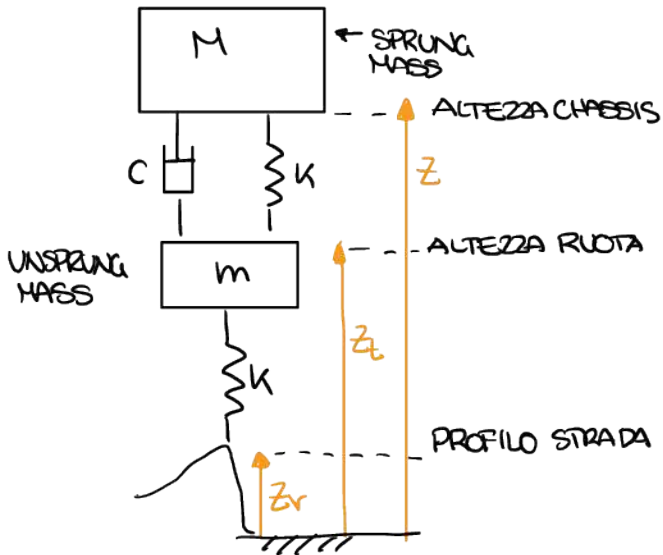


SOSPENSIONI I

MODELLO QUATER CAR



STROKE DEFLECTION DELLA SOSPENSIONE
 $\Delta z = z - z_t$

LE SOSPENSIONI FANNO DA PASSABASSO

LIMITAZIONI

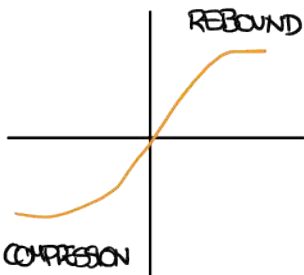
- DIMENSIONI
- BANDA DEL SISTEMA DI CONTROLLO (SE CORO DI + IN MARCIA I DISTURBI SONO PIÙ VELOCI)

OBIETTIVI

- COMFORT
- ROAD CONTACT, VOGLIAMO MINIMIZZARE QUALUNQUE VARIAZIONE ATTORNO ALLA STABILITÀ
- FARE TUTTO QUESTO CON STROKE LIMITATO ($\pm 5cm, \pm 50cm$)

DAMPER

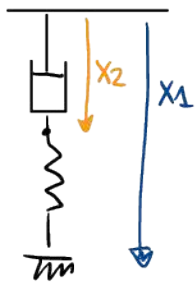
PISTONS CON PICCOLI FORI, IN MODO DA DISSIPARE L'ENERGIA MECCANICA



$$F = -C \cdot \text{SPEED} \rightarrow \begin{cases} \text{FORI PICCOLI: } C \text{ ALTO} \\ \text{FORI GRANDI: } C \text{ PICCOLO} \end{cases}$$

DENTRO IL DAMPER C'È ANCHE UNA GAS SPRING CHE SERVE A 3 COSE

1) CREA UN FILTRO PASSA BASSO



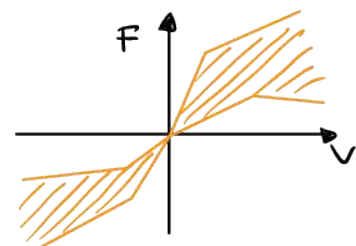
$$c \frac{dx_2}{dt} = k(x_2 - x_1) \rightarrow \frac{x_2}{x_1} = \frac{k}{sc + k}$$

È ESSENZIALE PERCHÉ SE LA STRADA AVESSSE PROFILO A GRADINO SENZA MOLLA AVREMMO UN IMPULSO IN RISPOSTA.

2) COMPENSARE VOLUME TEMPERATURA

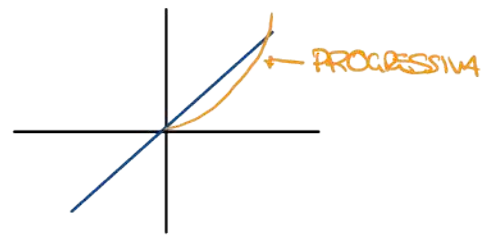
3) CAVITATION, (FENOMENO CHE FA SÌ CHE LE BOLLE D'ARIA SI ESPANDONO QUANDO LA PRESSIONE DEL LIQUIDO VA A 0)

POSSIAMO MODULARE IL DAMPER METTENDO UNA VALVOLA CHE APRE E CHIUDE GLI ORIFIZI OPPURE USARE FLUIDI MAGNETO REOLOGICI. CON QUESTI TIPI DI DAMPER HO QUESTO RANGE DI CONTROLLABILITÀ



MOVA

FORZA ELASTICA, TIPICAMENTE LINEARE, A NOI CONVIENE COMPORTAMENTO PROGRESSIVO COSÌ DIVENTA + DURA + SIAMO VICINI ALL' ENDSTOP.



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

G: RIGIDITÀ MATERIALE

n: NUMERO SPIRE

d: DIAMETRO TATERIALE

D: DIAMETRO SPIRE

POSSIAMO CREARE UNA MOVA ANCHE CON FLUIDO COMPRIMIBILE (ARIA), PISTONE POSSO FARE SOSPENSIONI PNEUMATICHE O IDROPNEUMATICHE, OIÈ CHE USANO UN FLUIDO NON COMPRIMIBILE PER COMPRIMERE L'ARIA CHE È IN UN SERBATOIO SEPARATO (SERVE UN SISTEMA PER IL RICICLO DEL FLUIDO NON COMPRIMIBILE)

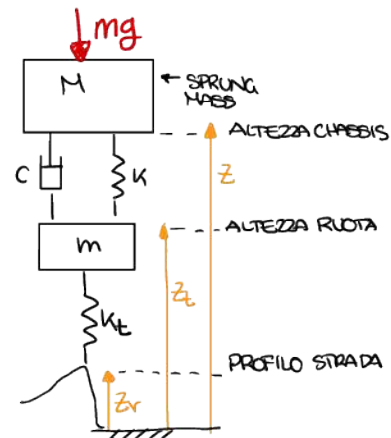
COMPARAZIONE TRA IDROPNEUMATICHE E PNEUMATICHE

- DIMENSIONI → VINCE L'HYDRO (SI PUÒ REMOTIZZARE)
- FRIZIONE STATICA → VINCE IL PNEUMATICO (XÈ HYDRO HA CHIUSURA PIÙ STRETTA)
- FLUID/GAS MANAGEMENT → VINCE PNEUMATICO (+ FACILE LAVORARE CON L'ARIA)
- DAMPING MANAGEMENT (PASSIVO) → VINCE PNEUMATICO (ELETTRONICO) → SIMILI

TIPICAMENTE: AUTO → PNEUMATICHE TRATTORI → HYDRO

MODELLO MATEMATICO

$$\begin{cases} M \ddot{z}(t) = -Mg - c(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t)) - K(z(t) - z_t(t) - \Delta s) \\ m \ddot{z}_t(t) = -mg + c(\dot{z} - \dot{z}_t) + K(z - z_t - \Delta s) - K_t(z_t - z_r - \Delta t) \end{cases}$$



È UN SISTEMA DEL 1° ORDINE, LINEARE, TEMPO INVARIANTE.

