



**UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA**



**DIPARTIMENTO
DI INGEGNERIA
DELL'INFORMAZIONE**

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA DELL'INFORMAZIONE

CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA ELETTRONICA

**“PROGETTAZIONE DI UN SISTEMA DI CRUISE CONTROL
CON ANTI-WINDUP”**

Relatore: Prof. Mattia Bruschetta

Laureando: Nicola Crivellari

ANNO ACCADEMICO 2022 – 2023

Data di laurea 25/09/2023

Indice

Abstract	3
Introduzione	5
1 Analisi del sistema	8
1.1 Modellizzazione del sistema di Cruise Control	8
1.1.1 Descrizione fisica e legge dell'accelerazione	8
1.1.2 Analisi delle forze di disturbo	9
1.1.3 Analisi della forza motrice	10
1.1.4 Ottimizzazione della legge della forza motrice	11
1.2 Funzione di trasferimento	12
1.2.1 Sistema non lineare	12
1.2.2 Linearizzazione	12
1.2.3 Ottimizzazione attraverso il metodo delle matrici	15
1.2.4 Sistema con disturbo	18
2 Progettazione del sistema di controllo	20
2.1 Introduzione alla progettazione	20
2.2 Controllore PID	22
3 Simulazione del modello	26
3.1 Introduzione alla progettazione	26
3.2 Parametri del sistema	27
3.3 Simulazione del sistema con e senza disturbo	28
3.5 Controllo PD	31
3.6 Controllo PID	32
3.7 Controllo PID con Anti-Windup	33
4 Conclusioni	36
Riferimenti	40

Abstract

Il presente studio propone l'analisi e la progettazione di un sistema di Cruise Control, con l'obiettivo di contrastare gli effetti delle variazioni di pendenza e della resistenza aerodinamica.

La fase iniziale del lavoro, ovvero l'analisi del sistema, si concentra sulla modellazione del sistema di Cruise Control, che comprende una descrizione della fisica del problema con l'analisi della legge di moto.

Particolare attenzione è riservata all'impatto delle forze di disturbo, con una strategia mirata alla caratterizzazione della forza motrice. Successivamente, viene sviluppata la funzione di trasferimento, affrontando sia il comportamento non lineare del sistema che la sua linearizzazione per semplificare l'analisi. Nella progettazione del Sistema di Controllo si utilizza un controllore di tipo PID.

Attraverso una simulazione basata su MATLAB viene esaminato l'impiego di una strategia Anti-Windup, mirato a mitigare gli effetti derivanti dalle saturazioni dell'attuatore.

Introduzione

Il sistema di Cruise Control rappresenta un componente di fondamentale importanza all'interno del panorama dell'automazione veicolare, in quanto svolge un ruolo cruciale nell'assicurare un controllo altamente efficiente sulla velocità di un veicolo. Questo documento si prefigge l'obiettivo di condurre un'analisi approfondita e una fase di progettazione relativa al sistema in questione.

All'interno della sezione iniziale, denominata "Analisi del Sistema", ci concentriamo sul processo di modellizzazione del sistema di Cruise Control, affrontando la descrizione fisica che caratterizza il sistema stesso. In questa fase, poniamo una particolare enfasi sulla chiara esposizione della legge di moto che governa il sistema, fornendo inoltre un'analisi delle varie forze di disturbo che possono influenzarlo. Non ci limitiamo a questo, ma procediamo anche con un'analisi della forza motrice che guida il veicolo, ponendo particolare attenzione all'ottimizzazione della legge della forza motrice. Tutto ciò viene compiuto con l'intento finale di garantire un funzionamento ottimale dell'intero sistema.

Successivamente, approfondiamo la definizione della funzione di trasferimento relativa al sistema di Cruise Control. In questa fase, vengono considerate le dinamiche non lineari del sistema, con una particolare focalizzazione sulla loro linearizzazione. Inoltre, procediamo con ulteriori analisi e ottimizzazioni attraverso l'utilizzo del metodo delle matrici.

La seconda sezione, "Progettazione del Sistema di Controllo", introduce il processo di progettazione del sistema di controllo, mettendo in evidenza l'importanza cruciale di un approccio metodico in questa fase critica. Viene presentata una panoramica delle fasi fondamentali che costituiscono il nucleo centrale di questo processo di progettazione.

Viene analizzata l'implementazione del controllore Proporzionale-Integrativo-Derivativo (PID), che costituisce un elemento centrale nella progettazione del sistema di Cruise Control. In questa parte del documento, forniamo una visione complessiva di come tale controllore possa essere impiegato in modo efficace per raggiungere un controllo della velocità del veicolo stabile e preciso.

Passando alla sezione "Simulazione del Modello", introduciamo un elemento cruciale nella validazione e nell'ottimizzazione del sistema di controllo, ovvero la simulazione del modello. In questa parte del documento, mettiamo in rilievo i principi fondamentali associati alla simulazione stessa, sottolineando l'importanza di parametri accurati e realistici.

Sono utilizzate simulazioni per mettere in luce le prestazioni del sistema di Cruise Control sia in condizioni di normale funzionamento che in presenza di disturbi esterni, contribuendo così a una valutazione delle capacità del sistema stesso.

Viene considerata anche l'implementazione di un controllo Proporzionale-Derivativo (PD), offrendo una prospettiva alternativa per il controllo della velocità del veicolo.

È ulteriormente approfondita l'implementazione del controllore PID, prendendo in considerazione scenari specifici e fornendo una valutazione delle sue prestazioni.

Infine, viene esaminata l'implementazione di un controllo PID con meccanismi Anti-Windup, mirati a migliorare ulteriormente la stabilità del sistema in situazioni in cui le condizioni operative subiscono variazioni.

La conclusione del documento, nella sezione "Conclusioni", sintetizza i risultati emersi dall'analisi e dalla progettazione del sistema di Cruise Control, offrendo considerazioni conclusive sulle prestazioni del sistema e suggerendo eventuali sviluppi futuri e possibili applicazioni.

1 Analisi del sistema

Il capitolo si focalizza sull'analisi del sistema di Cruise Control. Inizialmente, viene presentata la modellizzazione del sistema, che comprende la descrizione fisica e la legge dell'accelerazione, l'analisi delle forze di disturbo e la valutazione della forza motrice. Successivamente, si approfondisce l'ottimizzazione della legge della forza motrice. La sezione successiva si concentra sulla funzione di trasferimento, analizzando il sistema sia in forma non lineare che dopo una fase di linearizzazione. Viene inoltre esplorata l'ottimizzazione utilizzando il metodo delle matrici e infine viene considerato il caso di un sistema con disturbo.

1.1 Modellizzazione del sistema di Cruise Control

1.1.1 Descrizione fisica e legge dell'accelerazione

In questo progetto adotteremo un modello di veicolo caratterizzato da una specifica massa. Su tale veicolo agisce una forza motrice, la quale è soggetta a perturbazioni generate da due fattori dinamici fondamentali: la forza peso e la forza aerodinamica, comunemente indicata come "drag force".



Figura 1

L'accelerazione del veicolo emerge come il risultato di una somma vettoriale delle varie forze in gioco che agiscono sulla vettura stessa.

L'equazione risultante è:

$$m \frac{dv}{dt} = F_d - F_a - F_g$$

Da cui si può ricavare la legge dell'accelerazione per il moto del mezzo:

$$\dot{v} = \frac{1}{m}(F_d - F_a - F_g)$$

1.1.2 Analisi delle forze di disturbo

Affronteremo ora l'analisi delle due forze di disturbo: la forza peso e la cosiddetta drag force.

La forza peso rappresenta l'attrazione gravitazionale esercitata sulla massa m del veicolo, in questo caso dovremmo tenere in considerazione l'inclinazione θ del piano e l'accelerazione di gravità g .

La forza peso è data da:

$$F_g = mg \sin(\theta)$$

Per quanto riguarda la drag force, è una componente cruciale quando il veicolo si sposta attraverso l'aria. Questa forza si oppone al movimento del veicolo, aumentando con la velocità.

La formula che definisce tale forza è la seguente:

$$F_a = C_a(v + v_w)^2$$

dove C_a è il coefficiente di resistenza aerodinamica, v è la velocità imposta dal veicolo e v_w è la velocità del vento.

Per questo progetto, considereremo l'angolo di inclinazione nullo e in assenza di vento, quindi:

$$\theta = 0, v_w = 0$$

Si ottiene:

$$F_g \Big|_{\theta=0} = 0, F_a = C_a v^2$$

Pertanto, la legge dell'accelerazione diventa:

$$\dot{v} = \frac{1}{m}(F_d - C_a v^2).$$

1.1.3 Analisi della forza motrice

La forza motrice è una componente fondamentale nel contesto del movimento di un veicolo. Essa rappresenta la forza che viene applicata al veicolo per accelerarlo o decelerarlo. In altre parole, è la forza che spinge o tira il veicolo in una determinata direzione, causando una variazione nella sua velocità.

La forza motrice può essere generata da vari meccanismi, come un motore a combustione interna, un motore elettrico o qualsiasi altra fonte di energia che spinge il veicolo avanti. La quantità di forza motrice è spesso controllabile e regolabile dall'operatore del veicolo, che può aumentarla o diminuirla per adeguare la velocità o l'accelerazione del veicolo alle esigenze del momento.

