

CONTROLE DA VELOCIDADE LONGITUDINAL DE VEÍCULOS AUTÔNOMOS

JOÃO PEDRO ALVES MARIANO, MARCELO COSTA MONTEIRO

2017050479, 2014139487

E-mails: joaopedro13@ufmg.br , marcelocm96@ufmg.br

Abstract_ This report involves modelling, linearization and control for an autonomous vehicle in order to control its longitudinal velocity given a reference.

Keywords_ control systems, feedback, autonomous vehicles, cruise control, direct synthesis

Resumo_ O presente trabalho envolve a modelagem, linearização e projeto de controle para um veículo autônomo de forma a controlar sua velocidade longitudinal dada uma referência.

Palavras-chave_ controle, realimentação, veículos autônomos, controle de cruzeiro, síntese direta

1 Descrição do Sistema

A planta a ser controlada trata-se de um veículo autônomo e o foco será controlar a velocidade longitudinal, ou seja, a velocidade trata-se da variável controlada. A variável manipulada pelo controlador será o sinal de abertura da válvula borboleta que regula a injeção da mistura ar-combustível no motor. Por fim, temos como distúrbio a inclinação da pista.

Em uma situação real, um veículo é afetado pelas seguintes forças, que também estão ilustradas na Figura 1.

- Força do motor;
- Atrito com o ar;
- Atrito de rolagem;
- Força de frenagem;
- Força da gravidade;

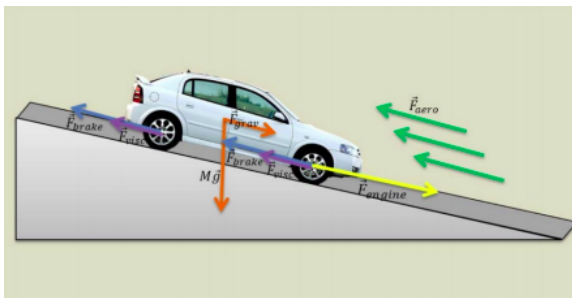


Figura 1. Diagrama de forças

Para fins de simplificação, não será considerada a força de frenagem, ou seja, o veículo poderá ter sua velocidade reduzida somente por redução na aceleração e ação degenerativa das demais forças.

2 Modelagem

Para a modelagem do sistema, adota-se uma abordagem caixa branca. Em suma, o método baseia-se, primeiro, no desenvolvimento de equações

dinâmicas para o sistema, seguido de um processo de linearização das mesmas para se encontrar um modelo de função de transferência para a planta. Iniciando pela análise da dinâmica do sistema, considera-se um modelo com base no formalismo de Newton-Euler. Sabe-se que as forças descritas anteriormente são dadas pelas seguintes relações:

$$\vec{F}_{engine} = T(\omega) \frac{n}{r} u = T(\alpha_n v) \alpha_n u$$

$$T(\omega) = T_{max} \left(1 - \beta \left(\frac{\omega}{\omega_{max}} - 1 \right)^2 \right)$$

$$\omega = \frac{n}{r} v = \alpha_n v$$

$$\vec{F}_{aero} = \frac{1}{2} \rho C_d A |v| v$$

$$\vec{F}_{visc} = M g C_r \sin(v)$$

$$\vec{F}_{grav} = M g \sin(\theta)$$

Portanto, temos o somatório de forças na equação (1):

$$M \dot{v} = T(\alpha_n v) \alpha_n u - M g C_r - \frac{1}{2} \rho C_d A v^2 - M g \sin(\theta)$$

Explicita-se as variáveis presentes nas relações anteriores:

- M = massa total do veículo e carga
- v = velocidade
- u = sinal de abertura da válvula
- θ = inclinação da pista
- α_n = raio efetivo da roda
- g = aceleração da gravidade
- C_r = coeficiente de atrito de rolagem
- ρ = densidade do ar
- A = área frontal do veículo

Os valores das constantes presentes são conhecidos, como mostra a tabela 1.

