

# MODELAGEM MATEMÁTICA DE SISTEMA DE TRANSMISSÃO CONTINUAMENTE VARIÁVEL (CVT) DO TIPO POLIAS EXPANSIVAS COM FOCO NA OTIMIZAÇÃO DE EFICIÊNCIA E DESEMPENHO

**Palavras-Chave:** Transmissão continuamente variável; modelo dinâmico; simulação numérica.

**Autores(as):**

ANA FLÁVIA CABALHERO DA SILVA, FEM

Prof. Dr. JANITO VAQUEIRO FERREIRA (orientador), DMC - FEM

Prof. Dr. PABLO SIQUEIRA MEIRELLES (coautor), DMC - FEM

## INTRODUÇÃO

A Transmissão Continuamente Variável (CVT) é amplamente utilizada no setor automotivo por permitir variação contínua da relação de transmissão, melhorando a eficiência do motor e proporcionando condução mais suave. Seu funcionamento baseia-se em polias expansivas ligadas por correias ou correntes que ajustam o raio efetivo de contato, eliminando trocas de marcha convencionais. Entre suas vantagens estão a manutenção do motor na faixa ideal de rotação, redução do consumo de combustível e emissões, além do conforto no tráfego urbano e integração com sistemas híbridos e elétricos. Entretanto, sua complexidade traz desafios ao controle e desempenho.

Este projeto de iniciação científica propõe a modelagem matemática de uma CVT por polias expansivas aplicada a protótipos mini-baja para competições da SAE Brasil. O estudo visa descrever o comportamento físico do sistema e investigar, por simulações computacionais, estratégias de otimização da eficiência e desempenho, considerando polias, correia, molas e massas em diferentes condições operacionais. A abordagem busca reduzir ensaios físicos e contribuir para soluções mais eficientes.

## O princípio de funcionamento da CVT

O sistema modelado utiliza uma correia de borracha para transmitir torque entre duas polias móveis, sendo adotado o modelo Comet, série 790 para a polia motora e 780 para a polia movida. O acionamento ocorre por meio de um sistema centrífugo acoplado à polia motora, que ajusta automaticamente a relação de transmissão conforme a rotação do motor. Esse mecanismo inclui calota, pesos móveis, roletes, molas de retorno e braços articulados, responsáveis pela abertura e fechamento da polia motora, conforme ilustrado nas figuras.

Em baixas rotações, a força centrífuga não supera a resistência da mola de retorno, mantendo os discos da polia motora afastados e a correia posicionada em raio menor na polia motora e maior na polia movida, resultando em alta relação de transmissão, adequada para maior torque

e menor velocidade. Com o aumento da rotação, os pesos se deslocam para fora, acionando os braços articulados que fecham a polia motora e deslocam a correia para raio maior, enquanto a polia movida se abre, reduzindo a relação de transmissão e fornecendo maior velocidade. O ajuste automático mantém o motor na faixa de rotação mais eficiente, podendo ser calibrado pela rigidez da mola e pela massa dos pesos — pesos maiores antecipam o fechamento da polia, enquanto molas mais rígidas prolongam rotações mais altas antes da mudança.



Figura 1: Conjunto de pesos móveis, mola de retorno e braço articulado.

## METODOLOGIA

Para a modelagem dinâmica da transmissão CVT, utilizou-se a Equação de Eksergian, uma variação do método lagrangeano para sistemas com um grau de liberdade, que relaciona diretamente a variação da energia cinética a uma coordenada generalizada. Conforme Doughty (2001), essa abordagem é eficaz para mecanismos com movimentos cíclicos ou rotacionais, permitindo análise simplificada por meio de coordenadas angulares. Na forma modificada, a equação considera a inércia e o coeficiente centrípeto generalizados, a derivada da energia potencial das forças conservativas e as forças não conservativas.

$$\mathcal{I}(q)\ddot{q} + \mathcal{C}(q)\dot{q}^2 + \frac{dV}{dq} = Q^{nc} \quad (1)$$

