

Automation and control in Vehicles

SISTEMA → SENSORE → ALGORITMO → ATTUATORE

MOTION CONTROL → UNA MACCHINA HA 6 GRADI DI MOVIMENTO
TIPICAMENTE DIVISO IN 3 SOTTOPROBLEMI

- SOSPENSIONI DIVERGENTE → SI PRENDONO IN CARO I MOVIMENTI VERTICAL, ROLL E PITCH.
- ABS → SI FA CARICO DEI MOVIMENTI LONGITUDINARI
- ESP/VDC/ESC → SI FA CARICO DEI MOVIMENTI LATERALI E YAW.

03-02-2021

REGISTRATA

2h lezione

Vertical Dynamics (electronic suspensions)

Obiettivo: filtrare le irregolarità veicolo strada

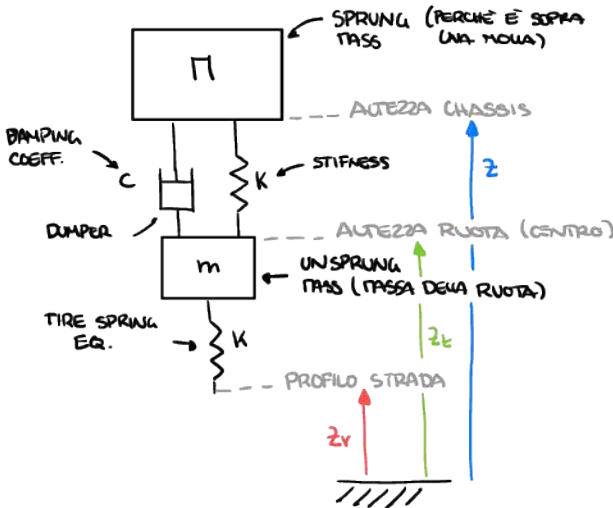
Noi ci bastano sempre nei 6 movimenti che una macchina può fare, i 3 assi x, y, z e le rotazioni attorno a questi assi.

Con le sospensioni controlliamo: Vertical movement, Roll, Pitch.

Le sospensioni possono influenzare anche gli altri movimenti? Sì, ma sono influenze del secondo ordine.

DEFINIZIONI

Definizione a quarter-car (prendiamo solo 1/4 della macchina), questo modello definisce il movimento sull'asse z.
Possiamo vedere il modello come



* z_r : ALTEZZA DELLA PNEUMATICO

STROKE o DEFLECTION DELLA SOSPENSIONE

$$= \Delta z = z - z_t$$

LA SUA DERIVATA È CHIAMATA STROKE SPEED DELLA SOSPENSIONE

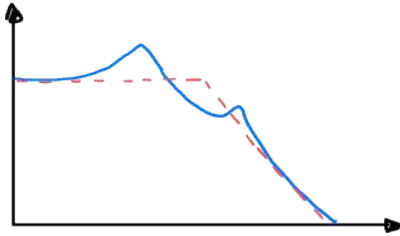
$$d/dt(\Delta z) = d/dt(z - z_t)$$

SOSPENSIONI PER COMFORT → FILTRO PASSA BASSO

COMFORT → SMALL BODY ACCELERATION.

NON HA SENSO CHE NON SIA PASSA-BASSO XE' ALTREMENTI DOVREMO FLUTTUARE ANCHE UNA COLLINA ENDORE (INSENSATO)

IL COMPORTAMENTO E' DEL TIPO



COMPORTAMENTO SOSPENSIONI
CI SONO 2 P. di RISONANZA

è possibile cancellare ogni disturbo? Sì !!

Quali sono le limitazioni? **Dimensioni** (posso cancellare tutti i disturbi solo se Δz_{max} è maggiore di tutti i disturbi sulla strada)

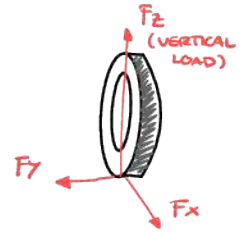
La banda del sistema di controllo (se corro di più in macchina i disturbi sono molto più veloci e quindi devo avere un sistema di controllo che gli sta dietro)

2d objective (SMALL VERTICAL LOAD VARIATIONS)

Nel punto di contatto con la ruota c'è uno scambio di forze

$$F_x = F_z \mu_x \quad \text{CON } \mu_x = \text{COEFF. DI FRIZIONE}$$

$$F_y = F_z \mu_y$$



Se aumento F_z anche gli altri aumentano. F_z deve essere massimizzato per massimizzare F_x e F_y .

F_z è modellato come

$$F_z = \underbrace{(M+m)g}_{\text{STATIC LOAD}} + \underbrace{\text{DYNAMIC LOAD}}_{\substack{\text{PARTE DINAMICA} \\ \text{DATA DAI DISTURBI} \\ \text{DELLA STRADA}}} + \underbrace{[\text{AERODYNAMIC LOAD}]}_{\substack{\text{CAMBIA CON LA VELOCITA'} \\ \text{MA E' COSTANTE}}}$$

Le sospensioni possono agire solo sul carico Dinamico

Con le sospensioni vogliamo minimizzare qualsiasi variazione attorno al punto di stabilità (che è dato dal peso statico + aerodinamico)

Se F_z è minore del valore di stabilità (o anche ϕ) essenzialmente stiamo volando

e perdiamo il controllo della macchina

3th Objective (stroke limitation)

Le sospensioni hanno una posizione statica che si trova al centro dello stroke possibile e poi queste si muovono. Ad un certo punto finiamo il possibile movimento di stroke. Dobbiamo assolutamente evitare di sbattere sulla fine. Dobbiamo fare un tradeoff tra uso massimo dello stroke e non toccare gli end-stop.

ELEMENTI FISICI DELLE SOSPENSIONI (SPRING+ DAMPER)

Connessione in parallelo di una molla e un damper.

il damper provvede a fornire una forza dipendente dalla velocità con segno opposto.

$$F_{\text{damper}} = -C \cdot \text{speed} \quad (\text{DISSIPATIVE FORCES})$$

La forza della molla è

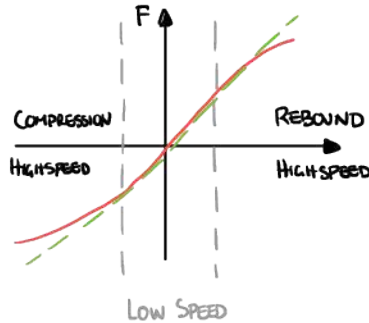
$$F_{\text{spring}} = -K \cdot \text{STROKE} \quad (\text{CONSERVATIVE FORCES})$$

DAMPER

Come è fatto? è come un pistone con piccoli buchi che collegano la parte alta con quella bassa (tutto questo è in olio). In questo modo possiamo dissipare energia meccanica. È ovvio capire che più forza c'è più forza viene dissipata, capiamo quindi la formula di prima.

fori piccoli → c alto
fori larghi → c basso } → C = coeff del damper

Nella formula c'è il meno perché il damper tende di opporsi a qualunque forza (se lo schiacci vole allargarsi e vice il contrario). Con vettorialmente noi non usiamo il - per disegnare la caratteristica.

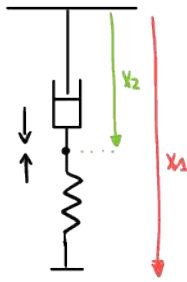


➔ Nella realtà sofisticata c'è una caratteristica non lineare

Dentro il damper c'è anche un gas-spring (in pratica un pistone ed aria dentro il damper) e serve a

1) Provides a low-pass filter

ESEMPIO DI DUMPER



Nel punto centrale le forze si devono bilanciare

QUINDI

$$C \frac{dx_2}{dt} = K_g (x_1 - x_2)$$

la forza del dumper deve essere uguale alla forza della molla (stiffness)

FACCIAMO LAPLACE E TROVIAMO LA FDT DA X_1 A X_2

$$\frac{x_2}{x_1} = \frac{K_g}{sC + K_g} \quad (\text{CHE È UN LOW PASS FILTER})$$

QUESTA NOVA FORNISCE UN EFFETTO PASSA BASSO TRA LA BARRA E IL DUMPER
QUESTO CI SERVE PERCHÉ SE IL PROFILO DELLA STRADA È UNO STEP E VISTO
CHE IL DUMPER HA UN EFFETTO DERIVATIVO OTTIENIAMO UN IMPULSO, NON VA BENE!

2° MOTIVO: COMPENSAZIONE DI VOLUME E TEMPERATURA

il pistone benzina ha un volume che toglie volume all'olio, quindi ci serve questo serbatoio d'aria per compensare (dato che l'olio non è compressibile)
vale la stessa cosa per la temperatura (con il caldo l'olio si espande)

3° MOTIVO: Relativo al fenomeno chiamato cavitazione

Quando c'è un fluido e riduci la pressione fino ad arrivare a vicino 0
pressione, allora le bolle d'aria presenti nel liquido si espandono.
non atmosferica, no

Se proviamo ad espandere il dumper con olio a 1 bar allora abbiamo che
la upper chamber la pressione cresce molto in quella bassa cela. M2 Se iniziamo
da 1 bar la probabilità di andare a 0 è molto alta e non vogliamo
andare a 0 perché ci possono essere problemi meccanici.
Per risolvere questo buttiamo molta pressione nella gas chamber in modo da alzare
la pressione dell'olio e fare sì che anche se la pressione cela non andrà mai a 0.
In pratica mettiamo un offset alla pressione.

Electronic damping modulation

Possiamo mettere una valvola negli orifizi del damper per aprire e chiudere questi buchi.

Alternativa, usare fluidi magnetoreologici o elettoreologici.

03.02.2021

2h lezioni

COIL SPRING

Restoring conservative elastic force

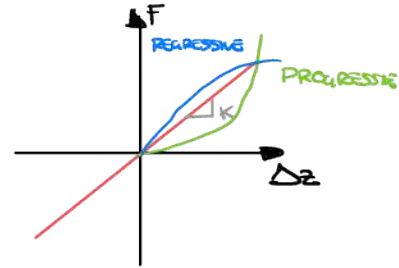
La caratteristica della molla è tipicamente lineare

Relazione tra il coefficiente K e le caratteristiche costruttive

$$K = \frac{Gd^4}{8nD^3}$$

G : rigidità del materiale
 d : diametro del materiale

n : numero di spire
 D : Diametro delle spire



Ci possono essere anche comportamenti non lineare (Progressivo e Regressivo)

Quale dei 2 è meglio? **Progressive**, perché noi vogliamo che quando avviciniamo il limite diventi sempre più duro in modo da avere un soft landing e non dare gli endstep

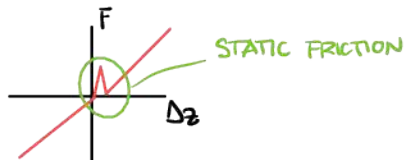
Possiamo ottenere una molla anche con un fluido comprimibile (aria), noi possiamo vederlo come un pistone ed aria.

C'è anche l'hydro pneumatic suspension. la parte della molla è fatta sempre da un serbatoio d'aria. praticamente uso il fluido non comprimibile per trasmettere la pressione ed un serbatoio d'aria remoto che si comprime. In questo caso possiamo fare un load leveling pompando o sottraendo il fluido non comprimibile. In questo caso però al contrario di sospensioni puramente ad aria dobbiamo avere un ciclo con serbatoio per questo fluido (non possiamo scaricare fluido per strada come potremmo fare con l'aria)

Nel caso di Hydro-pneumatic suspension il damper è nel tubo, infatti c'è una restrizione nel tubo per creare calore



Static friction: il grafico della forza non è esattamente una linea ma all'inizio dobbiamo passare una forza iniziale. Bad effect



COMPARAZIONE TRA HYDRO-PNEUMATIC E PNEUMATIC SUSPENSIONS

- SIZE/SPACE → VINCE L'HYDRO (ANCHE SE SI PUÒ RITROTTARE)
- STATIC FRICTION → VINCE IL PNEUMATIC (QUESTO PERCHÉ NEL HYDRO EBBIAMO MOLTA FRIZIONE NEL PUNTO DI CHIUSURA PERCHÉ NON VOGLIAMO PERDITE. ANCHE NEL CASO DEL PNEUMATICO EBBIAMO QUESTO MZ SU UN AZEA MOLTO PIÙ PICCOLA)
- FLUID/CAS MANAGEMENT → PNEUMATIC VINCE (MOLTO + FACILE LAVORARE CON IERIE)
- DAMPING MANAGEMENT (PASSIVE) → PNEUMATIC VINCE
- DAMPING MANAGEMENT (ELECTRONIC) → SIMILI IN ENTRAMBI

Nel senso controllo del damper

TIPICAMENTE OGGI PNEUMATIC → CARS HYDRO → TRATTA ED AGRIC

MATHEMATICAL MODEL

USATO SEMPRE LA QUATER CAR (SINGLE CORNER)
modello monodimensionale in z

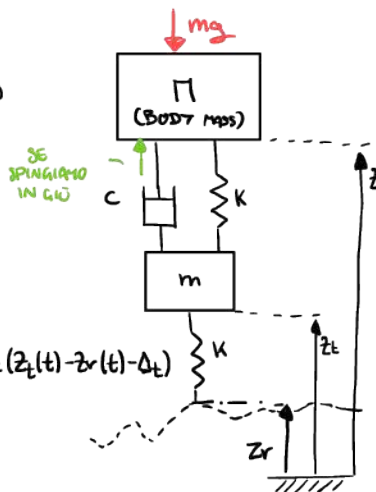
$$m \cdot a = \sum F \quad \text{x tutte e 2 le masse}$$

Quindi

$$\Pi \cdot \ddot{z}(t) = -\Pi g - c(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t)) - K(z(t) - z_t(t) - \Delta s)$$

$$m \cdot \ddot{z}_t(t) = -mg + c(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t)) + K(z(t) - z_t(t) - \Delta s) - K_t(z_t(t) - z_r(t) - \Delta t)$$

massa · accelerazione = somma forze per tutte e 2 le masse, poi dobbiamo stare attenti ai segni



HO UN SISTEMA DEL 4° ORDINE, LINEARE E TEMPO INVARIANTE

VARIABILI DI STATO (4) POSIZIONE, VELOCITÀ, POSIZIONE, VELOCITÀ $x = \begin{bmatrix} z \\ \dot{z} \\ z_t \\ \dot{z}_t \end{bmatrix}$

COME INPUT ABBIAMO INVECE $u = z_r$ CHE È UN DISTURBO NON MISURABILE (AD OGGI NON PROPRIO)

COME OUTPUT POSSIAMO PRENDERE $y = \begin{bmatrix} z \\ z_t \end{bmatrix}$

MA COSA SONO Δs e Δt ? tipicamente le molle della macchina hanno sempre un peso sopra quindi non sono scricche. Noi chiamiamo con Δs la lunghezza della molla nel compresso. Con Δt stessa cosa solo con la ruota.

ESTENSIONE DEL MODELLO PER IL CONTROLLABILE DAMPING
C(t) CONTROLLABILE

$$x = \begin{bmatrix} z \\ \dot{z} \\ z_t \\ \dot{z}_t \end{bmatrix} \quad u = \begin{bmatrix} z_r \\ c \end{bmatrix} \quad y = \begin{bmatrix} z \\ z_t \end{bmatrix}$$

↑
CONTROL INPUT

SISTEMA DEL 4° ORDINE NON LINEARE

CONTROLLABILE DAMPING + ACTUATOR DYNAMIC

AGGIUNGO LA FORMULA $\dot{c}(t) = -\beta c(t) + \beta c_m(t)$ $c_{min} \leq c_m(t) \leq c_{max}$

Consideriamo che il controllo del damping non è istantaneo

$$x = \begin{bmatrix} z \\ \dot{z} \\ z_t \\ \dot{z}_t \\ c \end{bmatrix} \quad u = \begin{bmatrix} z_r \\ c_{req} \end{bmatrix} \quad y = \begin{bmatrix} z \\ z_t \end{bmatrix}$$

↑
c request

modello del 5° ordine non lineare tempo invariante

PUNTI DI EQUILIBRIO (zero movimento → le derivate vanno a 0)

$z_r(t) = \bar{z}_r = 0$ E $u = \text{constant}$ CONSIDERIAMO $z_r = 0$ IL PUNTO DOVE ACCENDIAMO LA MACCHINA

il valore di c non ha nessun ruolo nell'equilibrio

Facciamo i conti con le metriche (vedere slide) e otteniamo che

$$\bar{z} = \Delta s + \Delta t - \frac{(M+m)g}{kE} - \frac{\Pi g}{k}$$

$$\bar{z}_t = \Delta t - \frac{(M+m)g}{kE}$$

Studiamo il sistema base quello lineare attorno al punto di equilibrio (δz DIFFERENZA ATTORNO AL PUNTO D'EQUILIBRIO)

$$\text{Però } z = \bar{z} + \delta z \quad z_t = \bar{z}_t + \delta z_t \quad z_r = \bar{z}_r + \delta z_r$$

Facciamo questo visto che il sistema è già lineare e non abbiamo bisogno di linearizzare

RIVEDERE APPUNTI DEL LUPO LUIGIO

IL SISTEMA HA 1 IN E 2 OUT

QUANDO C'È UN QUADRATO GRIGIO NON CHIEDE LA FORMULA, TUTTO QUELLO CHE NON È GRIGIO LO CHIEDE.

Dalle formule calcolate le 2 funzioni di trasferimento e poi plotta toda e vediamo che in entrambi c sono 2 risonanze.

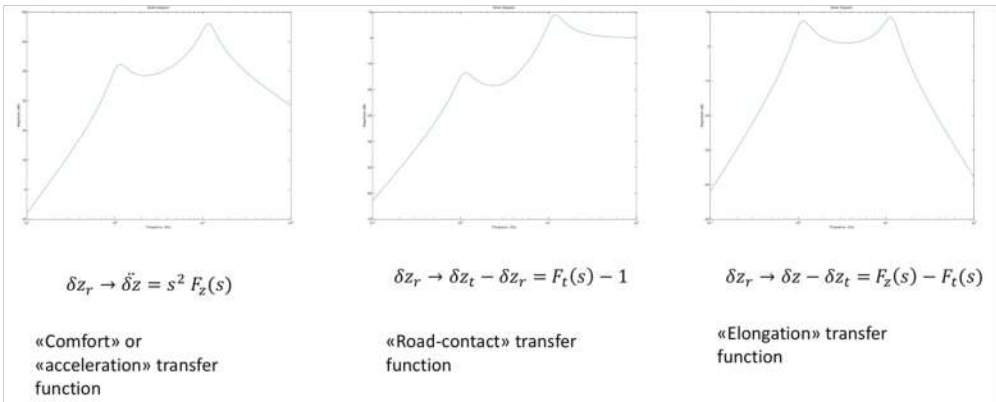
LEZIONE DEL 4.03.2021

REGISTRATA

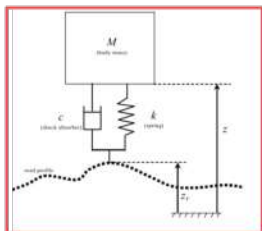
2h

Vogliamo trovare le funzioni di trasferimento più performanti per i nostri 3 obiettivi

- 1) Comfort (passiamo dalla FDT del profilo della strada a quella dell'accelerazione del corpo della vettura. per fare questo basta fare ma doppia derivata di $F_z(s)$, perciò otteniamo $s^2 F_z(s)$.
- 2) Road Contact, (Passiamo dall' FDT del profilo della strada a quella dell' elongazione della ruota [compressione della ruota $\delta z_t - \delta z_r$]. Per trovare questo basta fare $F_t(s) - 1$.
- 3) Elongazione delle sospensioni, la FDT la otteniamo come $F_z(s) - F_t(s)$



Per ora abbiamo usato l'intero quel car model. Possiamo semplificarlo un po' con una massa eliminando la massa della ruota (APPROSSIMAZIONE)



$$M\ddot{z}(t) = -c(\dot{z}(t) - \dot{z}_r(t)) - k(z(t) - z_r(t) - \Delta_s) - Mg$$

$$M\delta\ddot{z} = -c(\delta\dot{z} - \delta\dot{z}_r) - k(\delta z - \delta z_r)$$

$$F_z(s) = \frac{(sc+k)}{s^2[M] + s[c] + [k]}$$

LAPLACE

$$F_z(s) = \frac{sc+k}{Ms^2 + cs + k} = \frac{s \frac{c}{M} + \frac{k}{M}}{s^2 + \frac{c}{M}s + \frac{k}{M}}$$

RIPIUANO LA S² DIVIDENDO PER M

DC-gain: 1

$$s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2$$

$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{M}}$ FREQ. DI RISONANZA

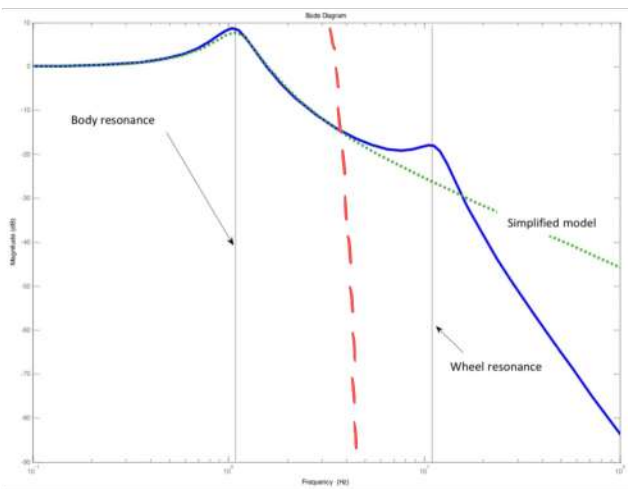
$$2\xi\omega_n = \frac{c}{M} \rightarrow \xi = \frac{c}{2M} \sqrt{\frac{M}{k}} = \frac{c}{2} \sqrt{\frac{1}{kM}}$$

DAMPING OF THE POLYNOMIAL

È UN OSCILLATORE DEL 2° ORDINE

NOTIAMO CHE LA FREQ. DI RISONANZA NON DIPENDE DAL DAMPING, INOLTRE IL DAMPING DEL POLINOMIO DIPENDE OMMIAMENTE DAL DAMPING DEL SISTEMA.

COMPARAZIONE TRA I 2 MODELLI



Si nota che fino alla mid frequency le 2 curve sono praticamente identiche

Se siamo interessati più alla risonanza del corpo allora è un' approssimazione accettabile

DOBBIAMO RICORDARE CHE:

MODELLO COMPLETO: È DEL 3° ORDINE

MODELLO APPROSSIMATO: 1° ORDINE

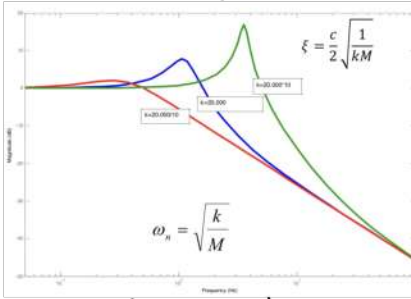
Perdiamo 2 gradi di filtraggio. Capriamo quanto è importante la ruota per il filtraggio ad alta freq.

Capriamo quindi che questo modello non è utilizzabile per caratterizzare una macchina. Tuttavia funziona bene per quei sedili zimmerizzati che si usano sui trattori ad esempio. Questo vale perché la massa del sedile è molto minore di quella della cabina, questo significa che il movimento della cabina non è influenzato dal movimento del sedile, perciò possiamo considerare l'elazione della cabina come se fosse completamente indipendente dal sedile.

Nel caso dell'auto questo non succede perché la massa dell'auto (cioè la massa maggiore) si trova sopra e quindi c'è l'insensibilità tra tutte le componenti del sistema

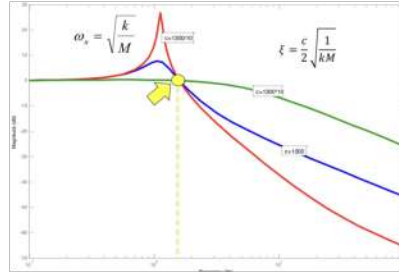
ANALIZZIAMO IL MODELLO SEMPLIFICATO

Facciamo la "Sensitivity" muoviamo solo un parametro alla volta e studiamo come cambia la risposta



MODIFICA DI K

(Del punto di vista del comfort il top è il rosso perché è il miglior filtro, tuttavia più K e perciò più morbido ho e più elongazione mi serve. Inoltre il tempo di risposta (Banda) per K bassi è molto lento e non va molto bene noi vogliamo risposte veloci)



MODIFICA DI C

Ovviamente la f di risonanza non cambia più alto e C più abbasso il picco. Notiamo però che il punto giallo è invariante e qualsiasi valore di C.

Se siamo in linea rossa guadagniamo in comfort ma sono molto molleggiate (low damping). Nella curva verde siamo più sportivi ma meno confortevoli. Per trovare il punto giusto dobbiamo trovare il punto in cui $FDT = 1$ in questo caso

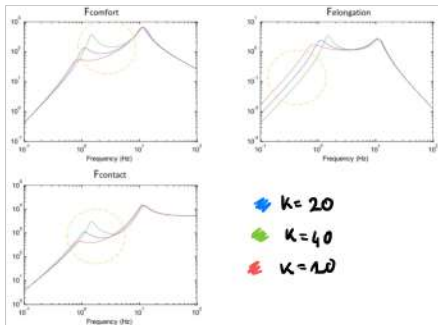
$$|K| = |-M\omega^2 + k|$$

ha 2 soluzioni $\omega=0$ e l'altra che è il punto giusto)

TIPICAMENTE SI STUDIA LA SENSITIVITY ANCHE ALLA MASSA

ANALISI DEL MODELLO NON APPROSSIMATO

VARIAMO K



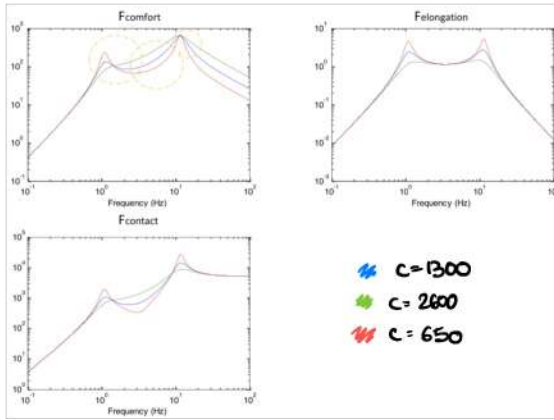
In questo caso consideriamo le 3 FDT dei 3 obiettivi descritti prima

- 1) Comfort: differenza principale sulla 1^a risonanza notiamo che minore K migliore è il comfort
- 2) Contact: Simile comportamento, differenza principale sulla 1^a risonanza e quale qui minore è il K migliore è il contacto (ed è per questo che le macchine di F1 hanno le sospensioni)

Elongazione: più basso e' K peggio e' per l'elongazione

Queste cose credo le ricchi in base ai picchi di risonanza e alle bande di banda.

VARIATIONE DI C



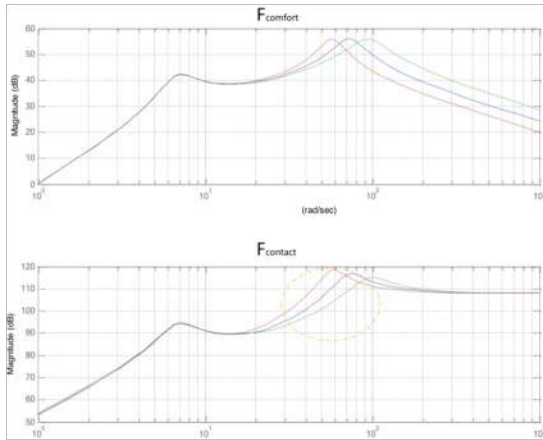
ELONGAZIONE: la curva più bassa e' la migliore, quindi quella verde

COMFORT: attorno 2 picchi e' meglio avere un damping elevato, mentre negli altri punti e' meglio un damping basso (TRADEOFF)

CONTACT: Stesso discorso del comfort.

ANCHE NEL FULL-MODEL CI SONO DEI PUNTI C-INVARIANTI (E CE NE SONO 3)
[DIFFICILI DA CALCOLARE.]

COSA SUCCEDA QUANDO VARIAMO LA MASSA DELLA RUOTA?



Verde = massa leggera / Rosso = massa pesante

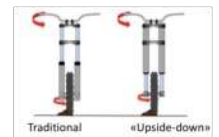
COMFORT: la ruota con maggior massa ha un vantaggio perché filtra di più rispetto alle altre

CONTACT: Una ruota più leggera e' meglio

Ci sono 2 situazioni dove viene dibattuto il peso della ruota, in particolare nelle auto elettriche si discute se mettere il motore elettrico nelle ruote o sulla scocca, visto i costi negativi il motore nella ruota viene principalmente usato nella citycar perché dà + comfort ma non va bene per le auto sportive perché perde in contatto

Altro caso e' dovuto alle moto, in particolare nelle sospensioni tradizionali o invertite.

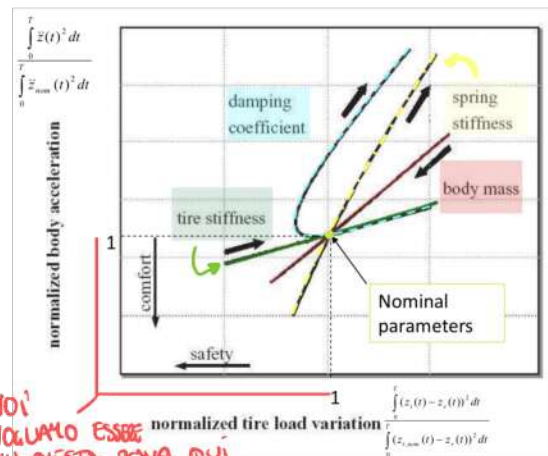
Nell'architettura tradizionale la parte più pesante e' sulla ruota
Nell'alta architettura la parte più pesante non e' più assegnata alla massa della ruota ma a quella grande del corpo della moto.



Qual'è il lato negativo dell'architettura upside-down? Perdite di olio, infatti: quando filippiano la sospensione potremmo avere perdite di olio

COMFORT/CONTACT TRADE-OFF MAP

è una mappa semplificata



NOI VOGLIAMO ESSERE IN QUESTA ZONA QUI

Dobbiamo considerare uno specifico profilo della strada $z_r(t)$ in un tempo T per comperezzare

Facciamo l'esperimento con tutti i parametri: 21 velle nominali, lo consideriamo il punto (1,1)

Modifichiamo un parametro per volta e disegniamo il grafico

Sull'asse verticale c'è l'accelerazione normalizzata del corpo (normalizzata sul parametro nominale definito in (1,1)). Sull'asse orizzontale abbiamo la variazione di peso sulla ruota normalizzata.

RICORDA! Vogliamo le minori variazioni possibili:

Notiamo dal grafico che una bassa durezza delle sospensioni è meglio (guardiamo il verso della freccia e notiamo che si allontana dal nostro punto desiderato). Stessa cosa vale per la tire stiffness, tranne che la tire stiffness ha un'influenza maggiore sul contatto che sul comfort (vedere pendenza del grafico)

Come detto prima per entrambi: questi valori abbiamo un trade-off con la banda del grafico

Per la massa del corpo notiamo che maggiore è migliore è (anzi qui abbiamo un trade-off, infatti non possiamo fare macchine sportive pesanti perché aumentano i consumi e riducono le performance)

il damping non è monotonic, c'è solo una regione ottima di funzionamento.

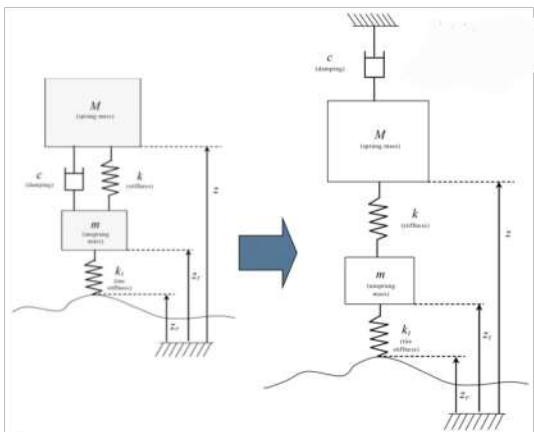
SI POSSONO TROVARE MODELLI ANCORA PIÙ COMPLESSI:

half-car model, ricordiamo che abbiamo in questo caso 6 gradi di libertà. Abbiamo anche un movimento rotazionale e 3 lineari

FULL-MODEL: ha 7 gradi di libertà (di cui 2 rotazionali)

SKYHOOK CONCEPT

è sia una tradizionale sospensione passiva e sia un algoritmo.



Se fosse possibile pensare il damper e metterlo come la seconda struttura allora avremmo un estremo vantaggio in comfort.

Questo accade perché la damping force dipenderebbe solo dalla velocità del body invece che dalle velocità relative (\dot{z}_2)

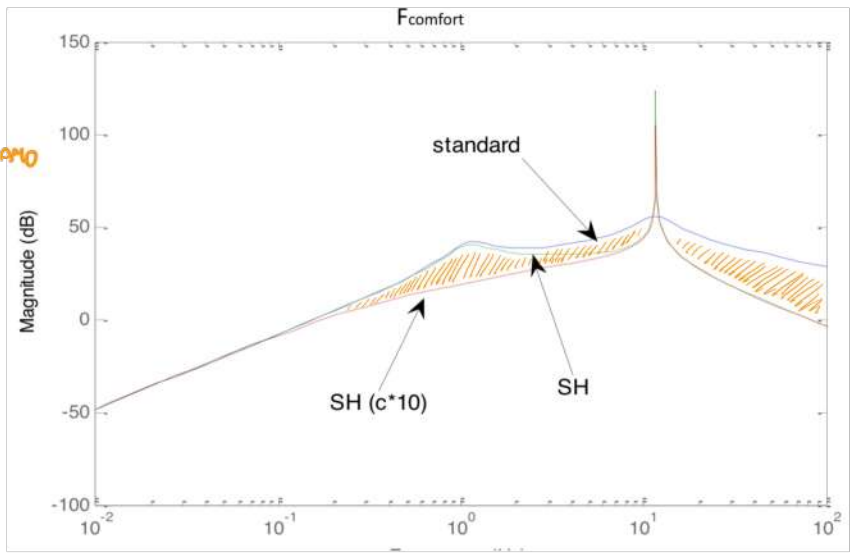
È IDEALE XÈ È IMPOSSIBILE

Fa tutti i conti con le equazioni (vedere slide)

Possiamo notare questo comportamento anche nel modello semplificato.

Nello skyhook model rispetto a quello tradizionale guadagniamo un grado in più (un polo in più) per il filtraggio che è molto.

È TUTTO IL FILTRAGGIO CHE GUADAGNAMO

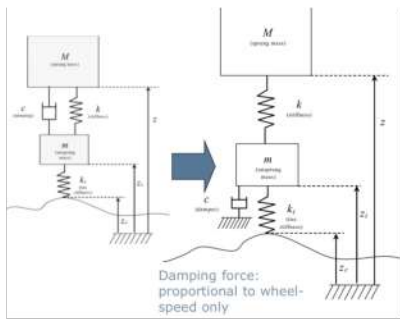


Tuttavia lo svantaggio più grande è che la seconda risonanza non è smorzata e va a +∞, questo è dovuto al fatto che le ruote non sono più smorzate (damped)

CAPIAMO QUINDI CHE LO SKY-HOOK È LA SOLUZIONE FINALE SOLO PER IL COMFORT

esiste anche il concetto di The ideal ground-hook

GROUND HOOK



La damping force è proporzionale solo alla velocità della ruota.

Lato negativo (Comfort, il body non è più smorzato)

Tornando allo sky-hook, questo è importante perché un po' di zmi fa con gli algoritmi e i damper controllabili. Si era cercato di implementare questo modello.

10-03-2021

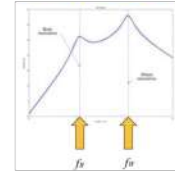
2h di lavoro

SOSPENSIONI CONTROLLATE ELETTRICAMENTE

System	System representation	Force range	Operation range	Max. energy demand (r corner)
Passive			—	—
Slowly variable/adaptive			$f_{control} < f_B$	ca. 50 W
Semi-active			$f_{control} > f_w$	50 W
Load-leveling (height adjuster)			$f_{control} < f_B$	ca. 50 W
Active partially loaded (slow-active)			$f_B < f_{control} < f_w$	kW
Active fully loaded (full-active)			$f_{control} > f_w$	5-7 kW

NEL GRAFICO HA MESSO Δz e $\Delta \dot{z}$ PERCHÉ CON UN UNICO GRAFICO VOLE RAPPRESENTARE SIA L'INDEMENTO DELLA MOLLA CHE QUELLO DELLO SMORZATORE ENTRAMBE HANNO MOVA E/O SUCCESSESSIVE CARICAMENTO

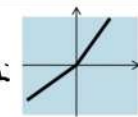
Differenza tra questi due è data dalla banda



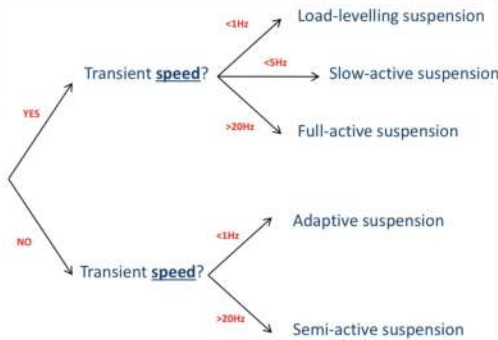
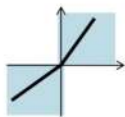
Queste sono sospensioni attive perché non ho più una caratteristica ma posso andare dove voglio nel dominio

POSSIAMO ANCHE CLASSIFICARE IL SISTEMA CON UN GRAFICO

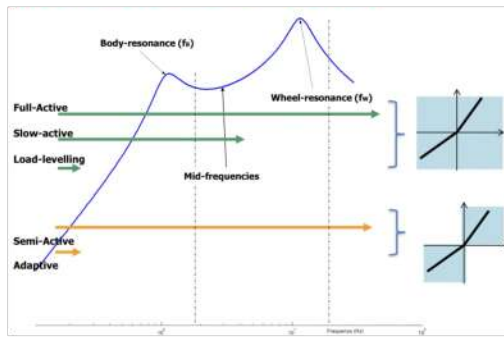
Se 2 meccanica ferma posso usare la meccanica attiva ho delle sospensioni attive



Insert energy (4-quadrants) or not? (1st-3rd quadrants only)



OPPURE ANCORA UNA CLASSIFICAZIONE CON LA BANDA



OSSERVAZIONI

- i simulatori per questo tipo di tecnologie sono molto attendibili
- Ci sono diversi tipi di profili stradali definiti dagli standard ISO (Possiamo vederlo come un rumore bianco filtrato con un passabasso)
- Abbiamo detto che il profilo della strada è per noi un disturbo non misurabile (Tuttavia al giorno d'oggi ci sono tecniche per misurarli con una telecamera o tramite i LIDAR)
- il comfort è valutato in accordo ad uno standard ISO. Questo standard prende una somma delle accelerazioni verticali, Pitch accelerations e delle accelerazioni longitudinali.

$$J_{comfort} = k_v^2 \frac{1}{N} \sum_{t=0}^N (A_{z,w}(t))^2 + k_p^2 \frac{1}{N} \sum_{t=0}^N (\dot{\phi}_w(t))^2 + k_l^2 \frac{1}{N} \sum_{t=0}^N (A_{x,w}(t))^2$$

Vertical acceleration
Pitch angular acceleration
Longitudinal acceleration

Where:
 $k_v = 1$
 $k_p = 0.4$
 $k_l = 1$

[k_p è diverso dagli altri perché la pitch accelerata è un'accelerazione rotazionale e quindi usiamo k_p per normalizzarla agli altri.]