Parâmetro	Valor	Unidade
M	989	kg
α_n	[40 25 16 12 10]	m ⁻¹
g	9.8	m/s ²
Cr	0.01	-
Cd	0.32	-
ρ	1.3	kg/m ³
A	2.42	m ²
Wmax	420	rad/s
Tmax	190	Nm
β	0.4	-

Tabela 1. Valores das constantes

Ressalta-se que a relação (1) é não-linear, sendo necessária a aplicação de um processo de linearização em busca de obter uma função de transferência para o sistema em torno de um ponto de equilíbrio $ss = (v_o, u_o, \alpha_{no}, \theta_o)$, ou seja, quando o somatório das forças é zero. Por simplificação, em um primeiro momento, vamos considerar α_{no} e θ_o como constantes e seguir com a linearização como é mostrado a seguir:

$$m \frac{dv}{dt} = f(v, u) = \frac{\partial f}{\partial v} |_{ss} \hat{v} + \frac{\partial f}{\partial u} |_{ss} \hat{u} \quad (2)$$

A derivada parcial de $T(\alpha_n v)$ é dada por:

$$\frac{\partial T}{\partial v} = \frac{-2a_n T_{max} \beta (a_n v - \omega_{max})}{\omega_{max}^2} = \frac{2a_n T_{max} \beta}{\omega_{max}} - \frac{2a_n^2 T_{max} \beta}{\omega_{max}^2} v$$

Assim temos:

$$m \frac{dv}{dt} = (\alpha_n u_o \frac{\partial T}{\partial v} - \rho C_d A v_o) \hat{v} + T(\alpha_n v_o) \alpha_n \hat{u}$$

Substituindo as variáveis de desvio \hat{v} e \hat{u} simplesmente por v e u :

$$m \frac{dv}{dt} = (\alpha_n u_o \frac{\partial T}{\partial v} - \rho C_d A v_o) v + T(\alpha_n v_o) \alpha_n u$$

Aglutinando os termos desconhecidos em um par de novos termos δ e η , obtém-se a equação (3):

$$\frac{dv}{dt} = \eta v + \delta u \quad (3)$$

$$\eta = (-\alpha_n u_o \frac{2a_n T_{max} \beta (a_n v_o - \omega_{max})}{\omega_{max}^2} - \rho C_d A v_o) / m$$

$$\delta = \alpha_n T_{max} (1 - \beta (\frac{\alpha_n}{\omega_{max}} v_o - 1)^2) / m$$

Aplicando Laplace à equação e desenvolvendo o resultante, pode-se obter um protótipo de função de transferência para o sistema:

$$s V(s) = \eta V(s) + \delta U(s)$$

$$\frac{V(s)}{U(s)} = G_{MA}(s) = \frac{\delta}{s - \eta} \quad (4)$$

Para encontrarmos os valores desconhecidos da função de transferência, é possível analisar o comportamento do sistema em malha aberta. Então, utilizando o software Matlab juntamente com o Simulink, elaborou-se um modelo do sistema presente na figura 2 e seguindo a relação 1. Utilizando $\alpha_n = 40$, foi constatado que a resposta para um degrau em u é uma curva amortecida como um sistema de primeira ordem, como mostram as figura 3 e 4.