## Coefficientes da Equação

Na metodologia de Eksergian, aplica-se o conceito de parâmetros generalizados, que é a representação desses parâmetros em função da coordenada generalizada e de coeficientes generalizados, como de velocidade e de aceleração. A partir disso, podemos reescrever termos como o da energia cinética em função das constantes de velocidade. Sendo assim, os coeficientes da equação de Eksergian são obtidos da seguinte forma:

- Inércia generalizada ( $\mathcal{I}(q)$ ): é o termo que acompanha  $\frac{1}{2}\dot{q}$  na equação da energia cinética do sistema, quando a escrevemos em função dos coeficientes de velocidade:

$$T = \frac{1}{2}\dot{q}^2 \left( \{K_V\}^T [M] \{K_V\} + \{K_\omega\}^T [I_{CM}] \{K_\omega\} \right) \quad (2)$$

- Coeficiente centrípeto ( $\mathcal{C}(q)$ ): é originado da primeira forma da equação de Eksergian e calculado por:

$$\mathcal{C}(q) = 0.5 \frac{d(\mathcal{I})}{dq} \quad (3)$$

- Contribuição das forças conservativas ( $\frac{dV}{dq}$ ) e não-conservativas ( $Q^{NC}$ ): escreve-se o trabalho realizado pelas forças em função dos coeficientes de velocidade;

## RESULTADOS E DISCUSSÕES

Para a formulação do modelo dinâmico da transmissão continuamente variável (CVT), adotaram-se simplificações baseadas em Grimberg (2009), que representam o atuador da polia motora como um mecanismo biela-manivela. Essa simplificação reduz o sistema a um único grau de liberdade, permitindo sua descrição por meio da energia cinética e possibilitando o cálculo dos coeficientes da equação de Eksergian.

### Modelagem do Atuador da Polia Motora

Na modelagem dinâmica, o conjunto mecânico é representado por um sistema biela-manivela, em que o braço oscilante que aciona o rolete corresponde à biela, o movimento axial dos pratos da polia equivale ao deslocamento de um pistão, e a manivela é um trecho geométrico fictício que completa o ciclo do movimento.

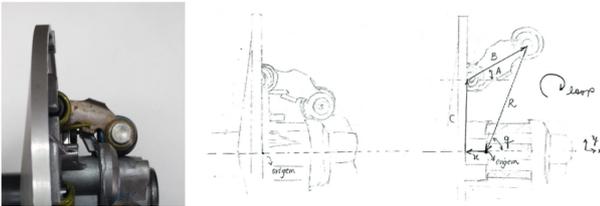


Figura 2: Vista lateral do atuador da polia motora e a simplificação para um mecanismo biela manivela.

Para viabilizar a modelagem, adotaram-se as seguintes hipóteses: o raio da calota da polia é constante; a massa do conjunto formado pelo braço, peso e rolete está concentrada no centro geométrico do rolete; a correia que conecta as polias é inextensível e homogênea; o ângulo de contato

entre a correia e os pratos é suficientemente pequeno para aproximações trigonométricas; o sistema opera sem perdas por atrito; e a mola helicoidal na base do braço oscilante é linear, com constante elástica determinada experimentalmente.

### Determinação dos Coeficientes de Velocidade e de Aceleração

A formulação teve início com a definição da coordenada generalizada  $q$ , representando o ângulo da manivela fictícia em relação ao eixo de simetria da polia, na projeção lateral do mecanismo.

O modelo geométrico foi construído a partir da vista lateral planificada do atuador (Figura 2), destacando a manivela fictícia, o braço oscilante (biela) e a trajetória do rolete sobre a calota. Nessa configuração, aplicou-se o loop vetorial nos eixos  $x$  e  $y$  para estabelecer as relações geométricas entre os componentes.

$$f1 : -x_1 + B\cos(A) - R\cos(q) = 0 \quad (4)$$

$$f2 : C + B\sin(A) - R\sin(q) = 0 \quad (5)$$

Depois disso, determinou-se os coeficientes de velocidade do sistema estudado, definindo a matriz jacobiana do sistema e resolvendo para  $\dot{S}$ . Para o sistema de interesse,  $[J]$  é determinada a seguir,  $\{\dot{S}\}$  é a matriz das velocidades das variáveis  $A$  e  $x_1$  e " $f_i$ " as equações 4 e 5. Assim, teremos:

$$\begin{bmatrix} -B\sin(A) & -1 \\ B\cos(A) & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{A} \\ \dot{x}_1 \end{Bmatrix} = \dot{q} \begin{bmatrix} -R\sin(q) \\ R\cos(q) \end{bmatrix} \quad (6)$$

