer que o baricentro é o centro de aplicação da resultante das forças externas agentes sobre o veículo.

Se bem que em realidade alguns dos elementos da estrutura

ra são capazes de deformações elásticas em direções normais ao plano de apoio as influências desses valores em relação a reação do terreno é muito pequena.

Então determinaremos as reações supondo o veículo rígido ou seja são invariáveis as posições relativas dos elementos que o compõe.

2.1.2)- Em tal suposição consideremos um veículo de 4 rodas simétrico e simetricamente construído em relação ao seu plano vertical médio longitudinal, a fim de podermos ter certeza que a resultante das várias forças agentes sobre este veículo está contida nesse plano.

Para tal hipótese o veículo apoiado sobre um plano é disposto com seu eixo segundo uma linha de máxima inclinação daquele plano e é análogo a um veículo com somente 2 rodas contidas neste plano de simetria longitudinal.

Se começara a considerar-se um tal veículo salvo por ver-se em seguida que teremos a repartição dos esforços sobre quatro rodas nos casos reais.

2.1.3)- O veículo representado na figura 1 está apoiado sobre um plano de traço ox formando um ângulo α em relação a horizontal com seu plano de simetria contido no plano da figura. Sobre ele agem diversas forças devidas a várias causas e também aplicadas em pontos diversos.

Algumas dessas forças produzem uma resultante passando pelo baricentro do veículo, uma outra como x_1 será aplicada no ponto do meio da travessa posterior do chassi e poderá representar a ação de um veículo não frenado ligado aquele que estamos considerando, enfim uma da qual na figura é representada somente a componente x_2 poderá representar a ação do vento sobre o veículo. As reações do terreno contra a roda serão aplicadas nos pontos A e P do apoio.

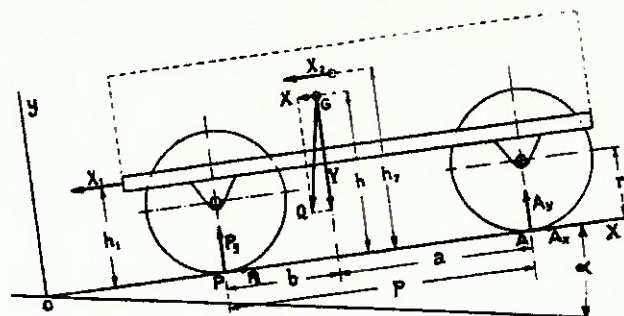


FIG. 1.

Na figura se são unidas as componentes das forças aplica das segundo os 2 eixos X e Y diretamente respectivamente segundo o traço no plano de apoio e a normal a essa.

Se é suposto que além da reação do terreno temos uma com ponente direta tangencial a roda, o que equivale a se su por que as rodas são capazes de reagirem em um tal modo e mais precisamente que a ligação entre estes no veículo possa reagir ao momento correspondente.

Tendo em conta dos elementos geométricos do veículo igual ao desenhado na figura as reações verticais P_y e A_y são determinadas das duas equações do equilíbrio:

$$Y = P_y + A_y$$

$$A_y - P = y , b = \int x h$$

do que resulta:

$$A_y = \frac{Y \cdot b - \int x h}{p} \quad (1)$$

$$P_y = \frac{y \cdot a + \sum x h}{p} \quad (2)$$

Outra equação exprime a condição de equilíbrio no eixo X

$$x + x_1 + x_2 = \sum = P_x + A_x \quad (3)$$

não basta para determinar os 2 valores P_x e A_x e o problema é determinado somente da equação de elasticidade de toda a estrutura não é portanto válida a hipótese de rigidez de toda a estrutura.

Note pois dos diversos coeficientes de atrito μ_a e μ_p - entre roda e terreno que se supor os diversos para maior generalização e que causam as máximas reações de atrito que os apoios são capazes:

$$P'_x = \mu_p \cdot P_y \quad (4)$$

$$A'_x = \mu_a \cdot A_y \quad (5)$$

se se deseja verificar a condição de não escorregamento segundo o eixo X.

Tal condição se exprime com

$$\sum x < P'_x + A'_x = \mu_p P_y + \mu_a A_y \quad (6)$$

Quando aplicado o freio ou um dispositivo para bloquear uma das rodas, se manterá nela o termo relativo à dita roda.

2.1.4)- Condição limite de tombamento do veículo:

Sendo o vínculo entre carro e terreno um apoio simples - capaz de reação com componente normal haverá um tombamento quando tal componente assumir valor negativo.

Do exame da expressão (1) e (2) relativas a figura 1 se vê que da reação A_y pode-se anular-se ou resultar negativa e para evitar-se o tombamento deverá ter-se $A_y \geq 0$, isto é:

$$Y \cdot b \geq \sum x h \quad (7)$$

No limiar $S_y = 0$ isto é:

$$Y \cdot b = \sum x h$$

e de (2) $P_y = Y$

e de (3) $\sum x = P_x$

Estas (3) expressões indicam que a resultante das forças aplicadas ao veículo passam pelo ponto P e é igual e contrária a reação de tal apoio.

Para evitar o tombamento ocorre que se é satisfeita a equação (7) isto é:

$$Y \geq \frac{\sum x h}{b} \quad (8)$$

também para evitar o deslizamento é necessário que se verifique:

$$\sum x \leq \mu_p \cdot Y$$

e em outros termos que

$$Y \geq \frac{\sum x}{\mu_p} \quad (9)$$

Dadas as dimensões dos automóveis comuns e aos valores práticos do coeficiente de atrito é muito fácil satisfazer (8) e não a (9) pelo qual se chegará que haverá o escorregamento primeiramente ao tombamento. Quando ao

invés as rodas são providas de algum dispositivo de aderência se poderá concluir de (9) e (8) que poderá haver primeiro um tombamento.

2.1.5)- Se como um caso particular se supõe que sobre o veículo age o peso próprio Q o qual em virtude da inclinação α do plano de apoio tem por componentes

$$X = Q \cdot \text{sena}$$

$$Y = Q \cdot \text{cosa}$$

ter-se-á para reações verticais das 2 rodas os valores

$$A_y = \frac{Q \cdot b \cdot \text{cosa} - Q \cdot h \cdot \text{sena}}{p} = Q \cos \left(\frac{b}{p} - \frac{h}{p} \text{tg}\alpha \right)$$

$$P_y = Q \cdot \text{cosa} \left(\frac{a}{p} + \frac{h}{p} \cdot \text{tg}\alpha \right)$$

A condição para evitar o tombamento é expressa de A_y o isto é:

$$\text{tg}\alpha < \frac{b}{h}$$

Dado μ o coeficiente de atrito para se evitar o escorregamento deve-se ter

$$X = Q \cdot \text{sena} < \mu (P_y + A_y) = \mu Q \text{cosa}$$

de onde

$$\text{tg}\alpha < \mu$$

Será suficiente neste caso para evitar-se o tombamento e o escorregamento que $\text{tg}\alpha$ será poucas vezes menor que o menor de b/h e μ .

2.1.6)- Ação dinâmica paralela ao momento agente no plano verti-

car longitudinal de simetria do veículo. Se o veículo - da figura precedente se move em MRV sobre o plano de - apoio valem agora para este as condições de equilíbrio já adiadas quando através das várias forças agentes se consideram as resistências passivas e a resistência do meio.

Indicando com F_x a componente da reação do terreno - tangencial à roda, quando por efeito da ação motriz e frenante se tiver $[F_x \neq]x$ o veículo assumirá se- gundo o lado da desigualdade um movimento acelerado ou retardado. A força acelerante ou retardante é :

$F = [F_x -]x$ e precisamente será aceleradora se - $F > 0$ e retardadora se $F < 0$.

Pode-se agora adotar para equilíbrio dinâmico a equação escrita para o caso precedente quando se considera apli- cada ao veículo a força de inércia a qual temos por re- sultante uma força igual e oposta a F .

2.1.7)- Seja μ o coeficiente de atrito entre roda e terreno . Se o veículo é construído de modo que a máxima ação mo- triz e frenante possa igualar a força de aderência ago- ra todas as 4 rodas são ativas (motriz ou frenante) se terá disponível completamente a periferia de todas as 4 rodas numa força

$$F_x = \mu (P'_y + A'_y) \quad (15)$$

sendo P'_y e A'_y a componente normal da reação do terreno pois que sobre o veículo agem a força X direta paralela- mente ao eixo do motor para acelerar ou retardar a mar- cha resultará disponível uma força.

$$F = \mu (P'_y + A'_y) \pm [x \quad (16)$$

na expressão da qual, se a 'força X e F são diretas no sentido inverso, se colocará em X o sentido positivo

e em caso contrário o negativo.

Indicando com Q o peso do veículo motor e com Q_1 aquele do veículo parado e sendo a massa total

$$M = \frac{Q + Q_1}{g}$$

a força F produzirá uma aceleração

$$a_1 = \frac{F}{M} = \frac{g \mu (P'_y + A'_y) \pm x}{Q + Q_1} \quad (17)$$

Caso Particular:

- a) Veículo motor isolado em marcha sobre um plano horizontal a pequena velocidade. Todas as rodas são ativas e utilizam toda a aderência disponível.

Seja Q o peso do veículo e se possa colocar $x = 0$ se terá

$$P'_y + A'_y = Q$$

$$\max a_1 = \frac{\mu Q}{Q/g} = \mu g \quad (18)$$

- b) Veículo como o anterior mas só com 2 rodas motrizes. A máxima força aceleradora disponível será

$$F = \mu \cdot P'_y$$

e a aceleração máxima resulta

$$a_1 = \mu g \frac{P'_y}{Q} \quad (19)$$

No baricentro do veículo se manifesta uma força de

No baricentro do veículo se manifesta uma força de inércia direta no sentido oposto ao motriz em valor absoluto

$$| I | = \alpha_1 \cdot \frac{Q}{g} = \mu P'_y = F \quad (20)$$

caso este previsível dado que seu $I + F = 0$

Tudo em conta da força de inércia e indicando sempre - com h a altura do baricentro sobre o plano de apoio - com a e b a distância horizontal deste à vertical do plano de apoio anterior e posterior e com $p = a + b$ o passo do veículo as duas reações A'_y e P'_y

$$A'_y = \frac{Q_b - I_h}{p} = Q \frac{b}{p} - I \frac{h}{p} \quad (21)$$

$$P'_y = Q \frac{a}{p} + I \frac{h}{p} \quad (22)$$

Crescendo a força motriz F de zero ao máximo valor $\mu P'_y$ a força de inércia cresce em igual tamanho e do exame das duas relações precedentes se veem como diminuem A'_y e aumenta P'_y .

O máximo valor de P'_y e o mínimo de A'_y se terão substituindo à força de inércia o valor $I = \mu P'_y$ obtendo-se agora

$$\min A'_y = Q \cdot \frac{b - \mu h}{p - \mu h} \quad (23)$$

$$\max P'_y = Q \cdot \frac{a}{p - \mu h} \quad (23')$$

Quando a máxima força aceleradora e a máxima aceleração possível em um veículo à roda motriz posterior são:

$$\max F = \mu \frac{a}{p - \mu h} = \mu Q \frac{a}{p} \frac{p}{p - \mu h} \quad (24)$$

$$\max d_1 = \mu g \frac{a}{p - \mu h} \quad (25')$$

Este valor máximo pode antes não ser atingido quando μ tem valor muito elevado. De fato, o veículo tomba em torno da roda posterior quando $A'_y = 0$ e devendo-se evitar tal tombamento a máxima força aceleradora possível se terá por um valor de μ dado de

$$b - \mu h = 0$$

Isto é por
$$\mu = \frac{b}{h}$$

A expressão (24) e (25) vale para todos os valores de μ compreendidos entre

$$0 < \mu < \frac{b}{h}$$

c) Se considere agora o veículo do caso b) mas com roda motriz anterior.

A força motriz máxima é neste caso

$$\max F = \mu P'_y \quad (26)$$

e então a aceleração e a força de inércia relativa são:

$$\alpha_1 = \mu g \frac{A'_y}{Q} \quad (27)$$

$$I = \mu A'_y \quad (28)$$

Valem agora neste caso a expressão (21) e (22) e a consideração em fato cerca ao modo de variação das 2 reações A'_y e P'_y à variação da força F aplicada.

Substituindo na (21) o valor de $I_{\text{máx}}$ dado pela (28) se tem

$$A'_y = Q \frac{b}{p} \cdot \frac{p}{p + \mu b} \quad (29)$$

e então o valor máximo da força motriz e da aceleração no caso de roda motriz anterior são:

$$\max F = \mu \cdot A'_y = \mu \cdot Q \cdot \frac{b}{p} \quad (30)$$

$$\max \alpha_1 = \mu g \cdot \frac{b}{p + \mu h} \quad (31)$$

Do confronto entre os casos b) e c) se vê que mesmo no primeiro caso a força aceleradora max da (24) é

$$F = \mu Q \frac{a}{p} \cdot \frac{p}{p - \mu h}$$

Correspondente a um peso aderente $Q \cdot \frac{a}{p} \cdot \frac{p}{p - \mu h}$ maior daquele que age sobre a roda posterior do veículo parado.

Voltando a construir um veículo para o qual seja possível haver a aceleração máxima, será no caso da roda motriz anterior quanto naquele da roda motriz posterior, ocorrerá satisfazer a relação seguinte que se obtém - igualando os 2 valores de α , dado da expressão (25) e (31).

$$\mu g \frac{a}{p - \mu h} = \mu g \frac{b}{p + \mu h}$$

da qual

$$\frac{a}{b} = \frac{p - \mu h}{p + \mu h} \quad (32)$$

O segundo membro desta relação, que liga os elementos geométricos do veículo o coeficiente de aderência do terreno é menor que a unidade e porque será satisfeita é necessário que será $a < b$ isto é que o baricentro se ja menos perto da roda anterior do que da posterior.

Resolvendo a relação com respeito a μ resulta na sua forma mais simples

$$\mu = \frac{b - a}{h} \quad (33)$$

Nos veículos comuns nos quais $a < b$ com 2 só rodas mo trizes voltando a realizar a máxima aceleração compatível com a aderência ocorrerá adotar-se como motrizes as rodas posteriores.

Analizando num modo similar aquele adotado precedentemente a capacidade de frenagem da roda anterior e posterior do veículo definido da (33) se vê que a roda anterior são capazes de uma frenagem muito mais energética da roda posterior.

De fato a máxima força frenante sobre a roda anterior é

$$F_1 = \mu Q \frac{b}{p} \frac{p}{p - \mu h} \quad (34)$$

e sobre aquela posterior

$$F'_1 = \mu Q \frac{a}{p} \frac{p}{p + \mu h} \quad (35)$$

A relação $\frac{F_1}{F'_1} = \frac{b}{a} \frac{p + \mu h}{p - \mu h}$

é maior que a unidade sendo para o veículo definido de (33), $b > 0$.

Para tal veículo ao crescer o μ se alcança o limite de tombamento em torno do apoio anterior porque para evitar este inconveniente deve ser:

$$\mu \ll \frac{a}{h}$$

Em condições piores para a colocação do centro de gravidade para a frente vem-se a achar-se um veículo a roda anterior motriz que a igualdade de passo, peso e altura do baricentro deve-se permanecer a aceleração máxima de um veículo comum com roda motriz posterior para a qual $a > b$.

2.1.8)- Forças e momentos agentes sobre o veículo em curvas.

Um veículo andando em um plano pode caminhar em curvas quando o vínculo existente entre as rodas permita tanto um movimento livre de rolamento através de uma trajetória concêntrica e o vínculo entre roda e terreno - (neste caso se trata de apoio) seja capaz de aplicar a oportuna reação radial centrípeta.

O mais simples veículo a quatro rodas (o carro comum) é constituído de dois eixos e duas rodas articuladas em A (Fig.2).

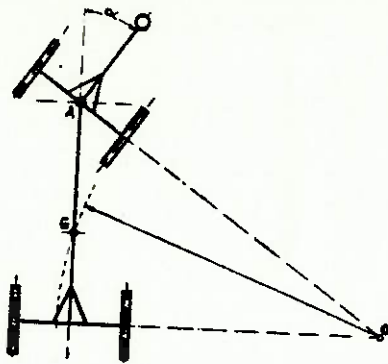


FIG. 3.

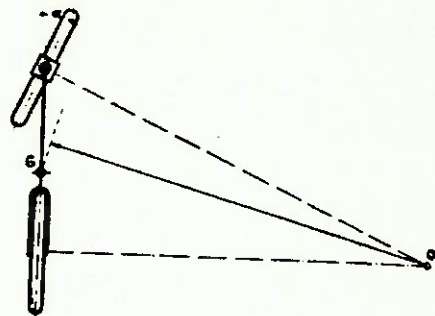


FIG. 4.

Com uma perna fixa ao eixo do primeiro carreira e normal ao plano da figura.

Quando a direção dos 2 correia formam entre si um ângulo α e o contato das 2 rodas são capazes de reação direta normalmente ao plano dessas o sistema e soltan-do livre de rodas em torno do eixo de fraco o normal ao plano de apoio.

Nos autoveículos os vínculos mecânicos entre as 4 rodas são muito complexos mas aqui neste presente estudo tais veículos são equivalentes aos veículos formados de duas carreiras assim como os aqui a parte que entra em con-sideração sobre a estabilidade da posição vertical do baricentro equivale a bicicleta esquematicamente repre-sentada na fig.3.

Na fig.2 e 3 são desenhadas as projeções normais G so-bre o plano da figura do baricentro do veículo e uma - primeira constatação que se pode fazer na qual servirá no trato que se fará a seguir e que mesmo em marcha re-tilínea o simetria do veículo coincide com a trajetória do baricentro, quando o veículo descreve uma curva, tal eixo assume uma posição mais ou menos inclinada em rela-ção a da trajetória. A inclinação é tanto mais forte -

quanto maior é a curvatura da trajetória do baricentro.

2.1.9)- Para poder se determinar a reação do terreno contra a roda devido à ação centrífuga, ocorre se determinar - quais são a ação resultante da força centrífuga agente sobre os elementos de um sólido qualquer, rodando em - torno de um eixo com velocidade W .

O plano da figura 5 será o plano do baricentro normal ao eixo de rotação de traço O e sobre esse o contorno do sólido se projeta como na figura.

Sendo, x, y, z a coordenada de um elemento do sólido - relativamente a um terno de eixos ortogonais passando por O sobre o eixo X coincidente com a reta OG baricêntrica e o eixo Z coincidente com o eixo de rotação. Se indicamos com x_1, y_1, z_1 as coordenadas do dito elemento relativamente a um terno de eixos baricêntricos paralelos ao primeiro e com x_0 a distância do baricentro do eixo de rotação. As coordenadas do elemento de massa dm considerado distante v do eixo de rotação são -

$$x = x_0 + x_1$$

$$y = y_1$$

$$z = z_1$$

A força centrífuga agente sobre o elemento de grandeza $w^2 r dm$ resulta determinada das 3 componentes segundo os 3 eixos coordenados

$$dx = w^2 x dm = w^2 (x_0 + x_1) dm$$

$$dy = w^2 y dm = w^2 y_1 dm$$

$$dz = w^2 z dm = w^2 z_1 dm$$

e daí 3 momentos relativamente aos 3 eixos

$$dL = w^2 y z dm = w^2 y_1 z_1 dm$$

$$dM = w^2 x z dm = w^2 (x_0 + x_1) z_1 dm$$

$$dN = 0$$

Os seus parâmetros que determinamos as ações resultantes da força centrífuga agente sobre toda a massa do sólido

$$X = \omega^2 \int (x_0 + x_1) dm = \omega^2 x_0 m \quad (36)$$

$$Y = \omega^2 \int y_1 dm = 0 \quad (37)$$

$$Z = \omega^2 \int z_1 dm = 0 \quad (38)$$

$$L = \omega^2 \int y_1 z_1 dm \quad (39)$$

$$M = \omega^2 \int (x_0 + x_1) z_1 dm = \omega^2 \int x_1 z_1 dm \quad (40)$$

$$N = 0 \quad (41)$$

Essas definem uma força X e um conjugado de momento M agente no plano XZ e um conjugado de momento L , agente no plano YZ definindo assim uma força e um conjugado.

A força resultante é determinada das relações 36,37,38, 40,41 da qual se deduz.

1ª) A resultante da força centrífuga elementar é igual em grandeza aquela que age sobre a massa do corpo rodante suporta concentrada no baricentro.

2ª) A sua reta de ação é paralela ao eixo x ($y = 0$, $z = 0$) e age no plano ZX ($N = 0$).

3ª) Essa dista do eixo X da quantidade

$$d = \frac{M}{X} = \int \frac{x_1 z_1 \cdot dM}{x_0 M} \quad (42)$$

O conjugado de momento L e definido de (39) e age no plano YZ e um plano paralelo.

Quando o plano da figura 5 é plano de simetria do sólido a força centrífuga resultante age no plano do desenho e o conjugado tem momento nulo.

- 2.1.10) No caso do veículo percorrendo uma curva circular com velocidade constante devido a posição do baricentro e então a distância x_0 do eixo de rotação se pode calcular por aproximação o valor de M e de L substituindo a integral com algum dos $x_1 z_1 m_1$ e $Y_1 Z_1 M_1$ relativo a um certo número de massa finita no qual virá composta a massa total do veículo. Para simplificar o elemento se suporá a massa concentrada no seu baricentro.

Se se pode em tal modo determinar a grandeza e a linha - de ação da força centrífuga agente sobre o veículo e o conjugado resultante.

Uma projeção sobre o plano de apoio do veículo esquemático (fig.6) no qual a força centrífuga resultante se projeta em verdadeira grandeza, e serve para se estudar o equilíbrio à translação sobre a ação da força centrífuga direta segundo a OG (coincidente com o centro de rotação do sistema com o baricentro do veículo) e aquela da reação do terreno contra a roda normal a todo plano médio (suposto a articulação sem atrito) isto é na figura segundo a projeção do eixo anterior e posterior.

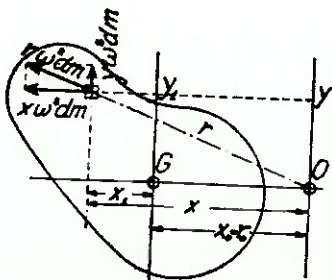


FIG. 5.

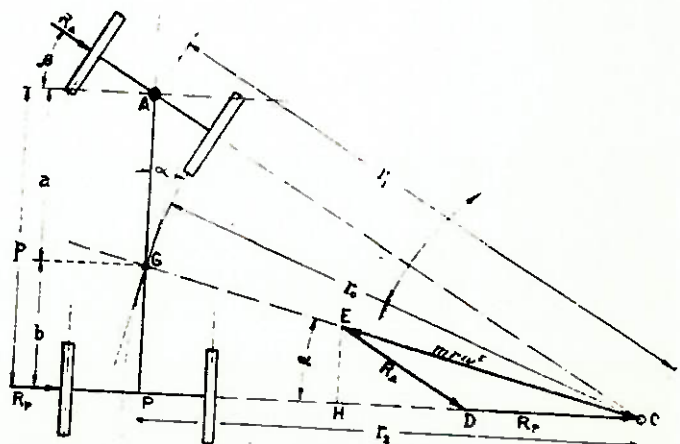


FIG. 6.

Sendo aquele desenhado na figura 6 através de elementos geométricos do problema sobre OG o segmento

$$OE = FC = m \omega^2 r_o$$

com um triângulo de equilíbrio se acha que ED e DO representam as reações do terreno sobre conjugados das rodas anteriores e posteriores.

Indicando com r_o , r_1 , r_2 , os raios das trajetórias do baricentro e dos pontos do meio dos eixos anteriores e posteriores com simples considerações sobre triângulos iguais e tendo presente que

se tem

$$r_1 = \sqrt{r_2^2 + p^2}$$

$$ED = m \omega^2 b \frac{r_1}{p} = m \omega^2 r_2 \frac{b}{p} \sqrt{1 + \frac{p^2}{r_2^2}} \quad (44)$$

$$OD = m \omega^2 r_2 \left(1 - \frac{b}{p}\right) = m \omega^2 r_2 \frac{a}{p} = R_p \quad (45)$$

2.1.11) Inclinação do eixo com respeito à trajetória do baricentro.

Destes α e β (fig.6) o ângulo de inclinação do eixo do veículo relativamente a trajetória do baricentro, e aquele formado pelo eixo da roda anterior com sua posição correspondente à marcha retilínea da igualdade entre α e GÔP se tem

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{b}{r_2} \quad (46)$$

mesmo sendo $\beta = A\hat{O}P$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{p}{r_2} \quad (47)$$

Eliminando r_2 entre estas 2 duas relações se obtém-se

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{b}{p} \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (42)$$

$$\alpha = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left(\frac{b}{p} \cdot \operatorname{tg} \beta \right) \quad (43)$$

2.1.12) Força e conjugado, paralela ao plano de apoio agente sobre o veículo numa curva.

Quando o veículo muda de direção da marcha o seu bari-centro descreve uma trajetória curva que no caso mais geral se pode considerar constituída de três partes: A primeira a curvatura crescente de zero a um determinado valor máxima, a segunda a curvatura constante, a - terceira a curvatura decrescente do máximo valor precedente até zero.

Na primeira e na terça parte da trajetória o ângulo β de esterço varia em função do tempo na segunda β é - constante.

Se suporá puramente variável, com o tempo a velocidade do veículo, tangente a sua trajetória.

2.1.13) Indicada com ω a velocidade angular do movimento do - veículo a qual é a soma algébrica da velocidade angu-lar ω_0 do baricentro em torno de O(fig.6) e daquela

$$\omega_1 = \frac{d\alpha}{dt}$$

do eixo longitudinal do veículo com respeito ao conju-gado do eixo ortogonal por G, respectivamente tangente e normal à trajetória a aceleração angular do moto do veículo é $d\omega/dt$.

A reação do terreno contra a roda devem então equilibrar mais que a força centrífuga, o momento de inércia do veículo, o momento da qual é dado da:

$$C = - J_o \frac{d\Omega}{dt} \quad (50)$$

se com J_o se indica o momento de inércia do veículo em torno ao seu eixo vertical baricêntrico.

Suposto $\frac{d\Omega}{dt} > 0$ isto é, no sentido horário o momento de inércia C será direta como na figura 7, e se transferirmos a resistência à rotação e ao rolamento da roda a reação do terreno sai diretamente com a força A' e P_1 .

Para equilíbrio a translação a componente de A' normal ao eixo do veículo deve igualar a P_1 mesmo a componente axial B será equilibrada da força de inércia I que se manifesta no baricentro G .

Se terá então:

$$P_1 p = C$$

$$P_1 = \frac{C}{p} \quad (51)$$

$$B = -I = P_1 \operatorname{tg} \beta = \frac{C}{p} \cdot \frac{p}{r_2} = \frac{C}{r_2} \quad (52)$$

$$A' = \sqrt{P_1^2 + B^2} = \frac{C}{P} \sqrt{1 + \frac{P^2}{r_2^2}} \quad (53)$$

A reação devido ao momento de inércia se somamos algebricamente com aquelas R_A e R_P (44) e (45) devidos a força centrífuga para dar a reação total do terreno contra a roda, na qual resulta

$$R'_A = R_A + A' \quad (54)$$

$$R'_P = R_P - P_1 \quad (55)$$

Agora o momento de inércia será diretamente como na figura 7 essa piora as condições de aderência da roda anterior e melhora aquela da roda posterior, se é direta no sentido oposto melhora a aderência da roda anterior e piora ao invés daquela da roda posterior.

Ocorrerá portanto calcular o valor da aceleração angular para as três partes das quais é considerada constituída a trajetória do baricentro do veículo na curva.

I - Sendo v a velocidade do baricentro a velocidade angular do seu movimento é (fig.6)

$$\text{no qual} \quad \omega_o = \frac{v}{r_o} \quad r_o = \sqrt{b^2 + \frac{p^2}{\text{tg}^2 \beta}} = \frac{p}{\text{tg} \beta} \sqrt{1 + \frac{b^2}{p^2} \text{tg}^2 \beta}$$

Para um veículo como aquele representado na figura, suposto um ângulo máximo de esterçamento.

$$\beta = 30^\circ \quad \text{e} \quad \frac{b}{p} = 0,4$$

$$h_o = 1,025 \frac{p}{\text{tg} \beta}$$

Cometendo-se um erro máximo de 2,5% na determinação de r_o chegará ao cálculo seguinte:

$$r_o = \frac{p}{\text{tg} \beta} \quad (56)$$

$$\omega_o = \frac{v}{p} \text{tg} \beta \quad (57)$$

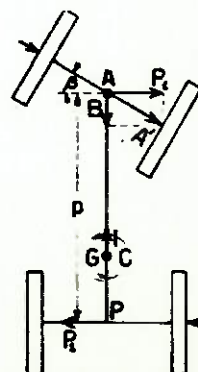


FIG. 7.

A velocidade do veículo relativa ao conjugado do eixo baricêntrico é:

$$\omega_1 = \frac{d\alpha}{dt} \quad (58)$$

e indicando com $\beta = \frac{d\beta}{dt}$

da (49) se têm

$$\omega_1 = \frac{b}{p} \cdot \frac{\beta'}{\cos^2 \beta + \left(\frac{b}{p}\right)^2 \sin^2 \beta} \quad (59)$$

Tendo em conta do sinal da velocidade ω_o e ω_s , da velocidade angular do movimento absoluto do veículo é:

$$\Omega = \omega_o - \omega_1 = \frac{v}{p} \operatorname{tg} \beta - \frac{b}{p} \cdot \frac{\beta}{\cos^2 \beta + \left(\frac{b}{p}\right)^2 \sin^2 \beta} \quad (60)$$

A aceleração angular é:

$$\begin{aligned} \frac{d\Omega}{dt} &= \frac{dv}{dt} \cdot \frac{\operatorname{tg} \beta}{p} + \frac{v}{p} \cdot \frac{\beta}{\cos^2 \beta} - \frac{b}{p} \cdot \frac{\beta''}{\cos^2 \beta + \left(\frac{b}{p}\right)^2 \sin^2 \beta} \\ &\quad - \frac{b}{p} (\beta')^2 \cdot \frac{2 \operatorname{sen} \beta \cos \beta |1 - (b/p)^2|}{|\cos^2 \beta + (b/p)^2 \sin^2 \beta|^2} \end{aligned} \quad (61)$$

onde $\beta' = d^2 \beta / dt^2$ e dv/dt e aceleração tangencial - movimento do baricentro.

Para o ângulo β de grau menor que 45° qualquer que interessar no problema em exame

$$\frac{1}{\cos^2 \beta + (b/p)^2 \sin^2 \beta} \quad \text{e} \quad \frac{2 \operatorname{sen} \beta \cos \beta}{|\cos^2 \beta + (b/p)^2 \sin^2 \beta|}$$

são funções crescentes de β .

Então no primeiro pedaço da curva caracterizado pelos valores crescentes de β isto é $\beta' > 0$ o quarto do termino so segundo membro da (61) é seguramente crescente e mesmo no pedaço final puramente crescente será substrativo se β'' é positivo, será aditiva se β'' é negativo, será aditiva se β'' é negativo isto é se o movimento de esterzatura é respectivamente um movimento acelerado ou retardado.

Por uma velocidade de marcha v suficientemente grande a soma dos três últimos do segundo membro resulta positiva e se a marcha não é nem acelerada e nem retardada ($dv/dt = 0$) o momento de inércia tem o sentido da figura 7. Agora se se faz agir sobre o veículo uma força retardadora (frenante) isto é $dv/dt < 0$ o primeiro termo resulta negativo e uma força frenante que age sobre o veículo no primeiro pedaço da curva, diminue momento de inércia e então a reação devido a essa melhorando portanto a aderência da roda anterior.