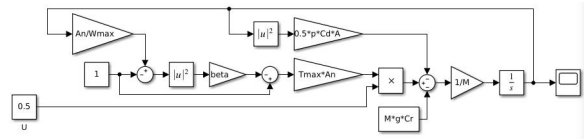


Figura 2. Modelo para simulação

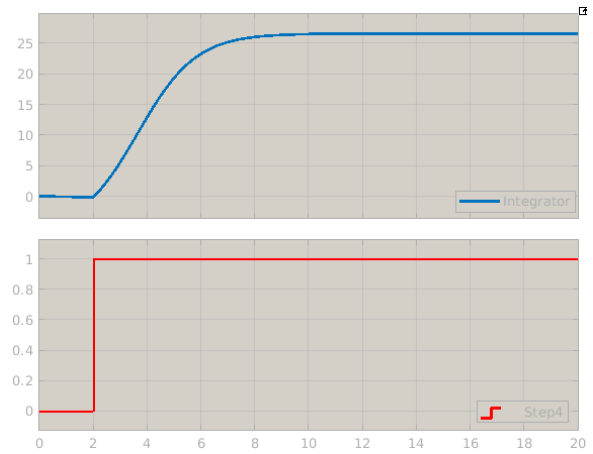


Figura 3. Resultado da simulação para malha aberta

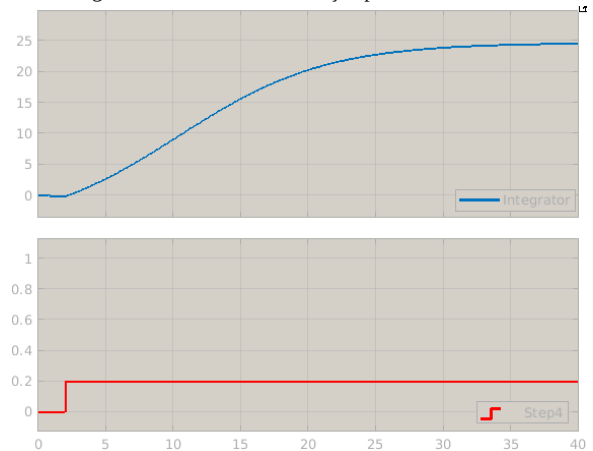


Figura 4. Resultado da simulação para malha aberta

Pode-se observar que para uma amplitude menor na entrada, a velocidade cresce mais lentamente. Para garantir e validar o modelo elaborado, realizou-se ainda novas simulações com diferentes valores para α_n e u , como mostra a figura 5.

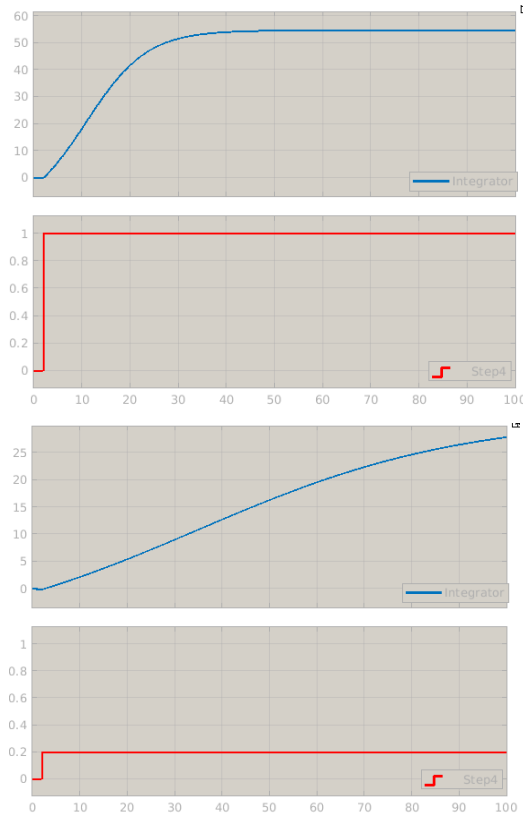


Figura 5. Resultados da simulação 3 para malha aberta ($\alpha_n = 16$)

É notório a influência da entrada u na aceleração e, assim como espera-se de um automóvel, que para marchas maiores a aceleração diminui mas a velocidade final aumenta.

1.1. Modelo de 1ª ordem

Aproximando este sistema para um sistema de 1ª ordem, observa-se um ganho $\delta = 13.25$ e uma constante de tempo $\tau = 0.5$. Utilizando uma função de transferência como a (5) e comparando com o modelo do sistema, obtemos as curvas mostradas na figura 6.