Resolvendo o sistema para  $\{\dot{S}\}$ , teremos, portanto:

$$\dot{A} = \frac{R\cos(q)}{B\cos(A)} \dot{q} = K_A \dot{q} \quad (7)$$

$$x_1 = [R\sin(q) - R\tan(A)\cos(q)] \dot{q} = K_{x_1} \dot{q} \quad (8)$$

Em que  $K_A$  e  $K_{x_1}$  são os coeficientes de velocidade do ângulo da barra e do deslocamento axial da polia.

$$K_A = \frac{R\cos(q)}{B\cos(A)} \quad (9)$$

$$K_{x_1} = R\sin(q) - R\tan(A)\cos(q) \quad (10)$$

Já os coeficientes de aceleração são obtidos pela derivação dos coeficientes de velocidade em relação à coordenada generalizada  $q$ , conforme descrito pela equação ??:

$$L_A = \frac{\partial K_A}{\partial q} = -\frac{R\sin(q)}{B\cos(A)} + \tan(A) \cdot K_A^2 \quad (11)$$

$$L_{x_1} = \frac{\partial K_{x_1}}{\partial q} = R\cos(q) - R\sec^2(A)\cos(q)K_A + R\tan(A)\sin(q) \quad (12)$$

## Determinação da Inércia Generalizada $\mathcal{I}(q)$

Para determinar a inércia generalizada  $\mathcal{I}(q)$  da polia motora, consideraram-se os termos que influenciam a energia cinética do atuador: três conjuntos braço-peso, cada um com massa  $m_{peso}$  e velocidade linear  $V_1$ , e a parte móvel da polia motora, de massa  $m_{p1}$ , com velocidade linear  $\dot{x}_1$ . O conjunto braço-peso realiza movimento em torno da coordenada generalizada  $q$ , enquanto a parte móvel desloca-se axialmente. Assim, a energia cinética do atuador é expressa por:

$$T = 3 \times \frac{1}{2} m_{peso} V_1^2 + \frac{1}{2} m_{p1} \dot{x}_1^2 \quad (13)$$

Desenvolvendo em função de  $\dot{q}$ , obtém-se:

$$T = \frac{1}{2} \dot{q}^2 (3m_{peso}R^2 + m_{p1}K_{x_1}^2) \quad (14)$$

O termo que acompanha  $\frac{1}{2}\dot{q}^2$  corresponde à inércia generalizada da polia motora:

$$\mathcal{I}_1(q) = 3m_{peso}R^2 + m_{p1}K_{x_1}^2 \quad (15)$$

O coeficiente centrípeto  $\mathcal{C}_1(q)$ , segundo termo da equação de Eksergian, é calculado pela derivada da inércia generalizada, resultando em:

$$\mathcal{C}_1(q) = 0.5 \frac{d}{dq} (3m_{peso}R^2 + m_{p1}K_{x_1}^2) = m_{p1}K_{x_1}L_{x_1} \quad (16)$$

onde  $K_{x_1}$  e  $L_{x_1}$  são os coeficientes de velocidade e aceleração, respectivamente.

## Modelagem do Atuador da Polia Movida

O atuador da polia movida é constituído por dois pratos, um fixo ao eixo de saída e outro móvel, que se desloca axialmente. O fechamento da polia é promovido por uma mola helicoidal de compressão instalada axialmente, e o movimento é guiado por cames que asseguram estabilidade e simetria durante a expansão.