Prima
COSA IMPORTANTE!! Ognuna di queste componenti è V_p filtrata in un modo che rappresenta la sensazione delle persone.

LOAD-LEVELLING SUSPENSION (ANCHE CHIAMATE HEIGHT ADJUSTING)

OBIETTIVI

1) **LOAD COMPENSATION** (il principale). L'idea è che il punto di equilibrio della sospensione deve essere nel mezzo tra i 2 fuoriviaso, infatti in questo punto la sospensione lavora meglio

2) **OTTIMIZZAZIONE AERODINAMICA**. Principalmente sui SUV, infatti la drag power è

$$Drag Power = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_x(h) \cdot A \cdot V_x^3$$

Dove il $C_x(h)$ dipende dall'altezza (+ basso è meglio) [$\approx 1cm$ + passo è circa 1% di riduzione del C_x]

ATTENZIONE!! Quando ci abbassiamo noi andiamo a rompere la LOAD COMPENSATION

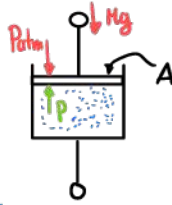
abbiamo un tradeoff tra 1 e 2.

3) **AUMENTARE L'ANGOLO DI ATTACCO USCITA (INCREASE CLEARANCE)**

4) **HANDLING**: Abbassando l'auto riduciamo i trasferimenti di peso

Questi tipi di sospensioni si basano principalmente su pneumatic e hydro-pneumatic suspensions.

Torniamo all'idea dell'air-spring



Quindi possiamo scrivere che

$$Mg = (p - p_{atm})A$$

K EQUIVALENTE DI UNA "MOIA AD ARIA"

NON C'E' scambio di calore, perché siamo in movimenti veloci.

$F = (p - p_{atm})A$

For fast movements (e.g. higher than 0.1Hz): adiabatic compression: $pV^\gamma = const.$
(γ depends on the type of gas - air = 1.4)

Total differential: $\partial p V^\gamma + p \gamma V^{\gamma-1} \partial V = 0 \Rightarrow \partial p = -\frac{p \gamma \partial V}{V}$

DERIVATA DELLA COSTANTE

Moreover: $V = (z - z_1)A \Rightarrow \partial V = A \partial(z - z_1)$

$\partial F = A \partial p$

$\partial F = A \left(-\frac{p \gamma A \partial(z - z_1)}{V} \right) \Rightarrow k := -\frac{\partial F}{\partial(z - z_1)} = \frac{p \gamma A^2}{V}$

VOLUME NEL PISTONE

LA RUOTA È UNA "MOIA AD ARIA" E possiamo vederla come un pistone (cilindrico)



Le ruote confortevoli sono strette e alte mentre quelle sportive sono larghe e basse.

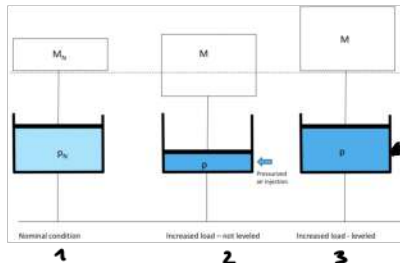
Questi parametri cambiano K perché questo dipende dalla area e dal volume.

Pneumatic (gas) spring - levelling

Questo tipo di livellamento è chiamato

CONSTANT VOLUME LEVELLING

Si chiama così perché nella condizione 1 e 3 abbiamo lo stesso volume



La pressione sarà più alta

Vogliamo vedere cosa succede al modello della quarter car (Approssimato)

Ricordiamo che nel modello approssimato $\omega = \sqrt{\frac{k}{M}}$

Sappiamo che $k = \frac{p \delta A^2}{V}$

INOLTRE SAPPIAMO CHE $M \cdot g = (p - p_{atm}) \cdot A$ normalmete $p_{atm} \ll p$ perciò possiamo scrivere che
 $p \approx \frac{Mg}{A}$

e quindi:

$$\omega = \sqrt{\frac{1}{M} \cdot \left(\frac{p \cdot \delta \cdot A^2}{V} \right)} \approx \sqrt{\frac{\gamma \cdot g \cdot A}{V}}$$

ω È INVARIANTE DA M

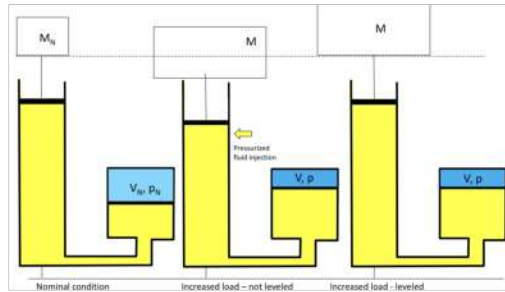
PER QUANTO RIGUARDA LO SMORZATORE

$$\xi = \frac{c}{2} \sqrt{\frac{1}{kM}} = \frac{c}{2M \cdot \omega}$$

ξ CALA AL CRESCERE DI M (NON È UN PROBLEMA, INFATTI BASTA AUMENTARE C, TIPICAMENTE ABBIAMO ANCHE GLI SMORZATORI CONTROLLATI)

HYDRO-PNEUMATIC LEVELLING

COSTANT-MASS LEVELLING
 (La massa d'aria tra i e3 è sempre la stessa)



QUINDI

$Vp = V_N p_N \Rightarrow V = \frac{V_N p_N}{p}$ **Not an adiabatic compression; no mass variation**

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{M}} = \sqrt{\frac{1}{M} \frac{p \delta A^2}{V}} = \sqrt{\frac{1}{M} p \delta A^2 \frac{p}{V_N p_N}}$$

$$p = \frac{Mg}{A} + p_{atm} \approx \frac{Mg}{A}$$

$$\omega = \sqrt{\frac{1}{M} p \delta A^2 \frac{p}{V_N p_N}} = \sqrt{\frac{1}{M} \delta A^2 \frac{1}{V_N p_N} \left(\frac{M^2 g^2}{A^2} \right)} = \sqrt{\gamma \frac{Mg^2}{V_N p_N}}$$

$$\xi = \frac{c}{2\omega M}$$

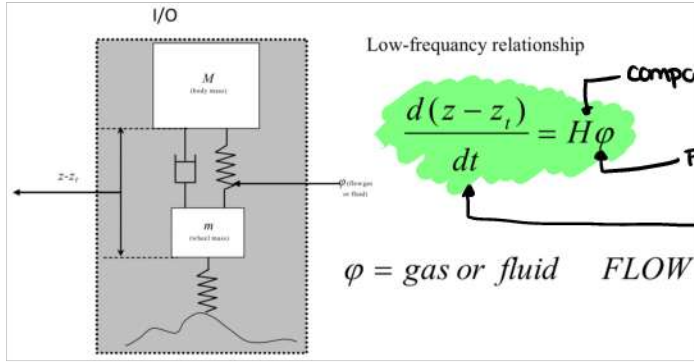
ω Increases if M increases

ξ Decreases if M increases

Questo è un problema.

CONTROLLO

Molto facile perché lavoriamo a bassa frequenza. Possiamo fare un semplice modello

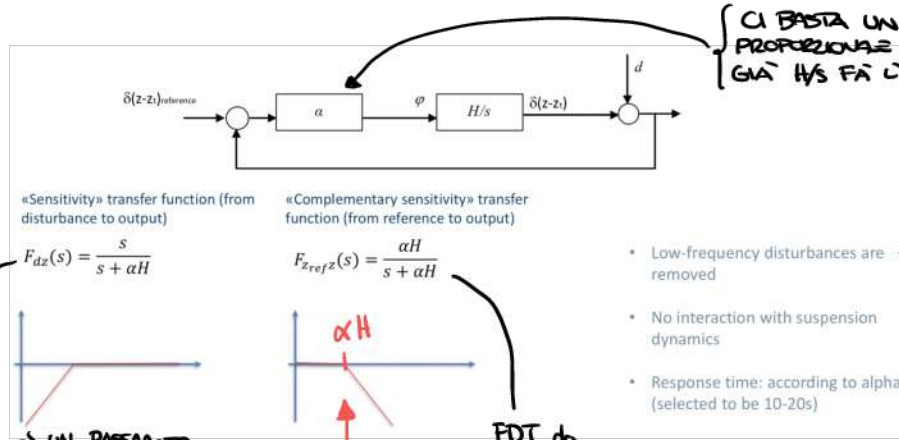


Low-frequency relationship

$$\frac{d(z - z_i)}{dt} = H\phi$$

complete proporzionale
Flusso
DERIVATA DELLA COMPRESSIONE
 $\phi = \text{gas or fluid FLOW}$

POSSIAMO DIRE CHE Δz SIA L'INTEGRALE DEL FLUSSO (Quindi io inietto un flusso e tramite un integratore ho una variazione di z in uscita)



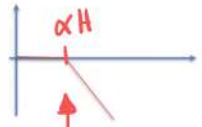
CI BASTA UN CONTROLLO PROPORZIONALE VISTO CHE GIÀ H/S FA L'INTEGRARE

- Low-frequency disturbances are removed
- No interaction with suspension dynamics
- Response time: according to alpha (selected to be 10-20s)

FDT da $d \rightarrow \Delta z$



FDT da $\Delta z \rightarrow \Delta z$



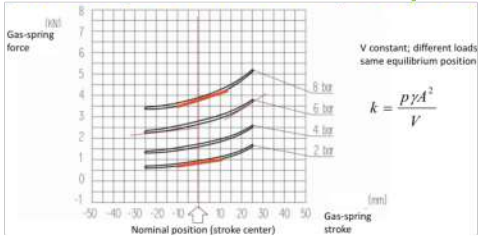
Dobbiamo scegliere α in modo che αH sia minore di f_B tipicamente e $1/10 f_B$ (DOVE f_B E' LA BODY FREQUENCY)

11-03-2021

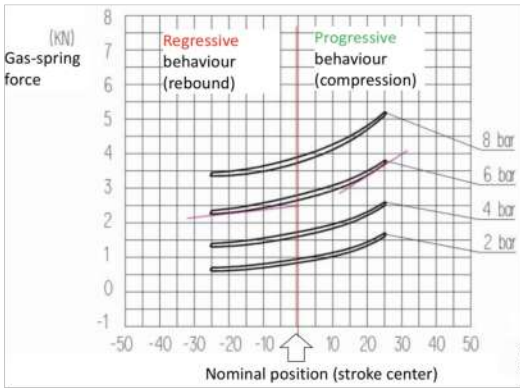
2h di lezione

STIFFNESS CHANGE IN A LOAD LEVELING PNEUMATIC SUSPENSION

come k attorno al punto di equilibrio (k è la tangente rossa) infatti k dipende da v e A .



COMPORTAMENTO DI PROGRESSIONI E REGRESSIONE



è importante essere progressivi in compressione e non vogliamo bette sull'endstop.
 Noi vorremo essere progressivi anche in rilascio (qui non succede) ma non importa più di tanto.

Progressiva nel senso che più schiacciato più diventa duro.

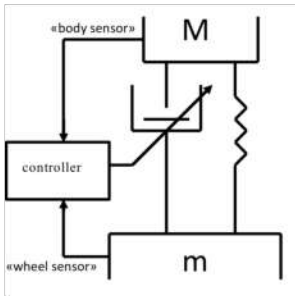
Dimostrazione matematica di questo sulle slide

ESISTONO ALTRE TECNICHE OLTRE QUELLE PNEUMATICHE PER FARE IL LOAD LEVELING?

Sì, ad esempio nelle moto esiste la manual pre-load adjustmet, in pratica regolo prima a mano gli ammortizzatori come una vite.

Esistono anche delle specie di pistoni ed altri usati nelle auto sportive dove ancora si preferisce le molle (questi pistoni si mettono in serie alle sospensioni)

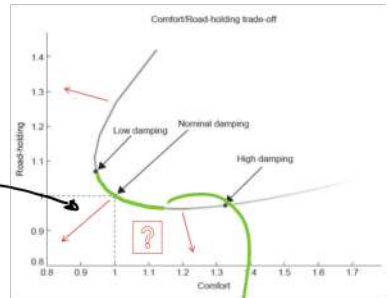
SETTI-ACTIVE (DAMPING) SUSPENSIONS (CONTROLLABILI)



Abbiamo uno smorzatore controllabile. Vogliamo che il sistema sia veloce (10-30ms tempo di risposta)

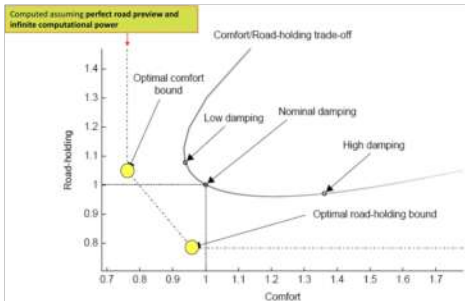
Ricordiamo il grafico visto in prechea

Ricordiamo anche che il punto di ottimo si trova nel punto più vicino all'0



Posso entrare nel dominio sotto la curva con una sospensione semi attiva?

Sì, un po' si può, in pratica schifiamo un po' in basso la caratteristica



Questo nuovo limite è abbastanza teorico e infinita potenza computazionale e perfect road preview.

TIPICAMENTE LANCIA SULLA LINEA

TUTTAVIA POSSIAMO AVVICINARCI A QUESTO LIMITE?

Prendiamo il modello della quota z e poi lo linearizziamo

LINEARIZZIAMO

$$M\ddot{z}(t) = -c(t)(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t)) - k(z(t) - z_t(t) - \Delta_s) - Mg$$

Linearization point (equilibrium): $c(t) = c; \dot{z}(t) = 0, \dot{z}_t(t) = 0$

$$f(c(t), \dot{z}(t), \dot{z}_t(t)) = f(c, 0, 0) + \frac{\partial f}{\partial c} \Big|_{c,0,0} (c(t) - c) + \frac{\partial f}{\partial \dot{z}} \Big|_{c,0,0} (\dot{z}(t) - 0) + \frac{\partial f}{\partial \dot{z}_t} \Big|_{c,0,0} (\dot{z}_t(t) - 0) \quad \leftarrow \text{TAYLOR}$$

$$f(c(t), \dot{z}(t), \dot{z}_t(t)) = 0 + 0\delta c(t) + (-c)\delta\dot{z}(t) + (+c)\delta\dot{z}_t(t) = -c(\delta\dot{z}(t) - \delta\dot{z}_t(t))$$

The control variable **DISAPPEARS** (damping modulation around zero-speed has no control authority)

Dopo la linearizzazione perdiamo la variabile di controllo, quindi non ci va bene

Dobbiamo trovare un altro approccio. Vogliamo cercare di replicare lo skyhook ideale

$$-c(t)(\dot{z} - \dot{z}_t) = -c_{SH}\dot{z}$$

$$c(t) = \text{sat}_{[c_{min}, c_{max}]} \left\{ \frac{c_{SH}\dot{z}}{(\dot{z} - \dot{z}_t)} \right\}$$

Sensors requirement:
- Body speed
- Stroke speed

Actuator requirement: continuous modulation from c_{min} to c_{max}

Remark: c_{min} and c_{max} (controllability range)

DOBBIAMO METTERE UNA SATURAZIONE NEI $c(t)$ MA IN c_{min} E c_{max}

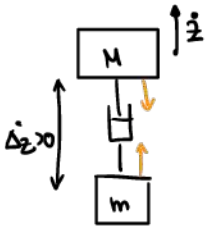
Come selezioniamo c_{SH} ? dobbiamo scegliere e legarlo a sospensione fatta

TWO STATE SWITCHING APPROXIMATION

ho solo 2 VALORI ON-OFF c_{min} e c_{max} , ANORA

$$\begin{cases} c(t) = c_{max} & \text{SE } \dot{z}(\dot{z} - \dot{z}_t) \geq 0 \quad (\text{ovè se } \dot{z} \text{ e } \Delta\dot{z} \text{ hanno stesso segno)} \\ c(t) = c_{min} & \text{SE } \dot{z}(\dot{z} - \dot{z}_t) < 0 \end{cases}$$

Questo è più facile da capire intuitivamente



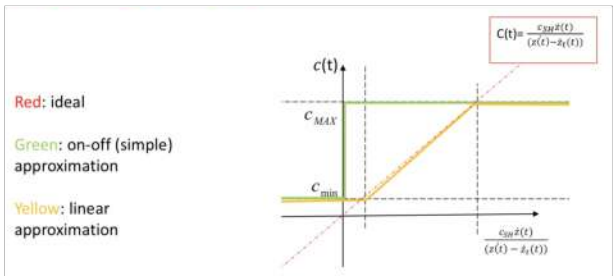
Supponiamo che la M si stia spostando in zero ($\ddot{z} > 0$) e che le 2 masse si allontanino

TORZE DELLO SMORZATORE

CAPIAMO che noi vogliamo portare giù il body, e quindi per farlo dobbiamo aumentare il C_{MAX} .

CAPIAMO CHE PER IL CASO CONTRARIO È ESATTAMENTE L'OPPOSTO. (infatti noi vogliamo tirare giù il body ma lo smorzatore ci butta in su per questo noi vogliamo C_{MIN})

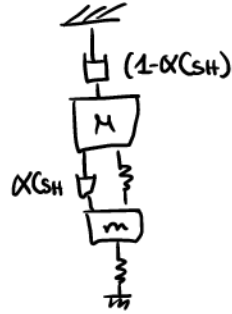
ABBIAMO QUESTI DIVERSI TIPI DI MODULAZIONE



ESISTE ANCHE LA MODULAZIONE LINEARE SKYHOOK ESTESA

In pratica questa vede come il damping diviso in 2, una per lo skyhook $(1-\alpha)$ e l'altra che va nella solita posizione α .

Questo va bene perché prima lascieremo le 2 masse senza damping



(Vedere slide)

CON LE SOBY ACTIVE SUSPENSION POSSIAMO ANCHE IMITARE UN GROUNDHOOK !!
 anche qui come sopra (stessi tipi di modulazioni) [vedere slide per capire]

ESISTE UN ULTERIORE SISTEMA DI CONTROLLO (ADD CONTROL)

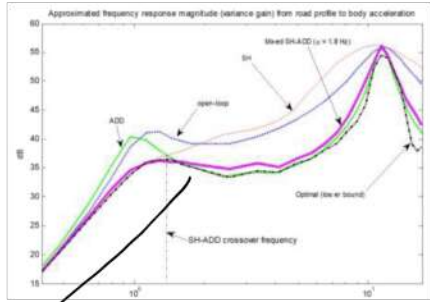
SIMILE ALLO SKYHOOK A 2 STATI SOLO CHE AL POSTO DELLA VELOCITÀ USIAMO L'ACCELERAZIONE.

HANNO DIMOSTRATO CHE È UN CONTROLLO OTTIMO SE LA STRADA È UN RUMORE BIANCO (COA CHE NON È)

$$\begin{cases} c(t) = c_{MAX} & \text{if } \ddot{z}(\dot{z} - \dot{z}_i) \geq 0 \\ c(t) = c_{MIN} & \text{if } \ddot{z}(\dot{z} - \dot{z}_i) < 0 \end{cases} \iff \begin{cases} c(t) = c_{MAX} & \text{if } \ddot{z}(\dot{z} - \dot{z}_i) \geq 0 \\ c(t) = c_{MIN} & \text{if } \ddot{z}(\dot{z} - \dot{z}_i) < 0 \end{cases}$$

ALTRO ALGORITMO MIX-SH-ADD

Vedendo le varie risposte in frequenza dei vari algoritmi si nota che



LINEA TEORICA OTTIMA

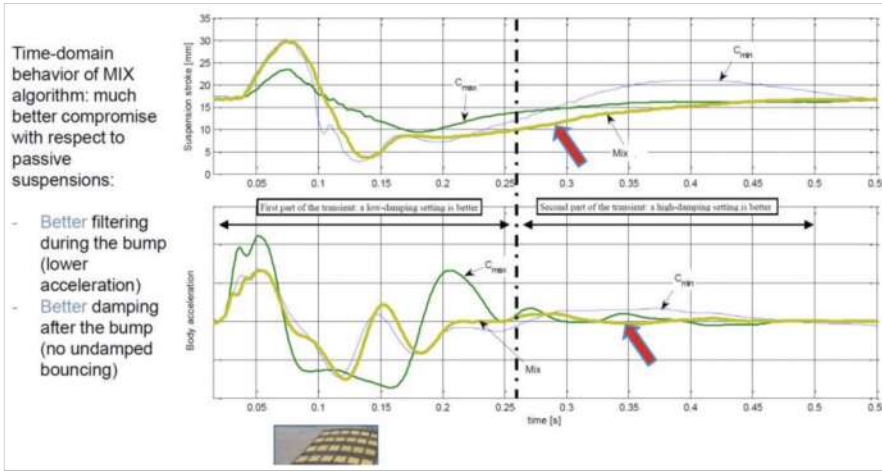
C'è un compromesso complementare tra ADD e skyhook. Infatti si nota che dopo la frequenza di risonanza ADD è molto buono ma prima no ed è eccellente il criterio per lo skyhook.

Usiamo un frequency selector per capire se usare lo skyhook o l'add.

$$\ddot{z}^2 - \alpha^2 \dot{z}^2$$

In pratica dice che se α che è la freq di risonanza in rad/s è alta usiamo ADD altrimenti usiamo lo skyhook

CONFRONTO REALE CHW CHAX

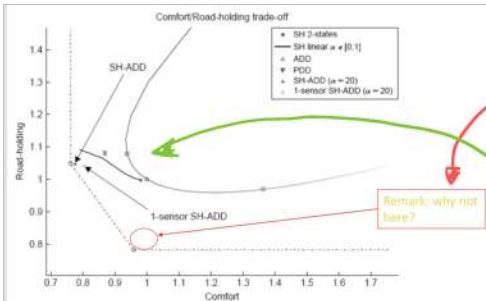


Time-domain behavior of MIX algorithm: much better compromise with respect to passive suspensions:

- Better filtering during the bump (lower acceleration)
- Better damping after the bump (no undamped bouncing)

Nel grafico 1 notiamo che C_{min} è troppo bumpy dopo il dosso mentre C_{max} fa lavorare troppo poco la sospensione (non va per nulla bene). Con le semi-active suspension possiamo prendere i compromessi ottimi delle 2 e ottenere la linea giusta

USIAMO ADESSO GLI ALGORITMI NEL GRAFICO PRECEDENTE



SH-ADD arriva quasi al punto ottimo

NON LAVORIAMO IN QUESTA REGIONE (CHE È QUELLA DEL GROUND HOOD) PERCHÉ È UNA ZONA TERRIBILE PER IL COMFORT DEL CONDUTTORE XE' NON RIESCE A CAPIRE COSA FA LA MACCHINA

ANCHE LE MACCHINE SPORTIVE VANNO QUI

UN'ALTRA CLASSE DI STRATEGIE DI CONTROLLO È LA SHORT-STROKE APPLICATION

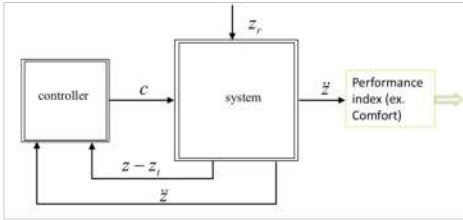
Ci sono dei casi (tipo zbrane tettonari) in cui lo stroke è molto piccolo e noi non vogliamo toccare gli endstop.

Allora in questi casi usiamo un sistema al punto statico mentre quando ci avviciniamo agli endstop usiamo Ouk.

Questa strategia è così facile da può essere implementata in maniera meccanica.

17-03-2021

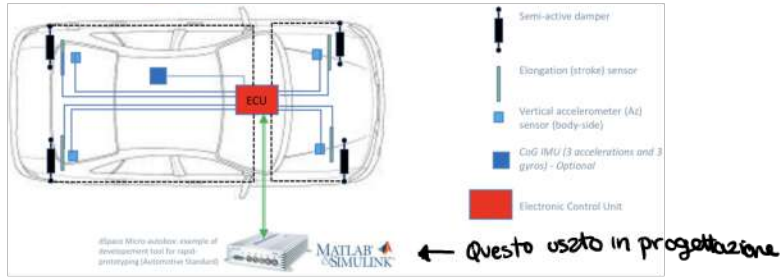
2h di lezione



Abbiamo un sistema non lineare che vogliamo controllare e abbiamo 2 sensori, uno di accelerazione e uno $z-z_t$, inoltre anche il controllare non è lineare, infatti questo è un sistema abbastanza difficile.

IN questo sistema di controllo non si possono creare algoritmi diretti ma creiamo un algoritmo, lo proviamo e vediamo l'efficienza.

Esempio di architettura di controllo



SENSORI

Notiamo che SH, ADD o SH-ADD richiedono la velocità del body, l'accelerazione del body e la stroke speed ($z-z_t$).

Tipicamente i nostri sensori misurano solo la accelerazione del body e stroke sensor. Noi da questi dobbiamo ricavare la body speed e la stroke speed. il problema di questo è il rumore.

Physical sensors (signal + noise):

- Body-accelerometer $\ddot{z} + d$
- Stroke sensor $(z - z_t) + d$

Body speed estimation

$\dot{z} = \int \ddot{z}$ → LAPLACE

$V(s) = A(s) \frac{1}{s} + D(s) \frac{1}{s}$

↓

$V(s) = A(s) \frac{1}{s + \epsilon} + D(s) \frac{1}{s + \epsilon}$

$\epsilon = 2\pi \cdot 0.1$
(OK beyond 0.1Hz)

RIMPIAZIAMO L'INTEGRALE CON $1/s + \epsilon$ in modo da fare un filtro passabasso.

QUI È PIÙ

QUI HO UN INTEGRATORE

Stroke speed estimation

$(z - z_t) = \frac{d}{dt} (z - z_t)$

$V(s) = sZ(s) + sD(s)$

↓

$V(s) = (Z(s) + D(s))s \frac{\Gamma_1 - \Gamma_2}{s + \Gamma_1, s + \Gamma_2}$

$\Gamma_1 = 2\pi \cdot 20, \Gamma_1 < \Gamma_2$
(OK below 20Hz)

RUMORE CHE TRENDE A MAINDRE L'AMPLIFICAZIONE A + 0

DECIDIAMO CHE DOPO UNA CERTA FREQUENZA FACCIAMO UN CUT-OFF.

↑ il fatto di cambiare l'integratore con $\frac{1}{s} + \epsilon$ non ci cambia tanto la vita visto che a basse frequenze (dove con questa approssimazione ho peggio il damping non è molto basso e quindi possiamo approssimare

CONFIGURAZIONI DEI SENSORI (vedere slide)

- Configurazione 1b: rimpiazziamo gli accelerometri del corpo con un IMU che ha 6 gradi di libertà
- Configurazione 2: Abbiamo le accelerazioni della ruota e del corpo (\ddot{z}_t e \ddot{z}) e poi possiamo ottenere $(\ddot{z} - \ddot{z}_t) \rightarrow \int (\dot{z} - \dot{z}_t)$

Reduce sensor configuration ho meno sensori fisici e più algoritmi e più computazione.
(uso meno sensori e quindi riduco il prezzo)

- Configurazione 1-R1 → Togliamo un accelerometro verticale e usiamo l'approssimazione di corpo rigido

[Sia in configurazione 1-R1 e 2-R1 non abbiamo perdita di performance]

- Configurazione 2-R2 → l'idea è che se incontriamo un'irregolarità della strada prima la troviamo sulle ruote davanti e dopo un Δt lo troviamo uguale nelle ruote dietro. In pratica le ruote davanti sono a controllo chiuso mentre quelle dietro ad aperto. Ho delle perdite di performance.

[Nelle configurazioni 2-b-R2 e 2-R3 perdono completamente il controllo della singola ruota, ad esempio una buca che prende solo con una ruota]

TECNOLOGIE DI TECNOLOGIE PER I DAMPER

- Valvole elettroidrauliche per volume o aumentare i fori dello smorzatore
- Magneto/Elettro Reologici: liquid che diventano più o meno viscosi se c'è un campo magnetico o elettrico.
Il campo magnetico è applicato solo attorno agli orifizi perché a noi ci interessa che il fluido sia più viscoso solo quando passa per i buchi.

COMPARAZIONE

	EH valve	Magneto-Rheologic	Electro-Rheologic
Controllability area	Medium	Large	Large
Low-speed (<0.1m/s) force	Medium	Large	Large
Commutation speed	Fast (20-40ms)	Very fast (5-20 ms)	Very fast (5-20 ms)
Power electronics complexity	Low (12V, 0-2A)	Low (12V, -4+4A)	Very high (1000V, mA)
Static friction	Low (50-70N)	Medium (70-100N)	Medium (70-100N)
Power-off (fail-safe) mode	Low damping (Normally Open); high damping (Normally Closed)	Low damping	Low damping
Cost	Valve(s) cost (depends on volumes)	Fluid cost (depends on volumes)	Fluid cost (depends on volumes)

LA FORZA A BASSE VELOCITÀ, MIGLIORA L'HANDLING
LA FRIZIONE STATICA CHE DOBBIAMO COMPENSARE PER UNIBIAS
MR è peggio se ci serve un sed migliore dato che non è olio.

Questi sono grandi ventoggi
LATO NEGATIVO CHE HA UCCISO QUESTA TECNOLOGIA
Cosa succede se si rompe il filo. High damping è meglio.

il 95% oggi è EH vale il resto è MR (Tuttavia MR era sotto brevetto e si aspetta di uscire)

ADAPTIVE SUSPENSION

Adattiamo il damping in modo lento in base allo stile di guida (ad esempio) tipicamente è ad attivazione manuale. e sensorless xè non c'è feedback

Ad oggi tecnologia poco o nulla utilizzata.

SEMI-ACTIVE STIFFNESS CONTROL

Variamo la stiffness della molla velocemente → storicamente mai fatto xè molto difficile da fare. De pochi anni esistono le multi chamber air stream systems.

L'idea è quella di avere una sospensione ad aria con 1/2 o 2 camere secondarie a volume costante, questi 2 volumi sono collegati alla principale con delle elettrovalvole. È semi-active xè se la macchina è ferma e noi apriamo e chiudiamo la valvola non succede nulla.

18-03-2021

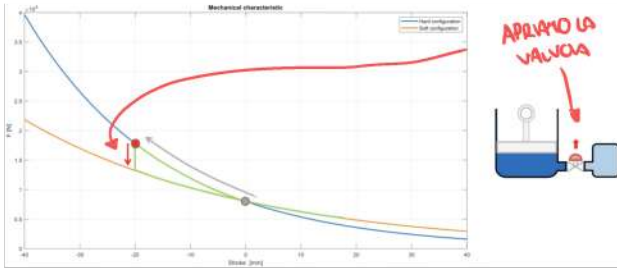
IN DIFFERITA

2h

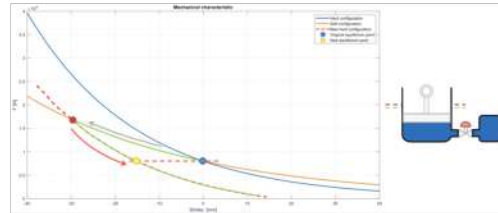
Questa funziona perché quando l'elettrovalvola varia il volume e quindi abbiamo una variazione di K .

Questa tecnica ha dei problemi: Cosa succede se chiudiamo la valvola (o l'apriamo) in un punto che non sia quello di equilibrio? (Tipo quando stiamo comprimendo).

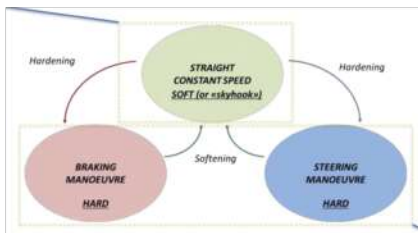
C'è un istantaneo calo o aumento di forza



Se facciamo l'inverso, cioè chiudiamo la valvola, allora ci spostiamo in una nuova curva perché la pressione nella camera principale cambia. Questo fa sì che cambi il punto di equilibrio



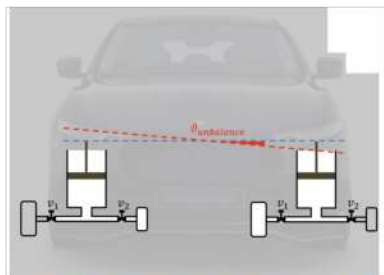
In generale usiamo questo algoritmo per capire cosa fare con la durezza della molla



Obiettivi dell'Handling:

In frenata vogliamo ridurre l'angolo di Pitching (zittidire) e ridurre l'angolo zuche in accelerazione di mezzo zuche zottusquet.

Se zuntichiamo per mettere la molla in hard quando freniamo potremmo zure le sospensioni in due punti diversi (quindi fuori dall'equilibrio) e questo fa sì che ci zeno 2 nuovi punti di equilibrio



Quando freno e chiudo la vettura potrei zure la sospensione più bassa dall'ztra e questo fa sì che non zeno più in bolla i 2 punti di equilibrio

(In pratica c'è il problema di pesetramento sopra)

ESISTONO 2 TIPOLOGIE DI CONTROLLO

Hardening suspensions stiffness as soon as starts braking manoeuvre

PRO	CONS
Minimized control response time	Effects given by suspensions unbalancing

$K_{soft} \rightarrow K_{hard}$

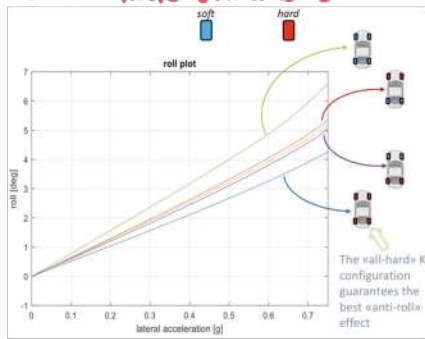
Hardening independently front and rear suspensions stiffness when braking manoeuvre is started and left and right suspensions are at the same stroke points

PRO	CONS
Left and right suspensions balanced for each side	Pitch improvement delayed

$K_{soft} \rightarrow K_{hard}$

ASPECTO CHE LE SOSPENSIONI PASSANO PER IL PUNTO DI B HO QUINDI UN RITARDO (E PUE DIVERSO PER OGNIUNA DELLE SOSPENSIONI)

ESISTE ANCHE L'ANGOLO DI ROLL :



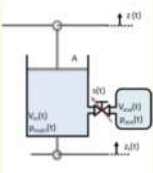
Notiamo che più dure ho le sospensioni meno roll ho. In questo caso non ho problemi di imbalanze da zblazno visto prima.

Una cosa che non possiamo cepire (per ora) è che se noi teniamo velocità costante e angolo di sterzata costante ma variamo il rolling angle more zuche la trazione varia.

ADESSO FACCIAMO LA STESSA COSA VISTA NEL CASO DEL LOAD LEVELLING.