NEL CASO DI DAMPER CONTROLLABILI METTIAMO $C(t)$ AL POSTO DI C. SE METTIAMO ANCHE LA DINAMICA DEGLI ATTUATORI HO CHE

$$\dot{c}(t) = -\beta c(t) + \beta c_m(t)$$

PUNTI DI EQUILIBRIO (LE DERIVATE VANNO A ZERO PERCHÈ NON HO MOMENTI $z_r = 0$)

IL MODELLO È:

$$\begin{cases} -K(\bar{z} - \bar{z}_t - \Delta s) - Mg = 0 \\ K(\bar{z} - \bar{z}_t - \Delta s) - K_t(\bar{z}_t - \Delta t) - mg = 0 \end{cases}$$

QUINDI

$$\begin{bmatrix} -K & K \\ K & -K - K_t \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{z} \\ \bar{z}_t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Mg - K\Delta s \\ K\Delta s - K_t\Delta t + mg \end{bmatrix}$$

STUDIAMO IL SISTEMA LINEARE ATTORNO ALL'EQUILIBRIO
 (FACCIAMO QUESTO PERCHÉ IL SISTEMA È GIÀ LINEARE)
 CONSIDERIAMO SOLO LE VARIAZIONI (QUINDI IN PRATICA METTIAMO δz)

$$\begin{cases} M \ddot{\delta z} = -c(\dot{\delta z} - \dot{\delta z}_t) - K(\delta z - \delta z_t) \\ m \ddot{\delta z}_t = c(\dot{\delta z} - \dot{\delta z}_t) + K(\delta z - \delta z_t) - k_t(\delta z_t - \delta z_r) \end{cases}$$

$$X = \begin{bmatrix} \delta z \\ \dot{\delta z} \\ \delta z_t \\ \dot{\delta z}_t \end{bmatrix} \quad u = [\delta z_r] \quad Y = \begin{bmatrix} \delta z \\ \delta z_t \end{bmatrix}$$

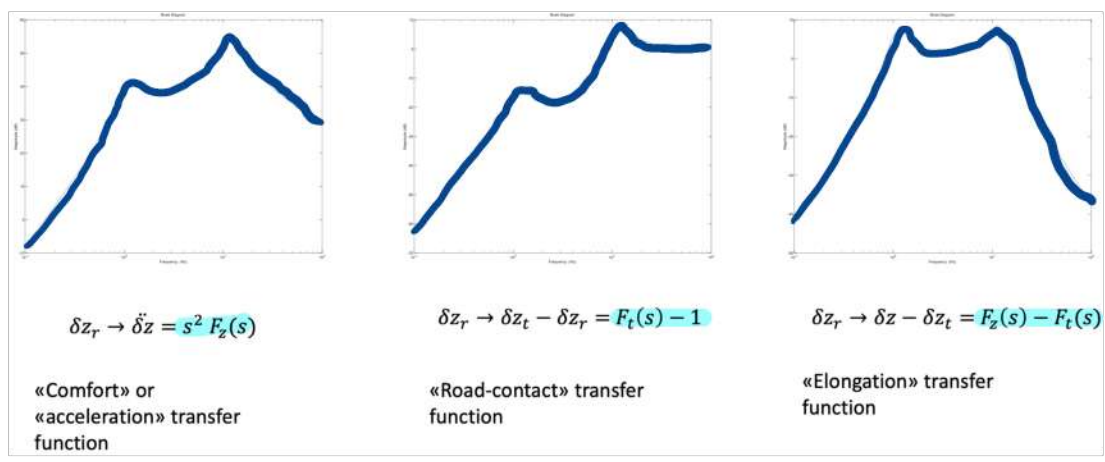
$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = -\frac{k}{M}x_1 - \frac{c}{M}x_2 + \frac{k}{M}x_3 + \frac{c}{M}x_4 \\ \dot{x}_3 = x_4 \\ \dot{x}_4 = \frac{k}{m}x_1 + \frac{c}{m}x_2 - \frac{k+k_t}{m}x_3 - \frac{c}{m}x_4 + \frac{k_t}{m}u \\ y_1 = x_1 \\ y_3 = x_3 \end{cases}$$

DALLE QUATTRO SI RICAVIAMO 2
 FDT

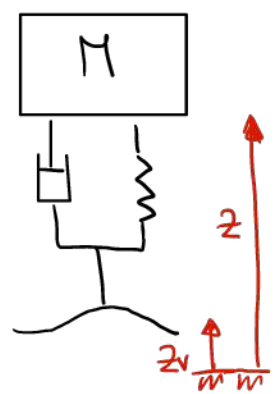
$F_z \rightarrow$ DAL DISTURBO DELLA STRADA ALL'ALTEZZA DEL BODY

$F_{z_t} \rightarrow$ DAL DISTURBO DELLA STRADA ALL'ALTEZZA DELLA RUOTA

DA QUESTE OTTIENIAMO 3 FDT DELLE PERFORMANCE



MODELLO SEMPLIFICATO A SINGOLA MASSA



$$M \ddot{z}(t) = -c(\dot{z}(t) - \dot{z}_r(t)) - K(z(t) - z_r(t) - \Delta s) - Mg$$

$$\downarrow$$

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

DA QUI SI RICAVA CHE

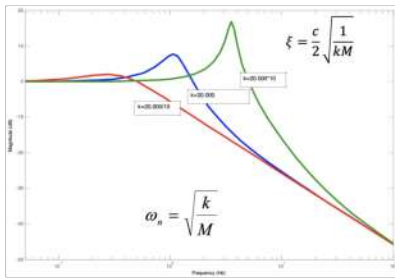
$$F_z(s) = \frac{sc + K}{s^2 M + sc + K} = \frac{\frac{sc}{M} + \frac{K}{M}}{s^2 + \frac{c}{M}s + \frac{K}{M}}$$

DA QUI $\omega = \sqrt{\frac{K}{M}}$

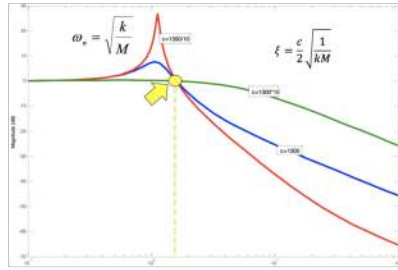
$$\zeta = \frac{c}{2} \sqrt{\frac{1}{KM}}$$

LA FREQUENZA DI RISONANZA NON DIPENDE DAL DAMPING.
 I DUE MODELLI (REALE E APPROSSIMATO) SONO CIRCA UGUALI FINO A FREQUENZE
 MEDIE POI NO, RICORDIAMO CHE IL SISTEMA REALE È 3° ORDINE MENTRE QUESTO
 PRIMO (CAPITO QUANTO È UTILE LA RUOTA)

ANALIZZIAMO FACENDO VARIAZIONI PRIMA DI K E POI DI C.