Nel contesto di un veicolo soggetto a forze di disturbo come la forza peso e la forza aerodinamica, la forza motrice deve superare queste influenze avverse per far sì che il veicolo si muova con la velocità desiderata. La somma delle forze di disturbo e della forza motrice determina l'accelerazione o la decelerazione complessiva del veicolo.

La forza motrice è rappresentata dalla trasformata di Laplace:

$$\dot{F}_d = \frac{1}{T}(C_1 u(t - \tau) - F_d)$$

Nella quale, C_1 è il coefficiente di proporzionalità, τ è il ritardo di comunicazione costante e T è il ritardo dinamico del sistema di trasmissione.

Inoltre, la forza motrice è positiva in caso di accelerazione e negativa in fase di decelerazione; in entrambi i casi, la forza non è infinita ma ha un limite di saturazione. Questi limiti sono chiamati $F_{d_{max}}$ come limite massimo dell'accelerazione e $F_{d_{min}}$ come limite massimo di decelerazione.

Si può sintetizzare il tutto con tale espressione: $F_{d_{min}} \leq F_d \leq F_{d_{max}}$.

1.1.4 Ottimizzazione della legge della forza motrice

Considerando la formula precedentemente analizzata, ovvero $\dot{F}_d = \frac{1}{T}(C_1 u(t - \tau) - F_d)$, si può riscrivere in questo modo:

$$(1 + Ts)F_d(s) = C_1 e^{-\tau s} U(s)$$

Per poter ottenere un modello del sistema, deve esserci lo stesso parametro in tutte le equazioni differenziali. In questo caso, avendo già la legge dell'accelerazione in funzione del tempo t , si è utilizzata la trasformata di Laplace nell'equazione in funzione del tempo per poter ottenere la legge della forza motrice in funzione di s .

Pertanto, la legge della forza motrice è:

$$F_d(s) = \frac{C_1 e^{-\tau s}}{1 + Ts} U(s) .$$

1.2 Funzione di trasferimento

1.2.1 Sistema non lineare

Il modello del sistema è dato dalle seguenti equazioni:

$$\begin{cases} \dot{v} = \frac{1}{m}(F_d - C_a v^2) \\ \dot{F}_d = \frac{1}{T}(C_1 u(t - \tau) - F_d) \\ y = v \end{cases}$$

Le prime due equazioni sono state oggetto di un'analisi preliminare e costituiscono i due pilastri fondamentali del nostro sistema di Cruise Control. L'equazione $y = v$ descrive l'uscita del sistema, che nel nostro caso rappresenta la velocità selezionata dal conducente. Quest'ultima deve manifestare un errore prossimo allo zero e garantire un tempo di risposta appropriato per adempiere alle richieste previste.

Emerge con chiarezza che la non linearità del sistema deriva dalla presenza della legge di accelerazione, la quale incorpora un termine quadratico. L'obiettivo che ci prefiggiamo è di linearizzare il sistema al fine di agevolarne l'analisi in modo più semplice ed efficiente. A tale scopo, adotteremo il metodo di linearizzazione, consentendoci così di soddisfare questa esigenza con precisione e coerenza.

1.2.2 Linearizzazione

Viene illustrato come un sistema non lineare può essere approssimato, nell'intorno di un punto di equilibrio, da un modello lineare.

Dato il sistema:

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = f(x(t), u(t)) \\ y(t) = h(x(t), u(t)) \end{cases}$$

e sia $u(t) = \bar{u}$ un ingresso costante.

Sia (\bar{x}, \bar{u}) un suo punto di equilibrio. Si definiscano i segnali

$$\delta_x(t) = x(t) - \bar{x}, \quad \delta_u(t) = u(t) - \bar{u}, \quad \delta_y(t) = y(t) - \bar{y}.$$

Quindi, si può riscrivere il sistema così:

$$\begin{cases} \frac{d(\delta_x(t) + \bar{x})}{dt} = \delta_x(t) = f(\bar{x} + \delta_x(t), \bar{u} + \delta_u(t)) \\ \delta_y(t) + \bar{y} = h(\bar{x} + \delta_x(t), \bar{u} + \delta_u(t)) \end{cases}$$

Si indichi $\frac{\delta f}{\delta x}$ la matrice quadrata di ordine n che ha per elemento di posizione i, j la derivata di f (la i -esima componente di f) rispetto alla j -esima variabile di stato x_j . Analogamente, si indichi con $\frac{\delta f}{\delta u}$ il vettore colonna che ha per elementi le derivate di f_i , $i = 1, 2, \dots, n$, rispetto a u , e con $\frac{\delta h}{\delta x}$ il vettore riga che ha per elementi le derivate di h , rispetto a x_i , $i = 1, 2, \dots, n$. Gli elementi di $\frac{\delta f}{\delta x}$, $\frac{\delta f}{\delta u}$ e $\frac{\delta h}{\delta x}$ sono funzioni di x e u cosicché, valutandoli in corrispondenza del punto di equilibrio (\bar{x}, \bar{u}) , si ottengono valori reali. Si ponga dunque:

$$A = \left. \frac{\delta f}{\delta x} \right|_{\substack{x = \bar{x} \\ u = \bar{u}}} \in \mathbb{R}^{n \times n}, \quad b = \left. \frac{\delta f}{\delta u} \right|_{\substack{x = \bar{x} \\ u = \bar{u}}} \in \mathbb{R}^{n \times 1},$$

$$c = \left. \frac{\delta h}{\delta x} \right|_{\substack{x = \bar{x} \\ u = \bar{u}}} \in \mathbb{R}^{1 \times n}, \quad d = \left. \frac{\delta h}{\delta u} \right|_{\substack{x = \bar{x} \\ u = \bar{u}}} \in \mathbb{R}.$$

Ora, sviluppando le funzioni f e h attorno al punto di equilibrio, il sistema mostrato precedentemente può essere riscritto nella forma:

$$\begin{cases} \delta_x \dot{(t)} = f(\bar{x}, \bar{u}) + \left. \frac{\delta f}{\delta x} \right|_{\substack{x = \bar{x} \\ u = \bar{u}}} \delta_x(t) + \left. \frac{\delta f}{\delta u} \right|_{\substack{x = \bar{x} \\ u = \bar{u}}} \delta_u(t) + o(\delta_x, \delta_u) \\ \delta_y(t) + \bar{y} = h(\bar{x}, \bar{u}) + \left. \frac{\delta h}{\delta x} \right|_{\substack{x = \bar{x} \\ u = \bar{u}}} \delta_x(t) + \left. \frac{\delta h}{\delta u} \right|_{\substack{x = \bar{x} \\ u = \bar{u}}} \delta_u(t) + o(\delta_x, \delta_u) \end{cases}$$

Ricordando che $f(\bar{x}, \bar{u}) = 0$ e $\bar{y} = h(\bar{x}, \bar{u})$ si ha:

$$\begin{cases} \delta_x \dot{(t)} = A \delta_x(t) + b \delta_u(t) + o(\delta_x, \delta_u) \\ \delta_y(t) = c \delta_x(t) + d \delta_u(t) + o(\delta_x, \delta_u) \end{cases}$$

che descrive la dinamica degli scostamenti $\delta_x(t)$, $\delta_u(t)$ e $\delta_y(t)$.

Se i segnali $\delta_x(t)$ e $\delta_u(t)$ sono sufficientemente piccoli, i termini $o(\delta_x, \delta_u)$ possono essere trascurati e il sistema precedente può essere approssimato:

$$\begin{cases} \delta_x \dot{(t)} = A \delta_x(t) + b \delta_u(t) \\ \delta_y(t) = c \delta_x(t) + d \delta_u(t) \end{cases}$$

In sintesi, quando il sistema si mantiene vicino al punto di equilibrio, è possibile approssimare la dinamica degli scostamenti attraverso un modello lineare. Questa condizione riveste un'importanza fondamentale per due ragioni principali:

-I modelli lineari sono notevolmente più semplici da analizzare rispetto a quelli non lineari.

-

Nella pratica dell'ingegneria, è comune che l'ingresso e lo stato di un sistema non lineare restino limitati in prossimità di un punto di equilibrio.

Quindi, nel nostro caso, il sistema linearizzato è il seguente:

$$\begin{cases} \frac{dv}{dt} = \frac{1}{m}(-2C_a \bar{v} \delta v + \delta F_d) \\ \frac{dF_d}{dt} = \frac{1}{T}(C_1 \delta u(t - \tau) - \delta F_d) \\ y = \delta v \end{cases}$$

dove \bar{v} è il valore costante della velocità.

