



UNIVERSITÀ
POLITECNICA
DELLE MARCHE

FACOLTÀ DI INGEGNERIA

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

Progettazione funzionale dell'impianto frenante di una vettura di Formula SAE

Functional design of the braking system of a Formula SAE car

Relatore:

Prof. Matteo Palpacelli

Tesi di Laurea di:

Emanuele Fanci

Anno Accademico 2021 / 2022

“ Il peggior nemico della cultura è la noia, la mancanza
di chiarezza, o l'assenza di creatività ”

Piero Angela

Indice

INDICE	1
<u>CAPITOLO 1: LA FORMULA SAE</u>	2
1.1 COS'È LA FORMULA SAE	2
1.2 PROVE STATICHE	3
1.3 PROVE DINAMICHE	4
<u>CAPITOLO 2: PRINCIPI DELL'IMPIANTO FRENANTE.....</u>	9
2.1 COS'È UN FRENO	9
2.2 METODI DI TRASMISSIONE DELL'INPUT DI FRENATA	10
2.3 BILANCIO ENERGETICO E SURRISCALDAMENTO	11
<u>CAPITOLO 3: COMPONENTI DI UN IMPIANTO FRENANTE</u>	14
3.1 PEDALE	14
3.2 BALANCE BAR	15
3.3 POMPA DEL FRENO.....	16
3.4 BRAKE LINE.....	16
3.5 VALVOLA DI RIDUZIONE DELLA PRESSIONE	17
3.6 PINZA	18
3.7 DISCO	19
3.8 NOTTOLINI	19
<u>CAPITOLO 4: LA FRENATA, DAL PEDALE ALLE RUOTE</u>	21
4.1 IL RAPPORTO DI LEVA	21
4.2 LA DISTRIBUZIONE CON LA BALANCE BAR	24
4.3 L'IDRAULICA DELL'IMPIANTO	25
4.4 LA COPPIA FRENANTE NEL GRUPPO RUOTA	26
<u>CAPITOLO 5: LA DINAMICA DEL VEICOLO IN FRENATA</u>	27
5.1 LE FORZE IN GIOCO	27
5.2 IL TRASFERIMENTO DI CARICO	28
5.3 CONDIZIONE DI BLOCCAGGIO	29
5.3 IL BECCHEGGIO.....	31
5.4 IL RIBALTAMENTO	33
5.5 FORZA SUL PEDALE	34
<u>CAPITOLO 6: LA TELEMETRIA</u>	38
6.1 COS'È LA TELEMETRIA	38
6.2 ANALISI DEI DATI	39
6.3 FILTRAGGIO DEI DATI	43
CONCLUSIONI	46
SVILUPPI FUTURI.....	47
BIBLIOGRAFIA.....	47
RINGRAZIAMENTI.....	48

Capitolo 1

La Formula SAE

1.1 Cos'è la Formula SAE?

Creata per avvicinare gli studenti al mondo del lavoro e dar loro una prospettiva realistica su cosa gli aspetta dopo gli studi, la formula SAE è una competizione tra le varie università del mondo, che si sfidano per progettare, costruire e preparare una vettura da corsa.

Oltre a mettere alla prova le capacità ingegneristiche e i concetti imparati nel corso di laurea, rivestono un ruolo importante altri aspetti quali: il contatto con le aziende, la gestione del budget disponibile, la stima delle spese, la fattibilità dei componenti, l'assemblaggio in officina, il lavoro di gruppo, la presentazione del lavoro svolto.



Fig.1 Vettura P3 evo, Polimarche racing team, Assen 2017

La competizione si svolge in una settimana di gara presso un autodromo, attraverso numerose gare, suddivise in prove statiche e prove dinamiche. Nei primi giorni si inizia l'evento con la presentazione dei team, segue lo svolgimento delle prove statiche e chiudono l'evento le prove in pista. Ogni prova ha un suo punteggio massimo, assegnato alla prima squadra classificata in quella singola prova, a scalare proporzionalmente tutti gli altri. La classifica finale viene stilata sommando i punteggi delle varie prove.

1.2 Le prove statiche

Le prove statiche valutano l'aspetto economico e le scelte ingegneristiche, non richiedono dunque che la macchina si muova, in altre parole è la presentazione del progetto e si articola nelle seguenti fasi:

Il Cost Report, l'analisi di tutti i costi di produzione e assemblaggio di ogni singolo componente presente sulla macchina. È importante la precisione della stima delle spese, considerando i costi delle materie prime e dei processi produttivi.



Fig. 2 Engineering design event

Il Business Plan, è la presentazione che punta ad essere più accattivante, è meno tecnica delle altre ma spazia in ambito marketing, valutando la fattibilità del progetto

e i possibili sviluppi in una produzione in serie. È molto simile ad una presentazione aziendale di un progetto nascente.

L'Engineering Design è una presentazione che si svolge nel box del team attorno alla vettura, proprio per parlare di aspetti di progettazione e scelte ingegneristiche, i giudici possono fare domande osservando direttamente la parte interessata, mentre gli studenti si avvalgono anche del supporto del materiale preparato, quali grafici e diagrammi per consentir loro di rispondere al meglio e con dati concreti che supportano la loro tesi. Completata questa fase si può entrare a tutti gli effetti nel vivo della competizione.