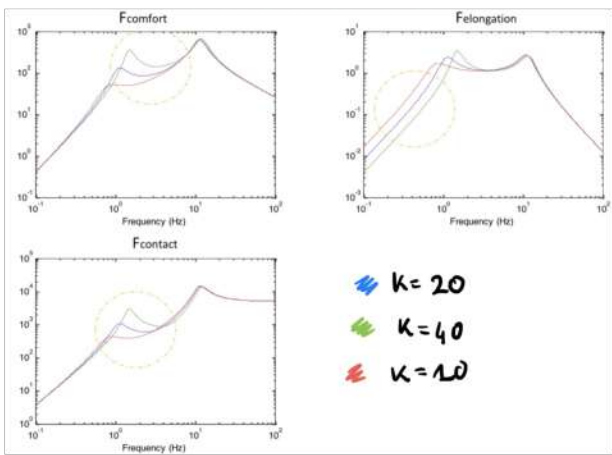


• COMFORT: IL TOPE È IL ROSSO (MIGLIOR FILTRO), TUTTAVIA PIÙ K È PICCOLO PIÙ ELONGAZIONE MI SERVE, INOLTRE TEMPO DI RISPOSTA PER K BASSI È LENTO.



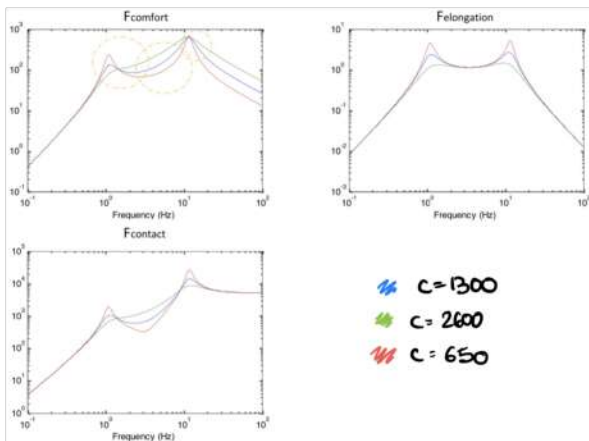
- LA FREQ. DI RISONANZA NON CAMBIA + AUTO È C + ABBASSO IL PICCO
LINEA ROSSA + COMFORT MA MOLTO MOVEGGIATE (LOW DAMPING)
CURVA VERDE + SPORTIVI MA - COMFORT

ANALISI 3FDT MODELLO REALE



VARIAZIONI DI K

COMFORT: MINORE K MIGLIORE È IL COMFORT
 CONTACT: MINORE K MIGLIORE È IL CONTATTO
 ELONGAZIONE: PIÙ BASSO È K PEGGIO È PER L'ELONGAZIONE

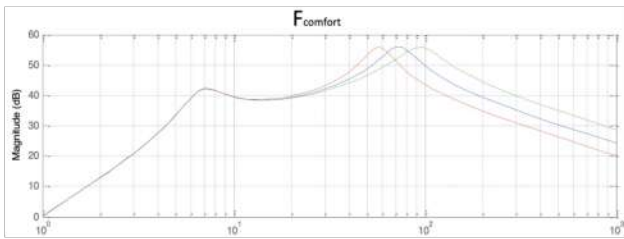


VARIAZIONE DI C

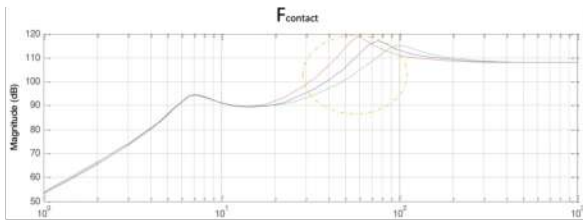
COMFORT: ATTORNO I PICCHI È MEGLIO AVERE DAMPING ELEVATO MENTRE NEGLI ALTRI PUNTI È MEGLIO BASSO
 ELONGAZIONE: C ALTO È MEGLIO
 CONTATTO: STESSO DISCORSO DEL COMFORT

VARIAZIONE MASSA RUOTA

COMFORT: LA RUOTA CON MAGGIOR MASSA HA UN VANTAGGIO
 CONTATTO: LA RUOTA PIÙ LEGGERA È MEGLIO

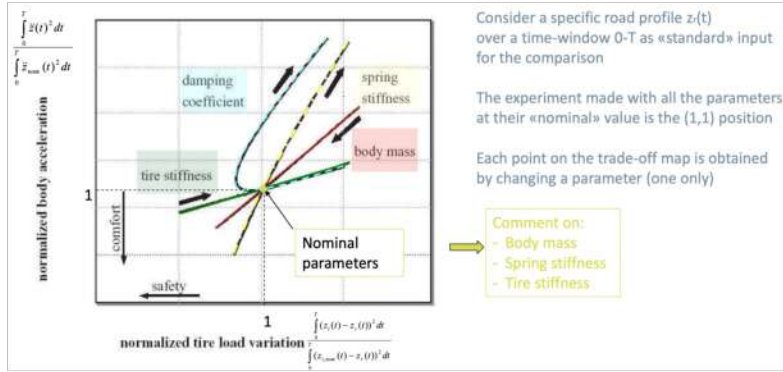


● = 30 ● = 50 ● = 80

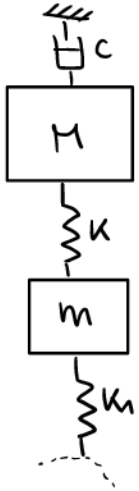


IL PESO DELLA RUOTA È MOLTO DIBATTUTO SULLE AUTO ELETTRICHE PERCHÈ POSSO METTERE I MOTORI NELLE RUOTE

COMFORT - CONTACT MAP



SKYHOOK



IN QUESTO CASO LA FORZA DEL DAMPER È PROPORZIONALE SOLO ALLA VELOCITÀ DEL BODY PERCHÈ IL MODELLO DIVENTA:

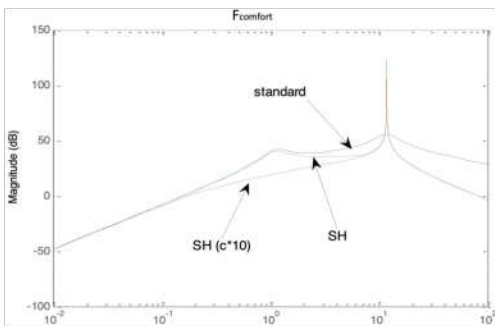
$$\begin{cases} M \cdot \ddot{z}(t) = -Mg - c(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t)) - K(z(t) - z_t(t) - \Delta s) \\ m \ddot{z}_t(t) = -mg + c(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t)) + K(z - z_t - \Delta s) - K_t(z_t - z_r - \Delta t) \end{cases}$$

PERCÒ

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k}{M} & -\frac{c}{M} & \frac{k}{M} & \frac{c}{M} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k}{m} & \frac{c}{m} & -\frac{k+k_t}{m} & \frac{c}{m} \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{k_t}{m} \end{bmatrix}, \quad C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}, \quad D = [0]$$

