

CONEM 2016
CONGRESSO NACIONAL DE
ENGENHARIA MECÂNICA

21-25
AGOSTO DE 2016
FORTALEZA - CEARÁ

Um estudo da dinâmica do capotamento veicular

CON-2016-1121

Resumo: O capotamento de veículos pode ser definido como a rolagem do veículo em um ângulo superior a 90° em relação ao seu eixo longitudinal, então o impacto com o solo ocorre. Além disso, apesar de todos os investimentos em segurança viária, segurança ativa e passiva, colocados à disposição dos condutores, não se pode evitar a ocorrência de acidentes, mas pode-se reduzir as mortes e ferimentos graves dos seus ocupantes.

Capotamentos são acidentes complexos, considerando seus aspectos cinemáticos e dinâmicos. Além disso, as causas são muitas e difíceis de prever, de fato, não existe uma característica básica. Tipo de veículo, localização do centro de gravidade, ângulos de rolagem (roll), de arfagem (pitch) e de guinada (yaw), são algumas das variáveis que tem uma grande influência no evento de capotamento.

O presente trabalho tem como principal objetivo realizar uma revisão da literatura sobre o evento de capotamento, que tratam dos principais fatores envolvidos no mesmo. Ela representa a primeira fase de uma pesquisa que tem como objetivo propor uma configuração dinâmica de capotamento. Os autores destacam que dentre as configurações propostas, ninguém é capaz de reproduzir com precisão o evento.

Palavras-chave: capotamento, dinâmica, cinemática, veículos, acidentes.

1. INTRODUÇÃO

A primeira e grande motivação para o estudo da dinâmica de capotamento é reduzir ou prevenir este tipo de acidentes.

O capotamento de veículo por ser um evento complexo, tem sido motivo de muitas pesquisas desde a década de 1950. O termo de capotamento pode ser definido como a rolagem de um veículo que gira mais de 90° em relação ao seu eixo longitudinal, em seguida, devido a tal movimento o impacto com o solo é eminente. Isto pode acontecer, em acidentes de trânsito envolvendo um veículo único ou vários veículos e, além disso, depende de vários fatores, que incluem a forma de dirigir do condutor, tipo de superfície da estrada, tipos de acostamento, ângulo de inclinação da estrada e do acostamento, declive pronunciado entre a estrada e o acostamento, pelo contato lateral com um obstáculo (um meio fio, um buraco na pista, solo macio, etc.).

Comparando a cinemática e a dinâmica deste fenômeno com outros tipos de acidentes, se percebe que é muito complexa e varia muito entre si. Existe uma interação complexa de forças e momentos agindo sobre o veículo que envolvem inúmeras variáveis de entrada, como: tipo de veículo, localização do centro de gravidade, ângulos de rolagem (roll), arfagem (pitch) e guinada (yaw), velocidade e aceleração no início de capotamento, dentre muitas outras, estas ocorrem pelas manobras do veículo e pela interação veículo/pista, que tem duração média de 1 a 4s.

Avaliando todos os fatores e as inúmeras variáveis de entradas previstas em um acidente real de capotamento, é quase impossível o design de um equipamento de teste dinâmico que represente fidedignamente este tipo de evento. Nesse sentido, a reflexão a se fazer é munir-se de um conjunto de testes que complementem informações entre si.

2. ABORDAGENS DA DINÂMICA DO CAPOTAMENTO

A teoria clássica de dinâmica de rolagem, envolvendo a dinâmica veicular, é utilizada por muitos pesquisadores, no intuito de conhecer e tentar resolver problemas este tipo de acidente, a mesma pode ser encontrada em livros e artigos de diversos autores. Dentre os muitos autores encontram-se, Gillespie (1992), NHTSA, (2000) e (2002), Digges *et al.*, (1992) (2002), Roper, (2001), Hac (2002), Rajamani, (2012), Reif, (2014), Schofield, (2006), Tahan, (2010), Lund

(1995), etc. Neste tema de pesquisa são apresentadas diferentes abordagens e simulações envolvendo diferentes tipos de veículos e configurações de dispositivos, todos com o mesmo objetivo: o estudo da dinâmica do capotamento para mitigar os danos ocasionados aos passageiros relacionados com este tipo de acidente.

2.1. Capotamento quase-estático de um corpo rígido

O interesse em se avaliar o capotamento quase-estático de um corpo rígido é simplificar a dinâmica envolvida no mesmo, já que avalia os parâmetros do veículo de altura do centro de gravidade, H_{CG} , e largura da bitola, t , e com os mesmos compara os veículos na tendência de capotamento. Figura 1.

Analisando o veículo como corpo rígido, adotam-se várias premissas:

- Desconsideram-se as deflexões nas rodas e suspensões (corpo rígido);
- Durante as manobras nas curvas, a força lateral atua no plano da pista, e compensa a aceleração lateral que atua no centro de gravidade do veículo;
- Analisa o comportamento do veículo assumindo que é estável numa curva;
- E, considera a inclinação transversal da estrada com um ângulo φ , muito pequeno ($\sin\varphi = \varphi$, $\cos\varphi = 1$), o qual é responsável por contrabalancear a aceleração lateral atuando no CG do veículo.