Per ricavare la funzione di trasferimento, è necessario calcolare la trasformata di Laplace delle equazioni differenziali ponendo le condizioni iniziali nulle:

$$\begin{cases} sV(s) = \frac{1}{m}(F_d(s) - 2C_a\bar{v}V(s)) \\ F_d(s) = \frac{C_1 e^{-\tau s}}{1 + Ts} U(s) \\ Y(s) = V(s) \end{cases} \quad [1]$$

Risolviendo il sistema, si ottiene l'uscita del nostro sistema:

$$Y(s) = V(s) = \frac{C_1}{2C_a\bar{v}} \frac{e^{-\tau s}}{(1 + Ts)(1 + \frac{m}{2C_a\bar{v}}s)} U(s)$$

Quindi, la funzione di trasferimento è:

$$G(s) = \frac{V(s)}{U(s)} = \frac{C_1}{2C_a\bar{v}} \frac{e^{-\tau s}}{(1 + Ts)(1 + \frac{m}{2C_a\bar{v}}s)}$$

1.2.3 Ottimizzazione attraverso il metodo delle matrici

Evoluzione forzata dello stato

L'evoluzione forzata dello stato è data dalla:

$$x_f(t) = \int_0^t e^{A(t-\tau)} b u(\tau) d\tau$$

Questo significa che l'equazione assume la forma di un integrale di convoluzione. Pertanto, è vantaggioso esaminarne la trasformata di Laplace. Per fare ciò, applichiamo la trasformata di Laplace ad entrambi i lati dell'equazione originale:

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + bu(t), \\ y(t) = cx(t) + du(t), \end{cases}$$

Considerando che l'evoluzione forzata rappresenta la soluzione dell'equazione differenziale corrispondente a condizioni iniziali nulle. Indicando con $X_f(s)$ il vettore che ha per componenti le trasformate di Laplace di $x_f(t)$ e con $U(s)$ la trasformata di Laplace dell'ingresso $u(t)$, e ricordando la linearità della trasformata, si ottiene:

$$sX_f(s) = AX_f(s) + bU(s)$$

Perciò:

$$X_f(s) = [(sI - A)^{-1}]bU(s)$$

che evidenzia come $X_f(s)$ sia il prodotto della quantità $(sI - A)^{-1}b$ indipendente dall'ingresso per la trasformata $U(s)$ dell'ingresso. In particolare, il termine $(sI - A)^{-1}b$ è la trasformata dell'evoluzione forzata dello stato in corrispondenza all'ingresso impulsivo; infatti, in corrispondenza all'ingresso $u(t) = \delta(t)$ si ha $U(s) = 1$ cosicché $X_{f,\delta}(s) = (sI - A)^{-1}b$.

Evoluzione forzata dell'uscita

La trasformata di Laplace $Y_f(s)$ dell'evoluzione forzata dell'uscita si ottiene facilmente trasformando ambo i membri della seconda espressione del sistema precedentemente scritta:

$$Y_f(s) = cX_f(s) + dU(s)$$

Sostituendo l'espressione scritta nell'evoluzione forzata dello stato per $X_f(s)$ si ottiene:

$$Y_f(s) = [c(sI - A)^{-1}b + d]U(s) = W(s)U(s)$$

che mostra come anche l'evoluzione forzata dell'uscita sia prodotto di un termine

$$W(s) = c(sI - A)^{-1}b + d$$

sia non dipendente dall'ingresso, per la trasformata di Laplace dell'ingresso. Si verifica all'istante che $W(s)$ è la trasformata dell'evoluzione forzata dell'uscita in corrispondenza ad un ingresso impulsivo $u(t) = \delta(t)$:

$$Y_{f,\delta}(s) = W(s).$$

La $W(s)$ che gioca un'importante parte nella teoria del controllo si dice funzione di trasferimento del sistema:

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + bu(t), \\ y(t) = cx(t) + du(t), \end{cases}$$

La sua antitrasformata è l'evoluzione dell'uscita corrispondente ad un ingresso impulsivo ed è chiamata risposta impulsiva del sistema. Quest'ultima si ottiene facilmente sostituendo $\delta(t)$ a $u(t)$ nell'espressione:

$$y_f(t) = c \int_0^t e^{A(t-\tau)}bu(\tau)d\tau + du(t)$$

Funzione di trasferimento $G(s)$

Nel nostro caso, si hanno le seguenti matrici (considereremo la funzione di trasferimento con il nome di $G(s)$ e non con $W(s)$):

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{2C_a\bar{v}}{m} & \frac{1}{m} \\ 0 & -\frac{1}{T} \end{bmatrix}, b = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{C_1 e^{-\tau s}}{T} \end{bmatrix}, c = [1 \quad 0], d = 0.$$

Sapendo che la formula per la funzione di trasferimento è: $G(s) = c(sI - A)^{-1}b + d$, possiamo inserire le varie matrici e, pertanto, risulta:

$$G(s) = [1 \quad 0] \left[s \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} -\frac{2C_a\bar{v}}{m} & \frac{1}{m} \\ 0 & -\frac{1}{T} \end{bmatrix} \right]^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{C_1 e^{-\tau s}}{T} \end{bmatrix}$$

Otteniamo:

$$G(s) = \frac{C_1}{2C_a\bar{v}} \frac{e^{-\tau s}}{(1 + Ts)(1 + \frac{m}{2C_a\bar{v}}s)}.$$

1.2.4 Sistema con disturbo

Quando vi è la presenza di disturbi come il vento e la pendenza, nel modello del sistema si considerano anche tali forze contrarie rispetto al moto del veicolo.

Perciò, il modello diventa:

$$\begin{cases} sV_2(s) = \frac{1}{m}(F_d(s) - 2C_a\bar{v}V(s) - 2C_a v_w - mg\sin(\theta)) \\ F_d(s) = \frac{C_1 e^{-\tau s}}{1 + Ts} U(s) \\ Y(s) = V_2(s) \end{cases}$$

Da cui, osservando il modello precedente [1] si ottiene che l'uscita del sistema è:

$$Y(s) = V(s) - \frac{2C_a v_w}{m} - g\sin(\theta)$$

Come si può notare, i disturbi influenzano la velocità del veicolo e grazie all'utilizzo di un opportuno controllore è possibile ridurre l'errore introdotto.

2 Progettazione del sistema di controllo

Il secondo capitolo si dedica alla progettazione del sistema di controllo. Inizialmente, viene fornita un'introduzione al processo di progettazione, delineando i principali obiettivi e requisiti. Successivamente, viene approfondito il concetto di controllore PID (Proporzionale, Integrato, Derivativo), illustrando le sue componenti e il loro ruolo nel regolare il sistema. Si esplora come il controllore PID possa essere utilizzato per ottenere una risposta desiderata nel sistema di Cruise Control, garantendo stabilità e precisione nel mantenimento della velocità.

2.1 Introduzione alla progettazione

Il problema relativo al sistema di Cruise Control consiste nell'assicurare che la velocità di uscita v del sistema sia mantenuta conforme all'impostazione derivante dal segnale in ingresso, basato sul comando v_R fornito dal conducente. La progettazione del controllore è condotta considerando una configurazione ad anello chiuso, caratterizzata da un modello lineare, come rappresentato nella Figura 2.

La funzione del controllore, $C(s)$, è concepita per modulare la funzione ad anello aperto in modo tale da ottenere le prestazioni desiderate in termini di comportamento ad anello chiuso. Le funzioni dell'impianto, $G(s)$, rappresentano gli attuatori e la componente di controllo del sistema, mentre i parametri dell'impianto sono prevalentemente determinati dagli aspetti funzionali dell'obiettivo di controllo.

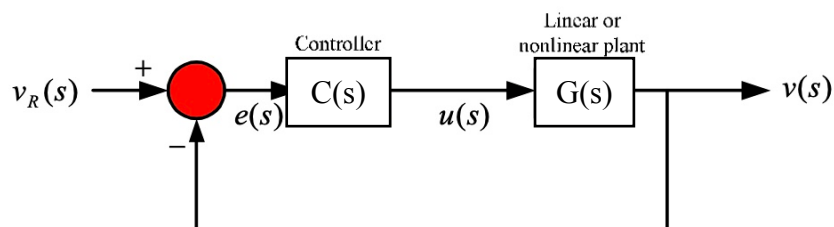


Figura 2

Considerando che il sistema in questione è di natura non lineare, è stato adottato un controllore del tipo proporzionale-integrale-derivativo (PID) per realizzare l'architettura proposta.

Il sistema può essere rappresentato dalla Figura 2 e la retroazione descritta dallo schema unitaria negativa ovvero il segnale $y(t)$ viene riportato all'ingresso del controllore e con segno opposto rispetto all'originale.

L'equazione ($r(t) = v_R(t)$ e $y(t) = v(t)$):

$$e(t) = r(t) - y(t)$$

rappresenta l'errore compiuto dal sistema nel far inseguire il segnale di riferimento $r(t)$ dall'uscita $y(t)$.

La determinazione della funzione di trasferimento del sistema risulta notevolmente agevolata passando al dominio delle trasformate di Laplace per cui l'errore $e(t)$ diviene:

$$E(s) = R(s) - Y(s)$$

Questo viene trasmesso al controllore che produce il segnale:

$$U(s) = C(s)E(s) = C(s)(R(s) - Y(s))$$

Che, attraverso l'utilizzatore, diventa :

$$Y(s) = G(s)U(s) = C(s)G(s)E(s) = C(s)G(s)(R(s) - Y(s))$$

Pertanto, ottengo la funzione di trasferimento del sistema:

$$T(s) = \frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{G(s)C(s)}{1 + G(s)C(s)}$$

Il compito principale del controllore $C(s)$ è quello di trasformare il segnale in ingresso $E(s)$ in un segnale $U(s)$, influenzando il guadagno di Bode nella catena aperta e introducendo zeri e poli il cui effetto si combinerà con quello del sistema. Questa modifica della funzione di trasferimento è necessaria per ottenere un'uscita che non solo mantenga la BIBO stabilità e la resilienza alle piccole perturbazioni dello stato del sistema, ma che soddisfi anche tutti i requisiti specifici stabiliti durante la fase di progettazione.

