



Appunti universitari
Tesi di laurea
Cartoleria e cancelleria
Stampa file e fotocopie
Print on demand
Rilegature

NUMERO: 2445A

ANNO: 2019

A P P U N T I

STUDENTE: Cammarata Maicol

MATERIA: Meccanica del Veicolo - Teoria 2018-2019 - Prof. Velardocchi

Il presente lavoro nasce dall'impegno dell'autore ed è distribuito in accordo con il Centro Appunti.

Tutti i diritti sono riservati. È vietata qualsiasi riproduzione, copia totale o parziale, dei contenuti inseriti nel presente volume, ivi inclusa la memorizzazione, rielaborazione, diffusione o distribuzione dei contenuti stessi mediante qualunque supporto magnetico o cartaceo, piattaforma tecnologica o rete telematica, senza previa autorizzazione scritta dell'autore.

**ATTENZIONE: QUESTI APPUNTI SONO FATTI DA STUDENTIE NON SONO STATI VISIONATI DAL DOCENTE.
IL NOME DEL PROFESSORE, SERVE SOLO PER IDENTIFICARE IL CORSO.**

TEORIA

- MECCANICA DELLO PNEUMATICO: MODELLO DI COULOMB, BRUSH MODEL (SCORRIMENTO LONGITUDINALE, DERIVA SEMPLICE, CARICO COMBINATO, EFFETTO VARIAZIONE μ e F_z), TRANSITORIO DELLO PNEUMATICO
- MOLLE ED AMMORTIZZATORI: MONOSOSPENSIONE 1 gdl, MONOSOSPENSIONE 2 gdl: andamenti accelerati, MODELLO DI BECHBERG E SLUCCAMENTO VERTICALE
- DINAMICA LONGITUDINALE:
 - TRAZIONE: dcl, potenza disponibile e potenza necessaria al moto e resistenze al moto, definizione di TRAZIONE IDEALE E RIPARTIZIONE IDEALE DI TRAZIONE, TRAZIONE REALE, potenza max trasmissibile trazione ideale e reale (2WD e 4WD), pendenze superabili trazione ideale e reale (2WD e 4WD), velocità max in trazione ideale e reale (2WD e 4WD), RAPPORTI DI TRASMISSIONE, DIMENSIONAMENTO 1 e ULTIMA MARCIA e RAPPORTI INTERMEDI.
 - FRENATURA: dcl, frenatura ideale e ripartizione ideale di frenata, poligono delle forze, parabola ideale di frenatura, servofreno e pompa doppio, disco di reazione ABS: velocità e decelerazione, sistema ABS, ESC e EBD.
- DIFFERENZIALI: differenziali OPEN (ideale e reale), differenziali AUTOBLOCCANTI: LSD, torsen e giunto viscoso
- DINAMICA LATERALE: modello a bicicletta in stazionario e transitorio, calcolo di sottosterzo modello a rotolo: dcl massa sospesa, dcl massa non sospesa, baricentro antirullo e rigidità a rotolo, modi per aumentare DZ: aggiungere barra antirullo e modificare altezza rotolo (\rightarrow influenza sul comportamento sopra/sotto sterzante)
- SOSPENSIONI: coso solo e o coso servuo: caster e handleup, Angolo sterzante cinematico del sospensioni e gradienti cinematici (convergenza, camber, altezza rotolo, dive-lift)
- AMMORTIZZATORI: o coso servuo, ammortizzatore monotubo e bitubo (vantaggi e svantaggi), caratteristica progressiva e regressiva dell'ammortizzatore.
- COPPIE DI STERZO: angolo di caster e di King-pin, calcolo angoli di incidenza, calcolo delle coppie di sterzo applicate alle ruote M_s , calcolo delle coppie totale che deve essere applicate sulla ruota dell'esterno M_{tot} , calcolo coppia al volante che contrasta M_{tot} .

Maicol Cammarata

Pero' l'efficienza reale' i corpi non sono perfettamente elastici, cioè occorre spendere una certa energia per poter deformare la ruota (non rigida) nel rotolamento. Quest'energia però, non viene interamente restituita a causa delle perdite interne al materiale.

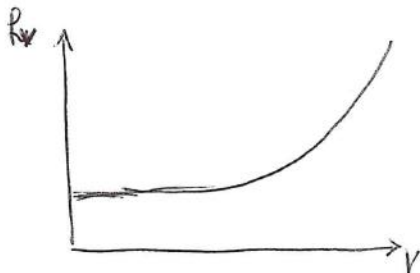
Questo significa che l'andamento delle pressioni non sarà perfettamente simmetrico e che quindi la risultante delle forze normali (F_z) sarà spostata in avanti nel senso del moto.



Andamenti delle pressioni nel caso ideale e reale

Per questo motivo (non perfetta elasticità dei corpi a contatto) si tiene conto del parametro f_v cioè del COEFFICIENTE DI ATRITO VOLVENTE che tiene conto delle resistenze di rotolamento.

$f_v = \frac{\mu}{\pi}$ COEFF. ATRITO VOLVENTE \Rightarrow dipende dalla pressione di gonfiaggio, dal tipo di pneumatico, dal tipo di strada e dalla velocità.



Questo coefficiente ha un andamento lentamente crescente con la velocità. Questo fino a quando non si raggiunge una certa velocità CRITICA che fa aumentare rapidamente l'attrito volvente. Questa velocità critica si manifesta in seguito all'istaurarsi di moti vibratorii che interessano la struttura del pneumatico.

Al di sotto della velocità critica vale che: $f_v = k_0 + k_1 \cdot v^2$

con k_0 e k_1 che sono dei coeff. sperimentali che dipendono dal tipo di pneumatico e dalle diverse condizioni dell'asfalto e si ricavano con le prove di Cost-Drive.

LIMITI MODELLO DI COULOMB

Il modello di Coulomb ci permette di capire che la ruota possono trasmettere forze longitudinali e trasversali. Esso si presta a descrivere con buona approssimazione condizioni di moto dei veicoli in rettilineo fintoatto dove le forze longitudinali trasmesse non superano il limite di aderenza. Cioè non considera la ruota come corpo deformabile e dunque non vale la relazione $V = \omega \cdot r$. Per questi motivi risulta inadeguato a studiare manovre di frenata o di accelerazione γ_0 a studiare il comportamento in curva di un veicolo.

Di fatto le condizioni di funzionamento previste dal modello sono soltanto due:

- rotolamento puro
- bloccaggio sulle ruote

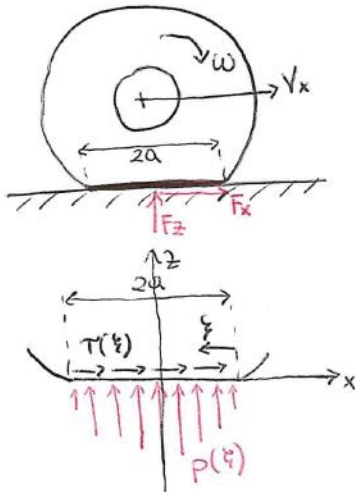
MODELLO A SPAZZOLA (BRUSH MODEL)

Questo modello ci permette di ottenere un andamento qualitativo delle forze longitudinali e laterali che vengono scambiate dal contatto tra ruota e strada.

Inoltre questo modello, al contrario del modello di Coulomb, considera la ruota deformabile.

• **SCORRIMENTO LONGITUDINALE** (puro scivolamento longitudinale σ , $\alpha=0$)

Si considera il modello MONODIMENSIONALE del contatto tra pneumatico e strada.

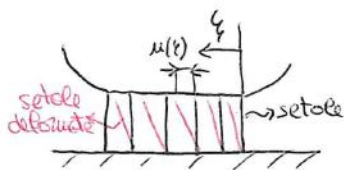


IPOTESI:

- Si consideri un sistema piano, ovvero che la larghezza dello pneumatico sia nulla, in modo tale da supporre che la distribuzione di pressione dovuta al contatto tra ruota e strada sia costante lungo la direzione trasversale y e che vari soltanto lungo la direzione longitudinale $\rightarrow p(\xi)$ non uniforme
- Si considerino nulli l'angolo di camber γ e di deriva α .
- Si ipotizzi la strada sufficientemente rigida e che il contatto tra pneumatico e strada avvenga lungo il segmento $2a$.
- Si assume ξ la coordinata che indica la distanza dal segmento di contatto e che sia rivolto in modo opposto al senso del moto (direzione x).

• Si ipotizzi, per semplicità, non l'intero pneumatico ma solo il battistrada e dunque le deformazioni dovute alle azioni reciproche scambiate tra pneumatico e strada avvengano tutte esclusivamente sul battistrada.

• Si ipotizzi che il battistrada sia costituito da una serie di setole (spazzola) e ognuno di queste setole si deforma in modo indipendente dalle altre setole.



Ognuna di queste setole (o tasselli) si deformerà di una certa quantità $u(\xi)$.

Possiamo scrivere che la velocità di una setola è:

$$v(\xi) = V_x - \omega R_0 + \frac{du}{dt}$$

V_x = velocità del centro ruota
 ωR_0 = velocità di rotolamento
 $\frac{du}{dt}$ = velocità di deformazione delle setole

Questa si può scrivere anche come: $v(\xi) = V_x - \omega R_0 + \frac{du}{d\xi} \cdot \frac{d\xi}{dt}$ \rightarrow riferita alla posizione

Assumendo che: $\frac{d\xi}{dt} = V_x$ (si potrebbe assumere anche $\frac{d\xi}{dt} = \omega R_0$ vedi dispense)

ovvero si assume che la velocità del centro ruota coincida con la velocità con cui si stiamo spostando i tasselli.

Di conseguenza otterremo: $v(\xi) = V_x - \omega R_0 + \frac{du}{d\xi} \cdot V_x$

Ipotizzando una relazione lineare tra deformazione e sforzo longitudinale applicato sul singolo tassello

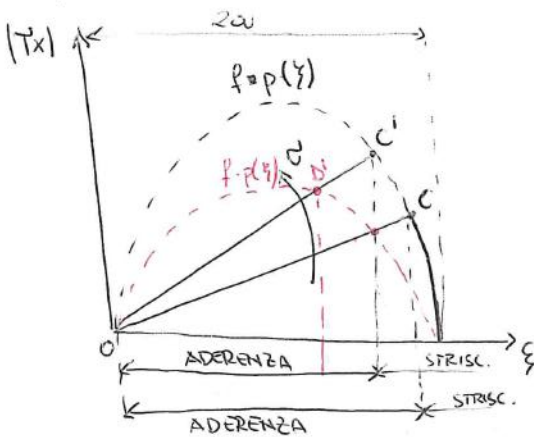
$$T_x(\xi) = u(\xi) \cdot C_k \quad \Rightarrow \quad u(\xi) = \frac{T_x(\xi)}{C_k} \quad \text{con } C_k = \text{rigidezza longitudinale del battistrada per unità di lunghezza dello pneumatico}$$

4 \rightarrow rigidezza, "molla virtuale"

1° CASO: $f_s = f_d$

in modo tale da imporre un'aderenza, con
 seguito da una pressione nulla come richiesto dalla
 presenza di una carta rigida
 dell' pneuma

Immediatamente per semplicità si considera un andamento parabolico della pressione $p(\xi)$.
 Dal grafico si osserva che inizialmente T_x cresce linearmente con ξ questo perché siamo in
 aderenza, e vale: $T_x \leq f_s \cdot p(\xi) \Rightarrow T_x = -k \cdot \sigma \cdot \xi \Rightarrow$ Dunque ci muoviamo lungo una retta.
 Successivamente quando ci troviamo nel punto C vengono raggiunte le condizioni di limite di
 aderenza e dunque da quel momento in poi all'aumentare di ξ avremo un andamento
 parabolico, cioè le T_x sono proporzionali a $p(\xi) \Rightarrow T_x(\xi) = f_d \cdot p(\xi) \Rightarrow$ cioè siamo in scivolamento
 È importante osservare che aumentando lo scorrimento σ aumentiamo l'inclinazione della retta
 e questo fa diminuire la zona di ADERENZA, aumentando lo strisciamento:



Come è visibile dal grafico all'aumentare di σ ,
 aumenta l'inclinazione della retta che si sposta da
 OC a OC' diminuendo la zona di aderenza e di
 conseguenza aumentando la zona di strisciamento
 [Analogamente: diminuendo σ aumenta la zona di
 aderenza e diminuisce quella di strisciamento.]
 Al limite se $\sigma = 0 \Rightarrow T_x = 0$
 e avremo soltanto ADERENZA e viene annullato
 lo scorrimento: $\sigma = \frac{V_x - wR_0}{Y_x} = 0$ poiché se $\sigma = 0$
 $V_x = wR_0$

L'effetto della pressione $p(\xi)$ è quello di "allargare" o "stringere" la curva parabolica.

Se diminuisco il coeff. di attrito f , la curva $f \cdot p(\xi)$ si sposta verso il basso il limite di
 aderenza si sposta da C a D' \Rightarrow ovvero una diminuzione del coeff. attrito f mi porta ad una
 riduzione della zona di aderenza e di conseguenza aumenta la zona di strisciamento.

Si nota che al limite $f \rightarrow 0$ avremo solo strisciamento.

2° CASO: $f_d < f_s$

Nella retta $f_d \neq f_s$ e in particolare vale che: $f_d < f_s$. Quindi inizialmente al crescere di ξ , T_x
 cresce linearmente e ci muoviamo su una retta: $T_x = -k \cdot \sigma \cdot \xi$. Quando raggiungiamo il punto
 C vengono raggiunte le condizioni di limite di aderenza. Si passa nella cosiddetta zona di
 MICRO-SLITAMENTI (rette verticali) quindi l'andamento prosegue lungo la curva parabolica.
 Questo fenomeno di micro-slitamenti si ha perché quando passiamo dalle condizioni di aderenza
 quella di slittamento passiamo da un f_s ad un f_d più piccolo e quindi ci spostiamo su una
 curva delle pressioni minori.
 Nella retta verticale si mantiene costante ξ .

FORZA LONGITUDINALE RISULTANTE F_x

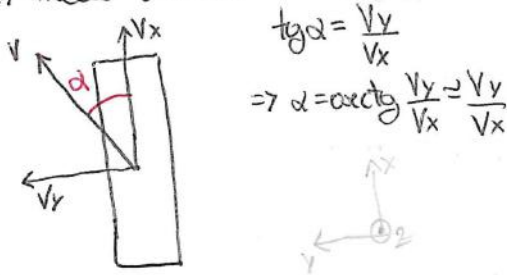
Rappresenta la forza longitudinale che può trasmettere il veicolo:

$$F_x = \int_0^{2a} T_x(\xi) d\xi$$
 e rappresenta l'area tratteggiata in rosso nel grafico 1° caso.

• **SCORRIMENTO LATERALE** ($\alpha, \sigma=0$) σ = scorrimento longitudinale, α = angolo di deriva

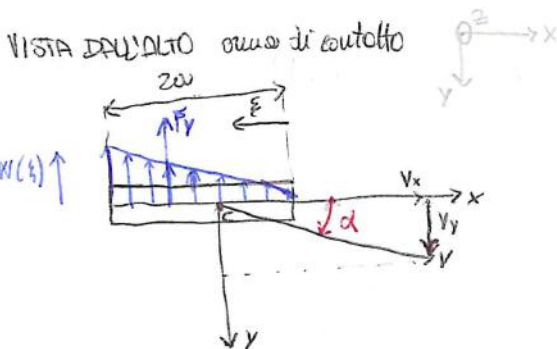
Lo pneumatico sviluppa ampie forze laterali \rightarrow infatti in curva lo pneumatico si deforma, cioè abbiamo anche degli scorrimenti laterali.

Nel caso precedente abbiamo considerato un puro scorrimento longitudinale σ con angolo di deriva $\alpha=0$. Adesso consideriamo la **deriva semplice** dello pneumatico, cioè consideriamo lo scorrimento longitudinale $\sigma=0$, ovvero $V_x = \omega R$ e quindi consideriamo nullo $T_x = 0$ ($T_x = -k \cdot \sigma \cdot \xi$) e quindi si suppone nullo la componente longitudinale F_x della forza di contatto. Bensì si considera un angolo di deriva α non nullo ($\alpha \neq 0$).



La DERIVA è quel particolare fenomeno che si manifesta nello pneumatico quando in curva, la direzione in cui punta la ruota non è la stessa di quella in cui punta il veicolo, ma si può sempre un dato angolo α che viene chiamato **ANGOLO DI DERIVA** (angolo tra la direzione longitudinale e la velocità della ruota). Ad esso è dovuta la possibilità dello pneumatico di esercitare forze laterali.

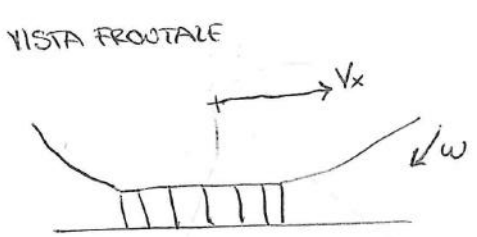
Anche in questo caso si può sfruttare il modello a spazzola per valutare le azioni tangenziali che si scambiano ruota e strada.



$w(\xi)$ è la deformazione laterale che subisce il tassello di uno pneumatico individuato dalle coordinate ξ , orientata in verso opposto ad x e con origine nel bordo di ingresso dell'ovale di contatto.

- HIPOTESI:
- quella in questo caso (modello a spazzola) la deformazione di ciascun tassello è indipendente da quella dei tasselli adiacenti.
 - DEFORMAZIONI LINEARI

Nel bordo di attacco la prima setola non si deforma, le successive si deformano come in figura. Cioè prime setole si deformano poco, le ultime sono più deformate.



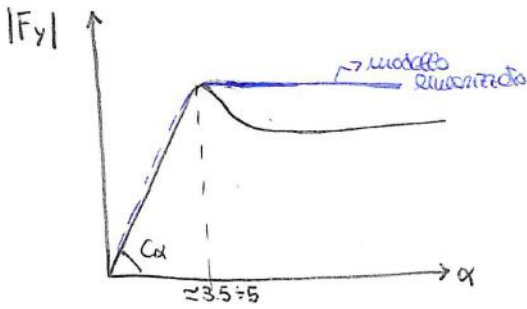
\Rightarrow RUOTA IN PURO RIGOLAMENTO ma sterzata \rightarrow setole ondinate. Le setole non risultano deformate. $\sigma=0$ $V_x = \omega R \Rightarrow$ ruota non ferma (PURO ROTOLAMENTO) $u=0$ DERIVA SEMPLICE (deformazioni nulle in x)

La velocità ^{setole} di una setola che si muove nell'ovale di contatto è:

$$v_y(\xi) = V \sin \alpha + \frac{dw}{dt}$$

che si può scrivere come: $v_y(\xi) = V \sin \alpha + \frac{dw}{d\xi} \cdot \frac{d\xi}{dt}$ [ωR non è perché si trova in direzione longitudinale]

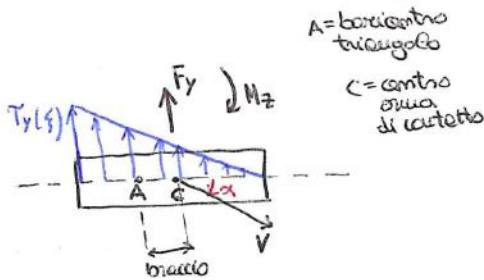
Siccome, nelle normali condizioni di marcia l'angolo di deriva α è piccolo ($2^\circ \approx 4^\circ$) allora:



$F_y = C_d \cdot \alpha$ $C_d = \text{RIGIDEZZA DI DERIVA}$

PNEUMATICO LINEARIZZATO

Come si osserva dalla seguente figura:



A = baricentro triangolo

C = centro orma di contatto

$f-a$ rappresenta il braccio calcolato rispetto al centro dell'orma di contatto.

La distribuzione di deformazione data origine ad una distribuzione di tensioni. Questa distribuzione di tensioni non è simmetrica e quindi si genera un momento diretto secondo l'asse z:

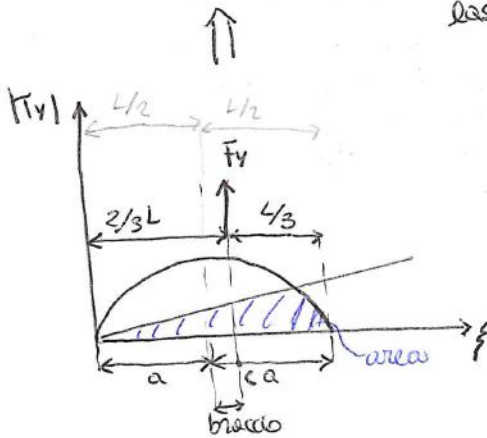
$M_z(f) = \int_0^{2a} T_y(f) (f-a) df$ MOMENTO DI AUTOALLINEAMENTO

Questo momento tende a portare l'asse della ruota lungo la direzione di V, cioè tende a ridurre α ⇒ ALLINEARE LA RUOTA

Per valori di α piccoli si ha che la zona di aderenza coincide approssimativamente con l'intera orma di contatto e conseguentemente il momento di autoallineamento M_z vale:

$M_z(f) \rightarrow 0 \approx F_y \cdot \frac{a}{3}$

MOMENTO DI AUTOALLINEAMENTO che tende a far diminuire l'angolo RESPONSABILE della tendenza delle ruote a tornare dritte se si lascia le volante in curva.