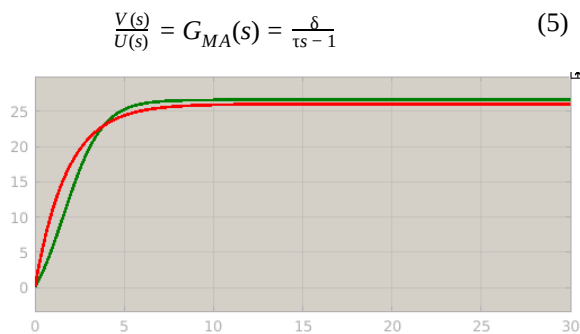


Figura 6. Comparação com modelo de primeira ordem

$$\frac{V(s)}{U(s)} = G_{MA}(s) = \frac{\delta}{\tau s + 1} \quad (5)$$

Tal modelo é válido, mas pode ser melhor aproximado por outros dois modelos, descritos a seguir.

2.2. Modelo de 1ª ordem com atraso no tempo

Adicionando um atraso na entrada a partir de um termo e^{-ks} no denominador, compensamos o início da curva que é menos acentuada, como mostra a figura 7.

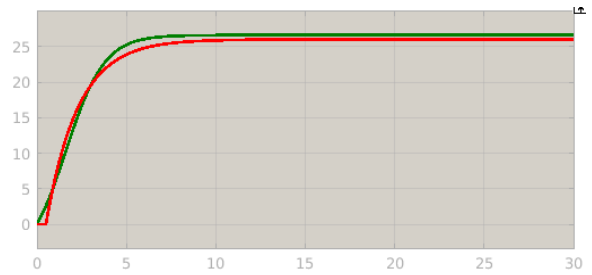


Figura 7. Comparação com modelo FOPDT

2.3. Modelo de 2ª ordem

Utilizando uma função de transferência como a da relação 6, é possível obter a curva mostrada na figura 8.

$$\frac{V(s)}{U(s)} = G(s) = \frac{k}{h1.s^2 + h2.s + 1} \quad (6)$$

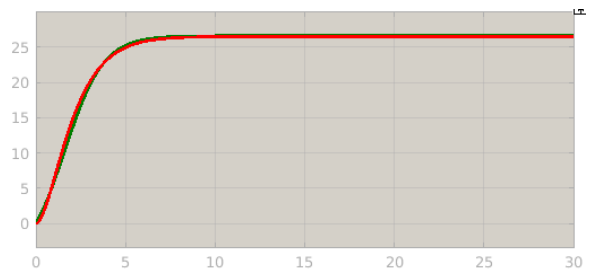


Figura 8. Comparação com modelo de 2ª ordem

No entanto, foi constatado que as modelagens acima, por apresentarem ganhos lineares, exigiram diferentes coeficientes para diferentes entradas, como mostra a tabela 2.

u	k	h1	h2
1	26	1	2
0.9	29	1.25	2.5
0.8	33	1.5	2.8
0.7	38	2.4	3.2
0.6	44	3.6	3.6
0.5	52	4	4
0.25	104	16	8

Tabela 2. Resultado da simulação para malha aberta

Tal comportamento é decorrente das não-linearidades do sistema e por isso optou-se por analisar as funções de transferência do sistema em torno de diferentes pontos de operação.

2.4 Modelos de 1ª ordem para diferentes pontos de operação

Modela-se a seguir sistemas de primeira ordem (1 pólo, nenhum zero) e utilizando tempo de acomodação (T_a) de 5%, ou seja, quando o sistema chega a 95% do valor final. Para tal, será utilizado $\alpha_n = 16$, que abrange velocidades típicas da cidade.

Ponto de equilíbrio: $v = 19.94\text{m/s}$ e $u = 0.1$.

95% do valor final ($v = 18.93\text{m/s}$) em $T_a = 242.24\text{s}$.