In particolare le specifiche sono:

- Tempo di salita;
- Sovraelongazione;
- Errore a regime;
- Tempo di assestamento.

2.2 Controllore PID

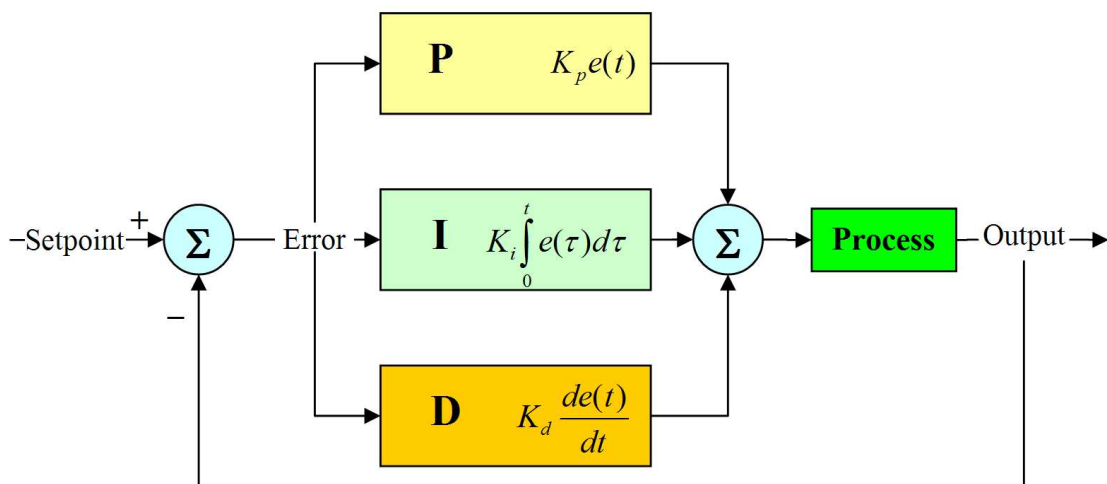


Figura 3

Il controllore PID è un tipo di controllore utilizzato comunemente nell'automazione e nel controllo dei sistemi per regolare una grandezza di output in modo da raggiungere un valore desiderato tenendo conto dell'errore tra il valore desiderato e il valore effettivo della

grandezza controllata. L'acronimo "PID" sta per Proporzionale-Integrale-Derivativo, che rappresenta le tre componenti principali del controllore.

I tre controlli di un PID vengono calcolate separatamente e semplicemente sommate algebricamente:

$$u(t) = u_p(t) + u_I(t) + u_D(t).$$

Controllo proporzionale

Tale controllo è ottenuto dal prodotto tra il segnale d'errore $e(t)$ e la costante K_p :

$$u_p(t) = K_p e(t)$$

Il controllo proporzionale corregge l'errore presente in modo direttamente proporzionale all'entità dell'errore stesso.

Il coefficiente K_p indica quanto velocemente il controllore risponde all'errore e quanto influisce sull'azione di controllo complessiva. Maggiore è il valore di K_p , maggiore sarà l'azione correttiva del controllore in risposta all'errore.

L'azione di controllo proporzionale è immediata e risponde in proporzione all'errore attuale, cercando di ridurlo al valore desiderato. Tuttavia, in alcuni casi, un controllo puramente proporzionale può portare a oscillazioni attorno al valore desiderato, senza raggiungerlo stabilmente, a causa delle caratteristiche dinamiche del sistema controllato.

Controllo integrale

Tale controllo è dato dal prodotto tra l'integrale nel tempo del segnale d'errore $e(t)$ e la costante K_I :

$$u_I(t) = K_I \int_0^t e(\tau) d\tau$$

La componente integrale agisce per correggere gradualmente gli errori che persistono nel tempo.

Il controllo integrativo funziona accumulando l'errore cumulativo nel corso del tempo e applicando un'azione di controllo proporzionale all'entità di tale accumulo. Questo accumulo è proporzionale al coefficiente di guadagno integrale (K_I). Maggiore è il valore di K_I , maggiore sarà l'azione correttiva del controllore in risposta agli errori persistenti.

L'azione di controllo integrativo risolve l'errore a lungo termine che potrebbe non essere affrontato efficacemente da una componente proporzionale (P) da sola. Tuttavia, è importante tarare con attenzione il coefficiente di guadagno integrale, poiché un valore troppo elevato potrebbe causare oscillazioni indesiderate o instabilità nel sistema.

Controllo derivativo

Tale controllo è rappresentato dalla formula seguente:

$$u_D(t) = K_D \frac{de(t)}{dt}$$

La componente derivativa agisce per stabilizzare la risposta del sistema alle variazioni rapide dell'errore.

Il controllo derivativo funziona monitorando la velocità di cambio dell'errore nel tempo e applicando un'azione di controllo proporzionale a questa variazione. Questa azione è proporzionale al coefficiente di guadagno derivativo (K_D). Un valore più alto di K_D aumenterà l'effetto dell'azione di controllo derivativa.

L'azione di controllo derivativa aiuta a prevenire oscillazioni indesiderate e a migliorare la stabilità del sistema. Quando l'errore cambia rapidamente, il controllo derivativo "anticipa" questa variazione e applica un'azione di controllo per ridurre l'effetto della variazione stessa.

Tuttavia, un controllo derivativo troppo aggressivo può amplificare il rumore o le oscillazioni presenti nel sistema e potrebbe non essere adatto a tutti i tipi di sistemi.

In sintesi, $u(t)$ può essere scritta nella forma:

$$u(t) = K_p e(t) + K_I \int_0^t e(\tau) d\tau + K_D \frac{de(t)}{dt}.$$

Nella quale il controllore PID può essere scritto come:

$$C_{PID}(s) = K_p + \frac{K_i}{s} + K_d s$$

È possibile sintetizzare i comportamenti delle tre componenti in una tabella:

Azione	Tempo di salita	Sovraelongazioni	Errore a regime
K_p	Diminuisce	Aumenta	Diminuisce
K_i	Diminuisce	Aumenta	Eliminato
K_d	Leggera variazione	Diminuisce	Invariato

Dalla caratteristica di trasferimento del controllore PID, è facile dedurre alcuni controllori più semplici come il controllore P (con $K_d = K_i = 0$), PI (con $K_d = 0$) e PD (con $K_i = 0$). Tuttavia, è importante ricordare che non è possibile implementare controllori con funzioni di trasferimento improprie, cioè con più zeri che poli.

3 Simulazione del modello

Il terzo capitolo si concentra sulla simulazione del modello del sistema di Cruise Control. Dopo una breve introduzione alla progettazione, vengono analizzati i parametri che influenzano il comportamento del sistema. Successivamente, vengono eseguite simulazioni del sistema sia in condizioni normali che considerando l'effetto di disturbi esterni. Si approfondisce poi l'applicazione del controllore PD, valutando il suo impatto sul sistema. Successivamente, si passa all'analisi dell'efficacia del controllore PID e si esplora come l'implementazione di una strategia Anti-Windup possa migliorare le prestazioni complessive del sistema di controllo.

3.1 Introduzione alla progettazione

Simulink è un ambiente di simulazione e modellazione grafica sviluppato da MathWorks. È un'estensione di MATLAB che permette agli ingegneri e ai ricercatori di creare modelli dinamici, sistemi di controllo, sistemi meccanici e altri sistemi complessi utilizzando una rappresentazione visuale a blocchi.

Nel Simulink, i modelli vengono costruiti collegando blocchi che rappresentano diversi componenti del sistema e definendo le relazioni tra di essi. Questa interfaccia visuale facilita la comprensione e la modifica dei modelli, consentendo agli utenti di simulare il comportamento dei sistemi e analizzare le loro prestazioni.

Simulink è ampiamente utilizzato nell'ingegneria, nella ricerca e nello sviluppo di sistemi dinamici in settori come l'automazione, l'elettronica, la meccanica, il controllo di processo, l'automotive, l'aerospazio e molti altri. È uno strumento potente per la progettazione, l'analisi e la verifica di sistemi complessi.

Di seguito è rappresentato il progetto del sistema di Cruise Control appena analizzato mediante Simulink.

Il progetto in questione accoglie in ingresso una velocità di riferimento determinata dal guidatore, che viene quindi integrata in un sistema retroazionato composto sequenzialmente da un controllore PID e da una funzione di trasferimento. Le condizioni ambientali, come le raffiche di vento e la pendenza della strada, influenzano il comportamento del sistema.

