PROJETO E ANÁLISE DE UMA PLATAFORMA VEICULAR COM LAGARTAS

Marcelo Toshio Yamashita
awnmist@gmail.com

Resumo. *Veículos com lagartas têm sido usados há muito tempo em diversas aplicações civis e militares, devido à vantagem que apresentam em relação aos veículos convencionais no que se refere à dirigibilidade em terrenos macios e ao maior esforço trativo que conseguem gerar. Ainda assim, há relativamente poucos estudos realizados nessa área. Nesse trabalho apresenta-se uma visão geral desse tipo de plataforma automotiva e em seguida uma introdução teórica com foco na cinemática do veículo em realização de curvas e em alguns mecanismos que possibilitam esse feito Ao final é feito um projeto básico virtual com foco na montagem de uma plataforma deste tipo.*

Palavras chave*.Mecânica, Veículo, Lagartas, Cinemática, Mecanismos.*

1. Introdução

O objetivo desde projeto integrado é estudar algumas características de plataformas automotivas que utilizam lagartas para se locomover. Estes veículos possuem aspectos que os diferenciam dos convecionais e assim, em grande parte precisam ser analisados em separado. Esse é um tema é ainda pouco estudado se comparado ao que se faz com as plaformas automotivas sobre rodas, ainda que veículos com lagartas sejam conhecidos há bastante tempo e sejam relativamente comuns.

2. Introdução ao tema

O conceito das plataformas veiculares que utilizam lagartas é disputado por certo número de patentes em diferentes épocas e partes do mundo. Diferentes projetos com diferentes objetivos foram propostos para a construção de uma plataforma deste tipo. O projeto mais antigo de que se tem notícia e que se assemelha de uma maneira simples a esse tipo de plataforma, data de 1713 e foi feito por Frenchmen M. D'Hermand. Desde então diversos inventores em diferentes partes do mundo trabalharam em protótipos que, embora promissores, não foram bem sucedidos comercialmente.

O americano Alvin O. Lombard foi o criador e construtor do primeiro veículo a se mover sobre lagartas comercialmente bem sucedido. O veículo era um trator desenvolvido para melhorar a tração em terrenos com neve com o intuito de transportar toras no inverno.

Apesar do sucesso inicial de Alvin Lombard, foi apenas após o inventor americano Benjamin Holt entrar para a indústria dos tratores com lagartas que eles realmente se tornaram populares. O primeiro veículo com lagartas da companhia de Holt foi testado em 1904 e seu desempenho foi considerado completamente satisfatório.

Simultaneamente, vários inventores na Inglaterra também estavam criando patentes para veículos semelhantes. Como David Roberts engenheiro chefe da *R. Hornsby & Sons of Granthan* que patenteou um novo conceito para o projeto de veículos com lagartas em 1904.

Figura 1. Primeiro veículo sobre lagartas comercialmente bem sucedido de Alvin O. Lombard.[9]

2.1. Características principais

Uma das principais características no uso de lagartas para a locomoção é que elas distribuem o peso do veículo sobre uma área consideravelmente maior, reduzindo a pressão sobre o solo e ao mesmo tempo aumentando a tração, já

que há uma área de contato muito maior. Isso tudo faz veículos com lagartas ideais para a locomoção em terrenos macios, de baixo atrito e acidentados.

Ao mesmo tempo possuem a desvantagem de serem construtivamente mais complexos que os veículos convencionais e de assim estarem mais sujeitos a falhas e problemas de funcionamento. Isso é agravado pelo fato de terem um maior número de seus componentes sujeitos ao desgaste mecânico e a esforços elevados. Outra desvantagem está no fato de que a própria lagarta adiciona uma grande inércia ao sistema, fazendo com que esses veículos precisem fornecer torques elevados e possam atingir velocidades menores se comparados a veículos convencionais. Também o rendimento energético fica comprometido devido às perdas necessárias para carregar a própria lagarta.

Outra característica particular está no modo de como muitos desses veículos realizam curvas. Ao invés de alterarem a posição de um elemento de apoio como em veículos tradicionais, muitos dos veículos com lagartas utilizam mecanismos para variar as velocidades de uma ou outra de suas lagartas.

2.2. Esquema geral

A seguir é apresentado na figura (2) um modelo esquemático geral simplificado para identificar as principais partes da plataforma veicular com lagartas. O modelo é baseado nas plataformas alemãs da Segunda Guerra Tigre e Pantera da Segunda Guerra, mas seus componentes básicos são os mesmo para uma grande variedade de veículos do tipo.