- II - No segundo pedaço da curva com curvatura constante - ($r_0 = \text{const}$) se mantém constante para todos os pedaços da curva o valor de β e são $\beta' = \beta'' = 0$

Mas a (61) se tem

$$\frac{d\Omega}{dt} = \frac{dv}{dt} \cdot \frac{\text{tg}\beta}{p} \quad (62)$$

Neste pedaço $d\Omega/dt$ tem o sentido de dv/dt e é nula - para $dv/dt = 0$ isto é para marcha a velocidade constante.

Se conclue que no segundo pedaço da curva o momento de inércia tem o sentido indicado na fig.7 se o movimento é acelerado e sentido contrário se o movimento é retardado.

III - No terceiro pedaço decrescendo β resulta $\beta' < 0$ para fortes velocidades, quando se é constante v isto é $dv/dt = 0$. A aceleração angular tem valor negativo, isto é a cópia de inércia tem sentido oposto aquele - da fig.7. É possível aplicando uma ação aceleratriz - ao veículo isto é dando a dv/dt um valor positivo, reduz-se o valor do momento de inércia e melhora assim a aderencia da roda posterior que são neste caso aquelas que se acham em condições mais críticas. O exame feito permite-nos concluir que de 2 veículos de igual peso, tamanho e posição do baricentro, se comportará melhor ao entrar e sair da curva aquele que - tem menor momento de inércia relativamente ao eixo vertical do baricentro. Aqui todos os sistemas de bagagens pesantes, estepes, etc que aumentam o valor de J_0 pioram para um dado veículo a marcha em uma curva.

2.1.14) Para um veículo iniciante em uma curva com velocidade v_0 sobre o qual não agem ação motrizes nem resistências passivas é possível acharmos a lei segundo a qual varia a velocidade v do variar β eliminando Ω entre a equação (60) e aquela experimental constante de energia cinética total do veículo.

$$\frac{1}{2} m v_0^2 = \frac{1}{2} m v^2 + \frac{1}{2} J_0 \Omega^2 \quad (63)$$

2.1.15) Estabilidade transversal do veículo na curva.

No parágrafo 10 se são determinadas as intensidades e as retas de ação da força centrífuga agente sobre um - veículo na curva e se é visto como essa é paralela à normal ao eixo de rotação passante pelo baricentro e - dista deste da quantidade d dada pela (42).

No veículo comum o valor de d é sempre tão pequeno e muito negativo, isto é a reta de ação da força centrífuga se acha a medida que se traça a normal pelo baricentro ao eixo de rotação.

Será então em geral legível e na maior parte dos casos a favor da estabilidade a suposição que se fará nos sucessivos cálculos que a força centrífuga passa pelo baricentro.

Na figura 8 e 9 são representadas em planta dois veículos equivalentes. O primeiro é um vínculo à carretel - no qual a esterçatura se obtém variando a orientação - do carretel anterior relativamente ao plano longitudinal vertical de simetria do veículo, o segundo é um - veículo, o segundo é um veículo com eixo anterior em três peças ao invés de duas porções extremas o fuso da roda articulada na porção central que é fixa em posição relativamente ao chassis do veículo. Pelo efeito da articulação e fuso e portanto o eixo da roda, podem rodar em torno do eixo vertical que permite-nos dar um orientamento oportuno a fim de que o veículo rode em torno - de um eixo vertical de traço 0.

Supondo a roda apoiante sobre o plano do desenho e o baricentro G e uma altura h sobre esse a reação transversal da roda, agente no plano de apoio e a força centrífuga direta como a OG e agente em um plano paralelo a distância h dando origem a um conjugado que tende a fazer tombar o veículo em torno dos dois pontos de apoio da roda externa.

Ao tombamento se opõe o conjugado constituído do peso Q do veículo e da reação vertical do terreno (esquematicamente indicado na fig.10).

A indeterminação no valor da reação das quatro rodas do veículo comparadas ao caso limite outro ao qual quase se tem tombamento e precisamente quando o ponto de en-

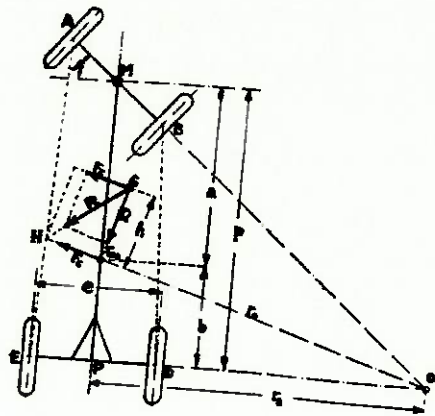


FIG. 8.

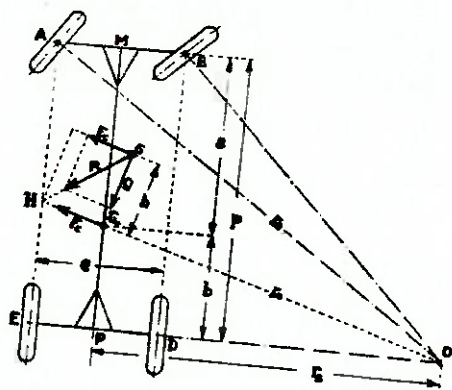


FIG. 9.

contro H da resultante F_c e de Q o qual será coincidente dos 2 pontos de apoio A e E das rodas externas porque em tais casos a reação da roda interna se anula.

Tal limite se poderá alcançar somente no caso em cuja aderência entre roda e o plano de apoio seja tal a permitir que a força centrífuga de assumir um valor suficientemente elevado sem que o veículo escorregue.

Na figura 8 - 9 - 10 são indicadas o passo P e a largura e do veículo a altura h do seu baricentro, a posição dese eixo, definida da distância parcial a e b e o raio da circunferência descrita do pontos principais.

Reguardado o tombamento os dois veículos das figs.8 e 9 se comportam em modo muito diverso, porque mesmo na fig.9a coincidente dos 2 pontos A e E se mantém paralela ao eixo do veículo e aquela da fig. 8 tal coincidente se inclina mais ou menos segundo o ângulo de esterçatura .

Suposto mas uma razão mínima $p/e = 2$ e um raio mínimo da curva $r_2 = p$ supondo-se que representando as condições de mínimo geralmente não ultrapassando o ângulo que a reta AE (fig.8) forma com o eixo do veículo e é de cerca de $3^{\circ}3'$ para o qual a diferença entre os 2 segundos HG_o nos 2 tipos de veículo, é transcurável.

Sobre a figura é tombado o plano vertical de traço OG_o disso se acha a relação entre F_o e Q e entre os elementos geométricos do veículo o limite do tombamento.

$$\frac{F_c}{Q} = \frac{H G_o}{h} \quad (64)$$

Por que isso seja evitado devido a ser

$$F_c \ll Q \cdot \frac{H G_o}{h} \quad (65)$$

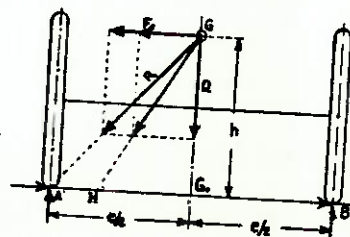


Fig. 10.

Se nesta expressão o HG_o se substitue-se $e/2$ HG_o quando se faz

$$F_c \leq Q \frac{e}{2h} \quad (66)$$

e se tem presente os valores de $F_c = \frac{mv^2}{r_2} = \frac{Q}{g} \frac{v^2}{r_o}$ se tem que para evitar o tombamento é suficiente que se satisfaça a relação.

$$\frac{v^2}{g r_o} \leq \frac{e}{2h} \quad (67)$$

a qual é ligada a hipótese que a aderência seja grande. Em realidade a soma da reação transversal do terreno pode ao máximo ser igual a μQ e se μ é o coeficiente de aderência e quando não coexistem com a ação transversal antes ação tangencial de atrito sobre a roda.

Para evitar-se o escorregamento deverá ter-se a aderência total maior que a força centrífuga e no limite igual a

$$\mu Q \geq \frac{Q}{g} \cdot \frac{v^2}{r_o}$$

da qual

$$\frac{v^2}{g r_o} \leq \mu \quad (68)$$

Para evitar-se tanto o tombamento transversal quanto o escorregamento, bastará satisfazer a condição (67) e (68) isto é em modo que $v^2/g r_o$ seja menor de pouco menos que os 2 valores $e/2h$ e μ .

Para o autovetor normal para o qual $e\mu 2h$ é próximo da unidade sempre que em boas condições de aderência $\mu = 0,6$ a $0,7$ bastará que

$$\frac{v^2}{g r_o} < 0,6$$

2

No estudo da curva e do movimento retilíneo, ocorre termos presente não esquecendo a força centrífuga melhor o momento de inércia do veículo a aceleração motriz e frenante os quais influem muito sobre a aderência transversal da roda.

A deformação transversal do pneumático complica a marcha do veículo na curva pois as sucessivas porções do pneumático que mantém contato com o terreno se deformando - transversalmente sob a ação da força centrífuga agente - sobre o veículo assim que esterçando a roda diretriz pa-
ra descrever se uma dada curva o currículo descreve em - realidade uma curva maior tendo assim um movimento de derivação transversal quer tende à jogá-lo para fora.

2.1.16) Força aceleratriz vertical agente sobre o veículo - Se é se é suposto que o veículo se apoie e se mova num plano e que a trajetória percorrida em tal rota fosse da reta ou da curva plana.

Na realidade a superfície da estrada, é constituída de forma tal que produz uma série de movimentos verticais sucessivos nos 2 sentidos.

A aceleração deste movimento e a força de inércia que ambos os eixos transmitem ao veículo crescem com o quadra-
do da velocidade de marcha e é influenciada pela dimen-
são da roda.

É fácil constatar como a aceleração vertical devido à causa dita são proporcionais do quadrado da velocidade horizontal do veículo.

Se supuser-se que o centro da roda descreva uma curva -
contida em um plano vertical da qual a equação seja re-
feridaa 2 eixos um vertical e outro horizontal seja -
 $y = f(x)$ e que a velocidade do movimento tenha uma com-
ponente horizontal $v_x = \text{const.}$ A abscissa será expressa

por $x = v_x + x_0$.

A componente vertical da velocidade do centro da roda é $v_y = dy/dt = dy/dx \cdot dx/dt = v_x \cdot dy/dx$.

e a aceleração vertical resulta:

$$a_y = \frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{d}{dt} \left(v_x \frac{dy}{dx} \right) = v_x \frac{d^2 y}{dx^2} - \frac{dx}{dt} = v_x^2 \frac{d^2 y}{dx^2}$$

Tratando-se de trajetória à curvatura pequena (plano da estrada bem esguio) se pode deduzir que $d^2 y/dx^2$ seja igual ao recíproco do raio de curvatura e que a aceleração vertical cresce com o quadrado da velocidade horizontal do veículo e proporcionalmente à curvatura da saliência à superfície da estrada.

O diâmetro da roda influe sobre a forma da trajetória - do seu centro, mas nem sempre o efeito que isso tem sobre o movimento do centro é deste feito assim, mesmo um aumento do diâmetro pode em certos pedaços de superamento de uma concavidade termos uma diminuição da aceleração vertical, pode ao invés provocar em algumas posições algum incômodo que não teríamos com rodas bem menores.

A coisa mais evidente do exame da figura 11 é aquela na qual são desenhadas as trajetórias descritas pelos centros de I e II.

Se vê antes que tudo que pelo pedaço intermediário da curva a paridade de v_x com uma roda de diâmetro maior se tem menores acelerações verticais ou seja, se para menores curvaturas da trajetória será por que o tempo empregado da roda a superar a saliência é maior.

Se notamos ao invés na trajetória II, aqui extremo dois pontos angulosos que não comparecem na trajetória I. - Tais pontos nos quais a velocidade do centro da roda deve instantaneamente mudar de direção corresponde um funcionamento danoso para o veículo.

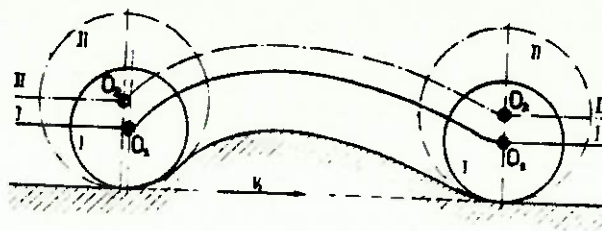


FIG. 11.

Um aumento ulterior do diâmetro outro aquele da rado II, pode causar uma diminuição do ângulo que deve instantaneamente rodar à velocidade em correspondência do ponto anguloso e uma diminuição do efeito danoso (choque).

Se pode então concluir que sobre o aspecto considerado com estrada boa não há vantagem sensível no aumento do diâmetro da roda, e com estrada muito bruta teremos sempre rodas de grande diâmetro.

Em todos os casos não se deve transfigurar um outro aspecto da questão, e precisamente a menor resistência à rotação e ao rolamento representado pela roda grande.

Sobre um último aspecto deve-se agora considerar o problema da grandeza da roda e aquela do aumento de ambos peso e diâmetro aumento que é desfavorável do molejo do veículo.

2.1.17) Movimento do mole independente do carro -

Se roda e veículo fossem perfeitamente rígidos a aceleração do centro da roda viria a ser transmitida integralmente ao veículo e com um simples cálculo é fácil acertar-se que mesmo uma saliência quase imperceptível do plano da estrada provocaria. A velocidade uma forte

aceleração e então teríamos forças de inércia não toleráveis.

Ocorre então prover na estrutura do veículo elementos capazes de sensíveis deformações elásticas em direções normais ao plano de apoio.

Tais elementos são de 2 tipos: o primeiro de mola e o segundo pneumático e a mola interposta entre eixo e a parte rígida do veículo.

O funcionamento do sistema elástico é muito complexo e não pode ser enquadrado num cálculo que não considere antes alguns dos seus aspectos mais importantes.

Se compreenderá como agem no transmitir à roda a aceleração vertical que os elementos em contato com o terreno sobem durante a marcha, da análise seguinte da mola interpsta entre roda e veículo.

Seja considerada uma roda rígida sobre o qual atua como intermediária uma mola e um peso Q_1 que se mantém sempre sobre a vertical (fig.12).

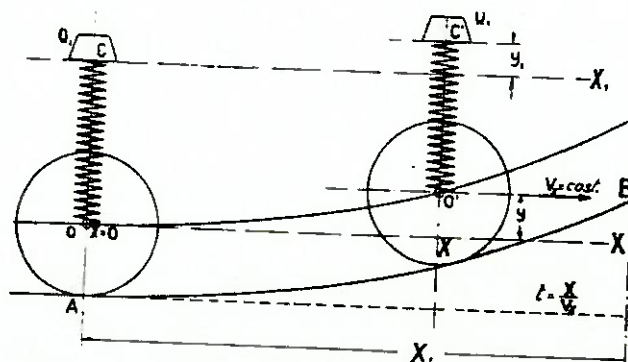


FIG. 12.

Seja suposta a roda animada de velocidade $v_x = \text{cte.}$ e percorrendo um caminho tal que o seu centro suba com a celeração $a_y = \text{cte.}$

Na posição inicial age sobre a roda o peso Q_1 assim ficando a mola em posição de equilíbrio estático.

Durante o movimento o centro da roda e o extremo C da mola sobre a qual está o peso Q_1 se movem sobre a vertical passando pelo centro vertical que se suporá - pertencente ao sistema móvel.

Através dos 2 sistemas de coordenadas com o eixo y - vertical coincidente com a posição inicial OC da vertical do sistema e com o eixo x e x_1 passante respectivamente de ditos pontos.

A abscissa dos pontos O e C serão em algum instante - iguais e sobre um tempo t a colocação horizontal de todo o sistema será $x = v_x \cdot t$. O ponto O e C serão passantes O' e C' .

Em tal instante são:

$y_1 \ v_{x_1} \cdot \alpha_{x_1}$ a colocação vertical, a velocidade vertical e a aceleração vertical de C' .

$y \ v_y \ \alpha_y$ a quantidade análogas pelos pontos O'

Sendo O' a aceleração $\alpha_y = \text{constante}$ o movimento vertical desse é definido da equação:

$$\alpha_y = \text{constante} \quad (69)$$

$$v_y = \alpha_y \cdot t \quad (70)$$

$$y = \frac{1}{2} \alpha_y \cdot t^2 \quad (71)$$

A mola virá na condição inicial de peso estático uma - flecha inicial dada por

$$Q_1 = K \cdot f \quad (72)$$

onde K indica a rigidez da mola que se supõe constante. Através do tempo t os pontos O e C são colocados verticalmente das quantidades y e y₁ e por que a flecha da mola será aumentada da quantidade Δf = y - y₁ e o peso Q₁ será solicitado para o alto de uma força

$$F = K \cdot \Delta f = K \cdot (y - y_1) \quad (73)$$

que o fará ter uma aceleração

$$\alpha y_1 = \frac{kg}{Q_1} (y - y_1) \quad (74)$$

a qual observando que $\alpha y_1 = d^2 y_1 / dt^2$ a equação diferencial do movimento vertical do ponto C.

Tendo presente a expressão (71) e (72) tal equação se transforma na

$$\frac{d^2 y_1}{dt^2} + \frac{q}{p} y_1 = \frac{1}{2} \alpha y \frac{q}{f} t^2 \quad (75)$$

Tendo conta que para t = 0 são vy₁ = 0 a integral
y₁ = 0

resulta:

$$y_1 = \frac{1}{2} \alpha y t^2 - \alpha y \frac{f}{g} (1 - \cos t \sqrt{\frac{g}{f}}) \quad (76)$$

da qual a derivada primeira e segunda nos dão

$$v_{y_1} = \alpha y t - \alpha y \sqrt{\frac{f}{g}} \sin t \sqrt{\frac{g}{f}} \quad (77)$$

$$A_{y_1} = \alpha y - \alpha y \cdot \cos t \sqrt{\frac{g}{f}} \quad (78)$$

O movimento vertical de C' resulta então da superposição de um movimento uniformemente acelerado e de um movimento harmônico de período T definido por

$$\begin{aligned}
 2\pi &= T \sqrt{\frac{q}{f}} \\
 T &= 2\pi \sqrt{\frac{f}{g}} \quad (79)
 \end{aligned}$$

O sistema considerado pode ser representativo de uma roda de um autoveículo com uma parte do peso sobre sí.

O período do movimento harmônico dada a flecha sobre o peso harmonalmente e estaticamente colocado e normalmente em uso para molas de autoveículos é geralmente achado que

$$T = \frac{1}{2,7} \text{ a } \frac{1}{1,15} \text{ seg.}$$

tempo sempre muito grande com respeito àquele que um veículo marchante à velocidade muito forte emprego para superar a parte ascendente da lombada. Para escopo que este calculo se propõe será suficiente considerar o tempo correspondente ao primeiro quarto de período do movimento harmônico isto é aquele tempo para o qual

$$t \sqrt{\frac{g}{f}} \leq \frac{\pi}{2} \quad (80)$$

Se sí considerar que 1/4 de período está compreendido entre 1/11 e 1/4,6 de segundo e que em tal tempo um veículo marchante a 60 km/h percorre 1,55 - 3,62 metros se vê que como o tempo máximo definido da eq.(80) é suficientemente longo.

No primeiro quadrante o que o seno e o cons seno são positivos e então o segundo membro do segundo membro da equação (76), (77), (78) são negativos para o qual resulta que neste intervalo de tempo a colocação a velocidade ea aceleração vertical de C' são menores que os correspondentes de O'.

Em coisa resulta mais evidente se sicolocarmos as ditas expressões sobre a forma

$$y_1 = y - 2 \frac{y}{t^2} \frac{f}{g} (1 - \cos t \sqrt{\frac{g}{p}}) \quad (81)$$

$$Ny_1 = v_y - \frac{v_y}{t} \sqrt{\frac{f}{g}} \operatorname{sent} \sqrt{\frac{g}{f}} \quad (82)$$

$$ay_1 = ay - ay \cos t \sqrt{\frac{g}{f}} \quad (83)$$

Substituindo-se ao seno e ao cosseno ambos os valores - e tendo presente que para tempo pequeno à 1/6 do período se poderá sem erro sensível afir-mar-se ao terço terminal da vibração se tem

$$y_1 = y \frac{1}{12} \frac{g}{f} t^2 \quad (84)$$

$$Ny_1 = v_y \frac{1}{6} \frac{g}{f} t^2 - v_y \frac{1}{120} \left(\frac{g}{f}\right)^2 t^4 \quad (85)$$

$$ay_1 = ay \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{g}{f} \cdot t^2 - ay \left(\frac{g}{f}\right)^2 t^4 \quad (86)$$

Com valores de g/f compreendidos entre 2 1/sec^2 e 286 1/sec^2 os quais correspondem ao período supra citado se vê que para tempos muito pequenos y_1 , vy_1 e ay_1 para o ponto C' são muito dos correspondentes para O'.

Em modo especial a posição vertical de C' quando a roda gira em torno do ponto mais alto da curva em um tempo - muito pequeno e uma fração muito menor ainda da posição vertical do centro da roda.

Compreende-se facilmente que impotência tem uma ligação com mola a qual é indicada no desenho tratado se se pensar com uma ligação rígida a aceleração do centro da ro

da se comunicará integralmente a C' onde se manifestará a força de inércia

$$I = - ay \cdot \frac{Q_1}{g}$$

mesmo graças aligação com a mola e força de inércia em C' são:

$$I' = -ay_1 \cdot \frac{Q_1}{g}$$

notavelmente a respeito do precednete.

No período de movimento considerado o peso da roda tem causado influência sobre a força de inércia que nessa se manifesta mas nada sobre o movimento de C'.

Um aumento do peso estático da (72) a um aumento da flecha f tem um valor e uma diminuição do valor (84), (85), (86) mas se não aumentar a solicitação unitária da mola se mantém constante a relação $Q_1/K = f$, um aumento do peso não influencia o momento de C'.

2.1.18) Supondo-se ora dada uma certa abscissa x_1 o caminho sobre a qual rola a roda tem um rápido movimento para baixo a fim de voltar ao nível inicial (fig.12) e tal que a força agente sobre o sistema não seja suficiente para impedir que a roda perca o contato com o terreno.

O sistema roda-mola mesmo continuando a colocar-se com velocidade horizontal $v_x = \text{cte}$, se colocará ao longo do eixo y seguindo a força da gravidade.

Mesmo na primeira parte do movimento, primeiramente considerada o peso Q_2 da roda e das partes que participam do movimento de seu centro, não há influência sobre as partes que encostam na mola mas influem unicamente sobre as reações de apoio neste período o movimento das 2 partes coligadas da mola são influenciadas pelo peso do

chassis.

Sobre o sistema, dado que a roda tem pouco contato com o terreno, age como força externa a gravidade pela propriedade do movimento do centro de massa, o baricentro do sistema seguirá a lei da força de gravidade mesmo - os dois pesos Q_1 e Q_2 se movem sobre a ação da mola - sem alterar o movimento do baricentro.

Como o peso Q_1 e Q_2 sobre o baricentro se coloca com - velocidade horizontal $v_y = \text{cte}$.

Ao início deste segundo tempo do movimento o peso Q_1 é animado de uma velocidade vertical direta para cima - v'_y e que a velocidade C' dada pela (82) quando a t se substitua o valor $t' = x_1/v_x$ mesmo o peso Q_2 concentrado com O' tem uma velocidade v'_x dada por (73) - por $t' = t$.

A velocidade vertical do baricentro é

$$v_{Oy} = \frac{A_1 v'_y + Q_2 v'_y}{Q_1 + Q_2} \quad (37)$$

O movimento do baricentro referido a 2 eixos um horizontal passante pela posição ao início do segundo tempo. (fig.13), verticalmente positivo para baixo e definido da equação

$$x = v_x \cdot t \quad (38)$$

$$y = v_{Oy} \cdot t + \frac{1}{2} g t^2 \quad (39)$$

Conhecendo-se a lei do movimento de 2 massas, relativo ao baricentro

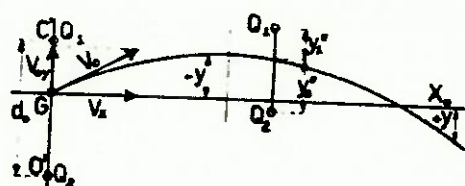


FIG. 13.

Se pode traçar da trajetória descrita por esse e comparar a lei dos 2 movimentos

As 2 massas se mantêm sobre a vertical do baricentro suposto um momento de eixo um horizontal e outro vertical passando pelo baricentro e a esse invariavelmente ligado se tem convencionado positivo para cima y_1 "de Q_1 po-
sitivo para baixo y_2 " de Q_2 .

O movimento das 2 massas é definido da flecha da mola e da posição e da velocidade, relativa ao baricentro das 2 massas no início do 2º tempo.

Se y' e y'_1 eram as ordenadas de O' e de C' em correspondência da abscissa x_1 (fim do 1º tempo) e f a flecha da mola sobre o peso estático Q_1 , a flecha ao início do segundo tempo é:

$$f_o = f + (y' - y'_1) \quad (90)$$

e a ordenada inicial das duas massas relativas ao baricentro se do é a distância entre O' e C' em tal instante, são:

$$\text{peso } Q_1 \quad y_{o1} = \text{do } \frac{Q_2}{Q_1 + Q_2} \quad \text{positiva p/o alto} \quad (91)$$

$$\text{peso } Q_2 \quad y_{o2} = d_0 \frac{Q_1}{Q_1 + Q_2} \quad \text{positiva para baixo} \quad (92)$$

e as velocidades iniciais

$$\text{peso } Q_1 \quad v'_o = v_{y_1} - v_{oy} \quad \text{positivo alto} \quad (93)$$

$$\text{peso } Q_2 \quad v''_o = v_{y'} - v_{oy} \quad \text{" baixo} \quad (94)$$

As duas velocidades relativas do baricentro resultam positivas ou negativas como se vê confrontando a (93) e (94) com a (87) isto é são todas as duas diretamente para fora ao invés das duas todas diretamente do baricentro e esta característica permanece para toda a duração do movimento.

Assim para toda a duração do movimento tem-se

$$Q_1 y''_1 = Q_2 y''_2 \quad (95)$$

Donde no movimento relativo ao baricentro faz a atração da gravidade os dois pesos, ao início do segundo tempo são então solicitados pela força $K.f_o$ e dado o tempo t ambas as coordenadas são y''_1 e y''_2 porque a flecha da mola será diminuída de

$$\Delta f = y''_1 + y''_2 - d_0$$

e teremos o valor

$$P' = f_o - (y''_1 + y''_2 - d_0) = f_o + d_0 - y''_1 - y''_2$$

Em tal condição a força solicitante às duas massas é $F = Kf'$. A aceleração a' e a'' do peso Q_1 e Q_2 são então

$$a' = \frac{kg}{Q_1} f' = \frac{kg}{Q_1} (f_o + d_0 - y''_1 - y''_2)$$

$$a'' = \frac{kg}{Q_2} (f_o + d_0 - y''_1 - y''_2)$$

$$\text{e da (96)} \quad \frac{a'}{a''} = \frac{Q_2}{Q_1} \quad (96)$$

$$\text{e da (95)} \quad a' = \frac{kg}{Q_1} \left(f_o + d_o - \frac{Q_1 + Q_2}{Q_2} y_1'' \right) \quad (97)$$

$$a'' = \frac{kg}{Q_2} \left(f_o + d_o - \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} y_2'' \right) \quad (98)$$

O espaço percorrido durante o tempo t do peso Q é
 $Y_1 = y_1'' - y_{o1}$

e sua aceleração é dada por

$$q' = \frac{d^2 y_1}{dt^2} = \frac{kg}{a^1} (f_o + d_o) - \frac{kg}{Q_1} \frac{Q_1 + Q_2}{Q_2} (Y_1 - y_{o1})$$

que é a equação diferencial do movimento de Q_1 relativo ao baricentro.

A equação integral em termos finitos, tendo em conta que para $t = 0$ $y_1'' = y_{o1}$ e $dy_1''/dt = v'_o$ e

$$y_1'' = \frac{v'_o}{\sqrt{\frac{kg}{Q_1} \frac{Q_1 + Q_2}{Q_2}}} \cdot \text{sent} \sqrt{\frac{kg}{Q_1} \frac{Q_1 + Q_2}{Q_2}} + \left[(f_o + d_o) \frac{Q_2 - y_{o1}}{Q_1 + Q_2} \right] \cdot \left[1 - \text{cost} \sqrt{\frac{kg}{Q_1} \frac{Q_1 + Q_2}{Q_2}} \right] + y_{o1} \quad (99)$$

$$a' = -v'_o \sqrt{\frac{kg}{Q_1} \frac{Q_1 + Q_2}{2}} \text{sent} \sqrt{\frac{kg}{Q_1} \frac{Q_1 + Q_2}{2}} + \frac{kg}{Q_1} \left[f_o + d_o - y_{o1} \cdot \frac{Q_1 + Q_2}{Q_2} \right] \text{cost} \sqrt{\frac{kg}{Q_1} \frac{Q_1 + Q_2}{Q_2}} \quad (100)$$

O correspondente valor y_2'' e a'' para o peso Q_2 se obtém da (99) e (100) por meio de (95) e (96).

Os dois pesos oscilando com igual período harmonicamente como se a mola fosse ancorada fixamente no baricentro do sistema.

Suposto fixo o valor de $Q_1/K = f$ a flecha da mola sobre o peso estático e constante peso total $Q_1 + Q_2$ so sistema para pequenos valores de t tais que:

$$t \cdot \sqrt{\frac{kg}{Q_1} \cdot \frac{Q_1 + Q_2}{2}} < \pi/2$$

se vê que diminuindo Q_2 e aumentando correspondentemente Q_1 de modo que a soma seja constante a adanada y_1'' do peso Q_1 ao baricentro diminue mesmo aumentando o y_2'' do peso Q_2 para o baricentro abaixo.

Aumentando Q_1 e diminuindo Q_2 equivale a aumentar a relação Q_1/Q_2 entre o peso rodante (não molejado).

Agora, a todo peso total com o aumento de Q_1/Q_2 tem-se uma diminuição no saculejamento do peso molejado em respeito ao baricentro e um aumento da velocidade com o qual se abaixa a roda a qual se prenderá mais no contato com o solo.

Efeito idêntico tem-se aumentando a relação Q_1/Q_2 sobre aceleração isto é, uma diminuição de a' e aumento de a'' . Desenhada por meio de (88) e (89) a trajetória do baricentro, portanto o y_1'' e y_2'' respectivamente sobre essas, se traçamos as 2 trajetórias de Q_1 e Q_2 .

As acelerações de Q_1 e Q_2 no movimento absoluto são:

$$A_1 = a' -$$

$$A_2 = a'' + g$$

2.1.10) Repetindo, mesmo por efeito da mola interposta no primeiro período do movimento considerado a vibração da parte molejada é notavelmente menor daquela que a roda deve subir, para poder alcançar a extremidade do obstáculo, no segundo período e relativamente à forma do obstáculo a parte suposta molejada poderá eventualmente - continuar a vibrar e tal vibração será tanto menor quanto mais à paridade do peso total é menor o peso da parte rodante.

Assim, quanto menor é o peso da parte rodante tanto - mais breve será o tempo em que a roda perde o contato - com o terreno.