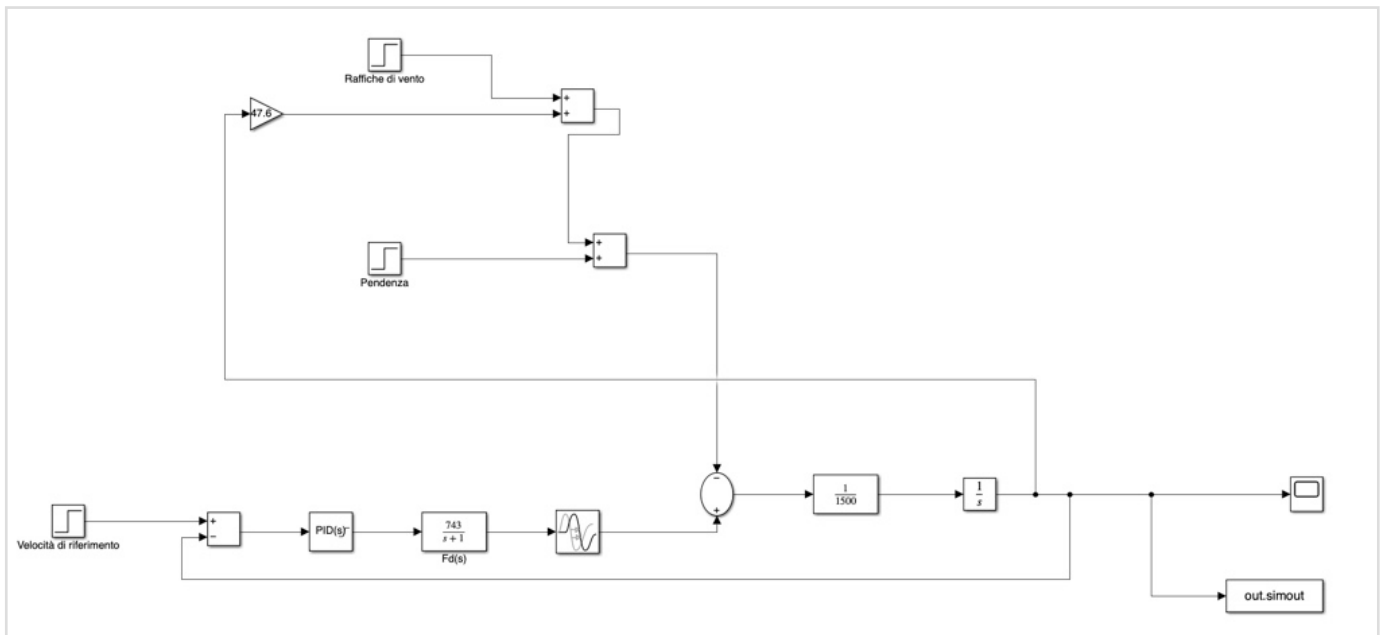


Figura 4

3.2 Parametri del sistema

Parametri	Valori	Unità di misura
Velocità di riferimento	20	m/s
C_1	743	
Tempo di trasmissione	1	s
Ritardo costante	0,001	s
Massa	1500	kg
C_a	1,19	$N/(m/s)^2$
Accelerazione di gravità	9,81	m/s^2
Velocità del vento	10	m/s
Pendenza	5	°

I parametri sono stati scelti basandosi sulle caratteristiche dei veicoli reali. Infatti, il valore del tempo di ritardo costante rappresenta il valore reale di un'auto con motore a benzina. Un motore a diesel avrebbe richiesto più tempo poiché bisogna attendere l'azionamento della turbina.

Il sistema di Cruise Control è sottoposto a dura prova, poiché una pendenza di 5° richiede un considerevole impegno da parte del controllore. Inoltre, l'incidenza di raffiche di vento aumenta il rischio che il controllore non sia in grado di reagire in modo efficace per attenuare tale disturbo.

In tali circostanze, risulta fondamentale implementare una strategia di controllo PID che possa adeguatamente gestire le variazioni del terreno e le perturbazioni causate dalle condizioni atmosferiche. È opportuno considerare anche l'adozione di sistemi di monitoraggio e correzione in tempo reale al fine di garantire un funzionamento ottimale del Cruise Control in situazioni critiche.

3.3 Simulazione del sistema con e senza disturbo

In una configurazione ideale caratterizzata da una superficie completamente orizzontale e da condizioni di assenza totale di vento, si configura un ambiente privo di influenze esterne o di disturbi rilevanti. In questa circostanza, si apre la possibilità di condurre uno studio approfondito e meticoloso del sistema, consentendo di analizzarne le dinamiche e le prestazioni con un elevato grado di precisione e affidabilità. L'assenza di variabili esterne introduce una condizione di controllo ottimale, offrendo così una base solida per l'analisi del sistema in questione.

Il grafico (Figura 5) presenta l'analisi della risposta in frequenza del sistema in assenza di perturbazioni. È possibile osservare che si verifica un errore a regime non trascurabile, poiché la velocità raggiunta è di 18,6 m/s e il tempo di salita è di circa 3 secondi. È essenziale evidenziare l'overshoot, che è contenuto entro il 5%.

Tuttavia, l'aspetto critico che richiede attenzione è l'errore a regime, in quanto un conducente non può operare a una velocità inferiore a quella richiesta. Di conseguenza, sarà necessario apportare modifiche all'uscita del sistema, calibrando con precisione il controllore PID, al fine di evitare sia un'eventuale sottostima che un superamento del limite imposto.

L'analisi del grafico suggerisce una direzione d'azione chiara. In prima istanza, risulta conveniente prendere in considerazione la componente integrativa, poiché, dato che la velocità non coincide con quella desiderata, si può azzerare l'errore a regime, oppure in

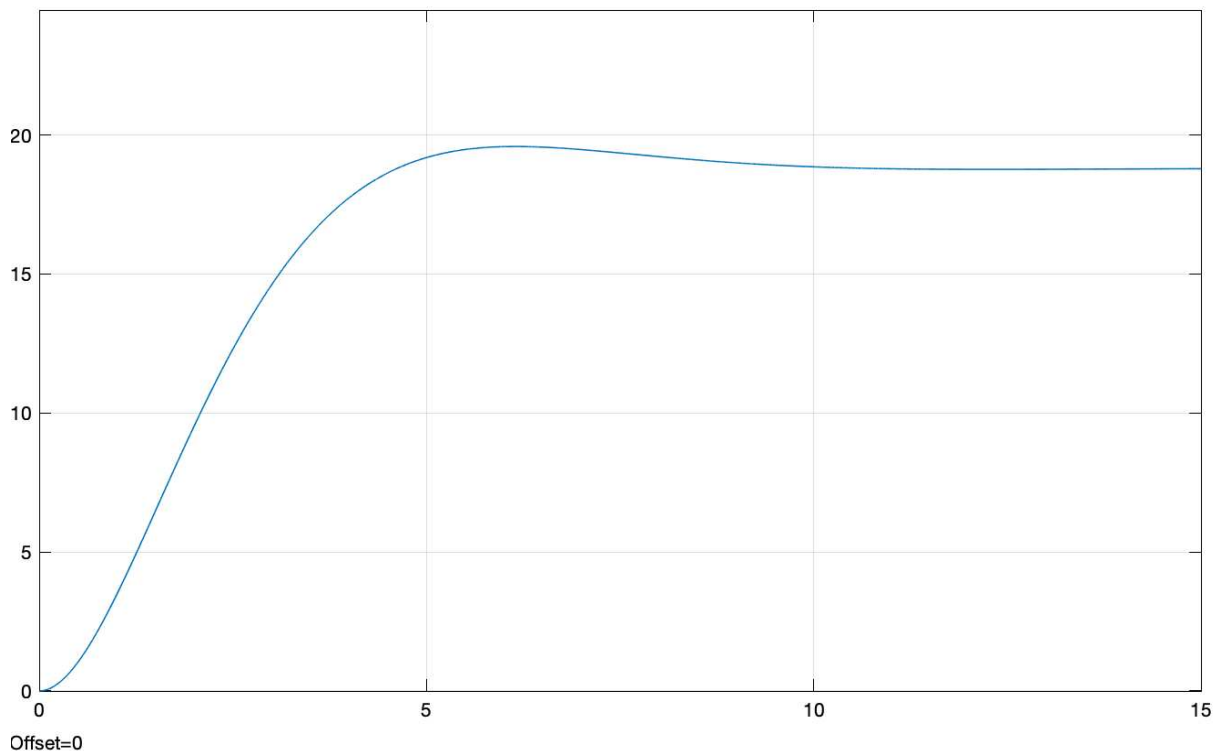


Figura 5: Uscita senza disturbo

secondo luogo aumentare il guadagno riducendo le oscillazione con l'applicazione di una componente derivativa.

Applicando le raffiche di vento a partire da zero secondi e la pendenza dopo 40 secondi, otteniamo il grafico in Figura 6.

A prima vista, è evidente un abbassamento del segnale di uscita attribuibile al disturbo in questione. Difatti, dopo 40 secondi, si osserva un repentino decremento della velocità, che si mantiene costante a circa 17 m/s. Tale andamento suggerisce che siamo al di sopra di un errore di 10 km/h, pertanto risulta fondamentale implementare un controllore PID in grado di soddisfare le nostre esigenze. Queste ultime comprendono un errore in regime stazionario pari a zero, un tempo di ascesa che risulti equilibrato, evitando sia eccessive rapidità che eccessiva lentezza, e l'assenza di oscillazioni marcate che potrebbero comportare danni al motore.

Al fine di raggiungere la velocità desiderata, sarà impiegata una strategia di controllo che fa ricorso a tre distinti dispositivi:

- Controllore Proporzionale-Derivativo (PD): Questa modalità di controllo prevede l'utilizzo combinato di una componente proporzionale, che scala l'errore attuale, e di una componente

derivativa, che considera il tasso di cambiamento dell'errore. Tale configurazione mira a migliorare la risposta transitoria del sistema.