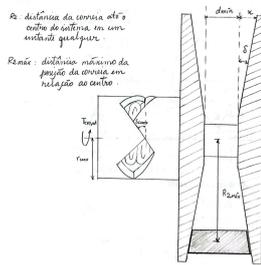


Figura 3: Vista lateral da polia movida

## Determinação dos Coeficientes de Velocidade e de Aceleração

O procedimento de obtenção dos coeficientes de velocidade e de aceleração da posição axial da polia movida inicia-se pela relação entre o deslocamento radial e axial da correia, conforme a equação abaixo:

$$\Delta y_2(t) = x_2(t) \cotg(\delta) \quad (17)$$

Em que  $y_2(t)$  é o movimento radial da correia,  $x_2(t)$  é o movimento axial e  $\delta$  é o ângulo de inclinação do prato das polias.

A posição da correia em relação ao centro da polia será o raio efetivo máximo de contato da correia com a polia, menos o seu deslocamento radial. Como a metade móvel da polia movida varia na direção negativa do eixo de coordenadas adotado inicialmente, a equação de  $R_2$  será:

$$R_2(t) = R_{2,m\acute{a}x} + x_2(t) \cotg(\delta) \Rightarrow x_2(t) = \tan(\delta)(R_2 - R_{2,m\acute{a}x}) \quad (18)$$

Derivando  $x_2(t)$  em relação a  $t$ , obtemos:

$$\frac{dx_2}{dt} = \tan(\delta) \frac{d}{dt} R_2 \quad (19)$$

Da equação anterior, surge a necessidade de calcular a expressão  $\frac{dR_2}{dt}$ , a qual é obtida por meio da análise do comprimento da correia, conforme a figura abaixo.

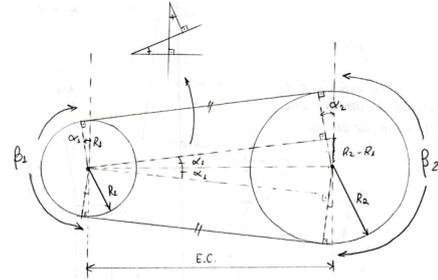


Figura 4: Relações geométricas da correia nas polias.

Do triângulo pontilhado da figura 4, tiramos as relações:

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha \quad (20)$$

$$\sen(\alpha) = \frac{R_2 - R_1}{EC} \quad (21)$$

Com  $\alpha$  pequeno, podemos fazer as considerações:

$$\sen(\alpha) \approx \alpha \quad (22)$$

$$\cos(\alpha) \approx 1 - \frac{\alpha^2}{2} \quad (23)$$

De Cammalleri (2005), o comprimento total da correia é tal que:

$$L = (\pi - 2\alpha)R_1 + (\pi + 2\alpha)R_2 + 2EC \cos(\alpha) \quad (24)$$

$$L = (\pi - 2\alpha)R_1 + (\pi + 2\alpha)R_2 + 2EC - EC\alpha^2 \quad (25)$$

Derivando a nova expressão de  $L$  em relação ao tempo, ficamos com:

$$\frac{dR_2}{dt} = -\frac{dR_1}{dt} \cdot \frac{\pi + \frac{2R_1}{EC} - \frac{2R_2}{EC}}{\pi - \frac{2R_1}{EC} + \frac{2R_2}{EC}} \quad (26)$$

Precisamos calcular, portanto,  $\frac{dR_1}{dt}$ , a qual tiramos da relação da posição da correia em relação ao centro da polia motora. Como  $x_1$  se desloca para o lado negativo do eixo  $x$ , ficamos com:

$$R_1 = R_{1,min} - x_1 \cotg(\delta) \quad (27)$$

Então,

$$\frac{dR_1}{dt} = -\cot g(\delta) \frac{dx_1}{dt} = -\cot g(\delta) K_{x_1} \cdot \dot{q} \quad (28)$$

Assim, a constante de velocidade de  $R_1$ ,  $K_{R_1}$ , é:

$$K_{R_1} = -\cot g(\delta) K_{x_1} \quad (29)$$

Da equação anterior, obtemos a constante de velocidade de  $R_2$ :

$$K_{R_2} = \cot g(\delta) K_{x_1} \cdot \frac{\pi + \frac{2R_1}{EC} - \frac{2R_2}{EC}}{\pi - \frac{2R_1}{EC} + \frac{2R_2}{EC}} \quad (30)$$