1.3 Le prove dinamiche

Le prove dinamiche sono svolte fisicamente in pista e puntano a valorizzare la performance della macchina.



Fig. 3 Una vettura di Formula SAE torna nei box dopo una prova in pista

Prima di iniziare però vi sono dei controlli che vengono effettuati dai giudici di gara per verificare che gli studenti abbiano rispettato il regolamento tecnico stilato dall'organizzazione e che la macchina sia adeguata a svolgere la competizione: la tech inspection, il tilt test, il noise test e il brake test.

La tech inspection è una severa ispezione di tutta la vettura, in cui i giudici controllano se rispetta numerosi aspetti regolamentari, sia in ambito di sicurezza (parti mobili, solidità strutturale, giochi dei componenti, rollbar, ecc) che di performance (dimensioni generali, ingombri aerodinamici, aspirazione motore, altezza minima da terra, ecc).

Dell'impianto frenante vengono controllati numerosi aspetti, tra cui:

- L'impianto deve essere costituito da due circuiti indipendenti, uno per l'asse anteriore e uno per l'asse posteriore. Ma la vettura deve frenare tramite un unico pedale tutte e quattro le ruote.
- Il sistema frenante deve essere interamente meccanico, ovvero non è permesso il trasporto dell'input di frenata tramite circuito elettrico (brake by wire).
- L'impianto deve rispettare delle caratteristiche minime di resistenza, potendo sopportare il carico e la pressione di una frenata di emergenza e deve essere protetto dalle parti in movimento del motore.
- Il pedale deve essere progettato in modo che possa strutturalmente resistere ad una forza massima applicabile dal pilota di 2000 N.
- La staffa del pedale deve essere prodotta in acciaio, alluminio o titanio. Non sono consentiti materiali compositi.
- Nessuna parte che costituisce l'impianto può situarsi ad un'altezza minore da terra rispetto al punto più basso del telaio.



Fig. 4 Una vettura di Formula SAE durante il tilt test

A seguire si svolge il tilt test, una prova che consiste nel fissare la macchina su una pedana che, tramite un pistone idraulico, si inclina fino a raggiungere l'angolazione di 60°, posizione in cui la macchina deve resistere per qualche secondo senza problemi e perdita di liquidi.

Nel noise test si valuta il suono emesso dal motore tramite l'uso di microfoni, non deve mai superare i 110dB di rumore, ad intervalli di giri motore prestabiliti.

L'ultimo è il brake test, la prova più impegnativa per l'impianto frenante, la macchina deve riuscire ad effettuare una frenata molto decisa, bloccando tutte e quattro le ruote senza spegnere il motore. Può essere ripetuta più volte fino al raggiungimento dell'obiettivo. Spesso in questa prova si adottano delle accortezze nel setup della vettura per facilitare il bloccaggio simultaneo delle quattro ruote, alcuni di questi sono: l'utilizzo di pneumatici a mescola dura con un gonfiaggio più elevato del solito, un particolare settaggio degli ammortizzatori, un angolo di camber pronunciato per ridurre l'impronta a terra, un pilota particolarmente leggero e di bassa statura, ecc... Questo perché la superficie su cui si esegue la prova è sempre la stessa, quindi man mano che i vari team la eseguono tenderà a gommarsi particolarmente, aumentando di molto il grip a terra, rendendo quindi più difficile la riuscita della prova.

Una volta completati questi test la macchina scende in pista per effettuare le prove dinamiche, ogni prova (escluso l'endurance) può essere ripetuta da due diversi piloti per 2 volte a testa.

La prima è la prova di accelerazione, una gara su un rettilineo di 75m in cui la macchina, partendo da ferma, deve tagliare il traguardo nel minor tempo possibile.



Fig. 5 La prova di acceleration durante l'evento di Fsaе Italy del 2018

Segue la prova di Skid-pad, svolta in un tracciato a forma di 8, con diametro interno di 15,25m; qui conta molto la tenuta laterale e la stabilità in curva.

Le ultime due prove, le più importanti si svolgono sullo stesso tracciato, un percorso tecnico ricco di ostacoli e curve di vario tipo, tra slalom, curve a gomito, chicane e curvoni veloci.

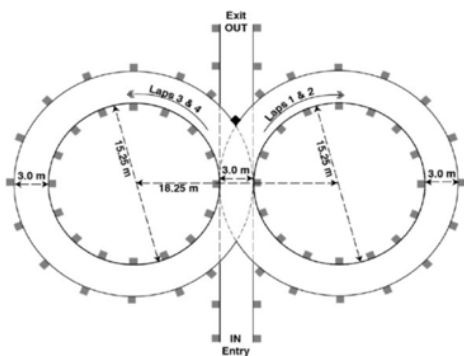


Fig. 6 e 7 Schema del circuito skidpad e una vettura che lo percorre (Fsaе Italy 2018)

La prima delle due si chiama Autocross, è sostanzialmente un giro lanciato, come in una qualifica, in cui la macchina deve fare il giro più velocemente possibile, evitando di abbattere i conetti che delimitano il percorso, i quali porterebbero ad una penalità sul tempo finale.