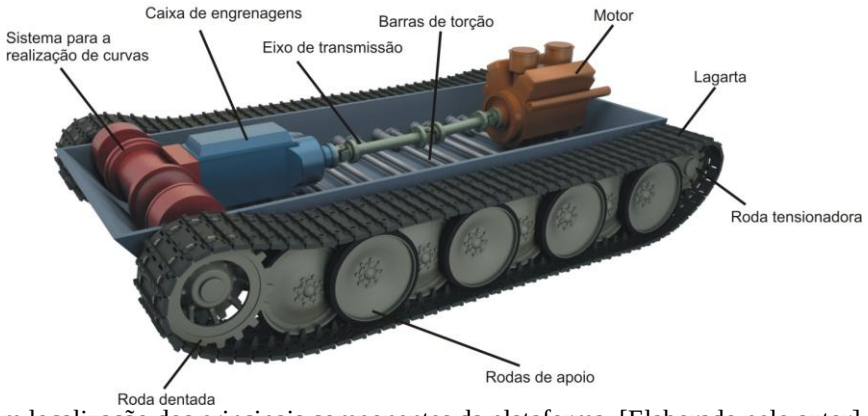

Figura 2. Esquema com localização dos principais componentes da plataforma. [Elaborado pelo autor]

Ao longo do tempo diferentes veículos foram construídos e utilizaram muitas formas diferentes dessas partes mostradas no esquema. Diferentes tipos de suspensão, como a por barras de torção e feixe de molas, rodas de apoio pequenas ou grandes, com ou sem as rodas de retorno na parte superior; transmissões manuais e automáticas, motores radiais, em V, refrigerados a ar e a água, turbinas a gás.

3. Aprofundamento do estudo

3.1. Mecânica dos solos

O estudo da mecânica dos solos e da interação do veículo com ele é importante porque afeta diretamente o desempenho que esse veículo terá. As propriedades mecânicas dos solos variam muito, indo da argila que apresenta um comportamento plástico até os solos mais duros e areia.

Para explicar melhor a rigidez do solo sob a tensão causada pelas lagartas a teoria de Rankine da pressão passiva da terra foi aplicada. O termo pressão passiva da terra indica a resistência do solo a forças que tendem a deslocá-lo.

A teoria de Rankine da pressão passiva da terra diz que um solo que falha por compressão lateral vai, na região da falha, formar uma superfície inclinada com ângulo com a horizontal de:

$$45° - \phi/2 \qquad (1)$$

Onde ϕ é o ângulo em graus da resistência ao cisalhamento.

A pressão sobre o solo foi um dos parâmetros mais comuns utilizados inicialmente para avaliar o desempenho de um veículo. Acreditava-se que uma pressão mais baixa levasse a maiores capacidades de tração. Mas a prática mostrou que alguns veículos que exerciam pressões mais elevadas podiam desenvolver mais tração do que outros com menores pressões.

Quando uma carga aplicada por um veículo sobre a superfície de um terreno atinge certo nível, a massa de terreno em um volume específico se aproximará do estado de falha. Um aumento infinitesimal na carga além desse nível produz um aumento rápido do escoamento plástico. O estado precedente do escoamento plástico é chamado de equilíbrio plástico. A transição do estado de equilíbrio plástico para o de escoamento plástico representa a falha do terreno. A condição de falha por escoamento plástico é determinada pela equação da falha por cisalhamento de Mohr-Coulomb.

$$\tau_{max} = c + p.\tan\phi \tag{2}$$

Onde c e ϕ são respectivamente a coesão aparente, em N/m², e o ângulo de resistência interna do solo, p é a pressão normal e τ_{max} é a máxima tensão de cisalhamento que o solo pode suportar, ambos também em N/m².

O afundamento de veículos com lagartas devido à deformação elástica ou plástica do solo é uma fonte de perda de tração. Embora a elasticidade do solo não cause perda de potência, qualquer solo real tem na verdade uma combinação de características plásticas e elásticas.

Assumindo que a lagarta pode ser representada por uma placa retangular rígida. A relação entre pressão da lagarta e o afundamento em um solo homogêneo é caracterizada por:

$$p = \left(\frac{k_c}{b} + k_\varphi\right) z^n \tag{3}$$

Onde, em unidades do SI, p é a pressão de contato da lagarta, b é a menor dimensão do contato, z é a profundidade do afundamento e n, k_c e k_φ são parâmetros.

3.2. Modelo lagarta-solo

Cisalhando o solo, as lagartas produzem força que propele o veículo como mostrado na figura abaixo. Esta força é usualmente chamada de esforço de tração. Embora a força de tração desenvolvida por uma lagarta pode depender de diversos fatores, o máximo esforço F_{max} de tração é inteiramente determinado pela máxima resistência ao cisalhamento do terreno e pela área de contato da lagarta com mesmo. Sendo em unidades do SI, A a área de contato da lagarta, W a carga normal, p a pressão exercida pelo veículo sobre o solo, c e φ a coesão aparente e o ângulo de resistência interna ao cisalhamento:

$$F_{max} = Ac + W.\tan\varphi \tag{4}$$

Como c e φ são características que variam para diferentes tipos de solo, o máximo esforço de tração vai variar conforme o veículo se move em terrenos de diferentes resistências. A tração e assim, a habilidade do veículo com lagartas manobrar aumenta com o aumento da resistência do solo. Isto pode ser visto na prática quando um veículo desse tipo acaba preso em um terreno porque as lagartas não conseguem produzir esforço de tração suficiente.

O esforço de tração desenvolvido pela lagarta pode ser calculado integrando-se a tensão de cisalhamento sobre a área de contato.

$$F = b\int_0^l (c + p(x)\tan\varphi)(1 - \exp(-\frac{ix}{K}))dx \tag{5}$$

Com, em unidades do SI, b a largura da lagarta, l o comprimento, K o módulo de deformação tangencial do solo, i é o escorregamento da lagarta, definido abaixo, e x é o deslocamento tangencial.

$$i = 1 - \frac{V}{r\omega} \tag{6}$$

Onde em unidades do SI, V é a velocidade da estrutura da lagarta, r é o raio médio da roda dentada e ω a velocidade angular da roda dentada que movimenta a lagarta. A solução para a equação do esforço de tração depende da forma da distribuição de pressões $p(x)$ sob as lagartas.