Obtidas as relações necessárias, obtemos a equação de  $\frac{dx_2}{dt}$  em função dos parâmetros conhecidos:

$$\frac{dx_2}{dt} = K_{x_1} \cdot \frac{\pi + \frac{2R_1}{EC} - \frac{2R_2}{EC}}{\pi - \frac{2R_1}{EC} + \frac{2R_2}{EC}} \dot{q} \quad (31)$$

Assim, o termo que acompanha  $\dot{q}$  na equação anterior é o coeficiente de velocidade da coordenada  $x_2$ , tal que:

$$K_{x_2} = K_{x_1} \cdot \frac{\pi + \frac{2R_1}{EC} - \frac{2R_2}{EC}}{\pi - \frac{2R_1}{EC} + \frac{2R_2}{EC}} \quad (32)$$

Obtido  $K_{x_2}$ , podemos calcular o coeficiente de aceleração da coordenada  $x_2$ , derivando a equação de  $K_{x_2}$  em relação a  $q$ , conforme já mostrado na equação ???. Então, ficamos com:

$$L_{x_2} = L_{x_1} \cdot \frac{\pi + \frac{2R_1}{EC} - \frac{2R_2}{EC}}{\pi - \frac{2R_1}{EC} + \frac{2R_2}{EC}} + K_{x_1} \cdot \frac{\frac{4\pi}{EC} \cdot (K_{R_1} - K_{R_2})}{\left(\pi - \frac{2R_1}{EC} + \frac{2R_2}{EC}\right)^2} \quad (33)$$

### Determinação da inércia generalizada

Conforme visto anteriormente, a inércia generalizada de um sistema depende da energia cinética do mesmo. Como o sistema estudado nesta seção é o atuador da polia movida, apenas a metade móvel da polia,  $m_{p_2}$ , influencia esse fator. Desse modo, teremos:

$$T = \frac{1}{2} m_{p_2} \dot{x}_2^2 = \frac{1}{2} m_{p_2} K_{x_2}^2 \dot{q}^2 \quad (34)$$

Portanto, a expressão que acompanha  $\frac{1}{2} \dot{q}^2$  é a inércia generalizada, tal que

$$\mathcal{I}_2(q) = m_{p_2} K_{x_2}^2 \quad (35)$$

### Determinação do coeficiente centrípeto

O coeficiente centrípeto da polia movida é função da derivação da energia cinética desse sistema em relação a  $q$ . Assim, teremos:

$$C_2(q) = 0.5 \frac{d\mathcal{I}(q)}{dq} = m_{p_2} K_{x_2} L_{x_2} \quad (36)$$

### Determinação do Trabalho das Forças Conservativas

No sistema modelado, a energia potencial resulta principalmente das molas de torção da polia motora e da mola de compressão da polia movida. A polia motora possui três pares de molas de torção com constante elástica  $k_t$  e pré-carga  $A_0$ . Já a polia movida conta com uma mola de compressão, de constante elástica  $k_2$  e pré-carga  $x_{20}$ .

Dessa forma, a energia potencial armazenada nessas molas é expressa por:

$$V_1 = 3 \cdot 2 \cdot \frac{1}{2} k_t (A + A_0)^2 = 3k_t (A + A_0)^2 \quad (37)$$

$$V_2 = \frac{1}{2} k_2 (x_2 + x_{20})^2 \quad (38)$$

O trabalho virtual associado às forças conservativas é obtido pela derivada da energia potencial em relação à coordenada generalizada. Assim, o trabalho total será:

$$\frac{dV}{dq} = 6k_t (A + A_0) K_A + k_2 (x_2 + x_{20}) K_{x_2} \quad (39)$$

### Determinação do Trabalho das Forças Não-conservativas

Na formulação das forças não conservativas, consideradas no lado direito da equação de Eksergian, foram incluídas apenas aquelas que realizam trabalho virtual associado à coordenada generalizada  $q$ , única do sistema. A força de contato da correia foi considerada interna e, portanto, desconsiderada na modelagem. Foram consideradas duas forças não conservativas relevantes: a força centrífuga  $F_{cf1}$ , atuante sobre os pesos móveis da polia motora e dependente da velocidade angular, e a força axial equivalente  $F_{2_{camed}}$ , relacionada ao torque de saída  $T_{out}$ .