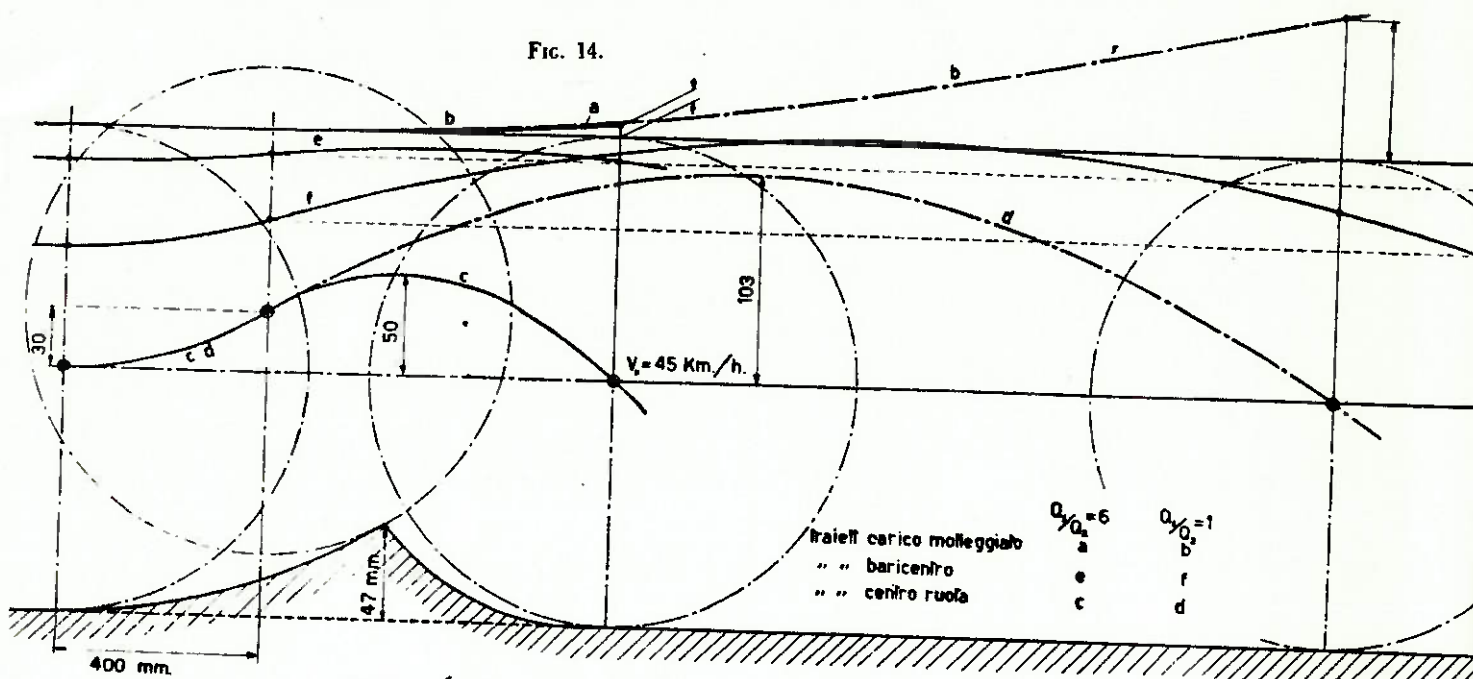
Tal vantagem se produz num modo especial para a roda motriz porque a perda de contato durante a vibração à forte velocidade, implica na perda da força motriz por todo o tempo correspondente, sem contar que em tal período a roda é livre sobre a ação do motor de acelerar todo o movimento, e sobe depois de brusco relaxamento a repres do contato provocando esforços anormais em todo o mecanismo de comando.

Quanto mais intenso é este fenômeno tanto mais rápido é a deterioração do pneumático e da estrada.

O exame feito da vantagem de um intermediário elástico nos faz compreender como, a par da mola interposta entre solo e roda age no sentido de diminuir a aceleração vertical da roda e dentro de certos limites de velocidade e de altura do obstáculo, possa fazer com que o centro da roda quase não suba a posição vertical a supere.

Para maior detalhamento deste problema, na fig.14 e ali representado o caso do superamento de um obstáculo de altura de 44mm por parte de uma roda de um veículo com roda rígida marchante à velocidade horizontal de $v=45$ km/h . A curva ascendente que limita o obstáculo tem - forma tal a provocar uma aceleração vertical constante do centro da roda, mesmo aquela descendente não interes

se porque dada à sua forma a roda abandona o obstáculo. Na figura são desenhadas a trajetória do centro da roda



isto é de peso não molejado do, baricentro do veículo e aquela de um peso molejado para os dois casos de razão $Q_2/Q_1 = 1$ $Q_1/Q_2 = 6$ se vê como no último caso a roda acaba com o contato com o solo muito primeiro que não no caso $Q_1/Q_2 = 1$ e contemporaneamente o máximo molejo da parte molejada e de amplitude muito menor.

O exemplo que demonstra um caso puramente teórico da to davia uma idéia da vantagem derivante de uma ligação da parte do veículo não molejada.

2.1.20) Repartição do peso estático sobre as 4 rodas do veículo

O caso puramente teórico do veículo à 4 rodas de estrutura perfeitamente rígida e pouco interessante. Não é possível de fato dismentir que todas as 4 rodas reagem ao mesmo tempo e que mesmo no caso do veículo simétrico com respeito ao plano vertical longitudinal médio se te rá apoio sobre as 3 rodas e mais precisamente. Sobre as 2 rodas posteriores ou anteriores, segundo que o ba-

ricentro é mais vizinho as primeiras do que as segundas e sobre uma das outras duas.

Para que um veículo formado de elementos perfeitamente rígidos se possa fazer assento sobre o apoio sobre quatro rodas ocorre que um dos eixos seja articulado à restante parte do veículo e livre para rodar em torno do eixo longitudinal do mesmo.

Para um veículo assim feito representado esquematicamente na fig.15 o apoio reagirá C' a parte de atrito das articulações com duas forças iguais sobre duas rodas A e B do eixo articulado mesmo que duas rodas D e E reagem com forças iguais ou diversas segundo que a vertical baricêntrica encontrar o eixo de articulação ou não.

2.1.21) Influência da suspensão elástica sobre a repartição do peso pelas rodas, peso pela mola e sobre roda. O sistema de mola interposta entre os 3 eixos e o chassi do veículo, ao invés de haver grande influência sobre a aceleração e sobre a posição vertical que isso sobe durante a marcha, faz um peso que o peso se reparta de modo tão regular entre as rodas do que em três, alterando pouco a reação do terreno contra a roda.

Se considerar-se um chassi $A'B'D'E'$ perfeitamente rígido do fig.16.

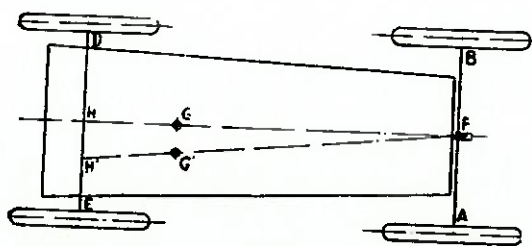


FIG. 15.

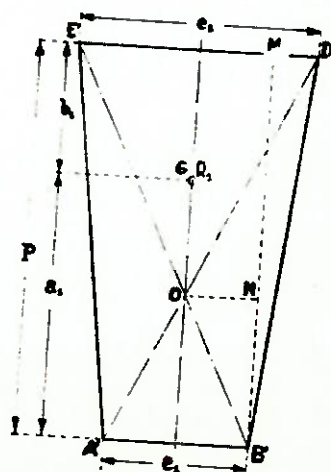


FIG. 16.

apoiado por meio de quatro molas sobre um plano horizontal . As 2 molas de A' e B' são de igual característica e assim puramente aquelas ligadas a D' e E' mas ambas - as características são diferentes das primeiras.

A coisa é disposta de modo que aplicando ao chassis o peso Q_1 normal previsto em seguida à deformação da mola o chassis se dispõe em um plano horizontal e se encarga de poder mudar a variação de comprimento durante o posicionamento subindo a projeção dos seus lados.

Se agora supõe-se que o ponto de apoio ligado a B' se abaixe de uma quantidade de o chassis se inclinará e se acha agora que a variação do seu lado respeito à horizontal são assim, menores de poder mudar a diferença entre o comprimento real e ambas as projeções.

Na condição assim definida seja Y'_A , Y'_B e Y'_D e Y'_E as reações verticais da mola contra o chassis e dito que K_1 e K_2 as constante (rigidez) da mola e anteriores são f'_A , f'_B , f'_D e f'_E as flechas elásticas.

Se G é o baricentro do chassis e aquele desenhado na figura 16 a características geométrica do chassis entre as 4 reações verticais incógnitas e o peso Q existem as 3 condições de equilíbrio.

$$Y'_A + Y'_B + Y'_D + Y'_E = Q_1 \quad (101)$$

$$Y'_A + Y'_B = Q_1 \cdot \frac{b_1}{P} \quad (102)$$

$$(Y'_A - Y'_B) \frac{C_1}{2} + (Y'_E - Y'_D) \frac{e_2}{e} =) \quad (103)$$

da qual tendo em conta a relação que a reação Y' na flecha elástica da mola se terá

$$Y'_A = K_1 f'_A = Q_1 \frac{b_1}{P} - K_1 f'_B \quad (104)$$

$$Y'_D = k_2 f'_D = \frac{1}{2} Q_1 \left(\frac{a_1}{P} + \frac{b_1}{P} \frac{e_1}{e_2} \right) - k_1 f'_B \frac{e_1}{e_2} \quad (105)$$

$$Y'_B = k_2 f'_E = \frac{1}{2} Q_1 \left(\frac{a_1}{P} - \frac{b_1}{P} \frac{e_1}{e_2} \right) - k_1 f'_B \frac{e_1}{e_2} \quad (106)$$

A quarta equação que serve para determinar as quatro reações é a equação que se chega o trabalho feito do peso Q_1 em seguida ao abaixamento do baricentro, ao trabalho de deformação da mola (o chassis é suposto - perfeitamente rígido).

É preferível que servindo-se de uma outra equação que a rigidez do chassis permite-nos escrever e que resulta igualando-se os dois abaixamentos do ponto O de encontro às duas diagonais, calculadas em função do abaixamento dos extremos desse.

Passando da condição inicial (chassis sem peso) a condição final o vértice é abaixado das seguintes quantidades:

Vértice A	abaixamento f'_A
" B'	" $f'_B + d_1$
" C'	" f'_E
" D'	" f'_D

O abaixamento f_O do ponto O em função daquele de A e D' é

$$f_O = f'_A \frac{OD'}{A'D'} + f'_D \frac{OA'}{A'D'} = f'_A \frac{e_2}{e_1 + e_2} + f'_D \frac{e_1}{e_1 + e_2}$$

e em função do abaixamento de B' e E'.

$$f_O = (f'_B + d_1) \frac{e_2}{e_1 + e_2} + f'_E \frac{e_2}{e_1 + e_2}$$

Aqui a quarta equação que determina o problema é

$$f'_A e_2 + f'_D e_1 = f'_B e_2 + d_1 e_2 + f'_E e_1 \quad (107)$$

da qual quando se substitue os valores de f'_A , f'_D , f'_E dados pela (104), (105), (106) se tem

$$f'_B = \frac{1}{2} \frac{Q_1}{k_1} \frac{b_1}{P} - \frac{d_1}{1 + \frac{k_1}{k_2} \cdot \frac{e_1^2}{e_2^2}} \quad (108)$$

A reação das 4 molas são

$$Y'_B = k_1 f'_B = \frac{1}{2} Q_1 \frac{b_1}{P} - \frac{1}{2} \frac{d_1 k_1}{1 + \frac{k_1}{k_2} \frac{e_1^2}{e_2^2}} \quad (109)$$

$$Y'_A = \frac{1}{2} Q_1 \frac{b_1}{P} + \frac{1}{2} \frac{d_1 k_1}{1 + \frac{k_1}{k_2} \frac{e_1^2}{e_2^2}} \quad (110)$$

$$Y'_D = \frac{1}{2} Q_1 \frac{a_1}{P} + \frac{1}{2} \frac{d_1 k_1}{1 + \frac{k_1}{k_2} \frac{e_1^2}{e_2^2}} \cdot \frac{e_1}{e_2} \quad (111)$$

$$Y'_E = \frac{1}{2} Q_1 \frac{a_1}{P} - \frac{1}{2} \frac{d_1 k_1}{1 + \frac{k_1}{k_2} \frac{e_1^2}{e_2^2}} \quad (112)$$

Quatro pontos de apoio da mola suspensiva ao chassis correspondem no veículo aos quatro ataques da balestra ao eixo e Q_1 representa o peso da parte molejada.

Seja representado em fig.17 o eixo anterior inclinado respeito à horizontal e d_1 seu abaixamento de ataque B' da mola anterior sinistra (direita na figura) respeito ao plano dos outros 3 ataques. Se com e se indica o carregamento do veículo, através do abaixamento d da roda e d_1 de ataque da mola, existe a relação:

$$d_1 = d \cdot \frac{e_1}{e} \quad (113)$$

Então por haver a reação da mola em seguida a um abaixamento d da roda anterior sinistra, basta substituir.

2.1.22) A reação do terreno devida ao peso Q_1 molejado tendo presente da figura 17 é para a roda anterior.

$$Y'_A = Y'_{A'} \frac{e + e_1}{2e} + Y'_{B'} \frac{e - e_1}{2e}$$

$$Y'_B = Y'_A \frac{e + e_1}{2e} + Y'_{B'}, \frac{e + e_1}{2e}$$

e portanto a posterior

$$Y'_D = Y'_{E'} \frac{e - e_2}{2e} + Y'_{D'} \frac{e + e_2}{2e}$$

$$Y'_E = Y'_{E'} \frac{e + e_2}{2e} + Y'_{D'} \frac{e - e_2}{2e}$$

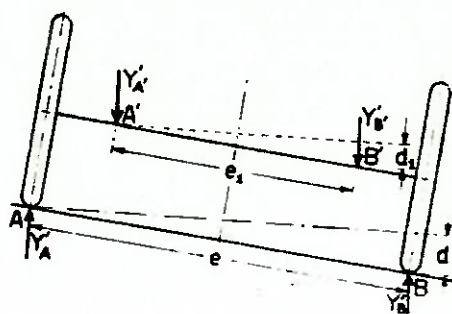


FIG. 17.

que com a expressão (109) - (113) dando em função do abaixamento da roda

$$Y'_A = \frac{1}{2} Q_1 \frac{b}{P} + \frac{1}{2} \frac{d k_1}{1 + \frac{k_1}{k_2} \cdot \frac{e_1^2}{e_2^2}} \left(\frac{e_1}{e} \right)^2 - \frac{1}{2} Q_1 \frac{b_1}{P} + \frac{M}{e} \quad (114)$$

$$Y'_B = \frac{1}{2} Q_1 \frac{b_1}{P} - \frac{M}{e} \quad (115)$$

$$Y'_E = \frac{1}{2} Q_1 \frac{a_1}{P} - \frac{M}{e}$$

$$Y'_D = \frac{1}{2} Q_1 - \frac{a_1}{P} + \frac{M}{e} \quad (117)$$

Nesta expressão é indicado com M/e a expressão

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{d \cdot K_1}{1 + \frac{k_1}{k_2} \cdot \frac{e_1^2}{e_2^2}} \left(\frac{e_1}{e} \right)^2$$

Para haver a reação total do terreno Y_A, Y_B, Y_D, Y_E basta acrescentar ao valor ora calculado a parte do peso rodante que cabe a cada roda

2.1.25) A expressão (104) e (113) permite-nos calcular para qual do abaixamento da roda se anula a reação Y'_B da mola isto é, o chassis se apoia só traz pontos e o peso Y'_A da mola anterior direita é o dobro daquele que se tem quando as quatro rodas se apoiam sobre um plano horizontal.

Pondo $Y'_B = 0$ se tem:

$$0 = \frac{1}{2} Q_1 - \frac{1}{2} \frac{d \cdot k_1}{1 + \frac{k_1}{k_2} \frac{e_1^2}{e_2^2}}$$

da qual

$$d = \frac{Q_1}{K_1} \frac{b_1}{P} \frac{e}{e_1} \left(1 + \frac{k_1}{k_2} \frac{e_1^2}{e_2^2} \right) \quad (118)$$

Dada a característica da expressão de d derivando-a em respeito a e_1 se acha que:

1º) d é função decrescente de e_1 quando $\frac{e_2}{e_1} > \sqrt{\frac{k_1}{k_2}}$
isto é, satisfeita esta condição diminuindo e_1 cresce d ,

2º) do é função decrescente de e_1 quando $\frac{e_2}{e_1} < \sqrt{\frac{k_1}{k_2}}$

isto é para tal valor de e_2/e_1 do cresce ao crescer e_1

3º) do é mínimo quando $\frac{e_2}{e_1} = \sqrt{\frac{k_1}{k_2}}$ e tal valor mínimo

$$\text{nimo é } \min do = 2 \frac{Q_1}{k_1} \cdot \frac{b_1}{P} \cdot \frac{e}{e_1}$$

Para $e_1 = 0$, $\frac{e}{e_1} = \infty$ e $\frac{e_1}{e_2} = 0$ isto $\frac{e_2}{e_1} = \infty$. Com

uma tal suspensão correspondente aquela com eixo articulado ao centro o desvio não causa influência (ver a suposição feita na teoria) sobre a repartição do peso na mola.

Do exame feito da expressão de do se vê que projetando uma suspensão que tenha pouco abaixamento de uma roda bastará, fixar que são, e_2 , k_1 e k_2 e e_1 num modo - que se tenha

$$\frac{e_2}{e_1} \neq \sqrt{\frac{k_1}{k_2}}$$

é mais provável não termos este valor, compativelmente com as características do veículo.

Se terá presentemente que não é possível diminuir e_1 mas não diminuir excessivamente o momento que reage à oscilação transversal do veículo nem aumentá-la ao limite máximo $\max e_1 = e$ correspondente ao valor que se tem na suspensão com roda anterior independente (ex. suspensão Lancia)

Os dois exemplos seguintes nos dão uma idéia do abaixamento de uma das rodas anteriores necessário à ambas a reação da mola correspondente.

1º Exemplo: se tem um veículo com as seguintes características $Q_1 = 1300 \text{ kg}$ $k_1 = 6 \text{ kg/min}$ $k_2 = 3 \text{ kg/min}$
 $b_1 = 1070 \text{ mm}$ $p = 2580 \text{ mm}$ $e = 1400 \text{ mm}$ $e_1 = 620 \text{ mm}$
 $e_2 = 890 \text{ mm}$ por isso

$$d_o = \frac{1300}{6} \cdot \frac{1070}{2580} \cdot \frac{1400}{620} \left| 1 + \frac{6}{3} \left(\frac{620}{890} \right)^2 \right| \approx 400 \text{ mm}$$

se tem $\frac{e_2}{e_1} = 1,435$ e $\frac{k_1}{k_2} = 1,414$ do é próximo ao valor mínimo.

2º Exemplo: Restando o outro resultado, se $e_1 = e$ se têm

$$d_o = \frac{1300}{6} \cdot \frac{1070}{2580} \cdot \frac{1400}{1400} \left| 1 + \frac{6}{3} \left(\frac{1400}{590} \right)^2 \right| \approx 534 \text{ mm}$$

Para este veículo $e_2/e_1 = 0,635$ mesmo $\frac{k_1}{k_2} = 1,414$ do e se vê que d_o é superior ao valor achado no exemplo anterior.

2.1.24) A expressão (114), (117) são compostas de 2 termos: o primeiro é a reação da roda devida ao peso Q_1 quando os 4 apoios são em um plano mesmot o termo

$$\frac{M}{e} = \frac{1}{2} \cdot \frac{d \cdot k_1}{1 + \frac{k_1}{k_2} \cdot \frac{e_1^2}{e_2^2}} \left(\frac{e_1}{e} \right)^2$$

representa a variação da reação devida à um abaixamento d de uma das mrodas anteriores.

Como dado no exemplo 1º para um abaixamento de 100 mm da roda anterior simétrica a reação da roda direita é:

$$Y'_A = \frac{1}{2} \cdot 1300 \cdot \frac{1070}{2580} + \frac{1}{2} \cdot \frac{100 \cdot 6}{1 + \frac{6}{3} \left(\frac{620}{890} \right)^2} \approx 270 + 30 = 300 \text{ kg}$$

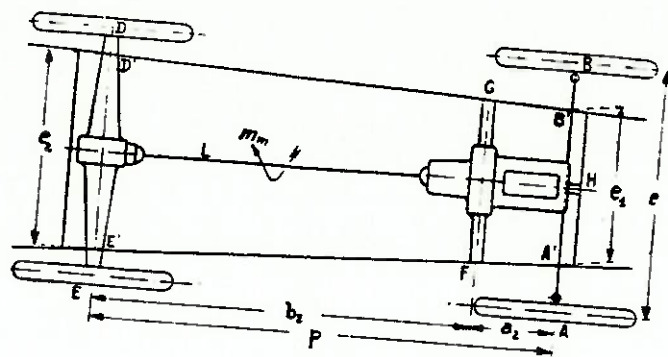


FIG. 18.

Do tratamento feito se poderá então concluir que dadas as características da mola comumente usadas nos autoveículos é perfeitamente lícito sobre o efeito do cálculo - da estrutura desses termos que a superfície na estrada sobre a qual este se apoia corresponde a uma superfície plana, quando se trata de estrada boa.

- 2.1.25) Efeito do conjugado motor agente sobre a árvore de transmissão sob a repartição do peso entre a roda e a mola de suspensão.

A fig.18 representa a disposição esquemática de um veículo comum com roda motriz posterior. Isto é constituído de um chassis apoiado por meio de uma mola sobre o eixo anterior em correspondência dos pontos A' e B' e sobre a ponte posterior nos pontos E' e D'. O grupo motor, câmbio é fixado ao chassis nos três pontos F,G,H e é comandado por meio da árvore de transmissão longitudinal, o mecanismo da ponte posterior diretamente suportado pela roda.

O momento motriz aplicado à árvore de transmissão tem um momento M_m , o momento de reação do motor terá um valor

$$M_r = - M_m$$

Os 2 braços do bloco motor transmitem, tal momento no ponto F e G o chassis que é suposto rígido.

Este que se apoia sobre a mola no ponto A',B',D',E' rodará provocando assim o aumento da reação P_1 , P_2 e A' e E' e respectivamente diminuição pura de P_1 , P_2 , B' e D'.

O valor de P_1 e P_2 são expressas em função da variação da flecha f_1 e f_2 e da rigidez k_1 e k_2 da mola anterior e posterior da

$$P_1 = k_1 f_1$$

$$P_2 = k_2 f_2$$

O momento com o qual a mola anterior e posterior reagem contra o chassis são respectivamente

$$M_r = P_1 e_1 = k_1 f_1 e_1$$

$$M''_r = P_e e_2 = k_2 f_2 e_2$$

Para o equilíbrio deve-se ter:

$$M_r = M'_r + M''_r = k_1 f_1 e_1 + k_2 f_2 e_2 \quad (119)$$

mesmo para a rigidez do chassis se terá:

$$\frac{f_1}{f_2} = \frac{e_1}{e_2} \quad (120)$$

Da equação precedente se obtém:

$$M'_r = M_r \frac{k_1 e^2}{k_1 e_1^2 + k_2 e_2^2} = - M_m \frac{k_1 e_1^2}{k_1 e_1^2 + k_2 e_2^2} \quad (121)$$

$$M''_r = M_r \frac{k_2 e_2^2}{k_1 e_1^2 + k_2 e_2^2} = - M_m \frac{k_2 e_2^2}{k_1 e_1^2 + k_2 e_2^2} \quad (122)$$

O eixo anterior resulta portanto preso ao momento

$$M'_r = - M_m \frac{k_1 e_1^2}{k_1 e_1^2 + k_2 e_2^2} \quad (123)$$

e o eixo posterior à

$$M_m + M''_r = M_m \left(1 - \frac{k_2 e_2^2}{k_1 e_1^2 + k_2 e_2^2} \right) = M_m \frac{k_1 e_1^2}{k_1 e_1^2 + k_2 e_2^2} \quad (124)$$

isto é sobre os 2 eixos agem momentos iguais e contrários.

A reação da mola dada por (109), (40) , (111),(112) por efeito do momento de reação do motor resulta alterado - como segue:

$$Y''_A = Y'_{A'} + M_m \frac{k_1 e_1}{k_1 e_1^2 + k_2 e_2^2} \quad (109 \text{ bis})$$

$$Y''_B = Y'_B - M_m \frac{k_1 e_1}{k_1 e_1^2 + k_2 e_2^2} \quad (110 \text{ bis})$$

$$Y''_{D'} = M_m \frac{k_2 e_2}{k_1 e_1^2 + k_2 e_2^2} \quad (111 \text{ bis})$$

$$Y''_{E'} = Y'_{E'} + M_m \frac{k_2 e_2}{k_1 e_1^2 + k_2 e_2^2} \quad (112 \text{ bis})$$

e aquela da roda

$$Y''_A = Y'_{A'} + \frac{M_m}{e} \frac{k_1 e_1^2}{k_1 e_1^2 + k_2 e_2^2} \quad (114 \text{ bis})$$

$$Y''_{B'} = Y'_B - \frac{M_m}{e} \frac{k_1 e_1^2}{k_1 e_1^2 + k_2 e_2^2} \quad (115 \text{ bis})$$

$$Y'_E = \frac{M_m}{e} \cdot \frac{k_1 e_1^2}{k_1 e_1^2 + k_2 e_2^2} \quad (116 \text{ bis})$$

$$Y''_D = Y'_D + \frac{M_m}{e} \cdot \frac{k_1 e_2^2}{k_1 e_1^2 + k_2 e_2^2} \quad (117 \text{ bis})$$

Um abaixamento d da roda B equivale assim ao efeito da variação do esforço sobre a roda um momento motor

$$M'_m = M \cdot \frac{k_1 e_1^2 + k_2 e_2^2}{k_1 e_1^2}$$

donde M tem o valor dado do parágrafo 23.

Sobre a mola, o abaixamento de uma das rodas anteriores e o momento motor, tem efeitos diferentes, o primeiro - está ligado a uma diminuição do esforço sobre 2 molas de uma diagonal e o segundo tem o efeito sobre o aumento do esforço sobre um lado e uma diminuição sobre o outro lado.

Um movimento motor muito grande sobre a árvore de transmissão pode produzir uma variação sensível do assentamento transversal do veículo.

A presença de um momento de redução à ponte que permite nos aumentar a velocidade de rotação da árvore de transmissão e então diminuir o momento do conjugado transmitido há uma sensível variação do esforço sobre a roda.

Nos veículos comuns o efeito do momento motriz na marcha em 1ª velocidade sobre a variação do esforço agente sobre a roda é em geral pequena respeito ao esforço normal mas não é todavia transferível porque pode concorrer com a outra ação concomitantemente a fazer que a alteração do esforço vertical resulte em disturbio ao funcionamento do veículo.

De fato alguma diminuição do esforço sobre uma roda tem uma diminuição da força de aderência isto é da força motriz ou frenante da qual a roda é capaz e se têm conta que a roda motriz de algum momento são coligadas a um diferencial se vê que eventualmente o aumento contemporâneo da aderência da roda acoplada a primeira não tem nenhuma vantagem porque mesmo a roda, pela presença do diferencial, possa só transmitir o momento motor igual a menos das duas.

Resultará mais evidente quanto virmos a propriedade dos diferenciais.

2.1.26) Força e Momento que solicitam a mola da suspensão devido ao peso e a força aceleradora.

A completar a visão do comportamento da mola do veículo vem que introduzindo esta para um caso particular que o tratamento mais completo virá feita em ocasião do estudo do chassis, quando virá examinado os vários esforços - transmitidos a ele através do ataque da mola e do órgão motor.

O coligamento entre o eixo e o chassis do veículo devem responder aos seguintes requisitos:

- 1º) ser capaz de notáveis deformações elásticos em direção normal ao plano de apoio.
- 2º) ser indeformável ou quas em sentido transversal não sendo admissível uma colocação relativa em tal direção entre eixo e chassis que comprometam a estabilidade transversal do veículo em curvas.
- 3º) ser indeformável no sentido longitudinal porque movimento relativo dos 2 eixos portando a variação não tolerável na direção de marcha do veículo.

Entre as várias disposições escolhidas para satisfazer as 3 condições ditas a mais simples é aquela que faz o assentamento longitudinal da mola a balestra com folga com o eixo sob movimento retilíneo sobre ação do peso, a comportar-se como elemento notavelmente elástico soltando pela força agente na direção normal ao plano médio da folga. Na figura 19 é esquematicamente representada tal disposição à qual prevê o coligamento rígido entre eixo e balestra, e a articulação entre a direção normal ao eixo desta, diretamente à uma das extremidades, indiretamente por meio de uma bieleta ao outro extremo. Acerca da conveniência de articular diretamente um mais que o outro do qual o extremo se dirá em ocasião do estudo - acerca do sistema de esterçatura.

Por hora, suposta a disposição desenhada na fig.19 se vai achar que a solicitação da balestra no caso em que a roda posterior é motriz e por um período de aceleração da marcha do veículo a pequena velocidade a fim de poder atravessar a resistência do meio.

Sendo respectivamente Q_A e Q_P o peso do eixo anterior e da ponte posterior completa da roda, balestra e órgãos anexos, agentes respectivamente no baricentro Q_A e Q_P suposto o primeiro de altura h_A sobre o plano de apoio e o segundo coincidente na figura com o centro da roda a altura r sobre este plano e seja Q_1 o peso da parte suspensa do veículo aplicado no seu baricentro à altura h_1

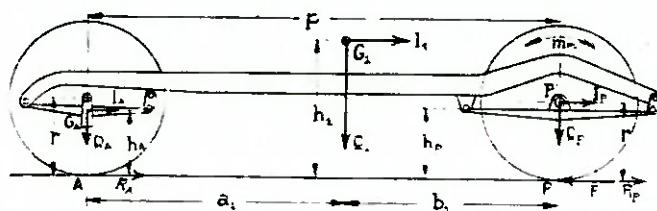


FIG. 19.

O momento motor m_m agente sobre o eixo da roda posterior provoca a reação tangencial F sobre o eixo de dita roda tal que

$$m_m = 2 F_R$$

O conjugado de momento $-2F_R = m_r$ de sentido contrário

à m_m é o conjugado de reação suportado pela mola.

Indicando-se com R_A e R_P a resistência à rotação ao rolamento da superfície da roda anterior e posterior a força motriz útil para acelerar a marcha do veículo sobre um peso $Q = Q_A + Q_P + Q_1$ é

$$F_1 = 2(F - R_A - R_P)$$

capaz de imprimir ao veículo uma aceleração

$$a = \frac{F_1}{Q} \cdot g$$

No baricentro das 3 massas consideradas se manifestam então 3 forças de inércia

$$I_A = - \frac{a}{g} Q_A = -2(F - R_A - R_P) \frac{Q_A}{Q} = -2\left(\frac{m_n}{2r} - R_A - R_P\right) \frac{Q_A}{Q}$$

$$I_P = -2(F - R_A - R_P) \frac{Q_P}{Q} = -2\left(\frac{m_m}{2r} - R_A - R_P\right) \frac{Q_1}{Q}$$

$$I_1 = -2(F - R_A - R_P) \frac{Q_1}{Q} = -2\left(\frac{m_m}{2r} - R_A - R_P\right) \frac{Q_1}{Q}$$

Note a posição dos 3 baricentros parciais G_A, G_P, G_1 e é notada aquela do baricentro do veículo e então se possa calcular no modo já visto a reação vertical Y da superfície da roda anterior e posterior.