MODELLO SEMPLIFICATO

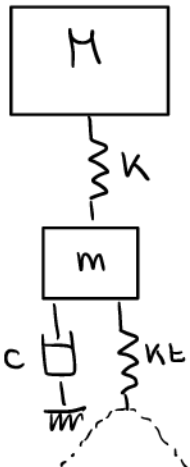
$$M \delta \ddot{z} = -c(\delta \dot{z}) - K(\delta z - \delta z_r) \quad \rightarrow \quad F_z(s) = \frac{K}{s^2 M + s c + K}$$



GUADAGNAMO UN ORDINE DI GRANDEZZA NEL FILTRAGGIO CON QUESTA TECNICA IL COMFORT È TOP, TUTTAVIA NOTIAMO CHE F_{res} NON È SMORZATA PERCHÈ NON C'È IL DAMPER SULLA RUOTA
 TECNICA OTTIMA SOLO PER IL COMFORT

GROUND HOOK

LA DAMPING FORCE È PROPORZIONALE SOLO ALLA VELOCITÀ DELLA RUOTA

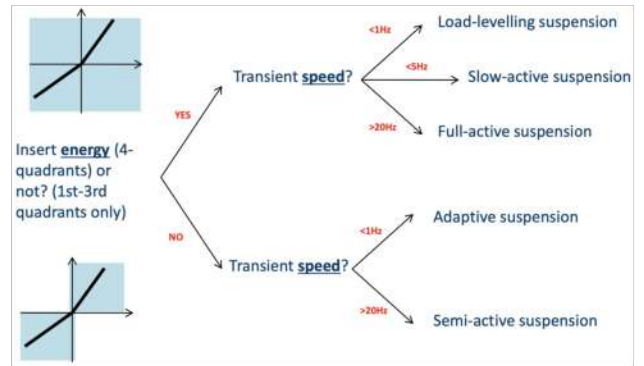
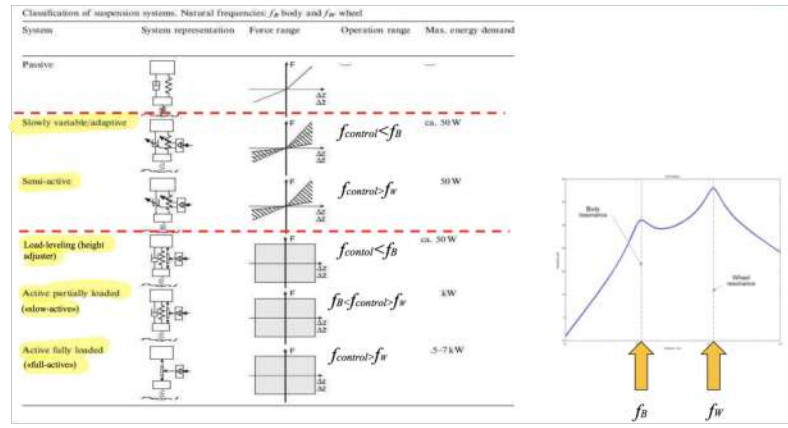


$$\begin{cases} M \cdot \ddot{z}(t) = -Mg - c(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t)) - K(z(t) - z_t(t) - \Delta s) \\ m \ddot{z}_t(t) = -mg + c(\dot{z}_t(t) - \dot{z}_t(t)) + K(z - z_t - \Delta s) - K_t(z_t - z_r - \Delta t) \end{cases}$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k}{M} & \frac{c}{M} & \frac{k}{M} & \frac{c}{M} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k}{m} & \frac{c}{m} & -\frac{k+k_t}{m} & -\frac{c}{m} \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{k_t}{m} \end{bmatrix}, \quad C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}, \quad D = [0]$$

IN QUESTO CASO IL LATO NEGATIVO È IL COMFORT

SOSPENSIONI CONTROLLATE ELETTRICAMENTE



CI SONO DIVERSI PROFILI DI STRADA DEFINITI DALLO STANDARD ISO (POSSIAMO VEDERLI COME UN RUMORE BIANCO).

L'ISO VALUTA ANCHE IL COMFORT, VIENE VALUTATO CON UNA FORMULA CHE PREVEDE UNA SOMMA DELLE ACCELERAZIONI VERTICALI, LONGITUDINALI E PITCH.

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

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

Vertical acceleration, Pitch angular acceleration, Longitudinal acceleration

k_p È DIVERSO DAGLI ALTRI PERCHÉ LA PITCH ACCELERATION È ROTAZIONALE

COSA IMPORTANTE! OGNIUNA DI QUESTE VARIABILI È PRIMA FILTRATA PER SIMULARE LA SENSAZIONE DELLE PERSONE

LOAD LEVELLING (SONO CONTROLLO FULL)

OBIETTIVI

• **LOAD COMPENSATION**: TENERE IL PUNTO DI EQUILIBRIO AL CENTRO DELLO STROKE

• **OTTIMIZZAZIONE AERODINAMICA**:

$$\text{LA DRAG POWER È } = \frac{1}{2} \rho C_x(h) A \cdot v^3$$

DOVE $C_x(h)$ DIPENDE DALL'ALTEZZA (+ BASSO MEGLIO È)

ATTENZIONE! QUANDO ABBASSIAMO L'AUTO PERDIAMO IN LOAD COMPENSATION

• **AUMENTARE ANGOLO DI ATTACCO/USCITA**

• **HANDLING**: ABBASSANDO L'AUTO RIDUCIAMO I TRASFERIMENTI DI PESO

QUESTE SOSPENSIONI SONO TIPICAMENTE PNEUMATICHE (CONSTANT VOLUME LEVELLING) O IDROPNEUMATICHE (CONSTANT MASS LEVELLING)

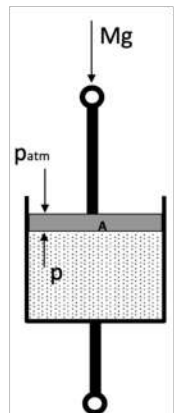
PNEUMATIC SUSPENSIONS

L'EQUILIBRIO DI UNA MOVA AD ARIA SI HA PER $Mg = (p - p_{atm})A$
 SI PUÒ ANCHE CALCOLARE IL COEFFICIENTE K DI UNA MOVA AD ARIA

CONSIDERIAMO ADIABATICA $pV^\gamma = \text{COSTANTE}$
 DERIVIAMO ENTRAMBI I TERMINI

$$\delta p V^\gamma + p \gamma V^{\gamma-1} \delta V = 0 \rightarrow \delta p = -\frac{p \gamma \delta V}{V}$$

SO CHE IL VOLUME È $V = (z - z_0)A \rightarrow \delta V = A \delta(z - z_0)$



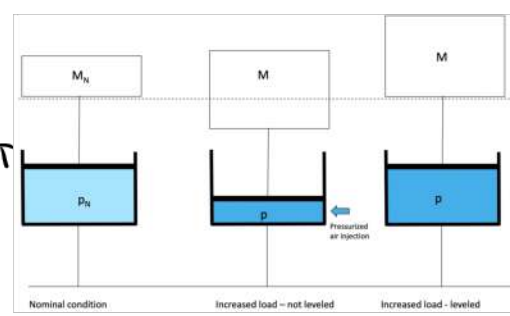
INOLTRE SI SA CHE $\delta F = A \cdot \delta p \rightarrow \delta p = \delta F / A$