Logo, $\tau = T_a/3 = 80.7\text{s}$

Ganho em regime permanente:

$$G(s=0) = 19.94/0.1 = 199.4$$

Portanto:

$$G(v = 19.94\text{m/s}, u = 0.1) = 199.4/(80.7s + 1)$$

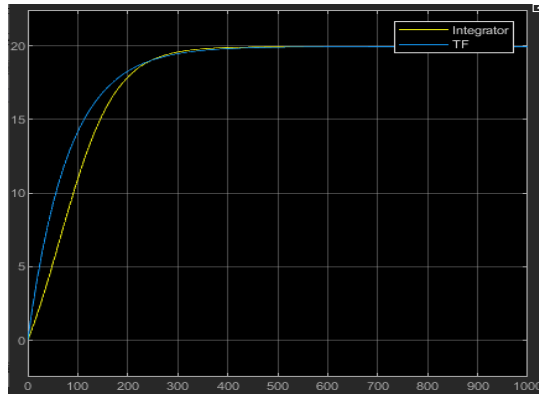


Figura 9. Modelo linear para o 1º ponto de equilíbrio

Ponto de equilíbrio: $v = 38.3\text{m/s}$ e $u = 0.3$.

95% do valor final ($v = 36.37\text{m/s}$) em $T_a = 85.3\text{s}$.

Logo, $\tau = T_a/3 = 28.43\text{s}$

Ganho em regime permanente:

$$G(s=0) = 38.3/0.3 = 127.66$$

Logo:

$$G(v = 38.3\text{m/s e } u = 0.3) = 127.66/(28.43s + 1)$$

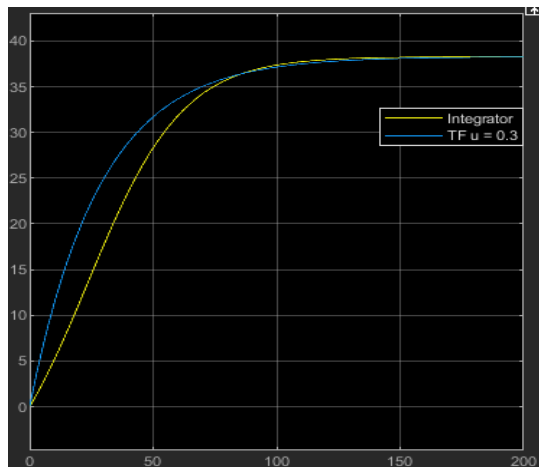


Figura 10. Modelo linear para o 2º ponto de equilíbrio

Ponto de equilíbrio: $v = 46.17\text{m/s}$ e $u = 0.5$.

95% do valor final ($v = 43.86\text{m/s}$) em $T_a = 54.38\text{s}$.

Logo, $\tau = T_a/3 = 18.13\text{s}$

Ganho em regime permanente:

$$G(s=0) = 46.17/0.5 = 92.34$$

Portanto:

$$G(v = 46.17\text{m/s e } u = 0.5) = 92.34/(18.13s + 1)$$

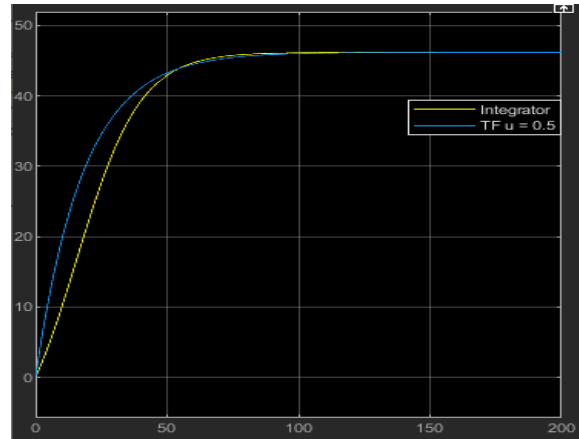


Figura 11. Modelo linear para o 3º ponto de equilíbrio

Ponto de equilíbrio: $v = 51.54\text{m/s}$ e $u = 0.75$.

95% do valor final ($v = 48.96\text{m/s}$) em $T_a = 37.58\text{s}$.