L'ultima, la prova principale di tutto l'evento è l'endurance, una lunga gara sullo stesso circuito dell'autocross, che la macchina deve percorrere per 22 volte, con un pit stop a metà gara per il cambio pilota. Questa prova stressa l'impianto frenante, e in generale tutta la vettura, in modo continuativo, testando oltre la performance la resistenza e la solidità dei componenti.



Fig. 8 L'evento endurance in cui ho avuto l'onore di prender parte come pilota, Assen 2016

Capitolo 2

Principi primi dell'impianto frenante

2.1 Cos'è un freno?

Utilizzato da ben prima dello sviluppo del motore, il sistema frenante ricopre un ruolo fondamentale nell'ambito dei trasporti. Dalle prime versioni a pattino sulle carrozze trainate dai cavalli ai moderni freni a disco carboceramici, si è sempre andati alla ricerca di un sistema che consentisse, in contrapposizione al motore, di rallentare o arrestare il mezzo a comando.

Si opera facendo frizionare due superfici in moto tra loro, grazie all'applicazione di una pressione che le schiaccia relativamente, creando così una forza di attrito radente. Storicamente i metodi per poter attuare questo principio sono stati molteplici, dall'uso di pattini a quello di funi, alle ganasce diffuse sui mezzi pesanti fino ai più moderni freni a disco.

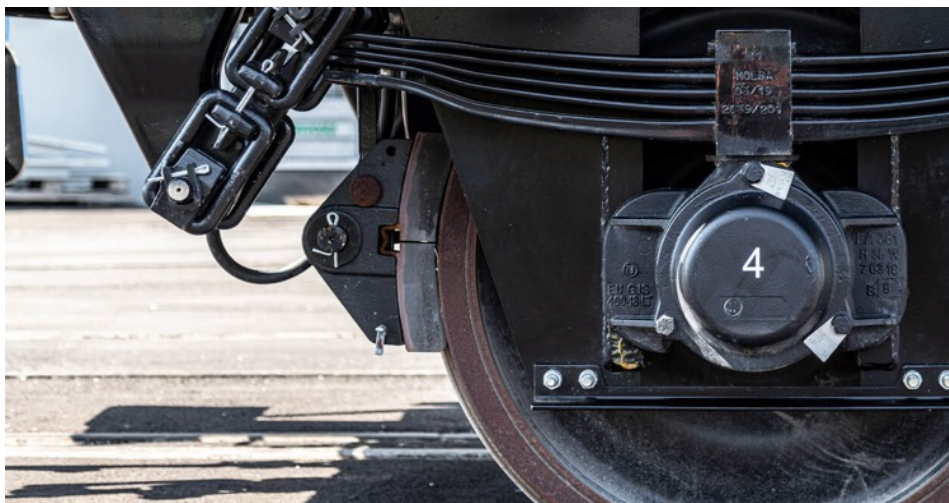


Fig. 9 Dettaglio di un freno a pattino in ambito ferroviario

Oltre ad essere necessario per arrestare il tempo, il freno è un ottimo strumento per il controllo della velocità; infatti una delle caratteristiche più ricercate dai progettisti, insieme alla pura potenza massima sviluppabile, è la progressività e il controllo sul comando di frenatura. Caratteristica spiccata dei freni a disco di buona qualità, con cui si riesce a modulare in modo molto preciso rispetto ad altri sistemi, come quello a tamburo o a pattino, che tendono più facilmente a inchiodare in caso di una forte sollecitazione.



Fig. 10 Gruppo ruota di Formula SAE, in primo piano gli attacchi della pinza (smontata) subito dietro si intravede il disco freno.

2.2 Metodi di trasmissione dell'input di frenata

A seconda del mezzo per trasmettere il comando dal pedale (o leva) fino al freno si usano:

- Cavi metallici, sistema molto economico e compatto, ottimo per ricoprire distanze limitate e geometrie non troppo complesse, può trasmettere forze molto elevate. Di contro ha che può incepparsi nelle sedi che variano la direzione del cavo, deve essere

controllato periodicamente per evitare che la fatica del metallo e l'usura porti il filo a spezzarsi, provocando una situazione molto pericolosa.

- Circuiti idraulici, molto comodi in quanto si possono dare ai tubi forma e lunghezza desiderata, non c'è il rischio di inceppamento o usura (come nel caso del cavo), garantiscono pressioni elevate e buone prestazioni; di contro si ha la sensibilità alla temperatura, l'olio può sporcarsi, assorbire acqua o cavitare nel tempo, perdendo di prestazione. Inoltre se si dovessero avere problemi o infiltrazioni di aria o altri corpuscoli esterni è necessario effettuare ogni volta uno spurgo dell'impianto.
- Circuiti ad aria compressa, spesso usati da mezzi pesanti o in ambito ferroviario, lavorano a pressioni inferiori di quelli idraulici e sono meno reattivi. Spesso vengono usati "al contrario", ovvero l'aumento di pressione causa il distacco del freno, che altrimenti viene tenuto a contatto tramite una molla di richiamo. Uno dei più famosi e largamente utilizzato è il freno continuo automatico Westinghouse.
- Brake-by-wire, consiste nel trasporto delle informazioni tramite segnale elettrico, è il sistema più moderno e in forte diffusione. Il vantaggio è che il segnale può essere trasmesso anche a distanza e in maniera non fisica, quindi non bisogna pensare al dimensionamento dei tubi o allo spessore del cavo, inoltre il segnale digitale può essere elaborato e si possono cambiare (anche in tempo reale) parametri come linearità e saturazione, inoltre la centralina gestisce direttamente eventuali assistenti alla frenata, come l'ABS. La frenata viene quindi applicata fisicamente tramite degli attuatori idraulici o degli elettromagneti che sviluppano la forza di output. Di contro il sistema è costoso e le componenti elettroniche devono essere controllate per evitare un'errata lettura dei sensori.