PERCIO' SOSTITUENDO SI OTTIENE CHE

$$\delta F = A \left(- \frac{\rho \delta A \delta (z - z_t)}{V} \right) \rightarrow K = \frac{\delta F}{\delta (z - z_t)} = \frac{\rho \gamma A^2}{V}$$

ANCHE LE RUOTE SONO MOVE AD ARIA

NEL CASO DEL CONTROLLO PNEUMATICO SI CHIAMA CONSTANT VOLUME, PERCHE' NEGLI SITUAZIONE 1 E 3 ABBIAMO VOLUME UGUALE MA PRESSIONE DIVERSA



EFFETTI SULLA DINAMICA DELLE SOSPENSIONI PNEUMATICHE

RICORDIAMO CHE DAL MODELLO APPROSSIMATO $w = \sqrt{\frac{K}{M}}$

SAPPIAMO POI CHE $K = \frac{\rho \gamma A^2}{V}$ E CHE $Mg = (p - p_{atm}) \cdot A \approx p \cdot A \rightarrow p = \frac{Mg}{A}$

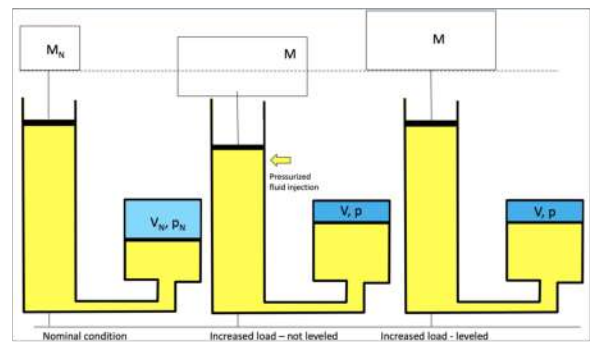
ALORA SOSTITUENDO SI HA CHE $w \approx \sqrt{\frac{\gamma \cdot g \cdot A}{V}}$ **w È INVARIANTE DA M**

LO SMOZZAMENTO AL CONTRARIO $\zeta = \frac{c}{2} \sqrt{\frac{1}{KM}} = \frac{c}{2M \cdot w}$

5 CAVA AL CRESCERE DI M, TYPICAMENTE NON È UN PROBLEMA PERCHE' AUMENTIAMO C (TYPICAMENTE ABBIAMO ANCHE SMORZATORI CONTROLLATI)

HYDRO-PNEUMATIC LEVELLING

CONSTANT MASS LEVELLING PERCHE' LA MASSA TRA 1 E 3 È SEMPRE LA STESSA
IN QUESTO CASO NON ABBIAMO COMPRESSIONI ADIABATICHE E NON ABBIAMO VARIAZIONI DI MASSA PERCIO'



$$V_p = V \cdot p_n \rightarrow V = \frac{V_n p_n}{p}$$

SOSTITUENDO I VARI VALORI (COME PRIMA) SI OTTIENE CHE

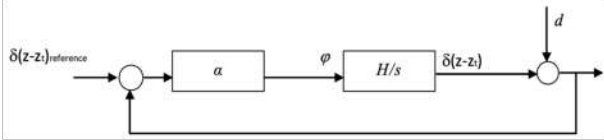
$$\zeta = \frac{c}{2wM} \quad w = \sqrt{\frac{\gamma M g^2}{V_n p_n}} \quad \text{WE } \zeta \text{ DIPENDONO DA } M, \text{ IL FATTO NEGATIVO È CHE } w \text{ DIPENDA DA } M.$$

CONTROLLO DI ENTRAMBI QUESTI SISTEMI

LAVORIAMO A BASSE FREQUENZE PERCIO' CREIAMO UN FACILE MODELLO

$$\frac{d(z - z_t)}{dt} = H \cdot \varphi \quad \begin{matrix} H: \text{COMPONENTE PROPORZIONALE} \\ \varphi: \text{FLUSSO} \end{matrix}$$

POSSIAMO QUINDI DIRE CHE LA COMPRESSIONE È L'INTEGRALE DEL FLUSSO



α È UNA COMPONENTE PROPORZIONALE PERCHÈ GIÀ H/s FA QUELLA INTEGRATIVA

«Sensitivity» transfer function (from disturbance to output)

$$F_{dz}(s) = \frac{s}{s + \alpha H}$$

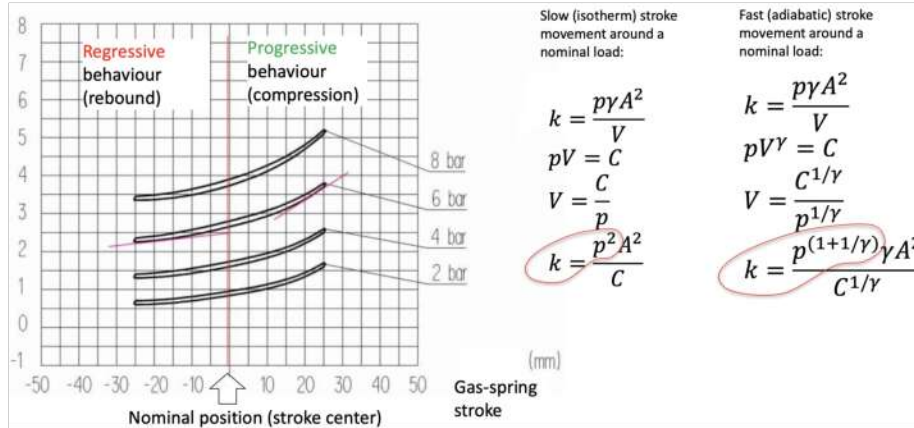
«Complementary sensitivity» transfer function (from reference to output)

$$F_{zrefz}(s) = \frac{\alpha H}{s + \alpha H}$$

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

DOBBIAMO SEMPRE SCEGLIERE α IN MODO CHE αH SIA MINORE DI FB. (BODY FREQUENCY)

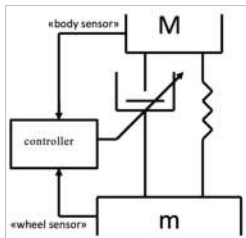
COMPORTAMENTO K PROGRESSIVO SOSPENSIONI PNEUMATICHE



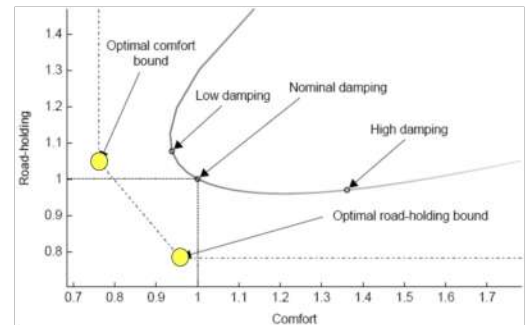
ESISTE POI UN ULTERIORE MODO DI FARE LA LOAD ADJUSTMENT CHE È CON LE SOSPENSIONI REGOLABILI A MANO (TIPO SOLLE MOTO)