- Controllore Proporzionale-Integrale-Derivativo (PID): Il controllore PID incorpora, oltre alle componenti proporzionale e derivativa, anche una componente integrale, che tiene conto dell'accumulo dell'errore nel tempo. Questa configurazione mira a ottenere una risposta stabile e con un errore a regime prossimo a zero.
- Controllore PID con Anti-Windup: Questa variante del controllore PID è stata implementata per mitigare gli effetti del fenomeno di Windup integrale. Tale fenomeno si verifica quando il sistema è sottoposto a condizioni di saturazione e la componente integrale continua ad accumulare l'errore, risultando in una risposta non desiderata. L'inclusione di un meccanismo di Anti-Windup è essenziale per evitare questa problematica.

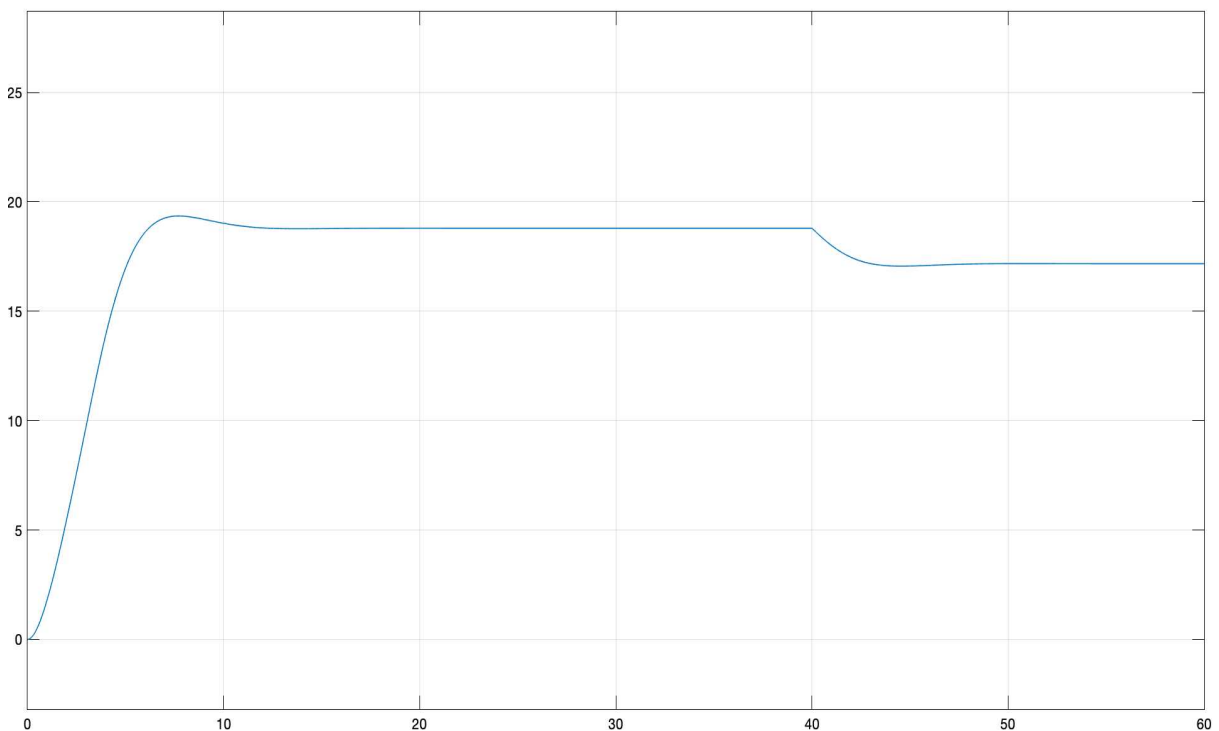


Figura 6: Uscita con disturbo

Si procederà con una calibrazione manuale delle diverse componenti di ciascun controllore, impiegando MATLAB/Simulink. Tale processo mira a identificare la combinazione ottimale al fine di ottenere il risultato desiderato con il massimo grado di efficienza e precisione.

3.5 Controllo PD

Il controllo PD, acronimo di Proporzionale-Derivativo, è una tecnica di controllo utilizzata nell'ingegneria dei sistemi dinamici. Questa strategia di controllo combina due componenti principali:

Azione Proporzionale (P): Questa componente del controllo è proporzionale all'errore attuale tra l'uscita desiderata e l'uscita reale del sistema. L'azione proporzionale moltiplica l'errore per un fattore di guadagno proporzionale (K_p), determinando il contributo immediato del controllo in base all'errore attuale. In altre parole, l'azione proporzionale agisce per ridurre l'errore attuale.

Azione Derivativa (D): Questa componente è proporzionale alla derivata dell'errore rispetto al tempo. L'azione derivativa introduce un effetto che è proporzionale alla velocità di cambiamento dell'errore. Serve a prevedere il comportamento futuro del sistema in base alle tendenze attuali, consentendo di anticipare e mitigare eventuali oscillazioni.

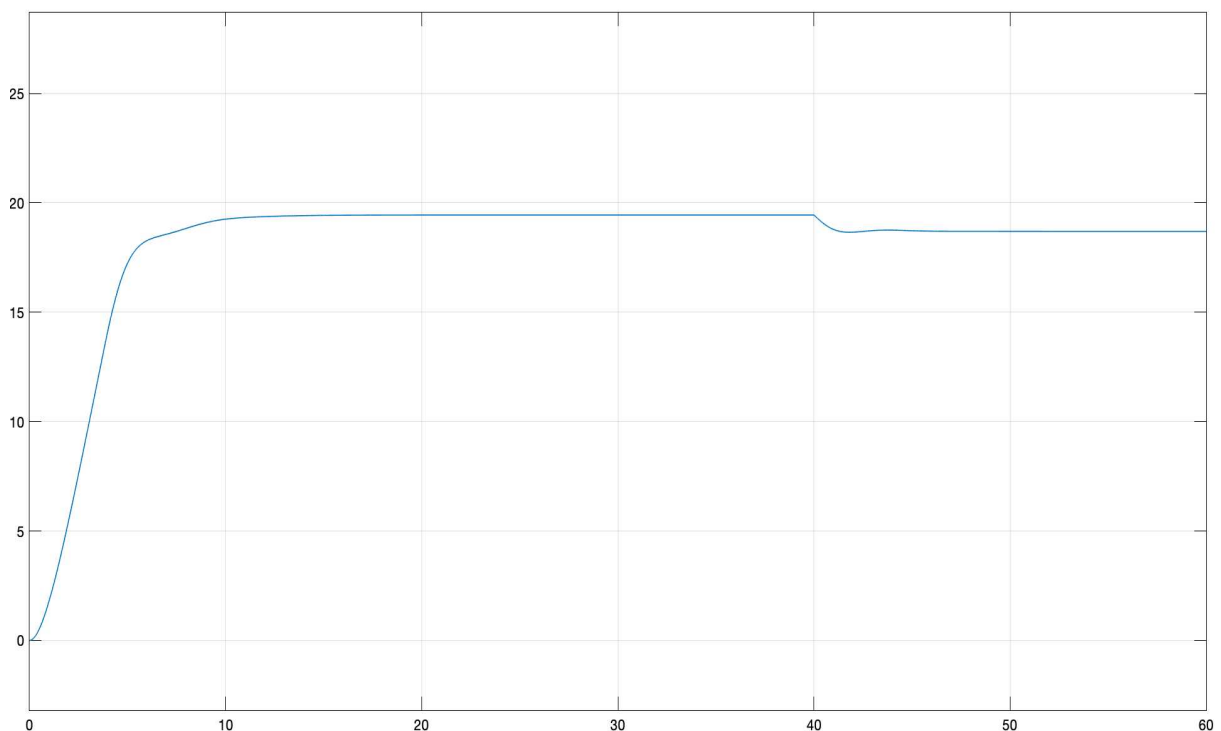


Figura 7

Sono stati implementati $K_p = 2,25$ e $K_d = 1,75$.

Il controllo Proporzionale-Derivativo emerge come una strategia poco efficace per migliorare la risposta transitoria del sistema e contenere l'overshoot, ossia le oscillazioni eccessive dell'uscita in risposta a variazioni del segnale di riferimento. Come evidenziato nella Figura 7, si riscontra un leggero miglioramento nel segnale d'uscita prima di raggiungere una pendenza. Tuttavia, a partire da circa 40 secondi, si assiste a una perdita di velocità e il controllore PD non riesce a recuperare il livello desiderato. Pur dimostrando un tempo di salita soddisfacente, di circa 5 secondi, siamo costretti a riconoscere che la richiesta primaria del guidatore, ossia raggiungere la velocità prestabilita, non viene soddisfatta.

Il controllo PD si rivela insufficiente per eliminare completamente l'errore in regime stazionario, a meno che non venga associato a una componente integrale, come nel caso del controllo Proporzionale-Integrale-Derivativo (PID).

3.6 Controllo PID

Il controllo PID nel sistema di Cruise Control influisce sulla risposta come segue:

- **P (Proporzionale):** Reagisce proporzionalmente all'errore, correggendo rapidamente la velocità. Possibile overshoot.

- **I (Integrale):** Accumula l'errore nel tempo, riducendo gradualmente l'errore a regime.

- **D (Derivativo):** Reagisce al tasso di variazione dell'errore, stabilizzando la risposta alle variazioni di velocità.

L'integrazione bilanciata di P, I e D ottimizza la risposta del sistema, avvicinando la velocità desiderata con precisione e stabilità.