2.3 Bilancio energetico e surriscaldamento

A livello energetico la frenata di un veicolo comporta una dissipazione di energia cinetica del veicolo in favore di energia termica. Non è quindi un processo efficiente, poiché l'energia termica accumulata nel disco freno viene poi persa nell'ambiente, per

questo motivo si stanno diffondendo in questi anni i veicoli ibridi, capaci di accumulare l'energia in frenata, per poterla restituire alla successiva accelerazione.

Vista l'enorme energia cinetica di un veicolo, soprattutto se quest'ultimo sviluppa grandi velocità o è caratterizzato da una massa piuttosto importante, e vista la compattezza degli impianti frenanti, si deve porre molta attenzione in fase di progettazione nel riuscire a dissipare efficacemente la gran quantità di calore in ingresso, per evitare che si arrivi al surriscaldamento.

Questo fenomeno porta a numerose problematiche:

Il più facile da raggiungere è il fading, una forte perdita di performance a causa delle alte temperature che portano alla formazione di gas, formato dalla combustione della resina del materiale d'attrito. Alla lunga può portare anche alla sua vetrificazione, ovvero il "saldarsi" del deposito della pastiglia sul disco a causa delle alte pressioni di contatto e calore.



Fig. 11 Disco spezzato di una vettura di rally dopo un incidente, si può notare il cambio colore del disco, sintomo di surriscaldamento (Rally Roma Capitale 2019)

Il surriscaldamento porta anche alla variazione di viscosità del liquido freni, e, in caso di infiltrazioni di acqua (liquido igroscopico) con l'abbassamento della temperatura di ebollizione, si va incontro alla formazione di bolle di gas che rendono il circuito non

più incompressibile (fenomeno del vapour locking), facendo perdere di efficacia a tutto l'impianto con il pedale a fondo corsa senza poter esprimere la massima forza frenante.

Le vetture di formula SAE hanno per regolamento due circuiti idraulici, uno per l'asse anteriore e uno per il posteriore. In modo che se uno dei due dovesse avere un problema ci sarà comunque l'altro per garantire la frenatura, seppur su un solo asse.

Il comando e la forza di input vengono impartiti dal pedale, collegato alle pompe tramite una balance bar, un dispositivo meccanico che distribuisce in un rapporto regolabile la pressione tra i due circuiti. Da qui partono i tubi che finiscono alla pinza del freno, avvitata sul portamozzo (parte fissa della ruota). Nella pinza sono presenti i pistoncini che scaricano la pressione sulle pastiglie, che a loro volta fanno frizione premendo sul disco (parte rotante del gruppo ruota).

Capitolo 3

Componenti di un impianto frenante

3.1 Il pedale

Unica componente dell'impianto a contatto con il pilota, fondamentale la sua geometria, che conferisce un rapporto di leva determinato tra la forza applicata dal piede e quella trasmessa alle pompe, cosicché la massima forza che riesce a spingere il pilota sia corrispondente ad una pressione adeguata per la frenatura ideale. Oltre che il picco di prestazione è determinante di un buon impianto quanto esso sia modulabile, ovvero quanto facilmente il pilota può gestire la potenza frenante a sua disposizione, senza correre il rischio di bloccare e perdere il controllo.



Fig. 12 Pedale del freno della P4 evo, ultima vettura del Polimarche racing team

Obbligatorio nel regolamento di Formula SAE il “Brake Over-Travel Switch”, fisicamente è un interruttore posizionato di fianco al pedale, che deve garantire lo spegnimento immediato della vettura se il pedale dovesse rompersi o andare oltre la sua corsa massima per qualsiasi ragione.

3.2 Balance Bar

Tradotto letteralmente “barra bilancia”, ovvero un sistema che distribuisce la forza tra i due circuiti (anteriore e posteriore) in modo costante e con un desiderato rapporto, a seconda di come viene posizionata le due pompe hanno bracci diversi sulla leva, sviluppando così forze diverse. Ne esistono di molti tipi, le più sviluppate sono comandate da motorini elettrici, così da variare la geometria dinamicamente durante l’attività in pista.