As variáveis consideradas na Fig. 1 correspondem às seguintes descrições:

M : massa do veículo; a_y : aceleração lateral; H_{CG} : altura do solo até CG; $F_{y_{ext}} = \mu F_{z_{ext}}$: força lateral na direção y na roda externa; $F_{z_{ext}} = N_{ext}$: Força vertical na roda externa; $F_{y_{int}} = \mu F_{z_{int}}$: força lateral na direção y na roda interna; $F_{z_{int}} = N_{int}$: Força vertical na roda interna; g : aceleração da gravidade ($9,81 \text{ m/s}^2$); t : largura da bitola; φ = ângulo de inclinação da rodovia e $\mu \sim 0,8$: coeficiente de fricção estática.

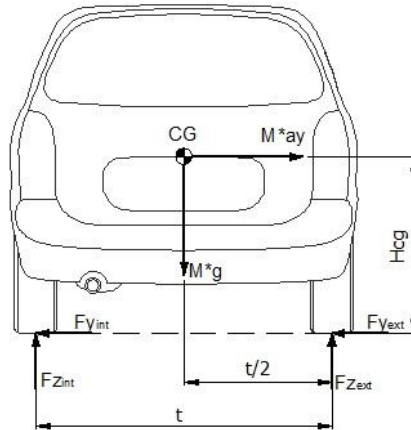


Figura 1. Forças atuando em um veículo (corpo rígido) em capotamento quase-estático. Gillespie (1992)

No Capítulo 2 do Relatório Especial 265 da Administração Nacional de Segurança de Tráfego em Estrada, NHTSA, (2002), considerou-se um modelo de corpo rígido, onde se mostra que a Eq. (1) é válida, quando o capotamento acontece.

$$\sum F = Ma_y > W \left(\frac{t}{2H} \right) \quad (1)$$

Onde W é o peso do corpo e igual $W = Mg$, M é a massa do veículo e g é aceleração da gravidade ($9,81 \text{ m/s}^2$).

Em estradas com superfície lisa, o coeficiente de fricção, μ , e o peso do veículo são os responsáveis pelo aumento das forças laterais atuando no contato pista/pneus e quando as Eqs. (2) e (3) se cumprem o capotamento ocorre.

$$\sum F = \mu W \quad (2)$$

$$\mu > \frac{t}{2H} \quad (3)$$

Se as superfícies das estradas estão molhadas ou cobertas de gelo, o coeficiente de fricção, μ , diminui, e, por conseguinte, as forças laterais e a aceleração lateral também serão menores, quando comparadas com a relação entre a largura da bitola, t , e altura do centro de gravidade H , nestes casos o veículo vai deslizar girando, mas não capota.

Segundo Gillespie, 2002, considerando o veículo como um corpo rígido trafegando em uma curva, se o mesmo está em altas velocidades de tráfego, o centro de contato do pneu/pista será o pivô, onde atuará o momento que provocará o capotamento devido às forças laterais que atuam no mesmo. Avaliando este ponto no balanço de forças do sistema para

resolver as equações de momento, de aceleração lateral a_y e de velocidade lateral, tem-se que as seguintes expressões são válidas.

$$Ma_y H - M\phi H + F_{zi} - Mg \frac{t}{2} = 0 \quad (4)$$

$$\frac{a_y}{g} = \frac{\frac{t}{2} + \phi H - \frac{F_{zi}}{Mg} t}{H} \quad (5)$$

Se $\phi = 0$, então,

$$F_{zi} = \frac{1}{2} Mg \quad (6)$$

A condição limite nas curvas acontece quando a roda interna perde o contato com a pista, $F_{zi} = 0$, e, o veículo perde o equilíbrio no plano lateral, neste momento o capotamento começa. No limiar, a aceleração lateral pode ser calculada pela Eq. (7):

$$a_y = \frac{t}{2H} \quad (7)$$

Avaliando esta dinâmica, a NHTSA (2000), considerou um fator de estabilidade estática, SSF (Static Stability Factor), como parâmetro de comparação dos veículos na propensão ao capotamento.

$$\frac{a_y}{g} = \frac{t}{2H} = SSF \quad (8)$$

$$a_y = \frac{t}{2H} g = SSF * g \quad (9)$$

Outros parâmetros podem ser derivados das expressões acima mencionadas, dentre eles o ângulo de rolagem que no limiar de capotamento é considerado como ângulo de rolagem crítico, ϕ_{cr} , pode ser calculado pela expressão:

$$\phi_{cr} = \tan^{-1} \left(\frac{2H}{t} \right) = \frac{1}{SSF} \quad (10)$$

Outra abordagem desta dinâmica também foi analisada por Roper (2001), que avaliou o balanço das forças considerando o coeficiente de fricção atuando no contato pneu/pista durante uma curva, e verificando que um veículo pode capotar se a condição da Eq. (3) é válida.