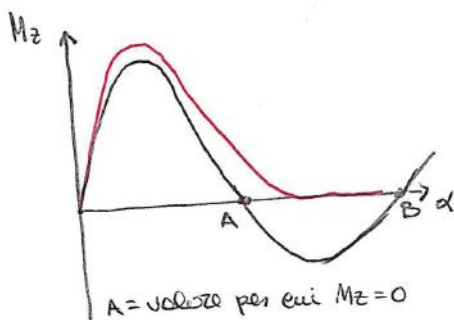
$L=2a$
braccio = distanza tra F_y e mezzanina = $a - \frac{L}{3} = a - \frac{2a}{3} = \frac{a}{3}$

$M_z = F_y \cdot \frac{a}{3}$

Per α molto piccoli l'area possiamo considerarla un triangolo.

$\frac{1}{2} \cdot \frac{L}{3} = \frac{3L-2L}{6} = \frac{L}{6} \Rightarrow M_y = F_y \cdot \left(\frac{L}{6}\right)$
braccio

Per α molto grandi, la distribuzione delle tensioni tangenziali è pressoché simmetrica e dunque, in virtù di detta simmetria, il momento dovrà annullarsi.



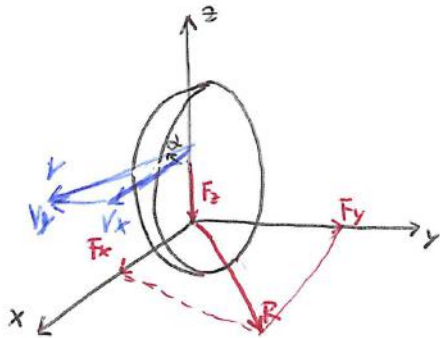
A = valore per cui $M_z = 0$

Aumentando α si tende verso uno strisciamento completo e quindi ad una distribuzione simmetrica, si ha che dopo un massimo, M_z tende a zero per valori crescenti di α .

- Si ha un primo tratto in cui il momento cresce linearmente poi raggiunge un massimo e infine decresce perché all'aumentare di α il braccio diminuisce (mentre F_y continua a crescere o rimane costante)
- in questo caso si ha un'inversione di segno, cioè avviene quando il baricentro è avanti rispetto al centro dell'orma

° CARICO COMBINATO

Abbiamo la presenza in contemporanea dello scostamento σ e della deriva α .
 È la situazione più frequente!! In questo caso si ha la contemporanea produzione di forze in direzione longitudinale F_x e in direzione trasversale (laterale) F_y .



Immaginiamo di forzare a terra la ruota con un carico verticale F_z che dato il pismo di contatto potrebbe determinare al limite dell'aderenza una forza totale R :

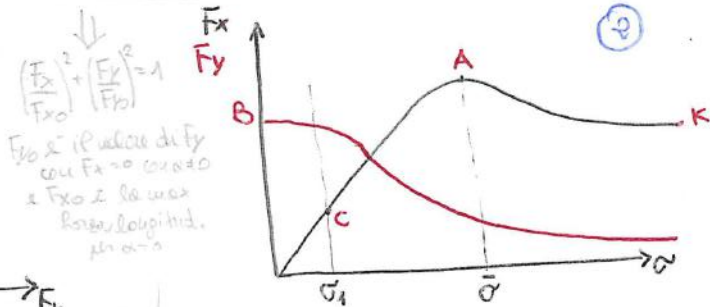
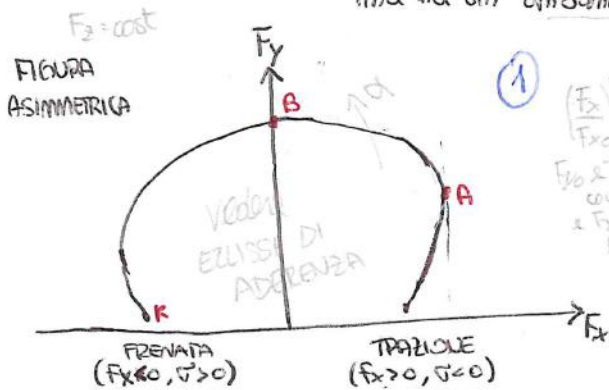
$R \leq \mu F_z$ LIMITE DI ADERENZA

$R = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$ con F_x e F_y componenti di R

F_x nasce se solo in TRAZIONE o FRENATA ($\sigma \neq 0$)
 F_y nasce se l'angolo di deriva $\alpha \neq 0$ (in curva)

Non si possono raggiungere contemporaneamente le condizioni di $F_{y,max}$ e di $F_{x,max}$:

$F_{y,max} \neq F_{x,max} \Rightarrow$ questo comporta che la risultante R non ha un andamento circolare ma ha un andamento ELLITTICO



Per avere forza $F_{y,max}$ deve essere valida l'ipotesi che F_x non sia sviluppata a terra: se $F_y = F_{y,max} \Rightarrow F_x = 0$
 Analogamente per avere $F_{x,max}$ deve essere nulla $F_y = 0 \Rightarrow$ TRAZIONE o FRENATA PURA RPO CARICO LATERALE

In altre parole: se sto impegnando l'aderenza in laterale ($F_{y,max}$) allora in longitudinale lo pneumatico non sviluppa F_x perché non ha aderenza disponibile in quella direzione. Altrimenti vale se sto impegnando tutta l'aderenza in longitudinale ($F_{x,max}$) allora non ne avrò a disposizione in laterale ($F_y = 0$). In realtà riusciamo a trovare una certa deformabilità anche nell'altra direzione, cioè se ho $F_{x,max}$ avrò una piccola F_y e non $F_y = 0$. In pratica **l'impegno di aderenza in una direzione riduce l'aderenza disponibile nell'altra**.
 Cioè se sfruttiamo tutta la deformabilità dello pneumatico in longitudinale, non lo possiamo sfruttare in laterale. Più precisamente, applicando una forza motrice o frenante ad uno pneumatico che abbia un certo angolo di deriva, la forza di deriva si riduce; così come si riduce la forza longitudinale di uno pneumatico che eserciterebbe se è presente anche una forza laterale.

Se ad esempio fossimo al limite dell'aderenza globale di una gomma perché stiamo facendo al limite del massimo σ se stessimo accendendo al limite della forza massima è chiaro che la forza risultante R sarebbe nella stessa direzione della forza longitudinale: $R_{max} = F_{x,max}$; altrettanto

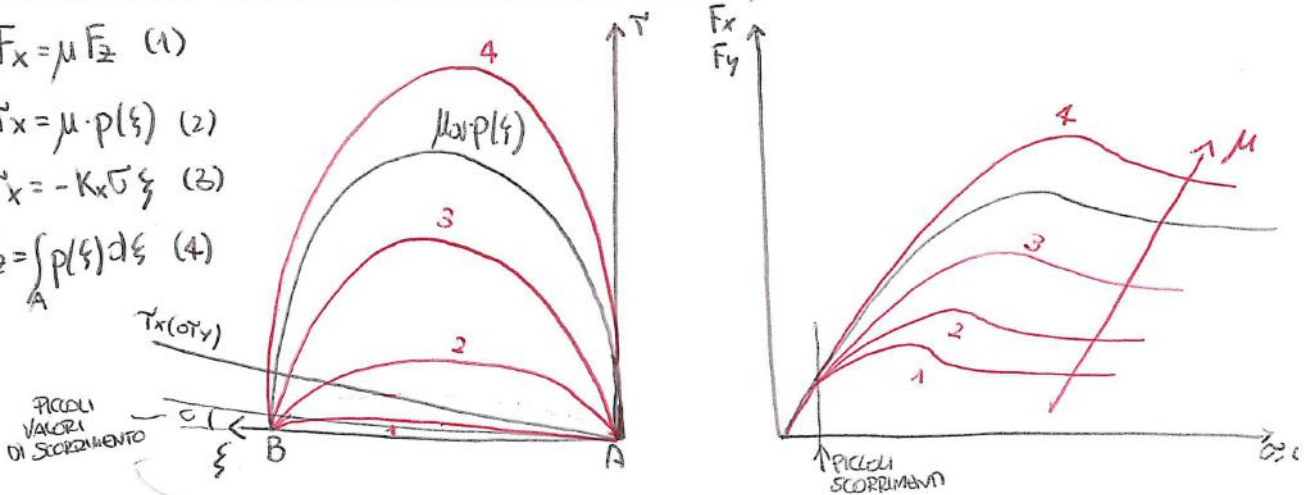
• EFFETTO DELLA VARIAZIONE DEL COEFFICIENTE D'ATTRITO μ

$$F_x = \mu F_z \quad (1)$$

$$T_x = \mu \cdot p(\xi) \quad (2)$$

$$T_x = -K_x \sigma \xi \quad (3)$$

$$F_z = \int_A p(\xi) d\xi \quad (4)$$



In questo caso si mantiene costante F_z e si aumenta $\mu \rightarrow$ si osserva dalla (1) che aumenta F_x . F_z costante significa $p(\xi)$ costante \rightarrow area di contatto costante.

Per piccoli valori di scorrimento σ , le tensioni T non vengono influenzate da μ !! Questo perché lo pneumatico non si accorge se c'è neve o pioggia ma si prende quello che la strada gli dà. E la strada vede che quando lo pneumatico ha bisogno di applicare forze sotto base e terra, le riesce a applicare sia se l'aderenza è bassa o alta. Tanto la distribuzione di pressione che gli occorre ce l'ha.

Piccoli scorrimenti σ significa per la (3) piccoli T , e osservando la figura al di là che siamo in 1, 2, 3 o 4 le tensioni T sono sempre le stesse.

L'effetto dell'aumento di μ è quello di aumentare il massimo della curva parabolica: $\mu \cdot p(\xi)$. Perché p è costante quindi aumentando μ aumenta il prodotto $\mu \cdot p(\xi)$.

Osservando la seconda figura si osserva che aumentando μ aumenta F_x (o F_y) però si osserva anche che la pendenza delle curve rimane la stessa perché l'area di contatto non cambia.

L'EFFETTO DELLA AUMENTO DI μ È CHE AUMENTANO I MASSIMI DI F_x (o F_y) PERÒ NON CAMBIANO LE PENDENZE DELLE CURVE (C_x o C_y).

Aumentando μ aumentano i massimi delle curve in modo proporzionale a μ .

↳ SPIEGATO MEGLIO

PER PICCOLI VALORI DI α O DI σ LA RIGIDEZZA C_x O C_y NON È INFLUENZATA DALL'ATTRITO μ .

Osservando il secondo grafico vediamo che per piccoli valori di scorrimento σ (o di deriva α) la forza longitudinale F_x (o forza laterale F_y) non cambia di molto. Infatti a bassi σ o α , la rigidità C_x o C_y non dipende dall'attrito μ .

Ad esempio: se freno o punto da asfalto asciutto o bagnato non mi accorgo di nulla!! Invece per alti valori di σ (o α) noto un aumento sostanziale di F_x (o F_y) con μ .

$$C_\sigma = \left(\frac{dF_x}{d\sigma} \right)_{\sigma=0}, \quad F_x = C_\sigma \cdot \sigma$$

NEL PRIMO TRATTO (cioè per piccoli scorrimenti σ) siccome F_x non cambia di molto allora C_σ è costante.

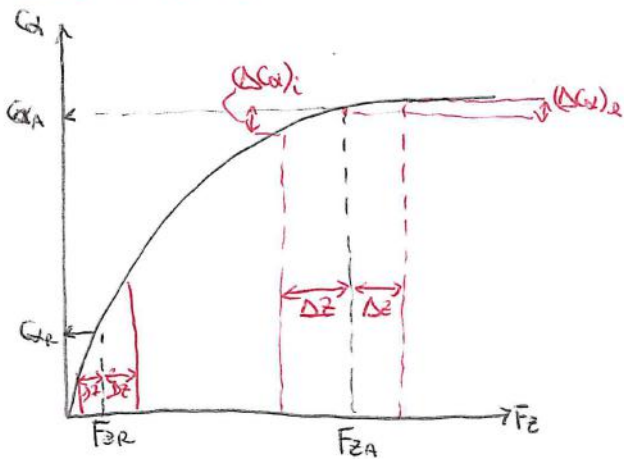
Cioè di C_σ dipende da F_x e F_y . Siccome quest'ultime non cambiano non cambia neanche C_σ .

ATTENZIONE che per **L'EFFETTO DI F_z NON È LINEARE !!**

Ovvero: inizialmente aumentando F_z , aumenta F_x , ma poi a parità di aumento di F_z , F_x aumenta sempre meno poiché non posso tramite F_z deformare più di tanto la gomma.

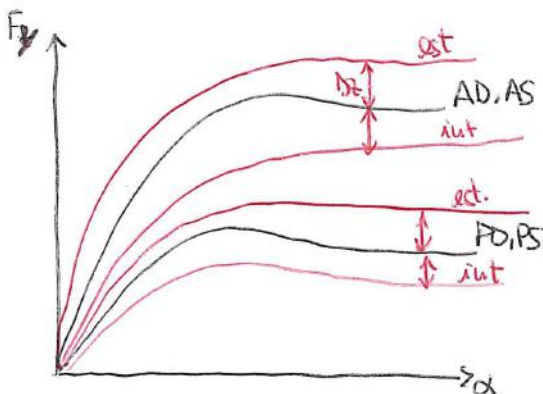
Così un aumento che aumenta F_z aumenta l'area di contatto e quindi aumenta F_x .
 Però ad un certo punto l'area di contatto non aumenta più e quindi si assiste ad un minimo aumento di F_x con F_z .

VARIATIONE $C_d - F_z$



$$C_{d,m} = \left(\frac{C_{d,e} + C_{d,i}}{2} \right)$$

RIGIDEZZA IN DERIVA
 MEDIO DELL'ASSE



DINAMICA DI UNO PNEUMATICO - PNEUMATICO IN CONDIZIONI DI TRANSITORIO

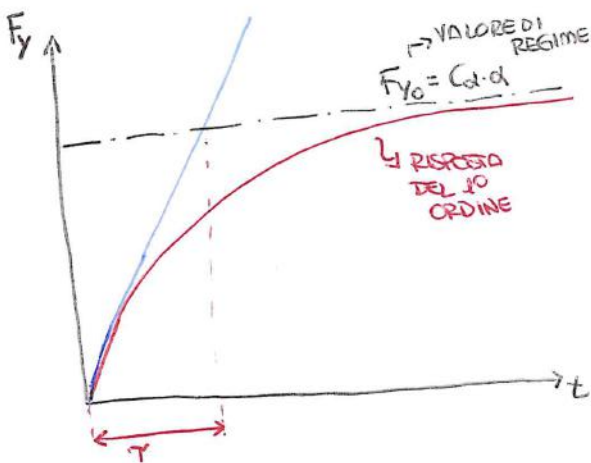
Finora abbiamo considerato lo pneumatico in condizioni stazionarie. Adesso considereremo il comportamento in TRANSITORIO dello pneumatico.

In effetti inizialmente quando il veicolo è fermo, non c'è scorrimento sullo pneumatico. Esso nasce lentamente per poi raggiungere il valore di regime, quindi la forza longitudinale F_x non nasce istantaneamente. Allo stesso modo la forza laterale F_y dovuta a deriva, non nasce istantaneamente ma si verifica con un certo ritardo dovuto principalmente alla deformabilità della carcassa dello pneumatico. In effetti quando si sterza non esce subito una forza laterale F_y . Quando si sterza si ha che l'angolo di deriva cresce linearmente nel tempo, ma se la uscita ^{uscita} è rapida lo pneumatico non risponde istantaneamente, e dunque si andrà ad analizzare il comportamento dello pneumatico nel transitorio.

Ci sono due modelli:

TRANSITORIO DI DEFORMAZIONE: si può pensare che la forza vari subito e la gomma si mette del tempo a deformarsi, quindi σ o α sono in ritardo.

TRANSITORIO DI FORZA: si può pensare che scorrimento σ o deriva α variano istantaneamente, mentre la forza è in ritardo.



Finora abbiamo ipotizzato una risposta istantanea dello pneumatico, quindi dato un valore α si raggiunge istantaneamente il valore di regime.

$F_{y0} = C_{\alpha} \cdot \alpha$. Questo non ha nessun senso fisico perché non è così in quanto lo pneumatico risponde con un certo ritardo (più che altro con una certa dinamica). Lo pneumatico prima di sviluppare forza deve "caricarsi".

Lo pneumatico ha tantissimi modi di vibrazione significativi che ne caratterizzano il comportamento dinamico.

Fortunatamente, però, lo pneumatico ha la prima risposta dinamica molto simile a quella di un sistema del 1° ordine. È bene, però, sottolineare che lo pneumatico non ha solo un modo di vibrazione. Però il 1° modo di vibrazione è uguale all'andamento di un sistema modellabile con equazioni differenziali del 1° ordine. Cioè la risposta di uno pneumatico in transitorio è una risposta dinamica del 1° ordine.

PERCHÉ SI CONSIDERA SOLO IL PRIMO MODO DI VIBRARE AI FINI DELLA DINAMICA LATERALE?

Gli altri modi di vibrazione sono anche importanti soprattutto ai fini del confort o ai fini acustici. Nella dinamica laterale si considera il 1° modo perché generalmente se l'utente percepisce un modo tale che abbiamo 18 delle prime frequenze caratteristiche molto basse.

(quante var mode)

SOSPENSIONI: MOLLE & AMMORTIZZATORI

MONOSOSPENSIONE

Cioè quando 1 del veicolo

- MODELLO 1 dof
- MODELLO 2 dof

SOSPENSIONE A RUOTE INDIPENDENTI: ogni sosp. è collegata alla vettura in maniera indipendente

MASSA SOSPESA: tutta quella parte che si sospesa dal telaio, cioè due grossi sulle sospensioni

MASSA NON SOSPESA: tutto quello che non è sospeso ed esempio le ruote, i freni, una parte delle sospensioni

Sospensioni in ottica di copie le relazioni che ci sono tra massa sospesa, elementi elastici, elementi smorzanti con il loro collegamento al telaio tramite lo pneumatico.

Ci fanno capire l'influenza della massa non sospesa sul veicolo in termini di COMFORT.

COMFORT: è ciò che percepisce il guidatore. Ho dei limiti imposti dalle normative

HANDLING: legato alle forze di scorbio tra terreno e ruota. Problemi di direzionalità del veicolo. (guidabilità)

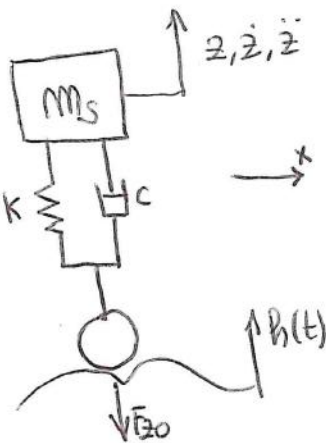
A volte per ottimizzare uno peggioro l'altro.

In studio di vibrazioni indotte dalle irregolarità stradali

SIAMO IN DINAMICA VERTICALE che ha lo scopo di determinare la risposta del veicolo (in termini di moto vincolato e di forze scorbiate con la strada) indotta dalla geometria del fondo stradale. Nella DINAMICA VERTICALE si considerano le sospensioni che danno il duplice effetto:

- RIPARTIRE LE FORZE SCORBIATE TRA TERRENO + CARICA DEL VEICOLO (elementi elastici)
- SMORZARE LE SUDETTE FORZE (elementi smorzanti)

MONO-SOSPENSIONE 1DOF



Sistema ad 1 grado di libertà perché sto considerando solo la massa sospesa m_s e sto considerando massa non sospesa e pneumatico come corpi rigidi (quindi $K_p \rightarrow \infty$ RIGIDEZZA PNEUMATICO)

La massa sospesa è collegata ad un elemento elastico:

molla + smorzatore

STUDIARE LA RISPOSTA IN FREQUENZA DELL'OSCILLAZIONE DELLA MASSA SOSPESA 1DOF \rightarrow solo moto verticale della sospensione (massa sospesa)

obiettivo: ottimizzare il comfort e quindi minimizzare le accelerazioni

EQUAZIONE DEL MOTO: $m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = c\dot{h} + kh$ (1)

forzante di tipo sinusoidale: $h(t) = h_0 \cdot e^{i\omega t}$

segnale di uscita: $z(t) = z_0 \cdot e^{i\omega t}$

substituendo in (1) ottengo:

$(-m\omega^2 + i\omega c + k)z_0 = (i\omega c + k)h_0$

AMPIEZZA $\left| \frac{z_0}{h_0} \right| = \sqrt{\frac{k^2 + c^2\omega^2}{(k - m\omega^2)^2 + c^2\omega^2}}$

FASE $\varphi = \arctan \frac{-c m \omega^3}{k(k - m\omega^2) + c^2\omega^2}$

Posso calcolare la funzione accelerazione/spostamento come funzione di trasferimento:

$\left| \frac{\ddot{z}_0}{h_0} \right| = \omega^2 \left| \frac{z_0}{h_0} \right|$

ω è la pulsazione della forzante, ovvero della forza che sollecita il sistema \rightarrow pulsazione impressa dalle irregolarità stradali.