Para achar a ação que solicita a balestra basta achar da reação externa a força devida ao eixo a ela coligado, então pegar a força resultante à agir diretamente em correspondência ao eixo da folga mestra tendo em conta que:

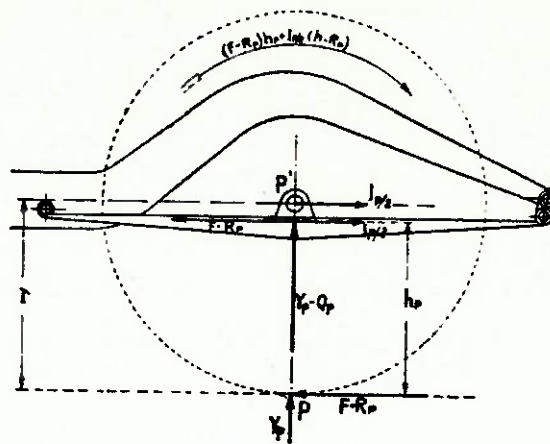


FIG. 20.

do conjugado nascente dado o atrito da força de modo que a força não varie (que nada houvesse de mais forte do - que ela) e que nada ambos os afeta do primitivo sistema. Devendo mais que o tamanho real na fig.20 a parte poste_rior do veículo sendo à válvula da folga mestra sobre o apoio h r

Uma foi vertical $V_P' = Q_P$
 horizontal $F - R_P = \frac{I_P}{2}$

Um de momento $m_1 = (F - R_O)h_p$

O momento do conjugado de reação da mola é igual a $-m_1$

Analogamente sobre a mola anterior age

Uma força vertical $Y_A = Q_A$
 Uma força horiozntal $-(R_A + \frac{I_A}{2})$

e havendo suposto que o baricentro de Q_A coincida com o eixo da folga mestra da mola se têm:

Conjugado de reação de momento $m_2 = R_A \cdot h_A$

Eventuais forças transversais agentes sobre o veículo - dão forças normais ao plano da figura solicitando a folga mestra e aplicado no ponto de coligamento desse com o eixo e conjugado de torção.

Voltando se pode-se com procedimento similar a este usado calcular a ação a qual é sujeita a mola neste caso, da roda motriz anterior e posteiror e de frenagem sobre um ou através do eixo.

Do movimento do veículo em curvas:

- 2.1.27) O movimento instantâneo genérico de um veículo marchante sobre um plano é uma rotação instantânea em torno de um eixo normal ao plano.

No caso do veículo a carretel representado em planta na figura o eixo de rotação é àquele normal ao plano da figura e de traço O.

A fim de que a roda funciona corretamente isto é o movimento total seja um simples movimento de rolamento é necessário que ambos os eixos de rotação encontrem o eixo de rotação do sistema isto é que em planta os prolongamentos destes eixos passem pelo ponto O.

No veículo a 4 rodas pelo qual ambos os eixos de rotação de um eixo são alinhados (ao menos em planta) a condição é satisfeita, o eixo instantâneo de rotação do veículo é a reta de intersecção dos 2 planos verticais que contém os eixos das 2 conjugados da roda.

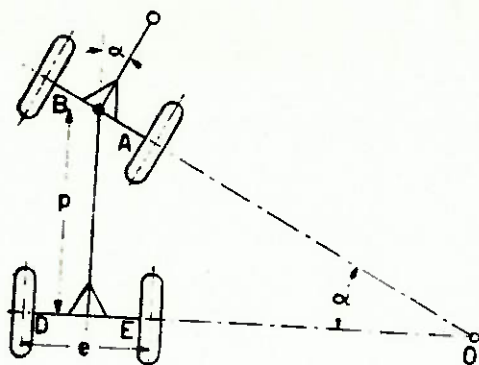


FIG. 21.

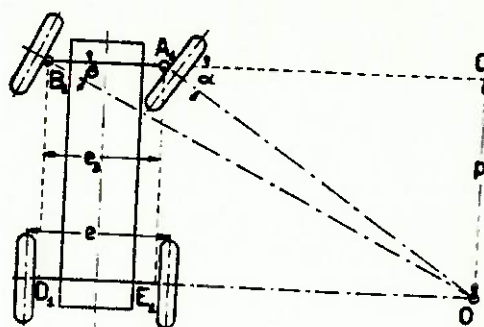


FIG. 22.

O veículo a quatro rodas constituído de 2 carretéis de rodas articuladas entre ambos é o carro comum carro à quatro rodas a tração animal e interessa para autoveículos contanto para quanto riguarda a construção dos carros comuns.

Para autoveículos dado que através do motor e da necessidade de ter baixo o baricentro a sistematização das articulações entre as duas carreiras apresenta dificuldades, uma outra e notavelmente colocado que a roda so be durante a esterçatura rendendo através do seu comando. Se prefere então construir o eixo anterior em 3 peças como é indicado na fig.22. A roda anterior pode em tal modo assumir vários orientamentos mas porque todo o funcionamento seja correto é necessário que a projeção em planta de ambos os eixos se encontrem em um ponto O situado no prolongamento através do eixo da roda posterior.

Entre os ângulos α e β que ambos os eixos de rotação da roda anterior fazem com o eixo da porção central do eixo dado que elementos geométricos do veículo desenhados na figura devem satisfazer a condição (125) seguinte:

Da figura se tem $B_1C = \frac{P}{\operatorname{tg}\beta}$

$$A_1C = \frac{P}{\operatorname{tg}\alpha} \quad C_3 = B_1C - AC = p\left(\frac{1}{\operatorname{tg}\beta} - \frac{1}{\operatorname{tg}\alpha}\right)$$

donde a relação cercada

$$\frac{C_3}{P} = \frac{1}{\operatorname{tg}\beta} - \frac{1}{\operatorname{tg}\alpha} \quad (125)$$

Se verá em seguida estudando o mecanismo escolhido para comandar simultaneamente o orientamento da roda anterior como esse geralmente realiza só aproximativamente a relação (125) exceto que para uma posição. Através de erros é possível estar contido em um limite restrito .

2.1.28) Como consequência do erro devido ao coligamento de eixo o prolongamento do eixo da roda anterior e posterior não encontram geralmente o eixo da rotação do veículo.

O movimento da roda será em tal caso resultante de um movimento de rotação e de um movimento de translação em direção axial como resulta do exame da figura 23 que representa uma roda livre para rodar em torno do eixo BN, animada de um movimento angular com uma velocidade ω em torno de um eixo de traço o normal ao plano da figura.

A velocidade do ponto de contato B com o plano de apoio é:

$$v = \omega \cdot BO$$

que tem por componente na direção tangencial

$$U_p = v \cdot \cos = \omega \cdot BO \cdot \cos = \omega \cdot BN \quad (126)$$

e em direção axial

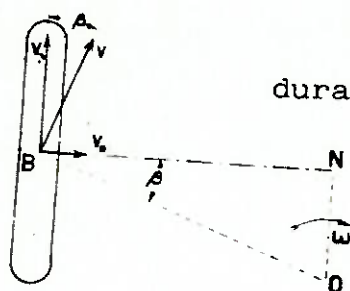
$$U_n = U \cdot \sin \theta = \omega \cdot BO \cdot \sin \theta = \omega \cdot ON \quad (127)$$

Se a roda é munida ou de gomatura ou de pneumático, dada a deformabilidade, transversal de tais elementos a roda coloca-se transversalmente rodando sem que haja um escorregamento no contato com o terreno quando a colocação seja pequeno de frente a um avançamento assim que a reação elástica do pneumático provocada pela deformação transversal são inferiores à força de aderência disponível.

O ponto da periferia do pneumático remonta à do terreno por um espaço correspondente ao comprimento contato S da zona de contato, quando por um tempo:

$$t = \frac{S}{U_p}$$

durante o qual sobe uma colocação transversal



$$\Delta = U_N \cdot t = S \frac{UN}{U_P} = S \frac{ON}{NB} \quad (128)$$

FIG. 23.

2.1.28) Na generalidade do caso o prolongamento do eixo da roda, anterior diretiz, coligado através do mecanismo comum aproximado de esterço, se encontram em um ponto O, que se poderá encontrar avante como na figura 24 ou de dito posterior como na fig.25.

Indicando com H e com I a intersecção de O_1B e O_1A com o prolongamento de DE o centro O de rotação do veículo (traço do eixo de rotação) resulta interno ao triângulo O_1H_1 e portanto a roda terá movimento de rolamento e de escorregamento transversal (29).

Se supor-se: 1) De poder transcrever a resistência ao rolamento e à rotação da roda.

2) Que a velocidade do veículo seja assim pequena de poder transcrever a reação do terreno provocada pela força centrífuga? 3) De conhecer a posição do centro O.

A roda durante o movimento do veículo se coloca em direção

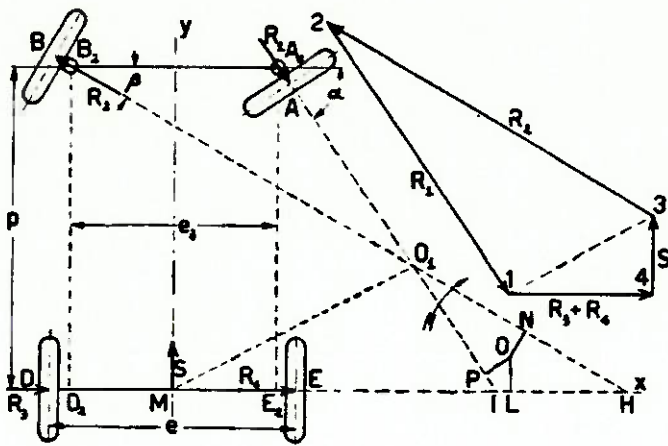


FIG. 24.

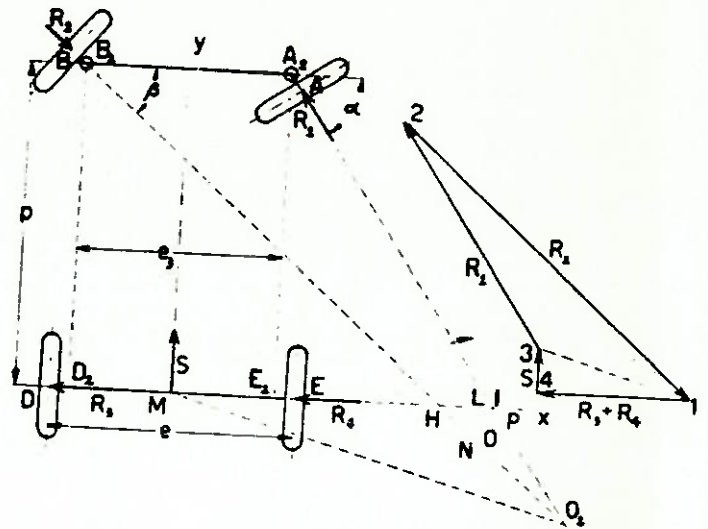


FIG. 25.

axial com velocidade proporcional ao segmento OP, ON, OL normal a ambos os eixos e o terreno reagirá contra esse com uma força direta como a R_1, R_2, R_3, R_4 .

Do exame da direção da reação dita se vê que O se acha avante a DE como na fig.24 a reação contra a roda B é direta em sentido oposto àquele devido à força centrífuga e ao conjugado de inércia que se manifesta no entrar na curva e então melhora a condição de aderência de tal roda que é aquela que se acha na condição mais desfavorável.

Para outra consideração que é dita no capítulo da esteiraçatura não é geralmente conveniente projetar o sistema articulado de giro entre os fusos das rodas de modo que

67

O_1 , se ache avante a DE para ambos os ângulos mais comuns de esterço e então não sendo possível utilizar tal artifício para melhorar a aderência da roda anterior externa.

- 2.1.30) As reações R_1, R_2, R_3, R_4 constituem uma resistência ao avanço do veículo, para vencer a qual será necessária uma força motriz agente sobre o veículo.

Por efeito do diferencial, inserido entre os eixos das rodas motrizes à periferia desses se tem disponível força igual e se são motrizes as rodas posteriores (fig.24 e 25) a força motriz resultante S será direta segundo o eixo do veículo

Para o equilíbrio dinâmico do veículo o polígono de forças a esse aplicado deve ser excluído, e tendo presente que a resultante das forças aplicadas R_1 e R_2 passa por O_1 mesmo aquela das forças R_3 e R_4 e S passa por M a diagonal 1-3 do polígono de forças ser paralela à coincidente O_1M . Tal consideração permite-nos construir um polígono 1-2-3-4 similar ao polígono de forças reais.

Qualquer que fosse nota a relação que chegamos à reação transversal do pneumático através da colocação transversal que a roda sobe será possível determinar a grandeza da força motriz S e a posição do centro O de rotação.

Note a força S e porque a escala do polígono da força se determine sem outro a reação da roda.

No caso em que se pode reter válida a proporcionalidade entre a reação e a colocação Δ transversal, indicado com ψ o coeficiente de proporcionalidade igual para as 4 rodas a reação transversal da roda sai:

$$R = \psi \cdot \Delta$$

e porque pela (128) se sabe

$$R_1 = \psi \frac{OP}{PA} \approx \psi \frac{OP}{PA_2}$$

$$R_2 = \psi \frac{ON}{NB} = \psi \frac{ON}{NB_2}$$

$$R_3 = \psi \frac{OL}{LE} = \psi \frac{OL}{LE_2}$$

$$R_4 = \psi \frac{OL}{LD} = \psi \frac{OL}{LD_2}$$

Indicando com K e Y as coordenadas de O referido aos 2 eixos cartesianos ortogonais por M, diretamente seguido ao eixo da roda posterior e segundo o eixo longitudinal do veículo, o valor da reação da roda resulta expresso da:

$$R_1 = \psi = \frac{(Y + P)\cos\alpha - (X - e_3/2)\sen\alpha}{(Y + P)\sen\alpha + (X - e_3/2)\cos\alpha} \quad (129)$$

$$R_2 = \psi = - \frac{(X - e_3/2)\sen\beta - (Y + P)\cos\beta}{(X + e_3/2)\cos\beta - (Y - P)\sen\beta} \quad (130)$$

$$R_3 + R_4 = \psi Y \cdot \left(\frac{1}{x - x_3/2} + \frac{1}{x + e_3/2} \right) \quad (131)$$

Para o equilíbrio do veículo à translação na direção x e y e a rotação em torno de M se pode escrever que:

$$R_1 \cos\alpha + R_2 \cos\beta + R_3 + R_4 = 0 \quad (132)$$

$$R_1 \sen\alpha + R_2 \sen\beta + S = 0 \quad (133)$$

$$R_1(p \cos \alpha + e_3/2 \sin \alpha) + R_2(P \cos \beta - c_3/2 \sin \beta) = 0$$

As 6 equações (129) - (131) permite-nos determinar R_1 , R_2 ($R_3 + R_4$), x, y, s .

2.1.31) Consideração análoga àquela dita no parágrafo precedente permite-nos, sempre partindo da hipótese ora feita - de determinarmos as posições do eixo em torno da qual - cada um veículo a 6 rodas (2 anteriores diretrizes e - quatro posteriores) para dado ângulo α e β de esterçatura das 2 rodas diretrizes.

A análise para tal veículo representado esquematicamente na fig.26 se apresenta muito complexa e se acontecerá então de alguma consideração simples

O veículo dado o paralelismo entre os eixos posteriores não poderá mais evitar que na curva a rota haverá escorregamento transversal.

Quando entre ângulos α e β de esterçatura são tais que ambos os eixos das rodas diretrizes se encontram em um ponto compreendido entre o prolongamento do primeiro devido ao primeiro eixo posterior e a mediana entre os 2 eixos. O traço do eixo de rotação do veículo se acha no encontro da mediana e na proximidade dessa.

Neste caso durante o movimento a roda dos 2 eixos posteriores sobem de colocação transversal de sentido oposto tanto maior quanto é o passo entre os 2 eixos. A força - motriz necessária a vencer a reação transversal do terreno contra a roda posterior será tanto maior quanto maior é tal inter-eixos. Entre eixos deve então resultar o - maior possível avizinhamento. O mecanismo de comando de esterço deve realizar com a máxima aproximação possível a condição (125) tendo presente que neste caso o valor P para ser introduzido é $P = P_1 + P_3/4$.

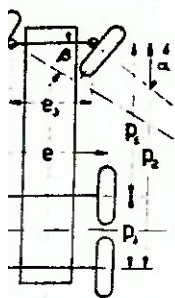


FIG. 26.

EIXO E SUSPENSÃO

O eixo do autoveículo é uma trave constituída a extremidade da perna (furo da roda) sobre a qual gira a roda.

No caso mais simples de roda não diretriz o eixo é uma só peça quando ao invéz a roda é diretriz a trave é composta de três partes, uma central sobre a direção normal ao eixo longitudinal do chassis ao qual é coligada à mola, e duas partes extremas (aquela com o fuso da roda) coligada a essa com articulação cilíndrica e com eixo vertical ou quase, são contidos no plano médio da porção central a fim de permitir à roda assumir a orientação necessária à direção do movimento do veículo.

Na suspensão sobre eixo de dois tipos são o movimento vertical de uma das rodas durante a marcha, provocando uma rotação no plano vertical de todo o eixo e da outra roda e então no caso de rápido movimento vertical de uma roda se tem sobre essa notável ação de inércia.

Se ao invés o eixo é rigidamente coligado ao chassis e de estrutura elasticamente deformável em marcha veloz um saculejamento rápido de uma só roda não tem influência sobre o movimento da outra, dado que a colocação de chassis é neste caso independente. O menor peso da parte rodante e à menor força de inércia corresponde como é visto no Capítulo I a um melhor molejamento.

A suspensão com eixo elasticamente deformável no plano vertical são chamadas suspensão à roda independente.

Uma primeira solução construtiva consiste em substituir a trave rígida do eixo com uma trave elástica construída de um sistema de balestra paralela coligada a ambas extremidades com fuso da roda.

A trave rígida pode ao invéz ser constituída de mais partes rígidas articuladas entre ambas extremidades com o fuso da roda.

A trave rígida pode ao invéz ser constituída de mais par

tes rígidas articuladas entre ambos e precisamente de uma parte central rígida fixa ao chassis ou totalmente incorporada nesse, à qual são acoplados da porção ou do sistema articulado que porta o fuso da roda de modo tal que permite o movimento relativo num plano vertical (contrastante da mola) entre este e a parte central.

A solução pode ser a seguinte:

1º) O fuso é acoplado com a parte central com guias prismáticas à um eixo vertical ou quase como no esquema da fig. 109.

2º) O fuso da roda é portador da extremidade da manivela que pode rodar em um plano vertical paralelo à um eixo longitudinal do veículo sendo articulado à outra extremidade no suporte fixo ao chassis, como no esquema em planta da fig.110. O

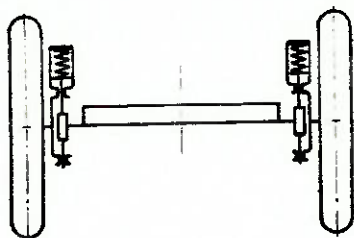


Fig. 109.

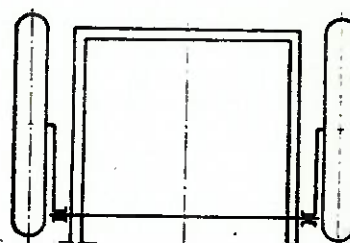


Fig. 110.

movimento da manivela no plano vertical é contrastada com a barrada torção ou da mola de outro tipo.

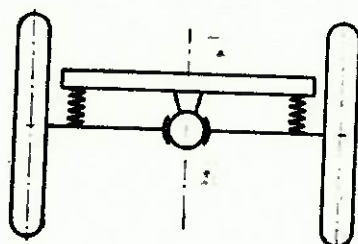


FIG. 111.

3º) O fusão é portador da extremidade de 2 meios eixos articulados sobre um suporte fixo ao chassi (fig.111)

4º) O fusão é portador do quadrilátero articulado sobre a extremidade da porção do eixo incorporado no chassi (fig.112)

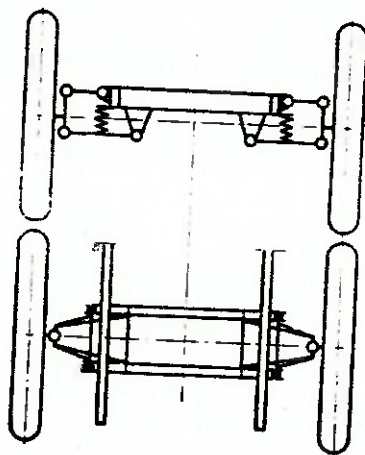


FIG.-112.

107- Comumente se dá o nome de ponte ao eixo rígido que junta a roda motriz do autoveículo e serve de sustentação ao órgão transmissor desse movimento.

A ponte é pelo mais um eixo tubular portante à seção variável contida no centro a engrenagem de comando do diferencial e o diferencial fixo, da qual partem 2 árvores (e semi-eixo) que

comandam no outro extremo a roda.

A ponte como é descrito acima, tem uma parte não molejada do veículos.

Em alguns veículos o peso com redução sob a roda a ponte é constituída do eixo à secção plena, munida à extremidade do fuso sobre o qual giram as rodas e o mecanismo de comando são montados em emcastelatura levemente fixada sobre esse.

Enfim, nos veículos com roda motriz independente não se há ponte na forma característica dita mas as rodas são coligadas ao chassis da mola e da estrutura capaz de deformar-se no plano vertical a emcastelatura que contém o diferencial e por sua conta fixa ao chassis do veículo e o semi-eixo oscilante transmite por meio do cardan o movimento do diferencial à roda.

108- Sobre a ponte do tipo comum a roda pode vir montada em vários modos aos quais correspondem pesos de grandezas diversas sob o coscinete e modos diversos das sollicitação no semi-eixo. Aos vários modos correspondem seguranças diversas contra o inconveniente derivante da ruptura eventual de um semi-eixo.

Os tipos característicos de montagem são:

1º) Montagem "full floating" (fig.123). Com isso as 2 extremidades tubulares da ponte constituem a perna sobre a qual é montada a roda sobre rolamentos a esferas ou rolos.

Resulta-nos assim notadamente distintas a função resistente da ponte e do semi-eixo, de fato a força aplicada à roda e o momento fletor a este devido, sollicitam a ponte através do rolamento da roda e o semi-eixo é portanto sollicitado à torção do conjugado motor. No caso de ruptura de um semi-eixo vem a mancar a ação motriz sobre a roda a qual é sempre em grau de

a função portadora. A diferença de quanto sucede no caso que segue a ruptura de um semi-eixo não implica perda da roda e o esbandamento do veículo da parte do semi-eixo que roda.

Uma vantagem notável de montagem full floating é constituída da possibilidade de desenhar a ponte de modo que a substi-

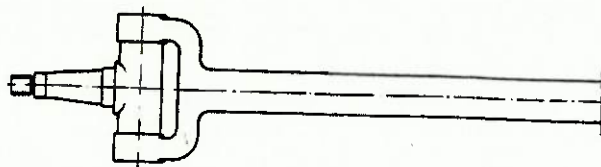


FIG. 113.

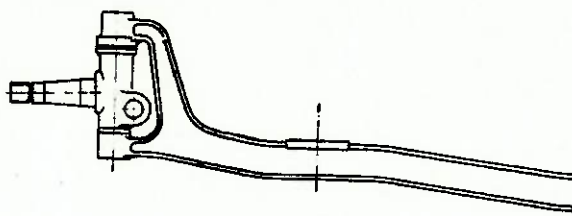


FIG. 114.

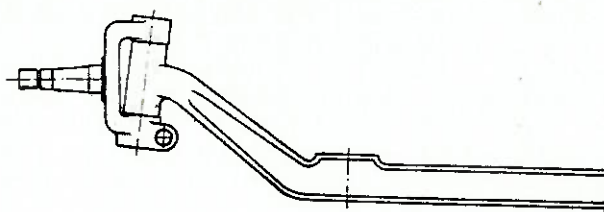


FIG. 115.

tuição de um semi-eixo rodante se possa efetuar sem desmontar a roda nem o seu nucleo.

2º) Montagem "semi-floating"(fig.124) como resulta da figura neste caso, o semi-eixo é suportado da carcaça do planetário ou do diferencial à sua extremidade em direção a metade da ponte e de um rolamento montado na ponte em proximidade do miolo da roda que é ligado sobre a porção do semi-eixo saindo de baixo da ponte.

Esta solução é mais simples e econômica daquela precedente mas nessa são maiores as solicitações do semi-eixos às quais são sujeitos, outros que ao conjugado motor torcedor antes ao momento fletor devido à força vertical longitudinal e transversal agente sobre a roda. A ruptura de um semi-eixo em marcha pode causar a perda da roda correspondente.

109- Eixo para roda diretriz - ambas as formas mais simples é aquela esquematizada na fig.113, com porção central retilínea. Tal forma adotada no início da construção automobilística não tem atualmente aplicação outra que não a construção de carros carreta e em formas tanto que modificadas em veículos muito alto.

E mais aquela que mais se presta à construção tubular a qual responde melhor as características de robustez e leveza - tanto ao eixo quanto a todas as outras partes não molejadas do veículo.

A construção do veículo baixo com motor anterior, e a consequente necessidade de respeitar o corpo do motor, eleva-nos a construir o eixo como na figura 114 e 115 onde permite a livre flexão da mola.

Para achar qual seria a forma mais conveniente de dar à estrutura do eixo e as várias secções deste convém examinar livremente o tipo de solicitação a qual é posto o eixo.

Solicitação no eixo:

110- Solicitação no eixo com o veículo parado ou movendo-se em movimento retilíneo e uniforme, com rodas não frenadas. Se o veículo se apoia sobre um plano horizontal e Q_1 é a carga

que se tem sobre o eixo, a mola transmite ao pino e junção. (B ou B' fig.116) uma carga $Q_1/2$ e tal valor vem a reação ver-

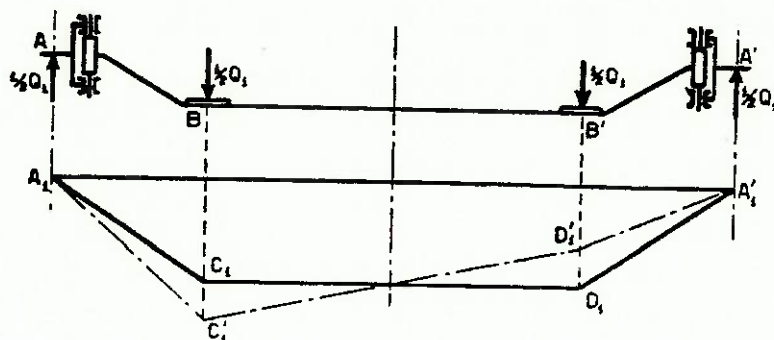


FIG. 116.

tical transmitida ao fuso da roda.

Sendo o eixo de articulação do fuso compreendido no plano de solicitação o eixo se comporta em dito plano como uma trave em uma só peça apoiada em A e A'. O diagrama de momento fletor agente terá a forma A_1, C_1, D_1, A'_1 .

Quando a roda se apoia num ponto não situado ao total - nível a carga não se reparte igualmente entre as duas molas e - se resulta $A > A'$ o diagrama se modifica agora assumindo a forma A_1, C'_1, D'_1, A'_1 .

Em quanto procede não se tem conta do peso próprio do - eixo praticamente desprezível representado sempre um pequeno - percentual (3% - 4%) do peso Q_1 .

Quando o veículo se move em momento retilíneo e a roda não são nem motrizes nem frenantes a força horizontal oposta ao movimento agente na periferia da roda e desta transmitida ao fuso são aquelas devidas à resistência à rotação e ao rolamento, mas essa é desprezível de frente a carga que chega no eixo.

111- Solicitação no eixo devido a força dinâmica agente

no plano horiozntal. A força da roda contra um obstáculo tem sem pre componente horizontal não desprezível porque o coligamento

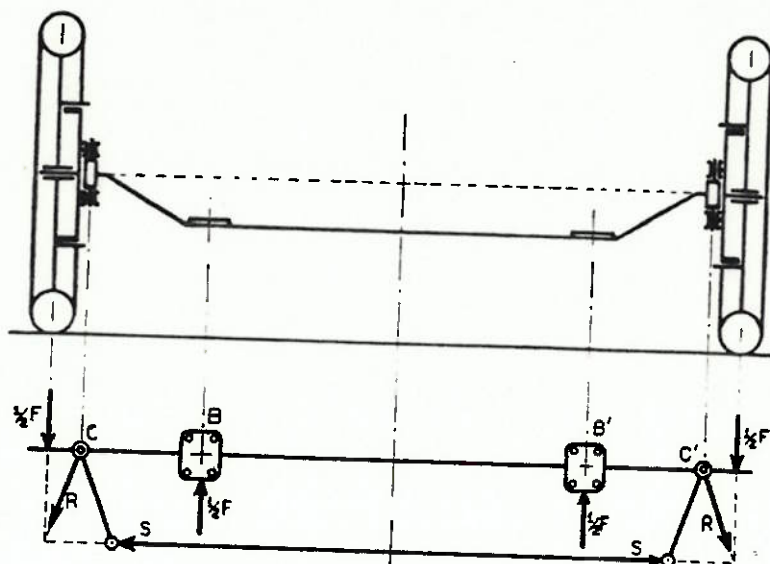


Fig. 117.

entre eixo e veículo é sempre muito rígido em tal direção e a - força dita sobe atenuando devido à elasticidade do pneumático. Esse não é todavia previsível com qualquer aproximação e porque se não terá com critério prático mediante um oportuno critério Da forma da secção do eixo e da carga de segurança.

É ao invéz avaliável a força horizontal, direta transver^{sal}sal devida à força centrífuga e aquela longitudinal que nasce - para o momento frenante ou motriz à roda .

Para a roda anterior a maior força longitudinal se tem quando esse é frenada e se calcula comumente para o projeto do eixo tendo em conta de um coeficiente de aderência $\mu = 0,6$ entre pneumático e terreno.

Na fig.117 é esquematicamente representado um eixo com perna de esnodo vertical e com roda munida de freio.

Com freio serrado, é $F/2$ a força frenante transmitida - ao fuso da roda. A reação de inércia da parte suspensa do veícu^{lo}lo transmite da mola ao eixo em B e B' é igual por essa a $F/2$ e direta em sentido oposto (quando a massa da parte suspensa tem

distribuição simétrica em respeito ao plano vertical longitudinal médio do veículo.

A parte central CC' do eixo é em equilíbrio sobre a ação da força de inércia $F/2$, aplicada em B e B' e da reação da articulação com o fuso da roda. Pondo-se o atrito na articulação dada a trepidação a qual está sujeita, a reação desse passa por C e C' .

A intensidade e a direção de dita reação se tem considerado o equilíbrio à rotação em torno de C do sistema constituído do fuso e do braço do quadrilátero a esse articulado. A ação da articulação contra o eixo é igual a resultante da força $F/2$ aplicada ao fuso e da reação S da biela de acoplamento contra o braço do quadrilátero e passa pela intersecção de molas as direções.