$\rho = \gamma = 1,4$

Valve closed: The multichamber is equivalent to a 'normal' air-spring.
 Adiabatic transformation law: $p_{main}(t)V_m^\gamma(t) = const$
 Differentiating the previous equation with respect to time: $\dot{p}_{main}(t) = -\frac{p_{main}(t)\dot{V}_m(t)}{V_m(t)}$
 The main chamber volume is a function of the stroke:
 $V_m(t) = A(z(t) - z_t(t))$
 $\dot{V}_m(t) = A(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t))$
 Finally the main chamber pressure dynamic is: $\dot{p}_{main}(t) = -\frac{p_{main}(t)A(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t))}{A(z(t) - z_t(t))}$
 The pressure inside the auxiliary chamber does not change: $\dot{p}_{aux}(t) = 0$



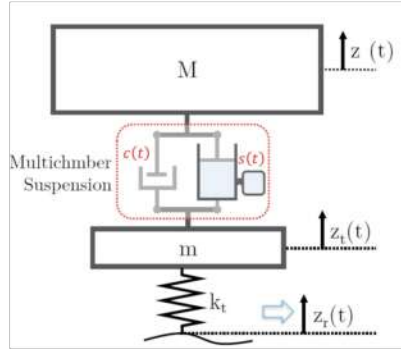
Defining the valve state:
 $s(t) = \begin{cases} 1 & \text{open} \\ 0 & \text{close} \end{cases}$
 The two 'static' cases (no valve switch) can be condensed in the following equations:
 $\dot{p}_{main}(t) = -\frac{p_{main}(t)A(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t))}{A(z(t) - z_t(t)) + V_{aux} s(t)}$
 $\dot{p}_{aux}(t) = -\frac{p_{aux}(t)A(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t))}{A(z(t) - z_t(t)) + V_{aux} s(t)}$
 If $s(t) = 0 \rightarrow$ the equation are the same of closed valve case
 If $s(t) = 1 \rightarrow$ the equation are the same of open valve case

Valve open: assuming an ideal valve (no pressure drop) the pressure inside the two chamber is the same, then the multichamber is equivalent to a 'normal' air-spring with a bigger volume with respect the previous case.
 $\dot{p}_{main}(t) = -\frac{p_{main}(t)A(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t))}{A(z(t) - z_t(t)) + V_{aux}}$
 The pressure inside the auxiliary chamber has the same dynamic of the main chamber pressure: $\dot{p}_{aux}(t) = \dot{p}_{main}(t)$

- Assumptions:**
- Ideal gas
 - Adiabatic transformation
 - Infinitely fast fluid dynamics transient
 - Negligible valve pressure drop
 - Instantaneous valve switch

Notiamo che nel $V_{aux}(t)$ possiamo togliere la dipendenza dal tempo dato che il volume rimane costante

Questo modello può essere aggiunto al modello della quarta cer



$$x(t) = [z \quad \dot{z} \quad z_t \quad \dot{z}_t \quad p_m \quad p_{aux}]$$

$$\begin{cases} M\ddot{z} = -c(t)(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t)) + (p_m(t) - p_{atm})A - Mg \\ m\ddot{z}_t = +c(t)(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t)) - (p_m(t) - p_{atm})A - k_t(z_t(t) - z_w(t)) + Mg \\ \dot{p}_m(t) = -\frac{\rho p_m(t)A(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t))}{A(z(t) - z_t(t)) + V_{aux}s(t)} \\ \dot{p}_{aux}(t) = -\frac{\rho p_{aux}(t)A(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t))}{A(z(t) - z_t(t)) + V_{aux}s(t)} \end{cases}$$

AGGIUNTE

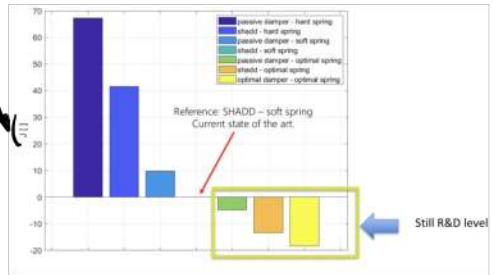
DISPERZI DEL SISTEMA

$s(t)$ è la variabile di controllo

Copriamo da questo tipo di tecnologia e' molto nuova per cui

Notiamo che quest tipo di tecnologia ha molto potenziale

Comfort meno e' meglio (cubo)

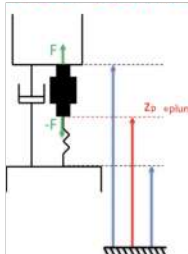


SOSPENSIONI ATTIVE

Full bandwidth, normalmente c'è un grande attuatore e una molla. L'obiettivo è elettroidraulico o elettromeccanico

ABBIAMO UN NUOVO MODELLO DI QUARTA CER

SLOW ACTIVE



$$\begin{cases} M\ddot{z}(t) = -c(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t)) - k(z(t) - z_t(t) - \Delta_s) - Mg \\ m\ddot{z}_t(t) = +c(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t)) + k(z(t) - z_t(t) - \Delta_s) - k_t(z_t(t) - z_r(t) - \Delta_t) - mg \end{cases}$$

CLASSICO MODELLO QUARTER CAR

E' LA FORZA DELL'ATTUATORE CHE VA A RIMPIAZZARE QUELLA DELLA MOLLA

$$\begin{cases} M\ddot{z}(t) = -c(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t)) + F(t) - Mg \\ -k(z_p(t) - z_t(t) - \Delta_s) - F(t) = 0 \\ m\ddot{z}_t(t) = +c(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t)) + k(z_p(t) - z_t(t) - \Delta_s) - k_t(z_t(t) - z_r(t) - \Delta_t) - mg \end{cases}$$

$$x = \begin{bmatrix} z \\ \dot{z} \\ z_t \\ \dot{z}_t \\ F \end{bmatrix} \quad u = \begin{bmatrix} z_r \\ F_{in} \end{bmatrix}$$

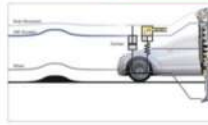
ABBIAO UN NUOVO STATO.

ESISTE UNA FREQUENZA MASSIMA E MINIMA DELL'ATTUATORE.

SLOW ACTIVE (VISTA LA BANDA)


Actuator dynamics: $\hat{F}(t) = -\beta F(t) + \beta F_{in}(t)$ $F_{min} \leq F_{in}(t) \leq F_{max}$ $\beta \approx 5 \cdot 2\pi$

Fin $\frac{\beta}{s + \beta}$ F



Vedere slide per vedere il modello tipo II (e' quello che usa l'2wd: A8)

PASSIAMO AL FULL-ACTIVE



$$\begin{cases} M\ddot{z}(t) = -c(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t)) - k(z(t) - z_t(t) - \Delta_s) - Mg \\ m\ddot{z}_t(t) = +c(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t)) + k(z(t) - z_t(t) - \Delta_s) - k_t(z_t(t) - z_r(t) - \Delta_t) - mg \end{cases}$$

modello standard

Si cancella totalmente il damping

$$\begin{cases} M\ddot{z}(t) = +F(t) - k(z(t) - z_t(t) - \Delta_s) - Mg \\ m\ddot{z}_t(t) = -F(t) + k(z(t) - z_t(t) - \Delta_s) - k_t(z_t(t) - z_r(t) - \Delta_t) - mg \\ \hat{F}(t) = -\beta F(t) + \beta F_{in}(t) \quad F_{min} \leq F_{in}(t) \leq F_{max} \end{cases}$$

$$x = \begin{bmatrix} z \\ \dot{z} \\ z_t \\ \dot{z}_t \\ F \end{bmatrix} \quad u = \begin{bmatrix} z_r \\ F_{in} \end{bmatrix}$$

$\beta > 20 \cdot 2\pi$

Qui non abbiamo nemmeno la molla (usata solo in F1 fino a che non e' stata bandita)

Come controlliamo un'active suspension

E' piu' facile che dei semi-active pero' il sistema e' lineare

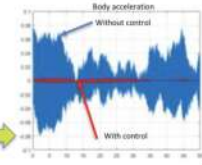
- Easier than semi-active suspensions
- System is LINEAR
- Classical linear control design tools (optimal control, Hinf, etc...) can be used
- Multi-variables and multi-objective control systems can be (easily) designed

Example: LQR regulator assuming the state vector is measurable (or estimated).

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T [\ddot{z}^2 + \rho_1(z - z_t)^2 + \rho_2(z_t - z_r)^2] dt$$

Comfort objective Elongation objective Contact objective

With ρ_1 and ρ_2 very small (all emphasis on comfort)



Davrebbe essere l'indice di performance
Controllando p_1, p_2 possiamo variare comfort e handling.

← Questo è ancora un po' un sogno

Bandwidth: 100Hz!

AE →

Main issues and challenges:

- Weight/size (packaging)
- High-voltage management
- Heat-dissipation (efficiency)

Aachen Bose Sheffield Eindhoven

Rotary PM motor

Higher power density (kW/Kg); needs gearbox and to transform rotational motion into linear motion

Tubular PM Actuator

Lower power density (kW/Kg); «Direct drive» to linear movement

uno di problemi principali

← Dobb: su quei motore usare ancora

Vedere sulle slide il funzionamento di diez motor (utilizza una pompa elettrodraulica)
 Questo tipo di sistema non è studiato per fare un load handling costante, infatti se così fosse il motore dovrebbe girare continuamente con un enorme spreco di energia.

MACCHINE AUTONOME

Ci si focalizza molto di più sul comfort che sull'handling visto che non guidi e si cercherà zone di ridurre la motion sickness.

24.03.2021

2h

CAPITOLO 2 : SLIP CONTROL

Vogliamo controllare il longitudinale slip delle ruote durante la frenata e l'accelerazione.
 Nelle moto il movimento longitudinale e quello laterale sono estremamente interconnessi, nella auto no.

Introduzione : Fondamentali del contesto ruota strada

Definiamo con λ lo slip longitudinale della ruota (è un valore adimensionale)

v : body speed
 r : rolling radius
 ω : angular wheel speed

$\omega r = v_w$ wheel speed [m/s] at the contact point

$\lambda = \frac{v - \omega r}{\max\{v, \omega r\}}$

If brake: $\lambda := \frac{v - \omega r}{v}$

If traction: $\lambda = \frac{v - \omega r}{\omega r}$

Free rolling: $0 \leq \lambda \leq 1$

Locked wheel: $\lambda = 1$

Se frenamo $v > \omega r$

Itteno convergenza: $0 \leq \lambda \leq 1$

Se accelerano $\omega r > v$

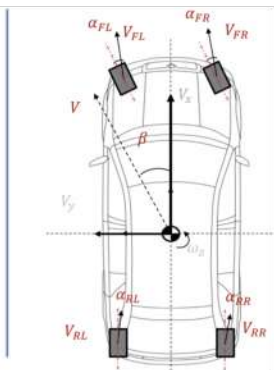
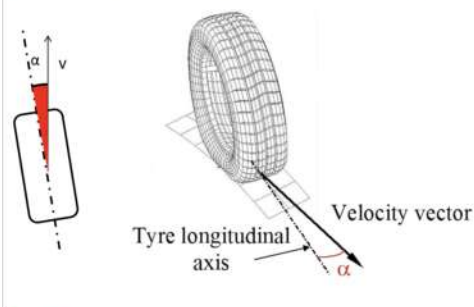
«Burnout»

Body speed - Wheel speed

'SLIP' $\lambda = \frac{\text{Body speed} - \text{Wheel speed}}{\text{Body speed}}$

Side slip angle e un altro tipo di slip, non è longitudinale ma è laterale

Side slip angle. It is the **angle** between the tire longitudinal axis and the wheel velocity vector



Credo sia la differenza tra l'angolo dove punta la ruota e il vettore velocità della stessa

Camber angle: noi lo chiamiamo γ ed è l'angolo verticale tra la ruota e il piano stradale. (tipicamente il camber è piccolo). C'è un caso speciale dato dalle moto da sono veicoli "pregiati" in cui il camber può essere molto alto.

Forze e frizioni al punto di contatto della ruota

$F_x(F_z, \lambda, \alpha, \gamma) \approx F_z \cdot \mu_x(\lambda, \alpha, \gamma) \approx F_z \cdot \mu_x(\lambda, \alpha)$
 $F_y(F_z, \lambda, \alpha, \gamma) \approx F_z \cdot \mu_y(\lambda, \alpha, \gamma) \approx F_z \cdot \mu_y(\lambda, \alpha)$

$\mu_x(\lambda, \alpha) = \frac{F_x}{F_z}$ Longitudinal tire-road friction coefficient
 $\mu_y(\lambda, \alpha) = \frac{F_y}{F_z}$ Lateral tire-road friction coefficient

Friction coefficients:
 - Dimensional functions of lambda and alpha
 - Depend on the TIRE and ROAD characteristics

F_z = Vertical load
 λ = longitudinal slip
 α = Side-Slip angle
 γ = Camber angle

• SEMPLIFICAZIONE, sappiamo F_z uno sceler in modo da "farlo uscire"
 Poi sappiamo che F_x non dipende più da γ (realistico, non ha tanto effetto)

Remark: Tire Relaxation Dynamics

Il vero comportamento della ruota è dinamico, c'è una deformazione elastica della ruota. Se cambiamo uno degli elementi che costituiscono la forza l'uscita non ce l'ho immediata ma ce l'ho filtrata da un filtro dinamico. Chiamiamo con S_{0l} la lunghezza di rilassamento (è circa 1/2 della circonferenza della ruota, per queste si usano ruote in profilo basso)

«Relaxation dynamics» (simplified) model:

$$\frac{\left[\frac{v_x}{S_{0l}} \right]}{S + \left[\frac{v_x}{S_{0l}} \right]} \rightarrow F$$

wheel speed
 «relaxation length» (about 1/2 circumference; less for low-profile sporty tires)

$\lambda, \alpha, F_z, \gamma \rightarrow F(F_z, \lambda, \alpha, \gamma) \rightarrow \left[\frac{F_x}{F_y} \right]$

Example: 225/40-R19 - Radius = (22,5*0,4) + (0,5*19*2,54) = 33,13cm; circumference = 2,08m
 Relaxation Length = 1/2 * 2,08 = 1,04m
 Speed 30m/s;
 Relaxation dynamics cutoff frequency = 28,8rad/s = 4,6Hz

Usually relaxation dynamics are initially neglected in braking/traction control design

esempio per vedere la banda del filtro passabasso

frequenza abbastanza bassa

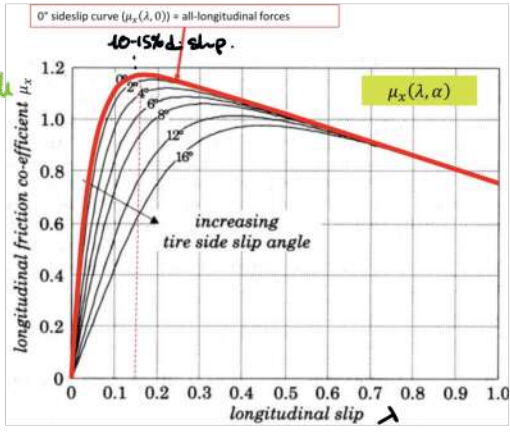
DEFINIZIONI FONDAMENTALI

• Andamento del coefficiente di frizione longitudinale

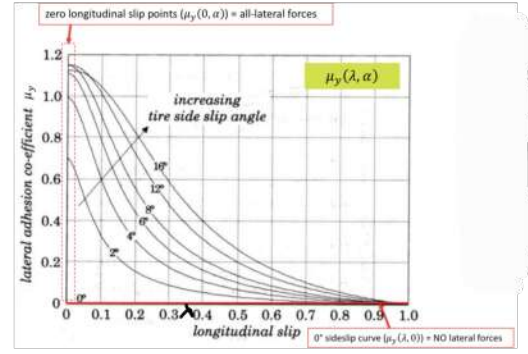
Per ogni valore di α abbiamo una curva (la curva in rosso è da la curva che vogliamo quando andiamo dritti)

Il grafico è fatto con asfalto asciutto e molto grip.

Notiamo che abbiamo bisogno dello slip per avere forza ma notiamo che se da un certo punto quando aumentiamo troppo lo slip perdiamo in frizione e quindi in forza. Sul picco della curva abbiamo già un slip del 10-15% che è già tutto, non che il picco è il punto ottimo di lavoro.



• Andamento del coefficiente laterale



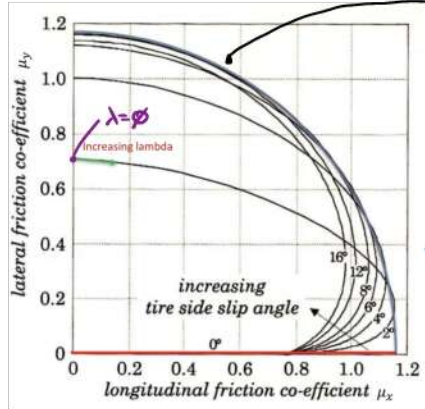
Con $\alpha = 0$ non si hanno forze laterali

Abbiamo ± 0 - lo stesso valore di picco e lo otteniamo quando $\lambda = 0$

Se le ruote sono bloccate ($\lambda = 1$) non ho nessuna forza laterale. Perdo in direzionalità. È per questo che quando freno e le ruote si bloccano vedo dritto e perdo il controllo.

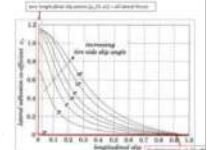
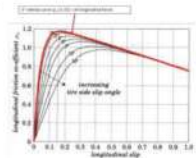
Da 2 grafici notiamo che aumentando λ trasferisce la forza da laterale a longitudinale.

Tipicamente si condensano questi grafici in un unico grafico 2D togliendo la dipendenza del longitudinale slip.



Example of dry-asphalt, with high-grip tire

Trade-off lateral-longitudinal Envelope: almost a circumference (or ellipse): «friction ellipse»



La linea blu è un bordo massimo chiamato friction ellipse

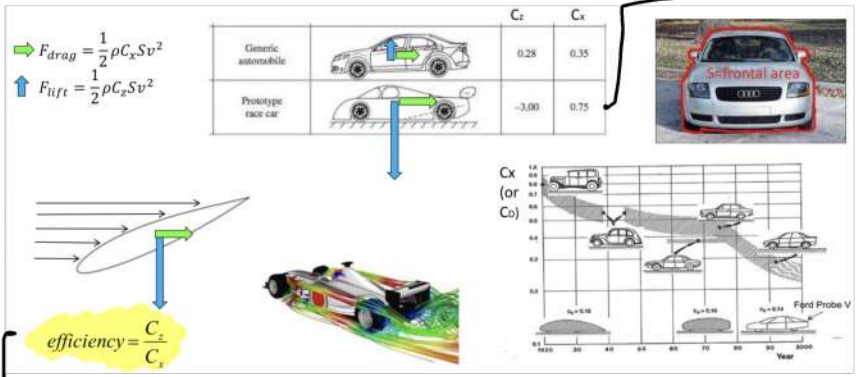
Non possiamo avere nello stesso tempo max forza long: +diversa e laterale, dato che in un track.

Notiamo poi che il g-plot è molto simile al nostro grafico unico visto prima, infatti è lo stesso x e y

$$F_{x(max)} = F_z \cdot \mu_{x(max)} \Rightarrow Ma_{x(max)} = Mg \cdot \mu_{x(max)} \Rightarrow a_{x(max)} = g \cdot \mu_{x(max)}$$

$$F_{y(max)} = F_z \cdot \mu_{y(max)} \Rightarrow Ma_{y(max)} = Mg \cdot \mu_{y(max)} \Rightarrow a_{y(max)} = g \cdot \mu_{y(max)}$$

Possiamo vedere dai g-plot con forze che vanno a 4-5g e queste sono dovute prevalentemente all' aerodinamica



Quello che vogliamo ottenere nelle macchine da corsa.

Frenata e accelerazione considerata l'aerodinamica

Maximum braking force:

$$F_{brake}(v) = F_z \mu_{MAX}$$

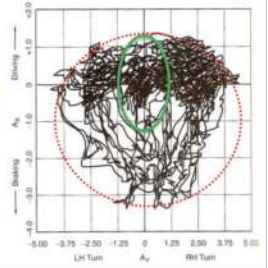
$$F_z = Mg + F_{lift}$$

$$F_{lift} = \frac{1}{2} \rho C_z S v^2$$

Brake: $Ma_x = -F_{drag}(v) - F_{brake}(v)$

Acceleration: $Ma_x = -F_{drag}(v) + F_{traction}(v)$

$$F_{drag} = \frac{1}{2} \rho C_x S v^2$$



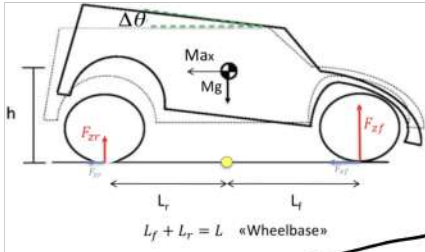
l'accelerazione in frenata è molto più alta di quella in accelerazione perché la forza di drag e la frenata vanno nello stesso verso

Braking and acceleration forces:
 - complex combination of road-tire contact forces and aerodynamic effects
 - F_z has a "scaling effect" for maximum road-tire forces

Con l'aerodinamica possiamo aumentare di molto la F_z senza dover aumentare la massa dell'auto.

LOAD TRANSFER (sia in frenata che in accelerazione)

High stiffness = Kpitch piccolo



$$\Delta\theta(a_x) = -K_{pitch} \frac{h}{L_f + L_r} M a_x$$

Depends on suspensions stiffness «Pitch-sensitivity»

Bilanciamento tre forze longitudinali e torsionali

$$Mg = F_{zr} + F_{zf}$$

$$-F_{zf}L_f + F_{zr}L_r - M a_x h = 0$$

$$F_{zr} = \frac{L_f}{L_f + L_r} Mg + \frac{h}{L_f + L_r} M a_x$$

$$F_{zf} = \frac{L_r}{L_f + L_r} Mg - \frac{h}{L_f + L_r} M a_x$$

Static load distribution

$$F_{zr} = \frac{L_f}{L_f + L_r} Mg$$

$$F_{zf} = \frac{L_r}{L_f + L_r} Mg$$

Equivalenza torsionale

a_x (accelerazione longitudinali costante)
 La prima parte della formula non dipende da a_x
 si chiama static load distribution, cioè la distribuzione di forza quando $a_x = 0$

25.03.2021

2h

Dalla formula di prima si nota che $h/(L_f + L_r)$ è il parametro fondamentale del load transfer. Noi non vogliamo tanto load transfer quindi vogliamo questo parametro basso.

Situazioni estreme di load transfer

Prendiamo le formule e imponiamo le Roll-over limit condition ($F_{zr} = 0, F_{zf} = Mg$)
 in questo caso tutto il peso avanti (esiste anche il contrario)
 Nel nostro caso otteniamo che

$$a_x = -\frac{L_f}{h} g$$

(LIMITE DI ACCELERAZIONE IN FRENATA PER NON IMPENNARE AVANTI)

Sappiamo anche che

The actual rollover also depends of the maximum value of μ_x ($\mu_{x(max)}$)	$\mu_x(max) > \frac{L_f}{h}$	Rollover occurs before over-slip	Example: max friction = 1 (dry asphalt); $L_f = 0.7m$ and $h = 1m$ (motorcycle)
	$\mu_x(max) < \frac{L_f}{h}$	Over-slip occurs before rollover	Example: max friction = 0.5 (wet asphalt); $L_f = 1.5m$ and $h = 0.5m$ (sport-car)

DOBBIAMO RICORDARCI CHE
 $a_x = g \cdot \mu_{(max)}$

Si può fare la stessa cosa anche con il lateral rollover

Non ho capito bene xè c'è questo

$$T F_{out} = \frac{T}{2} Mg + h M a_y$$

$$F_{out} = 0.5 Mg + \frac{h}{T} M a_y$$

$F_{in} = 0; F_{out} = Mg$ Rollover limit

Lateral rollover limit (maximum lateral acceleration of the vehicle before rollover; to be compared with the actual «grip/friction» capabilities of the road/tyre)

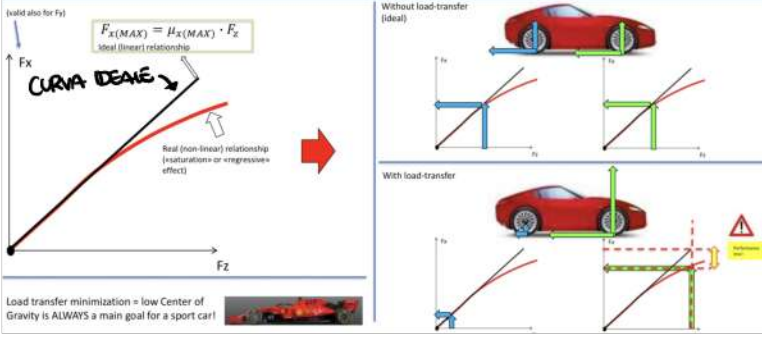
$$a_y = g \left(0.5 \frac{T}{h} \right)$$

Car with $\frac{T}{h} \approx 4$: no rollover

Car with $\frac{T}{h} \approx 1.5$: easy to rollover

Questa è la ruota esterna

Load-transfer (negative) effects: loss of contact forces (tire «saturation»)

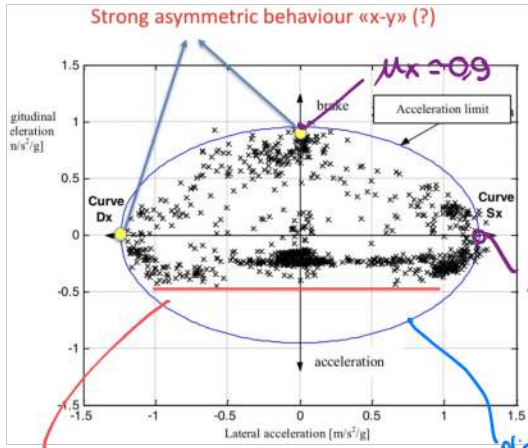


Abbiamo un effetto di saturazione della forza F_x , questo è un problema perché nel caso di load transfer abbiamo un overbraid dell'assetto (in frenata). Nel caso ideale non cambia nulla se quello che perdiamo al posteriore guadagniamo davanti.

Tuttavia nel caso reale non guadagniamo tutto sul davanti, ho delle perdite davanti e una saturazione di F_x . Più load transfer ho più questo effetto è peggio.

Un secondo lato negativo del load transfer è dato dalla braking distribution

Sperimentalmente si vede che nel g-g plot azionando l'asse di frenata si nota che c'è una differenza tra μ_{max} e $\mu_{x,max}$. (considerando l'aderenza non è un effetto), Notiamo che abbiamo una cattiva performance in frenata.



da cosa è dovuta? Quando freniamo abbiamo del load transfer. Ci ricordiamo che

$$F_x = F_z \cdot \mu_x$$

Ma quando freniamo il grafico del F_x /slip aumenta sul frontale e diminuisce sul posteriore. Quindi dobbiamo modulare quanto freniamo al frontale e quanto al posteriore in accordo ad un grafico chiamato Braking-distribution-curve.

Limitazione del motore in accelerazione

Load transfer formula (function of the deceleration a_x)

$$F_{zr} = \frac{L_f}{L_f + L_r} Mg + \frac{h}{L_f + L_r} Ma_x$$

$$F_{zf} = \frac{L_r}{L_f + L_r} Mg - \frac{h}{L_f + L_r} Ma_x$$

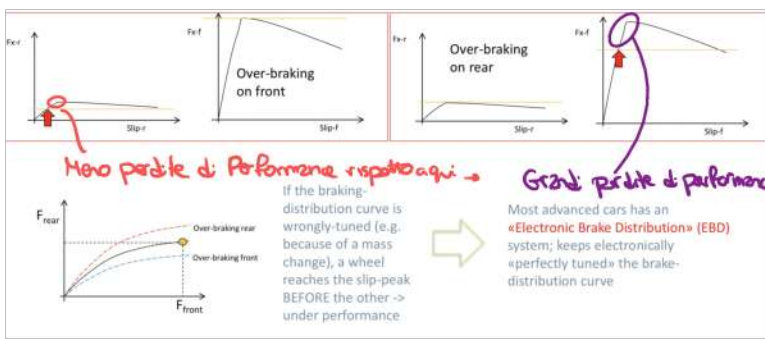
Brake!

Braking-distribution-curve

- The brake command is just 1
- The perfect braking-force distribution (Front-Rear) is when the slip of front wheels and slip on rear wheels is the same, and they reach the «peak» simultaneously

La braking distribution curve parte con l'aderenza 1 parte all'inizio della frenata ma lo stesso cerchio sia al anteriore che al posteriore mentre se continuo a frenare trasferisco sempre più carico sul frontale e quindi sul frontale devo frenare di più che sul posteriore

Tuttavia a volte ci sono problemi nella braking distribution curve, possiamo avere problemi di Overbraking sia al frontale che al posteriore. Questo è dovuto al fatto che la curva di frenata non è terzata bene



La situazione peggiore tra le 2 è l'Overbraking on the rear, questo perché quando freniamo noi non superiamo mai il picco quindi quando una delle 2 curve raggiunge il picco dobbiamo smettere di aumentare la potenza di frenata e quindi se freniamo troppo sul retro e raggiungiamo il picco prima

che sul frontale significa che abbiamo grandi perdite di performance. Nel caso contrario abbiamo molte meno perdite in performance.

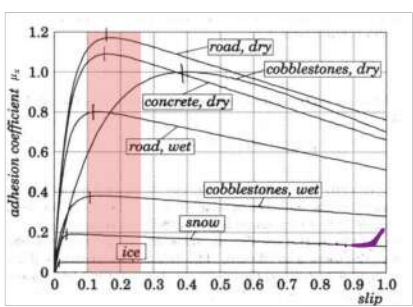
Se non abbiamo load transfer la braking distribution curve è



AGGIUNTE

Le macchine sportive sono tutte a trazione posteriore perché quando si accelera il peso va sul retto e quindi è conveniente avere la trazione G.

VEDIAMO ORA IL GRAFICO FORZA/SLIP IN DIVERSE SITUAZIONI DI ASFALTO (qui il posto della forza mettiamo μ_x , non cambia nulla)



Notiamo che c'è una variazione sia nella location del picco sia nella forma della curva (principalmente nel cobblestone dry)

Possiamo dire che il range evidenziato in rosso (10-20%) è quello che mi dà le migliori performance in tutte le condizioni

Nella realtà la neve fresca ha un altro picco verso la fine della curva perché ti si ingruma la neve davanti alla ruota

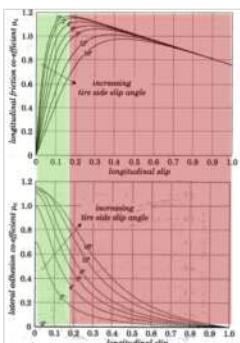
CASI SPECIALI DI FRICTION CURVES

- Gomme da bici da corso che sono fatte per avere poco attrito quindi il picco della curva non va a 1 ma sta molto basso 0,5 circa. Questo perché queste bici non sono fatte per frenare bene

• Motoslitta, penso in angelo ma cede in questo caso esiste lo slip. il picco è circa 0,5 (de sulla neve è tutto) e notiamo che la curva è piatta. dopo il picco, questo significa che non ho penalizzazioni sulla distanza di frenata per slip 2tr.

CI SONO DIVERSI MODELLI MATEMATICI PER MODELIZZARE L'ATTRITO, il modello più usato è il Pacejka model. Esiste anche la Burdick formula che è più facile, è una formula non lineare con 3 parametri.

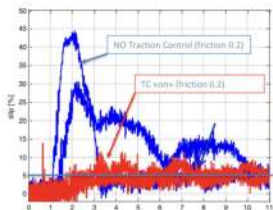
SOMMARIO SUI PROBLEMI DI TRAZIONE E FRENATA.



Straight brake / acceleration: ideal λ is around the peak.

Three issues (ABS/TC motivations):

- $\lambda=1$: loss of brake/traction (up to ~30%)
- $\lambda=1$: NO lateral forces (most critical performance loss)
- After the peak ($\lambda > 0.15$): instability region



Ci serve l'ABS e il controllo di trazione perché la zona verde è una zona asintoticamente stabile mentre quella rossa è instabile.

Inoltre noi vorremo lavorare su picco che è tra una zona stabile e una instabile e molto difficile lavorare in questa zona.

21.03.2021

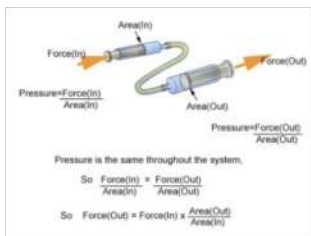
2h

Brake activation

Come freniamo? escludiamo i freni aerodinamici, per il resto dobbiamo applicare una forza sulla ruota.

Ci sono 2 tecniche, freni a frizione (freni standard) e i freni nelle auto elettriche che utilizzano il motore per recuperare l'energia in frenata (non poca energia persa)

NOI: focalizziamo solo sui freni a disco, i dischi sono fatti da diversi materiali possibili (i più avanzati sono i carbonici). Abbiamo poi le pastiglie che si consumano. Come trasmettiamo la forza di frenata dal pedale alle pastiglie? Dobbiamo avere un sistema idraulico



Notiamo che la F_{out} è $F_{in} \cdot A_{out}/A_{in}$ tipicamente $A_{out} > A_{in}$ quindi la forza di output è maggiore di quella in in

il lavoro dei 2 pistoni è lo stesso!

$$Travel_{in} \cdot F_{in} = Travel_{out} \cdot F_{out}$$

Quindi visto che $F_{out} > F_{in}$ dobbiamo fare molto più travel con il pedale rispetto a quello che fanno i freni sulle pastiglie.

Nella realtà in questo sistema c'è anche un piccolo serbatoio con olio e tra di serie da compensazione per compensare variazioni di volume ecc...

Electroniczmy zctvete brakes

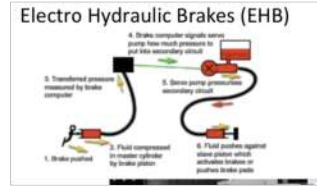
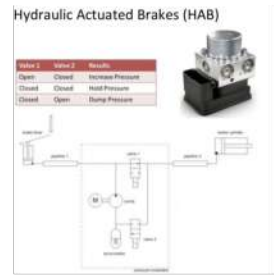
> Switching modulation

Nel sistema idraulico zggugiamo un sistema di pompe e valvoly. In base a come sono settate posso fare diverse cose.

> B7 wire

Adattiamo sempre il sistema idraulico ma noi diciamo che usiamo la pressione sul pedale, la riportiamo su un segnale elettronico che poi gestisce un altro motore che zttiva il sistema idraulico.

Esistono anche sistemi senza la parte idraulica



ABS

1978 → Quando la bosch la messo in commercio

Negli anni 30/40 c'era gia qualcosa, per esempio l'ABS sui treni (era molto importante)

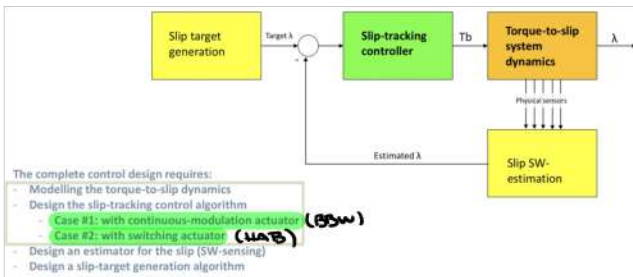
Nel 2004 tutte le auto in Europa dovevano avere l'abs

Nelle moto l'ABS e arrivato solo nel 1988 e era orientato alla sicurezza e non era attivo (si attivava solo se il guidatore frenava). Nel 2009 arriva un ABS che ha come punto focale la performance ed e attivo (cioe si poteva attivare anche se il guidatore non frenava)

ARCHITETTURA ABS

e' un sistema closed loop

Questi sono i sottoproblemi da affrontare nel design di un ABS system



Tb e' la nostra variabile di controllo e' quella che modifichiamo per avere lo slip(λ) che vogliamo

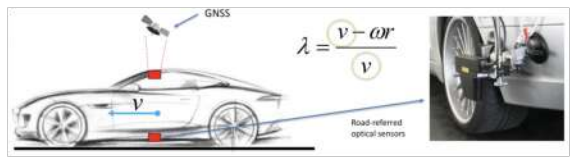
Ci serve un modello matematico del Torque-to-slip system dynamics

Dopo dobbiamo realizzare lo slip tracking controller. Ci sono 2 algoritmi per farlo BSW e HAB

Ci sono poi altri 2 task, perche' λ non puo' essere misurato ma solo stimato, perche' dobbiamo avere un sistema per farlo.

Stima di λ

r : raggio della ruota
 ω : pulsazione / frequenza della ruota
 v : velocità del body (può essere misurata con GPS o con sensori che guardano il terreno) misurare questa velocità è la cosa più triviale questi sensori nella realtà hanno casi in cui possono non funzionare. Per questo nelle auto in produzione si usano dei SW sensors che hanno come ingressi le 4 velocità della ruota, l'accelerazione e altre cose e danno in out una stima della velocità



SLIP-DYNAMICS, MODELLO MATEMATICO

In questo caso abbiamo il single corner model per slip dynamics

$$\begin{cases} J\dot{\omega} = rF_x - T_b \\ m\dot{v} = -F_x - F_{drag}(v) \approx -F_x \end{cases}$$

EQUILIBRIO DI FORZHE SULLA RUOTA

$F_x = F_z \mu_x(\lambda, \alpha) \approx F_z \mu(\lambda, 0) = F_z \mu(\lambda)$

$$\lambda = \frac{(v - \omega r)}{v} = 1 - \frac{\omega r}{v}$$

$$\begin{cases} J\dot{\omega} = rF_z \mu \left(\frac{v - \omega r}{v} \right) - T_b \\ m\dot{v} = -F_z \mu \left(\frac{v - \omega r}{v} \right) \end{cases}$$

SISO system, 2nd order (n=2), non-linear, time-invariant, strictly proper

ω : angular speed of the wheel [rad/s]; $\omega > 0$ is assumed
 v : longitudinal speed of the vehicle body [m/s]
 T_b : braking torque [Nm] (control/input variable)
 F_x : longitudinal road-tire contact force [N]
 F_z : vertical road-tire contact force [N]

J, m, r are the rotational inertia of the wheel, the quarter-car mass, and the wheel radius (e.g. $J = 1 \text{ Kg m}^2, m = 250 \text{ Kg}, r = 0.28 \text{ m}$)

Remark on notation: mass m is the FULL corner mass (Mean using the notation of quarter-car model for simplicity)

T_b è la nostra variabile di controllo.

$F_z = Mg$ in steady state

$J\dot{\omega}$ = accelerazioni per inerzia rotazionale

$m\dot{v}$ = massa · accelerazione

F_x è la parte di attrito $F_x = F_z \mu_x(\lambda, \alpha)$ supponiamo $\alpha = 0 \Rightarrow F_x = F_z \mu(\lambda)$ (supponiamo di essere sul diritto)

è un sistema SISO $T_b \rightarrow \square \rightarrow \lambda$ ed è del 2° ordine

FACCIAMO UN CAMBIO DI VARIABILI DI STATO

State variables: v and ω

$$\begin{cases} J\dot{\omega} = rF_z \mu \left(\frac{v - \omega r}{v} \right) - T_b \\ m\dot{v} = -F_z \mu \left(\frac{v - \omega r}{v} \right) \end{cases}$$

$$\lambda = 1 - \frac{\omega r}{v}$$

$$\dot{\lambda} = -\frac{r}{v} \dot{\omega} + \frac{r\omega}{v^2} \dot{v}$$

$$\omega = \frac{v}{r} (1 - \lambda)$$

State variables: v and λ (or simply λ)

$$\begin{cases} \dot{\lambda} = -\frac{1}{v} \left(\frac{(1-\lambda)}{m} + \frac{r^2}{J} \right) F_z \mu(\lambda) + \frac{r}{vJ} T_b \\ m\dot{v} = -F_z \mu(\lambda) \end{cases}$$

SISO system, 2nd order (n=2), non-linear, time-invariant, strictly proper OR: SISO, non-linear, 1° order, time-varying

$\lambda = 1 - \frac{\omega r}{v}$

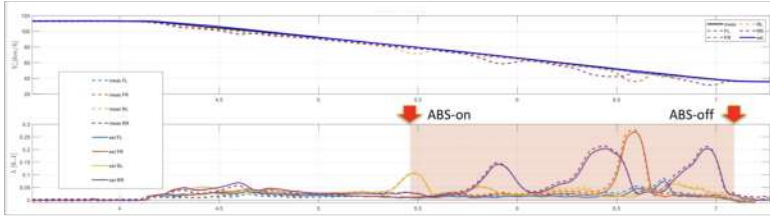
Le nostre variabili di stato iniziali sono v e ω

Con la relazione algebrica portiamo tutto in funzione di v e λ

Perfettamente equivalenti

Much slower dynamics (in dynamics); in the 1st equation can be seen as a «slowly-varying» parameter

OTTENIAMO SEMPRE UN SISTEMA SISO, tuttavia possiamo fare un' approssimazione, infatti notiamo che le variazioni del body sono molto più lente di quelle di λ e quindi possiamo tenere conto solo della prima equazione con v visto come parametro lentamente variabile



Da qui si può notare che la velocità (linea blu sopra) ha spostamenti molto più lenti se comparata con la dinamica di λ (grafico sotto) che si muove molto di più nello stesso tempo.