$\omega_m = \sqrt{\frac{k}{m}}$ PULSAZIONE NATURALE
 è la pulsazione con cui oscillerebbe il sistema in assenza di smorzamento

$\zeta = \frac{c}{2 m_s \omega_m}$

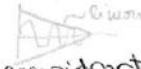
Lo smorzamento critico è quello per cui $|\frac{z_0}{\omega_0}|$ è sempre < 1 .

Nel nostro caso non si può perché z_0/ω_0 possono sempre per 1. La risposta è amplificata \rightarrow non è un sistema con smorzamento critico ma è un sistema con eccitazione della base.

Dal rapporto tra C_{ott} e $C_{critico}$ si ottiene il coeff. di smorzamento ottimo:

$$\zeta_{ott} = \frac{C_{ott}}{C_{critico}} = \frac{1}{2\sqrt{2}} = 0,35 \Rightarrow \zeta < 1$$

SOSPENSIONE SOTTO SMORZATA
anche se gli ammortizzatori non sono lineari



Questo smorzamento già è un po' alto \rightarrow questo perché abbiamo considerato un ammortizzatore lineare. In realtà gli ammortizzatori non sono linearizzati (però questi numeri li servono come ordini di grandezza).

Questo modello è molto ottimistico \rightarrow non può essere utilizzato nella modellazione che riguarda il confort di un veicolo. Però questo modello rappresenta il punto di partenza.

Questo risultato non vale per qualunque condizione del veicolo. Se trattiamo un problema di vibrazione con equaz. differenziali lineari troveremo C_{ottimo} come ammortamento di una funzione che ha un massimo. Così come troviamo un ζ_{ottimo} che limita il valore massimo la caratteristica di trasmissibilità tra l'accelerazione della massa sospesa e l'accelerazione a terra.

il C_{ott} oltre a minimizzare l'accelerazione minimizza anche la forza tra massa a terra e quindi anche l'occupazione d'inerzia.
Per minimizzare F_z dopo minimizzare K . Però $\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{m}}$ o anche $f_n > 1$

FORZA A TERRA O FORZA DINAMICA

Nella dinamica del veicolo è importante anche la forza scaricata a terra, che deve essere tenuta sotto controllo.

$$F_z = c(\dot{z}-\dot{h}) + K(z-h) = -m\ddot{z}$$

$$F_z = Kz$$

= $\downarrow \uparrow$

basse frequenze \rightarrow bassi $K \rightarrow$ aperte di F_z
alte oscillazioni di forza

La forza a terra non dipende solo dalla velocità del terreno ma dipende anche dalle mazzette che si effettuano (cambio di traiettoria o di accelerazione).

Per il confort devo minimizzare la forza a terra, cioè devo avere piccole variazioni di forza F_z .

(vedere appunti 2018)

A basse frequenze ho bassi K e più oscil. di F_z

$\omega_n > 1$ Hz ottimali nel di auto più sospensioni molto morbide

JERK

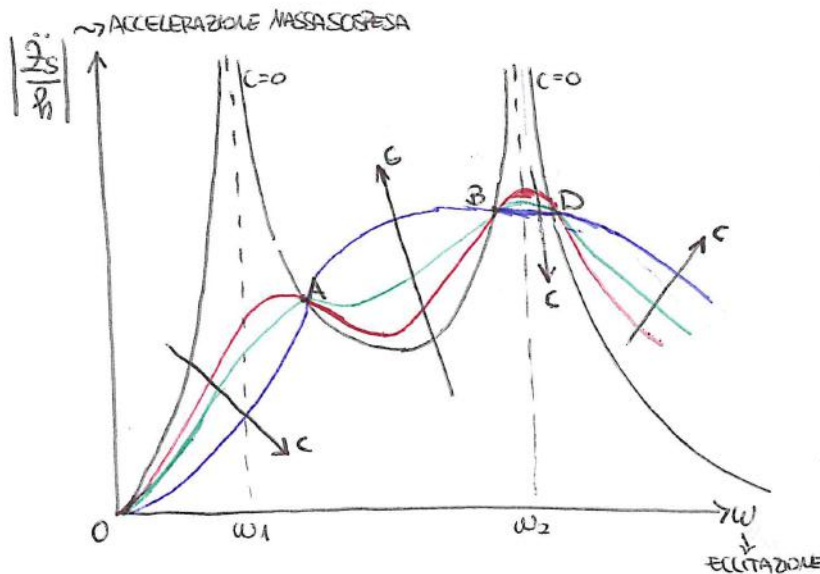
In termini di DRIVABILITY il guidatore nella dinamica longitudinale avverte le VARIAZIONI di ACCELERAZIONE \rightarrow esse danno un senso di SCUOTIMENTO/SALTEMENTO.

Si definisce la grandezza: $Jerk = \frac{d\ddot{x}}{dt}$ come derivata dell'accelerazione \rightarrow cioè abbiamo una variazione di inerzia

(vedere sugli appunti il discorso di K_{terra})

MASSOSPENS
SISTEMA 1 g.d.l. = non mi permette di usare questo modello per capire il confort perché è un modello molto semplice che considera pneumatico e massa sospesa rigide \rightarrow è un sistema a basse frequenze che non mi dice ogni base succede ad alte frequenze

Aandamento delle accelerazioni della massa sospesa m_s :



Dal punto di vista del COMFORT è più importante l'aandamento della massa sospesa.

SISTEMA 2gdl \rightarrow 2 picchi di risonanza

$c = 0$ NESSUN SMORZAMENTO

$c = \frac{Cott}{2}$

$c = Cottimo$

$c > Cottimo$

Rispetto al sistema 1gdl tutte le curve passano per 3 punti: A, B, D indipendenti dal valore di smorzamento (c)

TRATTO OA : Per bassi valori della frequenza della forzante ω , all'aumentare dello smorzamento c si riduce l'ampiezza dell'oscillazione dell'accelerazione. In altre parole: aumentando il coefficiente di smorzamento dell'ammortizzatore, a basse frequenze, ottengo un'attenuazione dell'accelerazione della massa sospesa.

esempio: quando vado a basse velocità su una strada che presenta dei dossi (con i quali eccito la forzante con delle frequenze proprie più basse di quelle del punto A) più aumento lo smorzamento e più riduco l'ampiezza dell'accelerazione.

TRATTO AB : A frequenze intermedie (cioè quando mi trovo tra i due autoveicoli ω_1 e ω_2) all'aumentare del coeff. di smorzamento c aumento l'ampiezza dell'oscillazione.

esempio: se vado più veloce in modo da eccitare la forzante con una frequenza maggiore di quella del punto A, il risultato è che a parità di ammortizzamento c l'accelerazione ~~dentro~~ aumenta \rightarrow il fatto che l'accelerazione aumenta viene avvertito da passeggeri e merci \rightarrow ha influenza sul COMFORT.

TRATTO BD : A frequenze elevate (tra B e D) all'aumentare del coeff. di smorzamento si riducono le accelerazioni.

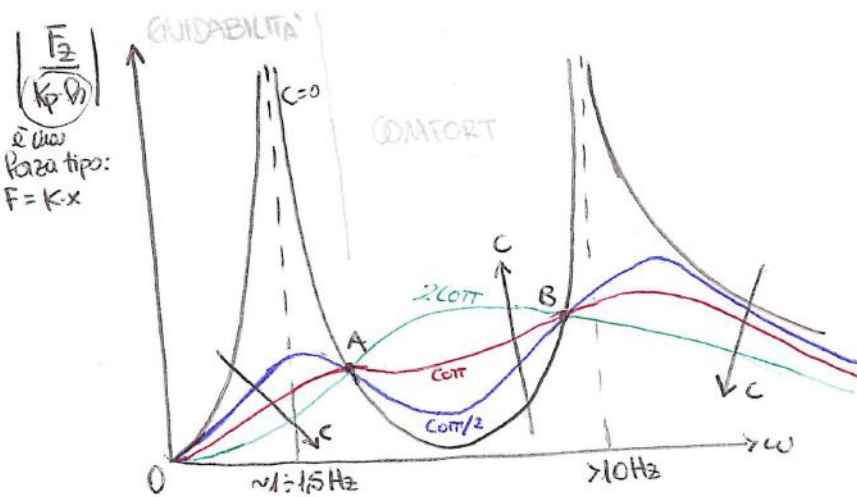
esempio: andando ancora più veloce si ritrova lo smorzamento, cioè si ritrova ad avere delle accelerazioni più contenute.

dopo D: aumentando ulteriormente la velocità si assiste nuovamente ad un incremento di accelerazione.

In passato si utilizzavano dei SISTEMI PASSIVI, i quali funzionavano in modo tale che le sospensioni venivano ottimizzate in modo da ottenere una risposta della forma $\frac{Cott}{2}$ \rightarrow cioè si prendeva una forma intermedia tra tutte in modo da garantire più o meno una prestazione uniforme. Infatti quello che dà fastidio ai passeggeri è una VARIAZIONE TROPPO ALTA DI ACCELERAZIONE.

Oggi si utilizzano dei SISTEMI ATTIVI di controllo delle sospensioni, i quali funzionano in modo tale da cambiare le caratteristiche di smorzamento a seconda della forzante che va ad eccitare le ruote. Quindi oggi si parla di vetture con MOLLE AD ARIA o con SOSPENSIONI ATTIVE, cioè dei sistemi a bordo veicolo che regolano il fattore di smorzamento dell'ammortizzatore in base alle condizioni

- Andamento della forza verticale (dinamica) applicata a terra;



È molto simile ad'accelerazioni delle ms, soltanto che ha dei venti + marcia
 la 1° frequenza corrisponde alla massa sospesa (alla carcassa);
 la 2° frequenza è legata alla massa non sospesa. Tutte le altre frequenze sono dovute al fatto che la massa sospesa è collegata ad uno pneumatico che ha molti modi di vibrare.
 lo pneumatico è l'elemento più elastico che noi abbiamo considerato come una sola rigidità (una molecola) ma essi ha molti modi di vibrare che da noi sono percepiti come RUMORE.

Questa volta le curve passano solo per due punti: A e B

TRATTO OA: all'aumentare del coeff. di smorzamento c si riduce la trasmissibilità.

TRATTO AB: all'aumentare di c , la trasmissibilità aumenta.

DOPO B: all'aumentare di c , la trasmissibilità diminuisce.

In corrispondenza di certe pulsazioni della forzante quando il coeff. di smorzamento è basso (ammortizzamento basso) la forza a terra è prossima a zero.

C'è un'alta velocità in corrispondenza delle quali si rischia di avere delle forze a terra prossime a zero → questa è una condizione, da un punto di vista della sicurezza, molto CRITICA!! ⇒ significherebbe che la ruota si solleva da terra!!

non è la forza statica $F_s = \frac{m \cdot g}{K}$ che è sempre.

Stiamo considerando solo la componente dinamica della forza verticale → che è quella per la GUIDABILITA' che deve essere costante su un grande range di frequenza (C_{crit}).

Nel caso della forza conviene avere un $c > C_{crit}$ (anche se di poco).

Si osserva che sia sul 1° picco sia sul 2° picco la F_z è più alta per valori di C_{crit} .

Per la **TENUTA DI STRADA** si osserva che la curva $2C_{crit}$ è meglio di quella C_{crit} .

Per il **COMFORT** è meglio la curva C_{crit} rispetto alla curva $2C_{crit}$.

Quindi se miglioro comfort, penalizzo la guidabilità.

A frequenze più basse è più importante la guidabilità perché il guidatore non è in grado di avvertire quelle frequenze (quindi a basse frequenze il comfort è poco importante). Per quanto riguarda la guidabilità è meglio avere un c leggermente maggiore di C_{crit} → si vede dal grafico nel tratto OA dove per avere una forza più costante possibile è meglio $c > C_{crit}$. ⇒ MIGLIORE

PER LA GUIDABILITA' la forza dinamica deve essere la più costante possibile → non deve avere grandi variazioni di forza perché altrimenti ~~il guidatore~~ non ha buona tenuta di strada.

A frequenze intermedie (tra i due picchi tra 1 e 10 Hz) diventa più importante il COMFORT perché le piccole frequenze vengono avvertite dal guidatore. Dunque dal grafico si nota che è meglio avere un $c = C_{crit}$ e non $c > C_{crit}$ perché se $c > C_{crit}$ si ha una maggiore oscillazione di forza che viene avvertita dal guidatore. A frequenze maggiori di 26 Hz possono tornare.

SOSPENSIONI: MODELLO A TRAVE PER MODI VERTICALI (SUCCINTAMENTO) e BECCHEGGIO

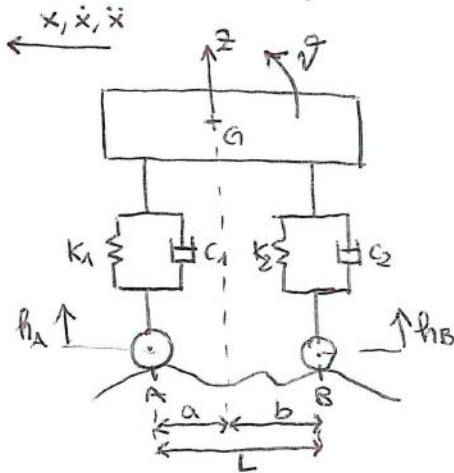
Fino a abbiamo visto il caso di una massa ideale sospesa rispetto ad uno pneumatico, adesso stiamo considerando il modello di una massa sospesa con beccaggio e succintamento verticale, che è un modello più realistico del comportamento dinamico delle sospensioni poiché considera sia l'asse posteriore che quello anteriore. Questo perché nella realtà il comportamento dinamico della massa sospesa dipende sia dall'asse anteriore che da quello posteriore.

BECCHEGGIO: è una rotazione intorno all'asse trasversale y

ROLLO: è una rotazione intorno all'asse longitudinale x *

IMBARBATA: è una rotazione intorno all'asse verticale z

* L'asse di rotazione NON È QUASI MAI PARALLELO AL TERRENO!! Può essere inclinato in avanti (questo succede nei veicoli passeggeri dove serve il trasf. di carico → serve per accentuare il trasf. di carico dell'avantreno e quindi accentuare il comportamento sottossterzante) o all'indietro.



IPOTESI: prendo una massa sospesa e la considero come se fosse CORPO RIGIDO anche se in realtà non lo è!!

z e φ sono le coordinate indipendenti del sistema
 ↓ ↓
 SUCCINTAMENTO ROTAZIONE
 VERTICALE

$m_T = m_S, m_M = 0$ (non ho massa non sospesa)

$c_1 \neq c_2, k_1 \neq k_2 \Rightarrow$ sosp. anteriore \neq sosp. posteriore

$J_y =$ momento d'inerzia intorno all'asse y

ROTAZIONI DOVUTE AL BECCHEGGIO sono trascurabili in termini di variazioni di ruote A e B.

IPOTESI: $L = a + b = \text{costante}$

perché trasuro le sospensioni (se sosp. o bracci lunghi $\Rightarrow L \neq \text{cost}$ (ma se semplifico \rightarrow non c'è sospensioni $\Rightarrow L = \text{cost}$)

In questo modello le sospensioni non esistono come vincoli cinematici, ma esistono come AMMORTIZZATORI / MOLLE \rightarrow non ho scoppimento tra moto longitudinale - trasversale.

Questo sistema vale per il moto di beccaggio e di rollio \rightarrow il CENTRO DI BECCHEGGIO dipende dalle sospensioni. Per noi non esiste vincolo cinematico \rightarrow la cassa (m_S) non ha vincoli di movimento.

IPOTESI IMPORTANTE: $v = \dot{x} = \text{costante} \Rightarrow$ significa $(\Delta F_z = m \dot{x} \frac{v}{L} = 0$ poiché $\dot{x} = 0$)

Altrimenti avrei dei trasferimenti di carico in quanto la massa sospesa esercita delle azioni inerziali $m \dot{x} \frac{v}{L}$.

E per quanto riguarda la ruota?

- $\left\{ \begin{array}{l} k_p \rightarrow \infty \text{ PNEUMATICO RIGIDO} \rightarrow \text{avei un sistema a 2 gdl} : \text{HP1} \\ k_p \neq 0 \text{ PNEUMATICO DEFORMABILE} \rightarrow \text{avei un sistema a 2 gdl} : \text{HP2} \end{array} \right.$

Nella realtà non si costruiscono macchine con $i_0=1$ poiché le sospensioni anteriori e quella posteriori sono collegate alla massa sospesa.

Se $i_0=1 \Rightarrow$ MODELLO OBSOLETO poiché disaccoppio il moto della sosp. anteriori con il moto della sospensioni posteriori.

CONDIZIONE LIMITE: se $k_1 \cdot a = k_2 \cdot b \Rightarrow \frac{k_1}{b} = \frac{k_2}{a} \Rightarrow \omega_1 = \omega_2$

CONDIZIONE DI ISOFREQUENZA
che non si vuole realizzare
(1 centro di rotaz. che corrisponde al beccheggio)
l'altro è ell'00, ovvero coincide con lo scardimento

Se $\omega_1 \neq \omega_2$ i centri di sospensione sono sui punti di attacco delle sospensioni ($i_0=1$).

Se si verifica contemporaneamente che $i_0=1$ e $\omega_1 = \omega_2$ allora qualsiasi combinazione di autovelocità e curvature va bene \Rightarrow cioè qualsiasi punto del veicolo è un centro di rotazione ovvero ha 00 punti di rotazione.

Oggi coi moderni sistemi di calcolo questo metodo fu superato e si usano vari criteri tra

• CRITERIO DI OLLEY (criterio empirico)

- $K_{FRONTI} = k_1 < K_{REAR} = k_2$ ($\approx 30\%$)
- $\omega_{BECCHEGGIO} = \omega_2 \approx \omega_1$
- $1 \leq f_{BECCH.}^2, f_{SCAR.}^2 \leq 1,5 \text{ Hz}$ (cioè le frequenze di rullo deve essere in questo campo)

\Rightarrow a differenza dell'altro metodo, in questo criterio si punta all'obiettivo e non a semplificare le equazioni (disaccoppiandole) perché ci si stacca troppo dal significato fisico.

Olley affronta il problema in modo più realistico \rightarrow lui fa delle ipotesi, cioè dà delle cond. di contorno e vede come diventano i parametri liberi di progettazione.

- Ad esempio lui ipotizza una rigidità davanti più piccola di quella dietro perché magari davanti ha una massa minore rispetto della massa che ha dietro \rightarrow come succede nei veicoli pesanti $k_f < k_r$ perché la sterzata viene prima sull'anteriore rispetto al posteriore \rightarrow se una è più rigida dell'altra, quella dietro ha un periodo più grosso \rightarrow rando le sterzate in fase \rightarrow lo sterzamento IN PARALLELO È MEGLIO DEL BECCHEGGIO da un punto di vista del comfort.

- Inoltre il criterio di Olley fa un'altra ipotesi: le due pulsazioni devono essere comparabili - questo perché non voglio un veicolo che sterzato in un certo modo reagisca in modo diverso verticalmente e nelle oscillazioni a beccheggio perché al guidatore viene il mal di mare.

rosso ricomporre F_a al baricentro G però a causa di ciò nasce un momento aerodinamico di beccheggio M_{y_a} intorno all'asse y .

Considerando le CONDIZIONI STATICHE: $V=0$ (veicolo fermo)

$$F_a = 0, F_{x_A} = F_{x_R} = 0$$

EQUAZIONI DI EQUILIBRIO:

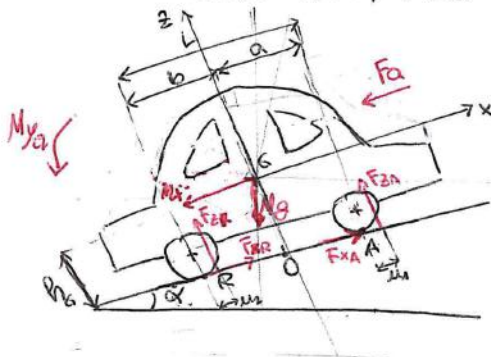
$$\begin{cases} \uparrow F_{z_A} + F_{z_R} = Mg \\ \curvearrowright_A F_{z_R} \cdot L - Mg \cdot a = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} F_{z_R} = Mg \frac{a}{L} \\ F_{z_A} = Mg \frac{b}{L} \end{cases}$$

se $a=b \Rightarrow F_{z_A} = F_{z_R}$

RIPARTIZIONE STATICA DELLA FORZA-PESO

in seconda della posizione del baricentro G possiamo avere maggior carico verticale all'anteriore o al posteriore

Posso descrivere il moto del veicolo su strada con una certa pendenza ($\alpha \neq 0$)
 Questa volta considero $\alpha \neq 0, V \neq 0$



Supponiamo che il veicolo si muova con una certa velocità V allora mascheriamo delle forze di inerzia $M\ddot{x}$, ovvero la resistenza del vento quindi nasce una forza aerodinamica F_a che supponiamo agisce nel baricentro e dunque avremo anche un momento aerodinamico M_{y_a} . A causa del moto mascheriamo anche delle forze longitudinali F_{x_A} e F_{x_R} .