3.3. Análise simplificada da cinemática da realização de curvas

O comportamento do veículo com lagartas realizando uma curva depende das forças de tração da lagarta que está na parte mais externa da curva e da lagarta que está na parte mais interna. Por simplificação elas serão referidas como lagarta externa e interna. Primeiramente será analisado o caso mais simples à baixas velocidades e no plano. Sempre utilizando unidades do SI. A baixas velocidades a força centrífuga pode ser ignorada e o comportamento do veículo pode ser descrito pela seguinte equação:

$$m.\frac{d^2s}{dt^2} = F_o + F_i - R_{tot} \tag{7}$$

Onde m é a massa do veículo, s o deslocamento do centro de gravidade do veículo, F_o a força de tração da lagarta externa, F_i a força de tração da lagarta interna, R_{tot} a força de resistência resultante. Fazendo o momento em relação ao centro de gravidade do veículo:

$$I_z.\frac{d^2\theta}{dt^2} = \frac{B}{2}(F_o - F_i) - M_r \tag{8}$$

Onde I_z é o momento de inércia do veículo em relação ao eixo vertical que passa pelo centro de gravidade mesmo, θ o deslocamento angular do veículo, B a bitola do veículo, M_r o momento resistente à realização da curva.

As forças de tração para realização de uma curva em regime permanente podem então ser isoladas e expressas por:

$$F_o = \frac{R_{tot}}{2} + \frac{M_r}{B} = \frac{f_r W}{2} + \frac{M_r}{B} \tag{9}$$

$$F_i = \frac{R_{tot}}{2} - \frac{M_r}{B} = \frac{f_r W}{2} - \frac{M_r}{B} \tag{10}$$

Onde W é o peso do veículo, f_r o coeficiente de resistência ao movimento do veículo na direção longitudinal.

Para determinar os valores das forças de tração é necessário conhecer o momento resistente à realização da curva. Para essa análise simplificada será adotado que a pressão normal se distribui uniformemente ao longo da lagarta, fazendo com que a resistência lateral por unidade de comprimento seja dada por:

$$R_l = \frac{\mu_t W}{2l} \tag{11}$$

Onde R_l é a força de resistência lateral por unidade de comprimento, μ_t o coeficiente de resistência lateral, l o comprimento de cada uma das lagartas em contato com o solo. O coeficiente de resistência lateral depende de fatores como o tipo de terreno e o tipo de lagarta. A tabela (1) mostra alguns valores médios para o coeficiente de resistência lateral para lagartas de aço e borracha sobre três tipos de solos.

Tabela 1 – Coeficiente de resistência lateral para alguns tipos de solos.

	Coeficiente de Resistência lateral		
Material da lagarta	***Concreto***	***Solo rígido (não pavimentado)***	***Grama***
Aço	0,50-0,51	0,55-0,58	0,87-1,11
Borracha	0,90-0,91	0,65-0,66	0,67-1,14

Assumindo que o coeficiente de resistência lateral é constante e com o auxilio da figura (3), o momento resultante da resistência lateral em relação aos centros da duas lagartas pode ser expresso por:

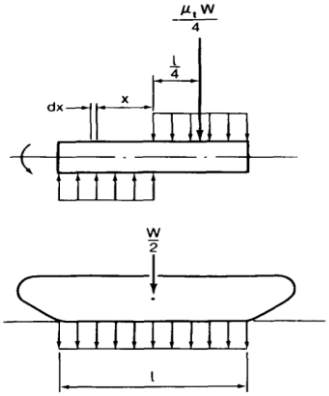

Figura 3. Momento de resistência à curva da lagarta com distribuição de pressão uniforme. [11]

$$M_r = 4\frac{W\mu_t}{2l}\int_0^{l/2} x\,dx = \frac{\mu_t W l}{4} \tag{12}$$

Assim, as forças de tração para a realização da curva em regime permanente podem ser reescritas como:

$$F_o = \frac{f_r W}{2} + \frac{\mu_t W l}{4B} \tag{13}$$

$$F_i = \frac{f_r W}{2} - \frac{\mu_t W l}{4B} \tag{14}$$

As duas equações anteriores para as forças de tração são importantes para determinar a capacidade de curva do veículo com lagartas. Como discutido na seção sobre a mecânica dos solos, a tração máxima da lagarta é limitada por propriedades do terreno e parâmetros do veículo. Para a lagarta externa:

$$F_o \leq cbl + \frac{W \tan \Phi}{2} \tag{15}$$

Onde b é a largura da lagarta, c a coesão aparente do solo, Φ o ângulo de resistência interna ao cisalhamento do solo. Substituindo a equação da força de tração em regime permanente e manipulando os termos:

$$\frac{l}{B} \leq \frac{1}{\mu_t}\left(\frac{4cA}{W} + 2\tan \Phi - 2f_r\right) \tag{16}$$

Onde A é a área de contato da lagarta.