SEMI-ACTIVE (CONTROLLO PARZIALE)

10-30ms TEMPO DI RISPOSTA



NOI VOGLIAMO SCENDERE ANCORA DI PIÙ NELLA CURVA COMFORT/TENUTA DI STRADA



PER VEDERE SE POSSIAMO FARLO PRENDIAMO IL MODELLO DELLA QUATER CAR APPROSSIMATO E LO LINEARIZZIAMO (GAPIREMO CHE È INVITIVO)

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

$$-c(t)(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t)) = f(c(t), \dot{z}(t), \dot{z}_t(t)) \quad \text{DEFINISCO QUESTA FUNZIONE}$$

PUNTI DI EQUILIBRIO PER LA LINEARIZZAZIONE $c(t) = c$, $\dot{z}(t) = 0$, $\dot{z}_t(t) = 0$
 ALLORA LINEARIZZO LA FUNZIONE CON TAYLOR

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

PERCÌ

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

SI NOTA CHE LA VARIABILE C SCOMPARE QUINDI PERDIAMO LA VARIABILE DI CONTROLLO (NON VA BENE)

DOBBIAMO TROVARE UN NUOVO APPROCCIO, CERCARE DI REPLICARE LO SKYHOOK. SAPPIAMO CHE LO SKYHOOK DIPENDE SOLO DALLA VELOCITÀ DEL BODY, PERCIÒ

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

DA CUI SI RICAHA CHE $c(t) = \text{set} [c_{min}, c_{max}] \left\{ \frac{C_{SH} \cdot \dot{z}}{\dot{z} - \dot{z}_t} \right\}$

DOBBIAMO METTERE UNA SATURAZIONE PERCHÈ C(t) HA UN MAX E UN MIN

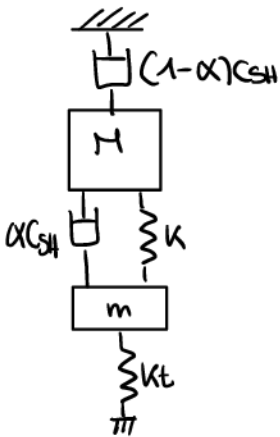
(C_{SH} LO SCEGLIAMO E REGOLIAMO A SOSPENSIONE FATTA.

TWO STATE SWITCHING APPROXIMATION

APPROSSIMIAMO CON

$$\begin{cases} c(t) = C_{MAX} & \text{SE } \dot{z}(\dot{z} - \dot{z}_t) \geq 0 \\ c(t) = C_{MIN} & \text{SE } \dot{z}(\dot{z} - \dot{z}_t) < 0 \end{cases} \quad \text{CIOÈ USDO SE } \dot{z} \text{ E } \Delta \dot{z} \text{ HANNO LO STESSO SEGNO}$$

SKYHOOK ESTESA



$$c(t) = \text{set} \left[\frac{\alpha C_{SH} (\dot{z} - \dot{z}_t) + (1-\alpha) C_{SH} \dot{z}}{(\dot{z} - \dot{z}_t)} \right]$$

È MEGLIO DEL CASO DI PRIMA PERCHÈ IN QUESTO USIAMO LE MASSE SENZA DAMPING

CON LA STESSA TEORIA DELLO SKYHOOK SI PUÒ CREARE IL GROUNDHOOK

ACCELERATION DRIVEN DAMPING (ADD)

SIMILE ALO SKYHOOK SOLO CHE QU USIAMO L'ACCELERAZIONE. ADD È UN CONTROLLO OTTIMO SE LA STRADA È UN RUMORE BIANCO

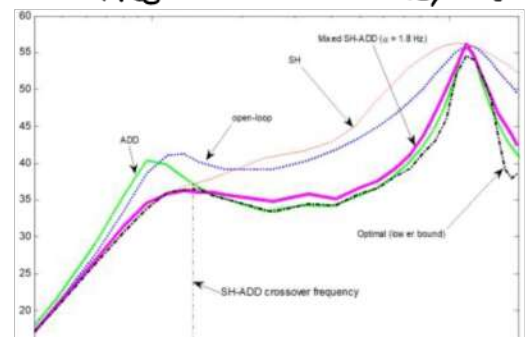
$$\begin{cases} c(t) = C_{MAX} & \text{SE } \ddot{z}(\dot{z} - \dot{z}_t) \geq 0 \\ c(t) = C_{MIN} & \text{SE } \ddot{z}(\dot{z} - \dot{z}_t) < 0 \end{cases}$$

MIX SKYHOOK-ADD

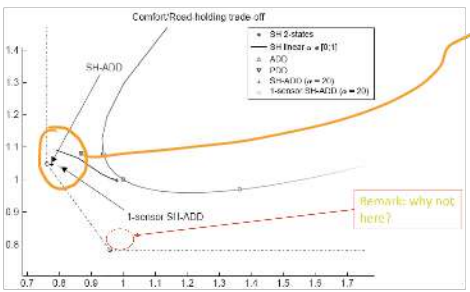
VEDENDO LE VARIE RISPOSTE IN FREQUENZA SI NOTA CHE C'È UN COMPORTAMENTO COMPLEMENTARE TRA ADD E SHYHOOK. SI NOTA CHE DOPO FRES È MOLTO BUONO, MA PRIMA È MEGLIO LO SHYHOOK

$$\begin{cases} c_{in}(t) = c_{max} & \text{if } [(\ddot{z}^2 - \alpha^2 \dot{z}^2) \leq 0 \wedge \dot{z}(\dot{z} - \dot{z}_t) > 0] \vee [(\ddot{z}^2 - \alpha^2 \dot{z}^2) > 0 \wedge \ddot{z}(\dot{z} - \dot{z}_t) > 0] \\ c_{in}(t) = c_{min} & \text{if } [(\ddot{z}^2 - \alpha^2 \dot{z}^2) \leq 0 \wedge \dot{z}(\dot{z} - \dot{z}_t) \leq 0] \vee [(\ddot{z}^2 - \alpha^2 \dot{z}^2) > 0 \wedge \ddot{z}(\dot{z} - \dot{z}_t) \leq 0] \end{cases}$$

FREQUENCY SECTOR



MIGLIORAMENTO DEGLI ALGORITMI PRECEDENTI



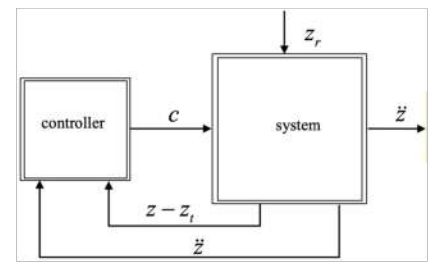
NOI ANDIAMO IN QUESTA ZONA E NON NELL'ALTRA (CHE È LA ZONA DEL GROUND HOOK) PERCHÈ È UNA ZONA TERRIBILE PER IL COMFORT (NON SI CAPISCE COSA FA LA MACCHINA)