Também mostrou a relação que tem a velocidade de tráfego com a aceleração lateral, durante uma curva, a qual é definida pela equação da aceleração centrípeta ou aceleração lateral, atuando no centro de gravidade do veículo.

Onde r é o raio da curva e v é a velocidade de tráfego requerida para levantar os pneus internos do veículo, quando começa a se perder o controle do veículo:

$$a_y = \frac{v^2}{r} \quad (11)$$

$$v = \sqrt{ra} = \sqrt{\frac{t}{2H} rg} = \sqrt{SSFr g} \quad (12)$$

Posteriormente, calcula-se o momento para qualquer ângulo, quando o pneu interno separa da pista, utilizando a expressão:

$$M = ma_y \left(H \cos \phi + \frac{t}{2} \sin \phi \right) + W \left(H \sin \phi + \frac{t}{2} \cos \phi \right) \quad (13)$$

Onde ϕ = ângulo de rolagem: ângulo entre o piso do veículo e a superfície da estrada;

E, a aceleração lateral necessária para equilibrar o momento em qualquer ângulo intermediário entre 0° e o ângulo crítico, ϕ_{cr} , o qual fica entre o valor de $(SSF \cdot g)$ e 0 e pode ser obtido através da equação:

$$a_y = g \frac{SSF - \tan \phi}{1 - SSF \tan \phi} \quad (14)$$

A aceleração lateral calculada anteriormente, não é constante, e percebe-se que perto do limiar de capotamento a velocidade, v , Eq. (15), diminui para uma velocidade crítica, v_c , equação (16):

$$v^2 = 2gh \left(\sqrt{SSF^2 + 1} - 1 \right) \quad (15)$$

$$v_c^2 = v^2 - 2g \left(\sqrt{\left(\frac{t}{2} \right)^2 + H^2} - H \right) \quad (16)$$

No limiar de capotamento o centro de massa que inicialmente estava na altura, H , passou para $H_p = \sqrt{H^2 + \left(\frac{t}{2} \right)^2}$, como pode ser mostrado na Fig. 2. E, a razão de momento/peso pode ser calculada em função do ângulo de rolagem ϕ pelas Eq. (17) ou (18):

$$\frac{M(\phi)}{W} = \frac{v^2 - 2g \left[\sqrt{H^2 + \left(\frac{t}{2} \right)^2} \sin(\phi + \phi_c) \right] - H}{g \left[r + \frac{t}{2} v^2 - 2g \sqrt{H^2 + \left(\frac{t}{2} \right)^2} \cos(\phi + \phi_c) \right]} \left(H \cos \phi + \frac{t}{2} \sin \phi \right) + H \sin \phi - \frac{t}{2} \cos \phi \quad (17)$$

Ou

$$\frac{M(\phi)}{W} = \frac{v^2 - 2g \left[H(\cos \phi - 1) + \frac{t}{2} \sin \phi \right]}{g \left[r + \frac{t}{2} (1 - \cos \phi) + H \sin \phi \right]} \left(H \cos \phi + \frac{t}{2} \sin \phi \right) + H \sin \phi - \frac{t}{2} \cos \phi \quad (18)$$

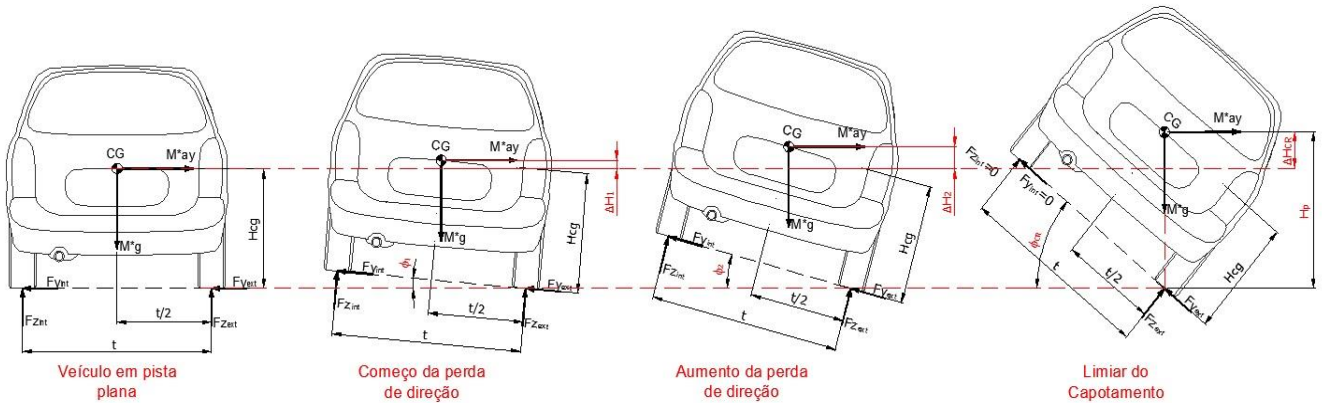


Figura 2. Mudança na altura do CG conforme aumenta o ângulo de rolagem ϕ até o limiar do capotamento quase-estático de um corpo rígido. Elaborada pelo autor.