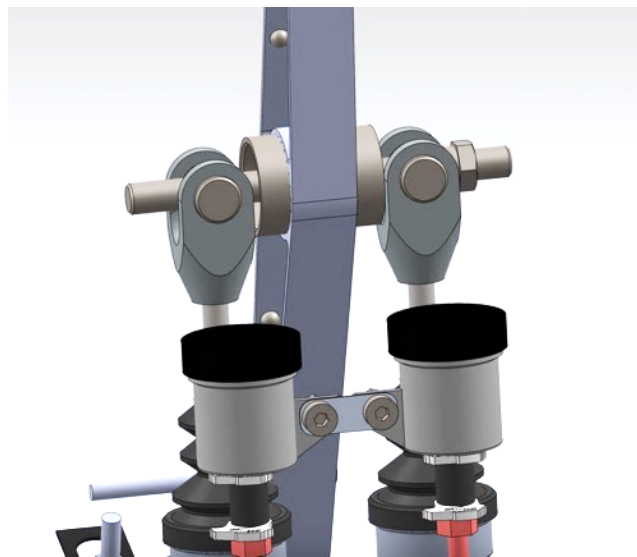


Fig. 13 La balance bar

Il bilanciamento freni è infatti uno dei parametri che i piloti maggiormente modificano nell’arco del giro, non solo per trovare il settaggio teorico ideale, ma soprattutto perché

varia a seconda della curva da affrontare e dall'evolversi delle condizioni atmosferiche e della temperatura degli pneumatici.

3.3 Pompa freno

È fisicamente un cilindro entro cui viene pompato olio nel circuito, la forza è applicata dal pedale cui è vincolato attraverso la balance bar. Alle due estremità da dei giunti sferici, mentre nel mezzo è praticamente un giunto a manicotto, libero di ruotare sul suo asse, così da poter essere adattabile su vari schemi di montaggio.

La dimensione della pompa, in rapporto con quella dei pistoncini delle pinze ci fornisce come viene trasmessa la forza, secondo il principio di Pascal.

Immette olio nel sistema e ne aumenta la pressione a seguito del contatto delle pastiglie sul disco, ha sempre di fianco una vaschetta da cui prende il liquido.

3.4 Brake line

Tutto il circuito di tubi che collegano parti distanti dell'impianto frenante, soprattutto dal pedale al gruppo ruota, su cui è vincolata la pinza. I tubi sono solitamente fatti di PTFE e rivestiti con treccia metallica, hanno un'ottima resistenza e garantiscono una bassa espansione ad alte pressioni.

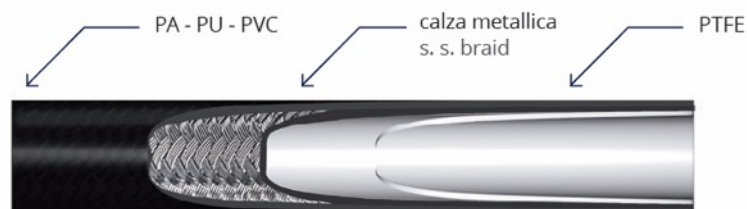


Fig. 14 La sezione del tubo con tutti gli strati di cui è composto

Le sezioni di tubo terminano sempre con dei giunti in alluminio, essi sono di diverse forme, la seconda che servono a: collegare più pezzi di tubo consecutivamente, permettere di sdoppiare il circuito con un collegamento a T (usato per mandare nello stesso circuito olio alla pinza destra e sinistra), consentire l'inserimento di una sonda che misuri in tempo reale la pressione dell'impianto.

3.5 Valvola di riduzione della pressione

Piccola valvola inserita nel circuito posteriore, utile a limitare la pressione in uscita verso le pinze, inizia ad agire dopo un certo valore di pressione, regolabile dal pilota, con un rapporto costante di riduzione. È usata per la sua precisione, riuscendo a variare di piccoli step la pressione, portando ad una variazione del bilanciamento anteriore / posteriore, pur potendo solo agire in riduzione.



Fig. 15 Valvola di riduzione pressione dell'asse posteriore montato su una vettura da rally

3.6 Pinza

Uno dei componenti più costosi dell'impianto, la pinza è vincolata sul portamozzo e fa da struttura di sostegno per tutte le componenti che contiene, presenta:

l'ingresso per l'olio, che arriva in pressione dalle pompe attraverso il sistema di tubi; le sedi per i pistoncini, i quali andranno a premere sulla pastiglia; una valvola di spurgo, utile per espellere l'olio esausto, sporco o con presenza di aria accidentalmente entrata nel circuito.

Una buona pinza garantisce un'ottima potenza frenante con una buona linearità, unite ad un incredibile rapporto tra robustezza e leggerezza.

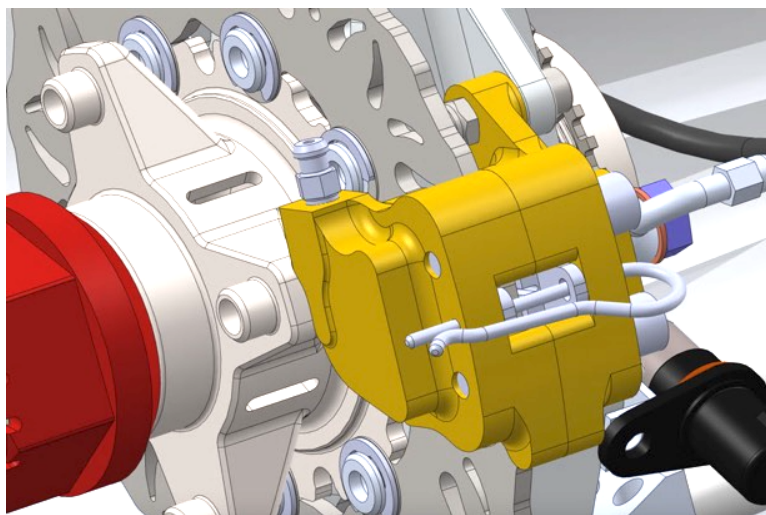


Fig. 16 Rappresentazione al CAD della pinza freno montata

Una pinza di ottima qualità oltre alla compattezza e leggerezza a parità di forze generabili, garantisce un'ottima modulabilità della frenata ed un'eccellente affidabilità.