O eixo CC' está então em equilíbrio sobre ação da força $F/2$ aplicada em B e B' e da força R agente em C e C' e porque a componente da R é $F/2$ e o S a primeira direta normalmente e a segunda direta segundo a reta CC' se tem no eixo solicitação de flexão tanto no plano horizontal quanto no plano vertical (este sistema é nos eixos não retilíneo e solicitação de tração).

Por efeito do acoplamento entre eixo e roda constituido ao freio entre limite do máximo conjugado frenador, o sistema eixo e roda se comporta no efeito de torção como um sistema sólido se tem então solicitação de torção.

A solicitação de tração e de flexão devida à componente S direta segundo o CC' e pequena de frente àquela de flexão devida à $F/2$ e àquela de torção, para o qual vem geralmente considerada sobre estes 2 últimos.

Para calcular a solicitação de flexão e de torção se considere no caso mais geral representado na fig.118, de um eixo tendo a ponta de eixo inclinada para fora em baixo.

A esta inclinação característica da ponta de eixo se dá o nome de "inclinação da perna do fuso".

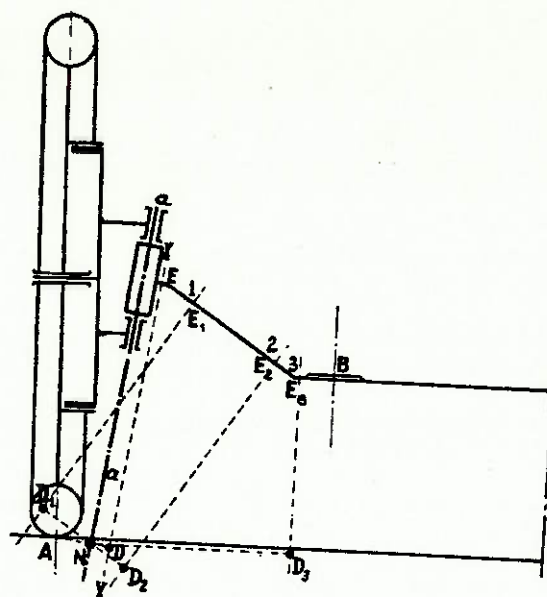


FIG. 118.

A força $F/2$ tangente à roda e então normal ao plano do desenho, age sobre a parte central do eixo como só essa fosse aplicada no ponto N, pela perpendicular por A o eixo a-a da - ponta suposto tal ponto rigidamente ligado ao eixo.

Para efeito da força $F/2$ se têm na secção 1,2,3 feita com o plano normal ao eixo da trave os seguintes:

	Momento Fletor	Momento Torçor
Seção 1.	$1/2 F D_1 . N$	$1/2 F . D_1 E_1$
Seção 2.	$-1/2 F D_2 . N$	$1/2 F . D_2 E_2$
Seção 3.	$-1/2 F D_3 . N$	$1/2 F . D_3 E_3$

A sinistra de ataque B da mola o momento torçor é aque le achado para a secção 3, a direita o momento é nulo sendo o momento torçor equilibrado do momento de reação da mola, Já - não existem órgãos especiais se terá momento fletor constante.

No caso de suspensão com balestra transversal no geral é necessário se ter um triângulo de reação fixado ao eixo, se tem portanto momento fletor constante e torção nula entre os 2 ataques do triângulo.

112- Solicitação devida a força horizontal transversal - A força centrífuga agente sobre o veículo altera a reação vertical das duas rodas e não é possível isso, porque se considera o eixo sobre ação contemporânea da carga vertical e transversal - tendo por simplicidade que agem no plano médio vertical.

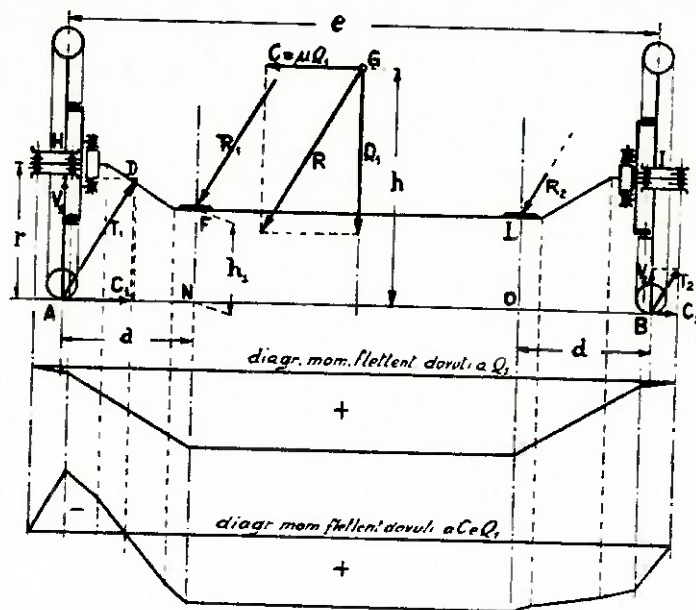


FIG. 119.

Seja representado na fig.119 um eixo anterior e seja Q_1 o peso agente sobre esse aplicado no varicentro G situado a uma altura h sobre o plano de apoio. Em G seja puramente aplicada a força transversal C máxima permitida na aderência transversal - da roda com o terreno.

$$C = \mu Q_1$$

A suspensão que a força aplicada e o eixo são coplanares vem a favor da estabilidade do eixo.

A resultante R das 2 forças Q_1 e μQ_1 se reparte em 2 forças desiguais paralelas $R_1 > R_2$ correspondentes ao ataque da mola no eixo e são T_1 e T_2 as reações correspondentes do terreno, as quais a componente vertical V_1 e V_2 e horizontal C_1 e C_2 , em função dos elementos geométricos desenhados na figura, - tem os seguintes valores:

$$V_1 = \frac{Q_1}{2} + C \cdot \frac{h}{2} = Q_1 \left(\frac{1}{2} + \mu \frac{1}{e} \right) \quad (1)$$

$$V_2 = Q_1 \left(\frac{1}{2} - \mu \frac{h}{e} \right) \quad (2)$$

$$C_1 = \mu V_1 = \mu Q_1 \left(\frac{1}{2} + \mu \frac{h}{e} \right) \quad (3)$$

$$C_2 = \mu V_2 = \mu Q_1 \left(\frac{1}{2} - \mu \frac{h}{e} \right) \quad (4)$$

Suposto $h = e/2$ isto é $\frac{h}{e} = \frac{1}{2}$ se tem valores

$$V_1 = \frac{Q_1}{2} (1+n) \quad C_1 = \mu \frac{Q_1}{2} (1+n)$$

$$V_2 = \frac{Q_1}{2} (1-n) \quad C_2 = \mu \frac{Q_1}{2} (1-n)$$

Em relação ao valor achado para a reação de apoio o momento fletor no eixo varia como segue:

No ponto H (centro da roda esquerda) o momento é negativo e tem o valor $n = C_{1-H} = \mu Q_1 (1/2 + \mu h/e) \cdot r$ que vai descrevendo em valor absoluto, sempre mantendo-se negativo a fim de anular-se em D. De D em direção F o momento assume valor positivo crescente a fim de achar para F um valor

$$M_1 = V_1 \cdot \overline{AN} \quad C_1 \cdot FN = \left(\frac{1}{2} + \mu \frac{h}{e} \right) (d - \mu h_1)$$

Outro tal ponto varia linearmente para assumir um valor em L.

$$M_2 = V_2 \cdot d + C_2 \cdot h_2 = Q_1 \left(\frac{1}{2} - \mu \frac{h}{e} \right) \cdot (d + \mu h_1)$$

para descrever pois, sempre mantendo-se positivo a fim de I dar um valor

$$M_3 = C_2 \cdot r = \mu Q_1 \left(\frac{1}{2} - \mu \frac{h}{e} \right) \cdot r$$

Na figura 119 é indicado o diagrama de momento fletor.

113- Solicitação no rolamento e no fuso da roda. Na figura 120 é representado o fuso da roda em ambas as posições relativas. Se considera a roda montada sobre rolamentos de esferas ou a rolos que são só os quais adotados nas construções atuais.

Indicado com Q a carga que age sobre o eixo a força T e V agente sobre o rolamento situada em A e B tem os seguintes valores expressos em função da notação adotada na figura:

1º) Sobre a carga estática para o qual

$$V_1 = \frac{1}{2} Q \quad \text{e} \quad C_1 = 0$$

$$T_o = \frac{Q_1}{2} \cdot \frac{m}{1} \quad (5)$$

$$U_o = \frac{Q_1}{2} \cdot \frac{b-m}{b} \quad (6)$$

2º) Em marcha retilínea quando age sobre o eixo a carga Q'_1 é a máxima ação frenante suposto que o valor dessa seja

$$F = \mu \cdot Q'_1$$

para o qual a força agente no plano médio da roda é:

$$R = \frac{Q'_1}{2} \quad 1 + \mu^2$$

$$T_1 = \frac{Q'_1}{2} \cdot \frac{m}{b} \quad 1 + \mu^2 \quad (7)$$

$$U_1 = \frac{Q'_1}{2} \cdot \frac{b-m}{b} \quad 1 + \mu^2 \quad (8)$$

3º) Em marchas curvas no qual o caso da figura representa a roda externa, suposto que a força centrífuga seja máxima devida à aderência. No cálculo se supõe quando não tem-se dispositivos especiais de aderência $\mu = 0,6$. Para tal condição -

sendo Q_1 a carga agente sobre o eixo a força V_1 e C_1 são expressas pela relação (1) e (3) do parágrafo precedente.

$$V_1 = \frac{Q_1}{2} \cdot \left(1 + 2\mu \frac{h}{e}\right)$$

$$C_1 = \mu \cdot V_1 = \mu \cdot \frac{Q_1}{2} \left(1 + 2\mu \frac{h}{e}\right)$$

O valor absoluto da carga sobre o rolamento direta como na figura resulta:

$$V = \frac{Q_1}{2} \cdot \left(1 + 2\mu \frac{h}{e}\right) \cdot \left(1 + \frac{\mu r - m}{b}\right) \quad (9)$$

$$T = \frac{Q_1}{2} \cdot \left(1 + 2\mu \frac{h}{e}\right) \cdot \left(\frac{\mu r - m}{b}\right) \quad (10)$$

Para a roda interna posta a outra extremidade do eixo para a qual a reação vertical é centrífuga do terreno é dada da (2) e (4)

$$V_2 = \frac{Q_1}{2} \cdot \left(1 - 2\mu \frac{h}{e}\right)$$

$$C_2 = \mu V_2 = \mu \cdot \frac{Q_1}{2} \cdot \left(1 - 2\mu \frac{h}{e}\right)$$

e a C_2 antes que direta em direção interna e em direção externa, se tem

$$U = \frac{Q_1}{2} \cdot \left(1 - 2\mu \frac{h}{e}\right) \cdot \left(\frac{\mu r - m}{b} - 1\right) \quad (11)$$

$$T = \frac{Q_1}{2} \cdot \left(1 - 2\mu \frac{h}{e}\right) \cdot \frac{\mu r + m}{b} \quad (12)$$

O rolamento vem proporcional tendo conta do valor máximo da carga expressa da relação precednete, que age por um tem-

po breve e da carga estática que age para a máxima parte do tem
po em marcha a regime.

Outra a questão ação o rolamento (melhor um desses) deve suportar a carga axial C dada pela (3) por essa agindo duran
te um período breve.

A distância entre ambos os rolamentos se tem mediantemente
 $b = r_1 : 3$, $r_1/3,5$ se com r se indica o raio do cercamento
metálico isto é, o raio nominal da roda.

Para o total proporcionamento ver Cap.XI.

O momento fletor máximo no fuso se tem sobre a carga V é

$$M_{\text{máx}} = T.b \quad (13)$$

devido T é o maior dos 2 valores (10) e (12) quando o veículo
marcha em curvas na condição dita, opondo-se na secção de junção
e há o valor

$$M_{\text{máx}} = \frac{Q'_1}{2} . (m + n) \quad 1 + \mu^2 \quad (14)$$

no caso da máxima frenagem em marcha retilínea.

Para a estabilidade da perna se terá conta do maior dos
2 valores (13) e (14).

114- Solicitação no rolamento da roda e na parte do semi
eixo - No eixo da montagem foll floating em escastellatura da
ponte porta à extremidade da roda, montada sobre a perna com ro-
lamento a rolar como na figura 121.

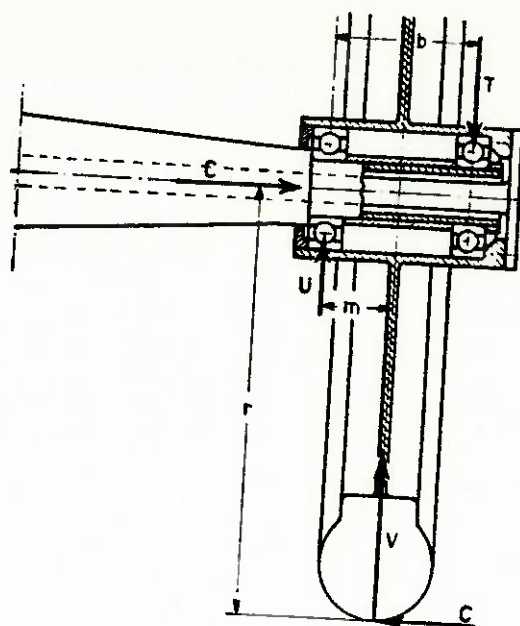


FIG. 121.

Adotando a notação da figura valem para este caso o tratamento e a relação achada no parágrafo anterior, bastará substituir nesse a carga Q_1 e Q'_1 aquelas Q_2 e Q'_2 relativas à ponte.

A distância entre o rolamento se tem ao início $b=r/4$. Geralmente $m = 1-b/2$.

O semi-eixo é portanto sollicitado a torção.

Quando a montagem é semi-floating como na figura 122 a roda é rigidamente ligada ao semi-eixo ao qual é suportado do rolamento B.

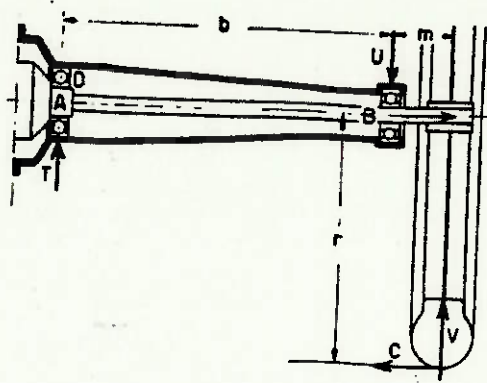


FIG. 122.

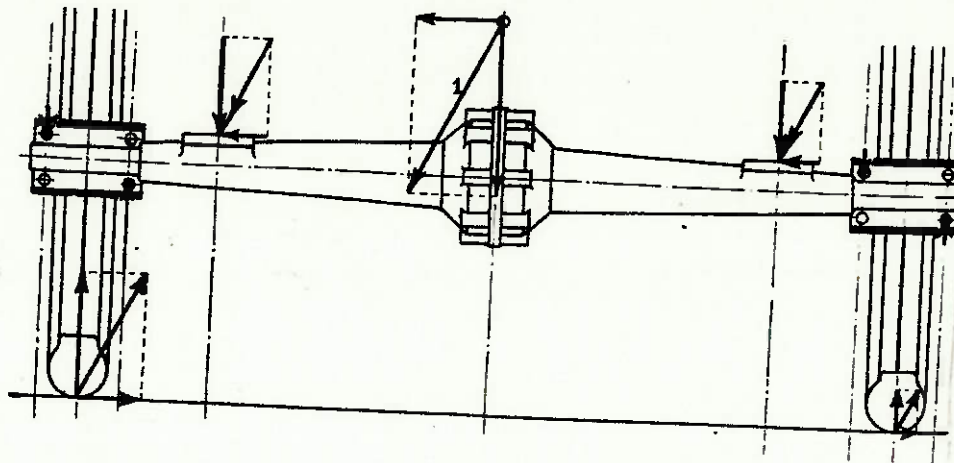


FIG. 123.

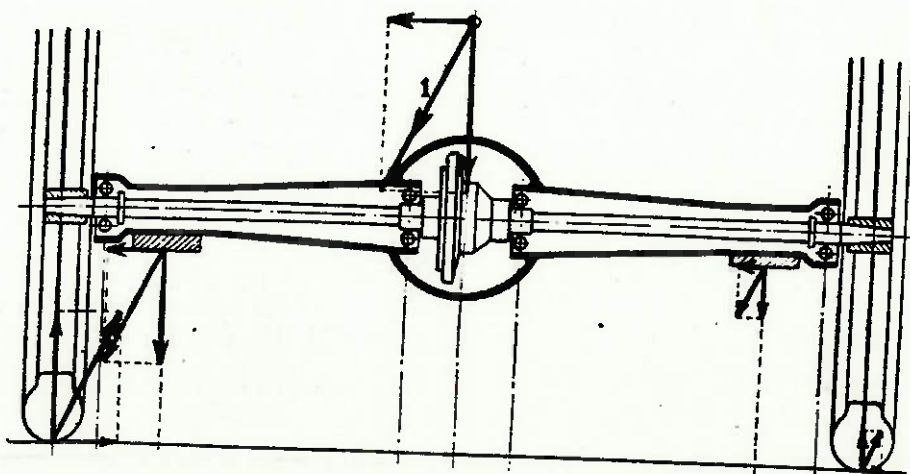


FIG. 124.

a extremidade de escastellatura da ponte e em A do diferencial suportado a sua volta do rolamento D. Com a notação da figura a expressão da carga v e T sobre o rolamento resulta:

1º) Sobre a carga estática Q_2

$$V_o = \frac{Q_2}{2} \cdot \frac{b+m}{b} \quad (15)$$

$$T_o = \frac{Q_2}{2} \cdot \frac{m}{b} \quad (16)$$

2º) Em marcha retílinea à máxima frenatura sendo Q'_2 a carga sobre a ponte e a máxima ação frenante $F = \mu \cdot Q'_2$ para o qual resulta agente no plano médio da roda uma força

$$R = \frac{Q'_2}{2} \quad 1 + \mu^2$$

$$v = \frac{Q'_2}{2} \cdot \frac{b+m}{b} \quad 1 + \mu^2 \quad (17)$$

$$T = \frac{Q'_2}{2} \cdot \frac{m}{b} \quad 1 + \mu^2 \quad (18)$$

3º) Em curvas sobre a ação da carga Q_2 e da máxima força centrífuga μQ_2 agente sobre a ponte se têm para a roda externa

$$U = \frac{Q_2}{2} \left(1 + 2\mu \frac{h}{e} \right) \cdot \left(1 + \frac{m-ur}{b} \right) \quad (19)$$

$$T = \frac{Q_2}{2} \left(1 + 2\mu \frac{h}{e} \right) \frac{m - ur}{b} \quad (20)$$

T é direta como na figura se $m - ur > 0$ em sentido contrário se $m - ur < 0$ e para a roda interna

$$U = \frac{Q_2}{2} \left(1 - 2\mu \frac{h}{e} \right) \cdot \left(\frac{\mu r + m}{b} + 1 \right) \quad (21)$$

$$T = \frac{Q_2}{2} \left(1 - 2\mu \frac{h}{e} \right) \cdot \frac{\mu r - m}{b} \quad (22)$$

Na expressão dita h é a altura do baricentro da carga gravante sobre a ponte e e é o carregamento. Neste cálculo se supõe um coeficiente de aderência $\mu = 0,6$.

No proporcionamento do rolamento ocorre ter presente que sobre esse age a ação axial $\max \mu \cdot Q_2/2 \cdot (1 + 2\mu h/e)$ e que sobre o rolamento interno outro à carga T age uma componente da ação transmitida do motor a coroa do diferencial.

Sendo o confronto entre a carga sobre o rolamento da roda do ponto de 2 veículos que se diferenciam portanto por serem um full floating e outro semi floating se vê que em curva a carga máxima sobre o rolamento é sensivelmente menor no segundo caso.

O máximo momento fletor se tem no semi-eixo sobre uma carga V e tem o seguinte valor:

Para o 3º caso supra considerado (em curvas)

$$M_{\max} = T \cdot b \quad (23)$$

devido a T é o maior dos 2 valores (20) e (22)

Para o 3º caso (marcha retilínea em frenagem)

$$M'_{\max} = \frac{Q'_2}{2} \cdot m \cdot (1 + \mu^2) \quad (24)$$

118- Carga sobre o rolamento da ponta de eixo - se considere a ponta esquematicamente representada na fig.132 e se suponha que a ponta contida no plano da figura, tenha uma inclinação lateral em respeito à vertical.

Em base à máxima reação vertical e transversal U_1 e C_1 da roda (§ 112) e a grandeza geométrica desenhada na figura su posto sistematizado em Z a carga, a reação R_1 e R_2 do rolamento portanto da ponta é:

$$R_1 = \frac{U_1 - m_2 - C_1 - h_2}{(h_2 - h_1) \cos \alpha} \quad (25)$$

$$R_2 = \frac{U_1 m_1 - C_1 h_1}{(h_2 - h_1) \cos \alpha} \quad (26)$$

A distância m_1 e m_2 se faz, compativelmente com a exigência construtiva, tão menor e porque em primeira aproximação se poderá na expressão de R_1 e R_2 despreza o primeiro termo do numerador em respeito ao segundo e dados os couds valores de α tão menores ter

$\cos \alpha = 1$ Se terá então

$$R_1 = -C_1 \frac{h_2}{h_2 - h_1} = -\mu \frac{Q_1}{2} (1 + \mu) \cdot \frac{h_2}{h_2 - h_1} \quad (27)$$

$$R_2 = -C_1 \frac{h_1}{h_2 - h_1} = -\mu \frac{Q_1}{2} (1 + \mu) \frac{h_1}{h_2 - h_1} \quad (28)$$

Para um coeficiente de aderência $\mu = 0,6$ se terá

$$R_1 = \frac{Q_1}{2} \cdot \frac{h_2}{h_2 - h_1}$$

$$R_2 \approx - \frac{Q_1}{2} \frac{h_1}{h_2 - h_1}$$

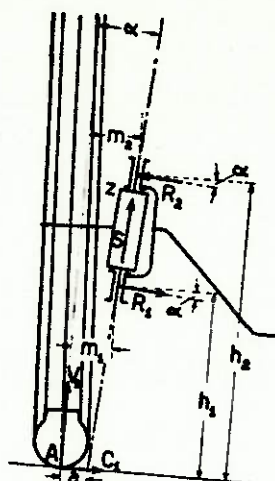


FIG. 132.

A ponta de eixo pode ser solicitada mais que a força frenante aplicada em A à roda 1 direta normalmente e em frente contra o plano do desenho, força cujo valor máximo no suporte é

$$R_1' = \mu \frac{Q_1}{2} \cdot \frac{h_2}{h_2 - h_1} = 0,6 \cdot \frac{Q_1}{2} \cdot \frac{h_2}{h_2 - h_1} \quad (29)$$

$$R_2' = \mu \frac{Q_1}{2} \cdot \frac{h_1}{h_2 - h_1} = 0,6 \cdot \frac{Q_1}{2} \cdot \frac{h_1}{h_2 - h_1} \quad (30)$$

Se como o valor máximo da aderência entre roda e terreno é $\mu \cdot V_1$ não pode coexistir um valor máximo suposto para C_1 e para $F/2$ quando a ponta de eixo e o suporte devem ser proporcionais portanto para as maisperigosas das 2 condições da carga, isto é a primeira para a qual a reação é R_1 e R_2 .

Da expressão dessa se vê que R_1 e R_2 e assim o rolamento e a perna inferior devem ser proporcionais mais largamento daquelas superiores.

Sobre a superfície escorregante dos 2 conjugados a pressão específica:

$$P = \frac{R}{\lambda \cdot d}$$

onde λ e d é o tamanho e o diâmetro da perna em um deverá haver um valor máximo $p = 70, 80 \text{ kgf/cm}^2$ se o rolamento é de bronze e poderá atingir um valor $p = 100$ a 110 kgf/cm^2 se em aço temperado.

Quando a articulação é feita com rolamento a esfera ou a rolos outro que de todos os fatores que influem sobre a esfera do rolamento se deverá ter presente que se trata neste caso de articulação de rotação limitada e que a carga máxima calculada age por tempo breve.

De fato da roda ser montada com pneumático ou com semipneumático se terá conta supondo um valor máximo da carga respectivamente 1,5 ou 2 volta a carga estática.

A e eixo deverá ser verificada a flexão tendo conta de todas as condições de função.

119- Inclinação característica do fuso e da ponta de eixo - O fuso da roda anterior não é feito horizontal, mas inclinado levemente em direção para baixo, em outros termos o plano médio da roda, quando o veículo está em marcha retílinea, antes de paralelo é divergente em direção ao alto.

De tal prática construtiva não se conhece uma justificação precisa, porque vem a desafiar, nos automóveis a razão que adotava-se nos carros comuns de lenha.

A única razão plausível que se pode adiantar é aquela - que construindo o fuso horizontal pode-se haver em seguida à deformação elástica do eixo sobre carga, a roda divergente em direção abaixo, coisa esta que dá uma favorabilíssima condição de esestabilidade ao veículo.

O correto comportamento da roda motriz montada sobre a ponte diferencial com o plano médio vertical basta para demonstrar que não é necessária a inclinação dita do fuso.

Pode-se tudo mais cômodo avançar o centro de apoio do pneumático ao ponto de encontro do eixo da ponta com o solo, mal tal avançamento se pode obter antes em outro modo.

A inclinação do plano da roda sobreo vertical (dita campanatura da roda) se faz do 1º ao máximo, quando o fuso se faz inclinado de tal ângulo sobre a horizontal.

Uma inclinação mais sensível era dessimetria muito - grande na zona de apoio do pneumático com o solo, aqui o escorregamento e esforços muito grandes no quadrilátero de esterço.

Para compensar tal esforço se faz convergente em avante o plano da roda e tal convergência se dá melhor em previsão da inflexão do eixo no plano horizontal na prática se usa dar para sistema da convergência a diferença ψ da distância a e b anterior e posterior, entre o bordo de cerco metálico como indica a fig.133.

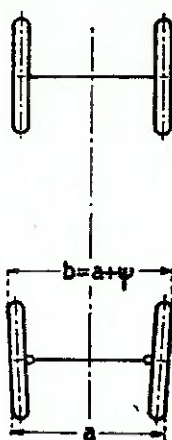


FIG. 133.

Se faz ψ variável entre 0 e 3-4 mm

A máxima convergência se dá às rodas de veículos velozes.

120- A ponta de eixo em torno do qual é girável o fuso da roda diretriz pode haver duas inclinações características.

97

1º) Possa ser divergente para baixo (lateralmente) e a inclinação desse respeito à vertical é chamada "divergência".

2º) O plano que contém o eixo das duas pernas pode ser inclinado verso em baixo assim que o eixo da perna encontre o terreno em pontos anteriores à coincidente do centro de apoio do pneumático. A esta segunda inclinação respeito à vertical dá-se o nome de incidência.

A inclinação da ponta de eixo atinge dois escopos: o avançamento do centro de apoio do pneumático e do traço sobre o terreno do eixo da ponta e o outro certa estabilidade na direção do movimento do veículo.

O primeiro motivo pode igualmente alcançar: seja com a cambagem da roda, seja com um desenho muito compacto do fuso, seja enfim como se faz para alguns veículos de carga, acompanhando o disco da roda de modo a colocar todo o cerco para o lado interno.

A distância entre o centro de apoio e o traço do eixo, da ponta no caso de cercatura rígida deve ser nula, nos veículos com pneumáticos ela se faz de alguns centímetros para render mais doce o comando da esterçatura, evitando-se com tal - artifício um total escorregamento do pneu sobre o terreno - mais convém reduzir não mais de 3-5 em quando a roda são motrizes ou frenantes para evitar solicição muito fortes na arte do sistema articulado de coligamento entre as rodas diretrizes.

A estabilidade na direção do movimento do veículo ou com a inclinação da ponta de eixo se pode obter adotando para esse uma certa incidência.

A estabilidade que se vai obter com este artifício - vai inteira no sentido que para colocação voluntária ou não da roda da posição de marcha retilínea se vê que a ação que - se manifesta sobre esse tende a colocá-lo na posição inicial. Por que tal função possa explicar-se é evidente a necessidade

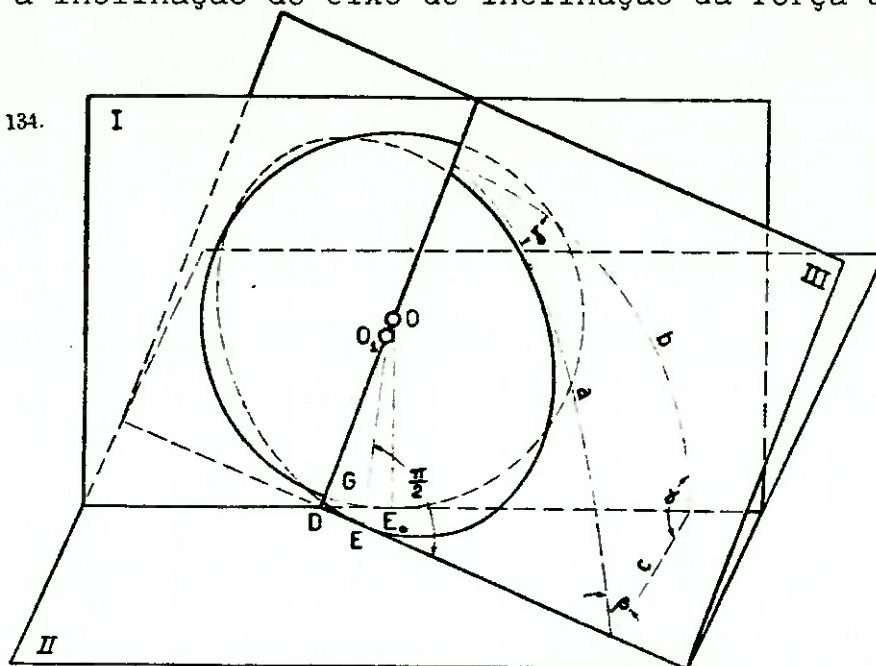
que o comando de esterçatura seja reversível.

Não precisa exceder nem neste nem noutro artifício estabilizador da esterçatura que causa a doalidade do comando.

A incidência da ponta de eixo é de realização construtiva mais fácil que ambas as divergências, e, mesmo um valor desta última é uma constante construtiva e não pode mais ser variada o valor da incidência pode ser com relativa facilidade adotado, na montagem, à exigência do veículo.

121- Para avaliar a estabilidade de direção devida à incidência se começará com a análise do efeito que há na bicicleta, a inclinação do eixo de inclinação da força anterior.

FIG. 134.



Se despresara em primeiro exame o fato que dita força é curva com a concavidade em avante e se suporá que o centro da roda se ache sobre o eixo de esterço.

Na fig.134 seja: I o plano vertical médio longitudinal da bicicleta. O o centro da roda em posição de marcha retilínea e b o ângulo que forma o eixo de esterço com o plano II horizontal isto é com a intersecção dos 2 planos citados.

Quando o esterço vem de fato a rodar de um ângulo α o plano da roda se coloca em III, o eixo de esterço formará o ângulo α com a horizontal do plano III e C é o ângulo real.