EQUAZIONI DEL MOTO:

$$\begin{cases} \uparrow: F_{z_R} + F_{z_A} = Mg \cos \alpha \\ \rightarrow: F_{x_R} + F_{x_A} - F_a - Mg \sin \alpha = M \ddot{x} \\ \curvearrowright_O: F_{z_A}(a+u_1) - F_{z_R}(b-u_2) + Mg \sin \alpha \cdot h_G + F_a \cdot h_G + M_{y_a} + M \ddot{x} \cdot h_G = 0 \end{cases}$$

devo aggiungere F_a se ci fosse portanza o deportanza

in accelerazione aumento il carico sulla ruota post e nella stessa misura riduco il carico sulla ruota ant.

che se $V = \text{costante} \Rightarrow M \ddot{x} = 0$

IPOTESI:

$u_1 = u_2 = u \Rightarrow$ ipotesi sempre vera tranne nel caso di formula 1 e di trattori.

$F_a = F_{ax}, F_{az} = 0 \Rightarrow$ suppongo di avere solo resistenza aerodinamica e non portanza (o deportanza)

Risolvendo:

$$\begin{cases} F_{z_A} = Mg \cos \alpha - F_{z_R} \\ (Mg \cos \alpha - F_{z_R})(a+u) - F_{z_R}(b-u) + Mg \sin \alpha \cdot h_G + F_a \cdot h_G + M_{y_a} + M \ddot{x} \cdot h_G = 0 \end{cases} \Rightarrow$$

in salita carico il posteriore
in discesa carico l'anteriore

accelerando più veloce aumenta \ddot{x}

$$\Rightarrow \begin{cases} F_{z_A} = Mg \cos \alpha - F_{z_R} \\ Mg \cos \alpha \cdot a + Mg \cos \alpha \cdot u - F_{z_R} \cdot a - F_{z_R} \cdot u - F_{z_R}(b-u) + Mg \sin \alpha \cdot h_G + F_a \cdot h_G + M_{y_a} + M \ddot{x} \cdot h_G = 0 \end{cases}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} F_{z_R} = \frac{Mg}{L} \left[(a+u) \cos \alpha + h_G \cdot \sin \alpha + \frac{F_a \cdot h_G}{Mg} + \frac{\ddot{x} \cdot h_G}{g} \right] \\ F_{z_A} = \frac{Mg}{L} \left[(b-u) \cos \alpha - h_G \cdot \sin \alpha - \frac{F_a \cdot h_G}{Mg} - \frac{\ddot{x} \cdot h_G}{g} \right] \end{cases}$$

TRASFERIMENTO DI CARICO in condizioni di moto

$V =$ velocità del veicolo
 $\rho =$ densità dell'aria
 $C_x =$ coeff. aerodinamico lungo x
 $S =$ superficie frontale del veicolo

Più grande velocità più carico il posteriore.
 Se applico una F_x sul posteriore e sulle ante questo non equilibra l'accelerazione perché questa dipende dalla risultante delle forze. Il TRASFERIMENTO di \ddot{x} non dipende da quale \ddot{x} è vettore ma dipende solo dallo risultato delle forze in non dell'asse cui applico le for.

con: $F_a = \frac{1}{2} \rho S C_x V^2$ FORZA AERODINAMICA \Rightarrow

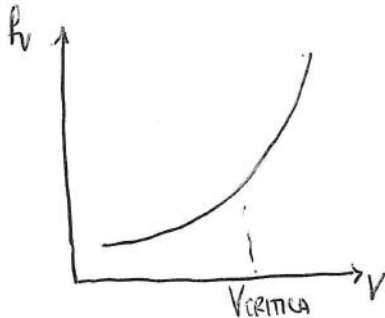
Ai fini pratici, la resistenza al rotolamento si può esprimere:

$$X_r = f_v \cdot F_z = (f_0 + f_2 V^2) \cdot Mg \cos \alpha$$

F_z è il carico verticale agente sulla ruota

f_v è il coefficiente di rotolamento, ovvero il coeff. di attrito volante

f_v si ricava sperimentalmente ed è dipendente dalla velocità:



Al di sotto della $V_{critica}$ f_v cresce lentamente con la velocità, al di sopra di $V_{critica}$ f_v incomincia a crescere rapidamente con la velocità.

La $V_{critica}$ è quella velocità che porta all'istaurarsi di moti vorticosi legati alla struttura dello pneumatico.

Al di sotto della velocità critica, questo coeff. f_v si può esprimere come:

$$f_v = f_0 + f_2 V^2 \quad \text{dove } f_0 \text{ e } f_2 \text{ sono due coefficienti che si ricavano sperimentalmente.}$$

Il coeff. di rotolamento f_v dipende da un gran numero di parametri, quali la pressione di gonfiaggio, il carico gravante sulla ruota, le dimensioni della ruota e della zona di contatto, la struttura ed il materiale costituente lo pneumatico, la temperatura di esercizio, la natura e le condizioni della strada.

4. RESISTENZA DELLA DRIVELINE (TRASMISSIONE) : $X_{tr} = X_{att} + X_f$

4.1 RESISTENZA DOVUTA AGLI ATRITI INTERNI DELLA TRASMISSIONE

Per caratterizzare gli attriti interni degli elementi della trasmissione si considera un approccio semi-elliptico: (andamento lineare con la velocità)

$$X_{att} = -m_{tras} \cdot \frac{dV}{dt} = m_{tras} (\alpha_0 + \alpha_1 V) \quad X_{att} = 10 \div 15 X_{tr}$$

Si definisce una MASSA APPARENTE TRASLANTE che è legata all'inerzia di tutte le parti rotanti:

$$m_{tras} = \frac{\sum I_{ruote}}{R_0^2} \quad \text{viene ricavata mediante la misura del momento di inerzia delle ruote.}$$

$\sum I_{ruote}$ = momento d'inerzia delle ruote (mR^2)

R_0 = raggio ruota nominale

m_2 = numero di ruote per asse motore

α_0 e α_1 costanti che si trovano sperimentalmente attraverso prove di COAST-DOWN.

↳ si ricavano tramite REGRESSIONE LINEARE

In pratica la variazione di energia cinetica dovuta al momento di inerzia delle ruote può essere trattata in modo equivalente alla variazione di energia cinetica dovuta ad una massa apparente traslante

$$\Rightarrow X_{TOT} = A + BV^2 + F_R \cdot V$$

$$F_R \cdot V \approx 10 \div 15\% X_{TOT}$$

Questi coefficienti vengono ricavati sperimentalmente con le prove di **COAST-DOWN** dove si è visto che F_R è molto piccolo rispetto ai valori A e B trovati. $F_R \cdot V$ si può trascurare:

$X_{TOT} = F_R \cdot V \approx 0 \Rightarrow$ dipendono poco sulle metodologie che si usano per trovare A e B .

$$\Rightarrow X_{TOT} = A + BV^2 \quad \text{RESISTENZE TOTALI AL MOTO}$$

Si osserva come le resistenze al moto non hanno una dipendenza lineare della velocità. Esse dipendono da un termine costante A e da un termine B che varia con il quadrato della velocità. Per progettare il motore e la trasmissione del moto si devono conoscere i termini A e B che non si calcolano mai si stimano.

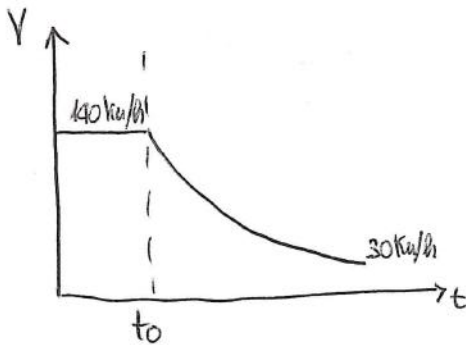
Sperimentalmente A e B si ricavano su strada piana ($\alpha=0$) effettuando le cosiddette prove di **COAST-DOWN**.

$$\text{STRADA PIANA } (\alpha=0): \quad A = Mg f_0, \quad B = Mg f_2 + \frac{1}{2} \rho S_f C_x$$

Queste prove consistono nel lanciare il veicolo su strada piana ^{in rettilineo} a velocità costante di 140 km/h. Successivamente per iniziare queste prove si mette in folle il veicolo (non si dà più coppia motore) e si aspetta che il veicolo si arresti naturalmente a seguito delle resistenze che agiscono.

Si registra nel tempo l'andamento della velocità del veicolo:

Andamento qualitativo della diminuzione di velocità (decelerazione):



La prova inizia a t_0 con $V=140$ km/h e si arresta a $V=30$ km/h.

EQUAZIONE DI EQUILIBRIO:

$$\bar{F}_X + F_{xp} = Mg \sin \alpha - F_R = M \dot{v}$$

$$\Rightarrow \sum F_x - X_{TOT} = M \dot{v} \quad (1)$$

$= 0$ poiché il veicolo è in folle e non ha trazione

Un veicolo sottoposto ad accelerazione si avrà che la risultante di tutte le forze meno le forze resistenti è pari alle forze d'inerzia.

Quando mette il veicolo in folle allora la risultante delle forze di trazione è nulla: $\sum F_x = 0$. Però non scompaiono le forze aerodinamiche, quelle gravitazionali, quelle al rotolamento.

Dalla (1) si misura la DECELERAZIONE DEL VEICOLO.

Così una volta che misura la decelerazione del veicolo, posso risolvere dalla (1) alle forze X_{TOT}

$$X_{TOT} = A + BV^2$$

conoscendo X_{TOT} attraverso una REGRESSIONE LINEARE trovo le costanti A e B

Le prestazioni del veicolo si studiano in termini di:

- massima pendenza superabile (α_{max})
- massima velocità raggiungibile su strada piana (V_{max})

La condizione di TRAZIONE IDEALE si raggiunge quando, qualunque sia la condizione di carico istantaneo sull'assale anteriore e sull'assale posteriore, se si vuole applicare tutta la potenza disponibile a terra lo si può fare raggiungendo i valori massimi di forza sull'assale anteriore e posteriore contemporaneamente.

Quindi la condizione di TRAZIONE IDEALE è una condizione metaforica nel medesimo istante del moto (se ce n'è bisogno) riesco ad applicare le massime forze disponibili: potenzialmente a terra davanti e dietro.

Nei casi in cui: $\alpha=0$, $F_a=0$

$$\begin{cases} M\ddot{x} = X_A + X_P & (1) \\ Mg = Z_A + Z_P & (2) \end{cases}$$

Dalla (1) si osserva che se voglio massimizzare l'accelerazione \ddot{x} , devo massimizzare X_A e X_P .

$\Rightarrow \ddot{x}_{max} = \frac{X_{Amax} + X_{Pmax}}{M}$ e siccome dalla (1) e dalla (2) si dice che:

$$\ddot{x}_{max} = \frac{X_{Amax} + X_{Pmax}}{M} = \mu \frac{(Z_A + Z_P)}{M} = \mu \frac{Mg}{M} \Rightarrow \boxed{\ddot{x}_{max} = \mu g}$$

Questa relazione ci dice che la condizione di MASSIMA ACCELERAZIONE la ottengo se e solo se tutti gli assali, anteriore e posteriore, vengono impiegati tutti al limite di aderenza.

LA CONDIZIONE IDEALE DI TRAZIONE SI RAGGIUNGE SE E SOLO SE NELLO STESSO ISTANTE UTILIZZO AL LIMITE DELL'ADERENZA ENTRAMBI GLI ASSALI. POICHÉ GLI ASSALI SONO SOTTOPOSTI A CARICHI VERTICALI DIFFERENTI QUESTO RICHIEDE CHE CI SIA UNA CAPACITÀ DI DISTRIBUZIONE DELLE COPPIE A TERRA DISTINTA.

Questo richiede di avere delle trasmissioni che siano capaci di fare questa ripartizione delle forze

$$K_T = \frac{C_A}{C_P} \quad \text{ma} \quad \begin{matrix} C_A = X_A \cdot R \\ C_P = X_P \cdot R \end{matrix} \quad \begin{matrix} \text{con ipotesi reggi} \\ \text{di rotolamento} \\ \text{uguali} \end{matrix} \quad \begin{matrix} X_A = \mu Z_A \\ X_P = \mu Z_P \end{matrix} \quad \Rightarrow \quad K_T = \frac{X_A \cdot R}{X_P \cdot R} = \frac{\mu Z_A}{\mu Z_P}$$

$$\Rightarrow \boxed{K_T = \frac{Z_A}{Z_P}} \quad \neq \text{costante} \quad \text{cioè VARIABLE} \quad \text{"} K_T = \text{RIPARTIZIONE DI COPPIA"}$$

*basta cambiare la pendenza
 con il trend di carico.*

Z_A e Z_P non sono costanti!! Essi cambiano sia in STAZIONARIO che con il comportamento DINAMICO.

$$\begin{cases} Z_A = Mg \left(\cos\alpha \cdot \frac{b}{l} - \sin\alpha \cdot \frac{h}{l} \right) \\ Z_P = Mg \left(\cos\alpha \cdot \frac{a}{l} + \sin\alpha \cdot \frac{h}{l} \right) \end{cases} \quad \begin{matrix} \text{VALIDE IN} \\ \text{CONDIZIONI} \\ \text{STAZIONARIE} \\ (\ddot{x}=0) \end{matrix} \quad \Rightarrow \quad \text{si osserva come sempre in condizioni STAZIONARIE basta cambiare la pendenza α per avere dei rapporti K_T nominali variabili.$$

Nel caso di TRAZIONE IDEALE (K_T è variabile) e accade che: entrambe le ruote scivolino o entrambe non scivolino.

In questo caso si dovrebbe avere un DIFFERENZIALE NON OPEN che sappia regolare il K_T .

Si individua quindi un punto di funzionamento P che in condizioni massime di progetto soddisfa la possibilità di raggiungere la \dot{x}_{max} , potette contemporaneamente si raggiunge il valore limite di accelerazione disponibile a terra \dot{x}_a per l'asse anteriore vale X_{Amax} e per l'asse posteriore vale X_{Pmax} .

La condizione di TRAZIONE IDEALE è tale che (se ho 4WD) la ripartizione tra le forze anteriori e le forze posteriori fosse secondo un coeff. K_T che coincide con la pendenza della retta OP. Se le condizioni reali coincidessero con quelle ideali: allora man mano che il guidatore aumenta la richiesta di coppia, cioè man mano che aumenta la coppia motrice ci muoviamo da O a P, fino a quando in P raggiungiamo la massima accelerazione in trazione, perché contemporaneamente impegniamo a terra la X_{Pmax} e la X_{Amax} .

In pratica man mano che richiedo potenza a terra (cioè chiedo accelerazioni) mi muovo sulla retta OP fino a quando in P raggiungo \dot{x}_{max} . Oltre questa condizione se richiedo ancora coppia succede che le ruote scivolano entrambe perché ho raggiunto la massima potenza a terra.

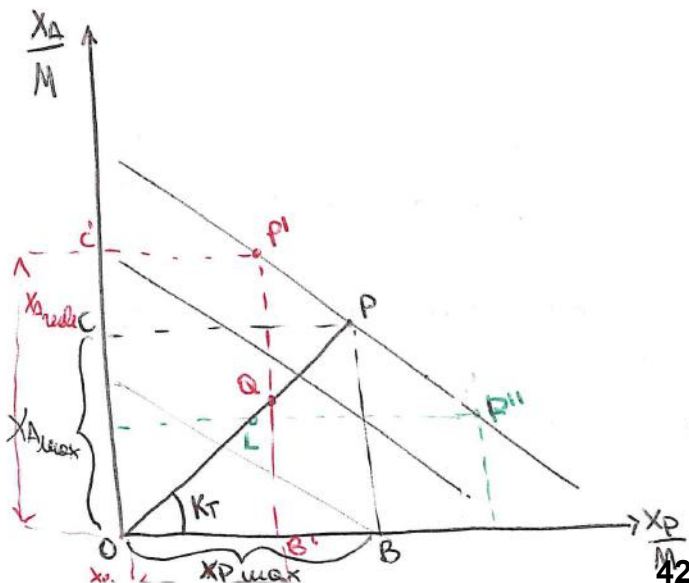
Dunque dovrai avere un DIFFERENZIALE in grado di ripartire la coppia tra avantreno e retrotreno secondo il rapporto $K_T = \frac{C_A}{C_P} = \frac{X_A}{X_P} = \frac{Z_A}{Z_P}$ in modo da avere un impianto che garantisca che nel momento in cui il guidatore si dovesse trovare nella condizione che coincide con quella di progetto e quindi applicasse via via una richiesta di coppia a terra sempre maggiore effettivamente troveremo fino al punto P a massimizzare la coppia accelerazione del veicolo.

TRAZIONE REALE

$$K_T = \frac{C_A}{C_P} = \text{costante}$$

Si suppone che la ripartizione di coppia sia costante, 70% all'anteriore e 30% al posteriore, ad esempio. Quindi c'è un DIFFERENZIALE CENTRALE che ripartisce la coppia tra i due assi in modo costante.

$K_T = 0$ im caso di TRAZIONE ANTERIORE PURA
 $K_T \rightarrow \infty$ im caso di TRAZIONE POSTERIORE PURA
 $TBR = \frac{C_{ALTA}}{C_{BASSA}}$ nel caso di TRAZIONE INTEGRATALE



CASO P^{II}, in cui corico di più il retrotreno

$$K_T \geq \frac{EA}{2P} \quad \Rightarrow \quad \frac{2P}{2A} \geq \frac{1}{K_T}$$

Se sposto un po' più il baricentro sul posteriore allora ho una ripartizione tale da essere in P^{II} (ovviamente con cambiando l'aderenza μ).

Il guidatore aumenta la coppia fino a raggiungere in L. A questo punto aumentando ancora la coppia motrice ho raggiunto il limite massimo di forze disponibili sull'assi
 → sotto l'avantreno (SOTTO l'avantreno) e dunque perdiamo la possibilità da un punto di vista dinamico di DIREZIONARE lateralmente il veicolo. Non riusciamo più a sterzare e quindi continuiamo ad andare DIRITTO → le forze laterali F_y diminuiscono drasticamente.

° TRAZIONE 2WD :

- TRAZIONE ANTERIORE

$$K_T = \frac{C_A}{C_P} \quad \text{con } C_P = 0 \Rightarrow \frac{1}{K_T} \rightarrow \infty \quad K_T \rightarrow \infty$$

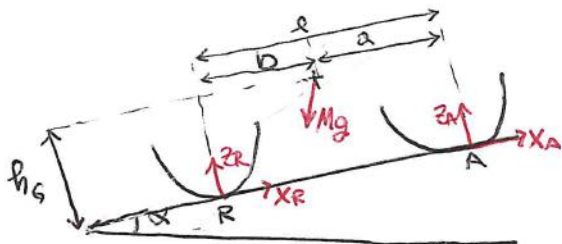
$$P_{\max_{2WD,A}} = V \cdot X_A = V \cdot \mu Z_A$$

- TRAZIONE POSTERIORE

$$K_T = \frac{C_A}{C_P} \quad \text{con } C_A = 0 \Rightarrow K_T = 0, \quad \frac{1}{K_T} \rightarrow \infty$$

$$P_{\max_{2WD,P}} = V \cdot X_P = V \cdot \mu Z_P$$

• Z_A e Z_P si ricavano dall'equilibrio del sistema:



$$\begin{cases} Z_A + Z_R = Mg \cos \alpha \\ R) \quad Z_A \cdot l - Mg \cos \alpha \cdot b + Mg \sin \alpha \cdot h_G = 0 \end{cases}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} Z_A = \frac{Mg \cos \alpha \cdot b - Mg \sin \alpha \cdot h_G}{l} \\ Z_R = Mg \cos \alpha - Z_A \end{cases}$$

$$\Rightarrow Z_R = Mg \cos \alpha - Mg \cos \alpha \cdot \frac{b}{l} + Mg \sin \alpha \cdot \frac{h_G}{l}$$

$$\Rightarrow Z_R = Mg \cos \alpha \left(1 - \frac{b}{l} \right) + Mg \sin \alpha \cdot \frac{h_G}{l}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} Z_R = \frac{Mg}{l} (\cos \alpha \cdot a + \sin \alpha \cdot h_G) \\ Z_A = Mg \cos \alpha \cdot \frac{b}{l} - Mg \sin \alpha \cdot \frac{h_G}{l} \end{cases}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} Z_R = Mg \cos \alpha \cdot \frac{a}{l} + Mg \sin \alpha \cdot \frac{h_G}{l} & (1.1) \\ Z_A = Mg \cos \alpha \cdot \frac{b}{l} - Mg \sin \alpha \cdot \frac{h_G}{l} & (1.2) \end{cases} \quad (1)$$

• **Calcolo della massima velocità del veicolo**

$$P_{\text{max}} = P_m \Rightarrow V \cdot \mu Mg \cos \alpha = AV + BV^3 \quad \text{con: } \begin{cases} A = Mg(\sin \alpha + f_0 \cos \alpha) \\ B = Mg \cos \alpha \cdot f_2 + \frac{1}{2} \rho S_f C_x \end{cases}$$

$$\Rightarrow V \cdot \mu Mg \cos \alpha = \underbrace{Mg(\sin \alpha + f_0 \cos \alpha)}_{=0} \cdot V + \underbrace{Mg \cos \alpha f_2}_{=0} \cdot V^3 + \frac{1}{2} \rho S_f C_x V^3$$

IPOTESI: per semplicità trascuro le perdite per rotolamento (trascuro f_0 e f_2)

$$\Rightarrow V \cdot \mu Mg \cos \alpha = Mg \sin \alpha \cdot V + \frac{1}{2} \rho S_f C_x V^3 \Rightarrow \mu Mg \cos \alpha = Mg \sin \alpha + \frac{1}{2} \rho S_f C_x V^2$$

$$\Rightarrow V_{\text{max}} = \sqrt{\frac{2 Mg (\mu \cos \alpha - \sin \alpha)}{\rho S_f C_x}}$$

massima velocità (teorica) che il veicolo può raggiungere

Si osserva che essa dipende dai C_x , S_f , α e μ .