3.7 Disco

Componente rotante vincolato sul mozzo tramite la sede appositamente sagomata e i nottolini, soggetto a forti e frequenti sbalzi termici. La sua forma infatti è disegnata apposta per smaltire più calore possibile, ed il materiale sarà scelto per resistere alle sollecitazioni di progetto ad alte temperature.

Le “baffature” (così detti gli scavi all’interno) oltre che per alleggerire il componente, diminuire l’inerzia termica del disco e migliorare la dissipazione del calore, servono anche a ripulire le pastiglie durante la frenata da eventuali copri esterni, acqua o dal loro stesso materiale d’attrito che torna a depositarsi sulla superficie, rinnovando continuamente la superficie di contatto.

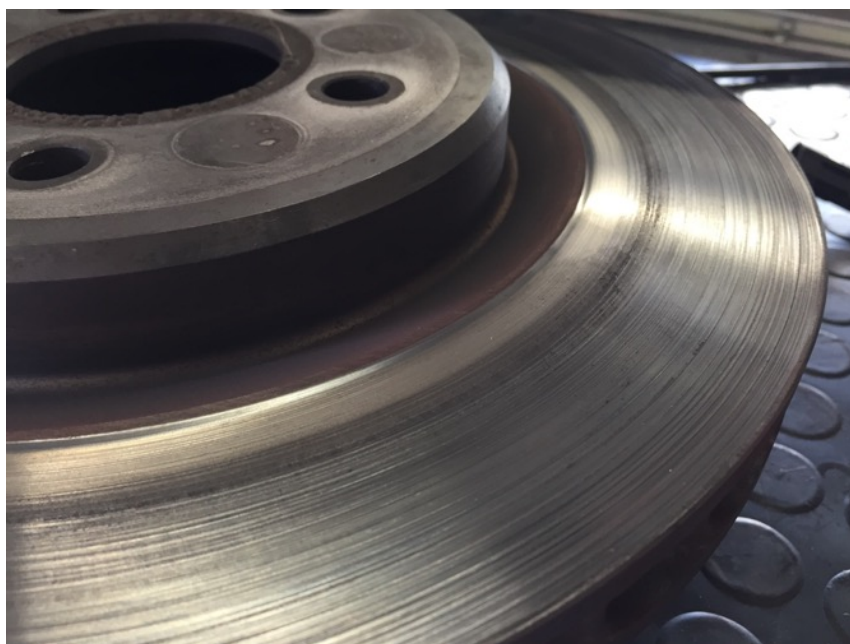


Fig. 17 Dettaglio di un disco freno smontato di una vettura da rally

3.8 Nottolini

Piccoli cilindri a diametro variabile, in sezione molto simili a T, tenuti dall’altra parte da Seeger, hanno la funzione di tenere il disco sulla sede apposta del mozzo con un leggero gioco tangenziale. L’uso dei nottolini rende quindi i dischi flottanti,

consentendogli di muoversi liberamente di alcuni millimetri, adattandosi all'asse della pinza (che invece è fissata sul portamozzo), così da distribuire automaticamente la pressione in maniera uniforme su tutta la lunghezza delle pastiglie freno. Questo potenziale squilibrio può essere causato da molteplici fattori quali: deformazione del gruppo ruota in seguito ad una qualsiasi forza scaricata su di esso, deformazione a torsione del disco a seguito della forza frenante, sbalzi di temperatura, ecc...

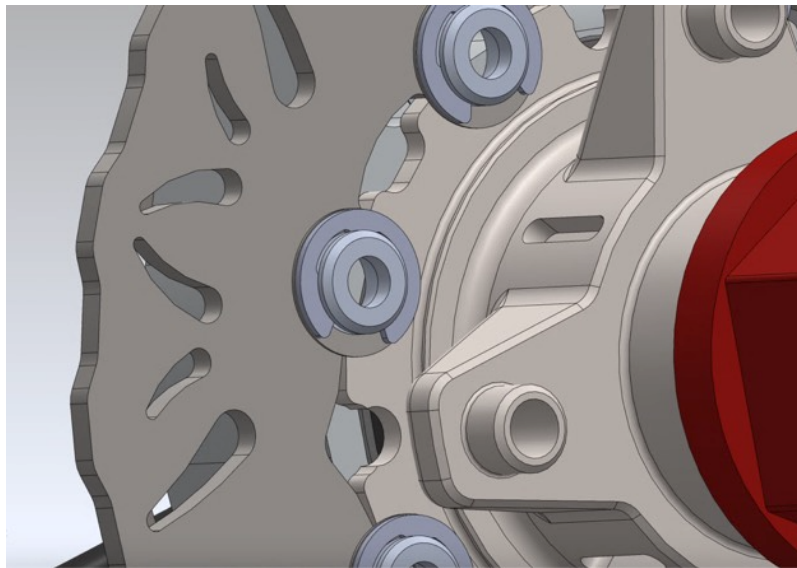


Fig. 18 Gruppo ruota con i nottolini in primo piano

La forza che il mozzo trasmette al disco viene scaricata perlopiù sulla sede del mozzo, così i nottolini non sono eccessivamente sollecitati.