Perciò ci focalizziamo solo sulla prima eq.

01-04-2021

Registrata

2a Lezione

Troviamo i punti di equilibrio (sistemo solo la prima eq)

$$\begin{cases} \dot{\lambda} = -\frac{1}{v} \left(\frac{(1-\lambda)}{m} + \frac{r^2}{J} \right) F_z \mu(\lambda) + \frac{r}{vJ} T_b \\ m\dot{v} = -F_z \mu(\lambda) \end{cases} \quad T_b = \bar{T}_b \quad \dot{\lambda} = 0$$

v has no influence on equilibrium; no need of equilibrium on the 2nd equation (since $\dot{v} = 0$ means no-braking condition)

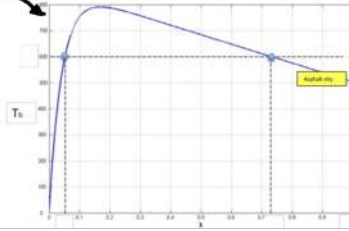
mettiamo l'input = costante e tutte le derivate a 0, in questo modo troviamo i punti di equilibrio

DOES NOT depend on v

$$\bar{T}_b = F_z \left(r + \frac{J}{rm} (1-\lambda) \right) \mu(\lambda)$$

Relationship between slip and braking torque at equilibrium (equilibrium manifold in the $\lambda - T_b$ domain)

$$\bar{T}_b = f(\lambda)$$



NOTIAMO CHE v NON HA NESSUN EFFETTO SULL' EQUILIBRIO.

$\mu(\lambda)$ dipende dal tipo di strada, qui è scelto scivolo

Ci sono molti posti in cui applicato T_b ci sono 2 punti di equilibrio

POSSIAMO DESCRIVERE L'EQUILIBRIO ANCHE IN UN ALIQUO PIANO λ / η

$$\begin{cases} \dot{\lambda} = -\frac{1}{v} \left(\frac{(1-\lambda)}{m} + \frac{r^2}{J} \right) F_z \mu(\lambda) + \frac{r}{vJ} T_b \\ m\dot{v} = -F_z \mu(\lambda) \end{cases}$$

Definition: linear, g-normalized, wheel deceleration

$$\eta = -\frac{\dot{\omega}r}{g}$$

$$T_b = \bar{T}_b \quad \dot{\lambda} = 0 \quad \eta = \bar{\eta}$$

$\lambda = 1 - \frac{r\omega}{v}$
INFINIATO VALORE COSTANTE

Derivative and $\dot{\lambda} = 0$

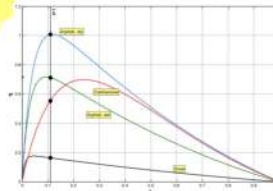
$$\frac{(\dot{\omega}v - \dot{v}\omega)}{v^2} = 0$$

$$\begin{aligned} \dot{v} &= -F_z \mu(\lambda) / m \\ \dot{\omega} &= -\frac{\eta g}{r} \\ \omega &= v(1-\lambda) / r \end{aligned}$$

$$\bar{\eta} = f(\lambda)$$

$$\bar{\eta} = (1-\lambda) \frac{F_z}{mg} \mu(\lambda)$$

Relationship between slip and (linear, normalized) wheel deceleration at equilibrium (equilibrium manifold in the $\lambda - \eta$ domain)



$\dot{\omega}r = [m/s^2]$ quindi è un'accelerazione/decelerazione lineare.

CEPRIAMO ANCORA I PUNTI DI EQUILIBRIO

← diverse curve per diversi μ

Notiamo che per $\lambda = 1$ $\eta = 0$ (è OK perché con $\lambda = 1$ la ruota è bloccata)

ABBIAMO TUTTI I PUNTI DI EQUILIBRIO, POSSIAMO LINEARIZZARE

$$\begin{cases} \dot{\lambda} = -\frac{1}{v} \left(\frac{(1-\lambda)}{m} + \frac{r^2}{J} \right) F_z \mu(\lambda) + \frac{r}{vJ} T_b \\ m\dot{v} = -F_z \mu(\lambda) \end{cases}$$

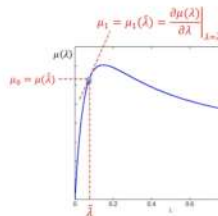
Hypothesis: v dynamics (Body Dynamics) are much slower than λ or ω dynamics (Wheel Dynamics)

Consider v a slowly variant PARAMETER

$$\dot{\lambda} = -\frac{1}{v} \left(\frac{(1-\lambda)}{m} + \frac{r^2}{J} \right) F_z \mu(\lambda) + \frac{r}{vJ} T_b$$

λ : state
 T_b : input
 v : parameter

Local linearization of the (nonlinear) friction curve $\mu(\lambda)$ (only non-linear element of the state equation)



equilibrium state: $\bar{\lambda}$
equilibrium input: \bar{T}_b

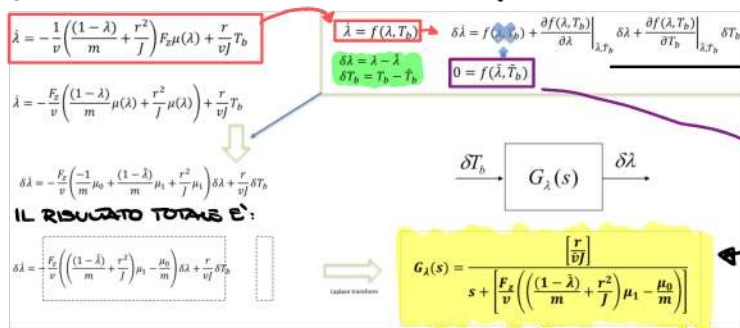
Notiamo che la ruota che rende non lineare tutto questo sistema è μ

$$\delta \lambda = \lambda - \bar{\lambda}$$

$$\delta T_b = T_b - \bar{T}_b$$

Definiamo 2 cose $\mu_0 = \mu(\bar{\lambda})$ il valore di μ in $\bar{\lambda}$ mentre μ_1 è la derivata di μ in μ_0

QUI FA UNA MAGIA E LINEARIZZA L'EQ DIFF



notiamo che $\dot{\lambda} = \delta \dot{\lambda}$ perché $\delta \lambda = \lambda - \bar{\lambda} \rightarrow \delta \dot{\lambda} = \dot{\lambda}$

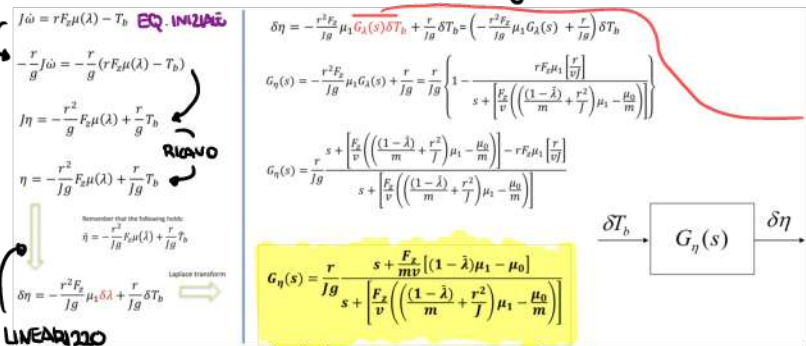
È l'approx lineare dell'eq attorno a $\bar{\lambda}$ e T_b
per definizione di punto di equilibrio

HA USATO LAPLACE E OBTENUTO $G_\lambda(s)$ LA FUNZIONE DI TRASFERIMENTO DA δT_b A $\delta \lambda$

Notiamo che fare Laplace è molto facile perché la equazione di $\delta \dot{\lambda}$ è del tipo

$$\delta \dot{\lambda} = A \cdot \delta \lambda + B \cdot \delta T_b \rightarrow \text{Laplace} \rightarrow \frac{B}{s - A}$$

POSSIAMO FARE LA STESSA COSA IN η



Stessa cosa fatta prima otengo la FDT da δT_b a $\delta \lambda$

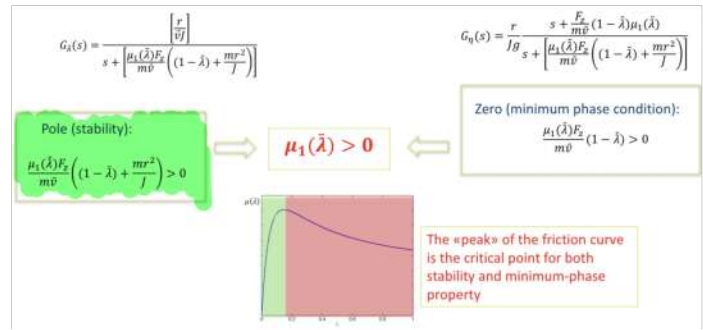
al posto di $\delta \lambda$ sono $G_\lambda(s) \delta T_b$ di quello visto prima

NOI DOBBIAMO RICORDARCI A MEMORIA QUESTE FDT

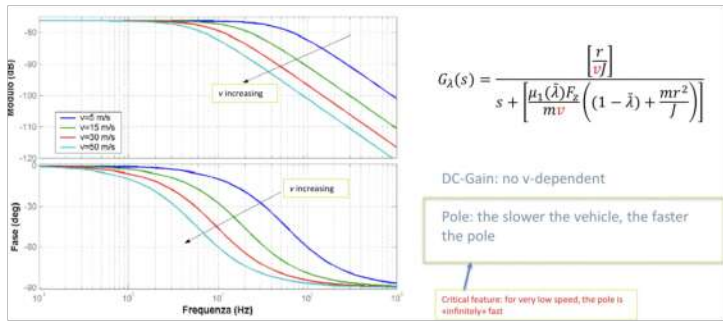
NOTIAMO CHE SE SIAMO SUL PICCO DELLA CURVA DI μ , ALLORA G_λ È ESATTAMENTE UN INTEGRATORE, MENTRE G_η È UNA COSTANTE. (CASO PARTICOLARE)

ADDESSO CHE ABBIAMO IL MODELLO FACCIAMO L'ANALISI

studiamo la stabilità dei poli.
Notiamo che tutti gli elementi sono positivi quindi ho stabilità se $\mu_1(\bar{\lambda}) > 0$ (molto importante)

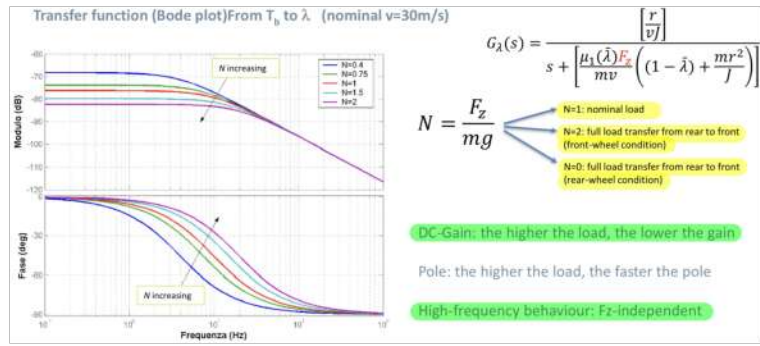


Analizziamo adesso la sensitività alla velocità (ricorriamo i diagrammi di Bode per diversi valori di v)



Non c'è nessuna variazione nel gain in DC, tuttavia la locazione dei poli e quindi la banda cambia. Quando il veicolo rallenta il polo cresce, per velocità $\rightarrow \infty$ il polo va a ∞ (questo è il motivo perché l'ABS a basse velocità funziona in modo diverso)

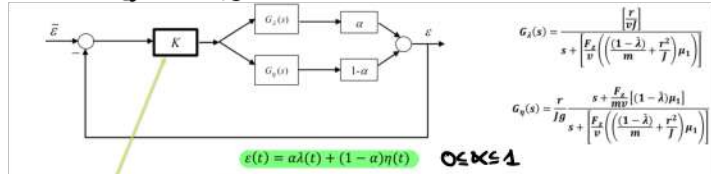
La sensibilità al carico verticale è invece:



BRAKING CONTROL (chiudiamo il loop)

> Caso modulazione continua

SCHEMA GENERALE



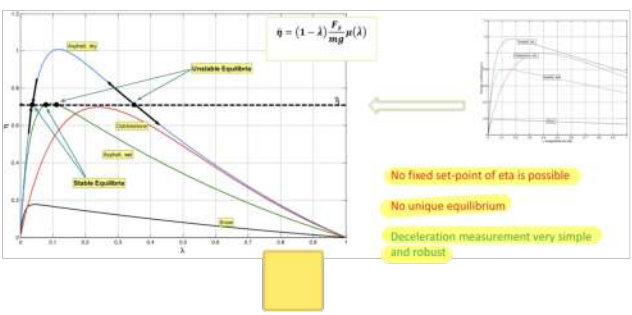
Remark: controller K is usually considered for better representation / analysis / tutorial purposes a simple Proportional controller

$\alpha = 0$: «Deceleration control» $\rightarrow \epsilon = \eta$]-CASI SPECIALE
 $\alpha = 1$: «Slip control» $\rightarrow \epsilon = \lambda$
 $0 < \alpha < 1$: «Mix-Slip-Deceleration (MSD) control»

Combinando λ e η otteniamo ϵ

il modello con $0 < \alpha < 1$ fa un mix di slip e deceleration control.

STUDIO DEI CASI SPECIALI [alpha=0] DECELERATION CONTROL




Imponiamo un $\bar{\eta}$: COSTANTE

Usare $\bar{\eta}$ come set point non è molto buono perché se settiamo $\bar{\eta}$ questo non va bene per tutti i μ perché siamo rischiosi di scarsissime e non avere la stabilità. dobbiamo accettare η ogni tot. il vantaggio di questo controllo è che η è facilmente misurabile

Studiamo la stabilità ad anello chiuso del sistema

Noi possiamo operare solo in K , ma notiamo che è μ che dà il segno all'equazione

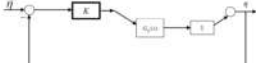


Loop transfer function:
 $L(s) = KG(s)$

Characteristic polynomial: $\chi(s) = L_{num}(s) + L_{den}(s)$ (DEFINIZIONE)

$\chi(s) = K \frac{r}{J\beta} [s + \frac{F_z}{mv} ((1-\lambda)\mu_1) + s + \frac{F_z}{v} ((\frac{1-\lambda}{m} + \frac{r^2}{J}) \mu_1)] = \chi(s) = 0 = \text{roots}$

$= (1 + K \frac{r}{J\beta}) s + \frac{\mu_1 F_z}{mv} ((1-\lambda)(1 + K \frac{r}{J\beta}) + \frac{mr^2}{J})$



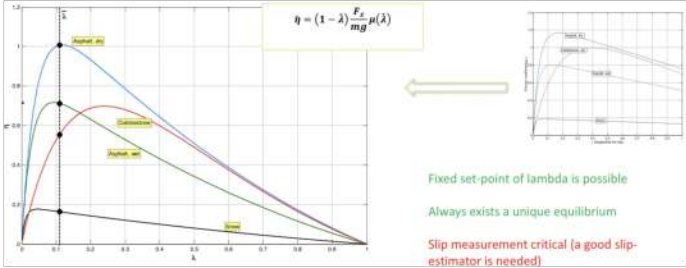
Condition for an asymptotically stable closed-loop system:

$$\frac{\mu_1 F_z}{mv} ((1-\lambda)(1 + K \frac{r}{J\beta}) + \frac{mr^2}{J}) > 0$$

CONDIZIONI DI STABILITÀ

Impossible to find a stabilizing K in all the working conditions

NEL CASO $[\alpha=1]$ SLIP CONTROL

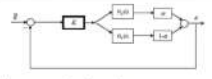


Imponiamo un $\bar{\lambda}$ costante

CON: lo slip non si può realmente misurare ma va stimato, serve una variabile di controllo stimata e un po' meno.

PRO: in tutti i casi c'è un punto di equilibrio e in quasi tutte le condizioni siamo vicini al punto

LA STABILITÀ A CIRCUITO CHIUSO È:

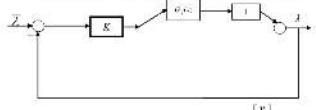


Loop transfer function:
 $L(s) = KG(s)$

Characteristic polynomial: $\chi(s) = L_{num}(s) + L_{den}(s)$

$\chi(s) = K \frac{r}{J\beta} [s + \frac{F_z}{v} ((\frac{1-\lambda}{m} + \frac{r^2}{J}) \mu_1)] =$

$= s - \frac{1}{v} (\frac{\mu_1 F_z}{m} ((1-\lambda) + \frac{mr^2}{J}) + K \frac{r^2}{J})$



Condition for an asymptotically stable closed-loop system:

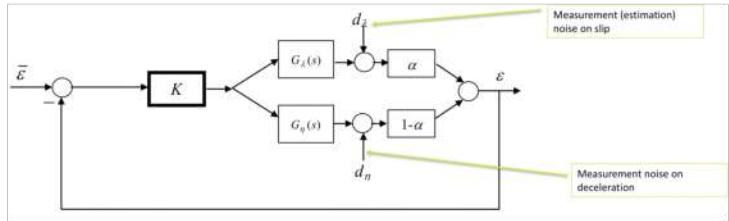
$$K \frac{r^2}{J} > -\frac{\mu_1 F_z}{m} ((1-\lambda) + \frac{mr^2}{J})$$

$\mu_1 > 0$ ok any value of K positive
 $\mu_1 < 0$ ok + K possible only if μ_1 is negative

POSSIBLE to find a stabilizing K in all the working conditions

È possibile trovare un K di stabilità che funziona in tutte le condizioni.

IN GENERALE SI FA UN MIX $[0 < \alpha < 1]$

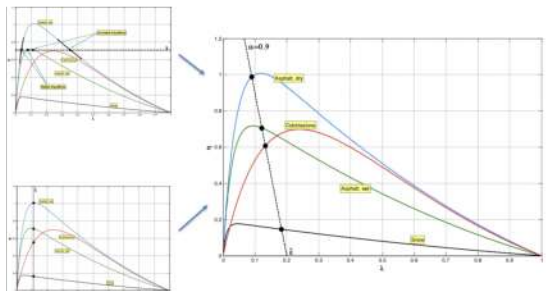


$$\varepsilon(t) = \alpha d(t) + (1-\alpha) \eta(t)$$

Con aggiunta di rumori

Facendo la combinazione restituiamo un sistema SIMO (2 in put 2 output) ed un SISO (1 input 1 output) che è molto meglio per il controllo

RIFACCIAMO QUELLO FATTO PRIMA



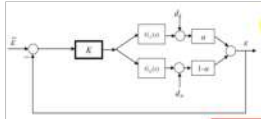
IF α close to 1 (similar to slip control):

- Fixed set-point of epsilon is possible
- Always exists a unique equilibrium
- Closed-loop stability properties similar to slip control

Noise sensitivity? **BETTER** than slip control?

Non abbiamo più un valore anziché un vertice fisso, abbiamo una retta tiltata. Abbiamo molti vantaggi. Te con questo sistema possiamo migliorare la reazione al rumore?

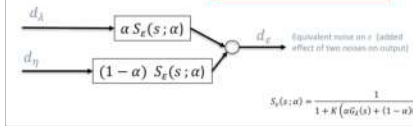
REAZIONE AL RUMORE



Assumption on noises:
 Noise variance of d_x : σ_x^2
 Noise variance of d_η : σ_η^2
 $\sigma_x^2 \gg \sigma_\eta^2$

Transfer function from d_x to ϵ : $\frac{\alpha}{1 + K(\alpha G_x(s) + (1-\alpha)G_y(s))}$

Transfer function from d_η to ϵ : $\frac{(1-\alpha)}{1 + K(\alpha G_x(s) + (1-\alpha)G_y(s))}$



$$S_\epsilon(s; \alpha) = \frac{1}{1 + K(\alpha G_x(s) + (1-\alpha)G_y(s))} \cdot \frac{\alpha \frac{\sigma_x^2 \Omega^2}{m^2} \left((1-\beta) + \frac{m\Omega^2}{\gamma} \right) + \frac{1}{2} \frac{\sigma_\eta^2 \Omega^2}{m} \left((1-\beta) \left(1 + K \frac{\Omega^2}{\beta} (1-\alpha) \right) + \frac{m\Omega^2}{\gamma^2} \right) + K \alpha^2}$$

Problem: value of $\gamma(\alpha) = \frac{\text{var}[d_\epsilon(\alpha)]}{\text{var}[d_\epsilon(1)]}$?

studeremo le FDT da d_x e d_η all'uscita, cioè la FDT dal rumore all'output

Ci concentriamo su d_ϵ che è il rumore dell'uscita dato dai 2 rumori visti prima

è come $\text{var}[d_\epsilon(1)] = 1$ il rumore in λ -control

- Se $\gamma(\alpha) > 1$ allora non miglioriamo la reazione al rumore
- Se $\gamma(\alpha) < 1$ miglioriamo il rumore

CONCLUSIONI

$\Psi(\alpha) = \frac{\alpha^2 \sigma_x^2 + (1-\alpha)^2 \sigma_\eta^2}{\sigma_\epsilon^2}$ assumption: $0.98 < \alpha < 0.8$, $\sigma_x^2 \gg \sigma_\eta^2$ $\Rightarrow \Psi(\alpha) \approx \alpha^2 < 1$

$\Phi(\alpha) = \frac{\int |S_\epsilon(j\omega; \alpha)|^2 d\omega}{\int |S_\epsilon(j\omega; 1)|^2 d\omega}$

$\gamma(\alpha) = \frac{\text{var}[d_\epsilon(\alpha)]}{\text{var}[d_\epsilon(1)]} = \Psi(\alpha)\Phi(\alpha)$

(computation details to achieve this formula omitted)

$\Phi(\alpha) < 1$

può essere dimostrato che

$$\gamma(\alpha) = \Psi(\alpha)\Phi(\alpha)$$

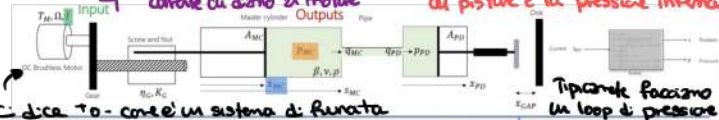
Se α vicino a 1 e $\sigma_x^2 \gg \sigma_\eta^2$ allora $\Psi(\alpha) \approx \alpha^2$ che è minore di 1

$\Phi(\alpha)$ è molto difficile ma approssimativamente prendiamo il diagramma di Bode di S_ϵ e prendiamo l'area sotto

Se $\alpha < 1$ ma vicino a 1 abbiamo che l'area di $S_\epsilon(j\omega, \alpha)$ è molto minore di quella $S_\epsilon(j\omega, 1)$ allora $\Phi(\alpha) \ll 1$ (vedere grafico con diagrammi di Bode).

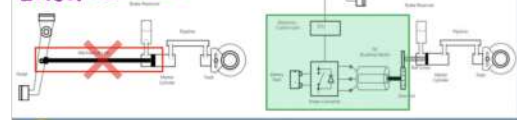
ACTUATOR DYNAMICS

Cosa succede se mettiamo nel loop la dinamica degli attuatori (caso electro-hydraulic brakes)



Ci dice T_0 - come è un sistema di frenata

LAYOUT MECCANICO



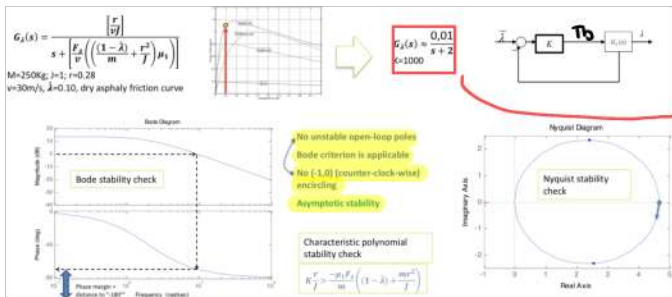
Tipicamente facciamo un loop di pressione



C'è una PDT Trz il controllo degli attuatori e l'effetto massimo

G_{act} ha una banda di circa 10 Hz e un delay di circa 20ms

Allo scopo di sapere come modellare l'attuatore lo mettiamo nel loop INTRODUZIONE. (Vogliamo creare un Slip control loop)



Facciamo sempre un controllo proporzionale (K).

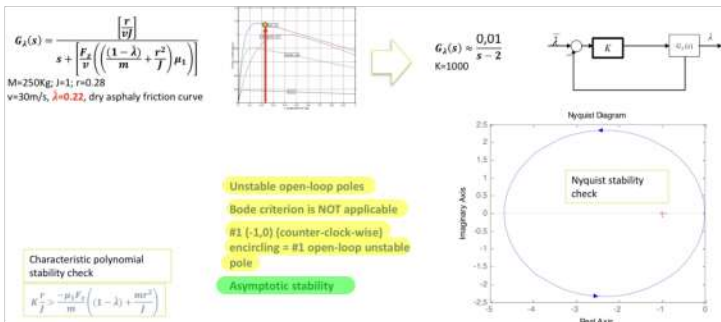
Prendiamo G_x generico e mettiamo dentro di valori e otteniamo il valore numerico di G_x , sappiamo poi K molto elevato (altro guadagno)

Come possiamo vedere la stabilità del loop chiuso?

- Abbiamo già fatto il check del polinomio caratteristico (già fatto sappiamo che è stabile)
- Possiamo anche fare bode (che è applicabile solo se non ci sono poli a loop-aperto), criterio di bode (vedere il margine di fase il margine critico è -180°) (dobbiamo rivisto che il sistema è stabile)
- Possiamo anche fare Nyquist, dobbiamo vedere quante volte giriamo attorno al punto -1 (Nci non ci giriamo mai attorno \rightarrow e non ci sono open-loop poles \rightarrow allora il sistema è stabile)

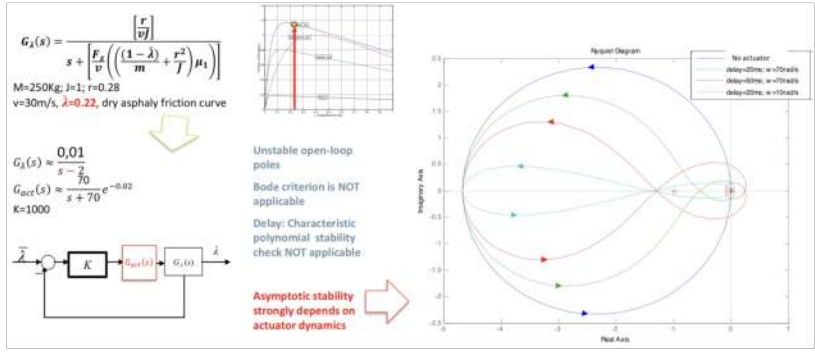
ABBIAMO STUDIATO LA STABILITÀ DEL SISTEMA IN 3 METODI

• Esempio 2 cambiamo un valore, andiamo dopo il picco



il sistema è asintoticamente stabile (closed-loop)
 - Non possiamo applicare Bode
 - Con gli altri 2 metodi ci dice che il sistema è asintoticamente stabile

ESEMPLO 3, rimaniamo con la situazione critica dell'esempio 2 ma aggiungiamo l'actuator dynamics



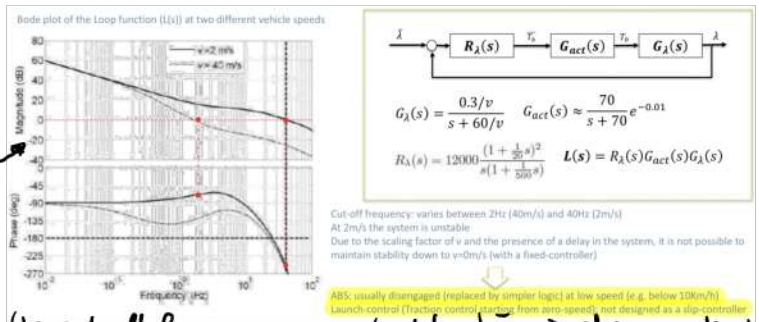
il sistema a circuito chiuso è asintoticamente stabile

- Bode → non applicabile
- Polinomio caratteristico → non applicabile xè nel $G_{act}(s)$ c'è una specie di delay
- Nyquist → unico sistema applicabile

Da Nyquist notiamo che il sistema è asintoticamente stabile solo per bassi delay e per banda passante (ω) abbastanza alta (linea verde e rossa non sono stabili)

Cerchiamo che la dinamica degli attuatori è importante

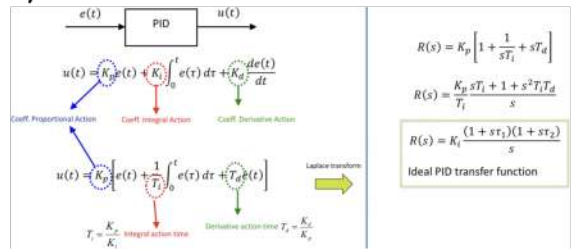
PASSIAMO ADESSO AD UNA SPECIE DI CONTROLLO PID + ACTUATOR DYNAMICS



Usiamo bode per vedere la stabilità.
 Notiamo che a basse velocità la banda zeta e ciò risulta in un margine di fase < 180° (instabilità) ma a 2 velocità alte sono molto stabili.
 Questo è il perchè l'ABS è disabilitato a basse velocità.

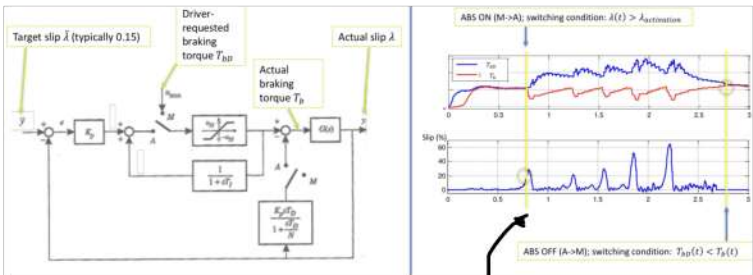
(La cut-off frequency varia con la velocità, più veloce prima ho la frequenza di cut-off)

Reminder PID
 Queste struttura funziona bene se noi in azione sul presente (proporzionale) in base al passato (integrata) e su una previsione del futuro (derivata)



Il PID ideale non va mai implementato ma va implementato quello reale, che ha un anti wind-up sull'integrale e l'input ha sempre delle saturazioni, con questo sistema si evita una saturazione dell'integrale e poi tipicamente si mette la derivata sull'output e non sull'errore e poi ci mettiamo un LPF perché la derivata aggiunge frequenze alte.

ACTIVATION E DEACTIVATION LOGIC



In pratica capire quando far controllare i freni al guidatore e quando al sistema automatico

Possono vedere gli switch tra automatico e manuale e vanno messi esattamente dove sono nel grafico e fanno.

Quali sono le condizioni di switching?

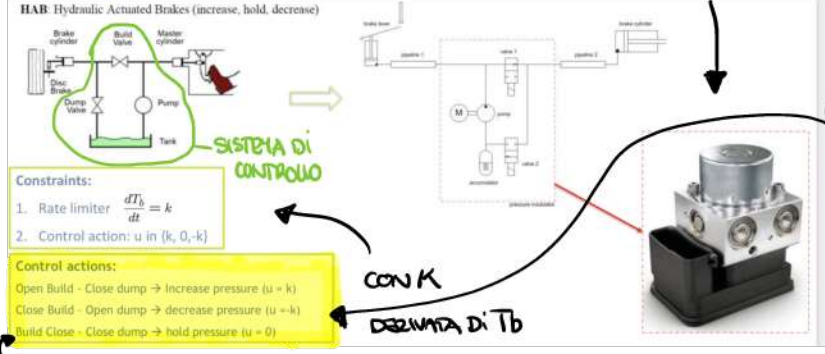
Tipicamente attiviamo l'automatico (ABS ON) quando lo slip supera una determinata soglia (es 20%). Tuttavia non possiamo usare la logica di disattivazione, per disattivare l'ABS lo facciamo quando la torce del guidatore T_{bD} e quella del sistema automatico T_b sono uguali.

In pratica se ho molto slip il guidatore frena molto (troppo) l'ABS si attiva e se sale lo slip, il guidatore continua a frenare molto ma l'ABS ha già preso il controllo e frena meno ($T_b < T_{bD}$)

BRAKING CONTROL CON ATTUATORI 3 STATE

HYDRAULIC ACTUATED BRAKES (HAB)

Non è un sistema brake by wire, tra il brake cylinder e il master cylinder mettiamo un sistema di controllo. Questo sistema di controllo è molto compatto



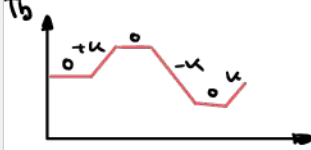
- Constraints:
1. Rate limiter $\frac{dT_b}{dt} = k$
 2. Control action: u in $\{k, 0, -k\}$

- Control actions:
- Open Build - Close dump \rightarrow increase pressure ($u = k$)
 - Close Build - Open dump \rightarrow decrease pressure ($u = -k$)
 - Build Close - Close dump \rightarrow hold pressure ($u = 0$)

CON K
DERIVATA DI T_b

La nostra variabile di controllo non è più un riferimento su T_b ma possiamo sceglierne 3

Possono solo 3 rampe



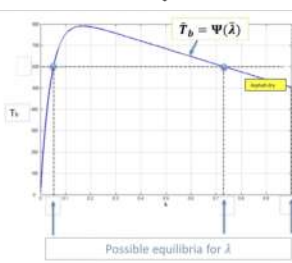
Possono aumentare, diminuire o tenere la pressione del cilindro.

COME FARE IL DESIGN DELLA CONTROL LOGIC ?

Ritorniamo al singolo corner model visto in precedenza

$$\begin{cases} \dot{\lambda} = -\frac{1}{v} \left(\frac{(1-\lambda)}{m} + \frac{r^2}{J} \right) F_2 \mu(\lambda) + \frac{r}{vJ} T_b \\ m\dot{v} = -F_2 \mu(\lambda) \\ \dot{\lambda} = -\frac{1-\lambda}{\omega r} \left(\frac{(1-\lambda)}{m} + \frac{r^2}{J} \right) F_2 \mu(\lambda) + \frac{r(1-\lambda)}{\omega r} T_b \end{cases}$$

($\mu(\lambda)$ is a parameter "steady state") fixed on all equilibrium only (1st order systems)



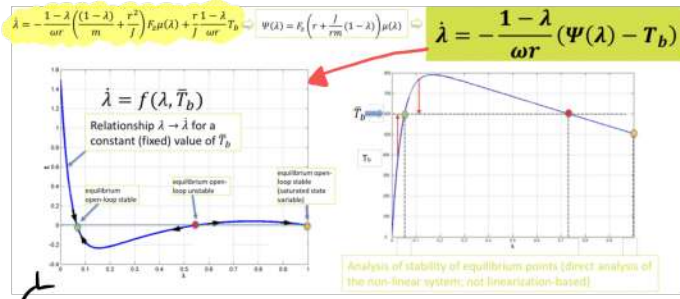
Ci da tutti i punti di equilibrio, abbiamo solo chiamato Ψ una curva composta

$T_b = \bar{T}_b \quad \dot{\lambda} = 0$ da tutti i punti di equilibrio

$$\bar{T}_b = F_2 \left(r + \frac{r}{m} (1-\bar{\lambda}) \right) \mu(\bar{\lambda}) \quad \Rightarrow \quad \bar{T}_b = \Psi(\bar{\lambda})$$

Definition:
 $\Psi(\lambda) = F_2 \left(r + \frac{r}{m} (1-\lambda) \right) \mu(\lambda)$

ESERCIZIO sulla stabilità dei punti di equilibrio senza linearizzazione

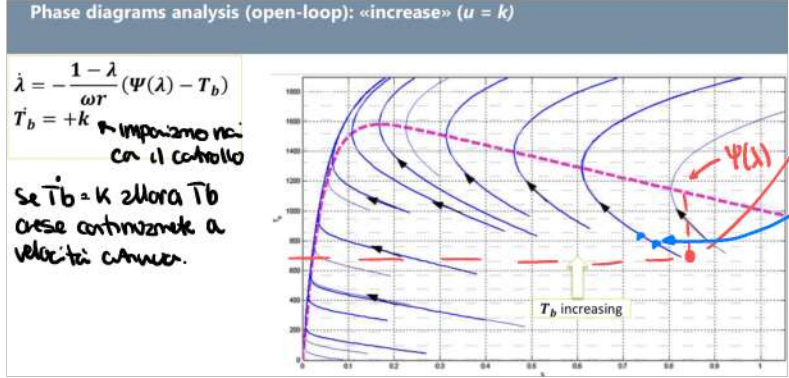


Imposto un T_b in generale abbiamo 2 punti di equilibrio.
 Come facciamo a dire che uno dei 2 punti è stabile e l'altro è instabile?
 (Noi sappiamo già da il primo è stabile se abbiamo linearizzato ma noi non vogliamo linearizzare)
 È molto difficile fare un analisi sui sistemi non lineari (ma quest è del 1° ordine quindi si cambia)

È un dominio λ/λ' per un valore costante di T_b

- Da questo grafico possiamo studiare l'equilibrio, abbiamo equilibrio quando attraversiamo l'asse dello 0.
- Punto verde: è stabile xè in un intorno del punto le frecce sono attratte dal punto, e quindi è asintoticamente stabile in open loop.
 - Punto Rosso: instabile xè in un intorno le frecce se ne vanno
 - Punto Arancio: è stabile ma è il punto di separazione perché prima o poi λ arriva a 1.