Os valores obtidos pelas equações acima são estimados e conservadores, mas, permitem avaliar o ponto onde começa o capotamento, e, é útil para comparar a propensão dos veículos a este tipo de acidente.

A Tabela 1 mostra uma comparação dos parâmetros de altura do CG (H_{cg}) e largura de bitola (t) necessária para avaliar a propensão ao capotamento de dois tipos de veículos, SUV e Sedam, onde foi calculado o valor do Fator de Estabilidade Estático (SSF) de cada um deles, considerando uma estrada, onde a velocidade permitida é de 80 km/h o raio de curvatura estabelecido pelo DNIT (2013) é de 120 m, e, também foram calculados os valores das acelerações e velocidades no limiar do capotamento utilizando-se as Equações (8), (9), (15) e (16).

Tabela 1. Comparação de dois tipos de veículos e seus parâmetros e SSF. Elaborada pelo autor.

Tipo de veículo	Altura CG (m)	Largura de Bitola (m)	SSF	Aceleração lateral a_y (m/s ²)	Velocidade Lateral v_L (m/s)
SUV	0,764	1,630	1,14	11,18	2,78
Sedan	0,4625	1,534	1,66	16,3	2,92

Tomando como referência os valores altura do centro de gravidade, CG , e largura da bitola, t , de Bixel *et al.* (2015), foram calculados e apresentados na Tab.1 os valores de fator de estabilidade estática, SSF , a_y e v_L , e pode-se perceber que o menor valor de SSF , corresponde ao SUV, onde a altura do centro de gravidade é maior, e, portanto, a aceleração lateral envolvida no limite de capotamento é menor, ao igual que a velocidade lateral, isso mostra que o início de capotamento acontecerá com aceleração lateral menor, 1,14g, em comparação ao Sedan, onde o capotamento terá seu início em 1,66g.

2.2. Capotamento Quase-Estático de um veículo com suspensão

Gillespie (1992) analisa o capotamento quase-estático de outro ponto de vista considerando o veículo com o sistema de suspensão, o qual permite movimentos das rodas com relação ao corpo do veículo. Ainda, avalia-se o mesmo nas curvas, onde as rodas internas ficam com pouco ou nenhum carregamento, e as rodas externas incrementam as forças laterais e verticais nos pneus externos, deformando-os. Portanto, quando o corpo perde o equilíbrio e começa a rolar, o centro de gravidade se desloca para o lado externo da curva e este deslocamento reduz o braço do momento, no qual a força de gravidade atua para resistir o capotamento.

O corpo acima da suspensão é considerado uma massa suspensa, M_s , conectada com o centro de rolagem, onde a força lateral no eixo é transferida para esta massa suspensa. O centro de rolagem é o pivô ao redor do qual o veículo rola, conforme mostrado na Fig. 3.

Nesta análise se simplifica a solução analítica do cálculo do limiar de capotamento desconsiderando-se os eixos da massa e de rolagem.

Assumindo que a roda interna tem carregamento zero, se calcula o momento no pivô da roda direita em contato com o piso.

Onde M_o é o momento no pivô da roda direita, M_s é a massa suspensa do veículo, ϕ é o ângulo de rolagem, h_r é a distância do piso até o centro de rolagem localizado na longitudinal do CG, os outros termos foram definidos em equações anteriores.

$$\sum M_o = 0 = M_s a_y H - M_s g \left[\frac{t}{2} - \phi(H - h_r) \right] \quad (19)$$

Substituindo por R_ϕ , para eliminar o ângulo de rolagem, pode-se calcular a aceleração lateral:

$$\frac{a_y}{g} = \frac{t}{2H} \left[\frac{1}{1 + R_\phi \left(1 - \frac{h_r}{H} \right)} \right] \quad (20)$$

Onde R_ϕ : Razão de rolagem igual à taxa de variação do ângulo de rolagem com aceleração lateral (rad/g)

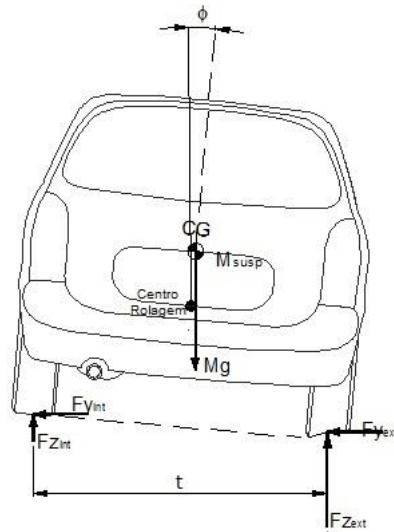


Figura 3. Forças atuando no capotamento quase-estático de um veículo com sistema de suspensão. Gillespie (1992)

Hac (2002), fez um estudo sobre esta abordagem de dinâmica de capotamento, e descreve que quando as deformações nas suspensões e pneus não são consideradas, sobrestima-se o limiar do capotamento.