Em solos rígidos pode-se assumir que a resultante das forças longitudinais e laterais agindo em uma lagarta durante a curva obedece a lei de atrito de Coulomb. A força de cisalhamento resultante na interface lagarta-solo é limitada pelo coeficiente de atrito e a carga normal na lagarta, e age na direção oposta ao movimento relativo da lagarta com respeito ao solo.

Definindo ω_o a velocidade angular da roda dentada da lagarta externa, ω_i a velocidade angular da roda dentada da lagarta interna, Ro raio de curva do veículo, Ω_z a velocidade de giro do veículo, r o raio da roda dentada. Então pode-se escrever, considerando que as lagartas não escorregam:

$$R = \frac{B}{2}\frac{(r\omega_o + r\omega_i)}{(r\omega_o - r\omega_i)} = \frac{B}{2}\frac{(K_s + 1)}{(K_s - 1)} \tag{17}$$

$$K_s = \frac{\omega_o}{\omega_i} \tag{18}$$

3.4. Análise da cinemática da realização de curvas em altas velocidades

Considerando um veículo realizando uma curva em regime permanente e em solo nivelado, para que haja equilíbrio na direção lateral a resultante das forças laterais no contato entre a lagarta e o solo deve ser igual a força centrífuga, como mostrado na figura (4) a seguir.

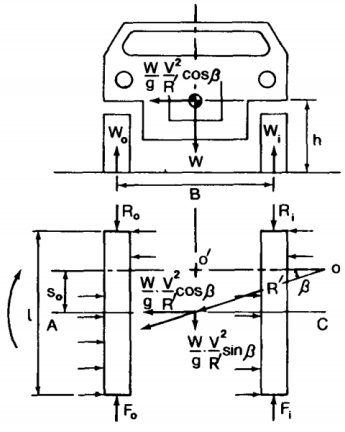

Figura 4. Forças agindo sobre o veículo realizando uma curva em altas velocidades. [11]

Trabalhando em unidades do SI e assumindo que a distribuição de pressão normal ao longo da lagarta seja uniforme e que o coeficiente de resistência lateral é constante, para que seja satisfeita a condição de equilíbrio na direção lateral o centro de curvatura deve estar a uma distância determinada a frente da linha de centro da área de contato da lagarta com o solo. Essa distância pode ser determinada pelas equações a seguir:

$$\left(\frac{l}{2} + s_0\right)\frac{\mu_t W}{l} - \left(\frac{l}{2} - s_0\right)\frac{\mu_t W}{l} = \frac{WV^2}{gR'}\cos\beta \tag{19}$$

$$s_0 = \frac{lV^2}{2\mu_t g R'}\cos\beta = \frac{la_y}{2\mu_t g}\cos\beta \tag{20}$$

Onde a_y é aceleração lateral do centro de gravidade do veículo, μ_t o coeficiente de resistência lateral, s_0 a distância a frente da linha de centro da área de contato da lagarta com o solo em que o centro de curvatura está.

$$a_y = \frac{V^2}{R'} \tag{21}$$

Uma vez que o raio de curva á grande em comparação com o comprimento de contato da lagarta:

$\beta \cong 0$
$\cos\beta \cong 1$

Assim:

$$s_0 = \frac{la_y}{2\mu_t g} \tag{22}$$

Como uma conseqüência do deslocamento do centro de curvatura, o momento equivalente de resistência à realização da curva terá duas componentes, uma que é o momento de resistência lateral exercido pele solo sobre as lagartas e a outra que é o momento de força centrífuga. Já substituindo a expressão (20) de s_0 determinada anteriormente:

$$M_r = \frac{\mu_t W l}{4}\left(1 - \frac{a_y^2}{g^2\mu_t^2}\right) \tag{23}$$

A equação acima indica que quando a força centrífuga é levada em consideração, o momento equivalente de resistência à realização da curva é reduzido.

A força centrífuga também causa transferência de cargas laterais, de modo que as resistências longitudinais ao movimento das lagartas externa e interna não serão iguais.

$$R_o = \left(\frac{W}{2} + \frac{hWV^2}{BgR'}\right)f_r \tag{24}$$

$$R_i = \left(\frac{W}{2} - \frac{hWV^2}{BgR'}\right)f_r \tag{25}$$

Onde h é a altura do centro de gravidade do veículo, f_r o coeficiente de resistência ao movimento longitudinal.

A força centrífuga também tem uma componente no eixo longitudinal do veículo:

$$\frac{WV^2 s_0}{gR'^2} \tag{26}$$

Esta componente precisa ser balanceada pela tração das lagartas de modo que quando a força centrífuga é levada em conta, as trações requeridas para manter o veículo em realização de curva em regime permanente são:

$$F_o = \left(\frac{W}{2} + \frac{hWV^2}{BgR'}\right)f_r + \frac{WV^2 s_0}{2gR'^2} + \frac{\mu_t W l}{4B}\left[1 - \left(\frac{V^2}{gR'\mu_t}\right)^2\right]$$
$$= \left(\frac{W}{2} + \frac{hWa_y}{Bg}\right)f_r + \frac{Wa_y s_0}{2gR'} + \frac{\mu_t W l}{4B}\left[1 - \left(\frac{a_y}{g\mu_t}\right)^2\right] \tag{27}$$

$$F_i = \left(\frac{W}{2} - \frac{hWV^2}{BgR'}\right)f_r + \frac{WV^2 s_0}{2gR'^2} - \frac{\mu_t W l}{4B}\left[1 - \left(\frac{V^2}{gR'\mu_t}\right)^2\right]$$
$$= \left(\frac{W}{2} - \frac{hWa_y}{Bg}\right)f_r + \frac{Wa_y s_0}{2gR'} - \frac{\mu_t W l}{4B}\left[1 - \left(\frac{a_y}{g\mu_t}\right)^2\right] \tag{28}$$