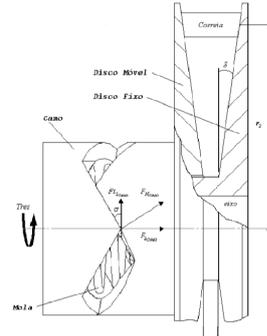


Figura 5: Força no came decomposta na direção axial e tangencial.

$$\begin{aligned} \delta W_{NC} &= F_{cf1} \cdot \frac{dy_{1p}}{dq} \cdot \delta q + F_{2_{camed}} \cdot \frac{dx_2}{dq} \cdot \delta q \\ &= (3m_p \omega^2 R \text{sen}(q)) \cdot K_{x_1} \cdot \delta q + \\ &+ \frac{T_{out}}{r_{camed} \cdot \tan(\delta_{camed})} \cdot K_{x_2} \cdot \delta q \end{aligned} \quad (40)$$

E, portanto, a força generalizada não conservativa é o termo que multiplica  $\delta q$ :

$$\begin{aligned} Q^{NC} &= 3m_p \omega^2 R \text{sen}(q) \cdot K_{x_1} + \\ &+ \frac{T_{out}}{r_{camed} \cdot \tan(\delta_{camed})} \cdot K_{x_2} \end{aligned} \quad (41)$$

Definido o último coeficiente da equação de Eksergian para o sistema, sua equação de movimento será:

$$\begin{aligned}
& [3m_{\text{peso}}(K_{x1p}^2 + K_{y1p}^2) + m_{p1}K_{x1}^2 + m_{p2}K_{x2}^2] \ddot{q} \\
& + 3m_{\text{peso}}(K_{x1p}L_{x1p} + K_{y1p}L_{y1p}) \dot{q}^2 \\
& + m_{\text{prato}}K_{x1}L_{x1}\dot{q}^2 + m_{p2}K_{x2}L_{x2}\dot{q}^2 \\
& + 6k_t(A + A_0)K_A + k_2(x_2 - x_{20})K_{x_2} = \\
& = 3m_p\omega^2 R \text{sen}(q) \cdot K_{x_1} + \frac{T_{\text{out}}}{r_{\text{came}} \cdot \tan(\delta_{\text{came}})} \cdot K_{x_2} \quad (42)
\end{aligned}$$

Após a determinação das equações de movimento da polia motora e da polia movida, partiu-se para a implementação no MATLAB e a posterior simulação do sistema.

## Implementação Computacional do Modelo

Após o agrupamento dos coeficientes da equação de Eksergian para as duas polias, a modelagem matemática foi implementada no ambiente *Simulink* para simulação do comportamento dinâmico do sistema. A abordagem adotada utilizou um modelo discreto no domínio do tempo, com passo fixo de 1 ms e integração numérica pelo método explícito de Euler. O núcleo do modelo está em um bloco MATLAB *Function*, denominado *CVT\_Dynamics*, que recebe como entradas o vetor de estado atual  $q_0$  (posição e velocidade da coordenada generalizada), o torque de entrada  $T_{in}$  e a velocidade angular do motor  $w$ .

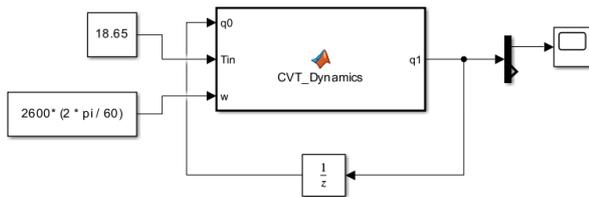


Figura 6: Implementação realizada no Simulink, com valores ilustrativos de torque e rotação.

Dentro do bloco, os coeficientes da equação de Eksergian são atualizados conforme o modelo no espaço de estados, reescrito como sistema de primeira ordem (Equação 5), e integrado passo a passo pelo método de Euler. A saída do bloco é o vetor de estado atualizado  $q_1$ , contendo a nova posição e velocidade.