Logo, $\tau = T_a/3 = 12.53\text{s}$

Ganho em regime permanente:

$$G(s=0) = 51.54/0.75 = 68.72$$

Portanto:

$$G(v = 51.54\text{m/s e } u = 0.75) = 68.72/(12.53s + 1)$$

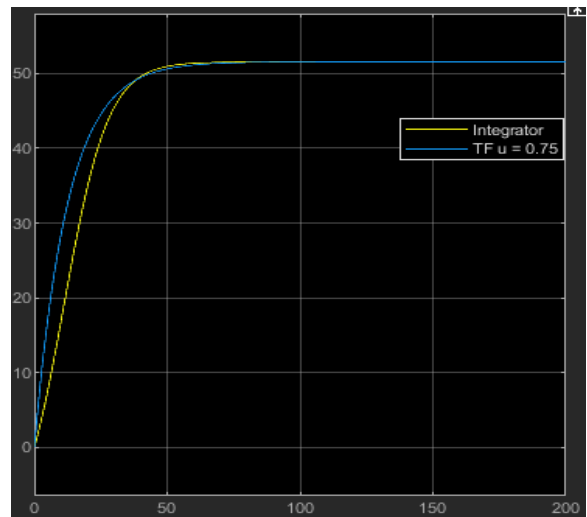


Figura 12. Modelo linear para o 4º ponto de equilíbrio

3 Controle

De posse do modelo satisfatório do sistema, descrito pelas funções de transferência em 2.4, dá-se início ao desenvolvimento do controlador a partir do método de síntese direta.

$$C(s) = \frac{1}{G(s)} \frac{1}{t_a s} \quad (7)$$

Para tal, substituímos cada uma das funções de transferência em $G(s)$ e obtivemos os controladores em s .

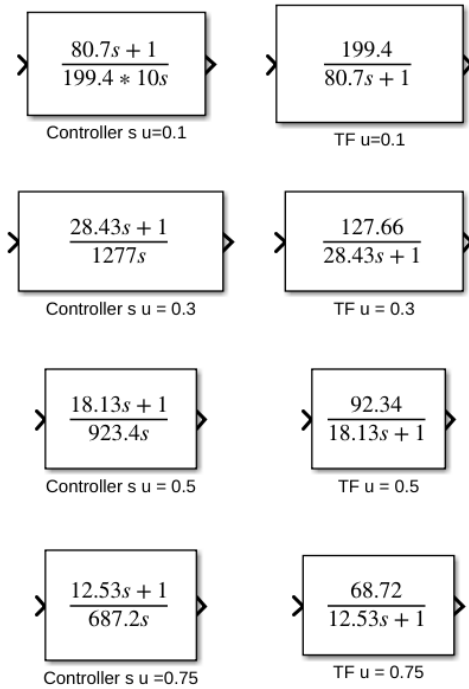


Figura 11. Controladores em s

Para discretizar o sistema, escolhemos o período de amostragem $T = 1$, com base na décima parte da menor constante de tempo que é 12.53s dos modelos listados na seção anterior. Após isso, utilizamos a função `c2d` para discretizar cada um dos controladores e obtermos os controladores em z .

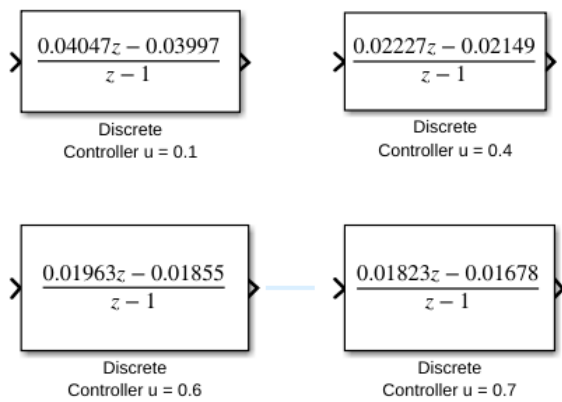


Figura 12. Controladores em z

Para conectá-los corretamente a planta, elabora-se o chaveamento entre os controladores como mostra o diagrama presente no Apêndice A deste relatório.