3.5. Potência consumida

Quando um veículo com lagartas está em movimento retilíneo, a potência consumida devido à resistência ao movimento é dada por:

$$P_{st} = R_{tot} V_{st} = f_r . W . V_{st} \tag{29}$$

Onde, em unidades do SI, P_{st} é a potência consumida para o movimento em linha reta, R_{tot} a resultante da resistência ao movimento, V_{st} a velocidade do veículo em movimento retilíneo, f_r o coeficiente de resistência ao movimento do veículo na direção longitudinal, W o peso do veículo.

Na realização de uma curva em regime permanente potência é consumida pela resistência ao movimento, o momento resistente a realização da curva e o torque de frenagem no mecanismo de curva. A potência requerida durante a realização de uma curva nessas condições pode ser expressa como:

$$P_t = R_{tot} V + M_r \Omega_z + M_b \omega_b \tag{30}$$

Onde, em unidades do SI, Vé a velocidade do centro de massa do veículo durante a curva, M_r o momento resistente à realização da curva, Ω_z a velocidade de giro do veículo, M_b o momento devido ao atrito causado pelo acionamento do freio ou embreagem, ω_b a velocidade angular relativa dos elementos de atrito.

Quando a velocidade relativa entre os elementos de atrito for zero, ou seja, quando o freio está totalmente aplicado ou a embreagem totalmente fechada, não há perda de potência nesses elementos.

A razão entre a potência consumida durante a realização da curva em regime permanente e aquela consumida no movimento retilíneo pode ser expressa como:

$$\frac{P_t}{P_{st}} = \frac{V}{V_{st}} \left(1 + \frac{M_r}{f_r W R} + \frac{M_b \omega_b}{f_r W V}\right) \tag{31}$$

4. Mecanismos para realização de curvas

Nesta seção são apresentados dois dos principais mecanismos para a realização de curvas. É importante lembrar que apenas o principal dos mecanismos é mostrado nos esquemas, e que as rodas dentadas são apenas para ilustrar a saída dos mesmos. Em geral os veículos possuem embreagens, freios e reduções adicionais antes de se chegar às rodas dentadas.

4.1. Diferencial controlado

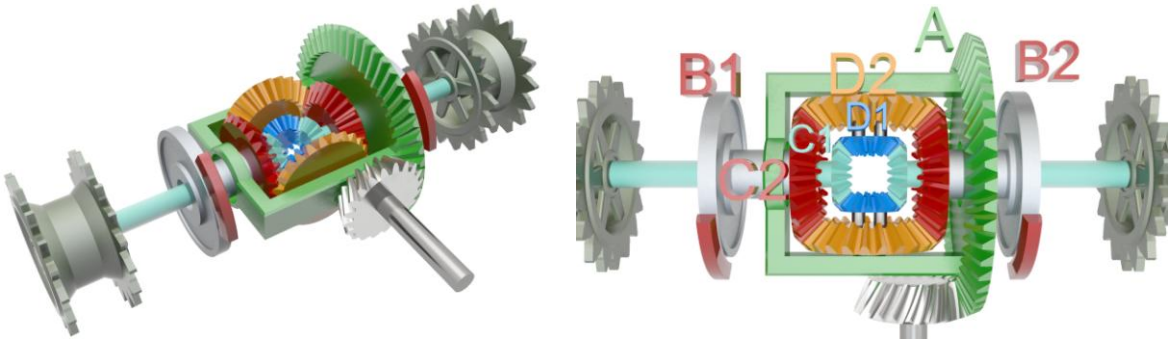

Figura 5. Esquemas do sistema de diferencial controlado. [Elaborado pelo autor]

Este mecanismo, mostrado na figura (5), é montado de forma que a coroa A é a entrada e é acionada pelo motor passando pela caixa de transmissão. Essa coroa A pode se mover livremente em relação ao freio B2 e aos eixos que se ligam às rodas dentadas, estando apoiada por meio de rolamentos. Ela carrega as engrenagens satélites em amarelo que podem girar em torno de seus próprios eixos. Engatadas as engrenagens amarelas estão as vermelhas, engrenagens sol, que são ligadas somente aos freios B1 e B2. As engrenagens azuis são carregadas pelas amarelas e não têm movimento relativo as mesmas. As engrenagens que engatam as azuis, em verde água, completando o diferencial interno se ligam aos eixos das rodas dentadas, não havendo movimento relativo entre eles. Deve-se notar que os freios atuam somente nas engrenagens em vermelho, estando apoiados sobre os eixos e no carregador, em verde, por meio de rolamentos.

Para mover-se em linha reta os freios B1 e B2 não são aplicados e as engrenagens C1, C2, D1 e D2 formam um diferencial convencional.

Para iniciar a curva o freio da lagarta interna a curva é acionado, resultando em redução da velocidade dessa lagarta e aumento da velocidade da lagarta externa. Assim, a velocidade do centro de gravidade do veículo durante a curva será a mesma que ele tem quando está em movimento retilíneo para uma dada velocidade de rotação do motor.