Su altri sistemi frenanti si usa una soluzione opposta, ovvero far flottare la pinza a fronte di un disco fisso.

Capitolo 4

La frenata, dal pedale alle ruote

4.1 Il rapporto di leva

In questo foglio di calcolo viene analizzato l'impianto frenante dall'interno, partendo da tutte le dimensioni specifiche dei vari componenti (in blu). Essi sono valori inseribili, non calcolati, quindi immediatamente modificabili per essere applicati ad altri impianti o per futuri sviluppi dello stesso.

Si parte dalla forza applicata al pedale dal pilota, indicata in kgf (kilogrammo forza) così da essere facilmente misurata e confrontata tramite una comune bilancia pesapersone. Concentrando la forza applicata nel punto V_p , il centro della piastra del pedale, e schematizzando il cinematismo del pedale come in figura si possono trovare il rapporto di leva e la sua linearità tra la posizione di riposo e la posizione di pressione massima.

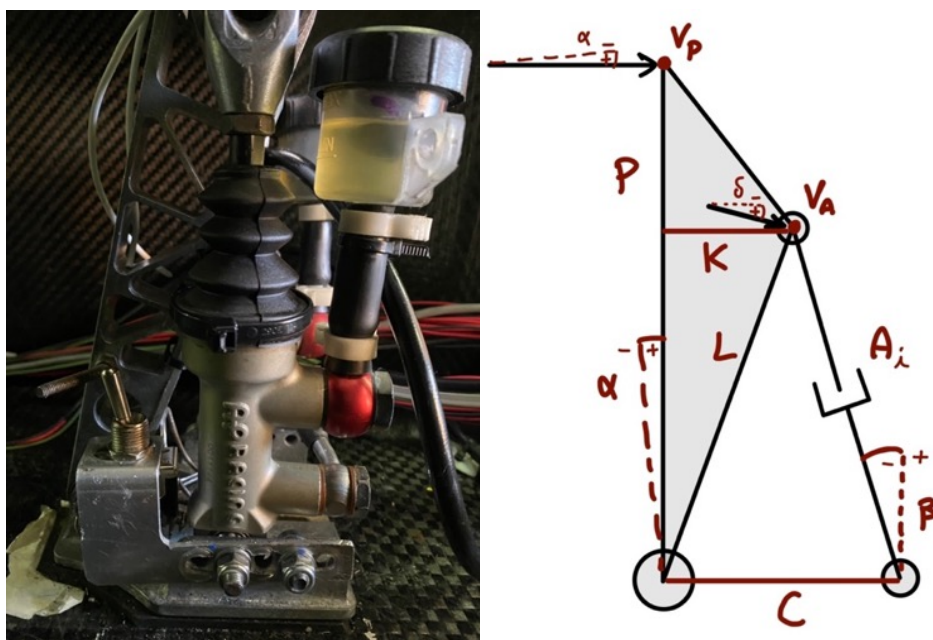


Fig. 19 e 20 Foto del pedale e suo schema cinematico

Il rapporto di leva è un numero adimensionale che permette di confrontare lo spostamento tra il punto V_p e la compressione della pompa A_i ; un valore pari a 1 significa che le due parti si muovono in egual misura, trasmettendo le stesse forze.

$$V_p = 1 \Rightarrow V_a = \frac{L}{P}$$

1. Imponendo velocità al piede si trova la velocità alla pompa

La velocità alla pompa V_a non è ancora sufficiente per descrivere il fenomeno di compressione della pompa, poiché è la velocità assoluta, ciò di cui abbiamo bisogno è la componente assiale rispetto alla pompa, per far ciò bisogna trovare due angoli: δ e β .

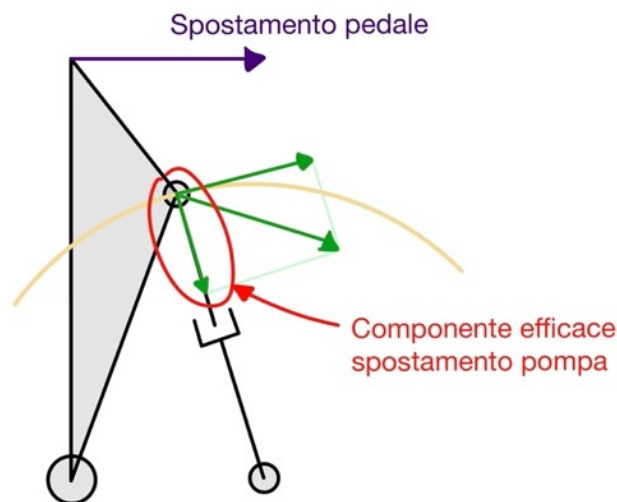


Fig. 21 Scomposizione della velocità V_a nelle sue componenti assiale e tangenziale