Hac (2002), também mostra que o movimento vertical da roda em relação ao corpo está acompanhado por um deslocamento lateral e vertical do centro de gravidade do veículo para fora da curva, alterando a projeção da largura da meia-bitola, e o aumento na altura do centro de gravidade, isto causa deformação lateral das rodas e pneus e, esta deformação depende da rigidez da suspensão e pneus na direção vertical. Figura 2. A importância das forças laterais na resistência à rolagem inclui a rigidez de pneu, como foi mostrado por Hac (2002) através da Eq. 21 do ângulo de rolagem do veículo, este ângulo é medido em relação a estrada, e o comprimento do pneu (diâmetro) (no sentido vertical) também contribui para o ângulo da rolagem. Para SUVs, esta contribuição pode exceder até 1° de ângulo de rolagem na aceleração lateral máxima.

$$\phi = \frac{M_\phi}{k_\phi} = \frac{M_s(H-h_r)a_y}{k_\phi} \quad (21)$$

Onde, M_ϕ é o momento em torno do centro de rolagem e k_ϕ é o parâmetro da rigidez da suspensão e dos pneus do veículo.

$$a_y = \frac{\phi k_\phi}{M_s(H-h_r)} \quad (22)$$

Depois de Hac (2002), analisar os efeitos dos parâmetros de projeto da suspensão, tais como, a resistência ao rolamento, e a rigidez da mesma, uma equação simplificada é mostrada, Eq. (22), assumindo que no limiar de capotamento, a média dos SUV terá uma redução da aceleração lateral, igual a 0,8gSSF. Isto porque haverá um deslocamento na altura do centro de gravidade do veículo provocado pelas forças atuando na suspensão. Por conseguinte, se considera que a aceleração lateral para SUV será 20% menor que a calculada no capotamento quase-estático de corpo rígido e que para outros tipos de veículos também a aceleração terá uma diminuição, conforme o tipo.

O Gillespie (1992) mostra também esta abordagem e explica que uma análise mais precisa requer uma modelagem detalhada do sistema de suspensão e de pneus para avaliar todas as forças atuando nos mesmos.

2.3. Capotamento de um modelo transiente

Nesta abordagem, Gillespie, 2002, analisa a resposta do veículo através de um modelo transiente, onde uma variação repentina das condições de aceleração lateral no modelo, pode avaliar a rolagem em função do tempo.

Para isto utiliza um modelo similar ao capotamento quase-estático de um veículo com o sistema de suspensão, e adiciona o momento de inércia de rolagem da massa suspensa, I_{xxs} . Não mostra a rigidez da suspensão nem do amortecimento em nenhum lado do veículo, e, combina as propriedades das suspensões e dos pneus frontais e traseiro para simplificar a análise. Fig. 4.

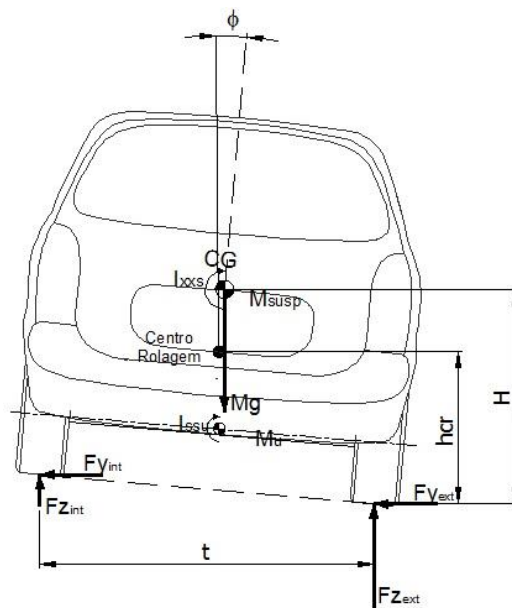


Figura 4. Modelo transiente para comportamento de rolagem. Gillespie (1992)

Este modelo é útil para avaliar a resposta do veículo às acelerações laterais aplicadas repentinamente na entrada de dados nos modelos simulados. É também representativo do transiente que ocorre, quando um veículo entra em um declive com os freios travados e de repente a força dos freios é liberada numa curva, outro exemplo é a simulação de deslizamento numa superfície com baixo coeficiente de atrito e de repente passa para uma superfície com alto coeficiente de atrito.