ORA FACIAMO L'ANALISI DEI DIAGRAMMI DI FASE DEI GRAFICI T_b/λ nei 3 casi di controllo visto prima



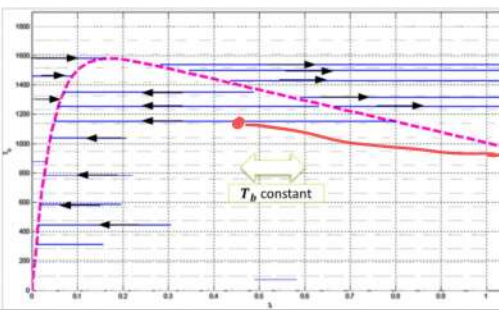
In questo caso $T_b < \Psi(\lambda)$ allora $(\Psi(\lambda) - T_b) > 0$ e quindi $\dot{\lambda}$ diminuisce perché c'è il meno davanti allora segue questo andamento finché non passa la linea di $\Psi(\lambda)$ allora più in quel caso entra. Abbiamo questa curva xè T_b nel tempo entra sempre

La curva tratteggiata viola è $\Psi(\lambda)$ cioè i punti di equilibrio

Phase diagrams analysis (open-loop): «hold» ($u = 0$)

$$\dot{\lambda} = -\frac{1-\lambda}{\omega r} (\Psi(\lambda) - T_b)$$

$$T_b = 0$$



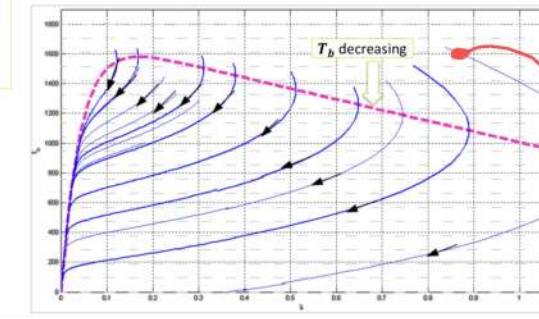
Stessa cosa accade qui solo che qui T_b è costante nel tempo. e quindi non ho quelle curve

$T_b < \Psi(\lambda)$ allora λ diminuisce

Phase diagrams analysis (open-loop): «decrease» ($u = -k$)

$$\dot{\lambda} = -\frac{1-\lambda}{\omega r} (\Psi(\lambda) - T_b)$$

$$T_b = -k$$



Stessa roba qui visto che T_b decresce per via del nostro controllo.

Visto che riduciamo la braking torque prima o dopo tutti i punti vanno a $\lambda = 0$

Notiamo che se partiamo da qui o altri punti simili quando riduciamo la Torque per un po' zitta lo slip λ (aumenta tutto)

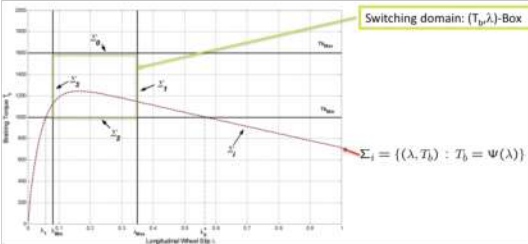
08.04.2021

differita

2h

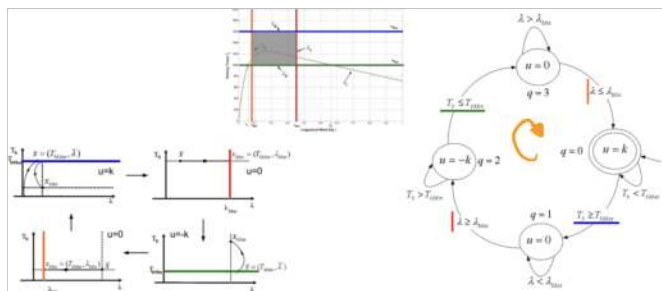
SWITCHING CONTROL (usata con attuatori on-off) \uparrow

Giroviamo sempre nel dominio λ, T_b , noi controlliamo T_b e abbiamo k come output



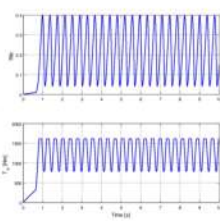
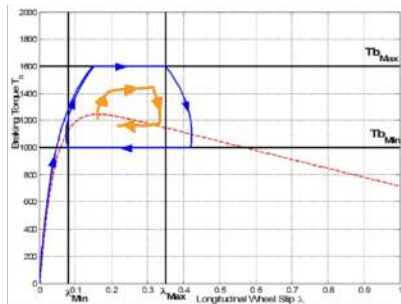
Creiamo una specie di box in cui fare pezzi di switching, questa scatola è delimitata da 2 valori λ_{min} e λ_{max} e T_{bmin} e T_{bmax} .

Ora che abbiamo la box posso creare una logica di switching. Posso realizzarla con una FST.



Noi entriamo nel sistema sempre e solo da $u=k$ (increasing) x_e e la tipica condizione nella quel l'ABS si attiva. Rimaniamo in questo stato fino a quando $T_b \geq T_{bmax}$ e giriamo con tutti gli stati

QUINDI ACCADE IL CONTROLLED LIMIT CIRCLE

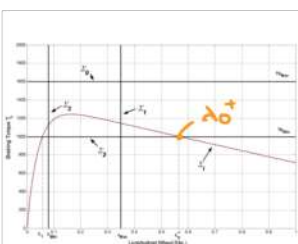


è robusto anche con disturbo

↳ lo slip ha un comportamento oscillatorio che ha come valore medio quello voluto

↳ Anche la trazione è oscillatoria (notiamo che il tempo in cui stiamo a T_{bMax} è maggiore di quello di T_{bMin})

ESISTENZA DEL LIMIT CYCLE?



$\Sigma_0 \cap \Sigma_i = \emptyset$ ①

$\Sigma_2 \cap \Sigma_i \neq \emptyset$ ②

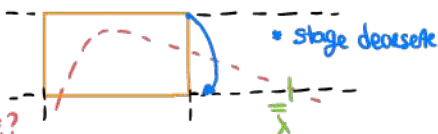
if $\Sigma_0 \cap \Sigma_i = \{(T_{bMin}, \lambda_1), (T_{bMin}, \lambda_0^+)\}$, $\lambda_1 < \lambda_0^+$ then $(\bar{\lambda} < \lambda_0^+)$

Condizioni necessarie per avere il limit cycle (sono 3)

1) che non ci siano intersezioni tra la curva Σ_i e la retta Σ_0

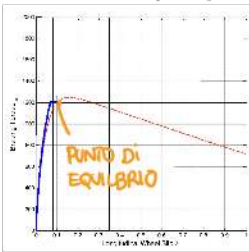
2) Ci devono essere intersezioni tra Σ_i e Σ_2

3) $[\bar{\lambda} < \lambda_0^+]$ dove λ_0^+ è il valore di lambda all'incrocio (secondo) tra T_{bMin} e Σ_i . Al contrario $\bar{\lambda}$ è il punto in cui il decrease stage incrocia T_{bMin} . In altre parole quando abbiamo il decrease stage voglio che questo non passi $\bar{\lambda}$

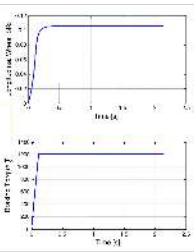


COSA ACCADE SE C'È UNA VIOLAZIONE?

• VIOLAZIONE 1ª CONDIZIONE (succede quando sottoestimiamo la frizione della strada)



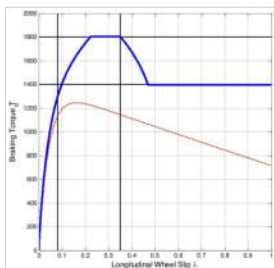
First condition violation: NOT a limit cycle but a steady state condition



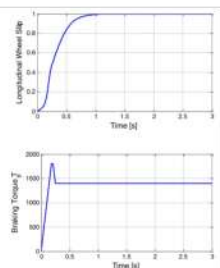
Ci fermiamo in quel punto perché quello è un punto di equilibrio

Non è estremo critico se non è che blocciamo le ruote

• VIOLAZIONE 2ª CONDIZIONE (frizione sovrastimata)



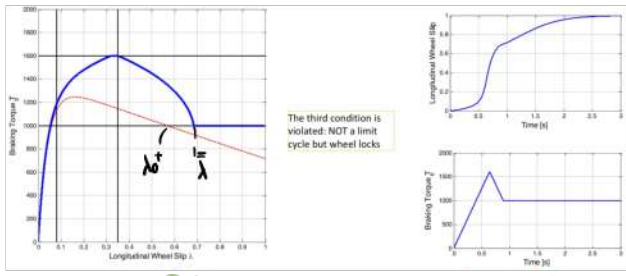
The second condition is violated: NOT a limit cycle but wheel locks



Quando raggiungo T_{bMin} non so cosa fare sopra la riga rossa, e se rivediamo l'analisi notiamo che ci spostano verso fuori

Grazie porta a bloccare la ruota

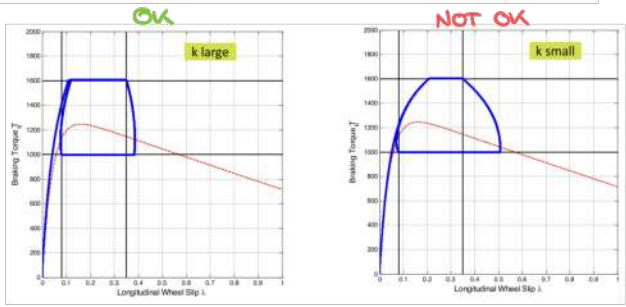
VIOLAZIONE 3^{RA} CONDIZIONE



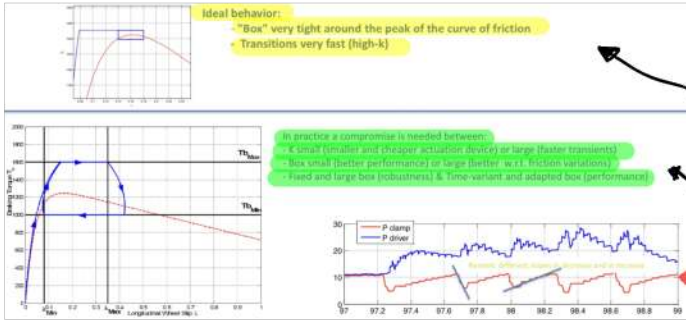
Ande qui la violazione e' parte da un blocco della ruota

Questo può succedere quando c'è un errore di tuning di un parametro. K , chiamato rate di crescita e di decrescita

Tipicamente violiamo questa condizione quando K è troppo lento



CONSIDERAZIONI FINALI SULLA SCELTA DELLA BOUNDING BOX E K



5 parametri che posso selezionare $K, T_{lim}, T_{max}, \lambda_{lim}, \lambda_{max}$
QUALI SONO I TRADE OFF?
 il comportamento ideale è ma questo è molto difficile da fare, e siamo poco robusti dal punto di vista della variazione di frizioni. Per questo esistono compromessi

Pressione sulle pinne del freno notiamo che la pendenza con cui il segnale cresce è minore rispetto a quello di cella xe e molto meglio avere questo comportamento di opposto perché è molto meglio avere una scelta veloce perché è la parte più critica

36.26

AUTONOMY LEVEL SYSTEM

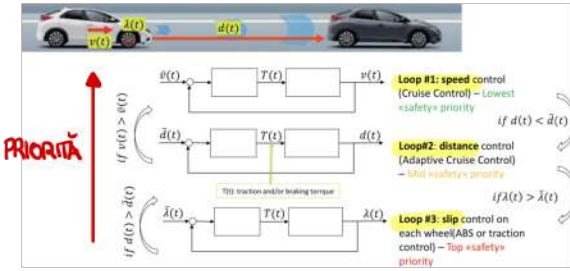
Low level of autonomous car (ci sono 5 livelli di autonomia)



Nel adesso ci concentriamo sul livello 1, che è in pratica un adaptive cruise control, il guidatore deve sempre controllare l'andatura longitudinale o laterale, le altre sono controllate dal sistema

Nel livello 2 entrambe le longitudinali e laterali dynamics sono gestite dalla macchina ma il guidatore deve fare attenzione

Noi ci focalizziamo sul livello 1; struttura di un ACC (Automated Cruise Control)



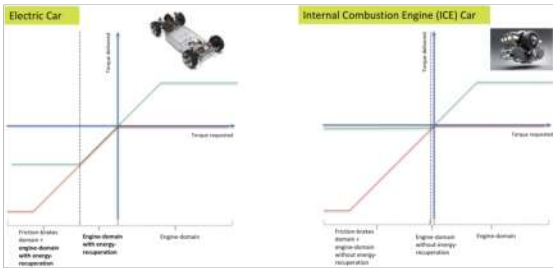
Ci sono 3 layer di controllo.

L'ACC è fatto per funzionare sulla macchina che segue (Follower o EGO vehicle)

Quali sono le switching conditions di questo sistema?

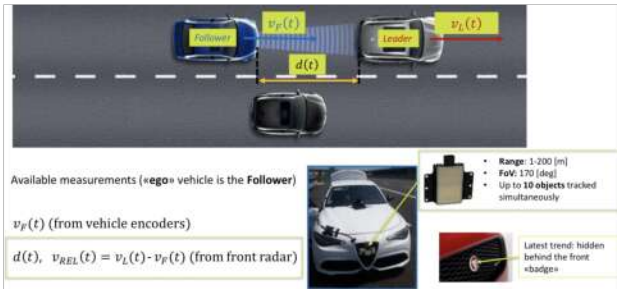
Si parte dal loop di controllo della velocità, se la distanza è vicina al trigger si va in distance control (in pratica frenata) se quando freniamo superiamo lo slip limit entriamo nel 3° loop che è slip control. Servono poi anche le regole per tornare su, le quali in pratica si basano sul fatto che la distanza aumenta smetto di frenare e torno a distance control e da qui se la distanza aumenta vado a speed control.

In tutti questi casi la nostra variabile di controllo è la coppia richiesta, la quale però differisce un po' dalla reale coppia fornita



Capisco che con i motori elettrici possiamo andare a coppia negativa "frenando con il motore". Al contrario il motore a combustione oltre al freno motore che è molto poco non frena

Distance control mode, 2 casi in dettaglio



La velocità del Follower (nostra) $v_F(t)$ è facile da misurare. La distanza tra i veicoli e la velocità relativa tra i 2 veic. misurate con i radar

Nella realtà nella distance control mode la vera variabile di controllo non è la distanza ma densità la Time Headway (THW)

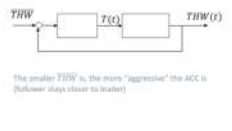
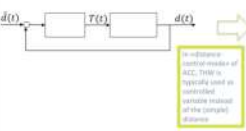
TIME HEADWAY

Time Headway (THW) definition: $THW(t) = \frac{d(t)}{v_f(t)}$ [s]

Time needed by Follower to reach Leader Position



THW: rapporto tra la distanza e la velocità del follower.



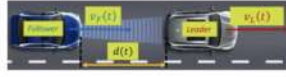
è intuitivo che maggiore la velocità maggiore è la distanza

esiste anche il Time to Collision (TTC).

Time to Collision (TTC) definition:

$$TTC = -\frac{d(t)}{v_{REL}(t)} [s] \quad (v_{REL} = v_L - v_F)$$

Time needed by Follower to reach Leader, assuming that they would continue at constant (current) speed

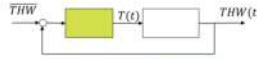


Il TTC è il tempo di collisione se follower e leader mantengono la stessa velocità.

• If TTC is positive: Follower is closing the gap with Leader

• If TTC is positive, the smaller TTC the higher bandwidth the THW control loop must have.

• Since frequently $v_{REL}(t) = 0$: $TTC(t) \rightarrow \infty$ (the inverse of TTC hence, in practice, is typically used to tune the parameters of the TTC-control loop)



TTC is used to "adapt" the parameters of THW controller

TRACCIÓN CONTROL FOR MOTORCYCLES.



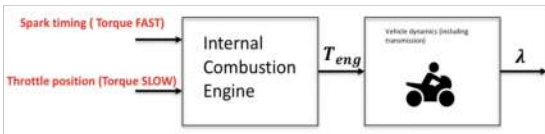
Il problema principale è che abbiamo 2 variabili di controllo e quindi dobbiamo fare un sistema per portarle ad un'unica variabile di controllo

Recupero 14.04.2021

2h

Tracção Control → essenziale per i veicoli con trazione posteriore e grande potenza, il tracção control serve a evitare l'overslipping delle ruote posteriori. Un esempio di questo sono le moto

Quello che tipicamente cambia tra ABS e tracção control è tipicamente l'attuatore: frizione nelle auto elettriche dove il motore può fare da freno e da motore per la trazione.



il sistema è così composto, dove come output abbiamo lo slip delle ruote posteriori

L'input è diviso in 2 input indipendenti.

Questi input dipendono dalla realizzazione fisica del motore a combustione, ceppiano che ci sono essenzialmente 2 modi per controllare un motore a combustione interna

- 1) Posizione dell'acceleratore (zpe e chiude una valvola a farfalla che controlla il flusso d'aria che entra nel motore)
chiamiamo questa SLOW TORQUES VERSION perché ha la stessa velocità del

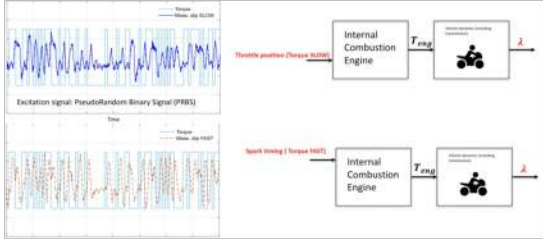
nostro piede o mano

2) Variando lo spark timing: Se cambio il tempo di quando attivo le candele opero una variazione della coppia. Chiamiamo questo torque fast perché aumentando direttamente in camera di combustione la variazione di coppia si sente prima sulle ruote rispetto al caso precedente.

Possiamo usare questi 2 fenomeni indipendentemente, tuttavia variare lo spark time pur essendo veloce ha anche dei lati negativi, infatti è una variabile sporca, perché cambia il valore inquinante e consuma carburante, Inoltre la differenza di coppia ottenibile con questo sistema è limitata e non lineare.

In uscita dal motore poi abbiamo la coppia totale del motore ed entrerà nel vehicle dynamics.

IL PROBLEMA ADESSO È CHE ABBIAMO 2 INPUT E DOBBIAMO RELAZIONALI 2L'USCITA cioè dobbiamo capire cosa succede se vario uno dei 2 all'output.

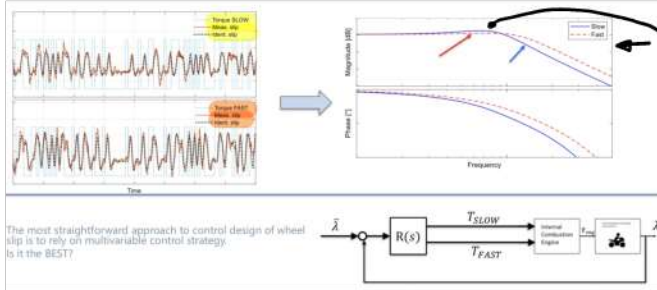


Come troviamo il modello matematico dai 2 input all'output?

È molto complesso.

Usiamo la tecnica della black box, in pratica usiamo un segnale d'excitazione pseudo randomico e misuriamo l'uscita.

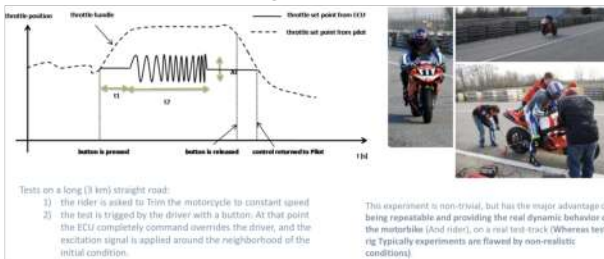
Questi 2 segnali hanno il comportamento ingresso uscita dato, perciò da questi si può ricavare il comportamento del sistema.



Questo è l'output. Notiamo che hanno un piccolo comportamento risonzante dovuto all'elasticità della trasmissione.

La cosa più visibile è che la funzione di trasferimento della velocità è per l'appunto + veloce, infatti ha la frequenza di taglio ω più alta.

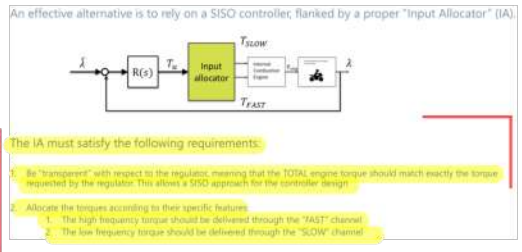
Capiamo che la curva zingio è migliore di quella bly ma come detto prima noi sappiamo che la fast torque ha dei problemi.



Tests on a long (3 km) straight road:
 1) the rider is asked to trim the motorcycle to constant speed
 2) the test is triggered by the driver with a button. At that point the ECU completely overrides the driver, and the excitation signal is applied around the neighborhood of the initial condition.

This experiment is non-trivial, but has the major advantage of being repeatable and providing the real dynamic behavior of the motorcycle (Acid rider), on a real test-track (Whereas testing Typically experiments are flawed by non-realistic conditions)

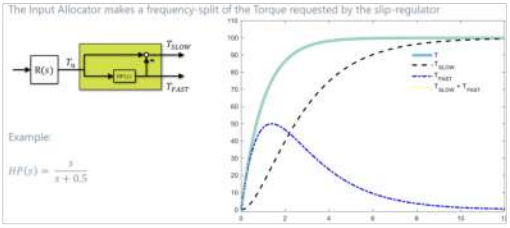
Dobbiamo realizzare il control system $R(s)$ che ha 1 input e 2 output. Questo tipo di controllori si chiamano overactuated. il trucco per semplificarli: la vita è usare un allocator



Così abbiamo che $R(s)$ è sempre 1 input in output, dove come output abbiamo la requested Torque.

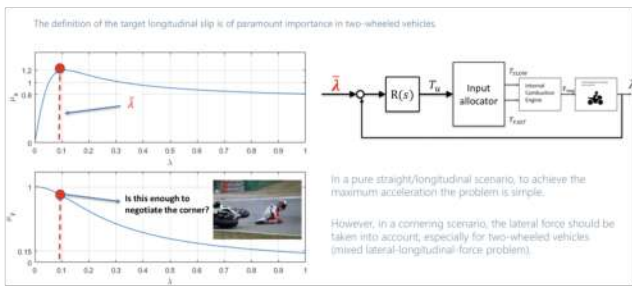
L'input allocator decide dove fare la richiesta per questa richiesta di coppia, se farlo su torque fast o torque slow.

Un esempio di input allocator può essere questo



$HP(s)$ è un high pass filter, per l'altro ramo faccio $1 - HP(s)$ così ottengo esattamente il low pass filter complementare.

IMPORTANTE! i 2 filtri devono essere esattamente complementari

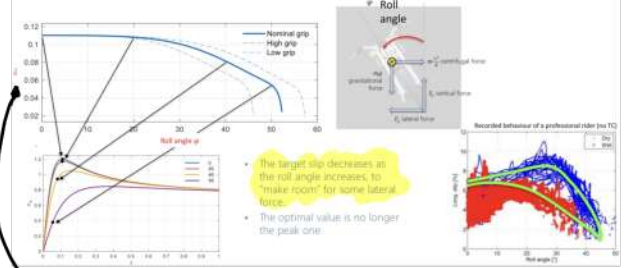


Design di Lambda target: (è uno dei problemi di slip control)

Qual'è λ ? Guardiamo i grafici: un emy e supponiamo di stare facendo una curva, quindi ci servono forza long. tud. nella e laterale

il punto ottimo è il picco? Non è detto dove sia il punto con abbastanza laterale force.

Per risolvere questo problema definiamo λ in funzione del roll angle ϕ e così per ogni ϕ otterremo un λ diverso



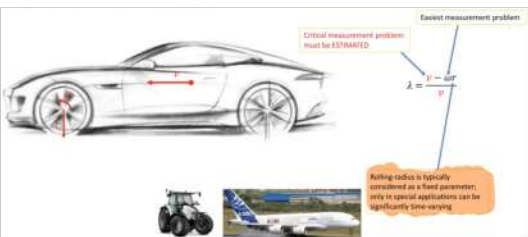
L'idee generale è che stiamo sul picco quando ϕ è abbastanza piccolo 0-10° mentre più peggio più scende perché se peggio molto mi serve molta laterale force

Questo vale per le moto, in generale questo vale anche per le macchine solo che li guardiamo lo slide slip angle

TARGET SLIP λ

Cornering ABS: è il problema dare a questo \uparrow .

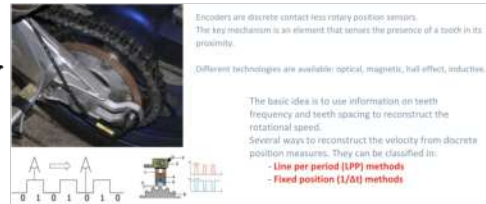
SLIP ESTIMATOR



La nostra variabile di controllo è λ , ma noi non conosciamo v perciò lambda può essere solo una stima

Tipicamente r è costante, tranne in alcune applicazioni: tipo zeri ecc..

ω è misurato in modo facile, tipo con un encoder in pratica ho una ruota dentata con vicino un sensore. Tramite la sequenza del segnale ricevuto ω , ci sono principalmente 2 famiglie per farlo Line per period (LPP) e la Fixed position (1/0)



<p>In the Line Per Period algorithm the speed ω_{LPP} is estimated, every sampling period of duration T_s, as the ratio between the angular rotation and the time interval:</p> $\omega_{LPP} = \frac{2\pi \left(\frac{n_s}{N}\right)}{T_s}$ <p>where n_s is the number of teeth counted in the last sampling period and N is the number of teeth.</p>	<p>Line Per Period</p> <ul style="list-style-type: none"> • precise at high speed • errors at low speed • constant delay <p>Line per period (LPP) methods are precise at high speed but suffer from a constant delay between the real and estimated velocity.</p>	<p>In the Fixed Position algorithms, the velocity is estimated every time a tooth is detected. The reconstructed velocity is:</p> $\omega_{\Delta} = \frac{\left(\frac{2\pi}{\Delta}\right)}{\left[\frac{1}{\Delta}\right] \Delta t}$ <p>Where T_r is the time-difference between a tooth and the next, $\lfloor \cdot \rfloor$ indicates the floor truncation of a real number and Δt is the resolution on the counter.</p>
	<p>Fixed Position</p> <ul style="list-style-type: none"> • precise at low speed • errors at high speed • time varying delay 	

Nella LPP si basa su un sampling tra T_s e conto quanti denti n_s sono passati nel tempo T_s poi divido il velce n_s per N che è il numero di denti totali e poi moltiplico per 2π . Provo otengo

$$\omega_{LPP} = \frac{\Delta \theta}{T_s}$$

Nella Fixed position conto quanto tempo passa da un dente all'altro (T_r)

Queste 2 strutture hanno pro e contro complementari leggere qui

Come misuriamo invece la velocità v (forward velocity)

È anche possibile fare una misura diretta es satellitare ma il problema è che non ho copertura al 100%. Potrei poi pensare di usare sensori ottici (tipo mouse) anche qui tuttavia ho dei problemi perché sono sensori molto grandi e costosi e possono avere problemi con neve, polvere ecc (questo è il fatto più importante)

Perciò noi facciamo una stima di v , Ci sono 3 metodi:

1)

Diagram illustrating the estimation of forward velocity $\hat{v}(t)$ based on the maximum of the four wheel rotational speeds. The graph shows the velocity of a car over time, with a sharp drop indicating a wheel lock-up. Text boxes indicate: "Only the 4 wheel rotational speeds are used. Simplest/classical methods are based on the idea that, during ABS, the slip is OSCILLATING. Hence there is always one wheel (out of 4) that has a speed close to the car speed." and "This approach can work only with traditional on-off ABS solutions of 4-wheeled vehicles, based on limit-cycling of the slip (the worst the slip oscillation, the better the speed estimation)".

fa uso delle 4 ω_r e l'algoritmo è semplice, in fase di frenata la velocità è data dal massimo di questi valori.

Questo si usa negli ABS ON-OFF e questo funziona solo perché l'ABS fa un limit on the cycle slip.

Se avessi un ABS che non mi dà oscillazioni questa stima di velocità sarebbe sbagliata ed è per questo che questa tecnica non può essere usata nel brake by wire ABS.

ed è per questo che questa tecnica non può essere usata nel brake by wire ABS.

2)

The 4 wheel rotational speeds are complemented with a LONGITUDINAL accelerometer

General idea of "frequency-split" approach:

- Track wheel speed only for low frequency
- Fast integrated longitudinal acceleration only for high-frequency (bias removed)

$$G_{low}(s) = \frac{1}{2\pi f_{co} s + 1}$$

$$G_{high}(s) = \frac{1}{2\pi f_{co} s} \frac{s}{s + 1}$$

where f_{co} is the cut-off frequency, tunable parameter (example: 0.2Hz)

Frequency split.
 Ci servono 4 rotazionali speed e un accelerometro longitudinale
 L'idea è che mi baso sulla rotazionale speed per basse frequenze mentre per alte mi baso sull'integrale dell'accelerazione

3) Kalman Filter

The 4 wheel rotational speeds are complemented with a LONGITUDINAL accelerometer

Kalman-Filter (state-observer) approach: the frequency-split method is upgraded with a vehicle model corrected in feedback

This is the most sophisticated and advanced estimation method, used in last-generation high-end ABS

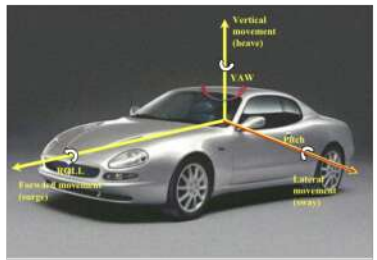
Anche qui usiamo le 4 rotazionali speed e un accelerometro longitudinale.
 Possiamo avere anche altri 2 ingressi per usare lo stesso filtro anche in lateral longitudinal dynamics.
 Rispetto a quello precedente è + complesso ma fa un'integrazione ma si basa su un modello.

15.04.2021

2h

Presentarsi all'esame sanno è un casino (se non fa il Quiz) e fare l'upload dell'esame solo se è sufficiente o circa, altrimenti penalità.

Electronic Stability control



Vogliamo controllare il movimento laterale (sway) e lo YAW.

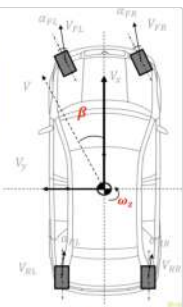
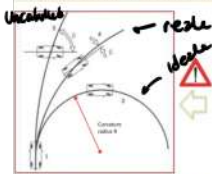
Introdotta sulla prima classe A perché si ribatteva

L'ESC è fatto per funzionare quando devo fare un rapidissimo cambio di corsia (moose test) o quando prendo una curva a troppa velocità

β : Sideslip angle of the Vehicle
 $\omega_z = r = \dot{\psi}$: Yaw rate (rotation speed around the vertical axis)

Control goals:

- β : keep sideslip angle near zero (if sideslip-angle is > 4-5° the vehicle behavior becomes unpredictable by a normal driver)
- r : Keep the yaw rate consistent with the steer angle speed (follow a "reference-behavior", assuming that the driver request on steer is correct)



Side slip angle β : (fino ad ora abbiamo visto solo quello delle ruote α , gesto è dell'intera macchina)
 Ed è l'angolo tra l'asse longitudinale e il vettore di velocità del centro di gravità della macchina

YAW rotational speed (ω_z oppure r oppure $\dot{\psi}$)

Obiettivi del controllo:

- Tenere β più vicino a 0 possibile, se $\beta > 4/5^\circ$ la macchina non è più controllabile

• Curve di terra w/z consistono con la velocità e lo steer angle.

ATTENZIONE!!

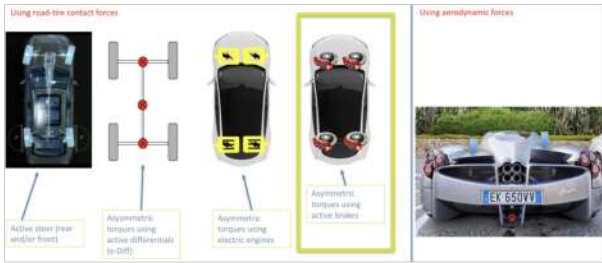
ESC non può aumentare l'intrinseco massimo limite per l'accelerazione laterale

$$\Pi \cdot a_{gmax} = F_{gmax} \rightarrow \Pi \cdot \frac{v_{max}^2}{R} = F_z \mu_{max} \leftarrow \text{Da questa velocità la max } v \text{ con cui possiamo prendere quella curva}$$

con R il raggio della curva che stiamo compiendo

Se entriamo con una velocità maggiore di v_{max} non esiste ESC che ci permetta di seguire la traiettoria della curva. (Dobbiamo per forza allargare la traiettoria)

ESC ACTUATORS



Dal punto di vista degli attuatori, come posso effettuare il controllo dello YAW o il momento laterale? Ci sono 2 classi principali, ma che usi le forze di contatto tra ruota e strada e un'altra che usi l'aerodinamica. Il caso 2 è proprio esterno.

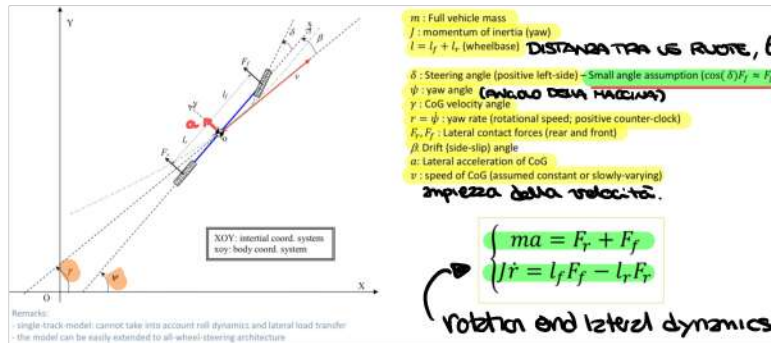
Nel 99% delle auto si usano i PFC in modo asimmetrico per controllare lo YAW (abbastanza ovvio, freno solo da un lato e l'auto si gira da quello). Il vantaggio è che questi "attuatori" li abbiamo già in auto quindi non è un costo.

Posso fare anche la stessa cosa con i motori elettrici (devono essere 4) oppure con 3 differenziali attivi.

Posso usare anche l'active steer (sia sulle ruote frontali che su quelle posteriori)

Control oriented mathematical model

Single track model (modello bicicletta)



IMPORTANTE

- X, O, Y sono le coordinate inerziali globali
- x, o, y sono le coordinate dell'auto

il centro di gravità dell'auto può avere velocità non allineata con la macchina e sappiamo che questo angolo si chiama β . Noi chiamiamo con γ l'angolo β riportato sulla verticale inerziale globale X.

Abbiamo quindi che $\beta = \gamma - \psi$

Visto che prima abbiamo detto che $\cos(\delta) \cdot F_f \approx F_f$, allora noi consideriamo sempre il lato di F_f sia sempre ortogonale all'asse della macchina

E' facile espandere questo modello anche quando abbiamo lo sterzo delle ruote posteriori (introduciamo un altro angolo e via), il modello e' essenzialmente uguale con una piccola variazione. (E' UNA TIPICA DOMANDA D'ESAME)

Ricordarsi che $\dot{\gamma} = \dot{\psi} = \dot{\omega}r$

Ricordiamo che le forze possono essere scritte come:

General expression of longitudinal and lateral friction forces (assuming null camber):

$$F_x(\lambda, \alpha, F_z)$$

$$F_y(\lambda, \alpha, F_z)$$

Emphasis on the scaling effect of the vertical load (friction coefficient)

$$F_x(\lambda, \alpha, F_z) \approx F_z \mu_x(\lambda, \alpha)$$

$$F_y(\lambda, \alpha, F_z) \approx F_z \mu_y(\lambda, \alpha)$$

Emphasis on the proportional effect of longitudinal slip (used mainly for F_x); K is called «longitudinal stiffness»

$$F_x(\lambda, \alpha, F_z) \approx \lambda K(F_z, \alpha)$$

(MAI VISTO PRIMA)

$F_y(\lambda, \alpha, F_z) \approx \alpha C(F_z, \lambda)$

Emphasis on the proportional effect of lateral side-slip (used mainly for F_y); C is called «lateral or cornering stiffness»

Abbiamo risotto la forza sottolineando un determinato effetto

Enfasi sullo side slip angle, abbiamo zffer per qualcosa, che e' chiamato lateral o cornering stiffness.

Perciò capiamo che vogliamo risolvere $F_y = \alpha \cdot C(\dots)$

Ci focalizziamo molto su α , iniziamo supponendo $\delta = 0$ perciò $C(F_z, 0)$.

Lateral tire forces

Rear wheel

$$\alpha_r = \beta + \frac{r_l r}{v}$$

$$F_r = C_r \alpha_r$$

Front wheel

$$\alpha_f = \beta + \delta - \frac{r_f r}{v}$$

$$F_f = C_f \alpha_f$$

C_r e C_f sono parametri delle ruote anteriori e posteriori.

La parte difficile e' esprimere α_r e α_f .

L' α_r e' dato da 2 contributi, uno di β più un ulteriore vettore dato dalla rotazione della macchina che vale $C_r r$.

Visto che il triangolo che si gezz tra v e v_r e' molto stretto allora possiamo dire che l'angolo all'interno e':

$$v \sin x = e_r \cdot r$$

visto che x e' piccolo $\sin x \approx x$ allora

$$x = \frac{e_r \cdot r}{v}$$

Perciò α_r e' dato dalla somma dei 2 angoli

Per il frontale ho lo stesso principio, in questo caso tuttavia abbiamo sia lo steering angle e abbiamo anche un angolo ψ . r/v è da sottrarre, non ho ben capito perché!!
Comunque poi ricaviamo a_f .

Ricaviamo il modello intero

$\psi = \beta + \gamma$
 $\dot{\psi} = \dot{\beta} + \dot{\gamma}$
 $\dot{\gamma} = (r - \dot{\beta})$
 $a = v\dot{\gamma}$
 $a = v(r - \dot{\beta})$

IMPORTANT

(Assumption: no change in magnitude of the velocity)
 $dv = v d\gamma \Rightarrow \frac{dv}{dt} = v \frac{d\gamma}{dt} \Rightarrow a = v\dot{\gamma}$

$a_f = \beta + \delta - \frac{r l_f}{v}$
 $F_f = C_f a_f$
 $F_r = C_r a_r$
 $a_r = \beta + \frac{r l_r}{v}$

$ma = F_r + F_f$
 $J\dot{r} = l_f F_f - l_r F_r$

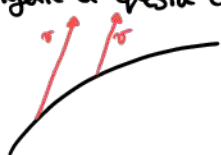
We can rewrite the dynamic system in function of the state variables β and r .