Calculando a relação entre as velocidades da lagarta interna e externa em função da rotação da entrada e dos números de dentes das engrenagens, chega-se a seguinte expressão:

$$K_s = \frac{\omega_o}{\omega_i} = \left(\omega_A . \frac{N_{C2}}{N_{D2}} . \frac{N_{D1}}{N_{C1}} + \omega_A\right)\left(\omega_A . \frac{N_{C2}}{N_{D2}} . \frac{N_{D1}}{N_{C1}} - \omega_A\right)^{-1} \tag{32}$$

Definindo:

$$\frac{N_{C2}}{N_{D2}} . \frac{N_{D1}}{N_{C1}} = K_{di} \tag{33}$$

Utilizando a equação (17) da seção anterior, e notando que quando o freio de um dos lados é totalmente aplicado obtém-se o raio mínimo de curva, esse raio pode ser calculado para um veículo com esse sistema:

$$R_{min} = \frac{B}{2}\left(\frac{K_s + 1}{K_s - 1}\right) = \frac{BK_{di}}{2} \tag{34}$$

A relação entre potências nesse raio mínimo de curva é obtido com o uso da equação (31), com a velocidade angular do freio nula. Como explicado anteriormente, as velocidades do centro de massa do veículo quando o mesmo está realizando uma curva e quando está em linha reta são idênticas. Assumindo uma distribuição de pressão normal sob as lagartas como sendo uniformemente distribuída, o momento de resistência à realização da curva é expresso pela equação (12), resultando em:

$$\frac{P_t}{P_{st}} = 1 + \frac{\mu_t l}{2 f_r B K_{di}} \tag{35}$$

4.2. Duplo diferencial

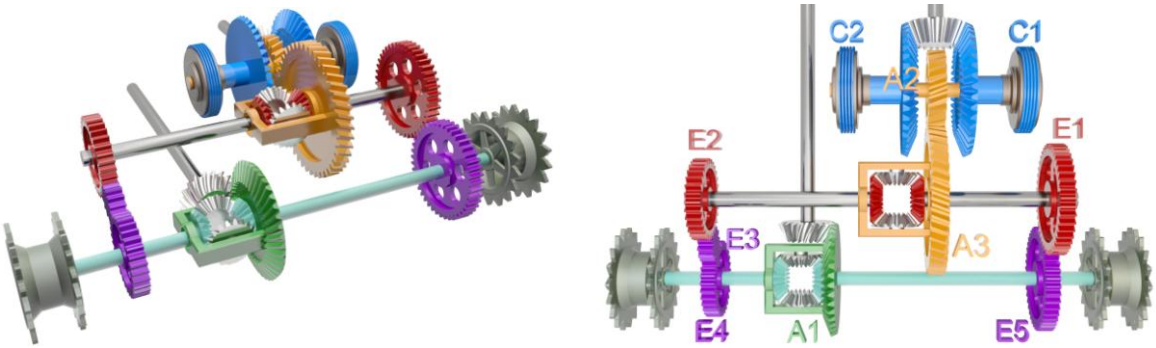

Figura 6. Esquemas dos sistema de duplo diferencial. [Elaborado pelo autor]

Nesse mecanismo esquematizado na figura (6) o motor, após passar pela caixa de transmissões, se conecta à engrenagem A1, em verde, que é coroa do primeiro diferencial do sistema. Esse diferencial aciona os eixos de saída, em verde água, que se ligam às rodas dentadas. Sobre esses eixos também estão ligadas as engrenagens E4 e E5 em roxo. As embreagens C2 e C1 em azul fazem a ligação entre o eixo da engrenagem A2, em amarelo, com as engrenagens azuis do lado correspondente. Por essas engrenagens entra o atuador da direção, que pode vir do próprio motor ou ser de um sistema separado, como um motor elétrico ou hidráulico.

Como conseqüência a rotação da engrenagem A2 é invertida conforme a embreagem C1 ou C2 é fechada. A engrenagem A2 se engata a coroa do segundo diferencial do sistema, também em amarelo. Esse diferencial ativa o eixo onde se prendem as engrenagens E1 e E2, em vermelho. Sendo que a engrenagem E1 se engata diretamente a E5, em roxo, mas a E2 se conecta a E3, em roxo, que por sua vez se conecta a E4 na mesma cor. Isso é feito para que o sentido de rotação seja invertido.

Para mover-se em linha reta, as embreagens C1 e C2 devem ser deixadas abertas de modo que a entrada da direção não exerce influência alguma sobre o mecanismo. Para iniciar uma curva, a embreagem do lado correspondente ao externo da curva deve ser fechada. Com isso, movimento começa a ser transmitido para a engrenagem A2 que aciona o segundo diferencial, que por sua vez move as engrenagens E2 e E1. Essas engrenagens, por meio de E3, E4 e E5, alteram a rotação da roda dentada interna e externa. Deve-se notar que a velocidade retirada de um dos lados é transmitida ao outro.