* nel caso di TRAZIONE IDEALE riesco a trasmettere al terreno tutta la forza disponibile alle ruote
 $P_{\text{max}} = P_d$

Per trovare la massima pendenza superabile devo uguagliare $P_{max} = P_m$

1 caso in cui scivola prima l'anteriore (condizione L)

$$P_{max} = P_m \Rightarrow \mu \cdot Z_A \left(\frac{1+K_r}{K_r} \right) = Mg \sin \alpha \quad \text{ma } Z_A = Mg \left(\cos \alpha \frac{b}{l} - \sin \alpha \frac{h_G}{l} \right) \quad (1.2)$$

$$\Rightarrow \mu \left(\frac{1+K_r}{K_r} \right) Mg \left(\cos \alpha \frac{b}{l} - \sin \alpha \frac{h_G}{l} \right) = Mg \sin \alpha \Rightarrow \text{divido tutto per } \cos \alpha \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \mu \left(\frac{1+K_r}{K_r} \right) \left(\frac{b}{l} - \tan \alpha \frac{h_G}{l} \right) = \tan \alpha \Rightarrow \left(\frac{\mu + \mu K_r}{K_r} \right) \left(\frac{b}{l} - \tan \alpha \frac{h_G}{l} \right) - \tan \alpha = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \frac{\mu b}{K_r l} + \frac{\mu K_r b}{K_r l} - \frac{\mu h_G}{K_r l} \tan \alpha - \mu \frac{h_G}{l} \tan \alpha - \tan \alpha = 0 \Rightarrow \frac{\mu b}{l} \left(\frac{1}{K_r} + 1 \right) - \mu \frac{h_G}{l} \tan \alpha \left(\frac{1}{K_r} + 1 \right) - \tan \alpha = 0$$

$$\Rightarrow \mu \frac{b}{l} \left(\frac{1}{K_r} + 1 \right) = \tan \alpha + \mu \frac{h_G}{l} \tan \alpha \left(\frac{1}{K_r} + 1 \right) \Rightarrow \mu \frac{b}{l} \left(\frac{1}{K_r} + 1 \right) = \tan \alpha \left[1 + \mu \frac{h_G}{l} \left(\frac{1}{K_r} + 1 \right) \right] \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \tan \alpha = \frac{\mu \frac{b}{l} \left(\frac{1}{K_r} + 1 \right)}{\left[1 + \mu \frac{h_G}{l} \left(\frac{1}{K_r} + 1 \right) \right]} \Rightarrow \tan \alpha = \frac{\mu \left(\frac{1}{K_r} + 1 \right) \frac{b}{l} \cdot l}{\left[l + \mu \frac{h_G}{l} \left(\frac{1}{K_r} + 1 \right) \cdot l \right]} \Rightarrow \tan \alpha = \frac{\mu b \left(\frac{1}{K_r} + 1 \right)}{l + \mu h_G \left(\frac{1}{K_r} + 1 \right)}$$

massima pendenza che posso superare quando scivola l'asse anteriore

2 caso in cui scivola prima il posteriore (condizione R)

$$P_{max} = P_m \Rightarrow \mu \cdot Z_R (K_r + 1) = Mg \sin \alpha, \quad \text{ma: } Z_R = Mg \left(\cos \alpha \frac{a}{l} + \sin \alpha \frac{h_G}{l} \right) \quad (1.1) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \mu Mg \left(\cos \alpha \frac{a}{l} + \sin \alpha \frac{h_G}{l} \right) (K_r + 1) = Mg \sin \alpha \Rightarrow \mu (K_r + 1) \left(\frac{a}{l} + \tan \alpha \frac{h_G}{l} \right) = \tan \alpha \Rightarrow$$

$$\Rightarrow (\mu K_r + \mu) \left(\frac{a}{l} + \tan \alpha \frac{h_G}{l} \right) - \tan \alpha = 0 \Rightarrow \mu K_r \frac{a}{l} + \frac{\mu a}{l} + \mu K_r \frac{h_G}{l} \tan \alpha + \mu \frac{h_G}{l} \tan \alpha - \tan \alpha = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \frac{\mu a}{l} (K_r + 1) + \mu \frac{h_G}{l} \tan \alpha (K_r + 1) - \tan \alpha = 0 \Rightarrow \tan \alpha \left(\mu \frac{h_G}{l} (K_r + 1) - 1 \right) = - \frac{\mu a}{l} (K_r + 1) \Rightarrow$$

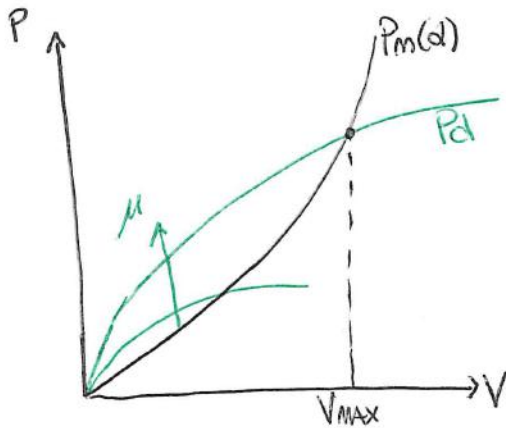
$$\Rightarrow \tan \alpha = \frac{\mu a (K_r + 1)}{1 - \mu \frac{h_G}{l} (K_r + 1)} \Rightarrow \tan \alpha = \frac{\mu a (K_r + 1) \cdot l}{l - \mu h_G (K_r + 1) \cdot l} \Rightarrow \tan \alpha = \frac{\mu a (K_r + 1)}{l - \mu h_G (K_r + 1)}$$

massima pendenza superabile quando scivola l'asse posteriore

OSSERVAZIONI:

Se $a=b$ selettivamente i numeratori sono uguali, ma siccome nel caso 1 il denominatore è maggiore allora $\tan \alpha$ è minore nel caso 1, ovvero pendenze inferiori. Quindi con asse anteriore sottomo, a parità di numeratore ($a=b$) e altri fattori, raggiungo pendenze inferiori rispetto al caso in cui l'asse che sottomo per prima è il posteriore. Viceversa si superano pendenze superiori con un veicolo a trazione 4WD in cui sottomo prima il posteriore.

• **Calcolo della massima velocità raggiungibile (V_{max})**



Potenza necessaria $P_m(\alpha) = AV + BV^3$ che è tracciata per un certo valore di α e ha un andamento cubico

Potenza disponibile $P_d = \eta \cdot P_m$ a terra e varia con la trazione e con μ .

ATTENZIONE: al dimezzamento di μ non si dimezza V_{max} ma comunque al dimezzamento di μ diminuisce V_{max} in modo non proporzionale.

L'intersezione tra la potenza necessaria e la potenza disponibile determina la velocità massima raggiungibile.

La potenza disponibile P_d oltre a dipendere da μ , dipende dal tipo di TRAZIONE:

TRAZIONE 4WD

• $P_{d,Azium} = V(X_A + X_P) = V \cdot \mu (Z_A + Z_P) = V \cdot \mu Z_A \left(1 + \frac{Z_P}{Z_A}\right) = V \cdot \mu Z_A \left(1 + \frac{1}{K_T}\right) = V \mu Z_A \left(\frac{1 + K_T}{K_T}\right)$

↳ è la potenza disponibile (potenza max trasmissibile) a terra nel caso in cui saturi l'adhensione

sapendo che: $Z_A = Mg \cos \alpha \cdot \frac{b}{l} - Mg \sin \alpha \cdot \frac{h}{l} = Mg \left(\cos \alpha \cdot \frac{b}{l} - \sin \alpha \cdot \frac{h}{l}\right)$

$\Rightarrow P_{d,Azium} = V \cdot \mu Mg \left(\cos \alpha \cdot \frac{b}{l} - \sin \alpha \cdot \frac{h}{l}\right) \left(\frac{1 + K_T}{K_T}\right)$

$P_{d,Azium} = P_m \Rightarrow V_{max} = ?$

$P_{d,Reium} = V(X_A + X_P) = V \mu (Z_A + Z_P) = V \mu Z_P (1 + K_T)$

sapendo che: $Z_P = Mg \cos \alpha \cdot \frac{a}{l} + Mg \sin \alpha \cdot \frac{h}{l} = Mg \left(\cos \alpha \cdot \frac{a}{l} + \sin \alpha \cdot \frac{h}{l}\right)$

$\Rightarrow P_{d,Reium} = V \cdot \mu Mg \left(\cos \alpha \cdot \frac{a}{l} + \sin \alpha \cdot \frac{h}{l}\right) (1 + K_T)$

$P_{d,Reium} = P_m \Rightarrow V_{max} = ?$

TRAZIONE 2WD

• $P_{d,A} = V \cdot X_A = V \cdot \mu Z_A = V \cdot \mu Mg \left(\cos \alpha \cdot \frac{b}{l} - \sin \alpha \cdot \frac{h}{l}\right)$ nel caso di TRAZIONE ANTERIORE
 $\Rightarrow P_{d,A} = P_m \Rightarrow V_{max} = ?$

• $P_{d,P} = V \cdot X_P = V \cdot \mu Z_P = V \cdot \mu Mg \left(\cos \alpha \cdot \frac{a}{l} + \sin \alpha \cdot \frac{h}{l}\right)$ nel caso di TRAZIONE POSTERIORE
 $\Rightarrow P_{d,P} = P_m \Rightarrow V_{max} = ?$

SCelta DEI RAPPORTI DI TRASMISSIONE

Una volta determinate la velocità massima V_{max} raggiungibile e la massima pendenza superabile α_{max} da un veicolo \rightarrow si possono scegliere LE RAPPORTARE DEL CAMBIO.

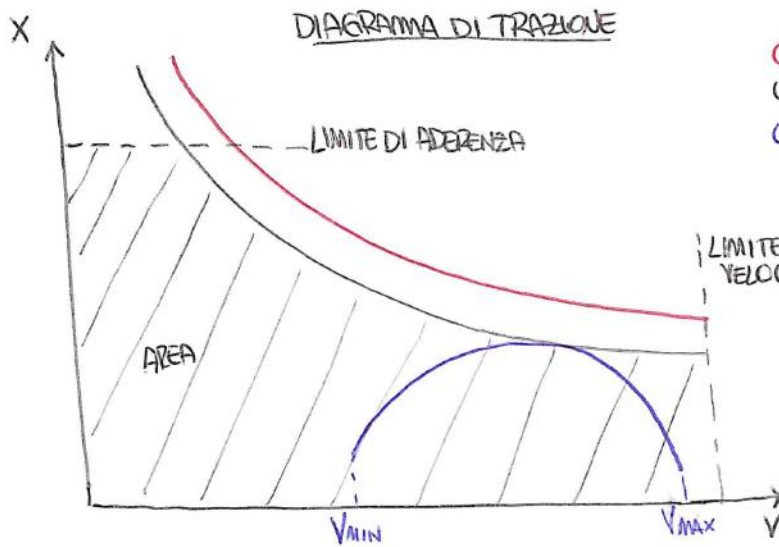
In TRAZIONE la forza che possiamo trasmettere a terra vale: $X = C/R$

In TRAZIONE IDEALE riesco a trasmettere a terra tutta la potenza disponibile: $P_{max} = P_d$

$$P_{max} = V \cdot X_{IDEALE} \Rightarrow X_{IDEALE} = \frac{P_{max}}{V} = \frac{P_d}{V} = \eta_t \cdot \frac{P_m}{V}$$

FORZA DI TRAZIONE IDEALE che ha ANDAMENTO **IPERBOLICO**

Per sviluppare una certa potenza P_0 bisogna di una certa forza X e di una certa velocità.



CURVA DI TRAZIONE IDEALE ($\eta_t=1$)

CURVA DI TRAZIONE REALE ($\eta_t < 1$)

CURVA DI TRAZIONE fornita da un ICE (motore a combustione interna)

- **LIMITE DI ADERENZA**: quanto si può scivolare a terra. A basse velocità non riesce a scivolare tutto a terra
- **LIMITE DI VELOCITÀ**: limitatore del numero di giri per una forza orizzontale la forza a zero. Ho un limite sulla max potenza. Ad alte velocità non tutto in accelerazione e non riesco a scivolare perché la gomma non ci riesce (limite di velocità dovuto al μ)

AREA: rappresenta tutta la forza che riesco a sviluppare a terra in funzione della velocità. Tutto ciò che è disponibile per la trazione.

La CURVA DI TRAZIONE fornita da un ICE rappresenta la caratteristica di un motore a combustione interna, ovvero la trazione che riesco a fornire con un ICE. Le X (forze a terra) che può sviluppare un ICE.

Perché è necessario un CAMBIO?

Con la CURVA DI TRAZIONE DI UN ICE non riusciamo a sfruttare la curva di TRAZIONE (l'iperbole).

L'unico modo per riuscire a sfruttare il più possibile l'AREA sotto della curva di TRAZIONE è inserire una trasmissione, ovvero un equilibrio di velocità, in modo da adattare la curva di funzionamento del motore all'iperbole.

Un motore ICE lavora in un range di velocità: V_{min} e $V_{max} \Rightarrow$ campo di velocità limitato. Il campo di velocità di un veicolo è invece molto più esteso.

Senza trasmissione il motore sarebbe direttamente collegato ad un albero che muove le ruote e in questo modo non riuscirei a trovare un rapporto di accoppiamento ottimale in ogni situazione, cioè non riuscirei a lavorare su tutta l'area sotto dell'iperbole (CURVA DI TRAZIONE). Cioè se il motore è in presa diretta con il differenziale determino dei giri di rotazione delle ruote limitati tra V_{min} e V_{max} ($V_R = \omega_R \cdot R$) e così facendo perdo la possibilità di esercitare a terra delle forze X elevate a basse velocità, ovvero quelle forze che sono necessarie per far partire il veicolo o di affrontare delle rampe. Cioè non riuscirei a sfruttare tutte quelle situazioni a bassa velocità ma con la necessità di applicare a terra delle coppie elevate ($C = X \cdot R$).

La scelta del rapporto di trasmissione è in grado di modificare le prestazioni del veicolo

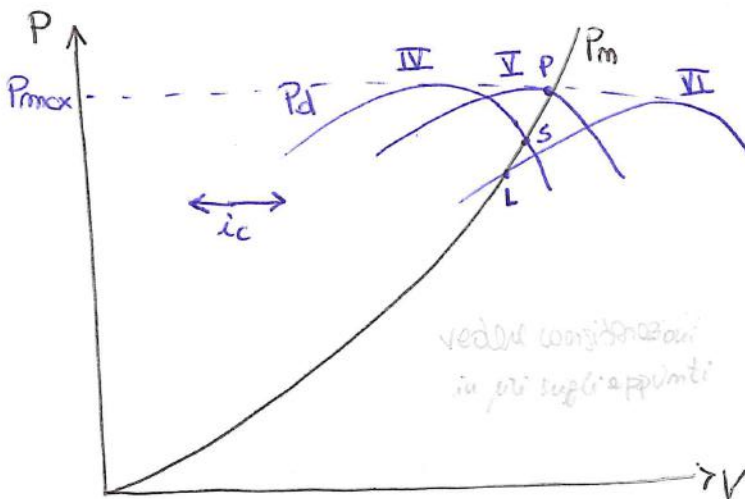
- la scelta dei valori del rapporto al cambio per le marce basse determina la massima accelerazione su strada piana e la massima pendenza superabile
- la scelta dei valori del rapporto al cambio per le marce alte influenza la massima velocità del veicolo.

DIMENSIONAMENTO MARCE

Utilizzando questi risultati si può definire una procedura per definire il valore dei rapporti di cambio e al ponte del veicolo:

- si sceglie il rapporto di trasmissione alla velocità più elevata in modo da ottenere la massima velocità su strada piana;
- si sceglie il rapporto di trasmissione in prima marcia in modo da superare la massima pendenza
- si definiscono i rapporti di trasmissione intermedi in maniera opportunamente graduata.

Andamento della potenza P in funzione della velocità V : $V = \text{costante}$



$P_m = AV + BV^3$ POTENZA NECESSARIA

$P_d = \eta_t \cdot P_m$ POTENZA DISPONIBILE

Dalla P_m trascuro la resistenza alla trasmissione poiché viene considerata nel rendimento della trasmissione η_t

$i = i_c \cdot i_0$

$i = \frac{\omega_M}{\omega_R}$ RAPPORTO DI TRASMISSIONE

$i_I = 4 \Rightarrow \omega_M = 4\omega_0$
 $i_V = 1 \Rightarrow \omega_M = \omega_R$

L'effetto del rapporto di trasmissione i_c è quello di traslare orizzontalmente la curva P_d .

Più riduco il rapporto di trasmissione i_c , più aumento la velocità, cioè sposta la curva di potenza disponibile P_d a destra.

A seconda del rapporto di trasmissione la potenza del motore P_d può essere differente. A seconda del rapporto di trasmissione posso raggiungere velocità massime differenti.

La condizione migliore si verifica nel punto P perché lì ho scelto il rapporto di trasmissione tale da massimizzare la potenza, cioè nel punto in cui $P_m = P_d$.

Cioè il ideale (rapp. di trasmissione) che consente di raggiungere la massima velocità e quello che consente alla curva di potenza disponibile P_d di intersecare la curva di potenza necessaria P_m nel suo massimo \rightarrow punto P.

Immaginiamo di essere in **A** dove minimizzo i consumi.

Se stessi accellerando dovrai avere un certo ΔC :

$$\dot{x} = \frac{X_{TOT}}{M}, \quad X_{TOT} = \frac{\Delta C}{R}$$

Per accellerare devo cambiare marcia perché solo in questo modo riesco a cambiare il rapp. di trasmissione e quindi a moltiplicare la coppia.

A parità di ω applico un ΔC e cambio la potenza, arrivo in **B**.

Arrivato alla nuova potenza in **B**, per ritornare a regime con questa nuova potenza devo per forza cambiare la velocità e arrivare ad **E**, dove ho il minimo consumo con quella nuova potenza.

DIMENSIONAMENTO V MARCIA o SCELTA DEL RAPPORTO DI TRASMISSIONE DEL DIFFERENZIALE i_D

Per dimensionare la V marcia si considera la velocità massima. Cioè si vuole ottenere la massima velocità con la V marcia.

$$i = \frac{\omega_M}{\omega_R} = i_c \cdot i_D$$

$$i_V = \frac{\omega_{Mmax}}{\omega_{Rmax}} = \frac{\omega_{Mmax}}{v_{max}/R} = \frac{\omega_{Mmax} \cdot R}{v_{max}} = i_{Vmax} \cdot i_D$$

i_D minimo perché più aumento la marcia più sto riducendo il rapp. di trasmissione in modo da spostare la curva di P verso destra.

↳ è il rapp. al cambio con cui voglio ottenere la massima velocità

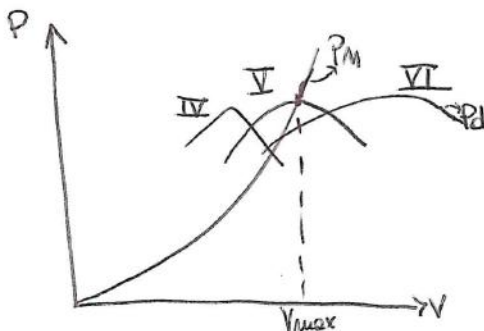
$i_{Vmax} = 1$ (velocità fissata perché con la V marcia si vuole avere presa diretta)

$\Rightarrow i_V = i_D$ non è sempre così

$$\Rightarrow i_V = i_D = \frac{\omega_{Mmax} \cdot R}{v_{max} \cdot i_{Vmax}}$$

RAPPORTO DI TRASMISSIONE DEL DIFFERENZIALE

Si ricorda che la velocità massima si ottiene con quel rapporto i_c che mi consente di intersecare la P_M nel massimo della P_d :



I diagrammi dei rapporti di trasmissione sono diagrammi che fanno variare la velocità angolare del motore ω_m in funzione della velocità del veicolo V , ma la fanno ritornare sui valori limite quando cambiamo marcia.