$m v (r - \dot{\beta}) = C_r \left(\beta + \frac{l_r r}{v} \right) + C_f \left(\beta + \delta - \frac{l_f r}{v} \right)$
 $J \dot{r} = l_f C_f \left(\beta + \delta - \frac{l_f r}{v} \right) - l_r C_r \left(\beta + \frac{l_r r}{v} \right)$

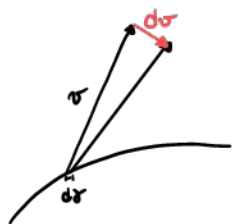
Vogliamo scrivere le equazioni in funzione di β e r , la seconda eq è già $\dot{\alpha}_f$, per la prima due fare un cambio di variabili

avremo detto prima che $\beta = \psi - \gamma$

Consideriamo la traiettoria del centro di massa, sappiamo che la velocità è tangente a questa curva



Prendo ora 2 punti molto vicini: tra loro sulla curva posso dire che



Si avrebbe che

$$dv = v \cdot \sin d\gamma$$

Visto che $d\gamma$ molto piccolo

$$dv = v \cdot d\gamma$$

Dividato per dt tutti e 2 i termini: otteniamo

$$dv = v \cdot d\gamma \rightarrow \frac{dv}{dt} = v \cdot \frac{d\gamma}{dt} \quad \text{perci\`o possiamo scrivere che } a = v \cdot \dot{\gamma}$$

↑
accelerazione

al posto di $\dot{\gamma}$ metto l'eq ricavata prima così metto tutto in funzione di β .

Otteniamo così il classical single track model

$$\begin{cases} \dot{\beta} = \left(-\frac{C_f + C_r}{mv} \right) \beta + \left(1 + \frac{C_f l_f - C_r l_r}{mv^2} \right) r + \left(-\frac{C_f l_f}{mv} \right) \delta \\ \dot{r} = \left(\frac{C_f l_f - C_r l_r}{J} \right) \beta + \left(-\frac{C_f l_f^2 + C_r l_r^2}{vJ} \right) r + \left(\frac{C_f l_f}{J} \right) \delta \end{cases}$$

A B

Example values for parameters:
 $m = 1400$
 $l = 1.30m$
 $b = 1.25m$
 $J = 2000kgm^2$
 $C_f = C_r = 30000N/m$
 $v = 20m/s$

Ricordiamo che

$$\dot{x} = Ax + Bu$$

con A e B matrici

Simplified model: $C_f = C_r = C$; $l_f = l_r = 0.5l$

MODELLO SEMPLIFICATO

$$\begin{cases} \dot{\beta} = \left(-\frac{2C}{mv} \right) \beta + r + \left(-\frac{C}{mv} \right) \delta \\ \dot{r} = \left(0 \right) \beta + \left(-\frac{0.5Cl^2}{vJ} \right) r + \left(\frac{0.5Cl}{J} \right) \delta \end{cases}$$

Triangular system:
 - Equation of β depends on r
 - Equation of r does not depend on β

← Modello semplificato (se ruote anteriori e posteriori sono uguali) e se la massa è esattamente al centro

Il sistema parallelo è un sistema del secondo ordine con un unico input. Consideriamo ora il caso del modello semplificato, vediamo che è un sistema triangolare, cioè la matrice naturale del sistema è triangolare.

Transfer function from steering angle to yaw rate:

$$\beta(s) = \left(\frac{-2C}{mV} \beta + r + \left(\frac{-C}{mV} \right) s \right) \delta$$

$$r = \left(\frac{-0.5C l^2}{J} \right) r + \left(\frac{0.5C l}{J} \right) \delta$$

Transfer function from steering angle to side-slip:



$$\beta_{sp}(s) = \frac{-\frac{C}{m} \left(l + 0.5 \frac{C l^2 - m V^2}{V} \right)}{\left(l + \frac{0.5 C l^2}{J} \right) \left(l + \frac{2C}{m V} \right)}$$

Poles: $s = -\frac{0.5 C l^2}{J}$, $s = -\frac{2C}{m V}$

Small l = faster reaction

Remarks:

- system fully controllable from steer angle
- system not fully observable from yaw rate

Facciamo la trasformata di Laplace del sistema otteengo 2 FDT uno da δ a r e un da δ a β . (Prova a farlo, non so come)

Notiamo che le 2 FDT differiscono dal punto di vista dei poli, nel senso un polo è lo stesso, l'altro in un caso

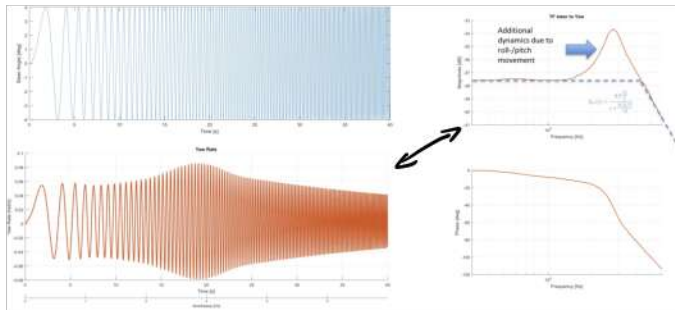
c'è nell'altro no, questa è dovuta alla matrice triangolare e questo significa che il sistema è completamente controllabile dall'angolo di steering ma vede anche dire che non è completamente osservabile, in particolare dallo yaw rate. (B è invisibile dalla prospettiva dello yaw rate) Anche nel caso vede c'è una bassa osservabilità di B perché il polo della matrice A21 è quasi zero anche nel modello reale.

Notiamo che nel polo comune ad entrambe le FDT è presente un J al denominatore se riduciamo J il polo cresce \rightarrow aumentano la banda del sistema. Un modo per ridurre l'inerzia è spostare la massa al centro ed esempio spostando il motore al centro.

per l'altro polo notiamo che l^2 al denominatore la massa, quindi cerchiamo di ridurre la massa.

NOTA MACCHINE ELETTRICHE: Le masse principali sono i motori e le batterie, le batterie le mettiamo basse così non ho load transfer e soprattutto le carico di metterle centrali. Per quanto riguarda i motori, quelli posizionati nelle ruote risultano essere i peggiori perché per dove sono posizionati aumentano l'inerzia J .

Esempio del sistema (input steering angle, output yaw rate)



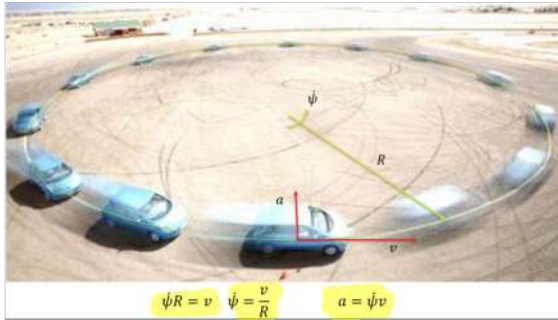
Possiamo vedere che all'inizio il comportamento dello yaw rate è periodico perché ad alte frequenze di steering angle fa da peso basso, ed in questo caso specifico non anche una risonanza

In sono fase e modulo del sistema

il modello semplificato non ci dà la risonanza ma in generale per uno studio

quantitativo non è un problema.

UNDER-STEERING GAIN



Circular path with constant radius R (es.: 50m)
 Staying on the circle, the velocity v is slowly increased
 Accordingly, the lateral acceleration increases
 The steering angle (if needed) is modified to stay on the circle



$$\psi R = v \quad \psi = \frac{v}{R} \quad a = \psi v$$

Steering-ped test:
 Facciamo un cerchio perfetto con un raggio deciso (tipicamente 50m).
 L'idea è quella di partire piano e poi piano piano acceleriamo rimanendo sempre sul cerchio (esperimento quasi statico)

Visto che aumentano la velocità, allora anche la

velocità laterale aumenta, il punto chiave è vedere se e quando devo cambiare l'angolo dello sterzo.

So che il vettore velocità è sempre tangente al cerchio perciò posso ricavare lo yaw rate

$\delta = \alpha_f + \alpha_r = \frac{l}{R}$
 $\delta = \frac{l}{R} + \left(\frac{m_f}{C_f} - \frac{m_r}{C_r} \right) \frac{v^2}{R}$
 $\delta = \delta_0 + K_{us} a$
 Steering-pad equation
 $K_{us} = \left(\frac{m_f}{C_f} - \frac{m_r}{C_r} \right)$ Under steering gain
 $\delta_0 = \frac{l}{R}$ Kinematic (low-speed) steering angle

Steering Ped equation:

Supponiamo che il modello della macchina stia ruotando e che i 2 vettori rossi siano le 2 velocità anteriori e posteriori.
 Dobbiamo trovare la relazione tra questi valori:

il punto al centro della traiettoria circolare (di raggio R) si trova tramite la retta ortogonale al vettore velocità delle ruote (anteriore e posteriore), capiamo quindi che l'angolo tra le 2 rette di visone le 2 ruote al centro della traiettoria è l/R questo perché l'angolo è molto piccolo e quindi $R \sin \theta = l \rightarrow \theta = l/R$

Troviamo poi gli angoli dati dal vettore velocità sia di anteriore che di posteriore sono α_f e α_r

Enchiammo poi i 2 angoli x e y

Sappiamo che $\frac{l}{R} + x + y = 180^\circ$ (somma angoli di un triangolo)

Visto che $x + \delta - \alpha_f$ è $\geq 90^\circ$ (per quello imposto prima) e così anche per $y + \alpha_r$, allora

$$\begin{cases} x + \delta - \alpha_f + y + \alpha_r = 180^\circ \\ x + y + l/R = 180^\circ \end{cases}$$

e otteniamo che

$$\delta - \alpha_f - \alpha_r = \frac{l}{R}$$

IMPORTANTE!!

Data questa relazione possiamo guardare il lato destro della slide, abbiamo che

$$\left\{ \begin{aligned} m a &= F_r + F_f \leftarrow \text{Abbiamo accelerazione laterale} \\ J \dot{\omega} &= 0 = l F_f - l_r F_r \leftarrow \dot{\omega} = 0 \text{ perci\u00f2 noi aumentiamo lentamente la velocit\u00e0 quindi} \\ &\text{non abbiamo accelerazione rotazionale} \end{aligned} \right.$$

Poi al posto di a scriviamo la sua equazione v^2/R , dalle 2 eq ricaviamo F_r e F_f .
dalle quali ricaviamo gli zifferi δ_1 e δ_2 quella con la formula dimostrata sopra δ .

$$\delta = \frac{l}{R} + \frac{1}{C_f} m \frac{v^2 l_r}{R} - \frac{1}{C_r} m \frac{v^2 l_f}{R} l$$

$$m_f = m \frac{l_r}{l} \quad \text{Equivalent mass on front and rear axle (see load-transfer)}$$

$$m_r = m \frac{l_f}{l}$$

$$\delta = \frac{l}{R} + \left(\frac{m_f}{C_f} - \frac{m_r}{C_r} \right) \frac{v^2}{R}$$

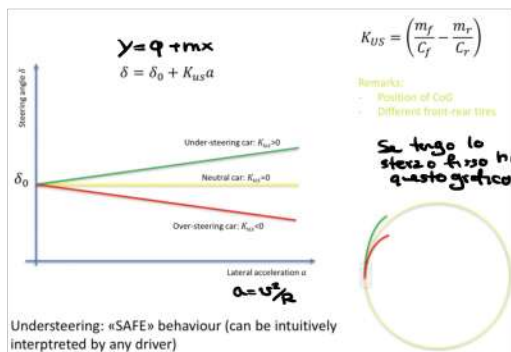
$$\delta = \delta_0 + K_{us} a$$

Steering-pad equation

$$K_{us} = \left(\frac{m_f}{C_f} - \frac{m_r}{C_r} \right) \text{Under-steering gain}$$

$$\delta_0 = \frac{l}{R} \quad \text{Kinematic (low-speed) steering angle}$$

Chiamiamo m_f e m_r le masse equivalenti sugli assi anteriori e posteriori (static equivalent mass)



EQ. FINALI

Iniziamo con steering angle δ_0 poi 3 cose possono succedere:

1) la macchina \u00e9 neutra: a qualsiasi velocit\u00e0 sto con angolo δ_0

2) Sottosterzo $K_{us} > 0$: significa che maggiore \u00e9 la velocit\u00e0 pi\u00f9 devo sterzare per stare in track

3) Sovsterzo $K_{us} < 0$: + velocit\u00e0 meno devo sterzare per stare in track

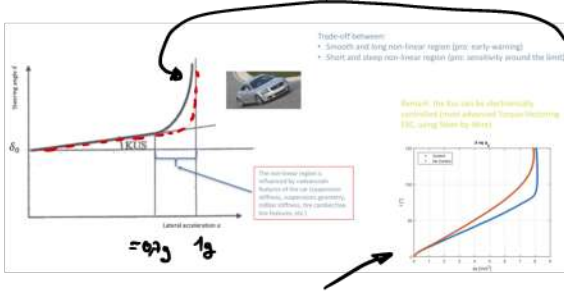
Tutte le macchine sono progettate per sottosterzo

Abbiamo visto che $K_{us} > 0$ o < 0 , guardando la formula e supponendo di due ruote uguali capiamo che per avere una macchina con comportamento sottosterzante basta mettere il peso davanti.

Ed \u00e9 per questo che alcune auto hanno ruote dietro pi\u00f9 grandi (tipo la prima smart) perci\u00f2 aveva motore posteriore e corta wheel base, quindi bastavano passeggeri e bagagli per spostare il centro di gravit\u00e0 e per stare sicuri hanno deciso di mettere ruote dietro pi\u00f9 grandi. Cos\u00ec $C_r > C_f$.

Il caso pi\u00f9 generale di ruote posteriori grandi \u00e9 sulla auto sportiva, che sono piene di sovsterzo perci\u00f2 hanno + massa sul retro quindi risolvono con le ruote

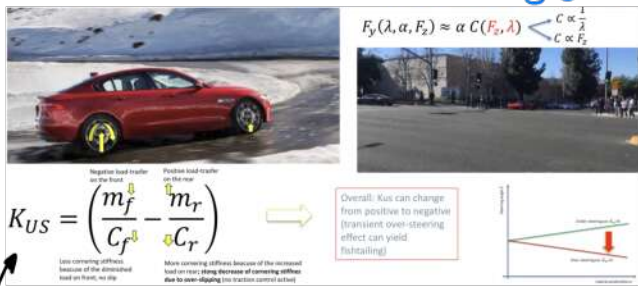
ATTENZIONE PER\u00d2, fino ad adesso abbiamo visto lo steering gain nel dominio lineare ma quando arriviamo al limite della macchina abbiamo anche che abbiamo una fortissima accelerazione laterale, perci\u00f2 ad un certo punto superano il limite fisico della frizione della ruota.



Ci sono 2 modi per fare il design della reggia via linee, una piú calma (curva nera) e quella piú veloce (rossa). Questa zona creze fa da "warning" per il guidatore, quindi per un guidatore normale la curva nera è meglio, mentre per un professionista la rossa è meglio

Nelle ruote motrici è possibile creze elettronicamente la curva di comportamento non lineare e questo si fa tramite l'ESC e model reference control. Dal tipo ho la macchina che ha un comportamento meccanico (come curva blu) e tramite l'elettronica lo porto in azione

Variazione dinamica della understeering gain.



K_{US} può cambiare anche prima della zona non lineare perché possiamo avere transizioni anche prima di questa zona perché abbiamo trasferimenti di carico, inoltre anche la lambda può cambiare.

Ricordiamo infatti che la laterale forza:

$$F_y = \alpha C(F_z, \lambda)$$

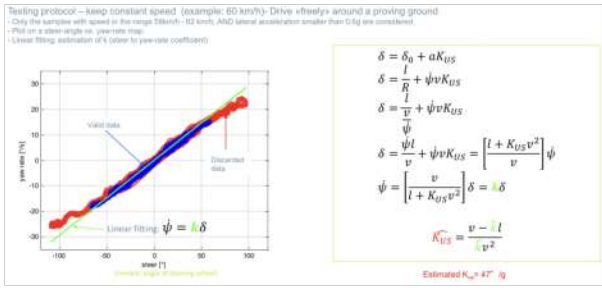
Studiando l'eq notiamo che aumentando F_z la laterale forza aumenta, mentre aumentando λ questa diminuisce

Però abbiamo che $C \propto F_z$ e $C \propto \frac{1}{\lambda}$.

Un esempio di una forte accelerata in curva, il primo termine sale, il secondo può andare ed è così che possiamo andare in oversteering.

Come possiamo fare una stima del valore dello steering angle?

Può essere stimato sperimentalmente, Dobbiamo avere velocità costante e guidiamo a cerchio tenendo la trasversale, Poi misuro lo steer angle e lo yaw rate



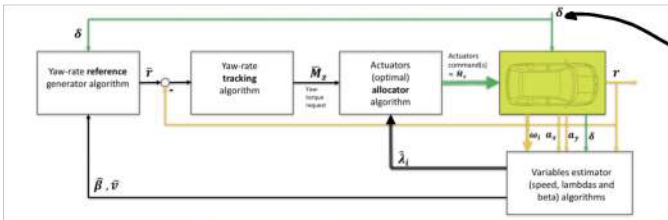
Se plottiamo questi valori otteniamo una linea, poi questa linea viene fittata per trovare la pendenza della linea che è $\psi = k \delta$

Poi vado nelle eq, faccio un po di cambi di variabili e ottengo che

$$k = \frac{v}{l + K_{US} v^2}$$

K l'ho misurato perciò dalla formula ricavo K_{US}

ESC general architecture and actuators



- Required (mandatory) sensors:
 - 4 wheel speeds
 - Lateral and longitudinal accelerations
 - Yaw rate
 - Steer-angle (driver request)
- Two «levels» of ESC:
 - Activated only when sideslip and yaw rate overshoot some thresholds (ESC for safety)
 - «Always-on» (i Torque Vectoring) (TV) for performance

Come output del sistema abbiamo lo YAW rate ($r = \omega_z = \dot{\psi}$).
 Lo steering angle è lo vediamo come un disturbo misurabile (che il guidatore è un disturbo per il controllo)
 Gli altri output (che non sono controllati) sono le velocità angolari di tutte e quattro le ruote ω_i e le 2 accelerazioni a_x, a_z

Come input la forza è un po' più complessa. Come input abbiamo M_z chiamato YAW torque. Questo fisicamente viene creato in modo diverso in base all'azionatore. Esiste un Actuator algorithm che dato un valore numerico di M_z lui provvede a realizzarlo fisicamente.

Notiamo che il blocco di controllo principale è sullo YAW rate, abbiamo r in ingresso e ci facciamo un feedback negativo.

La cosa diversa è che abbiamo un blocco per stimare le variabili che ci servono (λ, β e velocità, abbiamo u, v una per ruota), e questi valori stimati vanno dentro un blocco di stima dello YAW rate, viene generato un valore di reference dello YAW rate in base a diverse costanti (α, β, γ) (c'è uno di questo blocco rivela un detto per cui deve "capire" cosa il guidatore vuole fare)

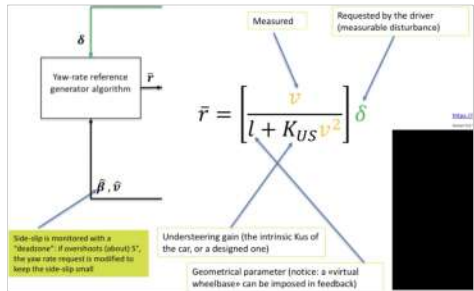
Questi sono i sensori fondamentali, che ci servono per far andare il sistema.

Tipicamente le 2 accelerazioni e lo YAW rate vengono calcolate con una IMU, con 3 gradi di libertà.

Possiamo aspettare 2 livelli di ESC, uno che si attiva solo quando sideslip e YAW rate superano un limite, oppure che sono always on.

Tipicamente poche auto hanno l'always on.

vediamo ora come sono fatti i blocchi



Formula che conosciamo già che lega lo YAW rate a S . È la formula del K_{US} .

Ho bisogno come input S, v, K_{US} e la wheel base.

Da K_{US} è il valore caratteristico della marcia.

Possiamo cambiare dinamicamente il comportamento dell'ESC variando il valore di E (ci possono essere dei vantaggi)

Valle la stessa cosa anche col lo steering gain K_{US} .

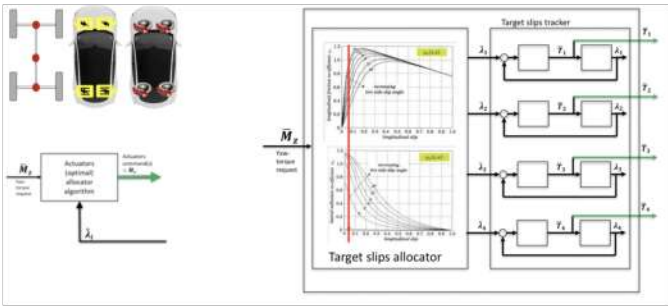
Posso fare queste cose perché sono controllate via Feedback.

Il problema di queste tecniche è il feedback dell'elettronica, infatti se la meccanica è fatta male e si riesce a guidare solo con l'elettronica allora se ho un guasto c'è un problema.

B come input serve come monitor, viene controllata B in un valore target, se viene superato allora r viene controllato in modo che per si che B si riduca.

Attuatori

Attuatori che si basano su due una forza asimmetrica alle ruote



gestando in modo asimmetrico le ruote creiamo un momento torcente.

Vediamo dentro l'allocator block. riceve come input la yaw torque request e come uscita da le coppie su ogni 4 delle ruote

Abbiamo un target slip allocator che per ogni ruota da un λ in modo da dare una determinata F_x e F_y , dopo la sup allocator abbiamo il feedback su lambda (tipo capitolo 2) solo che qui i lambda sono diversi ognuno per ruota. Nelli loop di lambda pensiamo come uscita la coppia.

Come facciamo a decidere i valori dei lambda.

$$\bar{M}_z = \cos \delta (F_{xfr} - F_{xfl}) \frac{d_f}{2} + \sin \delta (F_{yfr} + F_{yfl}) l_f + \cos \delta (F_{ytr} + F_{ytl}) l_t + \sin \delta (F_{xtr} - F_{xtl}) \frac{d_t}{2} + (F_{xr} - F_{xl}) \frac{d_x}{2} - (F_{yr} + F_{yl}) l_r$$

Assumption: small δ

$$\bar{M}_z = (F_{xfr} - F_{xfl}) \frac{d_f}{2} + (F_{ytr} + F_{ytl}) l_t + (F_{xtr} - F_{xtl}) \frac{d_t}{2} - (F_{yr} + F_{yl}) l_r$$

$$F_{xij}(\lambda_{ij}, \alpha_{ij}), F_{yij}(\lambda_{ij}, \alpha_{ij})$$

The α_{ij} are given (measured). The optimization variables are the four λ_{ij} (that become the targets for the 4 slip trackers).

The slip allocator chooses, among the infinite slip possible configurations (1 equation, 4 variables), the "best" one, which:

- Minimizes the lambdas (to stay away from lambda peaks)
- Minimizes the total longitudinal force (no added accelerations or decelerations)

$$\min[\lambda_{fl}^2 + \lambda_{fr}^2 + \lambda_{tl}^2 + \lambda_{tr}^2]$$

$$\min[F_{xfl} + F_{xfr} + F_{xtl} + F_{xtt}]$$

Remark: in simple ESC systems, a single wheel is actuated (the one having maximum effect on yaw torque)

Ci serve il modello della Full-car. Per ogni ruota possiamo esprimere F_x e F_y .

F_{xfr} : F_x front right [ecc...]

d_r e d_f sono le distanze delle ruote davanti e dietro (tipicamente $d_r = d_f$)

Tramite questi valori ricavo la YAW Torque (assumiamo δ piccoli)

Dobbiamo fare ora il design di 8 forze $F_{xij}(\lambda_{ij}, \alpha_{ij})$... dove queste forze dipendono da 4 λ diversi, e visto che i valori di α sono detti l'unico lavoro da fare è su λ .

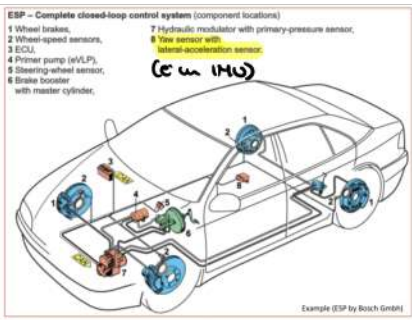
Ci sono infinite combinazioni di λ che forniscono lo stesso \bar{M}_z , dobbiamo provarci trovare un modo per trovare la soluzione migliore.

Algoritmo per scegliere i lambda, stare lontani dai picchi di λ (li voglio tenere più bassi possibili, grandi lambda = problemi, overshoot the peak ecc...) poi voglio minimizzare tutta la forza longitudinale, perché io voglio ruote la meccanica quindi la forza che mi fa andare dritto e solo un effetto parassita. Vorrei solo forza laterale.

ATTENZIONI! In un ESC base non faccio tutta questa ottimizzazione ma decido di controllare solo una ruota. La ruota da controllare dipenderà dal giro della curva e in ogni caso sempre la ruota davanti perché è sempre più frenata e quindi zero spostamenti di carico al fronte.

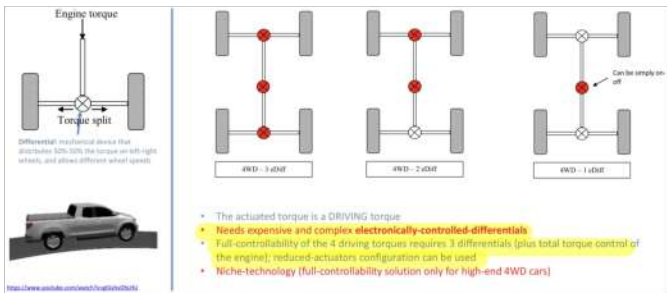


- The actuated torque is a **BRAKING** torque
- The simplest and cheapest, since brake actuators are already installed for ABS (ABS come first than ESC)
- An ACTIVE braking actuator is needed (must be able to create brake pressure even if the driver is not braking, unlike ABS)
- First developed; still (by far) the most largely used ESC actuator



ATTUATORI A FRENO
 molto usati, devo aver però da i Pen: possono bloccare zinde se non sto parlando il freno.

Un altro tipo di wheel torque actuators sono i **DIFFERENZIALI**



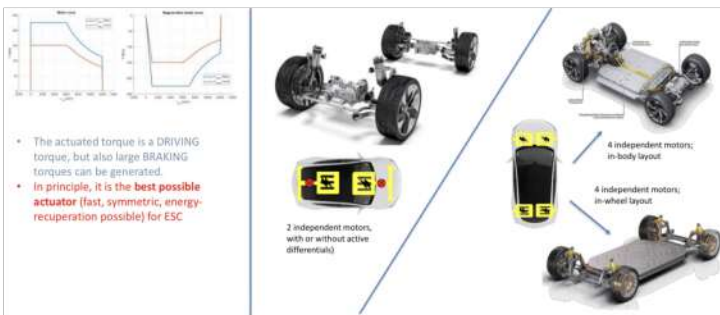
Il differenziale ha lo scopo di spiltare la coppia sulle ruote e permette alle ruote di andare a velocità diverse.

Un differenziale elettronico spiltta la coppia con un valore di giri da io elettronicamente.

Ho 3 possibili configurazioni con 3, 2, e 1 differenziali elettronici. Con i differenziali non ho coppie regolate ma solo una differenza positiva di coppia tra ruote. Ho controllo completo della macchina solo con i 3 differenziali elettronici.

Tipicamente i differenziali elettronici sono molto usati su auto da offroad.

Attuatori motori elettrici



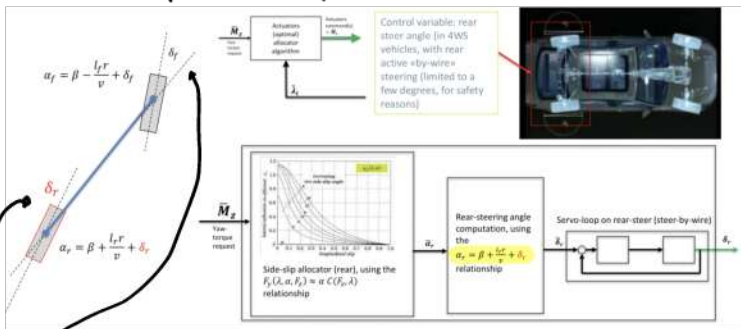
Per la wheel torque i motori elettrici sono i migliori (4 motori elettrici indipendenti) se non ho 4 motori devo usare le tecniche precedenti.

Se i 4 motori elettrici non sono sulle ruote ma sono attaccate a quote con un asse allora questo asse ha un

effetto elastico. da far da passabasso con un po' di risonanza che non puote di scendere sotto frequenza di 6/7 Hz.

(l'effetto elastico dell'asse compenette la banda di controllo del sistema)

Active steer: Questo è un tipo diverso di attuatore che non usa forze di contatto, e l'attuatore più ovvio perché lo sterzo è creato per creare yaw torque.



Per motivi tecnologici però questa tecnica è meno utilizzata di quella di freni.

La soluzione migliore a) giorno d'oggi è lasciare l'asse davanti passivo mentre quello dietro è controllato

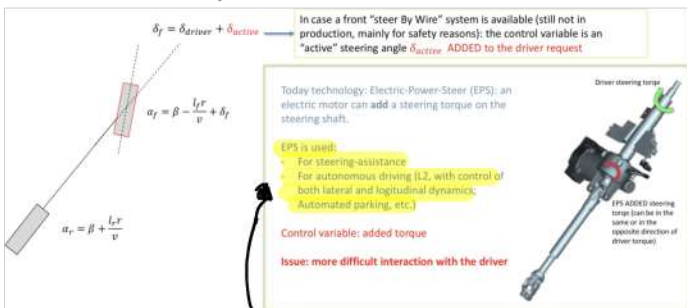
δ_f : disturbo misurabile (che il guidatore per l'ESC è un disturbo).

δ_r : variabile di controllo

Cosa succede dentro l'allocator?

In base al valore di μ (?) riceviamo il valore di α_r e tramite l'equazione nel secondo blocco ricevo il valore di δ_r . Poi tramite un feedback controllo l'attuatore.

Una soluzione più facile è controllare il fronte



In questo schema passeremo a due 2 soluzioni diverse

1) Steer by wire, in questo caso il guidatore fa la richiesta di un δ e la centralina modifica questo valore di δ . (in realtà steer by wire non esiste ancora)

2) Added torque, ho un motore elettrico sulla barra dello sterzo che mi aggiunge o mi toglie qualcosa (Electric Power Steer EPS) e' usato anche:

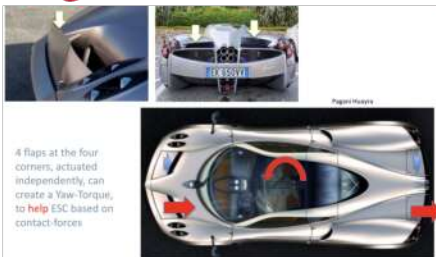
E' di difficile interazione con il guidatore perché ho una competenza diretta.

29/04/2021

Recupero

2h

Aerodinamica come attuatore dell'ESC



A simple way to use them is for braking: improvement (no asymmetric behaviour) increase drag and downforce when braking decrease drag and downforce at high speed

Non usano più forze di contatto come attuatori.

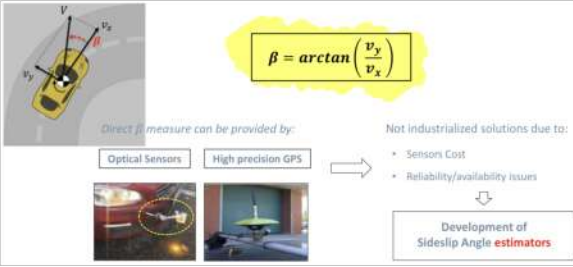
Nella peggiori ci sono 4 flaps, ognuno per lato e questi possono essere attivati indipendentemente. Questi flaps hanno una buona banda (perché possono essere attivati velocemente).

La forza aerodinamica è tuttavia molto piccola a velocità limite della strada. (La forza aumenta con il quadrato della velocità).
 La Lamborghini ha un'idea simile ma usa un flap frontale che fa da turbina.

Risultato

- Brakes: established (100% market penetration on ABS; will always be used by ESC)
- eDifferentials: niche (for high-end or high-specialized on-off/road vehicle and sportcars) will probably remain a niche (no more than a few % of the market)
- Electric motors: will be more and more used (in combination with brakes) with the diffusion of electric cars
- Active-steer: will become very common in autonomous car (from Level L3 up)
- Active aerodynamics: will remain a very small niche for high-performance «racetrack-oriented» hypercars

β (Side slip angle) estimation



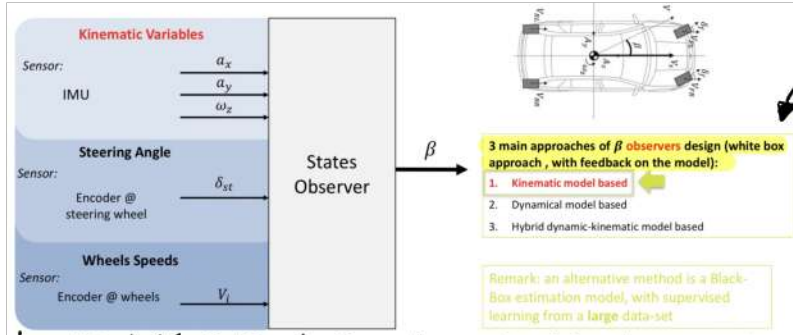
(Credo che se stimiamo β riceviamo anche a_x e a_y)

Noi non possiamo misurare β perché noi non misuriamo la velocità

Dobbiamo quindi stimare β via SW

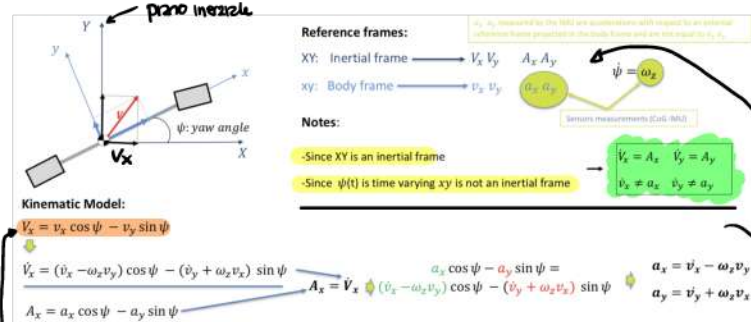
Ci sono 3 modi per stimare β

(In realtà è anche possibile farlo tramite un black box e un AI)
 Questi tuttavia sono preferiti se hanno parametri variabili



Le variabili misurate sono: la velocità delle ruote, l'angolo di sterzo e le accelerazioni dall'IMU

MODELLO CINEMATICO



Abbiamo 2 piani, il piano del modello x, y e il piano inerziale X, Y . Possiamo proiettare la velocità v su entrambi questi piani.
 L'IMU ci dice a_x, a_y e ω_z Capiamo che sono riferite al corpo e non al piano inerziale. Proderlo per vero

Posso scrivere V_x come combinazione di v_x e v_y relativi allo yaw rate γ .
 Facciamo poi la derivata (è una derivata composta).

In un modo simile posso dire che $A_x = a_x \cdot \cos \gamma - a_y \cdot \sin \gamma$.
 Visto che siamo in un sistema inerziale $A_x = V_x$ e quindi con questo "unico" le 2 equazioni. Compro i valori dei seno e dei coseno e ottengo 2 equazioni per le accelerazioni. (è un modello cinematico (kinematic model) perché tutte le forze di contatto non vengono considerate)

$\beta = \frac{d}{dt} \arctan \frac{v_y}{v_x}$

Hp: $|v_x| \gg |v_y|$

$\beta \approx \frac{d}{dt} \frac{v_y}{v_x} = \frac{v_y' v_x - v_x' v_y}{v_x^2} \approx \frac{v_y'}{v_x}$

$\omega_z = v_x' - \omega_z v_y$

TC: va la flomba di a_y na di a_x !

The direct relation with sensors is in time-differentiated sideslip

$\beta = \frac{v_y'}{v_x} = \frac{a_y - \omega_z v_x}{v_x}$

We cannot simply integrate β :

- β integral will drift because of small measurements errors

Estimation by simple β integration

riferendo ci alla formula $\beta = \arctan(\frac{v_y}{v_x})$ allora possiamo dire che

$\dot{\beta} = \frac{d}{dt} \arctan(\frac{v_y}{v_x})$

Facciamo un' approssimazione dato che $|v_x| \gg |v_y|$

(approssimazione molto realistica), otteniamo quindi che

$\dot{\beta} = \frac{v_y'}{v_x}$ riceviamo poi v_y dalle formule di a_y , così che otteniamo $\dot{\beta}$ che dipende da elementi completamente misurabili:

Tuttavia non possiamo integrare e basta $\dot{\beta}$ perché l'integrazione è un non asintoticamente stabile dinamical filter, quindi un piccolissimo errore nella misurazione di valori introduce un drift error. (grafico 1) (è lo stesso motivo perché non possiamo misurare la velocità dell'accelerazione).

Dobbiamo quindi tornare indietro e realizzare un osservatore.

Kinematic model of an IMU in CoG:

$$\begin{cases} a_x = v_x' - \omega_z v_y \\ a_y = v_y' + \omega_z v_x \end{cases}$$

Time-varying parameter (measured by IMU)

Inputs (sensors of IMU)

State space representation:

$$\dot{x} = A(t)x(t) + Bu(t)$$

$$y(t) = Cx(t)$$

$y(t) = \begin{bmatrix} A & B \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_x \\ a_y \end{bmatrix}$

Output (estimated longitudinal speed) $\beta = \arctan \frac{v_y}{v_x}$

Riscriviamo il modello come una state space representation, con input le 2 accelerazioni.

v_x non è misurabile, dobbiamo stimarlo come fatto nel capitolo 2

Notiamo che la matrice A contiene variabili che variano con il tempo, è un time variant linear system

A non-linear state observer (structure similar to a Kalman Filter) based on the single track kinematic model is used

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_x \\ \dot{v}_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \omega_z \\ -\omega_z & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_x \\ a_y \end{bmatrix} + K(v_x - [1 \ 0] \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \end{bmatrix})$$

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_x \\ \dot{v}_y \end{bmatrix} = [A - KC] \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \end{bmatrix} + B \begin{bmatrix} a_x \\ a_y \end{bmatrix} + K \cdot v_x$$

$\hat{\beta} = \arctan \frac{v_y}{v_x}$

$O = \begin{bmatrix} C \\ CA \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \omega_z \end{bmatrix}$ The kinematic model is observable from the output when $\omega_z \neq 0$

K matrix (feedback gain of the observer)

v_x "measure": The feedback term v_x is provided by a wheels speed based estimation algorithm (see estimation problem of longitudinal velocity and longitudinal slip lambda)

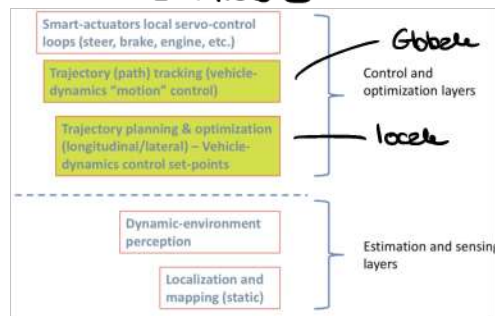
Realizziamo allora un modello con la teoria del Kalman filter.