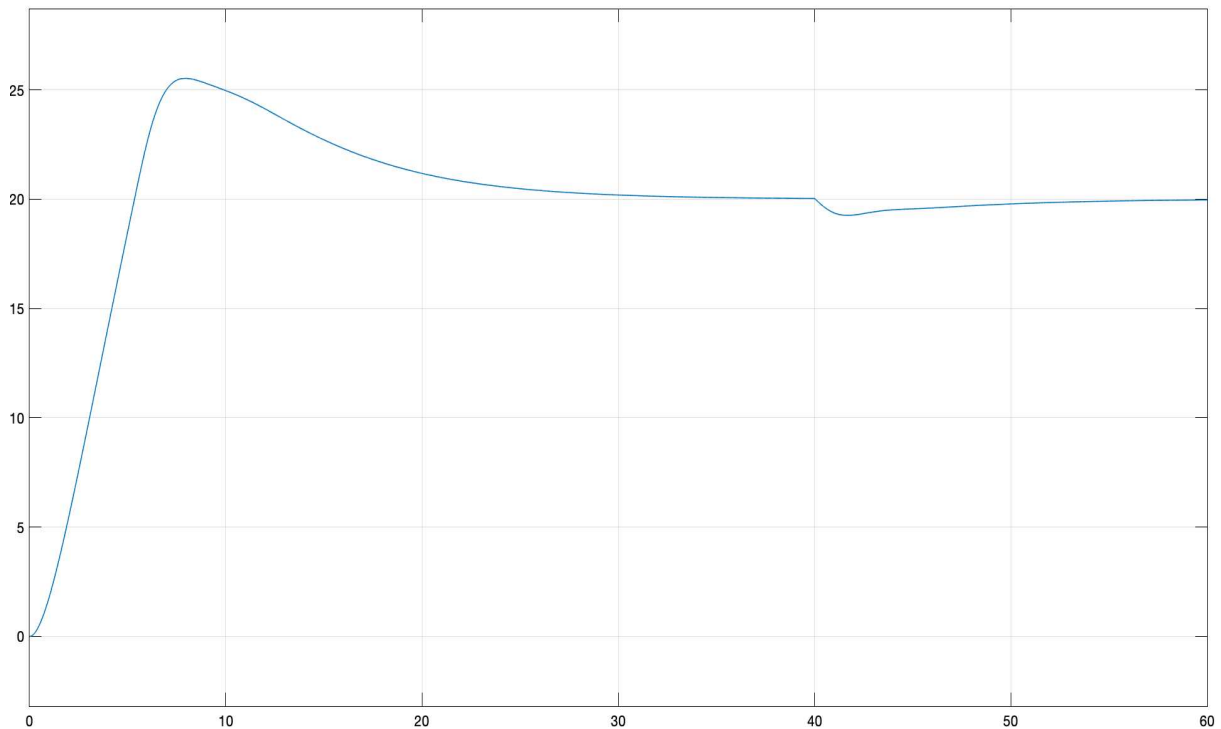


Figura 8: Uscita con controllo PID con $K_p = 2.25, K_i = 0.3, K_d = 1.75$

Si evidenzia una significativa sovralongazione, attribuibile all'impiego della componente integrativa, che induce un notevole incremento di velocità. Nonostante ciò, emergono due risultati positivi:

- L'errore a regime è azzerato prima della pendenza.
- Si registra una pronta risposta al disturbo, consentendo al controllore di ristabilire un errore a regime nullo in circa 10 secondi.

Tuttavia, il risultato finale risulta compromesso da un pronunciato overshoot del circa 28%. Al fine di ottimizzare l'andamento complessivo, risulta necessario implementare un meccanismo di Anti-Windup.

3.7 Controllo PID con Anti-Windup

L'Anti-Windup è una componente essenziale nei sistemi di controllo, progettata per mitigare o prevenire il fenomeno noto come "Windup" o "integrazione eccessiva". Questo fenomeno si

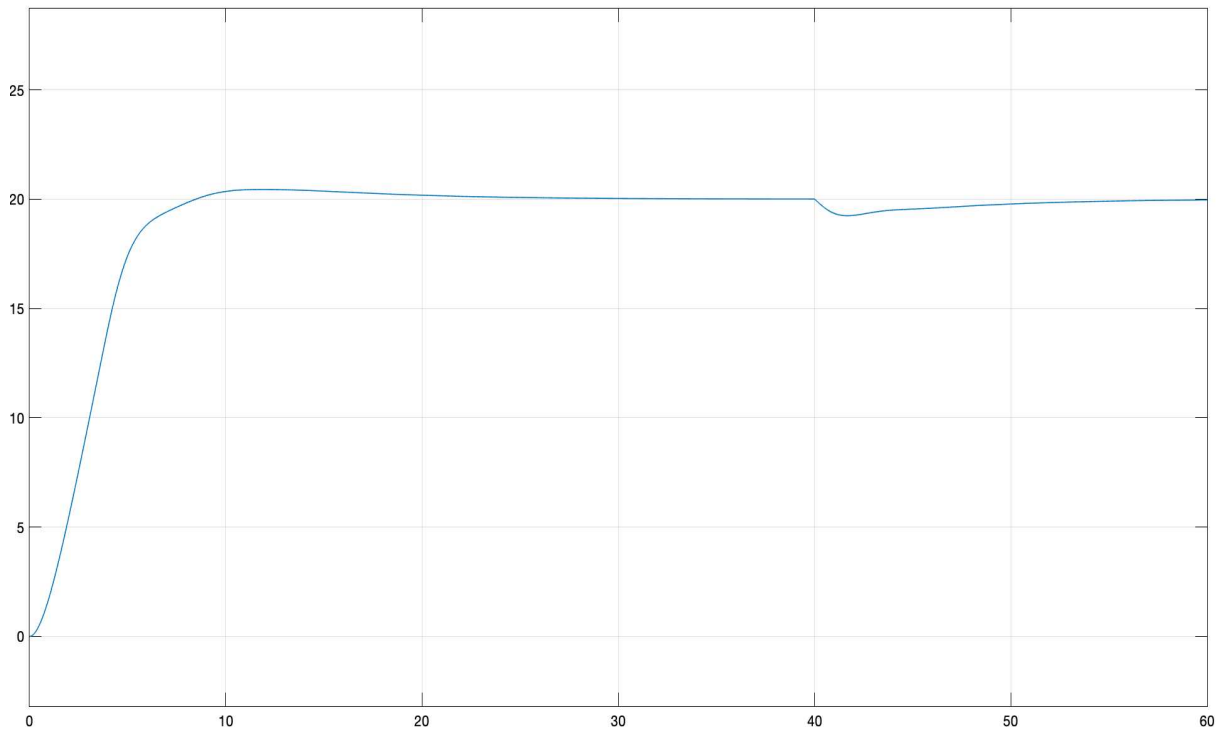


Figura 9

verifica quando un controllore con azione integrale è impiegato in un sistema in presenza di limiti fisici o saturazioni sugli attuatori (come ad esempio un motore o una valvola).

Quando il sistema operativo si trova vicino ai limiti fisici, il termine integrale del controllore può accumulare un errore che non può essere corretto immediatamente a causa delle restrizioni sui comandi dell'attuatore. Ciò può portare a oscillazioni indesiderate o a un prolungato tempo di recupero quando il sistema esce da questa condizione di saturazione.

L'effetto Anti-Windup viene inserito nel percorso di retroazione del controllo integrale per limitare o attenuare la componente integrale durante i periodi in cui il sistema opera vicino ai limiti fisici. Questo filtro impedisce l'accumulo eccessivo di errore e aiuta a mantenere il sistema sotto controllo anche in situazioni di saturazione.

Il design e la configurazione dell'Anti-Windup sono cruciali per garantire un corretto funzionamento del sistema in presenza di limiti di attuazione. È un componente fondamentale in applicazioni dove è necessario garantire una buona stabilità e prestazioni anche in condizioni operative critiche.

Per la configurazione in Simulink è stato impostato l'Anti-Windup in modalità Clamping.

La modalità Clamping è una strategia di gestione dell'accumulo di errore nel sistema di controllo. Questa modalità viene attivata quando il segnale di controllo, influenzato dalla componente integrativa, raggiunge o supera un determinato valore massimo o minimo, noto come "limite di saturazione".

In pratica, quando il segnale di controllo supera il limite imposto, la modalità Clamping interviene per limitarne l'ampiezza, impedendo che la componente integrativa continui ad accumulare errore oltre il valore massimo o minimo consentito.

Questa strategia è particolarmente utile in situazioni in cui il sistema è soggetto a restrizioni fisiche o operative, come ad esempio quando ci sono limiti fisici nella velocità di un motore. Senza la modalità Clamping, la componente integrativa potrebbe continuare ad accumulare errore, portando a una risposta non desiderata o addirittura a danni al sistema.

Il grafico in Figura 9 rappresenta l'andamento delle prestazioni del sistema in seguito all'implementazione dell'Anti-Windup. Questo intervento ha portato a un notevole miglioramento delle performance. Nonostante l'errore in regime stazionario sia rimasto invariato, si è registrata una significativa riduzione della sovraelongazione del segnale.

Questo decremento nell'overshoot presenta vantaggi considerevoli per l'esperienza dell'autista. Inoltre, la rapida reazione ai disturbi contribuisce a generare una sensazione di maggiore sicurezza durante la guida del veicolo.