Em marcha retilínea se r é o raio da roda, a distância do centro da roda até o ponto II, medida na direção do eixo de esterço é

$$OD = \frac{r}{\text{sen} b} \quad (31)$$

quando a roda é esterçada como na figura tal distância resulta

$$O_1 D = \frac{r}{\text{sen} \alpha} \quad (32)$$

Entre os ângulos α , β , γ e aquele a, b, c tendo presente que $\alpha = \pi'/2$ e b e c são dados existe a relação

$$\text{tg} \alpha = \frac{\text{tg} b}{\cos \gamma} \quad (33)$$

$$\text{tg} c = \text{sen} b . \text{tg} \gamma \quad (34)$$

$$\cos \beta = \cos b . \text{sen} \gamma \quad (35)$$

Sendo $a > b$ se vê que $O_1 D > OD$ isto é o centro da roda S' é abaixado e o abaixamento max se têm para $\gamma = 90^\circ$ valor $\alpha = 90^\circ$ e $O_1 D = r$

Se $O_1 E = r$ é no plano III, a normal abaixada do centro a horizontal DF, E é o ponto de contato da roda com o plano de apoio e

$$DE = r . \cot g b = r \cos b \cot b \quad (36)$$

mesmo que a normal GE, sempre em tal plano o eixo OD tem o valor

$$GE = r \cdot \cos \alpha = r \cdot \frac{1}{1 + \frac{\operatorname{tg}^2 b}{\cos^2 \gamma}} \quad (37)$$

Em E agem:

1º) A reação Y_A vertical do terreno devida ao peso gravante sobre a roda.

2º) A reação normal ao traço do plano médio da roda, devida à força centrífuga e ao momento motor, necessária para vencer a resistência ao rolamento e a rotação da roda.

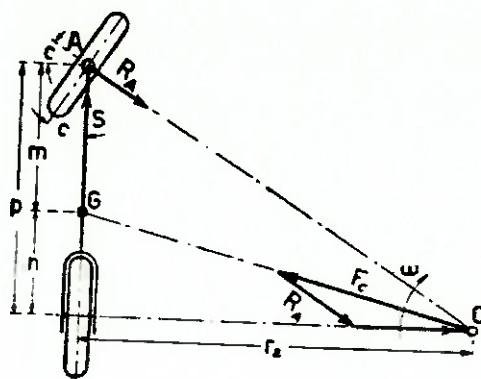


FIG. 135.

Tendo em conta que o total Q gravante sobre a roda de velocidade angular ω e de característica indicada na pg. 135

$$Y_A = Q \cdot \frac{n}{p} \quad (38)$$

a reação normal R_A devida a força centrífuga é

$$R_A = \frac{Q}{g} \cdot \omega^2 \cdot \frac{n}{\operatorname{sen} e} \quad (39)$$

e aquela puramente normal N_A devida a S necessária à vencer a resistência a rotação e ao rolamento da roda, quando com t se indica o coeficiente de tração, é

$$N_A = t \cdot Q \cdot \frac{n}{p} \cdot \operatorname{tg} c \quad (40)$$

Assim a reação do terreno normal ao traço DE do plano médio da roda sobre o plano horizontal (fig.134) é:

$$R = R_A + N_A = Q \cdot \left(\frac{\omega^2}{g} \cdot \frac{n}{\operatorname{sen} c} + t \cdot \operatorname{tg} c \right) \quad (41)$$

Decomposta a força Y_A e R na direção EO_1 (no plano - III) e na direção normal ao plano, a componente na primeira direção não tem momento respeito do eixo de esterçatura mesmo a componente normal ao plano.

Aquela de Y_A ao invés do valor $Y_A \cos \beta$ há um momento

$$Y_A \cdot \cos \beta \cdot EG$$

que tende a aumentar o ângulo de esterçatura.

Aquela de R ao invés do valor $R \operatorname{sen} \beta$ há um momento

$$R \cdot \operatorname{sen} \beta = EG$$

que tende a radricular a roda

O momento resultante é:

$$M \cdot (R \operatorname{sen} \beta - Y_A \cos \beta) \cdot EG \quad (42)$$

que é retornador se >0 e em tais casos o esterço é estável em marcha retilínea.

Substituindo ao término da expressão precedente ambos os valores

$$M = Q \cdot r \cdot \cos \alpha \left[\omega^2 \cdot \frac{n}{g} \cdot \frac{\operatorname{sen} \beta}{\operatorname{sene}} + t \cdot \frac{n}{p} \cdot \operatorname{tg} c \cdot \operatorname{sen} \beta - \frac{n}{p} \cdot \cos \beta \right]$$

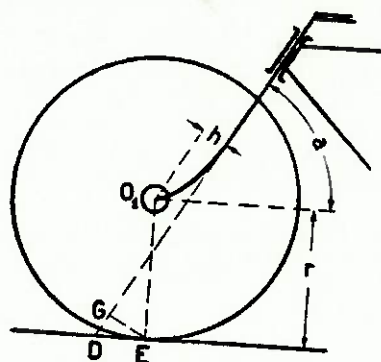


Fig. 136.

onde, c , são as funções dos ângulos de rotação do eixo de sterço dado da (33), (34), (35).

Do exame da relação (43) se vê que crescendo a velocidade cresce o conjugado estabilizante do sterço.

No caso da bicicleta sendo a forçela curva na fig.136 considerada a roda esterçada com o plano médio coincidente com o plano III da fig.134.

$$GE = r \cos \alpha - h \quad (44)$$

$$DE = \frac{r \cos \alpha - h}{\sin \alpha} \quad (45)$$

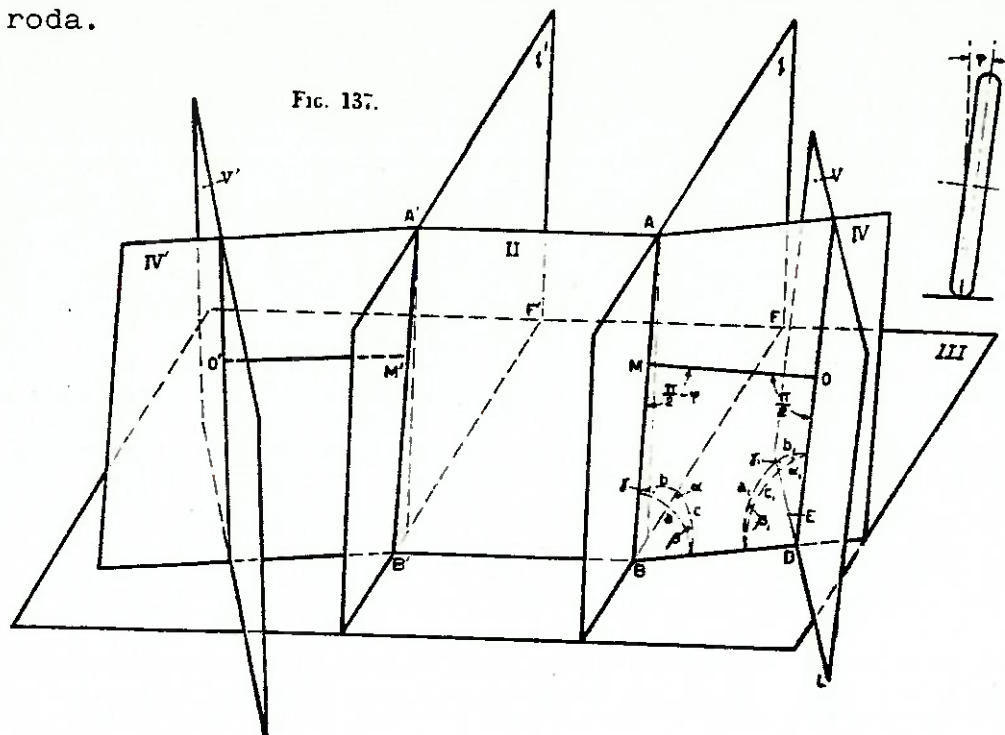
e então o momento estabilizante é:

$$M = Q.r.\left(\cos \alpha - \frac{h}{r}\right)\left(\omega^2 \frac{n}{g} \frac{\sin \beta}{\sin \alpha} + t.\frac{n}{p} \operatorname{tg} \alpha . \sin \beta - \frac{n}{p} \cos \beta\right) \quad (46)$$

122-Estabilidade esterçatura devida à incidência da ponta de eixo do veículo.

Seja I e I' (fig.137) os 2 planos verticais, paralelas ao eixo longitudinal, contida no eixo de ponta AB e A'B' formando o ângulo b com o traço horizontal BF e B'F', III o plano horizontal MO e M'O' entre os eixos do fuso da roda e cujo centro são O e O' e V e V' ambos os planos médios, IV e IV' os planos contendo os eixos do fuso e os eixos da ponta em posição de esterçatura.

Em marcha retilínea o plano IV e IV' coincide com o plano II e seja em tal posição, o ângulo de cambagem da roda.



Indicado com γ o ângulo entre o plano IV e I correspondente a uma rotação $\pi/2 - \gamma$ do fuso da posição de marcha retilínea o ângulo de esterçatura da roda é aquele formado - do seu traço DE com o eixo longitudinal e referindo-se a notação da fig.137 o seu valor é $\pi - (a_1 + C)$.

Sendo normal entre ambos: seja o plano I e II seja - aquele IV e V e sendo b se tem:

Reportando-se por simplicidade na fig.138 o só plano I e III da fig.137 e desenhado sobre este último: o traço BD e DE em E a força vertical Y e para essa o plano vertical paralelo ao plano I componente de Y é:

$$Y_a = Y.\text{sen } b \quad \text{paralelo ao eixo AB e} \quad (55)$$

$$Y_n = Y.\text{cos } b \quad \text{normal a AB} \quad (56)$$

Desse portanto a segunda tem momento em torno do eixo AB, respeito ao qual age com braço EH (distância entre os 2 planos).

Tendo os valores de BD da fig.137

$$BD = MO - \frac{\text{cos}}{\text{sen } \alpha} - r \frac{\text{sen}}{\text{sen } \alpha . \text{sen } b_1}$$

e tendo presente que:

$$OE = \frac{r}{\text{sen } b_1}$$

se tem:

$$d_1 = HE = MO - \frac{\text{sen } C . \text{cos}}{\text{sen } \alpha} - r \left| \frac{\text{sen}}{\text{sen } \alpha} \cdot \frac{\text{sen } C}{\text{sen } b_1} + \frac{\text{sen}(\alpha_1 + C)}{\text{tg } b_1} \right| \quad (57)$$

O momento

$$Y_n . d_1 \quad (58)$$

da reação vertical do terreno no caso considerado de $0 < \gamma < 90^\circ$ tende a reportar a roda em posição de marcha retilínea é então estabilizador.

Tal momento mantém o total desenho quando $\gamma > 90^\circ$ isto é para a posição correspondente à roda externa do veículo e então tende a exagerar a esterçatura. Para a roda externa o momento devido a reação vertical é então estabilizante.

Para calcular o momento devido a reação R do terreno aplicada em E e tem a direção normal ao traço DE é estado reportado na fig.139 o plano I e III (vide fig.137) e é desenhado o traço BD e DE .

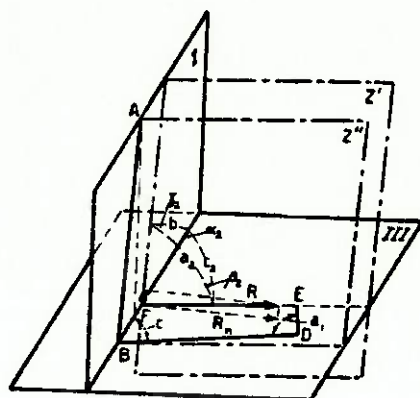


FIG. 139.

A reta de ação da R (normal a DE no plano III) encontra em F o ponto I e fazendo passar por essa um plano Z' - paralelo à direção AB a sua intersecção com o plano I será paralela a esta última e então resultará inclinada de B sobre este último plano dito.

O ângulo que a reta EF forma com a BF é

$$c_2 = (\alpha_1 + c) - \pi/2$$

Tendo portanto antes note b e $\alpha = \pi/2$

$$\cos \alpha_2 = \cos b \cos c_2 = \cos b \cdot \sin(\alpha_1 + c) \quad (60)$$

$$\cos \beta_2 = \sin c_2 \cotg \beta = \cos(\alpha_1 + c) \cotg b \quad (61)$$

A componente de R normal a direção AB é então

$$R_N = R \sin \alpha_2 = R \sqrt{1 - \cos^2 b \sin^2(\alpha_1 + c)} \quad (62)$$

que age num plano com braço igual à distância entre os 2 planos paralelos Z e Z'' expresso da

$$d_2 = BF \sin c_2 \sin \beta_2 = -BF \cos(\alpha_1 + c) \frac{1}{1 - \cos^2(\alpha_1 + c) \cotg^2 b} \quad (63)$$

Na base primeira ao valor de BD e DE primeira calculado

$$BF = \frac{1}{\cos(\alpha_1 + c)} \cdot \left| MO \cdot \frac{\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_1}{\sin \alpha} - r \left(\frac{1}{\operatorname{tg} b_1} + \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_1 \sin b_1} \right) \right| \quad (64)$$

devido à reação normal que para $0 < \gamma < 90^\circ$ é direta como - na figura e para $\gamma > 90^\circ$ é direta em sentido contrário tendo sempre a voltar a roda na posição de marcha retilínea.

Então indicando com Y'_n, R'_n, d'_1, d'_2 as forças e braços relativos à roda interna e com $Y''_n, R''_n, d''_1, d''_2$ os correspondentes valores para a roda externa o momento estabilizador será

$$M_s = Y'_n d'_n + R'_N d'_2 + Y''_N d''_2 + R''_N d''_2 \quad (66)$$

123- Estabilidade da esterçatura devido a divergência.

Na fig.140 é representada com AB e A'B' o ponto de eixo, contida em um plano II normal ao eixo longitudinal do veículo divergente para baixo a fim de formar com o traço horizontal B'B (plano horizontal III) o ângulo δ . O plano V e V' são planos médios da roda esterçada e IV e IV' os planos contendo os eixos da ponta de eixo MO e MO' do fusão.

Em marcha retilínea o ângulo de cambagem da roda é

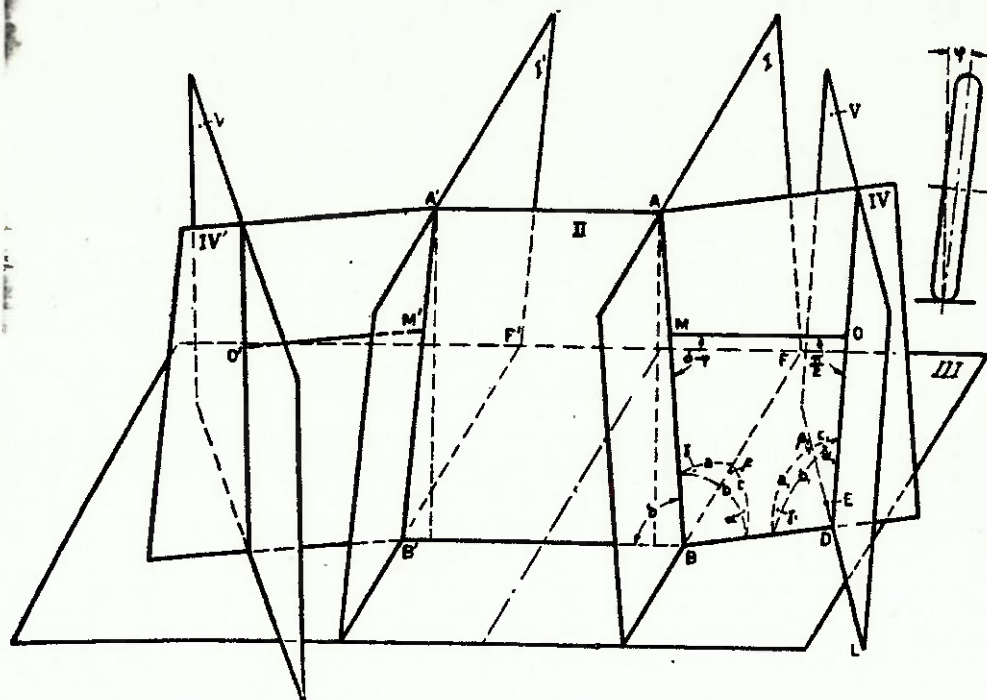


FIG. 140.

No plano I e I' paralelos ao eixo longitudinal do veículo e contido no eixo da ponta, este último formando com o traço horizontal o ângulo $\alpha = \pi/2$, mesmo o ângulo os 2 planos I e III é

$$\beta = \pi - \delta$$

Indicado com γ o ângulo entre o plano I e IV correspondente a uma rotação do fuso de um ângulo $\pi/2 - \gamma$ referindo-se a notação da figura o ângulo de esterço da roda é $\pi - (\alpha_1 + c)$.

A relação existente entre os ângulos indicados na fig. são:

(68) $\cos \alpha = \cos \gamma \cdot \cos$

(72) $b_1 = -\frac{3}{2} \pi - (b + \delta -)$

(69) $\cot b = -\sin \gamma \cdot \cot g \delta$

(73) $\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{\cot g (b + \delta -)}{\cos \alpha}$

(70) $\cot e = \sin \cdot \cot g \gamma$

(74) $\operatorname{tg} c_1 = \frac{-\cos (b + \delta -) \operatorname{tg} \alpha}{\cos}$

(71) $\gamma_1 = \alpha$

(75) $\cos \beta_1 = -\sin (b + \delta -) \sin \alpha$

Para $\gamma > \pi/2$ e então a normal abaixada do centro O da roda sobre o traço DL dá o ponto de contato E da roda com o plano III em posição posterior a D distante

$$DE = \frac{r}{\operatorname{tg} c_1} \quad (76)$$

sendo r o eixo da roda.

No ponto de contato E agem a reação vertical Y e aquela normal ao traço LD do plano médio da roda.

Para calcular o momento da reação vertical em respeito ao eixo da ponta vem reportado na fig.141 os planos I, II, III da figura precedente.

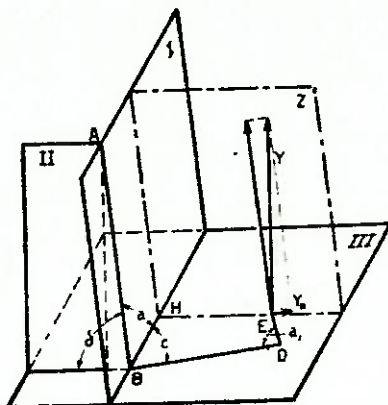


FIG. 141.

Traçado por Y um plano vertical Z paralelo ao plano II nesse dita força tem uma componente

$$Y_a = Y \cdot \operatorname{sen} \delta \quad (77)$$

paralela ao eixo da ponta AB e

$$Y_n = Y \cdot \operatorname{cos} \delta \quad (78)$$

normal ao eixo AB com respeito ao qual agem com um braço igual

à distância $d_1 = B.H$ entre os dois planos. Dos elementos desenhados na fig.140 e 141 se têm

$$d_1 = BH = MO \frac{(\sin(\delta -) \cos c}{\sin \delta} - r \left| \frac{\cos(\delta -) \cos c}{\sin \delta} + \frac{\cos(\alpha_1 + c)}{\sin c_1} \right| \quad (79)$$

$$Y_n \cdot d_1 \quad (80)$$

tende a reportar a roda em posição de marcha retilínea.

Quando $\gamma > 90^\circ$ o ponto E de contato da roda com o terreno se acha diante do ponto D, o momento tende agora a abrir a roda.

Para estudar o efeito da reação do terreno, normal ao traço do plano médio da roda se são reportados na fig.142 os planos I,II,III da fig.140.

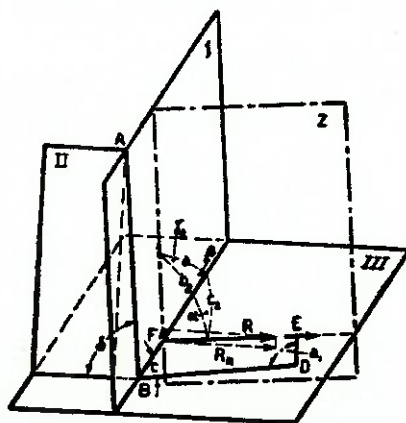


FIG. 142.

A reta de ação da R normal ao traço DE encontra em F o traço horizontal do plano 1, e se para tal reta de ação se traça um plano Z paralelo a AB, a intersecção - desse com o plano I será uma reta paralela a AB.

Do triângulo esférico a b₂ c₂ da qual são notáveis - os lados α = π/2 o ângulo β = π - δ e o lado 2 = (α₁ + c) - π/2 se têm:

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{\cot \delta}{\operatorname{sen}(\alpha_1 + c)} \quad (81)$$

$$\operatorname{tg} \gamma_2 = -\operatorname{sen} \delta \cotg (\alpha_1 + c) \quad (82)$$

$$\cotg b_2 = -\cos \beta \cos(\alpha_1 + c) \quad (83)$$

e então a componente de R normal a AB é

$$RN = R \operatorname{sen} b_2 = R \sqrt{1 - \cos^2 \beta \cos^2 (\alpha_1 + c)} \quad (84)$$

a qual age com um braço igual à distância de AB do plano Z dada da

$$d_2 = BF \operatorname{sen} c_2 \cdot \operatorname{sen} \gamma_2 \quad (85)$$

onde o segmento BF tem o valor

$$BF = \frac{1}{\cos(\alpha_1 + c)} \left| r \left(\frac{\cos \alpha_1 \cos(\delta - \gamma)}{\cos(b + \delta - \gamma) \operatorname{sen} c_1} - \frac{1}{\operatorname{tg} c_1} \right) - MO \operatorname{sen}(\delta - \gamma) \cos \alpha_1 \right| \quad (86)$$

O momento devido à força R é

$$R_N \cdot d_2 \quad (87)$$

Para γ < 90° (como na figura) tende a voltar a roda em posição de marcha retilínea.

Quando $\gamma > 90^\circ$ (isto é para a roda externa) o ponto E se coloca davante a D e a relação R tem a direção - oposta aquela desenhada na figura e tende a abrir a esterça tura tal momento é então desequilibrante.

Concluindo, indicando como no parágrafo precedente - com $Y'_N, R'_N, d'_1, d'_2, Y''_N, R''_N, d''_1, d''_2$ os elementos relativos respectivamente à roda interna e à externa o momento estabilizante é

$$M_S = Y'_N d'_1 + R'_N d'_2 + Y''_N d''_1 - R''_N d''_2 \quad (88)$$

SUSPENSÃO INDEPENDENTE

126- Forças agentes na suspensão independente - Dada a deformabilidade do sistema constituinte da suspensão sobre a ação de uma força transversal, resulta laboriosa a cercanias da posição de equilíbrio.

Ocorrerá proceder por sucessivas aproximações supondo em uma primeira aproximação que não mudam as posições relativas das várias partes onde calcular um primeiro valor da reação e da flecha elástica da mola de suspensão. Sucessivamente em base tal flecha elástica se pode desenhar os vários elementos na posição relativa ao chassis, determinado dos valores - da flecha calculada e desenhar a nova posição relativa ao chassis, e aquela do peso, e da força transversal relativa a dito plano. Em base à nova disposição se pode haver valores mais aproximados da reação e da flecha da mola, a qual permite-nos de desenhar uma posição de equilíbrio mais próxima - aquela real.

127- Sobre o veículo agem forças verticais e transversais - Se começará com a análise de uma suspensão (fig.145) - que é um caso mais geral daquela da figura 111 pois nessas os 2 semi-eixos são articulados ao chassis em pontos distintos.

Na figura são esquematicamente indicados: o chassis, os 2 semi-eixos, articulados nos 2 pontos D e E rigidamente coligados ao chassis, a roda e a mola.

Como foi dito no parágrafo precedente se é suposto que a posição relativa dos vários elementos correspondem - aquele sobre carga estática.

No ponto 6 correspondente ao baricentro da carga gravante sobre as 2 rodas se é desenhado a carga Q e a força transversal F .

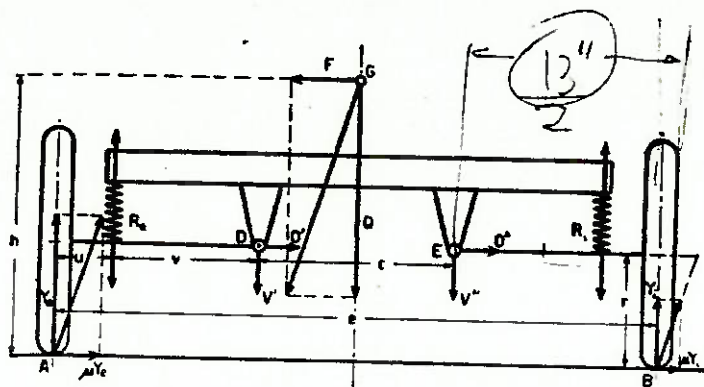


FIG. 145.

Em base à hipótese dita é a notação da figura a reação do terreno contra a roda externa é:

$$Y_e = \frac{Q}{2} + F \cdot \frac{h}{e} \quad (93)$$

e aquela da roda interna é:

$$Y_i = \frac{Q}{2} - F \cdot \frac{h}{e} \quad (94)$$

Para o equilíbrio do semi-eixo externo a reação da mola deve ser:

$$R_e = \left(\frac{Q}{2} + F \cdot \frac{h}{e} \right) \frac{\mu + u - \mu r}{v} \quad (96)$$

mesmo a quantida horizontal exercida em D do semi-eixo

$$O' = \mu Y_e = \mu \left(\frac{Q}{2} + F \cdot \frac{h}{e} \right) \quad (96)$$

e aquela vertical em direção para baixo

$$V' = \left(\frac{Q}{2} + F \cdot \frac{h}{e} \right) \left(1 - \frac{\mu r}{\mu + v} \right) \frac{\mu}{v} \quad (97)$$

Para o semi-eixo interno

$$R_i = \left(\frac{Q}{2} - F \cdot \frac{h}{e} \right) \frac{u + v + \mu r}{v} \quad (98)$$

$$O'' = \mu \cdot Y_i = \mu \left(\frac{Q}{2} - F \cdot \frac{h}{e} \right) \quad (99)$$

$$V'' = \left(\frac{Q}{2} - F \cdot \frac{h}{e} \right) \left(1 + \frac{\mu r}{u + r} \right) \quad (100)$$

Sobre carga estática a reação da mola eram iguais entre ambas e tinham o valor que se obtém da (95) e (98) pondo nessas $F = 0$ e $\mu = 0$ isto é:

$$R_o = \frac{Q}{2} \cdot \frac{u + v}{v} \quad (101)$$

O aumento da reação da mola externa, respeito ao valor que essa tem sobre carga estática é:

$$F \cdot \frac{h}{e} \cdot \frac{u+v}{v} - \frac{\mu r}{v} \left(\frac{Q}{2} + F \cdot \frac{h}{e} \right) \quad (102)$$

e a diminuição da reação da mola interna é:

$$F \cdot \frac{h}{e} \cdot \frac{u+v}{v} - \frac{\mu r}{v} \left(\frac{Q}{2} - F \cdot \frac{h}{e} \right) \quad (103)$$

então a reação da mola externa cresce menos do que quando diminui a reação da mola interna porque a variação da flecha elástica está na direta proporção.

Indicando com f_o a flecha elástica igual da mola, sobre carga estática no caso considerado se assume respectivamente os valores

$$f_e = f_o \cdot \frac{R_e}{R_o} \quad (104)$$

$$f_i = f_o \cdot \frac{R_i}{R_o} \quad (105)$$

Em base a tal valor é estado desenhado na fig.146 a posição do semi-eixo oscilante respeito ao chassis, e a nova posição sempre relativa ao chassis de traço t-t do plano de apoio da roda (horizontal). Disposto por G o peso Q e a força transversal F respectivamente normal e paralela a dito plano é estado calculado graficamente a reação das 2 rodas - tendo presente que esse é paralelo à reta de ação da força total S agente sobre o eixo.

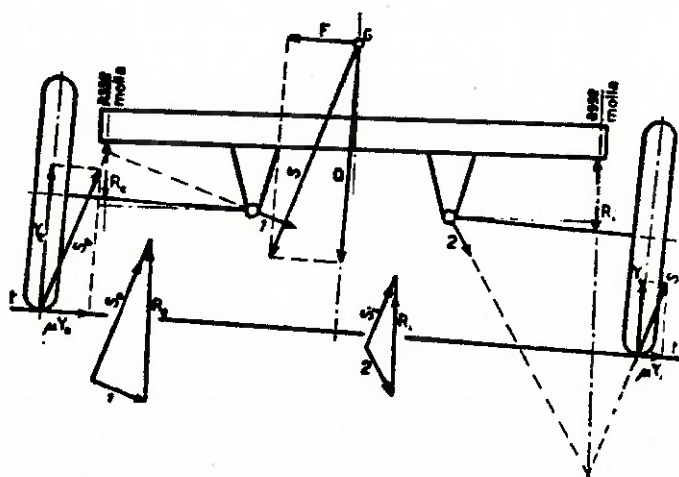


FIG. 146.

Se são então achados os novos valores das reações R_e e R_i das duas molas decompondo a força. Se segundo as direções de R_e e 1 e aquela S_i na direção de R_i e 2.

Se a diferença entre os valores calculados na primeira e na segunda tentativa são toleráveis não ocorrerá continuar com outra tentativa. É de notar-se que obter da primeira o procedimento gráfico é muito mais rápido daquele analítico e de aproximação suficiente.

128- A suspensão da fig.111 entra no caso precedente e a expressão relativa se tem, daquela achada, substituindo nesse o valor

$$v = \frac{e}{2} - u$$

etendo presente que as duas componentes da ação transmitida do eixo à perna central são

$$O = O' + O''$$

$$V = V' + V''$$

129- O resultado em 1ª aproximação da força agente na suspensão independente com quadrilátero articulado quando o eixo é sujeito à carga e a uma força transversal e estado feito na fig.147.

A reação S_e da roda externa é estada decomposta na ação sobre 2 articulações B e C a primeira 1 é direta segundo o eixo do braço AB e a outra 2 segundo adireção O,C. A - sua volta esta última é dada decomposta na R_e agente sobre a mola e na direção O_2D obtendo a força 3 agente sobre a perna D. Analogamente se procede para a roda interna. Para tal a - roda é feita à determinação da reação R_o sobre a mola para o caso em qualsobre essa age a carga vertical estática.

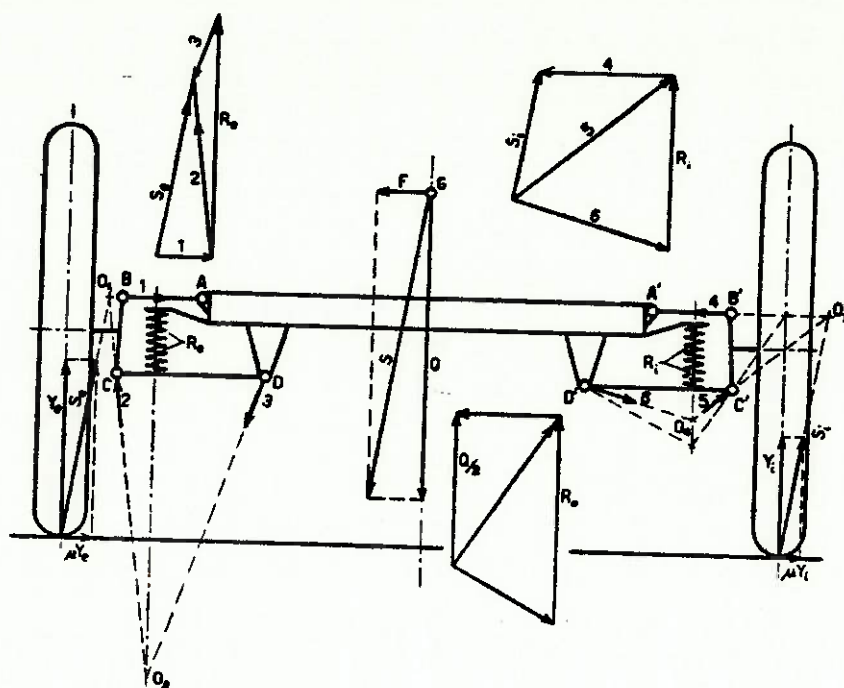


FIG. 147.