Hac (2002) e Gillespie (1992) mostram que um veículo, durante as manobras dinâmicas, o ângulo da rolagem do corpo do veículo pode exceder o valor do estado estacionário, com um amortecimento menor que o crítico, e flutua em reversão antes de entrar na posição de equilíbrio. Este aumento depende do tipo de manobra, porque as mesmas estão relacionadas com o amortecimento, rigidez da suspensão e o momento de inércia do corpo, I_{ssu} , que atua sobre o eixo de rolagem. Figura 5.

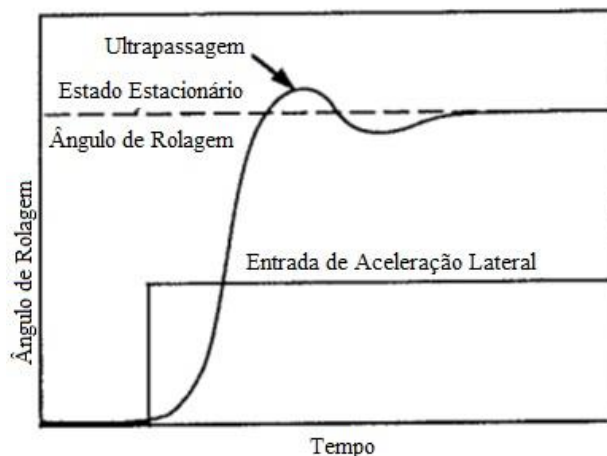


Figura 5. Resposta de rolagem para entrada de Aceleração Lateral. Gillespie (1992)

Na Figura 5, Gillespie (1992), nos mostra o resultado do aumento momentâneo do ângulo de rolagem, concluindo que:

- Em manobras transitórias, o aumento do ângulo acontece em níveis mais baixos da entrada de aceleração lateral, se comparado com o quase-estático;
- Uma manobra na direção, pode produzir uma aceleração lateral justamente abaixo do nível do limiar de capotamento quase-estático, e resultar em um capotamento de caso transiente;
- O limiar de capotamento é mais baixo em manobras transitórias.
- O menor limiar de capotamento ocorre, quando a razão de amortecimento é baixa ou nula, conforme Fig. 6.

- Em veículos de passeio e utilitários, o limiar de capotamento é reduzido em aproximadamente 30% do valor de $(t/2h)$, quando comparado com o veículo quase-estático com sistema de suspensão que é de 10%. No caso de caminhões pesados este valor é reduzido em aproximadamente 50%, conforme ilustra a Figura 6.

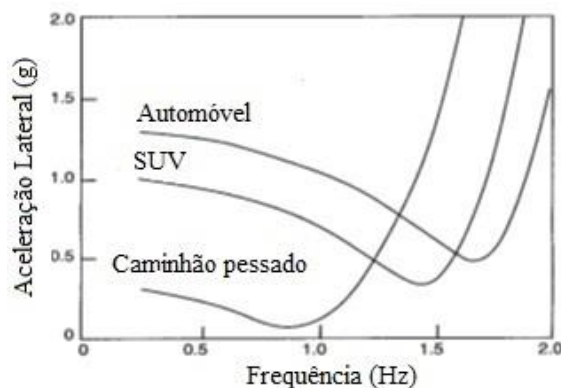


Figura 6. Limiar de capotamento em função da frequência em uma condução senoidal. Gillespie (1992)

Gillespie (1992), avalia a resposta associada com condições específicas de manobras, e menciona que para isto, foram desenvolvidos modelos combinando movimento nos planos guinada (yaw) e rolagem (roll). SAE Paper No 891991.

Explica que para conhecer o comportamento completo da rolagem de um veículo é preciso simular a resposta dos ângulos de guinada (yaw) e rolagem (roll), porque qualquer movimento na guinada (yaw) produz acelerações laterais que aumentam o movimento na rolagem (roll) e, este movimento na rolagem, altera a resposta na guinada (yaw), modificando as forças laterais que atuam nos pneus, durante uma curva, dada a transferência da ação da suspensão.

Analisando o gráfico da Fig. 8, de direção senoidal, percebe-se um fenômeno de importância na resposta de rolagem (roll) do veículo, a defasagem das forças nos pneus dianteiros e traseiros.

Quando o veículo é dirigido pelas rodas dianteiras somente, as mesmas desenvolvem de imediato uma força lateral, que as rodas traseiras não desenvolvem até que o ângulo de derrapagem aumenta. Como resultado, existe uma defasagem da força traseira na direção senoidal. Figura 7.