SHORT STROKE

È UNA TECNICA CHE SI USA QUANDO LO STROKE È MOLTO PICCOLO E NOI NON VOGLIAMO TOCCARE GLI ENDSTOP, ALLORA IN QUESTI CASI USIAMO CMV ATTORNO AL PUNTO STATICO E FA CMAX QUANDO CI AVVICINAMO ALL'ENDSTOP. (STRATEGIA CHE PUÒ ESSERE IMPLEMENTATA ANCHE SOLO MECCANICAMENTE)

CONTROLLO

PER EFFETTUARE IL CONTROLLO HO 2 SENSORI UNO PER L'ACCELERAZIONE E UNO PER $z-z_t$, IL CONTROLLO NON È LINEARE INFATTI QUESTO SISTEMA È ABBASTANZA DIFFICILE



SENSORI

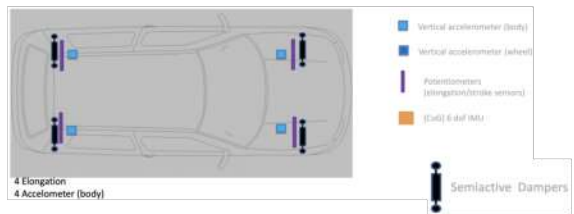
NOTIAMO CHE SKYHOOK E SKYHOOK-ADD RICHIEDONO LA VELOCITÀ DEL BODY, L'ACCELERAZIONE DEL BODY E LA STROKE SPEED. TIPICAMENTE CON I SENSORI MISURIAMO SOLO L'ACCELERAZIONE DEL BODY E LO STROKE.

DOBBIAMO TROVARE UN MODO PER AVERE LA BODY SPEED E LA STROKE SPEED.

- ACCELERAZIONE BODY $\ddot{z} + d_0$ ^{RUINARE} → INTEGRAO E OTTIENGO LA VELOCITÀ
- VELOCITÀ DI STROKE $(z-z_t) + d_e$ → DERIVO E OTTIENGO L'ACCELERAZIONE

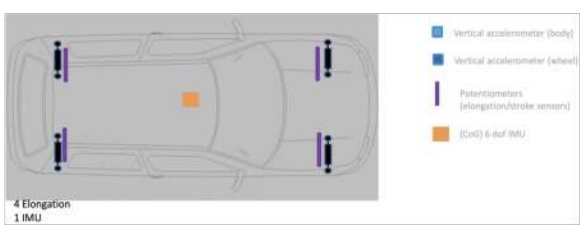
(FA DUE COSE CON BODE E FREQUENZA GUARDARE SLIDE)

CONFIGURAZIONI DEI SENSORI



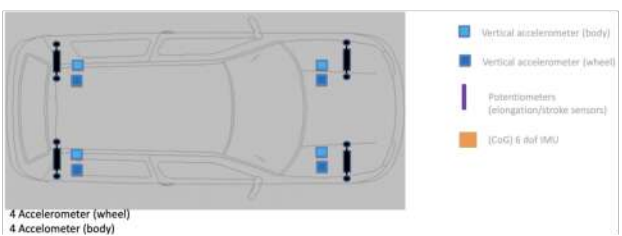
CONFIGURAZIONE 1, HA TUTTI I SENSORI POSSIBILI MA NON HA L'IMU PERCHÈ HA GLI ACCELEROMETRI

• CONFIGURAZIONE 1-b



RIMPIAZZIAMO GLI ACCELEROMETRI CON L'IMU CHE HA 6 GRADI DI LIBERTÀ.

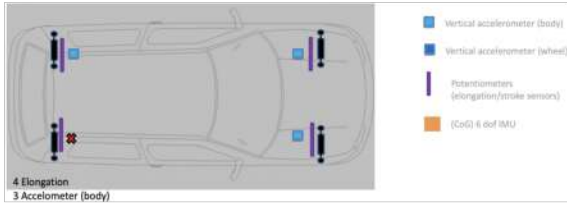
• CONFIGURAZIONE 2



ABBIAMO SOLO LE ACCELERAZIONI DEL CORPO E DELLA RUOTA E DA QUESTE POSSIAMO RITROVARE LE VELOCITÀ. POSSO ANCHE USARE 4 ACCELEROMETRI DUE RUOTE E UN IMU PER IL CORPO.

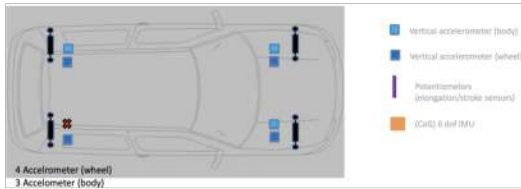
REDUCED SENSORS CONFIGURATION HO MENO SENSORI E PIU ALGORITMI (RIDUCO IL PREZZO)

- CONFIGURAZIONE 1R1



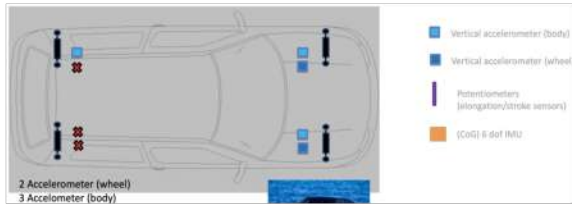
TOGLIAMO UN ACCELEROMETRO VERTICALE E USIAMO L'APPROSSIMAZIONE A CORPO RIGIDO

(NON ABBIAMO PERDITA DI PERFORMANCE)



← CONFIGURAZIONE 2R1 È SIMILE ALLA 1R1 (CAMBIANO I SENSORI) COMUNQUE ANCHE QUI NON HO PERDITA DI PERFORMANCE

- CONFIGURAZIONE 2R2



L'IDEA È CHE SE INCONTRIAMO UN'IRREGOLARITÀ DELLA STRADA PRIMA LA TROVIAMO CON LE RUOTE DAVANTI E DOPO UN Δt SU QUELLE DI DENTRO. IN PRATICA LE RUOTE DAVANTI SONO A CONTROLLO CHIUSO QUELLE DI DENTRO NO. HO DEUS PERDITE DI PERFORMANCE

CI SONO PO ALTRE CONFIGURAZIONI CHE PERDONO IL CONTROLLO DELLA SINGOLA RUOTA (VEDERE SLIDE)

TECNOLOGIE DI CONTROLLO DEI DAMPER

- VALVOLE ELETTRICHE: PER RIDURRE/AUMENTARE I FORI

- MAGNETO/ELECTRO RHOLOGIC: LIQUIDI CHE DIVENTANO + O - VISCOSI SE C'È UN CAMPO ELETTRICO/MAGNETICO

COMPARATIVA

	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 INIZIARE
MR è peggio xè ci serve un seal 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.