Notar que a flecha f_0 sobre carga estática com a (104) e (105) se pode calcular a flecha f_e e f_i como no - § 127 se pode proceder a uma segunda tentativa para achar o valor mais aproximado da reação da mola.

COLOCAÇÃO TRANSVERSAL DA RODA

134- Mesmo na suspensão independente com guia vertical fig.109 ou com manivela fig.110 duranteo molejo não varia a distância entre o traço do plano médio da roda sobre o terreno naquele com semi-eixo oscilante fig.111 e 145. Variação de tal distância é sensível. A roda escrrega transversalmente sobre o terreno o quanto menos a reação elástica transversal do pneumético absorve uma parte da aderência entre roda e terreno. O efeito da marcha do veículo resulta disponível uma aderência menor e uma pior conduta na estrada.

A suspensão com semi-eixo oscilante e então pouco interessante para o autoveículo não sendo possível abaixar o eixo da articulação em medida sensível para reduzir o inconveniente dito.

135- Se o fuso da roda na suspensão das figuras 112 e 147 fosse coligado ao chassis mediante um paralelogramo o plano médio da roda durante o molejamento se manteria sempre paralelo ao esterço mas ambos os traços sobre o terreno subirelbo da colocação transversal e então se tem colocação transversal da roda.

Fazendo ao invés a suspensão com o quadrilátero articulado avante no braço AB e CD de comprimento diversos é possível atingir tal comprimento de modo que durante o molejamento não se tenha colocação transversal sensível.

Um procedimento gráfico pode ser o seguinte (v.figura 152).

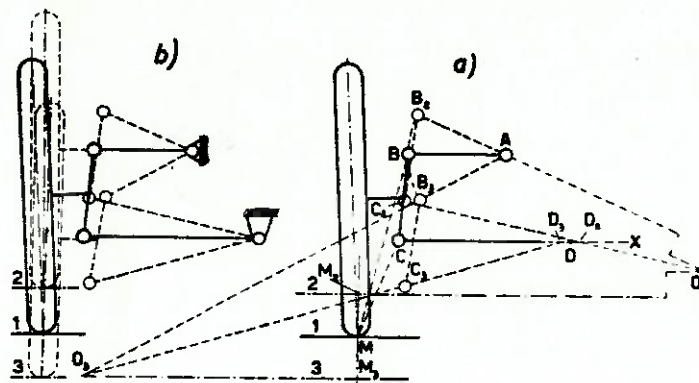


FIG. 152.

Se é desenhado o traço 1 (fig.152) do plano de apoio a roda, o lado BC do quadrilátero e o braço AB e CX horizontal sobre carga estática o máximo saculejo da roda MM_2 e o máximo abaixamento MM_3 pelo qual se segue os 3 pontos M_3, M, M_2 estão sobre a normal ao plano 1. É fixado o comprimento do braço AB e o centro A da articulação.

Para colocação infinitesimal da posição da carga estática dado que BA e CX são horizontais o centro instantâneo de rotação do lado CB é todo ponto ao infinito.

Considerando que a distância de M de B e C é constante se é achada a posição B_2C_2 e B_3C_3 que assume o lado BC quando M se porta respectivamente em M_2 e M_3 .

Voltando que em tal posição a roda se coloca normalmente ao plano de apoio O centro instantâneo de rotação do triângulo BCM devem ser os pontos O_2 e O_3 .

Coincidindo com esse os pontos C_2 e C_3 se acham as - direções que deve assumir o lado CX.

A intersecção D_2 e D_3 de tal reta com o lado CX limita sobre essa o segmento D_2D_3 . Sendo o centro da articulação o ponto médio D desse resulta determinada o comprimento do - braço CD que satisfaz com suficiente aproximação a condição posta de evitar que durante o molejamento se tenha colocação transversal do traço do plano médio da roda.

Com as dimensões supra determinadas na fig.152-b são desenhados as posições extremas que a roda assume durante o molejamento e se vê que com grandíssima aproximação o centro de apoio da roda se coloca sobre a normal ao plano, isto é durante o molejamento não há movimento transversal.

DA ESTERÇATURA DO VEÍCULO SOBRE A RODA

GEOMETRIA DO ESTERÇO

190- O veículo sobre rodas pode ser à trajetória indeterminada a qual pertencem: as coriolas à mão (à uma roda) e o carrelho a um eixo a 2 rodas e em oposição os a trajetória determinada qual sejam a bicicleta e os veículos a - mais rodas não dispostas sobre um único eixo. Para este último e trajetória resulta determinada da posição relativa do - eixo de rotação da roda.

Se vale então durante a marcha, a roda rola sem escorregar sobre o terreno, o prolongamento de ambos os eixos de rotação devem encontrar o eixo instantâneo de rotação do - veículo eixo que no caso de marcha retilínea está no infinito Quando o veículo se move sobre uma trajetória retilínea o eixo de rotação da roda devem ser paralelos.

Para poder percorrer trajetórias de diversas curvaturas com o eixo de rotação instantânea em posições várias deverá variar a orientação relativa do eixo de rotação da roda. Quando uma roda ou um eixo rígido com mais rodas tem posição invariável em respeito ao chassis do veículo o eixo instantâneo de rotação do veículo deverá estar contido no plano normal àquele do apoio e conter o eixo da roda.

A outra roda deve estar montada sobre um eixo que possa rodar em torno do eixo normal ou quase ao plano de apoio assim a roda pode assumir o orientamento oportuno. Disto deduz-se que para um veículo à 3 rodas ou um veículo a 4 rodas com um eixo à 2 rodas tendo posição fixa com respeito à chassis, a terceira roda, girante com respeito a esse a posição do eixo instantâneo de rotação resulta determinada da intersecção de 2 planos normais ao de apoio contendo os eixos de rotação das rodas.

Ao invés de ser montado com um dos eixos girante com respeito ao chassis o veículo a 4 rodas pode ter o eixo direto em 3 peças assim como o veículo sobre 3 rodas pode - ter uma roda em posição fixa respeito ao chassis e as outras duas montadas sobreum eixo em 3 peças (fig.191).

Em tal caso, porque na curva o movimento da roda seja simples rolamento, entre os elementos geométricos do -

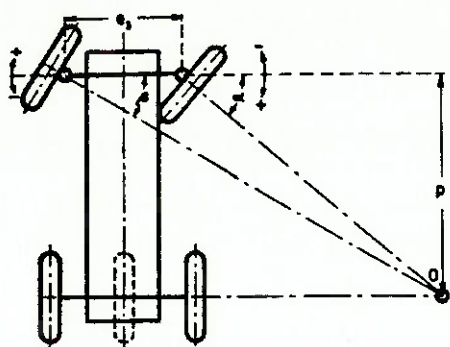


FIG. 191.

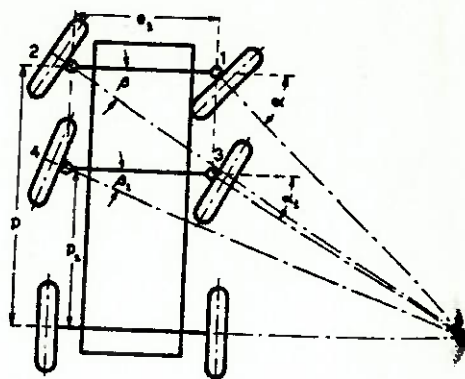


FIG. 192.

veículo e os ângulos de esterçatura α e β da roda deve existir a relação (veja par.28)

$$\cotg \beta - \cotg \alpha = e_3/p \quad (1)$$

Nessa α e β vem presos com desenho positivo e a colocação do fusos da posição de marcha retilínea e em sentido horário, negativo em caso contrário.

Se o veículo a mais rodas algumas das quais montadas sobre o eixo rígido de posição fixa com respeito ao chassis e as outras sobre eixo em 3 peças que se suprá iguais (ver fig.192 para um veículo a 6 rodas da qual 4 são diretrizes) porque o movimento desse e uma rotação em torno de um eixo de traço normal ao plano de apoio e a roda tem puro mo-

vimento de rolamento entre o ângulo α , β , α_1 , β_1 de esterçatura e entre os elementos geométricos deve existir a seguinte relação:

$$\cotg\beta - \cotg\alpha = \frac{c_3}{P} \quad (1)$$

$$\cotg\beta - \cotg\alpha_1 = \frac{c_3}{P'} \quad (2)$$

$$\cotg\alpha_1 = p \cotg\alpha$$

em oposição

$$P_1 \cotg \beta_1 = p \cdot \cotg\beta$$

Entre os ângulos de esterço α e β da roda 1 e 4, girantes em torno da perna, a qual a coincidente não é - paralela ao eixo posterior, deve existir a relação seguinte achada da (1) e (4)

$$\frac{P_1}{p} \cotg\beta_1 - \cotg\alpha = \frac{c_3}{P} \quad (5)$$

que é a relação geral entre o ângulo de esterço das 2 rodas e qual fuso gira em torno de 2 pernas que giram respectivamente p e p_1 do eixo rígido e a distância medida paralelamente a tal eixo é c_3 .

191- Uma propriedade do ângulo α e β que satisfaz a relação (1) é a seguinte, que permite como se verá em seguida de determinar-se por confronto o erro dos vários sistemas de coligamento de esterço entre os fusos e corrigi-los.

Referindo-se à fig.193 se tem os extremos de um segmento AB, se, traçam 2 ângulos α e β ligados entre ambos da relação (1) os 2 lados dos 2 ângulos se encontram em C -

que dista de $\overline{AB}$ do segmento.

$$CD = AD \cdot \operatorname{tg} \beta = BD \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

Substituindo na (1) os valores de $\operatorname{tg} \alpha$ e $\operatorname{tg} \beta$ achados da última e tendo presente que se M é o ponto do meio de AB

$$AD - BD = 2MD$$

se tem

$$\frac{AD}{CD} - \frac{BD}{CD} = \frac{e_3}{P}$$

$$\frac{MD}{CD} = \frac{c_3}{2P} = \frac{1}{\operatorname{tg} \delta_0}$$

sendo o ângulo $\delta_0 = \widehat{CMB}$

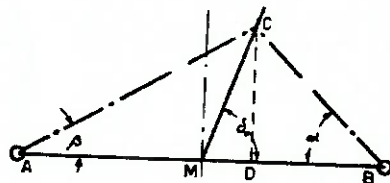


Fig. 193.

Não se consegue que a semireta crescente de A e de B é formada respectivamente com AB entre ângulo β e α - correspondente em base à relação (1), se encontra sobre uma reta passante pelo ponto do meio do segmento $\overline{AB}$ e formando com essa o ângulo δ_0 definido da

$$\operatorname{tg} \delta_0 = \frac{2P}{c_3} \quad (6)$$

e que é uma constante do veículo porque P é o passo do veículo e e_3 a distância entre as pontas de eixo.

192- Para esterçar a roda diretriz de um ângulo α e β já ditose pode recorrer a 2 tipos de solução:

1º) Se pode adotar um comando central que age - diretamente sobre o fuso fazendo rodar de um ângulo α e β correspondente à (1).

2º) Se pode comandar a rotação de um dos fusos e dispor em ligação os 2 fusos dos eixos que provocam a rotação do outro fuso, correspondente aquee do primeiro segundo a relação (1).

193- A solução do primeiro tipo pode adotar como comando central, do mecanismo que provoca a rotação simultânea das 2 árvores para ângulos α e β satisfazendo a relação (1). A rotação das 2 árvores se transmitem inalteradas ao fuso por meio de um paralelogramo articulado.

Um destes comandos centrais pode ser derivado - da construção geométrica da fig.193 e é esquematicamente representado na fig.194 onde o triângulo AMC é rodado de 180° em torno do lado MC obtendo-se em tal rotação α e β e igual quantidade.

O mecanismo deve ser construído de 2 braços ligados à perna fixa A' e B vértices a base de 1 triângulo - isosceles ao invéz os ângulos de base iguais a δ_0 definido da (6). A leve munido de uma feitoria são empregados com - uma perna de uma manivela C, guiado sobre uma reta MC, paralela à base de um triângulo e passante pelo vértice M.

Quando $\alpha = \beta = 0$ o ponto C coincide com M e as 2 alavancas devem coincidir respectivamente com os lados MA e MB do triângulo. Tal posição deverá corresponder aquee do fuso para a manobra retilínea a qual o movimento das 2 árvores A' e B virá construído por meio do paralelogramo articulado.

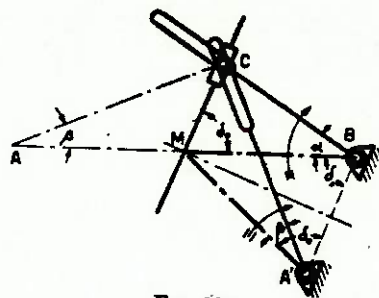


FIG. 194.

Um outro comando central é aquele de Bianchi - D'Espinosa . Esse deriva da seguinte construção. Sejam 3 - pontos A_0, B_0, O (fig.195) os vertices de um triângulo retângulo construído de modo tal que a relação entre os catetos seja

$$\frac{A_0 B_0}{B_0 O} = \frac{c_3}{P} = \cotg \omega \quad (7)$$

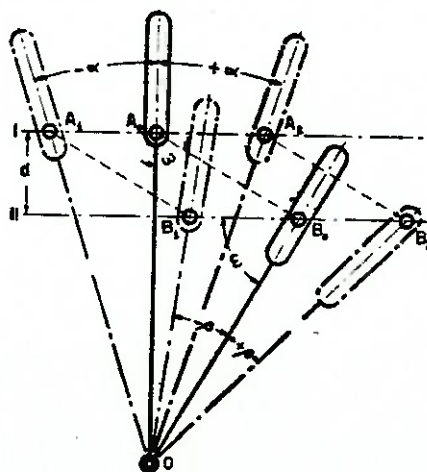


FIG. 195.

sendo c_3 e P respectivamente a distância entre as pontas de eixo e o passo do veículo, se se guiam os 2 pontos A_0 e B_0

em modo que se movam sobre 2 retas I e II normais à hipotenusa $O A_0$; mantendo invariadas ambas as distâncias, a fim de colocar-se em posição A_2 e B_2 coaxiais os ângulos que as semi retas OA_2 e OB_2 formam respectivamente com ambas as posições iniciais OA_0 e OB_0 são ângulos α e β que satisfazem a relação (1).

De fato do triângulo OA_0A_2 e OA_0B_0

$$\frac{A_0 A_2}{B_0} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{sen} \omega}$$

e sendo o ângulo B_0B_2O igual a $\omega\beta$, do triângulo OB_0B_2 cujo lado $B_0B_2 = A_0 A_2$

$$\frac{B_0B_2}{O B_0} = \frac{\operatorname{sen} \beta}{\operatorname{sen}(\omega - \beta)} = \frac{A_0 A_2}{OB_0} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{sen} \omega}$$

da qual se acha a relação 1.

Construtivamente um prisma portando a perna A_0 e B_0 é guiado na direção normal a A_0O (isto é paralela à reta I e II) e 2 alavancas empregadas em o são empregados, mediante uma feritoria com ditas pernas. Voltando aso 2 fusos - as rotações das 2 hastes, por meio do paralelogramo articulado de modo que a posição OA_0 e OB_0 deve corresponder levemente aquela do fuso em marcha retilínea e o comando da esterçatura se poderá efetuar colocando o prisma com 2 pernas ou

se fazendo rodar uma levemente.

A distância d entre as retas I e II é

$$d = A_O O \cos^2 \omega = A_O O \frac{c_3^2}{c_3^2 + p^2} \quad (8)$$

Quando com um comando central se deve comandar 4 rodas esterçadas como na fig.192, pode se combinar 2 comandos como os precedentes de modo que, entre os ângulos α e α_1 exista a relação (3). Redesenhando. Como no caso precedente o triângulo $A_O B_O O$, a retas I e II relativas aos eixos anteriores aos quais correspondem os dados c_3 e P (fig.196) sendo P a distância do segundo eixo do posterior se determina sobre $A_O O$ um ponto O' tal que:

$$\frac{A_O O'}{A_O O} = \frac{p}{p'} \quad (9)$$

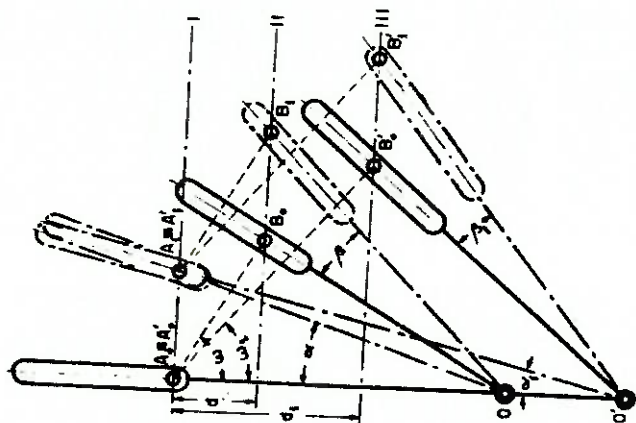


Fig. 196.

Em O' supoe empregada uma leva $O'AO$ que na posição inicial será sobreposta a $O A_O$

Colocando-se o ponto A_O na posição A_1 sobre a reta I o ângulo α e α_1 da qual é rodado as duas retas OA_O e $O'A_O$ satisfazem a relação 3 porque como resulta da figura e da relação (9)

$$\frac{A_O O}{\operatorname{tg} \alpha_1} = \frac{A_O O'}{\operatorname{tg} \alpha}$$

$$p_1 \cot \alpha_1 = p \cot \alpha$$

Construindo pois sobre A_0O' como hipotenusa em -
triângulo com ângulo ω_1 dado da

$$\cotg \omega_1 = \frac{c_3}{p_1}$$

se determina a reta III sobre a qual deve colocar-se o ponto B'_0 e cuja colocação determina a rotação da $O'B'_0$ isto é o ângulo β_1 de esterço da outra roda do segundo eixo.

A relação entre a distância d e d_1 da reta II e III da I é

$$\frac{d}{d_1} = \frac{p_1}{p} = \frac{e_3^2 + p_1^2}{e_3^2 + p^2} \quad (10)$$

Na realização construtiva as pernas A_0 , B_0 e B'_0 são fixas sobre um único prisma, quando na direção comum à re-
ta I, II, III.

A rotação das 4 hastes é conseguida no fuso por meio do paralelograma articulado.

Um genial comando central interessante porque é realizado com um número limitado de astes articuladas e aque-
le adotado do prof. Eurico Bernardo de Padova no centovetline da qual construiu no último ano do século passado.

Ele é fundado sobre a propriedade de um sistema articulados da qual se denomina biquadrilátero, construído da 6 hastes OA_0 , A_0P_0 , P_0B_0 , B_0O , OG , GP_0 ; ao invés tendo O e G fixos o lado $OA_0 = OB_0$ de comprimento arbitrário, formando entre ambos um ângulo δ_0 definido da (7) e as 3 hastes $A_0P_0 = P_0G = P_0B_0$ compridas de $L = ON$ da perpendicular abaixada de O sobre a coincidente A_0B_0 (fig.197).

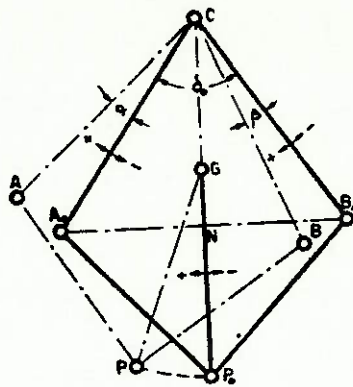


FIG. 197.

Bernardo demonstrou que considerada uma posição inicial do sistema aqui definida se é considerada uma posição inicial do sistema aqui definida se se faz rodar no sentido horário a manivela GP_0 em torno de G o biquadrilátero se deforma e aquele desenhado na figura com traço e ponto e o lado OA_0 e OB_0 descrevem o ângulo e os quais satisfazem a relação (1).

Supondo que os 2 pontos G e O são fixos ao chassi do veículo e que com um sistema de paralelogramo se juntem a 2 fusos das pontas a rotação do lado OA_0 e OB_0 se obtém um coligamento realizante à esterçatura correta. Tendo-se a posição inicial do quadrilátero deve corresponder a marcha retilínea.

Na prática o comprimento dos lados OA_0 e OB_0 se faz

$$OA_0 = OB_0 = \frac{e_3}{3}$$

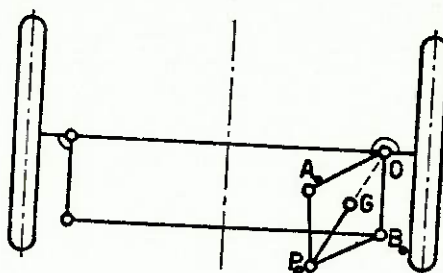


FIG. 198.

Uma das disposições construtivas era aquela representada na fig.198, e nessa OA_0 é solidário com a ponta de eixo da roda direita, à qual roda com essa mesma que o movimento - da haste OB_0 é comandado ao fuso da roda esquerda por meio de um paralelogramo articulado. Um dos 2 lados longos são constituídos da posição central fixa ao eixo e o lado oposto a OB_0 é solidário com o fuso da roda esquerda. O ponto O é aparentemente ao eixo da ponta de eixo direita e o ponto G tem posição fixa com respeito ao chassis.

O sistema de função de Bernardi, pode realizar uma - esterçatura teoricamente correta mas o inconveniente de apresentar um número muito grande de articulações os quais somando-se introduz um eixo de esterço.

194- A esterçatura da roda de um veículo pode ser efetuada por meio de um excêntrico oportunamente desenhado, montado sobre uma só árvore, ligado à um comando central.

O excêntrico como aquele representado esquematicamente na fig.199 comandado por meio de uma punção e de uma bie-la a esterçatura de uma das rodas do veículo. A título de exemplo o excêntrico é desenhado para um ângulo máximo positivo de esterço de 45° da roda interna e para uma taxa $c_3/P=0,4$. Se a representa o eixo do veículo todos os comandos de ester-

ço da roda esquerda resultarão simétricos daquele da figura respeito a tal eixo.

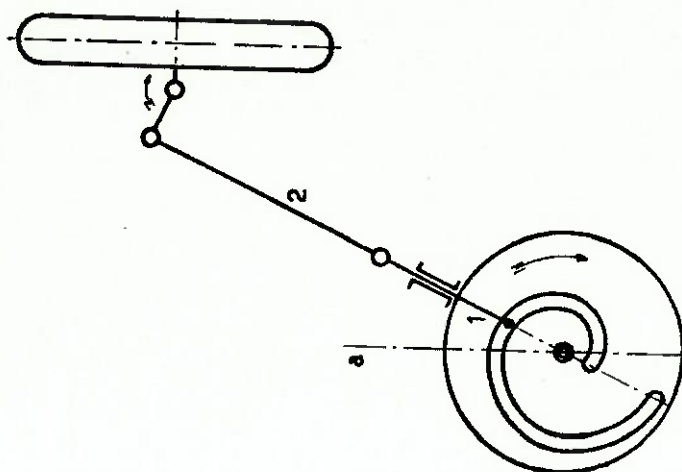


Fig. 199.

O alcance de esterço que se realiza com o cinematis-
mo examinado no parágrafo 192 e determinada de todos os ele-
mentos geométricos, e a qual a ambos volta e são determinados
dos valores da distância e_3 entre a ponta de eixo e do pas-
so p do veículo. Para algum de tais cinematis-
mos o alcance que leva os ângulos α e β é única qualquer que seja o ângu-
lo de esterço.

Comandando o esterço com o excêntrico o alcance dito
depende do desenho do excêntrico e é possível desenhar-se de
modo que o alcance do esterço para ângulos superiores a um
certo valor seja diferente daquele válida para ângulos menores.

196- Tendo o movimento angular de esterço entre os 2
fusos de um eixo tais que o ângulo de esterço satisfaça a re-
lação (2).

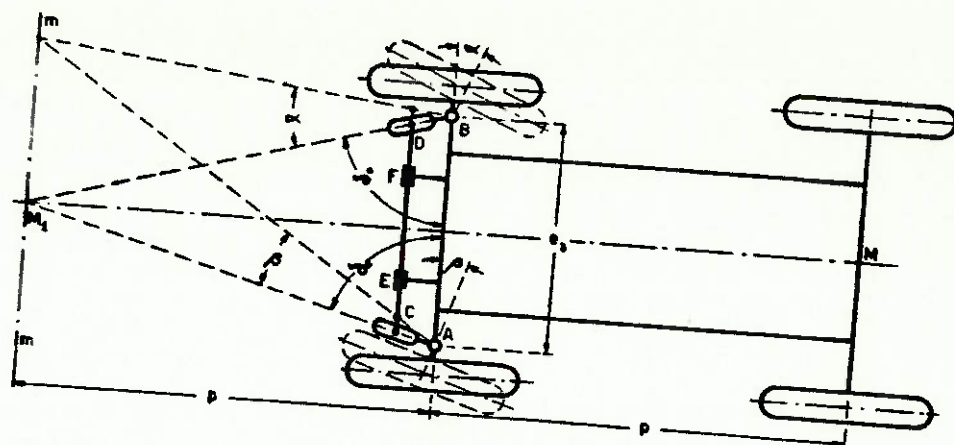


FIG. 201.

se pode derivar uma solução teórica proposta por Bourlet (periódico "La locomotion Automobile"/1899)

Se demonstra que se o fuso, em posição de marcha retilínea (fig.201) se coliga rigidamente 2 hastes as quais eixos se interceptam anteriormente sobre o eixo do veículo a uma distância do eixo igual ao passo P e se guia tal ponto sobre a reta paralela ao eixo à uma distância entre os ângulos das quais rodam contemporaneamente a haste e então o fuso a partir da posição de marcha retilínea satisfazem (1). De fato o triângulo AM_1B é semelhante a $A'MB$ da fig.194.

Construtivamente a realização mais óbvia é aquela indicada esquematicamente na fig.201. AO_s . fusos são respectivamente coligados as hastes AM_1 e BM_1 que em posição de marcha retilínea se encontram no ponto M_1 simétrico de M respeito ao eixo anterior e são munidos de feritorie nas quais se empregam 2 pernas, solidárias com a haste CD , guiada paralelamente ao eixo no guia E e F .

Movendo-se axialmente tal haste, a roda esterça corretamente.

Várias soluções são propostas para guiar sobre a reta m o ponto de intersecção das 2 hastes utilizando o sistema puramente formado de hastes articuladas de Perucellier, de Hart

ou de Kempe, soluções não realizáveis praticamente porque não resultavam sistemas articulados de 32, 24 e ao mínimo 16 hastes.

197- A maior parte das soluções examinadas capazes de realizar a esterçatura correta utilizam outro que acoplamento rotoidal, mas acoplamento prismático escorregante, no qual é fácil a formação de tantas, pela dificuldade de proteger-se e lubrificar-se convenientemente. Quando com comando central o mecanismo dito pode ser feito em escala apositiva, se pode esquecer de tal inconveniente mas o peso total e o custo de todo o dispositivo de esterço fazem com que ambas as aplicações sejam limitadas a raríssimas casos de veículos especiais.

Sobre o aspecto da conservação do acoplamento entre - os vários elementos do dispositivo de esterço o dispositivo com acoplamento prismático sujeito a notáveis escorregamentos são preferíveis aqueles com somente acoplamentos rotoidais isto é aqueles com somente hastes articuladas para melhor rendimento mecânico.

Mas isto é a solução na qual se é acenado utilizando puramente sistemas articulados resulta proibitivo para um número excessivo de hastes e articulações e então o excessivo peso e porque ao somar-se os erros devidos a juntas rende pouco precisos. Fazem excessão a solução de Bernardi que pela - prática não apresenta vantagem sobre aquele mais simples comumente adotados.

Se deve ter presente que a relação (1) entre os ângulos α e β vêm realizada com o plano considerado isto é com mecanismo pelo qual o eixo de rotação são paralelos. Tal relação é portanto aproximadamente satisfeita quando algum dos eixos não são paralelos um ao outro, o que capta somente na construção automobilística para a inclinação característica que se dá a ponta de eixo.

Por efeito de tal inclinação não coincidem os ângulos de rotação do fuso e o ângulo de esterço da roda (v.pag.121 a

123). Então quando o coligamento mecânico entre o fuso fosse tal de realizar corretamente a relação (1) entre ambos os ângulos de rotação os ângulos reais, da qual roda o traço do plano médio da roda sobre o terreno, não satisfazendo mais a tais relações.

Será então suficiente adaptar ao mecanismo de esterço mais aproximado pois de construção simples e estudar o proporcionamento de modo a conter o erro dentro de limites toleráveis.

Na maior parte dos casos o coligamento mecânico entre o fuso e as pontas é realizado com quadrilátero articulado que são simples quando o fuso é articulado a um eixo rígido e pode ser adotado ou em número maior quando se tem suspensão independente.

198- Se se deforma um dos 2 quadriláteros articulados ABCD fig.202 fazendo rodar um dos braços à exemplo daquele de um ângulo α não maior de $30^{\circ} - 35^{\circ}$ se pode alcançar com uma aproximação suficiente à aplicação do comando de esterço que tal ângulo e aquele β da qual roda o braço AD satisfaz a relação do tipo

$$\cotg\beta - \cotg\alpha = \psi \quad (15)$$

Sendo oportunamente os elementos geométricos (comprimento da haste e o ângulo γ) se poderá fazer de modo tal que:

$$= \frac{e_3}{P} \quad (16)$$

isto é a traço de quadrilátero roda de um ângulo α e β da qual deve esterçar a roda de um veículo tendo passo P e uma distância entre as pontas de eixo do fuso.

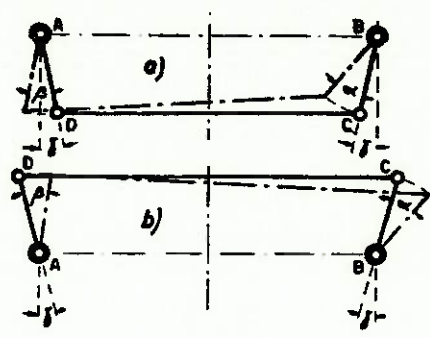


FIG. 202.

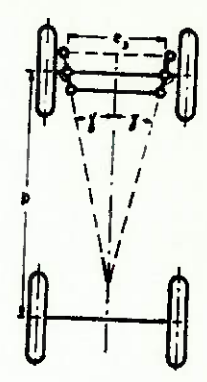


FIG. 203.

O quadrilatero do primeiro tipo (202a) tem por base - maior a distância e_3 entre as pontas de eixo e o braço rigidamente coligado ao respectivo fuso é o quadrilátero de Jeantand (fig.203) posterior ao eixo. Aquele do 2º tipo anterior ao eixo é o quadrilátero de Panhard.

O Jeantand faz um proporcionamento de primeira aproximação do quadrilatero a norma de fazer convergir o prolongamento do braço no ponto do meio do eixo posterior. O erro de esterço vem reduzido fazendo o ponto de convergência sobre o eixo do veículo, anterior àquele dito.