Bisogna scegliere le rapportature in modo tale da essere sicuri che quando si cambia marcia la velocità angolare minima del motore ω_{min} non deve scendere mai sotto la velocità di spegnimento. Ma abbiamo anche un limite superiore \rightarrow non possiamo andare oltre la ω_{max} .

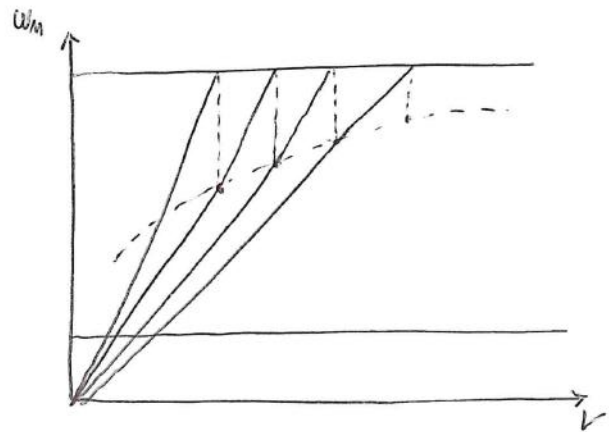
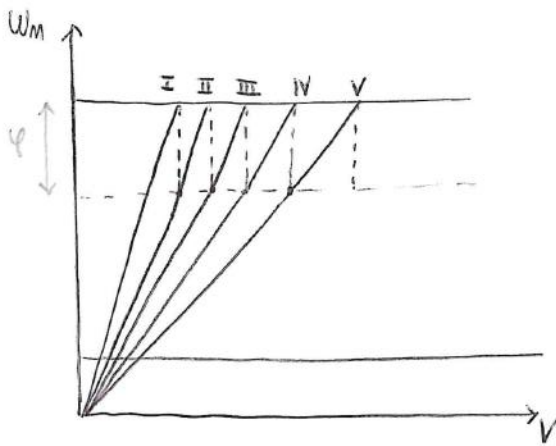
La rapportatura deve essere segue una logica o di tipo GEOMETRICO o di tipo PROGRESSIVO.

STRATEGIA: $\varphi = \frac{i_u - 1}{i_u} = \text{cost} \leq \frac{M_{max}}{M(i_{max})}$

($\frac{T_2}{T_1} = 0,6 ; \frac{T_3}{T_2} = 0,6 \dots$)

$\varphi = \frac{i_u - 1}{i_u} \leq \frac{\omega_{max}}{\omega_{Tmin}}$

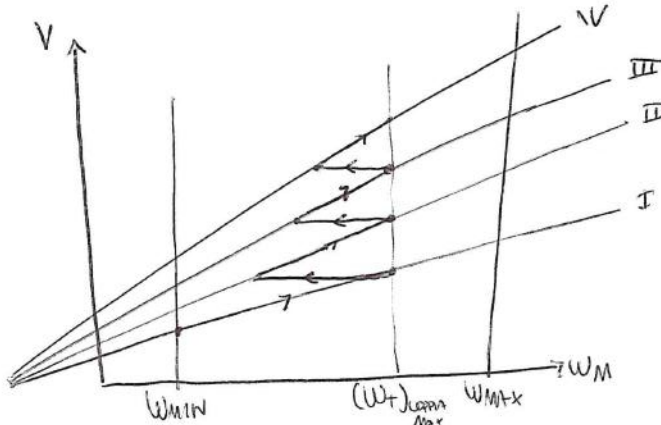
φ piccolo \rightarrow comportamento più graduale \rightarrow meno distanza tra le ω_m \rightarrow guida più piacevole per quanto riguarda il COMFORT.



RAPPORTO GEOMETRICO

$\varphi_i = \frac{z-1}{z} \sqrt{i_{i,tot}}$ $z = \text{numero di marce}$
 $i_{tot} = \frac{i_1}{i_z}$

RAPPORTO PROGRESSIVO



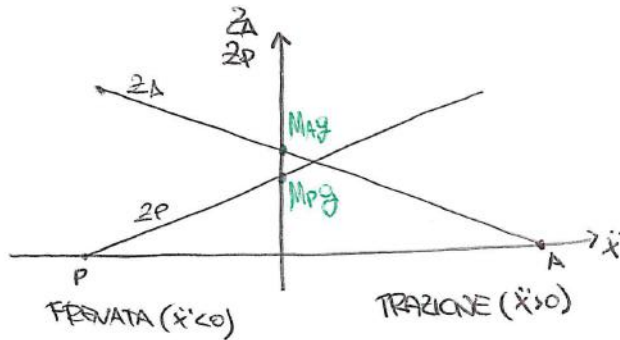
rette inclinate diversamente perché ho rapporti di trasmissione diversi. Sto ponendo l'obiettivo di cambiare marcia quando raggiungo il valore di velocità angolare del motore per cui ho lo ω_{max} .



Man mano aumento le marce si riduce la variazione di ω .

ω_{min} diventa via via più elevata man mano che aumento la marcia I \rightarrow II \rightarrow III

Andamento delle forze verticali:



IN CONDIZIONI STAZIONARIE ($\ddot{x}=0$) si ha una certa ripartizione statica (M_{Ag}, M_{Pg}) dei carichi verticali che dipende dalla posizione del baricentro. In figura si osserva come a $\ddot{x}=0$ l'accelerazione è più coricata del retrotreno.

IN CONDIZIONI DINAMICHE ($\ddot{x} \neq 0$) si osserva come variano i carichi verticali. In particolare in TRAZIONE si osserva come in seguito al trasferimento di carico le ruote anteriori si scaricano e le ruote posteriori si caricano di più.
 CONDIZIONE LIMITE (A): $Z_A=0 \rightarrow$ sollevamento ruote anteriori
 In FRENATA si osserva come se le ruote anteriori si caricano di più e le ruote posteriori si scaricano di più.
 CONDIZIONE LIMITE (P): $Z_P=0 \rightarrow$ sollevamento da terra delle ruote posteriori
 \rightarrow RIBALTAMENTO DEL VEICOLO

CONDIZIONE LIMITE (A): $Z_A=0 \Rightarrow Z_A = Mg \frac{b}{l} - M \ddot{x} \frac{h_G}{l} = 0 \Rightarrow \ddot{x} = g \frac{b}{h_G}$ si ha per questo valore di accelerazione

CONDIZIONE LIMITE (P): $Z_P=0 \Rightarrow Z_P = Mg \frac{a}{l} + M \ddot{x} \frac{h_G}{l} = 0 \Rightarrow \ddot{x} = -g \frac{a}{h_G}$ valore di decelerazione per cui si ha $Z_P=0$.

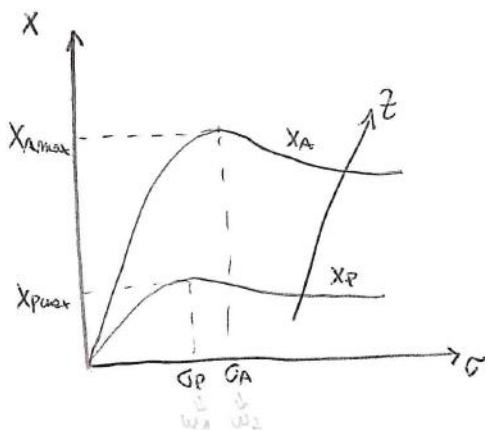
FRENATURA IDEALE

La condizione di FRENATURA IDEALE si ha quando si raggiungono le massime forze longitudinali sia all'avantreno che al retrotreno contemporaneamente ipotizzando di impegnare l'aderenza allo stesso modo tra avantreno e retrotreno.

DEFINIZIONE: è definita come quella condizione in cui tutte le ruote frenano con lo stesso coefficiente di aderenza longitudinale μ .

$$\begin{cases} X_{Amax} = \mu Z_A \\ X_{Pmax} = \mu Z_P \end{cases} \quad (4) \text{ con: } \mu = \mu_A = \mu_P \text{ (RIGESI)}$$

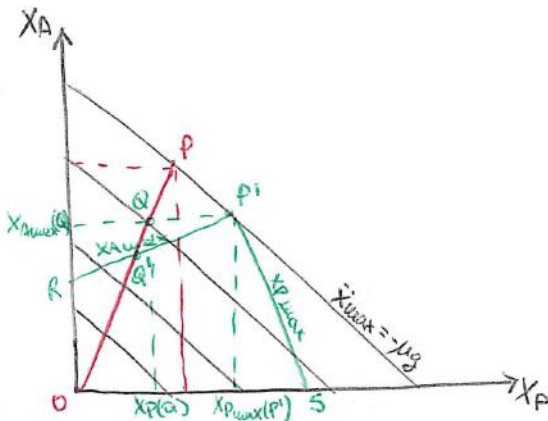
significa che stiamo applicando a terra idealmente tutto quello che possiamo



A causa di una diversa ripartizione di forze verticali Z_A e Z_P avviene anche delle diverse forze max sviluppabili longitudinalmente: X_{Amax} e X_{Pmax} .
 Inoltre, ingenua, i valori max di X_A e di X_P non si raggiungono in condizioni di uguale scorrimento ma $\sigma_A \neq \sigma_P$.
 Più normalmente avere il raggiungimento contemporaneo delle condizioni limite di aderenza implica che le ruote stanno girando a velocità angolari differenti tra di loro

$\omega_2 > \omega_1$

Nella ricetta può capitare che non raggiungo contemporaneamente la forza max sia sull'avantreno che sul retrotreno.



OP = retta di frenatura ideale

A parità di aderenza μ , nella ricetta può capitare che la condizione operativa effettiva è diversa da quella di progetto. Ad esempio capita che si raggiunge una diversa ripartizione del baricentro (cambiò a e b) e ad esempio si cerca di più il posteriore in modo da essere nel punto P'. In questo caso mi muovo sempre sulla retta OP e quindi inizialmente non mi accorgo di essere in una condizione operativa diversa dal progetto. Man mano che aumento la pressione

sull'impianto freni attivo fino a Q, dove ho raggiunto la massima forza sviluppabile a terra sull'avantreno in quelle condizioni \rightarrow si dice che ho saturato prima l'avantreno. Se supero il punto Q ho scottamento dell'avantreno.

In questa situazione ho una condizione operativa vera, meglio quella dell'impianto freni (che è lo stesso) ho utilizzato tutta la forza disponibile a terra perché ho cambiato la posizione del baricentro perché ad esempio ho aumentato il carico sul retrotreno (ho caricato più persone dietro) \rightarrow saturò prima l'avantreno (Punto Q).

Immaginiamo di essere in una situazione di questo tipo (punto Q) in cui ho raggiunto la max forza sviluppabile sull'avantreno $X_{Amax}(Q)$ e invece sul retrotreno non ho ancora raggiunto X_{Pmax} , ma ho $X_P(Q)$: $X_{Amax}(Q), X_P(Q) < X_{Pmax}(P')$

$$\begin{cases} X_{Amax} = \mu Z_A \\ Z_A = Mg \frac{b}{l} - M \frac{h_g}{l} = Mg \frac{b}{l} + (X_A + X_P) \frac{h_g}{l} \end{cases} \Rightarrow X_{Amax} = \mu Mg \frac{b}{l} + \mu X_{Amax} \frac{h_g}{l} + \mu X_P \frac{h_g}{l} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow X_{Amax} - \mu X_{Amax} \frac{h_g}{l} = \mu Mg \frac{b}{l} + \mu X_P \frac{h_g}{l} \Rightarrow X_{Amax} = \frac{\mu Mg \frac{b}{l} + \mu X_P \frac{h_g}{l}}{1 - \mu \frac{h_g}{l}}$$

X_{Amax} è una retta crescente e non una retta orizzontale! (X_{Amax})

Da questa relazione si osserva come varia il valore di X_{Amax} al variare di X_P : all'aumentare di X_P aumenta la $X_{Amax} \rightarrow X_{Amax}$ è la retta inclinata $\overline{RP'}$ e non la retta orizzontale $X_{Amax}(Q)$

Analogamente, si può trovare una relazione per vedere come varia la X_{Pmax} al variare di X_A .

$$\begin{cases} X_{Pmax} = \mu Z_P \\ Z_P = Mg \frac{a}{l} + M \frac{h_g}{l} = Mg \frac{a}{l} - (X_A + X_P) \frac{h_g}{l} \end{cases} \Rightarrow X_{Pmax} = \mu Mg \frac{a}{l} - \mu X_A \frac{h_g}{l} - \mu X_{Pmax} \frac{h_g}{l} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow X_{Pmax} (1 + \mu \frac{h_g}{l}) = \mu Mg \frac{a}{l} - \mu X_A \frac{h_g}{l} \Rightarrow X_{Pmax} = \frac{\mu Mg \frac{a}{l} - \mu X_A \frac{h_g}{l}}{1 + \mu \frac{h_g}{l}}$$

X_{Pmax} non è una retta orizzontale ma una retta decrescente! (X_{Pmax})

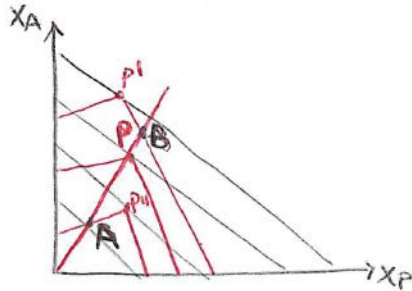
Si osserva come all'aumentare di X_A si riduce la X_{Pmax} .

ovvero $x_{1max} = \mu_1 g < x_{max}$.

In generale se $\mu_1 < \mu$, la regione corrispondente a μ_1 è interamente contenuta in quella corrispondente a μ .

Al crescere dell'aderenza le due rette che delimitano la zona ammissibile diventano sempre più inclinate e il loro punto di intersezione, cioè i vari punti P, si spostano su di una parabola \Rightarrow **PARABOLA IDEALE DI FRENATURA**.

Se si è in condizioni di aderenza ridotta $\mu_1 < \mu$ allora si esce attraverso la corrispondente zona ammissibile attraverso il lato superiore (punto A), cioè le ruote anteriori si bloccano prima di aver completamente utilizzato l'aderenza disponibile sulle ruote posteriori.



Sono rappresentate tre diverse zone ammissibili per coeff. d'aderenza crescenti: $\mu'' < \mu < \mu'$

È evidente il non parallelismo delle rette che delimitano le zone ammissibile nelle tre diverse condizioni di aderenza.

Se si è in condizioni di aderenza ridotta $\mu'' < \mu$ allora si bloccano le ruote anteriori (punto A).

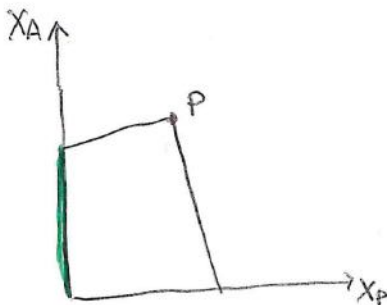
Se si è in condizioni di aderenza migliore $\mu' > \mu$ allora si esce attraverso la corrispondente zona ammissibile attraverso il lato di destra (punto B), cioè le ruote posteriori si bloccano prima di aver completamente utilizzato l'aderenza disponibile sulle ruote anteriori.

Quindi una variazione del coeff. di aderenza rispetto a quello utilizzato per ripartire le forze frenanti porta necessariamente ad una FRENATURA NON OTTIMALE.

efficienza di frenatura $\epsilon = \frac{x_{reale}}{x_{ideale}}$

È definito come il valore massimo che si ottiene nella condizione operativa reale rispetto a quella ideale. Supponiamo ancora di avere dimensionato l'impianto frenante in modo da avere una frenatura ottimale per μ allora nel caso in cui avremo $\mu' > \mu$ o $\mu'' < \mu$ non si riesce ad avere una FRENATURA OTTIMALE.

Come si ottiene questo **LUGO DEI MASSIMI**?



In condizioni OTTIME "IDEALI", cioè quando utilizzo al meglio i due assi:

$$\begin{cases} \mu_{TA} = \frac{X_{Amax}}{Z_A} & \text{coeff. di impegno di aderenza al meglio dell'asse anteriore} \\ \mu_{TP} = \frac{X_{Pmax}}{Z_P} & \text{coeff. di impegno di aderenza al meglio dell'asse posteriore.} \end{cases}$$

μ_{TA} significa impegnare l'aderenza al massimo dell'asse anteriore ma dell'asse posteriore non impegnare l'aderenza massima.

Cioè μ_{TA} è quando ho X_{Amax} all'anteriore e $x_P = 0$ al posteriore (in verde). In pratica posso decelerare utilizzando tutto la forza longitudinale dell'anteriore X_{Amax} senza impegnare in alcun modo l'aderenza al posteriore $x_P = 0$.

\Rightarrow **UTILIZZARE LOCALMENTE L'ADERENZA DISPONIBILE (μ_T)**

In questo modo trovo l'equazione di una parabola (1).

Intersecando la parabola con la funzione \dot{x} allora per ciascun valore di \dot{x}_{max} trovo il valore di P, P', P'', P''' ed esso corrispondente.

Questo parabola è ottenuto a coeff. a e b fissi, cioè questo punto di funzionamento dipende solo dall'aderenza. La parabola trasloca al variare del carico (o meglio della distribuzione del carico del veicolo). Non abbiamo più una retta ideale di frenatura ma una **CURVA IDEALE DI FRENATURA**, ovvero la ripartizione ideale di frenata tra anteriore e posteriore a baricentro fisso (ipotesi di progetto).

Quindi a baricentro fisso trovo diversi punti di funzionamento (P, P', P'', P'''). Poi per ciascun punto di funzionamento mi trovo le equazioni viste prima per definire ed esempio lo spazio di lavoro.

Cambiando il baricentro (cambio a, b e h) e la parabola ruota.

Un BUON IMPIANTO FRENANTE dovrebbe essere fatto con una **LINEA SPEZZATA**.

EQUAZIONE DI UNA PARABOLA e il luogo geometrico delle coppie di forze F_{x1} e F_{x2} che danno luogo alla frenatura in condizioni ideali.

La parabola mi suggerisce come ripartire la forza tra asse anteriore e posteriore per ottenere una data accelerazione o prescindere da quale sia l'aderenza

Come funziona?

Quando il guidatore schiaccia il pedale del freno fa muovere un'asta, che sfruttando l'effetto già da una prima amplificazione della forza, che possiede un perno che si impegna su un GRUPPO VALVOLARE.

Il sistema è costituito da un ATTUATORE PNEUMATICO A MEMBRANA. Questa membrana separa due camere: la camera di destra (lato guidatore), la quale può essere messa in comunicazione con l'aria ambiente grazie al gruppo valvolare. In pratica vi sono degli attuatori che se risultano in contatto con la loro sede non permettono la comunicazione tra la camera di destra e l'aria ambiente; viceversa quando gli attuatori si staccano dalla loro sede, in seguito al fatto che il guidatore sta premendo il pedale del freno, la camera di destra viene messa in comunicazione con l'aria ambiente, cioè quest'aria ambiente entra all'interno della camera destra.

La camera di sinistra (lato pompa doppia) è, invece, collegata ad un generatore di vuoto (in passato nei motori a benzina si utilizzavano i collettori di aspirazione del motore per generare depressione → il problema è che la pressione nei collettori varia in un intervallo abbastanza ampio di valore dell'apertura della valvola di farfalla, una varia anche con il numero di giri del motore → oggi si usano dei generatori di vuoto che ci garantiscono un livello di vuoto costante).

In condizione di riposo l'attuatore non si muove poiché le due camere sono soggette alla stessa pressione. Quindi, la camera di destra non è messa in comunicazione con l'aria ambiente.

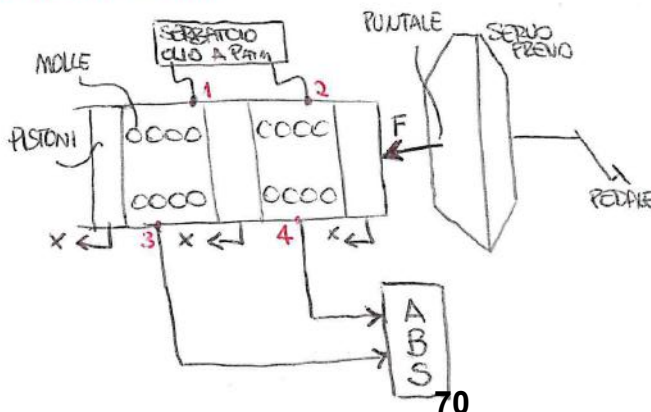
La camera di sinistra è soggetta a depressione, ovvero si genera il vuoto al suo interno grazie al generatore di vuoto. In condizioni di riposo c'è un collegamento che fa sì che anche la camera di destra è sottoposta a depressione. Quindi l'attuatore è sottoposto alla stessa pressione sia da un lato che dall'altro e non si riesce a muovere. La differenza di pressione tra le due camere è nulla.

Quando premiamo il pedale del freno il gruppo valvolare mette in comunicazione la camera di destra con l'aria ambiente, cioè l'attuatore si sposta dalla sede permettendo all'aria ambiente di entrare all'interno della camera. Non meno che schiacciamo il pedale entra sempre più aria all'interno della camera di destra → quindi si avrà uno squilibrio di pressione poiché la camera di sinistra è soggetta al vuoto e invece la camera di destra si trova a pressione ambiente. Questa differenza di pressione fa muovere verso sinistra l'attuatore.