A engrenagem E3 entre E2 e E4 serve apenas para inverter o sentido de rotação e não influencia na relação de transmissão, que deve ser igual ao do par engrenado formado por E1 e E5, isto é:

$$\frac{N_{E4}}{N_{E2}} = \frac{N_{E5}}{N_{E1}} = K_i \tag{36}$$

Calculando a relação entre as velocidades angulares da roda dentada interna e externa em função do número de dentes das engrenagens e da velocidades das entradas, obtém-se:

$$K_s = \frac{\omega_o}{\omega_i} = \frac{\omega_{A1} N_{A3} + \omega_{A2} N_{A2} K_i}{\omega_{A1} N_{A3} - \omega_{A2} N_{A2} K_i} \tag{37}$$

Como o mecanismo é regenerativo, da mesma forma que ocorre com o diferencial controlado, a velocidade do centro de massa do veículo permanece constante durante a realização de uma curva em relação à velocidade em linha reta se a rotação do motor não for alterada. Utilizando a equação (17) para o raio de curva:

$$R = \frac{B}{2}\left(\frac{K_s + 1}{K_s - 1}\right) = \frac{B}{2}\left(\frac{2\omega_{A1} N_{A3}}{2\omega_{A2} N_{A2} K_i}\right) \tag{38}$$

De forma análoga ao que foi feito para os mecanismos anteriores, a relação entre as potências é dada pela equação (31), sendo que a embreagem está totalmente fechada e não há perda de potência nela.

Como foi mencionado anteriormente a relação entre as velocidades é unitária. Também será feita a hipótese de que a distribuição de pressões normais é uniforme, permitindo fazer uso da expressão (12).

$$\frac{P_t}{P_{st}} = 1 + \frac{\mu_t l (K_s - 1)}{2 f_r B (K_s + 1)} \tag{39}$$

5. Projeto básico virtual

Nesta seção será apresentado um projeto básico de uma plataforma veicular com lagartas. O objetivo é mostrar aspectos referentes à montagem e configuração possível da plataforma, assim como um dimensionamento inicial. Não é parte desse trabalho o detalhamento minucioso de cada componente ou peça utilizada, e sim apresentar uma visão geral básica que precisaria ser aprofundada para que se chegasse a um projeto a ser construído. Caso fosse feito o dimensionamento em detalhes da plataforma, cada componente teria que ser revisado e diversas passagens sobre o que é mostrado precisariam ser feitas cada vez adicionando-se mais detalhes.

Todos os modelos do projeto e as renderizações das figuras abaixo foram feitos utilizando o CAD 3D Autodesk Inventor 2011, as peças padronizadas como parafusos, porcas e rolamentos foram retiradas da biblioteca do próprio programa e do catálogos.

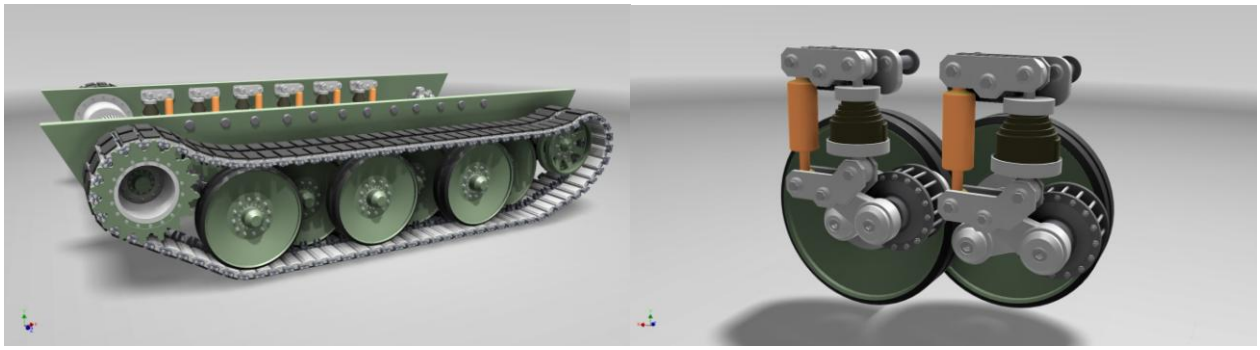

Figura 7 e 8. Modelo do projeto básico montado e de sua suspensão. [Elaborado pelo autor]

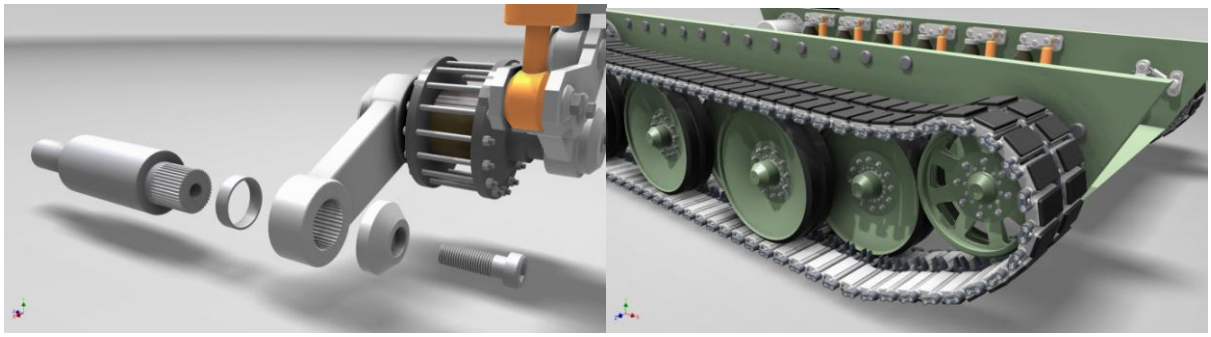

Figura 9 e 10. Montagem do eixo da suspensão e modelo de sua roda tensionadora. [Elaborado pelo autor]