SEMI-ACTIVE STIFFNESS CONTROL (CONTROLLO PARZIALE)

CONTROLLIAMO LA DUREZZA DELLA MOLLA, MOLTO DIFFICILE DA FARE. SI FA CON + CAMERE AD ARIA. L'IDEA È QUELLA DI AVERE UNA SOSPENSIONE AD ARIA CON UNA O 2 CAMERE SECONDARIE A VOLUME COSTANTE CHE SONO COLLEGATE ALLA PRINCIPALE CON DELLE ELETTRIVALVOLE.

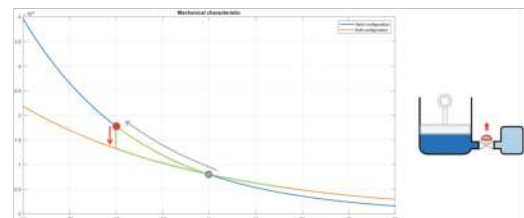
IL SISTEMA È SEMI-ACTIVE PERCHÈ SE A MACCHINA FERMA APRES LE ELETTRIVALVOLE NON SUCCEDEREBBE NIENTE.

IL SISTEMA FUNZIONA VARIAMO IL VOLUME E QUINDI ABBIAMO UNA VARIAZIONE DI K.

PROBLEMI

SE CHIUDIAMO LA VALVOLE IN UN PUNTO CHE NON È QUELLO DI EQUILIBRIO ABBIAMO UN Istantaneo calo di forza

IN GENERALE CON QUESTE TECNICHE USIAMO K+GRANDE QUANDO FRENAMO O FACCIAMO MANOVRE E K PICCOLO QUANDO SIAMO A VELOCITÀ COSTANTE



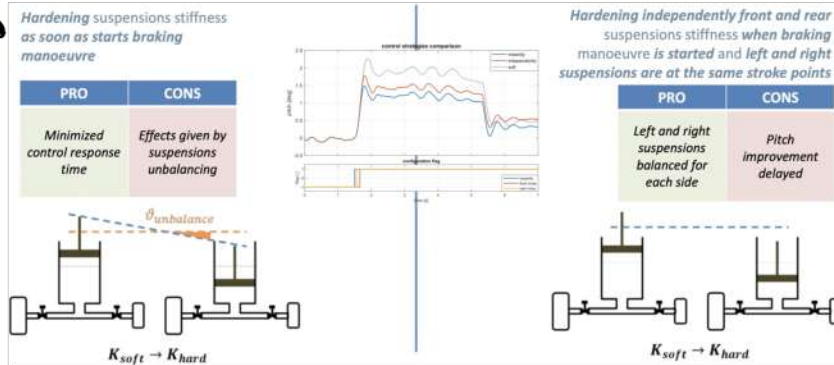
OBIETTIVI

IN FRENATA E ACELERAZIONE VOGLIAMO RIDURRE GLI ANGOLO DI RECAMENTO OTTAVATI RISPETTIVAMENTE ANTIDIVE E ANTESQUAT.

SE SWITCHIAMO LE MOULE IN HARD QUANDO FREMIAMO SI POTREBBE AVERE CHE LE SOSPENSIONI SIANO A 2 ALTEZZE DIVERSE, QUESTO FA SI CHE CI SONO 2 NUOVI PUNTI DI EQUILIBRIO CHE NON SONO PIU' IN BOLA.

ESISTONO 2 TIPOLOGIE DI CONTROLLO

QUELLA CHE E' STATA DESCRITTA PRIMA



ASPETTO CHE OGNIUNA DELLE SOSPENSIONI PASSI PER IL PUNTO DI S HO DEI RITARDI, PURE VARIABILI.

NEL CASO DELL'ROLL NON HO QUESTI PROBLEMI DI UNBALANCE. MODELLO

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: $\dot{p}_{main}(t) = -\frac{p_{main}(t)\rho V_m^{\gamma}(t)}{V_m(t)}$
The main chamber volume is a function of the stroke:
 $V_m(t) = A(z(t) - z_t(t))$
 $V_{aux}(t) = A(z_t(t) - z_r(t))$
Finally the main chamber pressure dynamic is: $\dot{p}_{main}(t) = -\frac{p_{main}(t)\rho A(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t))}{A(z(t) - z_t(t))}$
The pressure inside the auxiliary chamber does not change: $\dot{p}_{aux}(t) = 0$

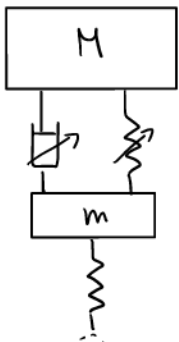
Valve open: assuming an ideal valve (no pressure drop) the pressure inside the two chamber is the same, then the multichamber is equivalent to a 'normal' air-spring with a bigger volume with respect the previous case.
 $\dot{p}_{main}(t) = -\frac{p_{main}(t)\rho A(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t))}{A(z(t) -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

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:
 $\dot{p}_{main}(t) = -\frac{p_{main}(t)\rho A(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t))}{A(z(t) - z_t(t)) + V_{aux}s(t)}$
 $\dot{p}_{aux}(t) = -\frac{p_{aux}(t)\rho A(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t))}{A(z(t) - z_t(t)) + V_{aux}}s(t)$
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

Assumptions:

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

PERCUI

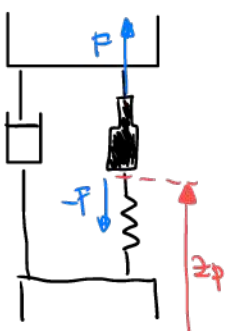


$$\begin{cases} M\ddot{z} = -c(t)(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t)) + (p_m(t) - p_{atm})A - Mg \\ m\ddot{z}_t = +c(t)(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t)) - (p_m(t) - p_{atm})A - k_t(z_t(t) - z_r(t)) + Mg \\ \dot{p}_m(t) = -\frac{\rho p_m(t)A(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t))}{A(z(t) - z_t(t)) + V_{aux}s(t)} \\ \dot{p}_{aux}(t)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

SOSPENSIONI ATTIVE (FULL BANDWIDTH)

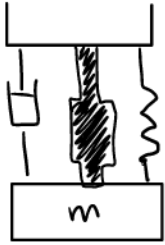
• SLOW ACTIVE (QUELLE A BANDA MEDIA)

CI SONO 2 MODELLI



$$\begin{cases} \Pi \ddot{z}(t) = -c(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t)) + F(t) - Mg \\ -K(z_p - z_t - \Delta s) - F(t) = 0 \\ m \ddot{z}_t(t) = c(z(t) - z_t(t)) + K(z_p - z_t(t) - \Delta s) - k_t(z_t(t) - z_r(t) - \Delta t) - mg \\ \dot{F}(t) = -\beta F(t) + \beta F_{in}(t) \end{cases}$$

MODELLO TIPO 2



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

FULL ACTIVE SUSPENSIONS

TOGLIAMO IL DAMPING O ADDIRITTURA LA MASSA E AL POSTO DI QUEL NOSTRO UN TRASDUTTORE CONTROLLATO.

CONTROLLARE UN FULL-ACTIVE È PIÙ FACILE DI UN SEMI-ACTIVE PERCHÉ IL SISTEMA È LINEARE

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

Comfort objective
Elongation objective
Contact objective