La traslazione dell'attuatore coincide con la traslazione di un puntale che va ad azionare la POMPA DOPPIA (TANDEM MASTER CYLINDER), la quale presenta dei pistoni che incrementano la pressione frenante.

POMPA DOPPIA

SCHEMA- POMPA DOPPIA



1-2 **BOCCHIE DI ALIMENTAZIONE** che servono per alimentare le camere di lavoro con olio proveniente dal serbatoio

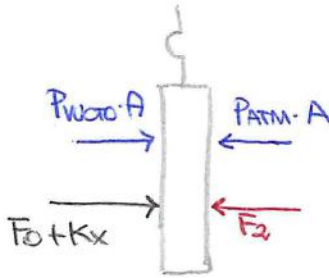
3-4 **BOCCHIE DI LAVORO** che portano l'olio alla centralina ABS e quindi alle pinze freni.

F = forza che il puntale del servofreno esercita sulla pompa doppia.

Quello che succede è che ad un certo punto il puntale entra in contatto con il disco simifluido e provoca una forza F_2 . Questa forza F_2 è la forza che il puntale esercita E amplificata del rapporto tra le aree A_2 e A_1 (e quindi del quadrato dei diametri).

In pratica il servosistema amplifica la forza esercitata dal pedale di un fattore A_2/A_1 grazie al disco di reazione. Quindi basta un rapporto 2 tra i diametri per ottenere la quadruplicazione della forza.

L'attuatore o membrana è sottoposto alle seguenti forze:



$P_{vuoto} \cdot A$ = spinta dovuta al vuoto

$P_{atm} \cdot A$ = spinta dovuta all'aria o pressione ambiente

F_2 = forza amplificata del pedale → cioè la forza del guidatore amplificata del rapporto A_2/A_1 .

$F_0 + Kx$ = forza esercitata dalla molla

↳ molla in iniziale (carico statico)

x dipende dalla differenza di pressione ΔP .

$$\Rightarrow \boxed{F_0 + Kx = F_2 + (P_{atm} - P_{vuoto})A} \quad \text{EQUILIBRIO ALLA TRASLAZIONE}$$

Questa relazione mi dice che per vincere l'azione della molla devo applicare la forza F_2 e devo avere una ΔP .

↳ che viene assistita (cioè incrementata) dalla quantità $(P_{atm} - P_{vuoto})A$

F_2 è legata all'azione del pedale; $\Delta P \cdot A$ è legata alla servosistemi.

Inizialmente devo raggiungere un certo percorso F_0 , dopodiché le diverse condizioni di x conseguono dall'applicazione di F_2 e ΔP .

spostamenti dell'attuatore

Agendo sul disco simifluido faccio spostare l'attuatore di x . Man mano che sposto l'attuatore vado a caricare la molla e quindi diventa sempre più difficile spostare l'attuatore. Cioè inizialmente lo spostamento dell'attuatore avviene grazie alla servosistemi $\Delta P \cdot A$ e all'azione del pedale F_2 . Ad un certo punto arrivo alla condizione:

$$F_0 + Kx = (P_{atm} - P_{vuoto})A \quad \Rightarrow \quad x = \frac{(P_{atm} - P_{vuoto})A - F_0}{K}$$

POSIZIONE DELL'ATTUATORE che mi determina la fine della servosistemi

Cioè raggiunto una certa posizione dell'attuatore non ho più la servosistemi. Questo non significa però che non riesco a frenare, ma che l'azione frenante è solo dovuta alla forza diretta esercitata dal guidatore sul pedale.

Quindi la servosistemi si fonda quando non raggiungo una posizione del servosistema corrispondente alla spinta dovuta alla differenza tra la P_{atm} e la P_{vuoto} . Dopodiché se frenare l'azione frenante è proprio quella che esercita il guidatore sul pedale → pedale più rigido.

Se, ad esempio, ho un vuoto del generatore di vuoto (non si ha più depressione) e quindi $P_{atm} = P_{vuoto} \Rightarrow \Rightarrow F_0 + Kx = F_2 \Rightarrow$ l'azione di frenata è dovuta solo alla forza esercitata sul pedale del guidatore

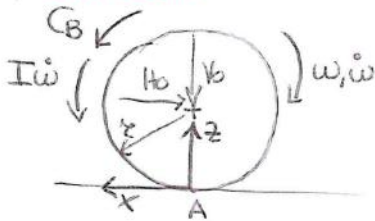
\Rightarrow si ha una presa diretta, cioè si il guidatore a spingere direttamente il pistone della pompa doppia. Nel caso in cui $P_{atm} = P_{vuoto}$ (generatore di vuoto rotto) la posizione della quale non avrà nessuno aiuto e $x=0 \Rightarrow$ cioè fin da subito non ho la servosistemi e quindi non assisto (aiuto) il guidatore alla frenata. → 72 della mappa ricordo

Proprio per il fatto che la servosistemi non si fida se frena bruscamente, oggi si parla di BRAKE ASSIST. In pratica si monta un cavalierino, disposto sul gruppo valvole, che quando la velocità supera un certo valore, per attrito, si deforma e aumenta notevolmente le sezioni di passaggio consentite alla Pompa.

In questo modo quando freniamo bruscamente la velocità del pontone determina, attraverso un meccanismo basato sull'attrito, un'apertura di una grande sezione di passaggio in modo tale da far entrare acqua alla Pompa molto velocemente in modo da recuperare la servosistemi.

Un sistema ABS deve, perciò, riconoscere la tendenza al bloccaggio di una o più ruote, e intervenire diminuendo la pressione dell'impianto frenante soltanto su queste ruote. Per essere in grado di fare questo, deve essere dotato di opportuni sensori per valutare la velocità di rotazione delle ruote. L'unico sensore che ho a bordo del veicolo è quello della velocità angolare (ruota femica).

**DIAGRAMMA DI CORPO LIBERO (IN FRENATA)
DELLA RUOTA**



EQUILIBRIO: $C_B - Xr + I\dot{\omega} = 0$

$\Rightarrow \dot{\omega} = \frac{Xr - C_B}{I}$ (1)
 se $Xr > C_B \Rightarrow \dot{\omega} > 0$ ACCELERA
 se $Xr < C_B \Rightarrow \dot{\omega} < 0$ DECELERA

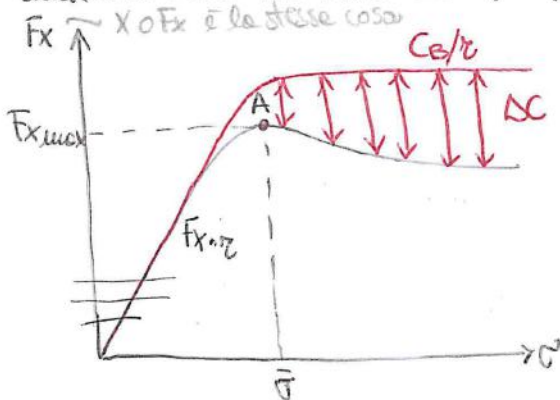
SCORRIMENTO

$\sigma = 1 - \frac{\omega}{\omega_0}$

- ω è la velocità angolare della ruota MISURATA dal sensore
- ω_0 è la velocità angolare che avrebbe la ruota se essa fosse una ruota rigida (scorrevole ad un mozzo che sta trascorrendo a $\omega_0 = \frac{V}{r}$ è la velocità angolare STIMATA che la ruota avrebbe se fossimo in condizioni di puro rotolamento.

L'ABS funziona sulla base di una stima di una imminente situazione di bloccaggio basata solo sulla lettura della velocità angolare ω .

Qual è il fenomeno fisico che capita?



IN STAZIONARIO: $C_B = F_x \cdot r \Rightarrow F_x = C_B / r$

Si avrà il BLOCCAGGIO DELLE RUOTE nel momento in cui la coppia frenante agente C_B è maggiore della forza longitudinale massima applicabile $F_{x,max}$.

Quello che capita è che durante la frenata, la pressione frenante e quindi la coppia frenante C aumentano. Si ha un aumento della forza frenante F_x sviluppabile a terra fino al punto A.

A questo punto se aumento ancora la pressione

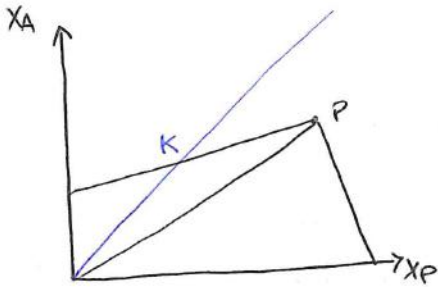
frenante e dunque la coppia frenante C_B (anche se s'incrementa di poco) accade che supero il punto A ovvero la max forza frenante sviluppabile a terra F_x e quindi si genera un ΔC . Inoltre man mano mi allontaniamo da A questo ΔC cresce ancora di più perché la F_x diminuiscono \rightarrow cioè aumentano la differenza tra la coppia frenante C_B e la forza frenante sviluppabile a terra \Rightarrow questo porta al bloccaggio della ruota.

Dunque quando supero, anche se di poco, la coppia frenante si presenta un **SURPLUS DI COPPIA** che supera la max coppia sviluppabile a terra e dunque nasce una decelerazione $\dot{\omega}$;

se $C_B > X \cdot r \Rightarrow \dot{\omega} < 0$ nasce una decelerazione (osserva da (1)).

Superato il max valore di forza sviluppabile a terra X_{max} (punto A), il ΔC cresce ancora di più. Cioè la coppia frenante C_B diventa ancora più eccessiva via via che la ruota tende allo scorrimento

Se la decelerazione supera un determinato valore critico, il sistema ABS deve bloccare l'aumento della pressione frenante o di abbassare tale pressione, fino a quando il pericolo di bloccaggio non è superato. Inoltre per evitare che la ruota sia sotto frenata, la pressione frenante deve poi essere ristabilita.



IMPIANTO FRENANTE DI PROGETTO

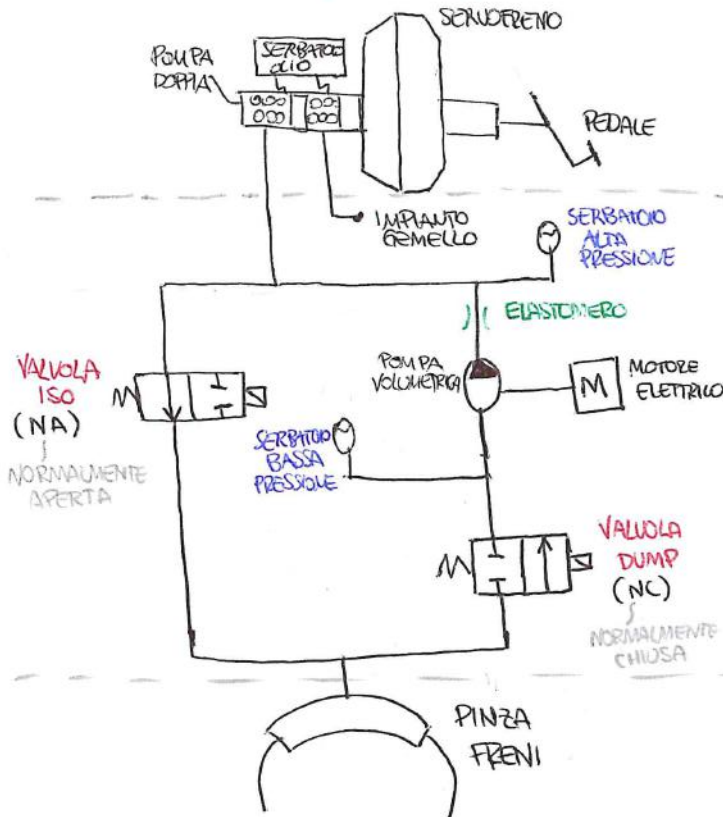
IMPIANTO FRENANTE VERO

Arrivato al punto K saturo l'aumentare e quindi le ruote davanti tenderanno a bloccarsi. Deve evitare il bloccaggio o per lo stesso mantenere la ruota in corrispondenza della max forza e consentire all'inspant di continuare ed alimentare le ruote posteriori in modo tale da convergere verso il punto di massimo P.

Per fare ciò deve impedire l'aumento ulteriore della pressione in camera e poi, oltre ai ritardi di attuazione, deve considerare che a causa dei cambi di aderenza le 2 cambie continuamente e quindi deve avere un sistema di controllo che riesce a stare dietro ad una caratteristica $F_x - v$ che cambia in continuazione.

SCHEMA IMPIANTO ABS - sistema funzionale elettro-idraulico del sistema frenante ABS

Può essere suddiviso in 3 parti:



PARTE 1 => è costituita dal SERVOFRENO e dal MASTER CYLINDER, che è controllato dal conducente attraverso il pedale freno

PARTE 2 => Rappresenta la centralina idraulica dell'ABS, costituita da elettrovalvole, serbatoi e pompe.

PARTE 3 => È costituita dalle pinze freno e dai dischi delle ruote

Per permettere all'impianto idraulico (ABS) di controllare indipendentemente la pressione su ogni ruota, il circuito è dotato di diverse valvole, due per ogni ruota, che controllano una l'aumento e l'altra la diminuzione di pressione. Sono entrambe delle elettrovalvole.

VALVOLA ISO è normalmente aperta NA. È una valvola di mantenimento (tiene costante la pressione)

VALVOLA DUMP è normalmente chiusa. È una valvola di scarico

Sono entrambi delle valvole a comando elettrico **78** INI STABILI a 2 vie e 2 posizioni.

Un **SERBATOIO A BASSA PRESSIONE** che serve ad accumulare l'olio in eccesso.

Le elettrovalvole si aprono e si chiudono velocemente e la pompa ruota tra dei tempi di risposta più elevati rispetto alle elettrovalvole e quindi l'olio una volta arrivato alla pompa si bloccherebbe → per questo si mette un serbatoio di bassa pressione.

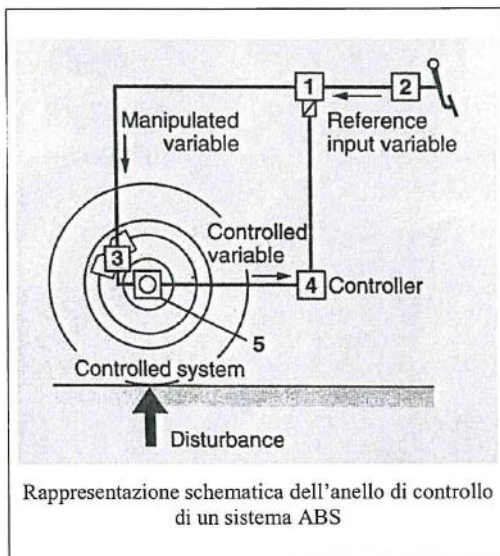
Inoltre al valle della pompa si inserisce un **ELASTOMERO** che è un elemento che si deforma al passaggio dell'olio in pressione. Questo elemento serve per attenuare gli impulsi di pressione dovuti alla presenza della pompa.

Infine, si inserisce un **SERBATOIO DI ALTA PRESSIONE** che serve ancora una volta per attenuare le pulsazioni che arriviamo al pedale del guidatore.

In questo modo si riesce ad attenuare l'abbassamento della pressione nella pinza freno e di conseguenza a diminuire la coppia frenante e permettere alla ruota di accelerare.

Quando la velocità della ruota raggiunge un valore ritenuto sufficientemente dalla logica di controllo, viene nuovamente disattivata la valvola DUMP e la valvola ISO in modo da aumentare nuovamente la coppia frenante.

Dunque il circuito dell'ABS ha una struttura ad ANELLO CHIUSO di controllo.



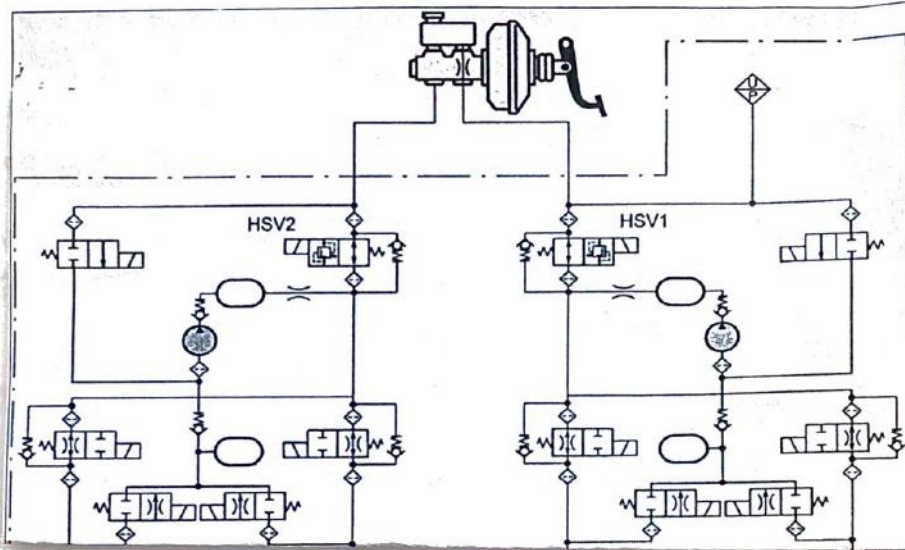
Il guidatore controllando il pedale freno (INPUT del sistema) avvia la pompa doppia (2). L'azionamento di essa permette di aumentare la pressione dell'olio presente nell'impianto idraulico, e di generare attraverso i cilindri dei freni (3) la coppia frenante delle ruote. Questa coppia, però, può risultare eccessiva rispetto a quella trasmissibile dalla pneumatica, portando rapidamente la ruota al bloccaggio. Per evitare questo, l'ABS diminuisce la pressione del circuito con opportune valvole (1), controllate direttamente dalla centralina (4), che reagisce agli impulsi provenienti dai sensori della velocità di rotazione delle ruote. (5)

SISTEMA ESC (o ESP) (Electronic Stability Control)

È un dispositivo di controllo dinamico della vettura. È un sistema che sfrutta l'azione differenziata dell'impianto frenante su ciascuna ruota per riportare l'autoveicolo nelle condizioni volute.

Questo sistema è integrato con gli impianti ABS ed EBD.

Il sistema ESC viene realizzato aggiungendo alle ABS altre 2 elettrovalvole per ogni circuito primario (in totale si hanno quindi 4 elettrovalvole in più) e un sensore di pressione (presente soltanto su un circuito primario). Quest'ultimo viene utilizzato per disattivare l'ESC quando la pressione nel master cylinder supera una certa soglia (ad esempio 10 bar), lasciando attivo solo l'ABS.



Essendo un sistema di controllo di stabilità, l'ESC (e quindi le 4 elettrovalvole in più) interviene anche se il guidatore non agisce sul pedale del freno.

Da qui la sostanziale differenza con l'ABS:

- Nella modalità ABS è il guidatore che schiacciando il pedale del freno per manovra portata e frenata
- Nella modalità ESC, si prescinde dal fatto che il guidatore stia schiacciando il pedale del freno, interviene sui freni

Si passa da un sistema di assistenza (ABS) ad un sistema di controllo che interviene anche quando il guidatore non dà nessun comando.

L'ESC vuole assicurare la traiettoria del veicolo impostata dal guidatore tramite i suoi comandi (freno, volante, cambio, motore). Può capitare, però, che il guidatore perda il controllo della stabilità del veicolo. In queste condizioni il controllo di stabilità, anche se il guidatore non interviene sui freni, deve poter intervenire sui freni in modo da introdurre una coppia IMBARDANTE (cioè che fa accentuare l'ingresso in curva) o CONTROIMBARDANTE (che fa ridurre l'ingresso in curva → comportamento sottosterzante) per garantire la stabilità del veicolo.