4 Compensação da Perturbação (Ação Feedforward)

Assumindo que a inclinação do terreno é uma perturbação mensurável, é possível corrigir seu efeito na dinâmica do sistema por meio de um controlador adicional. Tendo em vista que a intensidade da força gravitacional varia instantaneamente com a variação do ângulo de inclinação do terreno, pode-se calcular a intensidade desta força e compensá-la incluindo um termo aditivo a $u(t)$.

$$C_{ff}(\theta) = \frac{Mg \sin(\theta)}{T(\alpha_n v) \alpha_n}$$

5 Validação do Controlador

Após modelarmos o controlador, validamos a partir de Set Points (SP) variados. Pudemos observar que na marcha selecionada o controlador se restringiu a um valor máximo de velocidade próximo a 55 m/s, como demonstrado abaixo com o SP em 100 m/s.

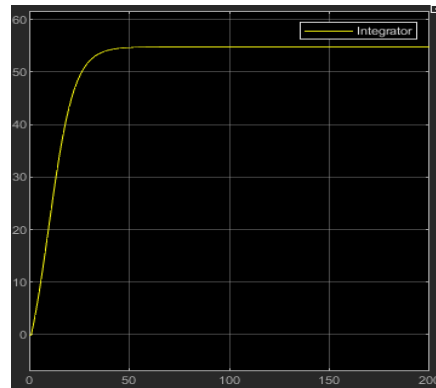


Figura 13. SP = 100 m/s

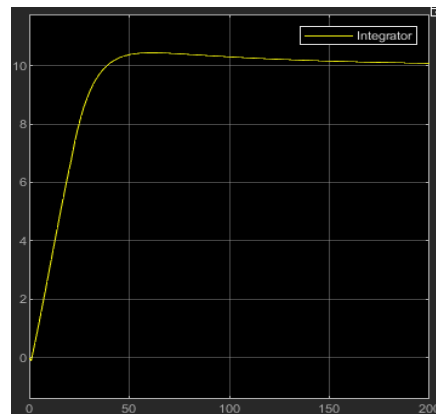


Figura 14. SP = 10 m/s

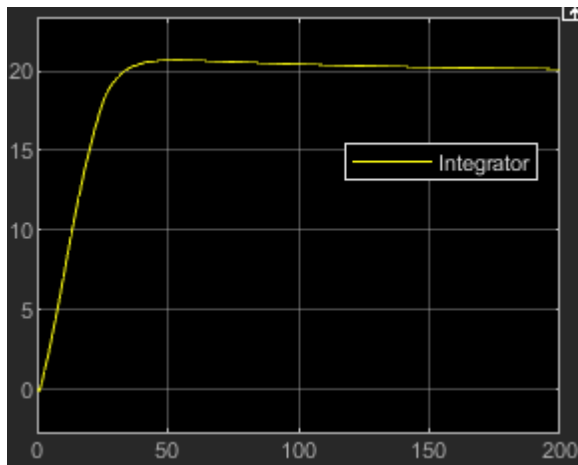


Figura 15. SP = 20 m/s

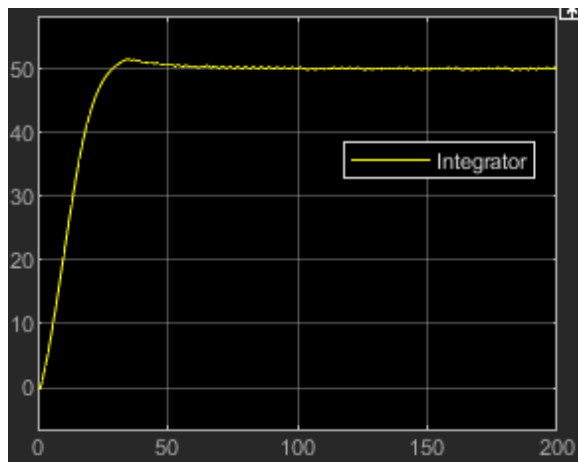


Figura 16. SP = 50 m/s

Para testarmos em diferentes inclinações, percebemos que a saturação limita a velocidade máxima. A partir de 0.2 rad de inclinação o carro não tem força para continuar a subida dependendo de sua velocidade. Como no exemplo abaixo em que, embora o SP esteja 50 m/s, a inclinação (0.29 rad) faz com que a velocidade vá a zero.