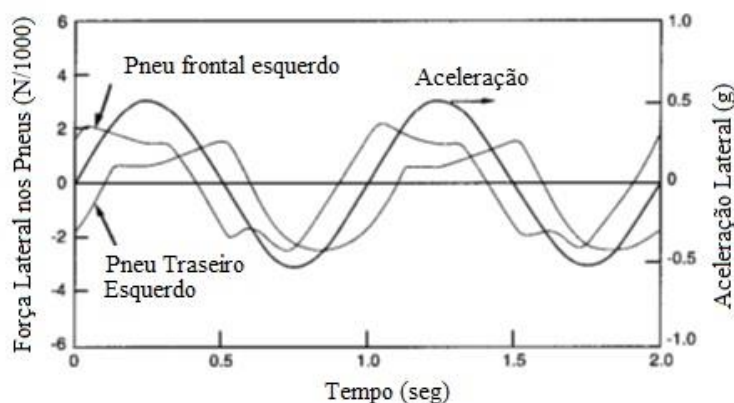


Figura 7. Defasagem das forças nos pneus e a aceleração lateral durante uma direção senoidal. Gillespie (1992)

O efeito da defasagem permite que o veículo mude a direção de guinada (yaw) moderando o nível de aceleração lateral, e distribuindo a aceleração por um longo período de tempo. Em automóveis de passageiros, este efeito contribui para uma percepção de lentidão transitória nas curvas o que é bom para evitar o capotamento.

2.4. Capotamento por impacto lateral “Tripping”

No item 2.1, foi mostrada a dinâmica de capotamento quase-estático de um corpo rígido, onde o veículo capotava sem impacto, “untripping” e isto é se deve ao coeficiente de fricção entre pneus/pista ser maior que o fator de estabilidade estática, portanto, o capotamento acontece.

Gillespie (1992) e Lund (1995), mostram que este tipo de acidente de capotamento de tropeço, “Tripping”, Fig. 9, requer especial atenção, é o caso do veículo impactar lateralmente num obstáculo, como um meio fio, um declive ou entrar num solo mole, exemplo, areia solta, onde as rodas internas escorregam lateralmente e causam o capotamento lateral.

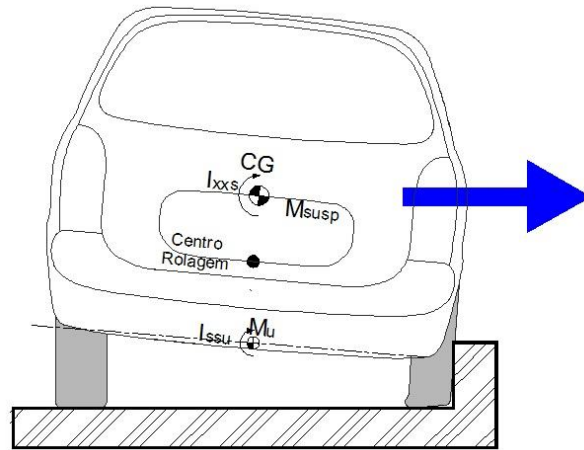


Figura 9. Veículo se aproxima de um capotamento por impacto lateral. Gillespie (1992)

Lund (1995) explica que modelos desse tipo têm sido usados para investigar as condições pelas quais um veículo pode chegar a um capotamento por impacto lateral, focando-se na energia desenvolvida no impacto com o meio-fio, percebe-se que esta é suficiente para elevar o CG do veículo ao ponto de capotamento.

O Gillespie (1992), Roper (2002) mostram que no impacto com o meio fio, a rotação do veículo produz energia cinética igual $\frac{1}{2}$ do momento de inércia das massas suspensas, I_{xxs} , e não suspensas, I_{xxu} , através da rotação de seus pontos, vezes a respectiva velocidade rotacional, ω^2 . Eq. (23).

Simultaneamente, o levantamento do CG do veículo adiciona energia potencial igual à massa, Mg , vezes a altura do CG, H . Se o total desses dois, excede a energia potencial necessária para levantar o CG sobre as rodas externas, capotamento acontece. Eq. (24).

Onde o valor da altura do centro de gravidade no limiar é: $H_p = \sqrt{\left(\frac{t}{2}\right)^2 + H^2}$ corresponde à distância, calculada pela equação de Pitágoras, entre o pivô e o centro de gravidade do veículo, v é a velocidade no limiar do capotamento

$$E_t = \frac{1}{2} Mv^2 + MgH = \frac{1}{2} (I_{xxs} \omega_s^2 + I_{xxu} \omega_u^2) + MgH \quad (23)$$

$$E_t < Mg \sqrt{\left(\frac{t}{2}\right)^2 + H^2} \quad (24)$$

Nas Eqs. (23) e (24) os parâmetros mais influentes são a bitola t e a altura do centro de gravidade, H . Pode ser comprovado que o peso do veículo tem pouca importância, exceto na consideração da altura do CG. Da mesma forma, as propriedades de rigidez da suspensão e amortecimento também tem pouca influência.

As Eqs. (15) e (16) das velocidades laterais do veículo, antes vistas no capotamento de um corpo rígido, são válidas nesta avaliação de capotamento por impacto lateral.

3. CONCLUSÕES

É sabido que os veículos não se comportam como corpos rígidos, e que um acidente de capotamento envolve uma dinâmica em vários planos e de difícil avaliação, portanto, o Fator de Estabilidade somente é uma predição de primeira ordem do limiar de capotamento estático do veículo, mas, a verdadeira segurança está na resistência da estrutura do veículo no momento do acidente.