L'ESC interviene, quindi, quando il pedale del freno non è premuto. E se esso non è premuto significa che la pressione nel master cylinder è nulla o quasi. Per questo l'ESC per poter generare coppia frenante deve agire su una coppia di elettrovalvole aggiuntive. Queste due elettrovalvole hanno il seguente compito:

- la prima deve consentire la comunicazione diretta tra l'aspirazione della pompa e il serbatoio. In pratica questa elettrovalvola quando viene attivata (e cioè riceve un comando elettrico)

SISTEMI EBD (Electronic Brake Force Distribution) o CORRETTORE DI PRESSIONE

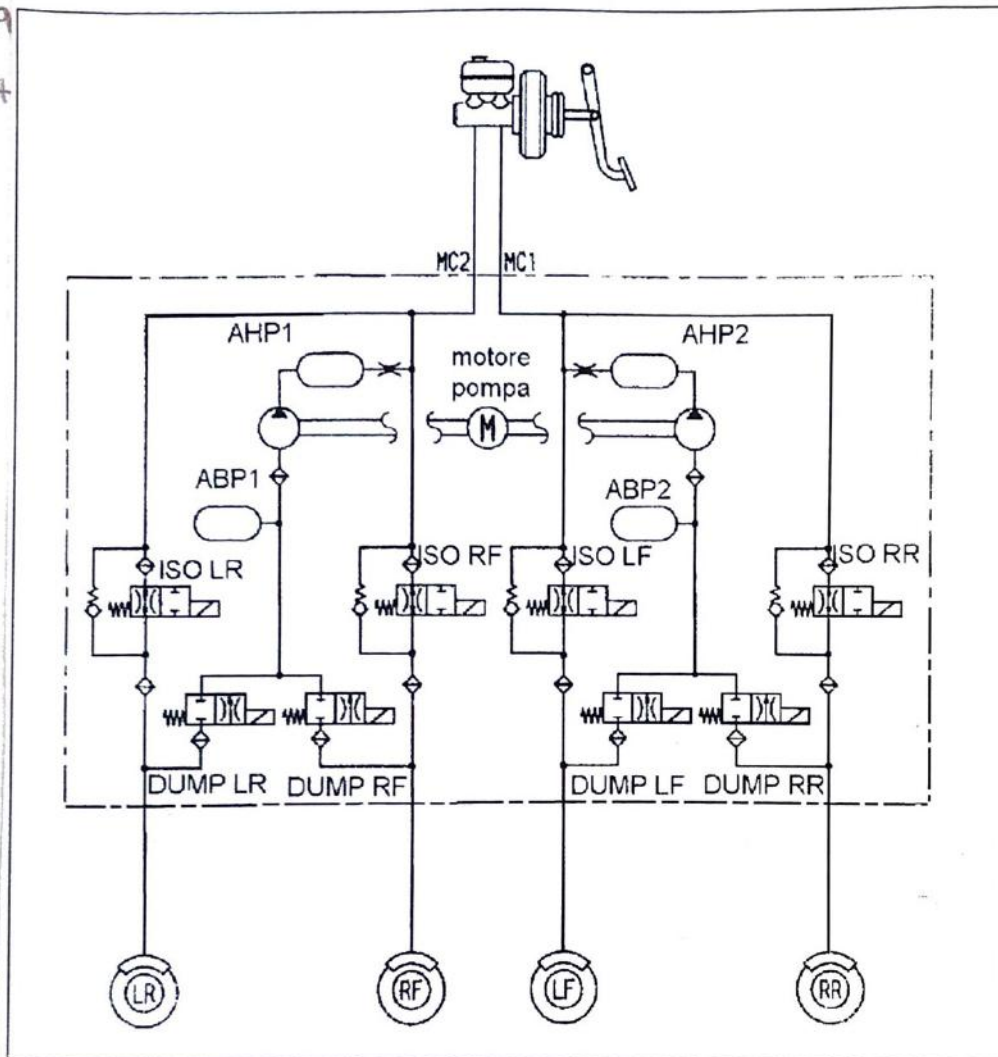
PAG. 9 motore pompa per diminuire nuovamente la pressione nel serbatoio di bassa pressione,

PAG. 9 svuotandolo e rimandando l'olio nel serbatoio.

PAG. 19

PAG. 17

o 2 correttori di
sterzo
per lo sterzo



Schema idraulico di **84** ABS

Il differenziale automobilistico è un tipo di **POTISMO EPICICLODALE**, costituito da 4 ruote dentate coniche ①②③④ a due o due uguali:

- RUOTE ③ e ④ sono le RUOTE **SATELLITI** che sono montate fesse sull'ASSE PORTATREMO che è l'elemento motore del meccanismo;
- RUOTE ① e ② sono le RUOTE **PLANETARI** (o SOLARI) che sono collegate agli alberi (semi-assi) su cui, all'altra estremità, sono poi collegati i mozzetti delle ruote.

Quindi il differenziale è solitamente costituito da due gabbie **PORTASATELLITI** (cioè una corona) su cui sono vincolati due assi dove sono installati due satelliti, in presa con due pignoni che sono collegati sugli alberi di uscita.

Attraverso un pignone la potenza del motore viene trasferita alla corona dentata. La corona è collegata ai satelliti. Questi possono avere due tipi di rotazione: una rotazione solidale con la corona, e una rotazione intorno ai propri assi. I satelliti ingommano con i planetari che trasmettono la potenza alle ruote.

Equazioni caratteristiche di un DIFFERENZIALE IDEALE ($\eta=1$)

$$\begin{cases} \Omega = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} & (1) \text{ EQUAZIONE CINEMATICA} \\ C = C_1 + C_2 & (2) \text{ EQUILIBRIO DELLE COPPIE} \\ C\Omega = C_1\omega_1 + C_2\omega_2 & (3) \text{ EQUILIBRIO DELLA POTENZA} \end{cases}$$

$\Rightarrow \boxed{C_1 = C_2 = \frac{C}{2}}$ LA COPPIA SI RIPARTISCE IN MODO UGUALE
 se $\eta=1$ **DIFFERENZIALE IDEALE**

- **VEICOLO SI MUOVE DRITTO ($\omega_1 = \omega_2$)**

In questo caso il satellite ruota assieme alla corona dentata, ma non ruota intorno al proprio asse. In questo modo il gruppo satelliti-planetari è come se fossero un'unica unità solida che ruota solidalmente con la corona. Così facendo il gruppo satelliti-planetari costringerà gli alberi di uscita a girare ad uguale velocità.

- **VEICOLO IN CURVA ($\omega_1 \neq \omega_2$)**

In questo caso i satelliti oltre a ruotare assieme alla corona dentata, ruotano anche intorno ai propri assi \Rightarrow i satelliti realizzano una rotazione combinata. Il moto viene trasmesso dai satelliti ai planetari. Quest'effetto permette ai due alberi di uscita di girare a velocità diverse tra loro. La ruota interna ruoterà a velocità angolari minori, la ruota esterna ruoterà a velocità angolari maggiori. Quindi l'albero di uscita collegato alla ruota esterna ruoterà ad una velocità maggiore così come il planetario collegato su quell'albero.

Questo differenziale IDEALE è di tipo **CRAN**, cioè è **APERTO** al moto relativo tra le due ruote (cioè tra due alberi di uscita).

Questo differenziale ha però un grande **INCONVENIENTE**:

Si consideri il caso in cui il veicolo abbia una ruota in **ALTA ADERENZA** e quindi si tratti

Molte si può osservare come al parire di coppia e dunque al parire di forza ...
 la ruota con maggiore aderenza (ruota 2) gira a una velocità ω_2 che è minore della velocità
 con cui girava la ruota con minore aderenza (ruota 1) che gira a ω_1 .

|| $\omega_1 > \omega_2$ al parire di coppia \Rightarrow la ruota in bassa aderenza (ruota 1) gira più velocemente
 rispetto alla ruota in alta aderenza (ruota 2)

Il caso limite è:

Immaginiamo che una ruota sia in condizioni di alta aderenza⁽²⁾ e l'altra ruota⁽¹⁾ sia finta
 nel vuoto. Ovviamente la ruota (1) essendo nel vuoto e quindi non essendo a contatto con il
 terreno non sarà in grado di sviluppare forze al terreno dunque: $C_1 = 0$ non applica coppia al
 terreno. La ruota (2) invece essendo in alta aderenza, sarebbe in grado di sviluppare a terreno
 elevate coppie C_2 , ma in realtà, siccome sto usando un DIFFERENZIALE OPEN IDEALE che
 ripartisce in modo uguale la coppia, non trasmette al terreno nulla. Non siamo in grado di
 far muovere il veicolo perché entrambe le ruote non applicano forze al terreno.

$C_1 = C_2 = C_{min}(C_1, C_2)$ In questo caso la coppia minima è $C_1 = 0 \Rightarrow$ in questo caso
 siamo in grado di applicare nessuna coppia al terreno:
 $C_1 = C_2 = 0 \Rightarrow$ siamo fermi

Proprio per superare questi limiti, viene introdotto il DIFFERENZIALE AUTOBLOCCANTE.

DIFFERENZIALE OPEN REALE ($\eta \rightarrow 1$)

Nella realtà il differenziale ideale non esiste, perché avremo sempre una certa potenza
 dissipata dal differenziale. È il caso del differenziale REALE OPEN con $\eta \rightarrow 1$.

In questo caso:

$$\begin{cases} \Omega = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} \\ C = C_1 + C_2 \\ C\Omega = C_1\omega_1 + C_2\omega_2 + \text{Dissipata} \end{cases} \Rightarrow \eta < 1 (\approx 0,9 \div 0,8), \quad C_1 \neq C_2 \text{ ed in particolare:} \\ (C_1 \pm \frac{\Delta C}{2}) + (C_2 \pm \frac{\Delta C}{2}) = C$$

Il differenziale OPEN reale ha un rendimento che è di poco inferiore ad 1 questo perché c'è una
 certa potenza dissipata $P_{diss} \neq 0$. In questo caso nasce una coppia di attrito quando nasce un
 moto relativo tra le due ruote. C'è una coppia di attrito che nasce dalle due ruote incombinate a ruotare a velocità
 diverse tra loro nasce una coppia d'attrito DC che tende ad opporsi a questo moto relativo tra le
 due ruote. Questo DC detta coppia di attrito che nasce è piccolo e quindi non riesce ad
 opporsi al moto relativo \rightarrow quindi il differenziale trasmette questo moto relativo, cioè è
 APERTO alle differenze di velocità tra le due ruote. In pratica accade che la differenza
 tra le coppie resistenti (C_1 e C_2) che agiscono sulle due ruote supera il DC di attrito e
 quindi il differenziale permette questo moto relativo:

$$C_1 - C_2 \geq \Delta C \Rightarrow \text{viene consentito il moto relativo (DIFFERENZIALE APERTO)}$$

Se ad esempio una ruota finisce nel vuoto $\Rightarrow C_1=0$ e quindi $C_1=C_2=0 \Rightarrow$

$\Rightarrow \underline{C = I_p \dot{\Omega}}$ COPPIA DI INERZIA DEL DIFFERENZIALE

In questo caso le ruote non si muovono poiché $C_1=C_2=0$, però i satelliti e le parti interne del differenziale continuano a muoversi proprio perché c'è la coppia d'inerzia $C = I_p \dot{\Omega}$.

Esempio:

Se una ruota è sul ghiaccio e quindi al massimo può applicare 50 Nm, anche se noi gliene forniamo 100 Nm soltanto 50 Nm verranno applicati a terra, gli altri 50 Nm se ne vanno in azioni inerziali del differenziale.

DIFFERENZIALE AUTOBLOCCANTE ($\eta < 1$)

Il differenziale AUTOBLOCCANTE nasce per superare i limiti del differenziale OPEN.

Esso ci consente di ottenere una distribuzione non simmetrica della coppia motrice da permettere alle ruote di affrontare nella maniera migliore le situazioni in cui l'aderenza al fondo stradale o al terreno non è ottimale.

In presenza di questo tipo di differenziale, la ruota motrice che perde aderenza o scivola viene bloccata, così che la coppia motrice venga indirizzata in misura maggiore sulla ruota che ha più aderenza. Questo risultato viene ottenuto attraverso l'incremento della coppia di attrito all'interno del differenziale: ciò aumenta la differenza tra le due coppie trasmesse ai semi-assi e "premia" la ruota con maggiore aderenza.

Il differenziale AUTOBLOCCANTE è realizzato appositamente per avere un $\eta < 1$. In pratica si fa nascere all'interno del differenziale una coppia d'attrito che provoca una potenza dissipata.

$$\begin{cases} \Omega = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} & (1) \\ C = C_1 + C_2 & (2) \\ C \Omega = C_1 \omega_1 + C_2 \omega_2 + P_{\text{diss}} & (3) \end{cases} \Rightarrow C_1 \neq C_2, C_1 = \frac{C}{2} \pm \frac{N}{2}, C_2 = \frac{C}{2} \pm \frac{N}{2}$$

$\Rightarrow \eta < 1 \quad (P_{\text{diss}} \neq 0)$

Quindi si fa nascere una coppia d'attrito interna in modo tale da opporsi al moto relativo tra gli alberi di uscita.

Attenzione!! Se si esagera con la coppia di attrito si rischia di dissipare tutta la potenza e quindi impediamo il moto relativo $\rightarrow \eta \rightarrow 0, \omega_1 = \omega_2 = \Omega \Rightarrow$ DIFFERENZIALE È BLOCCATO.

Ci sono tanti modi per fare nascere questa coppia d'attrito interna. Ad esempio:

- Si sfruttano dei piattelli o dischi di frizione. [DIFFERENZIALE LSD]

Essi sfruttano il fatto che le ruote coniche sono in grado di sviluppare forze assiali.

Quando i semi vengono spinti dalle forze assiali spingiamo questi piattelli in modo da generare delle coppie di attrito.

Esempi:

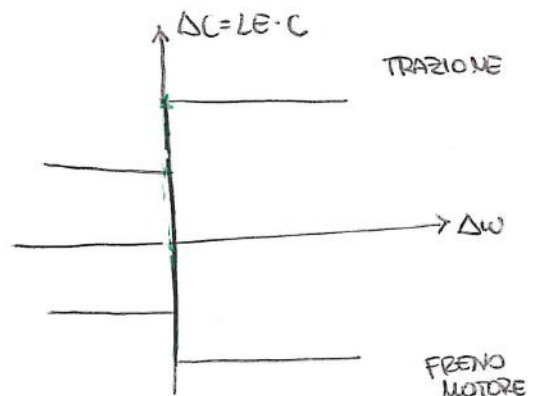
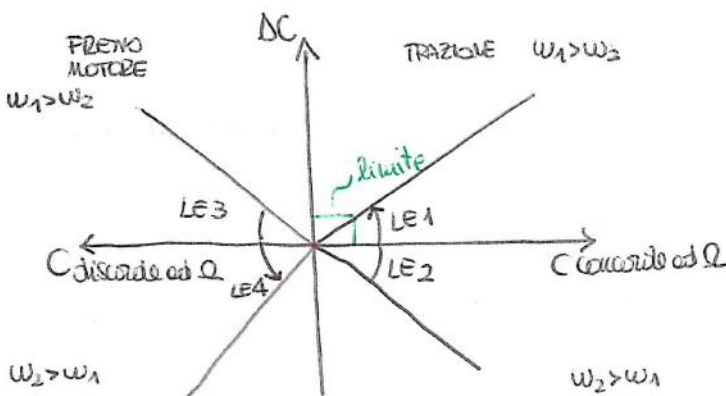
• Immaginiamo di essere in pendenza con un veicolo a trazione integrale (4WD) e immaginiamo che le ruote anteriori scivolino. A seconda del tipo di differenziale potremmo avere situazioni diverse:

- **DIFFERENZIALE OPEN**: in questo caso la coppia sviluppabile dalle ruote anteriori diventa piccola perché le ruote anteriori scivolino. Le ruote posteriori, invece, sono in condizioni di alta aderenza e quindi potrebbero sviluppare a terra coppie elevate. Poiché siamo su un differenziale OPEN che ripartisce in modo uguale la coppia tra coassiali e retrotreno e non riesce ad opporsi al moto relativo. Allora le ruote posteriori trasmetteranno la stessa coppia che trasmettono le ruote anteriori: $C_1 = C_2 = C_{min}(C_1, C_2)$. In questa situazione il veicolo potrebbe non riuscire a muoversi. Se infatti la coppia all'anteriore va a zero il veicolo non si muove.

- **DIFFERENZIALE AUTOBLOCCANTE**: in questo caso anche se la coppia all'anteriore fosse nulla al posteriore sviluppiamo a terra una coppia $C \neq 0$.
 se $iLE = 0,2$ allora $C_{post} = \Delta C = 200 Nm$
 $\Delta C = LE \cdot C$ se $C = 1000 Nm \Rightarrow \Delta C = 0,2 \cdot 1000 = 200 Nm$
 o comunque se avessimo una coppia molto piccola all'anteriore con il diffe. autobloccante che sviluppa coppia d'attrito ΔC , riusciamo a togliere avanti il ΔC e farlo dietro:
 $C_A = \frac{C}{2} - \frac{\Delta C}{2}$, $C_P = \frac{C}{2} + \frac{\Delta C}{2}$

Un differenziale autobloccante può avere 4 LE:

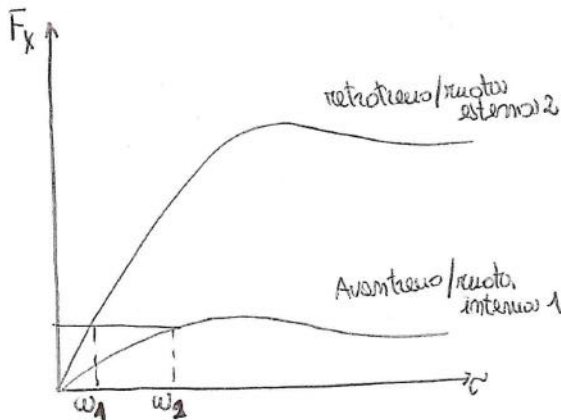
- LE 1: $\omega_1 > \omega_2$ (C concorde con Ω)
 - LE 2: $\omega_2 > \omega_1$ (C concorde con Ω)
 - LE 3: $\omega_1 > \omega_2$ (C discorde con Ω)
 - LE 4: $\omega_2 > \omega_1$ (C discorde con Ω)
- } TRAZIONE
 } FRENO MOTORE → veicolo che traina il motore



Il differenziale rimane dunque bloccato fino a quando la C non supera il ΔC

Questo grafico ci dice che fino a quando non raggiungiamo il limite di ΔC , allora il moto relativo è impedito → DIFF. BLOCC. L'effetto pratico di un DIFF. AUTOBLOCCANTE è di impedire i moti relativi nell'intervallo di coppia che è inferiore al ΔC . Fino a quando non supera $\Delta C = LE \cdot C$ allora $\Delta \omega = 0$.

sulla ruota 2. Combinando i carichi verticali e le forze sviluppate a terra → aumentano il divario tra avantreno e il retrotreno.

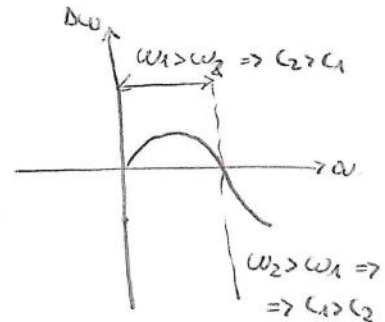


Lo stesso discorso vale per la dinamica longitudinale se usiamo di ax variabile e F_x che si generano tra avantreno e retrotreno.

A parità di coppia e quindi a parità di forze sviluppate a terra ($C = F \cdot R$) si osserva come la ruota interna (più scorcio) vada a velocità maggiore rispetto alla ruota esterna (più carico): $w_2 > w_1$ Risultato non intuitivo

Nel caso del differenziale autobloccante si ha:

- se $w_1 > w_2$ allora il differenziale tenderà a togliere coppia dalla ruota 1 e darla alla ruota 2 $\Rightarrow C_2 > C_1$
- se $w_2 > w_1$ allora toglie coppia dalla ruota 2 e la dà alla ruota 1 $\Rightarrow C_1 > C_2$

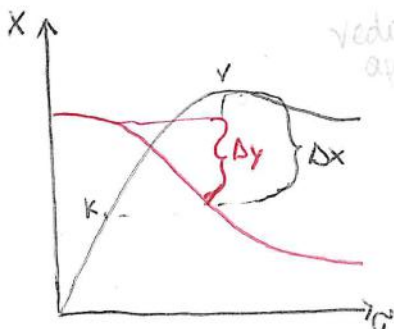


Nel caso del differenziale OPEN:

Alloca non ho ΔC perché l'open non si oppone al moto relativo, ma lo consente.

Se capita che $w_2 > w_1$ il veicolo stende o stenziona di più? Non è detto che se $w_2 > w_1$ avrà un comportamento sottosterzante perché devi considerare l'intero diagramma di corpo libero del veicolo. Vediamo quali sono le conseguenze sulla dinamica del veicolo:

- CASO DI DINAMICA LONGITUDINALE: Man mano che accelero tende a scaricare talmente tanto l'avantreno da farlo scivolare sulla strada avendo poca coppia. Il differenziale allora prende un po' di coppia dall'avantreno e la dà dietro. Il risultato finale è che l'addio non poteva dare una coppia superiore a quella corrispondente alla forza massima, allora quel ΔC lo riparto sulle ruote che ce la fanno (quelle posteriori) in modo da aumentare l'accelerazione ($\Delta C = \Delta F \cdot r$)
- NEL CASO DI DINAMICA LATERALE: Man mano che accelero il differenziale toglie coppia alla ruota interna e dà più coppia a quella esterna. Apparentemente chiudo di più la curva perché aumenta la forza longitudinale, però c'è da considerare che la forza laterale diminuisce.



vedi appunti

Aumentando la forza longitudinale di Δx secondo da $k \cdot v$ però diminuisce di Δy la forza laterale. Forza laterale minore significa che sento meno in curva.

Diagram showing a vertical force G and a horizontal force Δx at a distance $\frac{t}{2}$ from the center. A resultant force Δy is shown at an angle α .

$$M_y = \Delta x \cdot \frac{t}{2} - \Delta y \cdot v$$

Non è detto a priori che dare più forza alla ruota per la curva determini una chiusura della curva perché magari paradossalmente posso ottenere un comportamento più sottosterzante. Dipende dai bracci a e $\frac{t}{2}$. Tra essi c'è un fattore ≈ 2 .