199- Para proporcionar ao quadrilátero de esterço um modo que o valor simultâneo α e β do ângulo da qual tem rodado o fuso da posição de marcha retílinea, satisfaz a relação - (1) com uma conveniente aproximação se procede geralmente por tentativa donde há no exemplo de primeira aproximação de elemento geométricos segundo Jeantand.

No quadrilátero de esterço representado na fig.203 que tem um dos lados $AB = e_3$, distância entre as pontas de eixo se tem como variável independente o comprimento do braço e o ângulo γ que em posição de marcha retílinea é formado com o eixo longitudinal do veículo.

A realização que chega entre os ângulos α e β aos ele-

mentos geométricos do quadrilátero e a seguinte que se acha na fig.204.

$$\begin{aligned} \text{sen}(\gamma - \beta) = \frac{e_3}{a} - \text{sen}(\gamma - \alpha) - \left(\frac{e_3}{a} - 2\text{sen}\gamma \right)^2 - |\cos(\gamma - \beta) \\ - \cos(\gamma + \alpha)|^2 \quad (17) \end{aligned}$$

Do exame dessa se vê que para dado valor de e_3/γ e α o ângulo β não varia sensivelmente a variar

Considerando de fato como variável $\gamma - \beta$ e $\frac{e_3}{a}$

$$\frac{a \text{ sen}(\gamma - \beta)}{a (e_3/a)} = 1 - \frac{1}{\left| \frac{\cos(\gamma - \beta) - (\cos(\gamma + \alpha))^2}{e_3/a - 2\text{sen}\gamma} \right|} \quad (18)$$

se vê que substituindo-se no segundo membro desta equação os vários valores de γ , β e e_3/a que em média se tem na construção automobilística os valores desses são com grandíssima aproximação iguais a zero e porque se pode concluir que desenhado um α um dado valor $\gamma - \beta$ não varia apreciavelmente ao variar o comprimento do braço.

Se se deduz que para modificar o quadrilátero de esterço de modo que α e β se aproximem da e ue les dados pela relação (1) a única variável sobre o qual ela pode agir é o ângulo γ .

Determinadas as características geométricas de um quadrilátero a relação entre α e β é idêntica para todos os quadriláteros similares aquele e não vem sensivelmente alterada se se varia o comprimento da base e_3 mantendo-se inalterado o ângulo γ e o comprimento do braço em oposição se mantendo γ e e_3 se varia o comprimento do braço.

200- O coligamento entre os fusos podem-se realizar de muitíssimos modos e assumem formas complicadas especialmente nos veículos com suspensão independente devendo-se evitar que a esterçatura seja influenciada pelo molejamento da roda. - Ocorre então que o coligamento de esterço possa deformar-se livremente rodando em torno do eixo coincidente ou paralelo - aquele em torno do qual roda o sistema oscilante que porta a roda.

Na fig.205 é representado o coligamento de esterço feito com 2 quariláteros as quais podem ser proporcionadas com

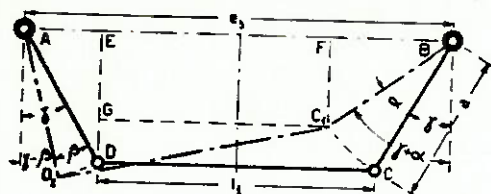


FIG. 204.

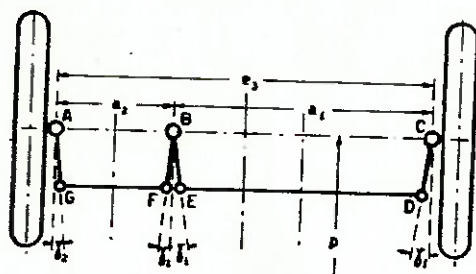


FIG. 205.

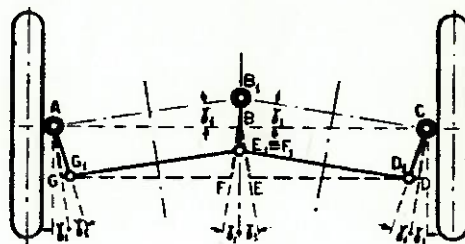


FIG. 206.

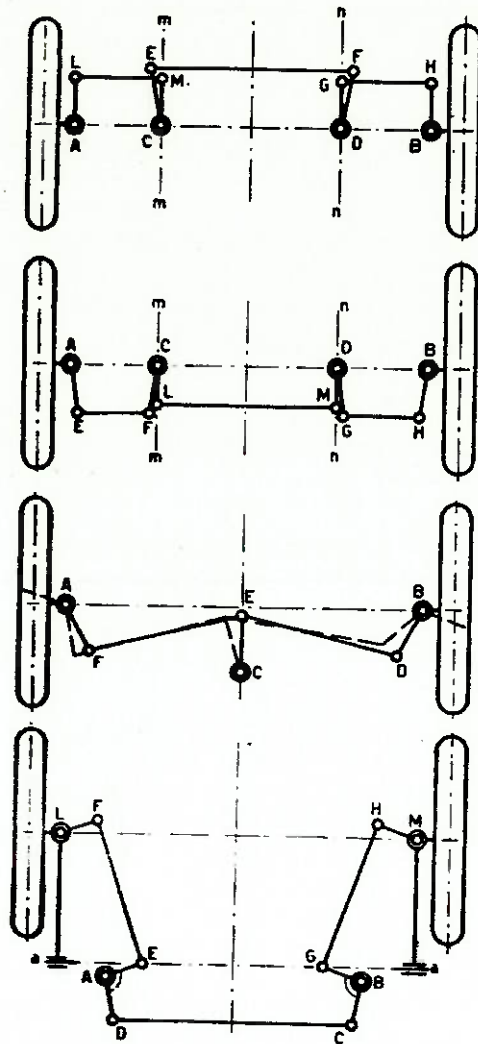
ângulos γ_1 e γ_2 tais que satisfazerem as relação: aquela BCDE:

$$\cotg \beta_1 - \cotg \alpha_1 = \frac{\alpha_1}{P} \quad (19)$$

e aquela ABFG a

$$\cotg \beta_2 - \cotg \alpha_1 = \frac{\alpha_2}{P} \quad (20)$$

Se se tem solidários os 2 braços BE e BF assim que seja $\beta_1 = \alpha_2$ sendo $\alpha_1 + \alpha_2 = e_3$ somando a equação (19) e (20)



FIGS. 207 - 208 - 209 - 210

se tem

$$\cotg \beta_2 - \cotg \alpha_1 = \frac{e_3}{P} \quad (21)$$

isto é se tem a esterçatura correta.

Se se faz esférico as pernas das articulações entre os elementos do quadrilátero se vê que o fuso da roda pode oscilar rodando respectivamente em torno de um eixo passante pelo ponto E e F sem que não resulte sensivelmente influenciada a esterçatura da roda.

Quando os 2 quadriláteros são iguais, o ângulo γ_1 de modo a satisfazer a relação:

$$\cotg \beta_1 - \cotg \alpha_1 = \frac{e_3}{P} \quad (22)$$

Os 2 quadriláteros poderão rodar (fig.206) de um ângulo γ_1 em torno da ponta de eixo e alongado enquanto de modo a portar e coincidir os 2 braços internos. Como se é visto no parágrafo precedente o alongamento da base não altera o funcionamento do quadrilátero quando o braço em posição de marcha retilínea faz um ângulo γ_1 com a normal à base. Em tal caso a roda pode oscilar rodando em torno de um eixo longitudinal passando por B sem influenciar a esterçatura.

Quando o eixo de oscilação da roda é aquele m e n - (fig.207) paralelo aquele longitudinal se pode construir um quadrilátero CDFE que satisfaça a relação (1) com base igual à distância CD entre os 2 eixos e tirar a rotação do braço aos 2 fusos mediante o paralelogramo com lado de corte direto, em malha retilínea como o eixo de rotação.

O dito problema construtivo se pode resolver como na fig.208 de modo análogo àquele representado na fig.206 com 2 quadriláteros iguais AEFC e DGHB que são proporcionados de modo a satisfazer a relação (22) tendo o braço interno coligado com um paralelogramo articulado CLMD, que se faz rodar

de ângulos iguais.

A base AC e DB dos 2 quadriláteros são determinados da distância e_3 das pontas de eixo e daquela dos 2 eixos - de oscilação m e n da roda.

Na fig.209 é agora indicado um coligamento de esterço para a roda oscilante em torno de um eixo contido no plano médio longitudinal do veículo.

A fig.210 representa um comando de esterço para um caso de suspensão independente com roda portadora do paralelogramolongitudinal (como na fig.150) e cujo eixo de rotação fixo está contido no plano vertical de traço a-a. O quadrilátero ADCB, proporcionado para satisfazer a relação (1) comandado por meio de paralelogramo AEFL e BGHM a rotação do fuso Em marcha retilínea o eixo da articulação E e G deve-se achar se no plano vertical de traço a-a.

201- No movimento de esterço do fuso o traço à terra do plano médio da roda gira em torno do traço do respectivo eixo da ponta de eixo as quais são invariavelmente coligadas.

Se considerarmos então o cinematismo do esterço como cinematismo plano, destinado a coligar o fuso rodante em torno de um eixo paralelo, distante como ambos os traços à terra. Sobre a distância e_3 virá desenhado um tal cinematismo o qual deverá realizar rotação simultânea dos 2 fusos que satisfazem com suficiente aproximação a relação:

$$\cot g \beta - \cot g \alpha = \frac{e_3}{P} \quad (1)$$

No caso mais geral P é a distância entre a coincidente do traço da ponta de eixo e a reta que contém o centro de rotação instantânea do veículo. Se o eixo posterior é rígido a reta do centro coincide com a projeção à terra sobre seu eixo.

Se o eixo da ponta é divergente o cinematismo de esterço virá sistematizado à uma certa altura do terreno em um

plano sobre o qual a distância do traço do eixo da ponta será e'_3 diferente de e_3 .

O coligamento real de esterço será um cinematismo geometricamente similar a relação entre ângulos não variáveis.

Se como no quadrilátero a relação entre o ângulo α e β de esterço depende com muita aproximação de um só elemento geométrico (ângulo γ) bastará conservar invariado tal elemento no novo desenho do coligamento.

202 - Propagação do quadrilátero de esterço. O coligamento de esterço entre o fuso pode ser feito com um só quadrilátero cujo braço é diretamente coligado ao fuso (fig.203) no qual caso, a base desse é a distância e_3 em oposição com um só quadrilátero que por meio do paralelogramo articulado, transmite ao fuso inalterado, a rotação do braço (fig.207-210) Neste caso a base do quadrilátero poderá ter um comprimento qualquer.

Como se é visto o quadrilátero pode ser rodado e o braço externo dos 2 quadriláteros podem ser diretamente coligados com fuso (fig.205-206) a soma do comprimento da base terá um comprimento e_3 ; e os 2 quadriláteros são iguais, e a base terá o comprimento $e_3/2$.

Pode-se agora ter-se 2 quadriláteros iguais com base de comprimento arbitrário e 2 braços internos coligados com um paralelogramo (fig.208).

A estabilidade no comprimento da base do quadrilátero se assemelhará ao braço um comprimento arbitrário que no caso do simples quadrilátero se faz geralmente igual a $1/6 - 1/10$ do comprimento da base. Em primeira aproximação a γ se dará o valor dado da

$$\operatorname{tg} \gamma = e_3/2P \quad (23)$$

se se trata de esterçatura com um só quadrilátero (fig.203 207-210) em oposição da:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{e_3}{P} \quad (24)$$

se se trata de esterçatura com 2 quadriláteros iguais. (fig. 206-208).

Se procederá pois por sucessivas tentativas a determinar o valor do ângulo γ que realiza com aproximação que se desconsidera a relação entre o ângulo α e β correspondente a uma marcha em curva sem escorregamento transversal a roda.

203- Correção do cinematismo aproximado do esterço-
A correção do cinematismo aproximado do esterço se faz determinando com o esquema de primeira aproximação convencional, o ângulo β correspondente a uma dada série de ângulos de esterço da roda interna e confrontando-se com o ângulo β correspondente no caso da esterçatura correta à externa série de ângulos α .

Se pode assim determinar para algum valor de α o erro $AB = B'B$.

Variando o comprimento ou o ângulo do cinematismo se pode determinar a dimensão definitiva de modo a conter o erro AB em limites convenientes.

O número de tentativas necessário à correção e tanto maior quanto mais é o número de variáveis das quais dependem os valores de AB .

Por tal motivo o cinematismo mais simples de se conseguir é o quadrilátero simples porque como se é demonstrado no parágrafo 198 a única variável que influe na relação entre α e β é o ângulo γ .

O procedimento que se segue para a correção do cinematismo de esterço vem aqui aplicado a título de exemplo ao caso de um quadrilátero de esterço posterior ao eixo (fig.

203) de um veículo caracterizado de um ângulo δ_0 (parágrafo 191) dado da

$$\operatorname{tg} \delta_0 = \frac{2P}{e_3} = 3,487$$

Desenhando em escala grande o quadrilátero com um ângulo γ de primeira aproximação definido segundo a regra de Jeantand da relação (23), se determinam graficamente os valores de β'_1 , β'_2 , β'_3 ... de esterçatura da roda externa que correspondem a série de ângulos $\alpha_1 = 5^\circ$, $\alpha_2 = 10^\circ$ etc da roda interna. Se vê que uma base AB coaxial (fig.211) pelo ponto do meio E se traça a reta EC formante com AB o ângulo característico δ_0 primeiramente definido.

Comose é visto no parágrafo 191 o raio projetante de A e de B um ponto da reta EC formam com AB o ângulo β e satisfaz a relação (1).

Traçado pelo ponto B uma série de raios formado com AB o ângulo $\alpha_1 = 5^\circ$, $\alpha_2 = 10^\circ$, $\alpha_3 = 15^\circ$, etc e pelo ponto A aquela de raio formando com AB o ângulo β'_1 , β'_2 , β'_3 primeiramente determinado, o raio correspondente se encontram nos pontos 1,2,3 etc antes que achar-se sobre a reta EC se acha sobre uma curva à qual se encontra mais ou menos da FC segundo o valor do ângulo α . Adicionando a isso pelo ângulo α_3 o ângulo β_3 dado da relação (1) e aquele BA_3' mesmo aquele dado do quadrilátero é $\beta'_3 = BA_3$. O erro de esterço para $\alpha = \alpha_3$, $AB = B'_3 = B_3$ que pode ser medido sobre uma circunferência b-b, tendo o centro em A do segmento ΔB_3 .

A curva 1-0 de esterçatura definitiva passa pelo ponto E e tem em comum com a reta EC um outro ponto H. Para ângulos $0 < \alpha < EBH$ o erro ΔB é positivo para ângulos maiores ΔB é negativo.

A curva que dá os valores ΔB em função de α é determinada na fig.211.

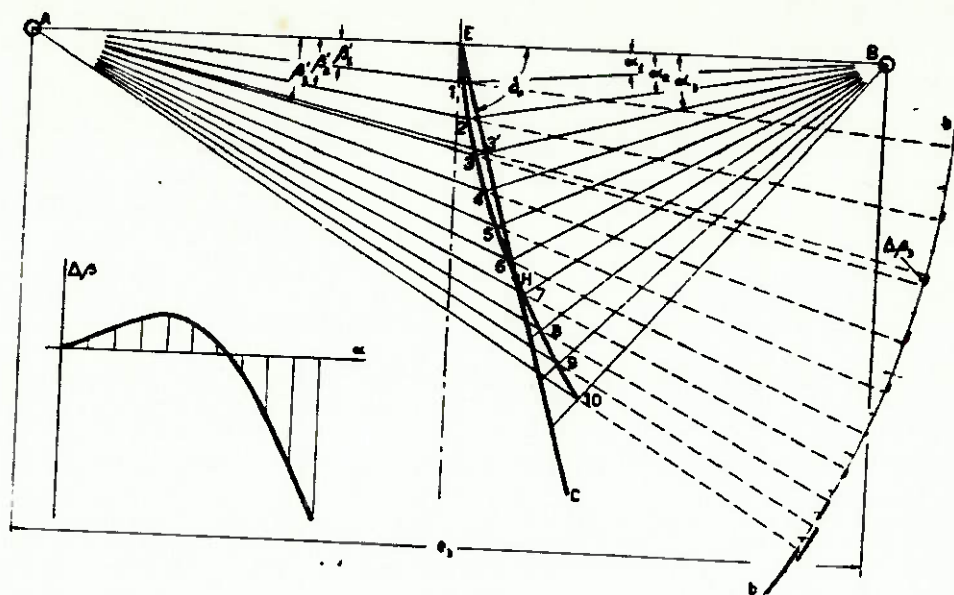


Fig. 211.

Aumentando o ângulo γ do quadrilátero isto é, pondo-o mais para a frente sobre o eixo do veículo a intersecção do eixo do braço o ponto H se coloca em direção de E, no pedaço FH a curva se encontra de mais a reta ou se não desencontra uma medida maior.

O ângulo máximo α de esterço da roda interna varia - entre 30° e 50° segundo que se trata de veículo a dupla esterçatura ou a um só eixo esterçante.

Evidentemente o ângulo de esterçatura máximo é empregado raramente, e a pequena velocidade e então há pouca importância no eixo de esterçatura AB para o valor de α maior é interessante ao invés que o erro seja pequeno para a esterçatura média e menor ainda de emprego mais frequente o correspondente a percursos curvos normalmente a fortes velocidades.

Se fará então de modo que o intervalo de ângulo correspondente ao trato EH seja aquele do ângulo de emprego mais - frequente. Comumente se pode ter que tal intervalo seja igual à metade do ângulo máximo de esterço.

Repetindo o traçamento da curva de erro para algum - valor do ângulo γ se pode obter um quadrilátero cujo ângulo EBH seja cerca de $0,5 \alpha \text{ max } \alpha$

Para 2 valores $\alpha' = 0$ e $\alpha'' = EBH$ do ângulo de esterço da roda interna esterçatura resulta correta.

Antes que proceda pois tentativas se pode achar o valor do ângulo γ do quadrilátero, para o qual a esterçatura resulta correta quando $\alpha = \alpha''$ servindo-se da seguinte construção gráfica proposta pelo Eng.Causant para a demonstração relativa veja W.Kamm: Das Kraft Fahrzeug - Julio Springer, Berlim 1936.

Desenhado em escala arbitrária (fig.212) o elemento e_3 e P caracterizado do veículo se traça a direção do eixo - da roda interna esterçada de um ângulo $\alpha = \alpha''$ correspondente ao ponto H da fig.211.

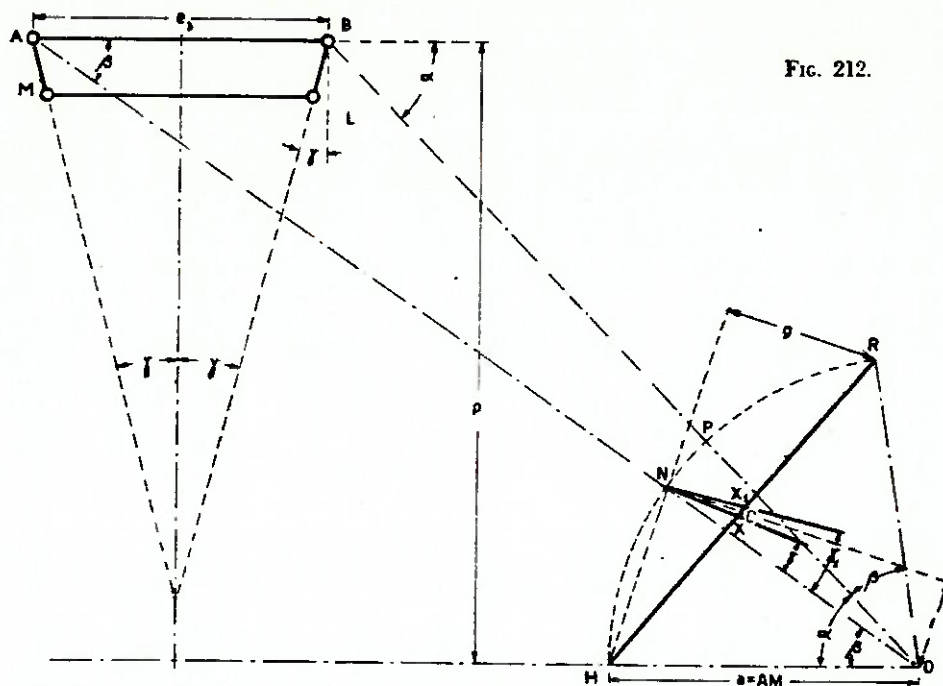


Fig. 212.

para o qual se tem a esterçatura correta. A direção AO será aquela correspondente ao eixo da roda externa.

Com centro em O se traça então um eixo de círculo - tendo por raio $\alpha = AM = BL$ isto é o comprimento do braço do quadrilátero será presa pela grandeza α . Os 2 pontos N e P de intersecção com o raio OA e OB determinam sobre esses - dois arcos de amplitude β e α .

Sendo o arco $HP = \alpha$ se acha que de P e R o arco β e se desenha o ponto C do meio da corda HR. Pelo ponto C, normalmente a direção CN se traçam 2 segmentos.

$$CX = CX_1 = \frac{1}{2}[(e_3 - 2L) - (e_3 - 2L)^2 - g^2] \quad (25)$$

onde g é a projeção de HR da reta NC, mas medida sem a -
grandeza do desenho onde e_3 é a real distância entre as
pontas de eixo. Coincidente com X e X_1 com N, o ângulo XN_0
 eX_1NO são respectivamente os ângulos γ e γ_1 para o quadri-
lâtero posterior ao eixo e para aquele anterior.

206- Comando do esterço - No caso do comando do es-
terço com excêntrico, para esterçar a roda ocorre fazer ro-
dar o excêntrico, no caso do coligamento entre o fuso com -
sistema articulado de haste, ocorre provocar a deformação do
dito sistema agindo sobre uma das hastes o sobre um dos bra-
ços solidário com o fuso.

No exemplo quando o veículo tem eixo anterior com a
parte central rígida e então o coligamento de esterço é rea-
lizado com um quadrilátero comum, o esterçatura da roda se
obtem agindo sobre a barra de acoplamento ou provocando a ro-
tação de um dos braços solidários com o fuso. Na fig.100 a
rotação da árvore de esterço vem ligada ao fuso por meio de
um quadrilátero esquematizado, tendo uma das manivelas monta-
das sobre a árvore dita e a outra solidária com o fuso coli-
gada a uma biela que no esquema da figura é longitudinal.

Se a manivela de esterço roda em um plano normal ao
eixo da coluna de esterço ou em um plano transversal verti-
cal, a biela a esse coligada será articulada com a outra ex-
tremidade a um ponto da barra de acoplamento do quadrilátero.

Quando ao invéz o coligamento de esterço seja um sis-
tema derivado do quadrilátero, dividindo a barra de acopla-
mento em três partes articuladas entre ambas, e a parte cen-

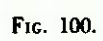


FIG. 100.

tral seja empregada, em uma guia prismática transversal tal parte pode ser constituída de uma denteira que virá acionada de um rocheto o de curva que virá colocada axialmente ro dando uma mandrevite empregada com essa.

Qualquer que seja o sistema de comando esse vai rea lizado de modo que, as duas esterçadas máximas à direita e a esquerda correspondem 2 rotações aproximadamente de iguais amplitudes do volante de direção. A aproximação é suficiente que seja de qualquer grau.

A título de exemplo veem considerado o caso do quadrilátero de esterço simples suposto contido no plano horizontal.

O ângulo total da qual roda a manivela e o fuso passando da máxima esterçatura a direita daquela máxima esterça tura a esquerda e a soma do valor máximo positivo $\alpha m'$ estabelecido e daquele máximo negativo $\alpha m''$ da relação (1) por

$$\beta = - \alpha m' - .$$

Desenhado o quadrilátero em posição de marcha retií nea (fig.215) se desenha um arco de círculo com centro em B e com raio BH da manivela. Sobre esse se dispõe o arco

$$\theta = H_1 B H_2 = | \alpha m' | + | \alpha m'' |$$

Com 2 extremos simétricos respeito ao raio BN normal ao bra ço BC.

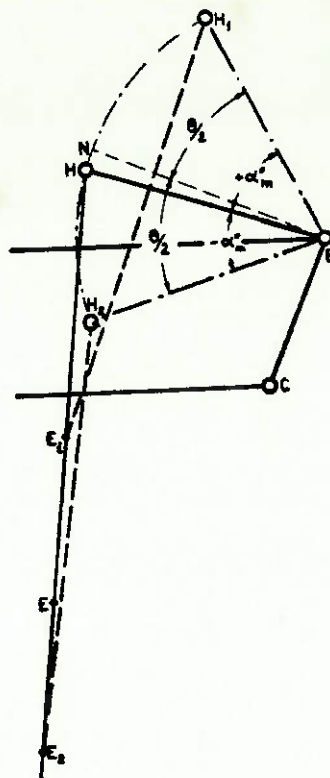


FIG. 215.

O raio BH que divide o ângulo θ em 2 partes α_m' e α_m'' da a direção da manivel de comando para a posição de marcha retilínea. Tal direção é definida do ângulo NBH que é ângulos ditos.

A manivela de esterço se move no plano vertical de traço EH e sua extremidade projetando-se em E é coligada por meio de uma biela à extremidade E da manivela se colocando respectivamente em E_1 e E_2 .

Se a biela EH é muito longa e se pode achar que a direção não varia, indicando como (fig.216) a posição do centro da manivela motriz e com r seu raio dado os 2 cursos EE_1 e EE_2 geralmente diferentes é possível cacular δ . que determina a posição de dita manivela para a marcha retilínea de modo que os 2 ângulos de rotação w para a máxima esterçatura e direita e a esquerda sejam iguais.

Note que o curso $s = EE_1$ e $t = EE_2$, o ângulo w (fig.216) é dado da relação:

$$s = r | \sin(w - \delta) + \sin \delta |$$

$$t = r | \sin(w + \delta) - \sin \delta |$$

os quais para um dado raio r de manivela servem para deter-

minar ω e δ e se podem transformar em:

$$\frac{\delta + t}{2r} = \text{sen}\omega \cdot \cos\delta \quad (29)$$

$$\frac{\delta - t}{2r} = (1 - \cos\omega) \cdot \text{sen}\delta \quad (30)$$

A resolução direta do sistema não é comada para o - qual convém resolvê-la por sucessivas aproximações partindo - de um primeiro valor $\delta = 0$ que com a (29) dará um primeiro valor de ω , o qual substituído na (30) permite-nos calcular em valor mais aproximado de δ , que com a (29) dará um segun- do valor de (ω). Será suficiente repetir para obter 2 valores sucessivos de ω uma aproximação de 15' a 30' que é a máxima que se pode pretender para um comando de esterço.

Com as equações (29) e (30) quando se fixa os ângulos 2ω do qual se roda a manivela, para passar da máxima rotação a direita àquela máxima a esquerda se pode determinar o ângulo δ e o raio de manivela.

O caletamento da manivela sobre a árvore de esterço se faz de modo que possa-se na montagem variar o ângulo δ e a biela de comando deverá então ser construída de modo a poder variar o comprimento.

Com critério análogo vão estudados os vários sistemas de esterço, geralmente comandados da escátola do esterço por meio de uma manivela e de uma biela à qual provocam o colamen- to de um ponto de um elemento de um sistema móvel de um siste- ma articulado. Tal ponto à máxima esterçatura não assumirá ge- ralmente posição simétrica respeito aquela de marcha retílinea para o qual se terá com procedimento dito render simétrico à rotação máxima da manivela e então do volante de direção.

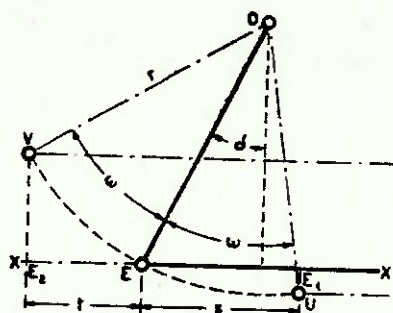


FIG. 216.

Para estabilizadora - A barra estabilizadora, esquematicamente representada na fig.101 é uma barra transversal indicada com AB na figura girante entre 2 suportes às longarinas e solidário com as 2 manivelas BE e AF dos quais os extremos são coligados mediante 2 bieletas com o meio das molas ou com o eixo (ou A ponte) solidária com esse.

Se a barra, a manivela e o chassis fosse perfeitamente rígidos deformando-se a mola o eixo se manteria sempre paralelo à barra e então a parte suspensa do veículo não poderia inclinar-se transversalmente sobre ação da força centrífuga.

A barra se faz ao invés notavelmente elástica e quando, sobre ação da força centrífuga ou de outra causa são diferentes as reações do terreno contra a roda, ou então aquele do eixo contra a mola, o qual assume flechas diferentes a biela e a manivela obrigam a barra a deformar-se por torção.

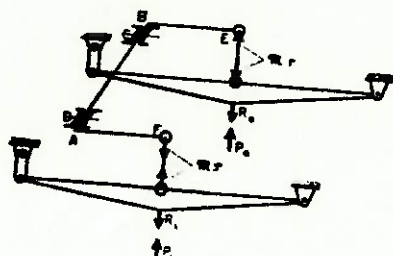


Fig. 101.

São respectivamente P_e e P_i as ações transmitidas do eixo à mola externa ($P_e > P_i$): f_e e f_i as correspondentes flechas elásticas K a rigidez elástica da mola; r o raio de manivela; e K_1 a rigidez elástica à torção da barra - ($M < K_1$).

Supondo rígida a manivela e normal à biela as reações das 2 molas são.

$$R_e = K \cdot f_e \quad R_i = K \cdot f_i$$

o ângulo de rotação relativa das duas extremidades da barra, para pequenos valores de $f_e - f_i$ é

$$= \frac{f_e - f_i}{r}$$

A manivela reagirá contra a biela com a força

$$\frac{M}{r} = K_1 \cdot \frac{f_e - f_i}{r^2}$$

O sistema constituído da balestra e da barra estabilizadora reage contra o eixo com força:

$$P_e = K f_e + K_1 \frac{f_e - f_i}{r^2}$$

$$P_i = K f_i - K_1 \frac{f_e - f_i}{r^2}$$

Se não existisse a barra estabilizadora a flecha - da balestra seria

$$f'_e = \frac{P_e}{K} = f_e + \frac{K_1}{K} \cdot \frac{f_e - f_i}{r^2}$$

$$f'_i = \frac{P_i}{K} = f_i - \frac{K_1}{K} \cdot \frac{f_e - f_i}{r^2}$$

da expressão da qual se tem

$$f_e - f_i = \frac{f'_e - f'_i}{1 + 2 \frac{K_1}{K} \frac{1}{r^2}} = \frac{P_e - P_i}{K + 2K_1 \frac{1}{r^2}}$$

Se se deduz que a diferença entre as flechas das 2 molas vem da ação da barra estabilizadora e então que essa se reduz a inclinação transversal que o chassis e a parte molejada sobe para uma diferença $P_e - P_i$ entre a reação do terreno contra a roda. A barra estabilizadora não altera ao invés as características de molejamento do veículo em caso de movimento oscilatório paralelo.

BIBLIOGRAFIA

Polone, Giuseppe - Il Veículo, Torino

Libreria Editrice Universitária Levrotto
& Bella - 1957.