Va sottolineato che per ottenere un simile risultato è essenziale una corretta taratura dei parametri, poiché un'impostazione errata comporterebbe una resa non ottimale del sistema.

A titolo esemplificativo, un aumento della componente proporzionale genererebbe un segnale caratterizzato da repentini cambi di velocità, ossia oscillazioni, e una scarsa capacità di reagire ai disturbi, in quanto questi ultimi potrebbero indurre instabilità nel sistema.

D'altra parte, un incremento della componente derivativa produrrebbe un segnale instabile con una sovraelongazione ampia e prolungata, con il raggiungimento di uno stato stazionario richiedendo un periodo di tempo notevolmente più lungo.

4 Conclusioni

Il presente progetto è finalizzato a presentare un sistema di Cruise Control che si distingue per l'attenta considerazione di una serie di fattori, tra cui l'angolo di inclinazione della strada e la resistenza aerodinamica. L'obiettivo primario è quello di mettere in evidenza l'impatto che tali disturbi esercitano sul sistema e di osservare la risposta del controllore di conseguenza.

I disturbi menzionati rivestono una notevole importanza nell'analisi e nell'implementazione del sistema. Ad esempio, una pendenza di 5° rappresenta un significativo aumento dell'inclinazione della strada, tale da richiedere l'installazione di un segnale stradale apposito. Inoltre, la velocità del vento, che raggiunge quasi i 40 km/h, costituisce un fattore ulteriormente significativo nell'equazione della dinamica del veicolo.

In considerazione di tali variabili, risulta imperativo progettare un sistema di Cruise Control in grado di adattarsi a tali condizioni e di rispondere con efficienza e precisione alle sollecitazioni derivanti dai fattori ambientali. Solo attraverso un'analisi accurata e un adeguato sviluppo del controllore sarà possibile garantire una performance ottimale e sicura del sistema in presenza di queste complesse variabili esterne. Inoltre, sono state prospettate tre diverse soluzioni:

-Controllo PD: Questo controllo non è ottimale poiché, oltre a non rispettare la velocità imposta, non ha un buon comportamento con i disturbi in quanto perde velocità e non la recupera più;

-Controllo PID: Migliora molti aspetti rispetto al controllo precedente perché elimina l'errore a regime e recupera velocità di fronte a disturbi come pendenze stradali. Il lato negativo è la botta iniziale di velocità che potrebbe causare rotture del motore o incidenti;

-Controllo PID con Anti-windup: Questa strategia garantisce il pieno rispetto di tutte le specifiche, offrendo una risposta eccellente anche in presenza di disturbi esterni considerevoli. Si tratta di un risultato notevole che consente una guida sicura, con partenze fluide, minimizzando l'impatto dei disturbi in atto.

In sintesi, l'implementazione del controllo PID con Anti-Windup si rivela particolarmente efficace, consentendo una guida sicura e confortevole, nonostante le avverse condizioni

esterne. Tale risultato testimonia l'efficacia di questa configurazione nel gestire con successo situazioni critiche e fornire un'esperienza di guida ottimale.

È importante sottolineare che la scelta del tipo di controllo dipende strettamente dalle esigenze specifiche del sistema e dalle condizioni operative previste. Ad esempio, in scenari in cui la presenza di pendenze accentuate e venti forti è comune, l'implementazione del controllo PID con Anti-Windup potrebbe rappresentare la soluzione ideale per garantire prestazioni affidabili e confortevoli.

Inoltre, va notato che l'analisi dettagliata dei risultati sperimentali è fondamentale per ottimizzare ulteriormente il sistema.

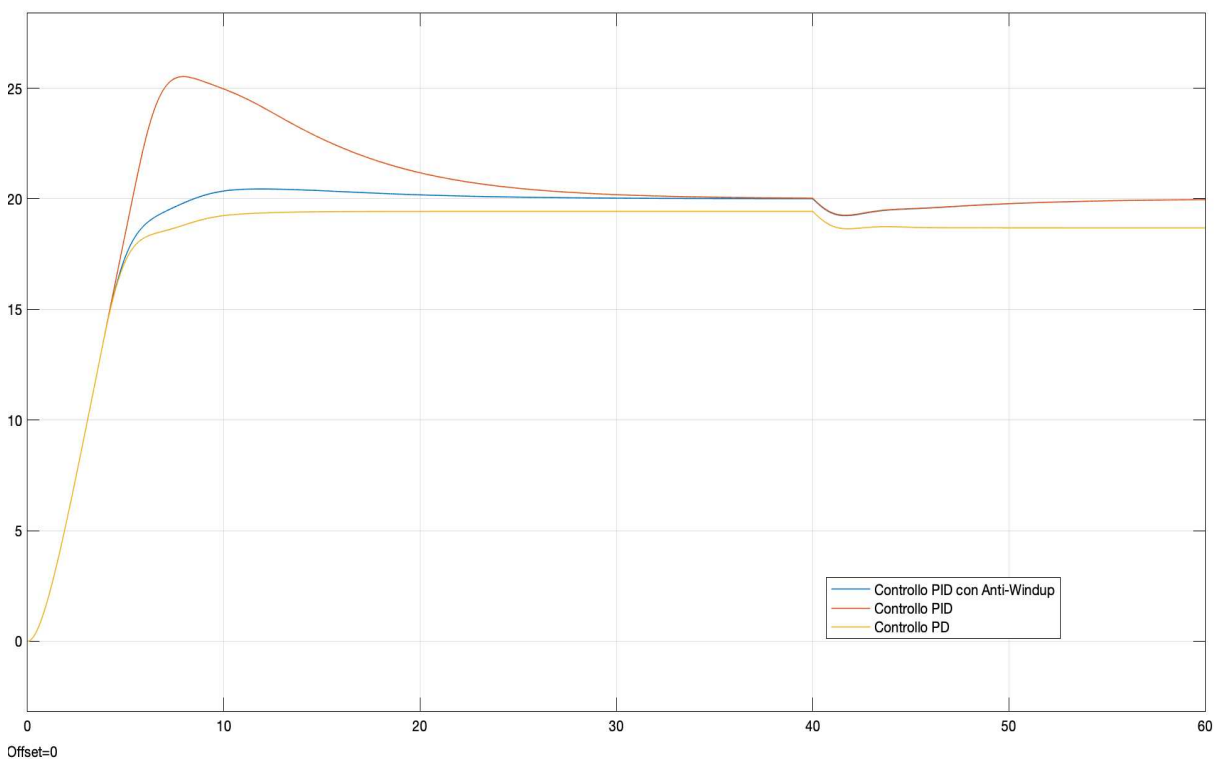


Figura 10: Confronto dei tre controlli: PD, PID e PID con Anti-Windup

Infine, l'applicazione di questo progetto dimostra l'importanza di una progettazione accurata e di una valida scelta del tipo di controllo per garantire un funzionamento ottimale in presenza di disturbi.

L'analisi del grafico fornisce indicazioni riguardo all'efficacia dei diversi schemi di controllo. Emergono chiaramente le performance superiori del controllo PID con Anti-Windup, evidenziato nella traccia di colore blu della Figura 10. Questo controllo dimostra una notevole aderenza alle condizioni di guida prescritte, garantendo una risposta dinamica e stabile del

sistema, nonostante le sfide imposte dalla pendenza della strada e dalla forza aerodinamica. Tale risultato, frutto di una progettazione oculata e di una precisa messa a punto dei parametri di controllo, sottolinea l'efficacia e l'adattabilità di questa configurazione nei confronti di scenari reali e dinamici. La preferenza per il controllo PID con Anti-Windup rispecchia la sua eccellenza nel gestire le complesse variabili del contesto di guida, culminando in una performance ottimale e affidabile del sistema.

Riferimenti

- MODELING AND DESIGN OF CRUISE CONTROL SYSTEM WITH FEEDFORWARD FOR ALL TERRIAN VEHICLES, Khaled Sailan and Klaus.Dieter Kuhnert Siegen, university.electrical engineering department Real time system institute Siegen, Germany
- MODELING AND CONTROLLER DESIGN FOR A CRUISE CONTROL SYSTEM, Khairuddin Osman, Mohd. Fuaad Rahmat, Mohd Ashraf Ahmad, (2009 5th International Colloquium on Signal Processing & Its Applications CSPA)
- NOTE DI TEORIA DEI SISTEMI, Augusto Ferrante
- CONTROLLO PID, Wikipedia
- COMPARATIVE INVESTIGATION OF FEED-FORWARD CONTROL ALGORITHMS, T.Tekorius, D.Levisauskas, Process Control Department, Kaunas University of Technology, Lithuania
- COMPARISON AND SELECTION OF APPROPRIATE PID CONTROLLER FOR NONLINEAR UNMANNED GROUND VEHICLE, Piyush Dave, Arvind Sangale, Usha Gupta, Vinita Vartak, Ankur Ganorkar, MCT's Rajiv Gandhi Institute of Technology
- DISTURBANCE EFFECTS IN NONLINEAR CONTROL SYSTEMS AND FEED-FORWARD CONTROL STRATEGY, Kumeresan A.Danapalasingam, Anders la Cour-Harbo and Morten Bisgaard. 2009 IEEE International Conference on Control and Automation Christchurch, New Zealand, December 9-11, 2009.
- CONTROLLO DI SISTEMI CON SATURAZIONE, Controllo digitale, A.Bemporad, A.a. 2007/2008