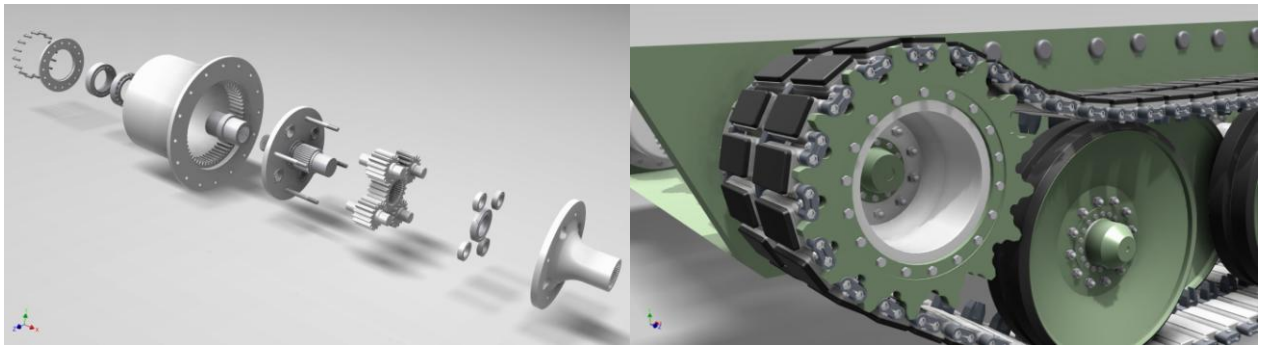
Figura 11 e 12. Vista explodida do redutor final e a lagarta sobre a roda dentada. [Elaborado pelo autor]

6. Conclusão

Neste trabalho de formatura foi feito o estudo de alguns aspectos relevantes do tema proposto. Desde aspectos introdutórios como o histórico, configuração geral e as diversas formas construtivas, até o aprofundamento no estudo da cinemática da realização de curvas e mecanismos, chegando a parte final com o projeto básico. Como trata-se de um tema de grande complexidade, esse trabalho deixa em aberto a possibilidade de continuação com o estudo de outros aspectos desse tipo de plataforma e mais passagens pelo projeto básico com a finalidade de aperfeiçoá-lo.

7. Referências

[1] CATERPILLAR TRACK - HISTORY. Disponível em: < http://www.experiencefestival.com/a/Caterpillar_track_-_History/id/4904937>. Acesso em: 3 de outubro de 2010.

[2] CRAWLER TRACTOR. Disponível em: < http://www.ritchiewiki.com/wiki/index.php/Crawler_Tractor>. Acesso em: 3 de outubro de 2010.

[3] FRANÇA, Luis Novaes Ferreira; MATSUMURA, Amadeu Zenjiro. *Mecânica Geral*. 2ª Ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2004.

[4] LE, Anh Tuan. *Modelling and Control of Tracked Vehicles.* Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica e Mecatrônica. Sydney: Universidade de Sydney, 1999.

[5] NICHOLS, Hebert L.; DAY, David A.. *Moving the Earth - The Workbook of Excavation*. 5th Ed. London: McGraw-Hill Professional, 2005.

[6] OGORKIEWICZ, Richard M.. *Technology of Tanks.* Coulsdon: Jane's Information Group limited, 1991.

[7] SCLATER, Neil.; CHIRONIS, Nicholas P. *Mechanisms and Mechanical Devices Sourcebook*. 4th Ed. McGraw-Hill, 2007. 495p.

[8] TRACKED VEHICLE. Disponível em: < http://en.wikipedia.org/wiki/Tracked_vehicle>. Acesso em: 4 de outubro de 2010.

[9] TRACKED VEHICLE STEERING. Disponível em: < http://www.gizmology.net/tracked.htm>. Acesso em: 5 de outubro de 2010.

[10] WONG, J. Y.. *Theory of Ground Vehicles.* 3rd Ed. New York: John Wiley & Sons Inc, 2001

8. Direitos autorais

Todos os nomes de autores, livros, sites ou trabalhos citados pertencem aos seus respectivos proprietários. O autor se reserva ao direito de alterar este e outros documentos que fazem parte desse trabalho de formatura a qualquer momento sem aviso prévio, e não se responsabiliza por erros tipográficos, gráficos ou outros que podem estar presentes neste documento.

DESIGN AND ANALYSIS OF A TRACKED VEHICLE PLATFORM

Marcelo Toshio Yamashita
awnmist@gmail.com

Abstract. Tracked vehicles have been long used in several civil and military applications due to the advantage they have compared to conventional vehicles in relation to driving on soft ground and greater tractive effort they are able to generate. Still, there are relatively few studies in this area. This work presents an overview of this type of automotive platform, and then a theoretical introduction with a emphasis on kinematics of the vehicle in steering and some of the mechanisms that allow them to do so. In the end a basic virtual design is made with emphasis on the assembly aspects of this type of platform.

Keywords. *Mechanics, Vehicle, Tracked, Kinematics, Mechanisms.*