Quando o capotamento quase-estático é considerado com o sistema de suspensão e os pneus é possível analisar os efeitos dos parâmetros de projeto destes mecanismos, e se comprova que neste modelo o limiar de capotamento, terá uma redução no valor da aceleração lateral, devido ao fato de haver um deslocamento na altura do centro de gravidade do veículo provocado pelas forças atuando na suspensão.

O modelo transiente permite avaliar a resposta do veículo às acelerações laterais aplicadas repentinamente na entrada de dados dos modelos simulados. É também representativo para modelar alguns mecanismos que podem provocar o capotamento, além de avaliar toda a rolagem variando com o tempo.

Para conhecer o comportamento completo da rolagem de um veículo é preciso simular a resposta dos ângulos de guinada (yaw) e rolagem (roll), porque o movimento de um, altera o outro e vice-versa.

O capotamento por impacto lateral é um dos tipos de capotamento que mais acontece na vida real, portanto, conhecer sua dinâmica representa estar com conhecimentos suficientes para avaliar este tipo de evento.

4. REFERÊNCIAS

- Bixel, Ronald A., Heydinger, Gary J., Rollover Stability Measurements for 2014, New Car Assessment Program (NCAP), Final Report, Contract: DTNH22-14-D-00326, March 2015
- Cooperrider, N. K., Thomas, T.M. and Hammoud, S.A. Testing and Analysis of Vehicle Rollover Behavior, SAE 900366, 1990
- Digges, K., Klisch, S., "Analysis of Factors which Influence Rollover Crash Severity", Proceedings of 13th ESV Conference, November, 1991.
- Digges, Kennerly H., Summary Report of Rollover Crashes, FHWA/NHTSA National Crash Analysis Center, 2002
- Digges, Kennerly H. Eigen, Ana Maria, Crash Attributes that Influence the Severity Of Rollover Crashes, The National Crash Analysis Center, The George Washington University, USA, 2002
- DNIT, Anexo II. Especificações Técnicas Programa BR-LEGAL. Tabela 4. Pag. 52. Processo 50600.008728/2013-11.
- Gillespie, T.D., Fundamentals of Vehicles Dynamics; Chapter 9; Pag. 309-333. 1992. SAE.
- Hac, Aleksander, Rollover Stability Index Including Effects of Suspension Design, Delphi Automotive Systems, SAE 2002 World Congress Detroit, Michigan, March, 2002.
- L. David Roper. Physics of Automobile Rollovers, roperld@vt.edu, Mar 2001.
- Lund, Yvonne Irene Katherine, An investigation of the mechanics of rollover for cars and light trucks, 1995.
- NHTSA, Rollover Prevention. V. Why Choose SSF? Docket No. -2000-6859 RIN 2127-AC64, 2000
- NHTSA, Chapter 2. Transportation Research Board. An Assessment of the National Highway Traffic Safety Administration's Rating System for Rollover Resistance: Special Report 265. Washington, DC: The National Academies Press, 2002.
- Rajamani, R., Vehicle Dynamics and Control, Mechanical Engineering Series, 15 DOI 10.1007/978-1-4614-1433-9_2, 2012.
- Reif, K., Chapter 10. Fundamentals of Automotive and Engine Technology, Standard Drives, Hybrid Drives, Brakes, Safety Systems. Editors: Springer. 2014.
- SCHOFIELD, Brad. Vehicle Dynamics Control for Rollover Prevention. Department of Automatic Control Lund University, Lund, December 2006.
- Tahan, F., Digges, K., Mohan, P., Sensitivity Study of Vehicle Rollovers to Various Initial Conditions Finite Element Model Based Analysis, 2010
- Travis, W. E., Whitehead, R. J., Bevely, D. M., Flowers, G. T. Using Scaled Vehicles to Investigate the Influence of Various Properties on Rollover Propensity. Proceeding of the American Control Conference, Boston, Massachusetts, 2004.

5. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

A vehicle rollover dynamics study

CON-2016-1121

Abstract. *The rollover event happens when the vehicle rolls more than 90° around its longitudinal axis, then it impacts on the ground. Also, despite all investments in road safety and active and passive safety features disposal for occupants, it is not possible to avoid accidents, but deaths and serious injuries can be reduced.*

Rollovers are complex accidents considering their kinematic and dynamic aspects. Besides, the causes are many and difficult to predict, in fact, there is not a basic feature. Vehicle type, gravity center location, roll, pitch and yaw angles are some variables that have a great influence in rollover event.

This work aims to present a literature review about roll event treating the main factors involved. It represents the first stage of a research which aims to propose a rollover dynamic setup. The authors highlight that among the existent setups anyone is capable to reproduce accurately the event.

Keywords: *rollover, dynamics, kinematics, vehicles, crashes*