Para análise do desempenho dinâmico da transmissão continuamente variável (CVT), o modelo foi integrado ao sistema computacional completo do protótipo Mini Baja da UNICAMP, desenvolvido também em *Simulink*. Esse modelo abrange os principais subsistemas do veículo, como motor, transmissão, rodas, freios, suspensão, pista e chassi, permitindo simulações integradas. O subsistema de transmissão, onde está inserido o bloco *CVT\_Dynamics*, conecta-se ao motor pelo torque gerado e fornece o torque transmitido às rodas traseiras, funcionando como elo entre motor e sistema de tração.

Como saídas, o modelo fornece as principais variáveis de interesse: deslocamento, velocidade linear e aceleração do veículo, possibilitando análises quantitativas da eficiência da transmissão e auxiliando na escolha de um setup mais adequado às exigências das provas.

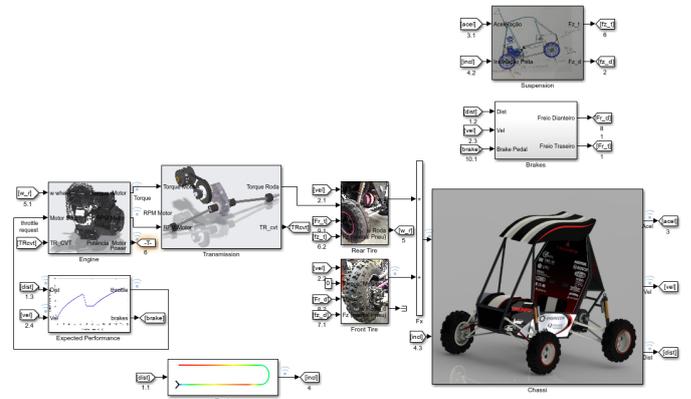


Figura 7: Modelo computacional do protótipo de mini-baja, da Equipe Unicamp Baja SAE.

## CONCLUSÃO

Este trabalho desenvolveu um modelo matemático e computacional da transmissão CVT por polias expansivas com correia de borracha, focado na dinâmica do sistema atuador. A implementação no ambiente *Simulink* possibilitou a criação de um simulador que fornece variáveis de desempenho, como posição, velocidade e aceleração ao longo do tempo, baseado na equação de Eksergian. A ferramenta será integrada ao modelo dinâmico do protótipo Baja SAE da UNICAMP para análise da eficiência da transmissão sob diferentes condições de pista e estratégias de controle. Atualmente, a simulação está em andamento, e a próxima etapa contempla a exploração de configurações físicas da CVT visando a otimização do desempenho do veículo.

## Referências

- [1] COMET. Industrial Products Brochure. Disponível em: <https://www.cometclutches.com/wp-content/uploads/2018/02/Comet-Industrial-Products-Brochure-UPDATED-1.8.18-min.pdf>. Acesso em: 6 mar. 2025.
- [2] AAEN, Olav. Clutch Tuning Handbook. Disponível em: <https://pt.scribd.com/document/391668443/Clutch-Tuning-Handbook-0-Aaen->. Acesso em: 6 mar. 2025.
- [3] BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. Elementos de máquinas de Shigley: projeto de engenharia mecânica. 8. ed. Porto Alegre, RS: AMGH, 2011. 1084 p. ISBN 9788563308207.
- [4] KIM, K.; KIM, H. Axial Forces of a V-Belt CVT. *KSME Journal*, v. 3, n. 1, 1989.
- [5] CARMALLERI, M. A new approach to the design of speed-torque-controlled Rubber V-belt Variator. *Proc. IMechE*, v. 219, 2005.
- [6] GRIMBERG, Marcelo Nogueira. Modelagem e Otimização de Uma CVT por Polias Expansivas. Trabalho de Graduação – Universidade Estadual de Campinas, 2009.
- [7] ALBUQUERQUE, Alfredo Alves de. Caracterização da resposta dinâmica de uma CVT por polias expansivas. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual de Campinas, 2003.
- [8] DOUGHTY, Samuel. *Mechanics of Machines*. New York, NY: S. Doughty, 2001. 467 p. ISBN 9781411663008.