è un non linear state observer perché nel sistema dobbiamo aggiungere $\hat{\beta} = \arctan(\frac{v_y}{v_x})$

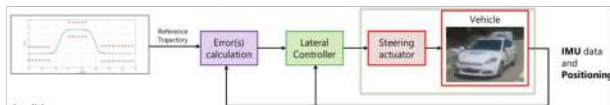
La matrice di osservabilità dice che se $w_2 \neq 0$ (se siamo sul dritto) allora parliamo di osservabilità.

Autonomous car with lateral & longitudinal control.

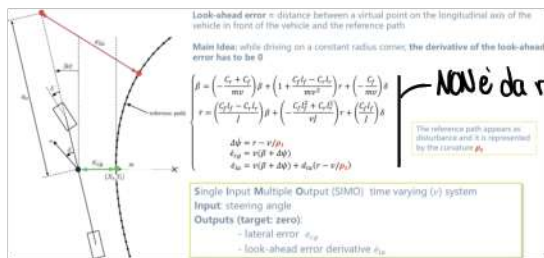
Il sistema di controllo di auto autonoma è multilayer



Trajectory tracking: ho come input l'angolo di sterzo e come uscita i dati pesi dal IMU. ho poi un feedback per far seguire una reference trajectory.



Come viene progettata la trajectory tracking in una auto autonoma? (Quindi come creo la reference trajectory?)



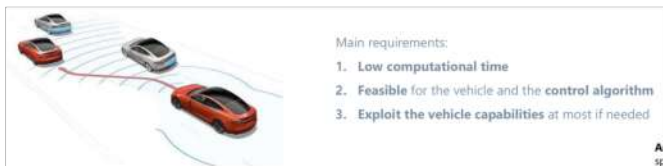
Si usa un look ahead system. Si pianifica in anticipo (tipo 1sec) cosa fare.

- Ci sono 2 errori
- errore istantaneo $\delta_{0,2}$: quanto sono distante (nel presente della traiettoria)
 - look-ahead error $\dot{\delta}_0$: predice un errore nel futuro.

Usiamo un sistema SIMO (+ output) in modo da avere $\delta_{0,2} = 0$ e la derivata dell'errore look-ahead a zero (cioè che non aumenti o diminuisca)

Per $\delta_{0,2}$: velocità ho una distanza di look-ahead ottima, la distanza di look-ahead è un parametro di fondamentale importanza.

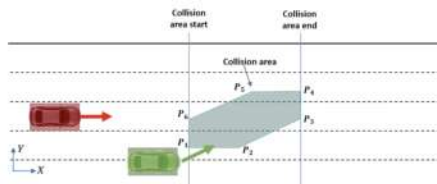
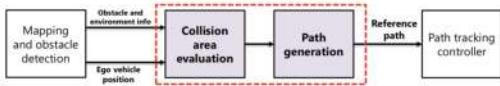
Path planner (local planning)



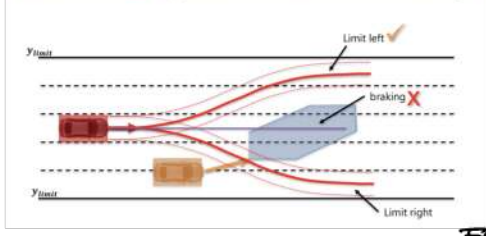
Devo creare una traiettoria che stia nella trajectory tracker. Se faccio una cosa che il trajectory tracker non riesce a tenere conto in terza coda.

Area where the collision with the obstacle is possible according to the vehicle and obstacle position, speed and size at the detection time and the current planned trajectory.

This area is continuously updated to check the possible collision also during a first emergency maneuver generation



Determines if the **limit** trajectories are feasible w.r.t. the avoidance region



Se frenare o fare il sorpasso a sinistra non sono fattibili allora si può provare a fare il sorpasso a sinistra (parcheggio)

Si possono scegliere le traiettorie sicure ma con il massimo livello di comfort.

Quando si fa il design di queste traiettorie è

FONDAMENTALE conoscere la frizione delle ruote per tutta la durata. Perché posso iniziare a frenare con $\mu=1$ ma poi μ va a 0.95 e quindi se zero deciso di frenare e basta poter finire a impattare la macchina allora tutto dipende da μ (velocità) allora posso scegliere un'altra traiettoria

Stability control per moto

- ha 3 out of phase modes
- cepsare: cadò ke' uocò troppi pero le altre 2 sono dele da ruotare
 - weave: oscillazione a bassa freq dell'intera moto (shaking)
 - wobble: oscillazione ad alta frequenza solo della ruota davanti

Che strategie possiamo usare?

- Braking control
- Semi-active steering
- Nel caso delle moto si possono usare anche sulle sospensioni semi attive.

Un'altra strategia che si può usare per stabilizzare la moto (oppure far tenere la moto in piedi) sono le masse giroscopiche (gyro).

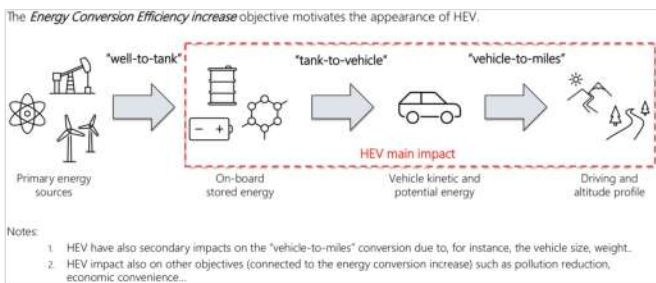
5/06/2021

2h

Hybrid and electric vehicles

Veicolo ibrido: Un veicolo che ha 2 fonti di energia (elmo) complementari che ne fanno da propulsione.

I veicoli ibridi aiutano nella **energy conversion efficiency**



- Creo energia
- La trasformo in un'energia che posso tenere a bordo
- Trasformo questa energia in energia cinetica
- Faccio strada

Ma perché veicoli ibridi e non direttamente elettrici?

"Tank-to-vehicle" efficiency	[-]	0.2	0.8
* Vehicle-to-miles [†] energy per km (NEDC cycle): • 0.12 [kWh/km] • 0.092 [kWh/km] with regenerative braking			
Energy consumption per km with regenerative braking (RB)	[kWh/km]	0.6	0.15
			0.11

Quanto bene possiamo convertire l'energia di bordo in energia cinetica.
 Con la benzina abbiamo un 20% di eff. mentre con la batteria abbiamo circa l'80%

← Esempio considerando energia per kilometro.

Semberebbe che i veicoli elettrici sono top, ma questa è solo una parte del problema

However, efficiency is not the only variable.

Specific range	[km/kg]	21	1 (1.3 with RB)
1 The average electric powertrain is heavier than a standard ICE one. This impact on the "vehicle-to-miles" (less than purely ICE vehicles, thanks to RB) and on the vehicle dynamics. <small>04 March 2020 https://www.carpage.com/it/why-photos-porsche-electric-touareg-and-cayenne-works-car/ "...but the additional weight for a sports car, we are not satisfied with today. This is one of the reasons why our next electric car will be a small SUV not a two-door sports car." Dr Michael Steiner, R&D chief Porsche</small>			

Specific range: Quanti Km posso percorrere dato un tot peso (dalla fonte di energia)

Con 1Kg di benzina faccio circa 21 Km mentre con 1Kg di batteria faccio 1Km.

Capiamo che le batterie sono molto efficienti ma hanno basso densità d'energia.

Un'altro punto è la range **recharge speed**: sono i secondi che ci metto a riempire il serbatoio per fare un Km. Anche in questo caso la benzina è molto più veloce della batteria [13 km/s vs 0.0037 - 0.037 km/s]

Specific range	[km/kg]	21	1 (1.3 with RB)
Range recharge speed	[km/s]	13	0.0037 - 0.037* (0.28)**

However, efficiency is not the only variable...

2 At the present stage of technology, the smaller range, and the higher recharge times make EV suitable for "right" transportation necessities.

* Obtained with 2-20 kW charging stations.
 ** Tesla supercharging station V2 (150 kW)

Se facciamo un paragono con la benzina, quando facciamo un pieno di benzina è come se stessi ricaricando a 30kW.

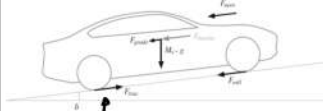
Il 90% delle auto viaggiano meno di 250Km al giorno.

Capiamo che studiare i veicoli ibridi ha un senso! Perché la transizione da benzina a elettrico avverrà in molto tempo e nel durante i veicoli ibridi la faranno da pedrone

Come fanno i veicoli ibridi a migliorare la energy conversion efficiency? (In genere perché abbiamo una batteria a bordo che è molto efficiente)

Ci concentriamo adesso sulla vehicle to miles efficiency

Facciamo adesso il modello della macchina longitudinale



$F_i = m_e \dot{v}$ — Inertia
 $F_g = m_e g \sin \delta$ — Grade
 $F_r = c_r(v) m_e g \cos \delta$ — Rolling resistance
 $F_a = \frac{1}{2} \rho c_d A_f C_d v^2$ — Aerodynamics

Force balance $F_w = F_i + F_g + F_r + F_a$

Power balance $P_w = P_i + P_g + P_r + P_a$ with $\begin{cases} P_w > 0 & \text{Traction} \\ P_w = 0 & \text{Coasting} \\ P_w < 0 & \text{Braking} \end{cases}$

Note: power balance depends on
 1. Vehicle parameters
 2. Driving cycle $v(t), a(t)$
 Note 2: traction/braking doesn't necessarily mean acceleration/deceleration...

Abbiamo un bilanciamento di forze
 $F_w = \text{Forze}$

Questo bilanciamento di forze risulta in un bilanciamento di potenza. Il bilanciamento di potenza dipende dai parametri dei veicoli e dal ciclo di guida.

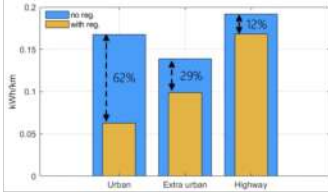
$P_w > 0$ trazione non significa che per forza che stiamo accelerando, infatti se siamo in salita a velocità costante siamo comunque in trazione.

Del bilanciamento di potenza ricaviamo l'energia

The vehicle energy balance $\int \frac{1}{t} dt$

$P_w = P_i + P_g + P_r + P_a$ \rightarrow $E_w = E_i + E_g + E_r + E_a$

$\begin{cases} E_w^+ > 0 & \text{Traction} \\ E_w^0 = 0 & \text{Coasting} \\ E_w^- < 0 & \text{Braking} \end{cases}$



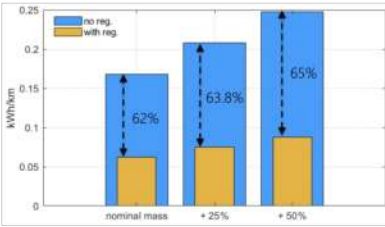
An electric motor can be used as generator during braking. The corresponding energy is stored in the battery and can be used later for traction.
 The amount of saved energy depends on:
 • the specific driving cycle.
 • vehicle parameters, mass in particular

$\frac{1}{t}$: per normalizzarlo per la lunghezza del ciclo di guida

il punto cardine per avere un motore elettrico è che possiamo usare il motore da generatore e perciò possiamo recuperare l'energia in braking.

L'energia recuperata dipende dal driving cycle.

E dipende anche dalla massa del veicolo. Questo perché in veicolo pesante riceve più energia per andare avanti e se non recuperiamo l'energia in frenata allora buttiamo via molta energia.



Consideriamo adesso la tank to vehicle efficiency

L'interno combustione engine due forme potenza in trazione, ma anche in coasting il motore è ancora in ON quindi consuma sempre energia.

The wheel power is delivered by the ICE through the transmission:

$\begin{cases} P_w > 0 & \text{Traction: delivered with an efficiency factor} \\ P_w = 0 & \text{Coasting (or vehicle stopped): during this phase the engine is idling, idle losses must be accounted} \\ P_w < 0 & \text{Braking} \end{cases}$

Thus, the actual power delivered by the engine (and the resulting energy consumption) is:

$P_f = \left(\frac{P_w}{\eta_{trans}} \right) + P_{idle}$

The ICE efficiency is not constant. It highly varies and depends on the engine operating conditions.

Thanks to the start-stop functionality even hybrid vehicles can save energy, eliminating the idling losses.

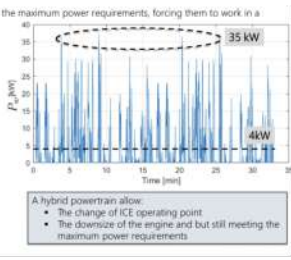
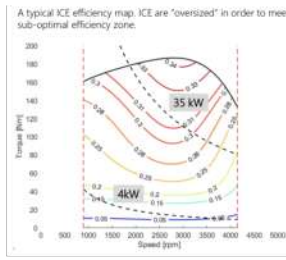
Perciò devo tenere conto anche delle perdite che ho per tenere acceso e basta il motore quando non lo uso.

Pf: fuel power

Con i veicoli ibridi posso spegnere il motore a combustione e stare fermo e riparte eliminare fuel.

solo con il motore elettrico e perciò

Un'altra parte è relativa all'efficienza



Infatti l'efficienza del motore a combustione dipende dal numero di giri del motore. Con il motore ibrido posso avere il motore al numero di giri ottimo.

In summary, HEV can improve the "tank-to-wheel" efficiency in the following way:

1. Operate the engine closer to its best efficiency point
2. Downsize the engine and still meet the maximum power requirements
3. Using regeneration to reduce energy losses
4. Eliminate or mitigate the idling losses

moreover:

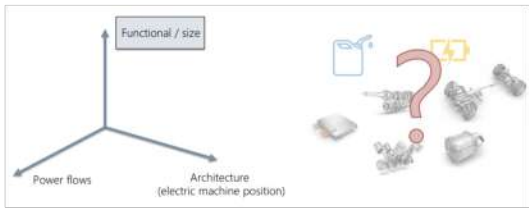
5. Hybrid vehicles offer additional degrees of freedom in controlling instantaneous torque and can enhance drivability and safety.

Hybrid electric vehicle powertrain

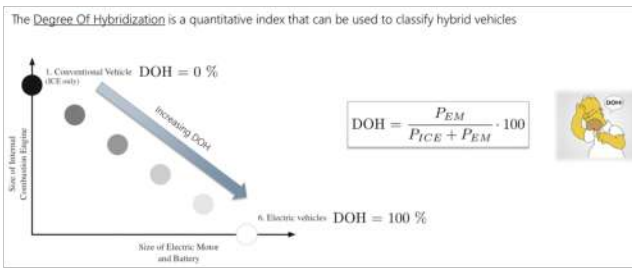


Questi componenti possono essere mescolati in un veicolo ibrido. In base a come questi componenti sono messi assieme abbiamo diversi tipi di veicoli ibridi.

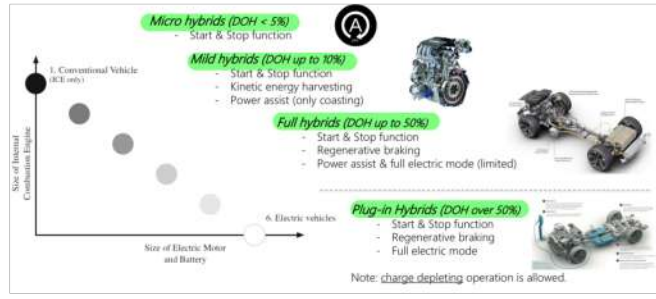
Ci sono principalmente 3 classi



- Funzionalità / dimensioni



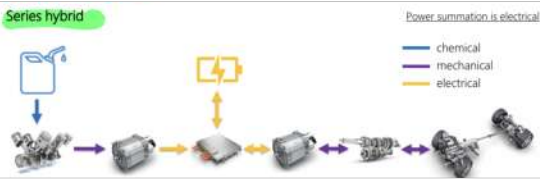
definiamo un indice DOH utilizzato per classificare i veicoli elettrici. Questo indice è definito come la potenza elettrica nel veicolo diviso per la potenza del veicolo $\cdot 100$ per poi fare la percentuale.



Kinetic energy harvesting è circa la stessa cosa del regenerative braking solo che con il regenerative braking riesco a riprendere molta più energia.

Visto che le plug in hybrid hanno le pesi per ricaricare le batterie allora posso scaricare completamente la batteria, negli altri ibridi non posso assolutamente scaricare del tutto la batteria.

Power flow



In questo tipo di sistemi manca la frizione perché il motore termico è "decoupled" dalla meccanica.

Inoltre perché se penso di ho la batteria scarica (tipo in autostrada) e allora il motore elettrico deve fornire energia per far funzionare tutto, ma è stupido perché perde efficienza nelle conversioni.

La somma delle potenze delle 2 componenti è ad un livello elettrico. In pratica con il motore a combustione genero elettricità e poi utilizzo con il motore elettrico

Architecture: The electric motor (EM) solely supplies power to the vehicle

Control: **The engine is generally run at the best efficiency point**

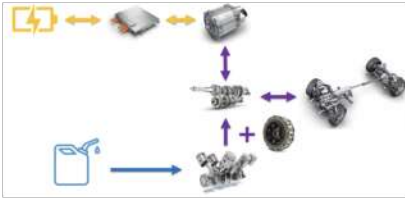
Pros:

- Simple control strategy
- No clutch needed

Cons:

- 3 machines are needed
- The engine and the motor must be sized to match the full vehicle requirements in full hybrid vehicles. For plug-in hybrids, the engine is downsized and called "range extender (REX)"
- The double electric conversion (M->E->M) make this architecture inefficient, for instance in highway driving.

Parallel hybrid



Architecture: Both ICE and EM mechanically contribute to delivering power to the vehicle

Control: **The control strategy is complex and crucial to obtain the best performance**

Pros:

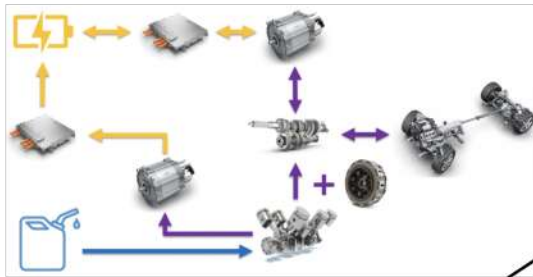
- Engine and motor can be downsized
- Only 2 machines needed

Cons:

- A gearbox + clutch is needed to decouple the engine from the wheels
- Complex control strategy

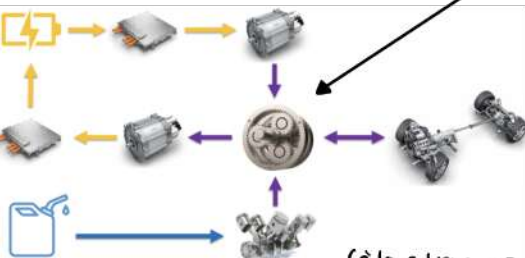
In questo caso la frizione è obbligatoria visto che il motore a combustione è sempre collegato alla macchina.

Combined hybrid



È un mix tra serie e parallelo, il vantaggio è che posso usare la configurazione parallelo e poi quando arrivo allo stop posso usare la frizione e usare quella serie per ricaricare la batteria.

In questo tipo di architettura si può anche evitare di usare la frizione e usare un elemento meccanico chiamato power split



Architecture: Both series and parallel architectures are present.

1. A power-split device merges the 3 machine powers
2. One (or more) clutches activate the preferred mode

Control: **The control strategy is complex and crucial to obtain the best performance**

Pros:

- Most flexible (and for this reason the most widespread for full-hybrid vehicles)
- Combine the advantages of the two architectures

Cons:

- 3 machines needed
- Complex control strategy

(è la soluzione più usata)

Architecture (posizione del motore elettrico all'interno del powertrain)

Considering the classic ICE powertrain layout, the position of the EM defines different vehicle classes



← Questo è il power train classico di una macchina

P0	Connected to the engine (direct or belt)	Typical for micro hybrids.
P1	Connected to the output engine shaft	Typical for mild hybrids. Limited energy recuperation due to the position and the engine coupling.
P2	Connected after the clutch	Can be decoupled from the engine. Allows full-electric mode.
P3	Connected after the transmission	Coupled to the wheels. No transmission losses. Complex realization.
P4	Connected to the non driving axle	Several options for vehicle dynamics integration (torque vectoring, 4WD, etc.). Complex realization.
P5	In-wheel motors	Highest potential for VDC. Suboptimal for vertical dynamics.

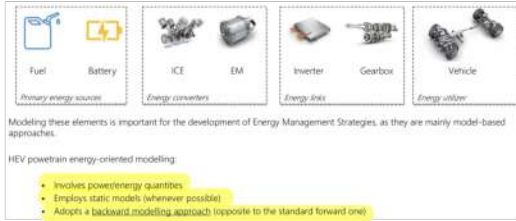
Posizioni dove posso avere motori elettrici, in base a dove ho il motore elettrico ho un diverso tipo di auto ibrida.

Massi prima della frizione, non bucano perché non riesco a recuperare l'energia quando però la frizione (?)

Per avere un parallel hybrid devo avere almeno una posizione P2.

Con PS posso fare quello che voglio dal punto di vista della dinamica del veicolo, tuttavia ho molta massa sulla ruota e quindi parto molto in comfort.

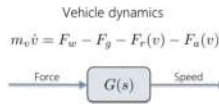
HEV Powertrain modeling



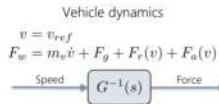
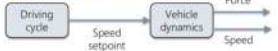
Problema, Dato calcolare l'energia meccanica richiesta per un particolare ciclo di guida.

Problem: compute the mechanical energy demand of a particular driving cycle

Forward approach



Backward approach



The backward approach is based on the inverse model

Ci sono 2 approcci:
- Forward
- Backward

Backward: ho lo driving cycle per immaginare che il guidatore segue esattamente la reference speed allora posso ricavare le forze direttamente (al contrario prima la velocità era dipendente dal driver model, in questo caso so che la velocità è quella di set) Alla fine non faccio altro che invertire il modello.

Questo approccio è molto bello perché non ci serve il driver model (al contrario del Forward approach) e inoltre questo approccio mi permette di comporre più strategicamente, questo perché sempre manca il driver model. (Inoltre nel Forward approach ho che il driver model può non seguire la speed setpoint se il guidatore non è bravo e allora non posso comporre diversi modelli con driver model diversi: credo).

In pratica nel Backward approach ho un velocità e calcolo la forza per avere la velocità, nel Forward approach ho un feedback infatti la velocità dipende dalla forza e viceversa.

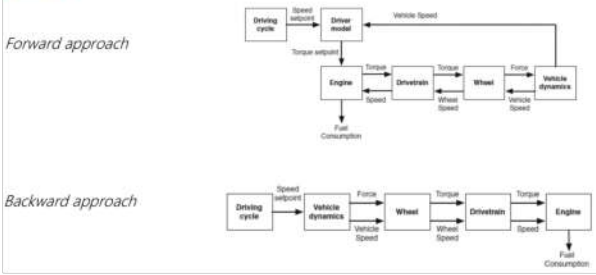
The backward approach:

- The physical causality is lost.
- For static models it applies seamlessly (causality is not an issue). (è tipo un retto, possiamo fare l'inverso senza problemi)
- For dynamic models:
 - Imposes causality with the approximation of the inverse model
 - Implicitly assumes the presence of a controller, capable of matching the prescribed objectives
 - For highly nonlinear (not invertible) models, the backward modelling approach might be difficult to apply.

The backward approach is widely used in HEV energy management studies:

- Simplifies the energy management problem (there is no need to design a proper controller).
- Allows for a fair comparison between different strategies.
- Not suited for demanding cycles, where the requested power could not be met due to powertrain limitations.
- Not suited for some specific control strategies, which require causality (e.g. MPC).

Example: fuel consumption evaluation for an ICE engine. Thanks to the backward modelling approach, the calculation is extremely simplified.

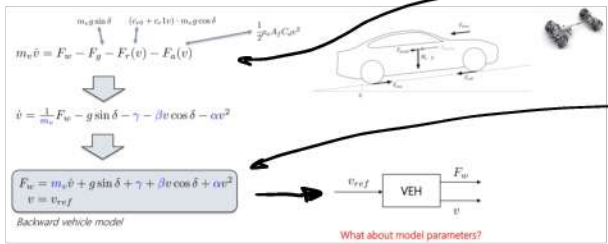


Per fare l'inverso di un sistema dinamico è un po' più complesso, zingungo poi ad altra frequenza per avere la causalità 2d esempio

$$\frac{1}{s+1} \rightarrow \frac{s+1}{-1} \rightarrow \frac{s+1}{1+9000s}$$

Dato un certo ciclo di guida voglio ricavarne il consumo di carburante. Il forward approach è molto complessamente il Backward no.

Longitudinal vehicle dynamics



Forze bilance con Forward modelling approach

Backward approach, supponiamo di sapere la velocità e ricaviamo Fw. visto che siamo nel Backward approach la variazione della forza non risulta in una variazione di velocità che poi non risulta in una variazione della forza

The model parameters:

can be measured easily: vehicle mass
 can be experimentally identified, thanks to coasting down tests.

$\dot{v} = \frac{1}{m_v} F_w - g \sin \delta - \gamma - \beta v \cos \delta - \alpha v^2$
 $\dot{v} = -\gamma - \beta v - \alpha v^2$

Coasting down model

- No traction/braking force (coasting)
- No slopes

Per ricavare le costanti misuro quelle che sono misurabili facilmente (massa) e poi faccio il coasting down model, non freno e non do trazione e misuro i valori

The unknown model parameters estimate results in a linear (in the parameters) regression problem.

$\hat{v}(1) = -\gamma - \beta v(1) - \alpha v^2(1)$
 $\hat{v}(2) = -\gamma - \beta v(2) - \alpha v^2(2)$
 \vdots
 $\hat{v}(k) = -\gamma - \beta v(k) - \alpha v^2(k)$

with

$$y = \begin{bmatrix} \hat{v}(1) \\ \hat{v}(2) \\ \vdots \\ \hat{v}(k) \end{bmatrix} \Phi = - \begin{bmatrix} 1 & v(1) & v^2(1) \\ 1 & v(2) & v^2(2) \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & v(k) & v^2(k) \end{bmatrix} \theta = \begin{bmatrix} \gamma \\ \beta \\ \alpha \end{bmatrix}$$

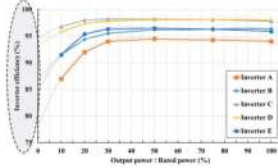
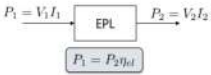
Per ricavare i 3 valori distintos prendo molti valori istantanei e faccio una regressione

Inverter

- Convert electric power at different voltage/current levels.
- Quasi-static models are employed given the very fast electric dynamics (compared to the mechanical ones)
- Based on switching components, their efficiency is high and constant



La potenza di ingresso e uscita non sono proprio uguali ma abbiamo un'efficienza del sistema.

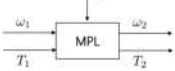


Gear boxes

- Convert mechanical power at different speed/torques.
- Quasi-static models are employed given since the inertia of the components is usually low (compared to other mechanical elements)
- Typical efficiency 0.95 - 0.97



Gearbox

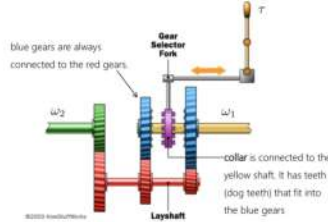


$$\omega_1 T_1 = \omega_2 T_2$$

$$P_1 + P_0(\omega_1) = P_2 \eta_{gb} \quad P_2 > 0$$

$$P_1 + P_0(\omega_1) = P_2 \frac{1}{\eta_{gb}} \quad P_2 < 0$$

Idle losses



Sono come un inverter meccanico invertero da velocità a coppia.

C'è una differenza tra gear boxes e elettriche per convertire (inverti), infatti tipicamente c'è un valore fisso di differenza tra la velocità di input e output.

Esistono anche le continuous variable mechanical transmissions che possono fare questo.

In termini di potenza la situazione è complicata, qui abbiamo zone $P_0(\omega_1)$ che sono le power losses date dagli ingranaggi & co. Questo modo di modellare le potenze è chiamato **Willans approach**. Perché ci servono 2 equazioni? Le equazioni sono in sé le stesse ma invertiamo il verso della potenza quindi dobbiamo anche invertire l'efficienza.

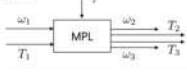
Torque coupler

il concetto è simile alla gear box, solo che ho + input e 1 output. non è che l'inverso di 2 gear box.

- Convert mechanical power at different speed/torques.
- Quasi-static models are employed given since the inertia of the components is usually low (compared to other mechanical elements)
- Typical efficiency 0.95 - 0.97



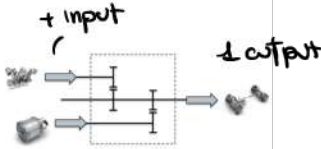
Torque coupler



$$\omega_1 T_1 = \omega_3 T_3$$

$$\omega_2 T_2 = \omega_3 T_3$$

$$P_1 + P_0(\omega_1) = P_2 \eta_{pl,2} + P_3 \eta_{pl,3} P_5$$



Modello dei motori (sia elettrici che a combustione)

Energy-oriented modelling
Internal combustion engine

- Convert chemical power into mechanical power
- Simpler models are quasi-static and account for the engine efficiency and the idling losses, due to frictions, auxiliaries (oil pumps, etc.)
- Steady-state testbench experiments are needed.

$(T_{eng} \cdot \omega_{eng}) + P_b(\omega_{eng}) = P_f \eta_{comb}$
 idle losses → combustion efficiency (depends on the thermodynamic cycle: Otto, Diesel)

$\eta_{eng} = \frac{T_{eng} \cdot \omega_{eng}}{P_f} = \eta_{comb} - \frac{P_b(\omega_{eng})}{P_f}$

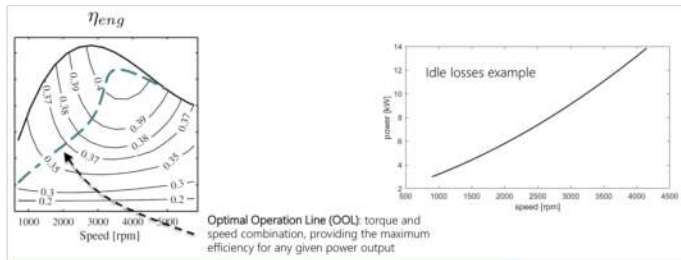
Tipicamente si descrivono con modelli quasi statici.

Vogliamo ricavare la potenza richiesta dalla benzina P_f data una velocità e una T_{eng} (bechtold model)

η_{comb} : è l'efficienza della combustione

P_b : la potenza che mi serve solo per far girare il motore senza avere coppia in uscita (tipo attriti eccetera)

η_{eng} : è l'efficienza del motore, **ATTENZIONE** $\eta_{eng} \neq \eta_{comb}$



grafici che mostrano l'efficienza del motore e della zone parate.

Optimal Operation Line: indica la linea di punti potenza/coppia in cui la efficienza del motore è massima.

Energy-oriented modelling
Electric motor/generator

- Convert electric power into mechanical power (and vice-versa)
- Simpler models are quasi-static and typically account for the engine and converter efficiency. Idling losses are small and the overall efficiency is very high, compared to ICE.
- Steady-state testbench experiments are needed.

$T_{em} = k_t I_{em}$

$(T_{em} \cdot \omega_{em}) + P_b(\omega_{em}) = P_{el} \eta_{el} \quad P_{el} > 0$ traction
 $(T_{em} \cdot \omega_{em}) + P_b(\omega_{em}) = P_{el} \frac{1}{\eta_{em}} \quad P_{el} < 0$ Regeneration

electric circuit efficiency (depends on winding resistances, ect.)

il modello è molto simile a quello precedente solo da qui ho una potenza elettronica che scorre.

Dato il rapporto dell'efficienza elettrica η_{el} (resistenza) e le idling losses (attriti)

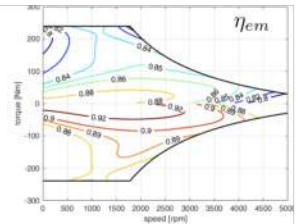
Abbiamo 2 eq una per generatore e una per motore.

Le idling losses sono abbastanza piccole

$T_{em} = k_t I_{em}$

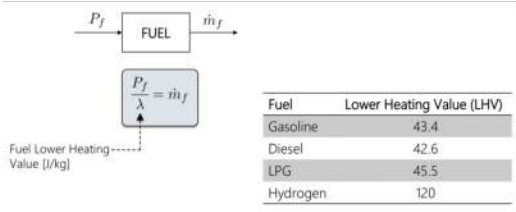
$(T_{em} \cdot \omega_{em}) = P_{el} \eta_{em} \quad P_{el} > 0$ traction
 $(T_{em} \cdot \omega_{em}) = P_{el} \frac{1}{\eta_{em}} \quad P_{el} < 0$ Regeneration

$\eta_{em} \approx \eta_{el}$



Modello della Benzina

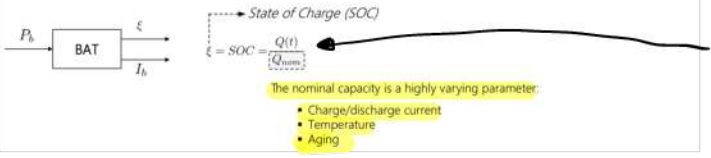
Converte la potenza richiesta in una massa di carburante



λ = potere calorifico della benzina

Modello della Batteria

- Stores chemical energy and converts it in electrical one.
- Simpler models describe the battery as an equivalent static circuit. More complex descriptions can be employed, especially to describe "extreme" operations (high/low SOC, high currents, etc.)

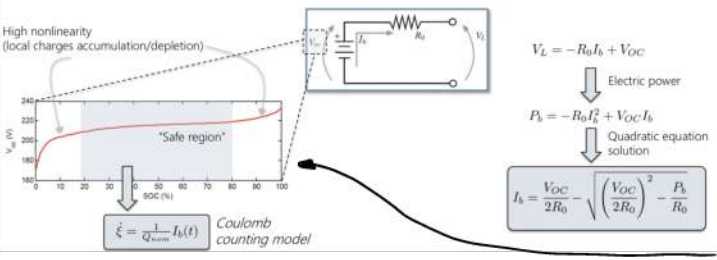


modelliamo la batteria come circuito statico (senza condensatori e induttori)

Dato la potenza richiesta, do in uscita una corrente I_b e lo stato di carica ξ della batteria

Debiamo definire il circuito equivalente

Simpler models describe the battery as an equivalent static circuit. More complex descriptions can be employed, especially to describe "extreme" operations (high/low SOC, high currents, etc.)



Dato il modello ricaviamo la potenza della batteria della quale ricaviamo il valore della corrente I_b .

V_{OC} è chiamato tensione di open circuit.

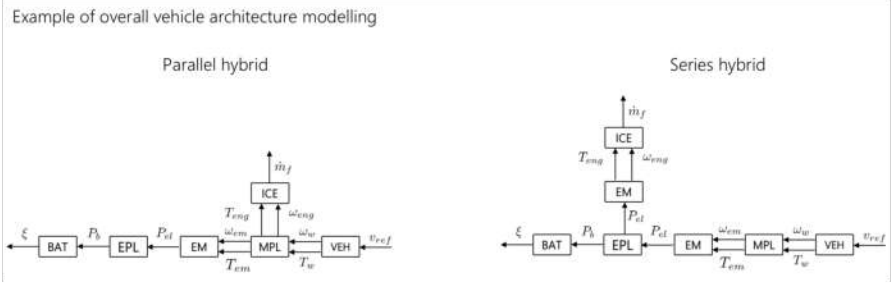
Tipicamente un certo valore di V_{OC} indica un relativo livello di carica della batteria

Nel grafico vediamo che ci sono 2 zone non lineari che sono dovute dalla distribuzione di carica all'interno della batteria. Dentro la zona senza possiamo ricavare un modello dato la corrente ricaviamo lo stato of charge.

ha fatto la derivata di:

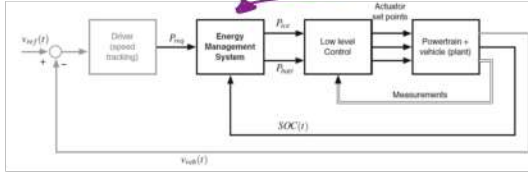
$$\frac{d\xi}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{Q(t)}{Q_{nom}} \right) = \frac{I_b(t)}{Q_{nom}}$$

Esempio modelli parallel e Series hybrid



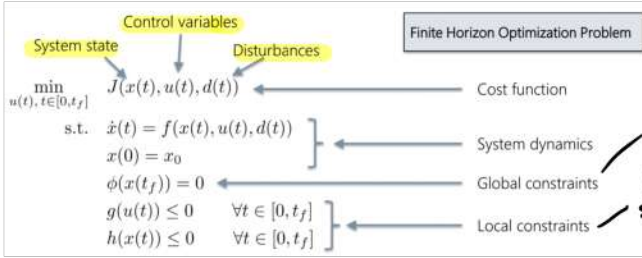
HEV energy management

Cioè dobbiamo decidere l'ammontare di potenza data in ogni istante dalle fonti di energia.



Questo decide come splittare le potenze

Come facciamo a fare questo controllo? Dobbiamo trovare la divisione di potenza + efficienza detto dai Unità



legati all'operatività del veicolo

La control variable e il system state devono essere in determinati valori

non è proprio un grado di libertà perché scegliere sempre la curva di efficienza ottima

Variabili di controllo (dipendono dal tipo di sistema)

• **Series hybrids** - 2 degrees of freedom

$$u(t) = \begin{bmatrix} \frac{P_b}{P_w} \\ u_{eng} \end{bmatrix} \Rightarrow \omega_{eng} : \max_{\omega} \eta(T, \omega) \text{ s.t. } \omega \cdot T = (1 - u_1)P_w \Rightarrow u(t) = u_1 = \frac{P_b}{P_w}$$

- no la engine speed (posso scegliere la coppia da mi da la miglior efficienza)
- no la potenza richiesta della batteria P_b/P_w

• **Parallel hybrids** - 1 degree of freedom

$$u(t) = \frac{P_b}{P_w} \begin{cases} u = 1 & \text{Electric mode} \\ 0 < u < 1 & \text{Assist mode} \\ u = 0 & \text{ICE mode} \\ u < 0 & \text{Recharge mode} \end{cases} \Rightarrow \text{These modes hold also for series hybrids, but the assist mode is rarely used: the engine is turned on only to recharge the battery.}$$

Tutti e 2 i motori sono collegati fissi alla macchina, ho solo un grado di libertà.