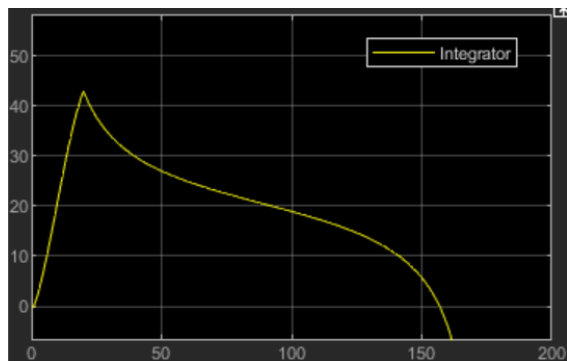


Figura 17. SP = 50 m/s I = 0.29 rad

Com o mesmo SP e inclinação de 0.2 rad a velocidade se estabiliza próxima a 38 m/s como previsto a seguir

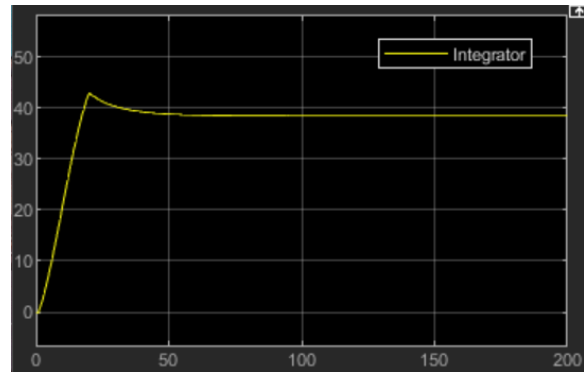


Figura 18. SP = 50 m/s I = 0.2 rad

Em casos onde o SP é inferior e o terreno não é muito inclinado o controlador funcionou relativamente bem, como abaixo em que SP = 20 m/s e a inclinação é de 0.2 rad

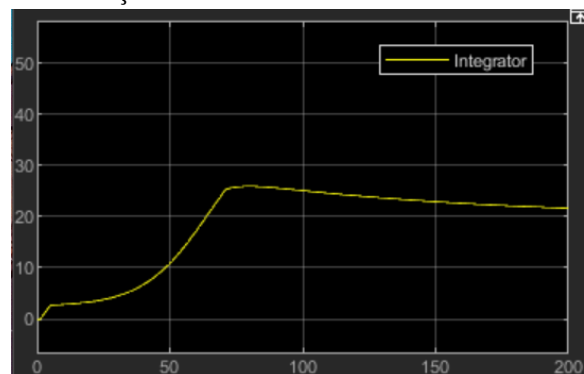


Figura 19. SP = 20 m/s I = 0.2 rad

6 Conclusão

Ao longo deste trabalho, ficou evidente que para realizar o controle de sistemas é necessário ter um modelo que descreva com fidelidade o sistema ou planta em questão. Foram necessárias diferentes estratégias de modelagem para que fosse possível compreender o sistema e chegar a um modelo válido.

Ainda assim, a estratégia de chavear controladores foi necessária para que fosse possível abranger diferentes pontos de operação. Por fim, o controle de marchas também pode ser realizado com uma estratégia similar e considerando o sistema com duas entradas.

Referências Bibliográficas

[1] MOZELLI, Leonardo. **Trabalho Prático Projeto de Controlador Usando Transformadas**. Departamento de Engenharia Eletrônica, Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais.

Apêndice A