• **Power-split hybrids** - 2 degrees of freedom

$$u(t) = \begin{bmatrix} T_{gen} \\ \omega_{gen} \end{bmatrix}$$

Remark: these are EMS control variables, not actual physical control variables (the low-level controller takes care of them)

• Qui le 2 variabili sono la coppia e la velocità del generatore zgettato per ricaricare la batteria (vedere grafico fatto lezione prima)

Nel modello abbiamo anche i disturbi, ma cosa sono questi disturbi?

The main disturbance is the driving cycle specified by its overall wheel power demand. Driving cycles were firstly used for pollutant emissions comparisons but have been also adopted for fuel consumption evaluations

Il disturbo principale è il driving cycle perché è un ciclo fatto da qualcuno esterno che mi richiede le velocità ecc..

Funzione Costo

è la funzione che dobbiamo minimizzare con il modello, sarà quindi una funzione delle 2 energie

The cost function describes the source energy consumption

$$J = f(E_f, E_{batt})$$

Considering that the "tank-to-vehicle" efficiency of the battery source is much higher than the fuel, the optimal control problem solution is trivial: always use the full-electric mode.

However

- In non-plug-in hybrids, the actual energy source is the fuel, as the battery is properly recharged by the ICE.
- In plug-in hybrids:
 - If the battery energy "budget" is sufficient to complete the driving cycle, problem solved with the full-electric mode.
 - When the driving cycle cannot be completed in full-electric mode the remaining energy must be provided by the fuel energy source.

$$J = \int_{t_0}^{t_f} \dot{m}_f(t) dt$$

In linea generale la cosa migliore è andare tutto in elettrico, ma non va bene perché le auto non plug in usano la batteria per ricaricare la batteria. Nelle plug in se ho abbastanza energia per arrivare allora uso tutto elettrico, al contrario uso tutta la batteria e poi vedo di benzina.

C'è una domanda: da che la funzione costo dipende solo dal minimizzare il carburante (perché la batteria la funziona sempre)

A closer look to the cost-function. Example: series hybrid.

$J = \int_{t_0}^{t_f} \dot{m}_f(t) dt$

with $\dot{m}_f(t) = f(P_{eng}) = f(P_b, P_w) = f(u, P_w) = f(u(t), d(t))$

So, the optimal control problem simplifies:

$$\min_{u(t), t \in [0, t_f]} J(\dots)$$

s.t. ...

Optimal solution!

Question: why do we need state variables and dynamic model? (which make the optimal control problem challenging?)

Difficile ottimizzare la funzione costo perché dipende da varie cose. In generale ci accorgiamo che la funzione costo dipende dal disturbo (driving cycle)

Come ci immaginiamo e detto sopra il comportamento ottimo è anche solo in elettrico.

Ma attraverso abbiamo dei limiti sullo state of charge della batteria e quindi introduciamo dei limiti su questi valori

SOC Constraints and state equations

The most important constraints are the SOC ones, which require for the introduction of state variables.

1. Local SOC constraints

2. Global SOC constraints

- Non plug-in hybrids: $SOC(t_f) = SOC(t_0)$ Charge sustaining!
- Plug-in hybrids: $SOC(t_f) = SOC_{ref}$

As the relationship between SOC and the control variable is not static, the system dynamic equation is required.

Battery model

$$\dot{\xi} = \frac{1}{Q_{max}} I_b(t)$$

$$I_b = \frac{V_{OC}}{2R_0} - \sqrt{\left(\frac{V_{OC}}{2R_0}\right)^2 - \frac{P_b}{R_0}}$$

$\xi = f(u(t), d(t))$

die che devo avere lo stesso state of charge all'inizio e alla fine di ogni driving cycle. (per le auto ibride normali) per le plug in hybrid c'è qualcosa di simile ma non è fondamentale perché posso ricaricare quando arrivo a casa

Ci servono quindi delle equazioni dinamiche.

Ci sono anche altri limiti dati dalla massima potenza richiedibile alla batteria e sulla coppia del motore. Non sono difficili da fare perché sono limiti sulle variabili di controllo alla fine. Ci sono anche limiti sulle velocità

Other constraints can complete the optimization problem, typically those that guarantee the system operation within physical limits

$$\frac{P_b}{P} \leq \frac{P_b}{P} \leq \bar{P}_b$$

$$\frac{T_e}{T_e} \leq \frac{T_e}{T_e} \leq \bar{T}_e$$

$w_e \leq w_e(t) \leq \bar{w}_e$

These can be transformed into equivalent control variable constraints.

In order to guarantee these constraints, typically in series and parallel architectures, the gear/ratio r is used.

- It can be added as an additional control variable (making the problem more difficult).
- A pre-defined gear/ratio strategy can be used, which acts as an equivalent disturbance on the system.

Come risolviamo quindi questo problema di ottimizzazione?

Different class of approaches

Numeric / Analytic

Causal / Non-causal

Heuristic / Optimal control

Dynamic Programming

- Numerical method
- Global optimal solution to problems of any complexity level
- Non-causal
- Computational burden increases exponentially with the number of state variables of the dynamic system

Pontryagin maximum Principle

- Gives necessary (and in some cases sufficient) optimality conditions for the solution of an optimal control problem.

$$u^*(t) = \arg \min_{u(t) \in U(t)} (H(u(t), x(t), \lambda(t), t))$$

Hamiltonian

Co-states

Ci sono 3 modi per risolvere questo problema

- Heuristic / Optimal control: non dimostrano niente si basa solo sulla logica (tipo se abbiamo una zona in cui sappiamo che il motore è inattivo allora lo spegniamo il motore elettrico)

> le altre soluzioni sono + formali

- Non-causal: Dobbiamo sapere l'entità dei disturbi (come il driving cycle) nella realtà noi non sappiamo il driving cycle dobbiamo "vedere" il futuro
- Causal: Non sono sapere il disturbo, vanno bene per qualsiasi disturbo, e' una soluzione robusta
- Numerical: Risolviamo numericamente il sistema, e' sempre non causal pero', quindi richiede di sapere il driving cycle. Tipicamente e' usato come benchmark (Dynamic Programming)
- Analytic solution: Pontryagin maximum Principle. Ci dice che la traiettoria ottima e' data minimizzando un hamiltoniano da e' statico (non contiene integrali).

Un'altra soluzione può essere quella chiamata ECMS

tempo fa si prova a eliminare l'integrale (perci l'integrale dipende dal futuro e quindi e' difficile minimizzare qualcosa in dipendenza del futuro).
L'idea di ECMS si basa sul principio di minimizzare la variabile equivalent consumption, cioè una variabile presa in questo istante senza integrale

Equivalent Consumption Minimization Problem (ECMS)

- ECMS has been introduced in 1999 as a method to reduce the global minimization problem to an instantaneous minimization problem, to be solved at each instant only using present variables.

$$\min_{u(t), t \in [0, t_f]} \int_0^{t_f} \dot{m}_f(d) dt$$

s.t. $\dot{x}(t) = f(x(t), u(t), d(t))$
 $x(0) = x_0$
 $\phi(x(t_f)) = 0$
 $g(u(t)) \leq 0 \quad \forall t \in [0, t_f]$
 $h(x(t)) \leq 0 \quad \forall t \in [0, t_f]$

→

$$\min_{u(t), t \in [0, t_f]} \dot{m}_f^*(t)$$

s.t. $\dot{x}(t) = f(x(t), u(t), d(t))$
 $x(0) = x_0$
 $g(u(t)) \leq 0 \quad \forall t \in [0, t_f]$
 $h(x(t)) \leq 0 \quad \forall t \in [0, t_f]$

It has been later (2009*) proved that the ECMS is formally equivalent to the application of the Pontryagin's Minimum Principle.

13/05/2021

recupero

2h

In order to introduce and understand the ECMS, let's consider a simplified problem.

- Driving cycle: constant speed
- Simplified powertrain model

$P_w = \text{const.}$
 $P_m + P_d = P_w$
 $P_m = \eta_m P_f$
 $P_d = \eta_d P_b$
 $u(t) = P_b$
 $\xi(t_f) = \xi(t_0)$

Charge sustaining: $P_c^- = P_c^+$

Simplified control

Fuel consumption minimization: $J = \int_{t_0}^{t_f} \frac{P_f}{\lambda_{LHV}} dt$

Un ciclo di guida costante così la potenza richiesta e' sempre costante

Scriviamo tutte le equazioni della potenza

lo state of charge deve rimanere uguale per quello detto livello giorno. Scarica = Carica della batteria

noi vogliamo minimizzare la funzione peso che P_f/λ_{LHV} dovrebbe essere in.

Proviamo ora a calcolare i diversi valori, in diversi casi:

- CASOA, efficienza del motore costante

• Baseline: all KE $P_e^+ = P_e^-$ $\Rightarrow J_{ICE} = \frac{1}{\lambda_{LHV}} \int_{t_0}^{t_1} \frac{P_e}{\eta_m} dt = \frac{1}{\lambda_{LHV}} \frac{P_e}{\eta_m} \Delta T$

• Instantaneous minimization of the fuel power (fuel rate)

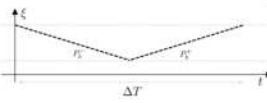
$$P_f^- = \frac{1}{\eta_m} P_m^- = \frac{1}{\eta_m} (P_w - \eta_{el} P_b^-) \Rightarrow P_b^- = \frac{P_w}{\eta_{el}}$$

$$P_b^+ = \frac{P_w}{\eta_{el}} \Rightarrow P_f^+ = \frac{1}{\eta_m} P_m^+ = \frac{1}{\eta_m} (P_w + \frac{P_w}{\eta_{el}}) = \frac{1}{\eta_m} P_w (1 + \frac{1}{\eta_{el}})$$

$$J_{inst} = \frac{1}{\lambda_{LHV}} \int_{t_0}^{t_1} P_f dt = \frac{1}{\lambda_{LHV}} \frac{P_w}{\eta_m} (1 + \frac{1}{\eta_{el}}) \Delta T$$

$J_{inst} > J_{ICE}$

The employed battery energy, sooner or later must be restored
Battery charging does not come for free!



Considero come se la batteria non ci fosse

$P_b^+ = P_b^- = 0$
Calcoliamo la funzione peso

Proviamo adesso ad approssimare il problema nel caso della minimizzazione istantanea (non guardo al futuro, tolgo l'integrale) e cerco di minimizzare il consumo di carburante

Zureremo dunque che durante la fase di scarica, la potenza sarà data dalla potenza necessaria sull'efficienza.

$$P_f^- = \frac{1}{\eta_m} P_m^- = (\text{visto prima}) = \frac{1}{\eta_m} (P_w - \eta_{el} P_b^-) = 0$$

Notiamo che il minimo di questa funzione si ha per potenza della batteria per η_{el} uguale alla potenza oltre nota

$$P_b^- = \frac{P_w}{\eta_{el}}$$

Ci aspettiamo che in questo caso spegniamo il motore e facciamo scaricare la batteria. Tuttavia come detto prima dobbiamo garantire che la batteria a inizio e fine ciclo abbia lo stesso stato di carica, allora durante il tempo di carica

$$P_b^+ = \frac{P_w}{\eta_{el}}$$

allora nel secondo giro abbiamo che la potenza richiesta al fluido

$$P_f^+ = \frac{1}{\eta_m} P_m^+ = \frac{1}{\eta_m} (P_w + \frac{P_w}{\eta_{el}})$$

In questo ciclo la minimizzazione è assente perché siamo costretti a ricaricare la batteria di quanto l'energia consumata.

Possiamo adesso calcolare la funzione costo in modo istantaneo, noi andremo a calcolarla solo nella seconda fase visto che nella prima la potenza richiesta al fluido è 0.

$$J_{inst} = \frac{1}{\lambda_{LHV}} \int_{t_0}^{t_1} \frac{P_w}{\eta_m} \left(1 + \frac{1}{\eta_{el}} \right) dt = \frac{1}{\lambda_{LHV}} \frac{P_w}{\eta_m} \left(1 + \frac{1}{\eta_{el}} \right) \frac{\Delta T}{2}$$

è il consumo di fluido

Notiamo che in questo caso se minimizziamo il carburante istantaneamente abbiamo che

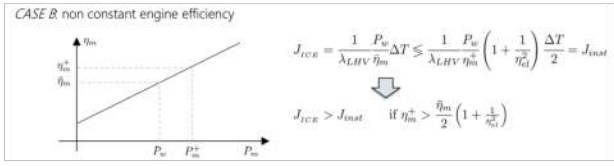
$$J_{inst} > J_{ICE} \quad \text{cioè consumiamo + benzina che nel caso senza batteria}$$

Apparentemente è uno schifo, ma questo è un risultato molto semplificato, non reale.

In modo facile prima abbiamo visto che visto che ci sono le perdite elettriche allora usare batteria e benzina non è il top.

CASO B

efficienza del motore non più costante, no una retta

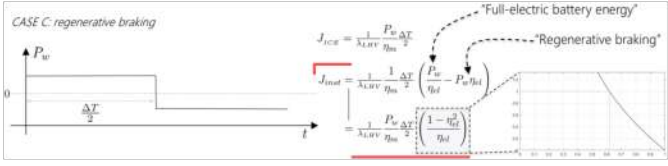


P_w nel grafico indica il punto operativo se non sto usando la batteria.

Dal punto di vista bene, nel primo ciclo utilizzo tutta la batteria come prima, poi al secondo giro devo ricaricarla, ma quindi visto che devo ricaricare la batteria e massimo allora la potenza richiesta sarà maggiore di P_w e quindi avrò più efficienza (P_m^*). allora usando la stessa logica di prima vediamo che $\eta_m^* - \eta_m$ è > di valore, allora va in vantaggio. il problema è che ho bisogno di sapere il futuro perché mi serve sapere che potenza richiederò in futuro.

CASO C

Regenerative braking



Immagino che il mio ciclo di guida cambi, nella prima parte richiedo energia, nella seconda parte è il sistema che mi dà energia (tipo discesa).

In questo caso il motore mi deve dare solo la potenza tra potenza richiesta che batteria meno potenza aiuta del regenerative braking (quindi consumo molto poco). Se calcoliamo la funzione peso otteniamo che

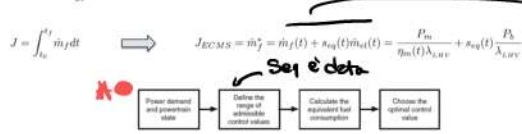
$$J_{inst} = \frac{1}{\lambda_{LHV}} \cdot \frac{P_w}{\eta_m} \cdot \frac{\Delta T}{2} \cdot \left(\frac{1 - \eta_m^2}{\eta_m}\right)$$

Per $\eta_m \leq 0.6$ è ≥ 1 ma noi sappiamo che l'efficienza elettrica è molto alta 0.8-0.9 allora tipicamente queste fibre vale 0.3.

Equivalent Consumption Minimization Strategy

L'idea di questa strategia è che cerco di minimizzare la fuel consumption adesso ma cerco di essere corto di questa idea (vista nei casi precedenti) di utilizzare l'energia elettrica che mi costerà della benzina nel futuro.

The Equivalent Consumption Minimization Strategy solves an instantaneous (not global) minimization problem, accounting for an equivalent electric energy cost.



Allora, modifico la fuel cost adding a term, dove il secondo termine è quello relativo alla energia elettrica.

The weighting factor $\kappa_{eq}(t)$ embeds the efficiency of the conversion from mechanical to electric "equivalent" fuel that in general depends on:

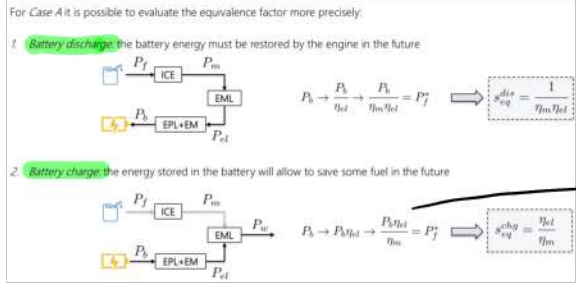
- System properties (engine efficiency, etc.)
- Driving cycle characteristics

il punto cardine è quello relativo al valore della funzione $Seq(t)$, chiamato fattore di equivalenza che rende di fatto equivalente la potenza elettrica a quella della batteria.

Se so che dopo zero tipo ha discesa o zero un profilo di guida tale che l'efficienza del motore a potenza alle zero più alto, allora Seq zero piccolo perché impatta meno su quello che devo consumare di batteria per tornare alla batteria carica.

* è il comportamento del sistema dell'equivalent consumption minimization strategy, per questi conti per ogni istante.

Tuttavia io il legge da un 2° punto Seq(t) è data, chiarisco.



Calcoliamo Seq nel caso che la richiesta di potenza sia costante e nelle condizioni del caso A precedente.

Passiamo dalla potenza elettrica della batteria che vuole di equivalente necessaria dividendo per eta_m.

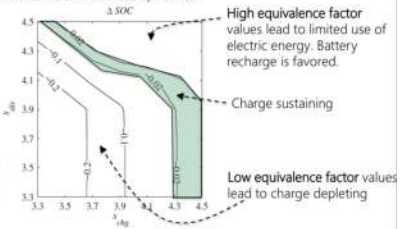
The Equivalent Consumption Minimization Strategy removes the global aspects from the minimization problem but does not get rid of them, as they are lumped in the equivalence factor. The proper selection of this parameter is crucial as it is responsible for the optimality and the charge sustaining guarantee.

In practice, the simplest choice is to consider the equivalence factor as a constant parameter.

$$\min_{w(t), u(t)} \int_{t_0}^{t_f} \dot{m}_f(t) dt + \int_{t_0}^{t_f} \dot{m}_{el}(t) dt$$

s.t. $\dot{x}(t) = f(x(t), u(t), d(t))$
 $x(t_0) = x_0$
 $g(u(t)) \leq 0 \quad \forall t \in [0, t_f]$
 $h(x(t)) \leq 0 \quad \forall t \in [0, t_f]$

Correct equivalence factor values highly depend on the driving cycle



Ma abbiamo detto che l'EOMS dovrebbe saper il futuro, in realtà è un trick che noi considerano tutto il futuro nella singola variabile Seq. Tipicamente si usa un valore costante di Seq che modella abbastanza bene il comportamento medio del driving circle.

Se mettiamo questo numero troppo piccolo succede che consumo troppa batteria e non si carica a fine giro, al contrario se il numero è troppo alto consumo troppa benzina. La zona verde è la zona ottima dove lavorare.

Ma il pto rivere NOI NON SAPPIAMO STO CAZZO DI DRIVING CYCLE!! come strazzano facciamo a saperlo??

Sub-optimal online implementable solutions have been proposed, to adapt/estimate the equivalence factor.

Driving cycle adaptation

- Based on past driving data, classifies in real-time the driving cycle
- Examples of classification features: average speed, acceleration, stop/total time, ...

➔ Offline pre-computed equivalence factor values

Driving cycle prediction

- Based on GPS-data and known routes (buses, integration with navigation system...)

➔ Online computation of the equivalence factor is possible.

SOC feedback

- Based on the idea that the equivalence factor is wrong if the SOC diverges from the setpoint (initial) value

$$s_{eq} = s_0 + k_p(SOC - SOC(t)) + k_i \int_0^t (SOC - SOC(\tau)) d\tau$$

- The discretization horizon plays an important role in the results. When long horizons are considered (minutes) or specific events (SOC thresholds) the strategy is referred to as Discrete Adaptive ECMS.

Ci sono 3 modi per ricavare Seq.

- Driving Cycle adaptation: classifichiamo i driving cycles e li compariamo con i precedenti di seppero gli.
- Driving cycle prediction: posso predire il driving cycle con il GPS (sappiamo tipo il futuro)

- SOC feedback. Notiamo dal grafico precedente che il valore di seq ottimo è quello che tiene a B il valore dello state of charge, allora al posto di guardare lo stato faccio un feedback sullo state of charge con un PID per tenere la SOC circa B. Dobbiamo stare attenti che siamo con questo controllo ma usiamo la batteria, dobbiamo fare un controllo estremamente celmo.

Capitolo 5: glance of future mobility

Molta urbanizzazione, no congestions sia detta dove auto in movimento che delle auto paralizzate.

Un'auto megetend è dato dell'inefficiamento della popolazione, del punto di vista della mobilità è un problema, ci saranno nuovi modi di muoversi o fare determinate cose in generale.

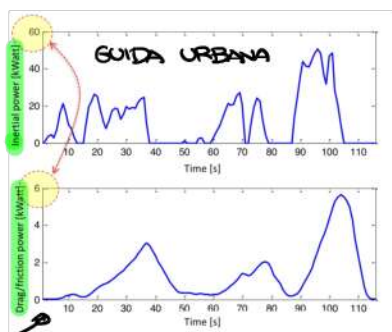
Inquinamento: con Euro 6 non è un problema così enorme, il vero problema è la CO₂ e l'effetto serra in generale.

Infatti il problema principale è riciclare la benzina, infatti estrarla produce molta CO₂. Si può creare delle piante, ma è sostenibile?

il Biofuel ha un'impronta sulla CO₂ molto bassa, infatti noi piantiamo le piante che perdono la CO₂ poi noi le lavoriamo e facciamo la benzina che fa CO₂. In pratica è quasi un ciclo chiuso quello che perdo in CO₂ lo rinvio. il problema è che il Biofuel non è sostenibile perché servono molti più campi di quello che abbiamo. (senza contare che dobbiamo anche mangiare).

Soluzioni?

- Ridurre le dimensioni dei veicoli: Occupazione di spazio/congestioni ecc.
- Ridurre massa dei veicoli: Così si riducono i consumi (e tutte le conseguenze)



Possiamo dire che in guida urbana la massa può essere vista come il consumo di energia. Questo perché in guida urbana il consumo di energia è dato prevalentemente dall'accelerazione. Al contrario in autostrada la massa non conta niente nei consumi, il Cx conta molto di più.

Nel caso di macchina elettrica con batteria rigenerativa, allora recupero tutta la potenza inerziale e perdo la potenza di frizione quindi la massa non è molto importante.

(Notiamo che in guida urbana le perdite date dagli attriti sono basse al contrario che in autostrada).

- Adottare auto elettriche: anche se partiamo dalla benzina comunque il ciclo è + efficiente e molte ci sono le energie rinnovabili.
- Human electric synergy: Un ibrido umano/elettico tipo elbike. La bici è il + efficiente metodo di trasporto (KJ/Km), nei pochi chilometri la bici è anche il trasporto + veloce.
- Vehicle sharing: autoeconomica
- Auto autonome: Servono per ridurre incidenti/morti, ottimizzare tempo e risorse
- Nuovi modelli di urbanizzazione: Crei un nuovo layout per la città, ad oggi le città sono un sistema distribuito.

il design perfetto sarebbe diversi cluster con moltissimi servizi dentro e in cui ci si muove con micromobilità. Per spostare tre cluster abbiamo strade larghe ecc.

- Ridurre gli spostamenti: Smart working.

Passato e futuro



IL PROBLEMA DELLA CO2

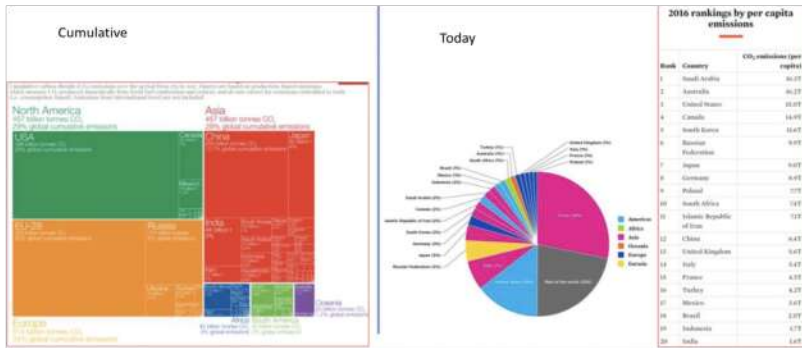
Effetti:

- Aumento della temperatura
- Aumento del livello del mare
- Riduzione delle calotte artiche.
- Variazioni del pH dell'oceano, (causato dalla variazione di temperatura sulla sup.)

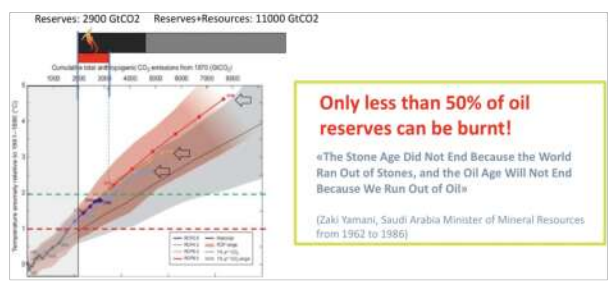
Cause

Non ci sono dubbi, la colpa è dei gas serra, il re di questi gas è la CO2. L'aumento della temperatura di 2° è considerato il limite.

Chi produce la CO2 storicamente e ad oggi?

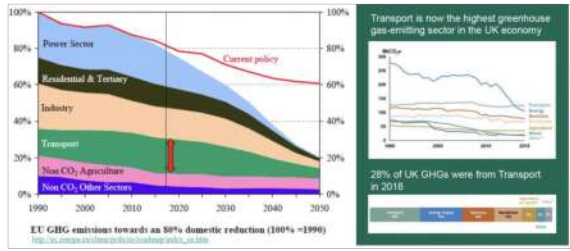


L'aumento del livello del mare si alza abbastanza lentamente, però anche se stoppiano oggi allora tra 1000 anni avremo comunque 10m di innalzamento.



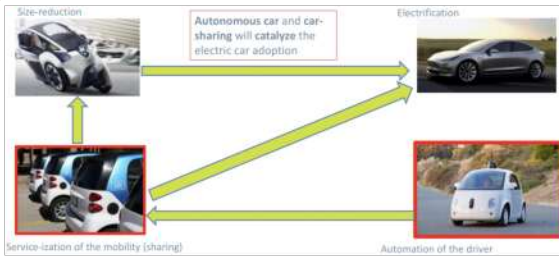
Slide importante, se vogliamo stare sotto i 2° possiamo bruciare solo il 50% delle riserve d'oil. Ce è poco visto che oltre l'oil c'è il carbone ecc...

Contributi relativi alla CO2



Ad oggi circa il 25% della CO2 è data dai trasporti.

Andamento dei megatrends



Tutto punta sulle auto elettriche

Energy accumulation and powertrain

Abbiamo fumato un botto di fossil fuels facendo un botto di CO2, il futuro dev'essere creare energia elettrica da fonti rinnovabili. I vettori di questa energia sulle auto saranno idrogeno e Batterie

L'idrogeno ha una grande energy density ma solo ad alte pressioni e basse temperature (nella realtà ne lo comprimiamo e basta). Differenza di eff. tra idrogeno e batterie, notiamo che le batterie sono molto + efficienti.

ENERGIA RINNOVABILE 100 kWh		ENERGIA RINNOVABILE 100 kWh	
conversione AC-DC -5%	95 kWh	trasmissione via rete alta tensione -10%	90 kWh
elettrolisi acqua -25%	71 kWh	conversione AC-DC e carica batteria -15%	77 kWh
compressione H ₂ -10%	64 kWh	motore elettrico -10%	69 kWh
trasporto H ₂ -20%	51 kWh		
fuel cell -50%	26 kWh		
motore elettrico -10%	23 kWh		

L'idrogeno può zole essere brucito senza usze una fuel cell ma è zcraa meno efficiente.

La fuel cell è un dispositivo cu perde idrogeno e in uscita dà una tensione e come scarto acqua.

	Battery	H2
Energy cost (electric energy)	//	//
Efficiency (from electric energy to wheel)	70%	30%
Transportation and storage cost	Low (existing)	Very high
Distribution network (cost, scalability)	Low (existing)	Very high
Danger/Safety	Medium	High
On-board storage cost	High	High
On-board energy density (Wh/kg)	200	400?
Recharging time	Hours	Minutes

Comperazione svantaggi / vantaggi: idrogeno e batterie sulle zuto.

e forse per i grandi camion.

H2 not a short-term realistic alternative to battery-packs
 - Inefficient
 - Major infrastructure problems
 Can be the best energy vector in the mid-long-term (20-40Y?)

Batterie

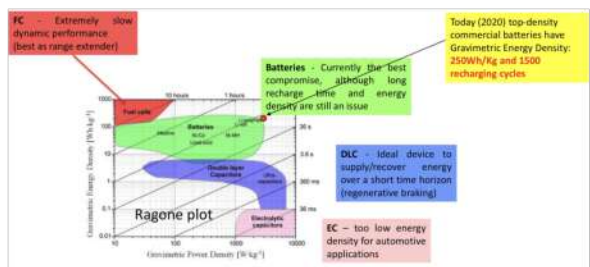


Grafico cu plotta su base energy Density e power density.

Notiamo cu le batterie di Lito sono moto buone percu sono zte sia in energy cu in power density.

Nel futuro probabilmente andremo nel solid state lithium batteries. Vorremo raddoppiare la capacità tenendo lo stesso peso.

Andremo verso un economia basata sul Lito, zc oggi: ce ne sono 4 Mt e per tutte le macchine del mondo servirebbero 2Mt. Ad oggi: il Lito è facilmente accessibile e in Bolivia.

Per i motori elettrici servono magneti permanenti → terre rare, la Cina ha in pratica il monopolio.

Ma se guido un auto elettrica non produco CO2? No, la produce non direttamente in Italia oggi: per ogni kWh ci sono 270g CO2, in Francia 3g. il numero cu rende conveniente (per la CO2) l'uso di un zuto elettrica è quadratico vale sotto 500g.

Ci sono ztri energy storage devices?

Sì, tipo zra compressa, ma non è una buona idea, bassa energy density bassa energia.

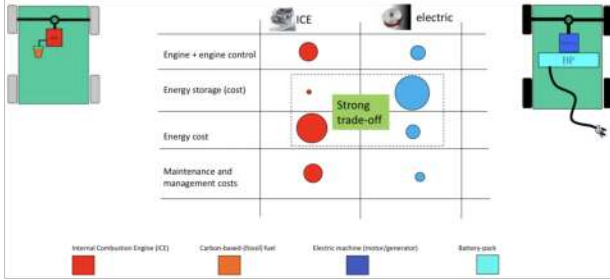
Oppure una flywheel, ma zcra questa non è una buona idea bassa energy density bassa efficienza e effetti giroscopici.

Per sapere se la forma di energia è interessante:

Main evaluation parameters for an energy-storage system for mobility:

- Efficiency (% of energy used to «recharge» actually transformed in mechanical power at the wheels)
- Gravimetric and Volumetric energy density
- Recharging network
- Time of recharge

Auto elettrica

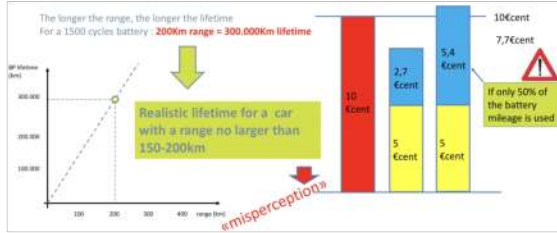


Le grandi differenze sono energy storage (le batterie costano) e l'energy cost (l'energia elettrica costa meno)

Ad oggi l'auto elettrica è comunque meno costosa (costo al Km) per la stessa auto.

il problema è che l'auto elettrica all'inizio costa di + ma negli anni costa meno, ed ad esempio in 8 anni vediamo che nel totale costa meno.

C'è un altro no



Nelle batterie c'è un over-life time della batteria, cioè cosa succede se butto via la macchina prima di aver usato tutta la capacità Km della batteria? Accade che se ho usato solo metà vite della batteria il costo del battery pack raddoppia e ora è più conveniente la macchina elettrica

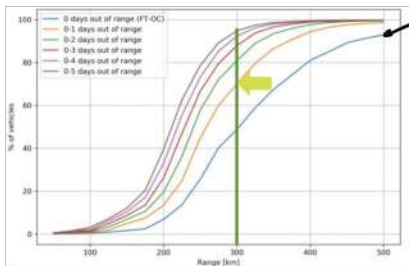
Altro no:

Tempi di ricerca, l'energy density del gasolio è 13kWh/kg, quello del litio è 0,2. Non è possibile ricercare la macchina in minuti.

26.05.2021

Lezione

2h



Questa è la percentuale di macchine in Italia che non fanno più di 300km al giorno?

La curva rossa celebra il 10° stesso valore togliendo 3 giorni. Cioè il numero di macchine che fanno più di 300km 3 giorni all'anno e non di più.

C'è chiaro che il problema del range non è un problema reale

Il megahond è che le zuto molto piccole



Ebike

EPAC = Electric pedal assisted cycle

Assistance up to: 25Km/h

Motor power: 250W

Assistance only if pedalling

No helmet, no insurance, etc. (like a normal bicycle)

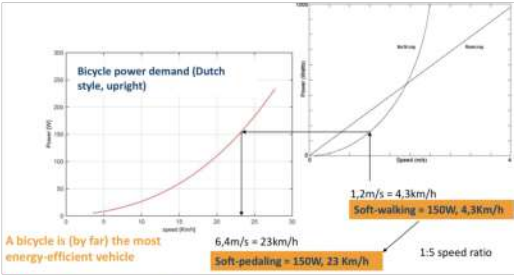
EUROPEAN EPAC SALES¹⁾ (EU 28) (1,500 units) 2009 - 2018

E-bikes in EU: a booming market (1,5M in 2015)

È un trend sempre crescente, il nome giusto dell'EBIKE sarebbe EPAC e devono seguire determinate regole.

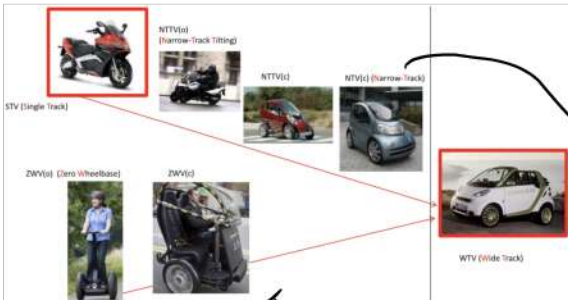
- Ma perché EBIKE?
- Per le dimensioni piccole
 - Per la velocità in contesto urbano
 - Impetto circa nullo sui consumi
 - Sport

Le bici/EBIKE sono il mezzo + efficace per spostarsi dal punto di vista della potenza consumata



Spendendo 150W camminando vado a 4,3km/h mentre pedalando zita stessa potenza vado a 23km/h

Vehicle architectures



Ci sono 12 veicoli classici zuto e moto che possono essere definiti rispettivamente come Wide Track e Single Track. Esistono anche veicoli nel mezzo.

Il narrow track non tilting vehicle hanno limiti sulla velocità sono si ribaltano.

Esistono anche veicoli con un solo asse con ruote parziali

Guida Autonoma

La vera guida autonoma è al Level 3. In questo caso la guida autonoma è tipo quella degli zeri. La persona deve stare sempre nel sedile di guida in caso che il computer non ce la faccia più.
 Level 4 non chiede che la persona sia seduta nel sedile di guida ma funziona solo all'interno di un contesto. (Tipo in un college)
 Level 5 funziona ovunque.
 Molto probabilmente il grande avanzamento lo avremo negli anni 30 di questo secolo.
 Situazioni molto difficili per le auto autonome



Dovremo saltare il Livello 3?



Questo perché il livello 3 richiede intervento del guidatore molto velocemente al contrario livello 4 richiede l'intervento lentamente

È un problema perché la guida autonoma rende le persone meno abili a guidare e poi richiede che le persone si comportino velocemente

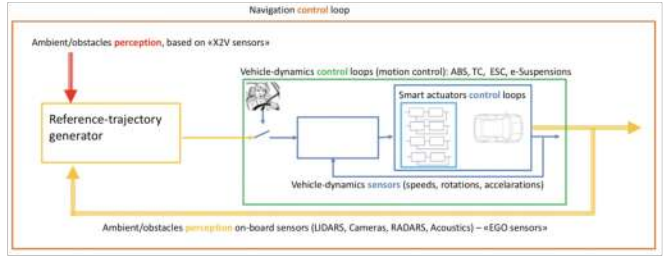
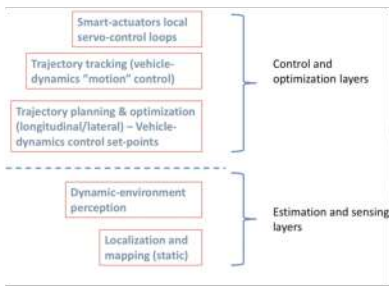


Dal punto di vista razionale se oggi introdurremo le macchine autonome che sono half as safe as human allora questo approccio sembrerebbe molto utile che introdurle in futuro (2035) quando saranno quasi perfette

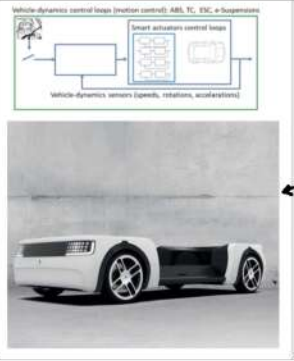
In futuro andremo verso taxi autonomi che convergono rispetto a comprare una macchina. In questo caso andremo verso una diminuzione del parco auto, ce sarò circa il 10% di auto che ci sono oggi

I Robot taxi sono veicoli professionali che costano un botto, non sono fatti per essere posseduti dalle persone.

layer del veicolo autonomo, e' solo una lista, se vogliamo zee una lista un po' pi' tecnica usiamo questo grafico:



C'e' un tend de vede la creaza di chassis zeronari sul quele pi' un azienda costruisce la macarua sopra come uole



- Embedded micro-controller
 - Digital-Bus-connection
 - **Following problems internally solved:**
 - Local dynamics control loops
 - Production tolerances
 - Non-linearity
 - Drifts
 - Fault detection/prediction/robustness
 - Advanced estimation/filtering (Kalman filtering)
- Solves all the "local" complexity
VCU uses it as a high-level, very simple, "ideal" object
1-step up in abstraction for chassis-system designer



Andiamo verso un futuro con attuatori intelligenti così andiamo a ridurre la complessità del sistema di controllo centralizzato