L'angolo δ dipende dalla geometria del corpo del pedale, mentre β è l'angolo che forma la pompa con la normale al telaio, esso dipende sia dalla posizione del pedale che da come è montata la pompa.

$$\delta = \alpha + \arcsin \frac{K}{L}$$

2. Angolo corpo pedale

$$\beta = \pi/2 - \arctan \left(\frac{L * \sin(\pi/2 - \delta)}{L * \cos(\pi/2 - \delta) - C} \right)$$

3. Angolo della pompa

Noti gli angoli si procede nel calcolo della velocità assiale, quella effettiva che la pompa esercita nel comprimersi.

$$V_{a\perp} = V_a * \sin(\delta - \beta)$$

4. Componente efficace velocità V_a (assiale la pompa)

A questo punto il gioco è fatto, il rapporto di leva sarà il rapporto tra le due velocità (si può calcolare lo stesso con le forze trasmesse, ma all'inverso) quella al pedale e quella effettiva che comprime la pompa.

$$RL = \frac{V_p}{V_{a\perp}}$$

5. Rapporto di leva del pedale

Numericamente, nel nostro caso, con questa geometria del pedale abbiamo rapporti di leva che variano tra 3 e 6, a seconda di come si sposta il punto di attacco della pompa (il parametro C), che da come si può vedere dalla foto ha 5 configurazioni possibili (40 – 50 – 60 – 70 – 80 mm).



Ogni foro garantisce 20% di differenza		
80 mm	2,88	Delta
70 mm	3,29	20%
60 mm	3,87	21%
50 mm	4,69	21%
40 mm	5,94	21%
C	RL	

Fig. 22 e 23 I punti di attacco della pompa a telaio e i relativi rapporti di leva

Un punto di attacco più vicino (ad es. 50mm) fornisce un rapporto di leva maggiore (4,7) quindi un aumento delle forze sulla pompa a parità di forza applicata, ma anche una diminuzione di spostamento, infatti si dovrà fare una corsa maggiore sul pedale

per comprimere della stessa quantità la pompa. Al contrario un punto più lontano (ad es. 70mm) fa scendere il rapporto di leva ad un valore di 3,3.

P	230	mm		
Ai	177,3	mm	(con $\alpha=0$)	
Aeff	159,05	mm	▲	
C	70	mm	▼	
L	178,2	mm		
K	28	mm		
Vp	1	m/s		
Va	0,77	m/s		
α	18	deg		0,31 rad
β	3,97	deg		0,07 rad
δ	27,04	deg		0,47 rad
Va \perp	0,304	m/s		
Rap. leva	3,29			

Fig. 24 Il calcolo del rapporto di leva su foglio di calcolo

Lo scorso anno la macchina ha sofferto di una scarsa forza frenante, pur premendo con forza sul pedale, la soluzione è stata quella di spostare il punto di attacco della pompa in una posizione più vicina, così quest'anno la macchina è stata in grado di completare il Brake Test al primo tentativo!

4.2 La distribuzione con la Balance Bar

Allo schema semplificato appena descritto si aggiunge ora la terza dimensione: quindi la presenza di una seconda pompa e della balance bar, un dispositivo che sfrutta una leva meccanica per distribuire in modo desiderato la forza tra le due pompe. Infatti come già discusso nel capitolo 1, la vettura di Formula SAE deve necessariamente avere due impianti separati che gestiscono indipendentemente l'asse anteriore e posteriore.

Balance Bar	
56 % ant	
<	>
Bal ant	0,56
Bal post	0,44

Fig. 25 La distribuzione di frenata sul foglio di calcolo

Numericamente il parametro della Balance Bar viene indicato come il rapporto tra le pressioni dei due impianti; solitamente si fa riferimento a quello anteriore, che nella dinamica della vettura è quello più importante e che assorbe la maggior parte del carico, quindi un numero percentuale alto indica una leva che favorisce maggiormente l'impianto anteriore, viceversa una percentuale sotto il 50% l'impianto posteriore.

4.3 L'idraulica dell'impianto

Procedendo con il calcolo idraulico del sistema si calcola, date le superfici della pompa freno e dei pistoncini della pinza, il rapporto idraulico che regola il circuito, quindi il loro rapporto, seguendo la legge di Pascal.

$$\begin{cases} Ri_a = \frac{S_{pa}}{S_p} \\ Ri_p = \frac{S_{pp}}{S_p} \end{cases}$$

6. *Rapporto idraulico impianti anteriore e posteriore*

A questo punto si trova la pressione di esercizio, data la superficie della pompa e la pressione sul pedale, considerando il rapporto di leva trovato precedentemente.

$$\begin{cases} P_a = \frac{F_p * RL * BB}{S_p} \\ P_p = \frac{F_p * RL * (1 - BB)}{S_p} \end{cases}$$

7. *Pressione impianti, anteriore e posteriore*

La stessa pressione caratterizzerà tutto il condotto nel dato istante, quindi sarà la stessa dalla parte opposta, ove alloggia la pinza freno.

Tramite la superficie totale di tutti i pistoncini si ottiene la forza generata sul disco, che sarà proporzionale con il rapporto idraulico trovato precedentemente.

$$\begin{cases} F_{Da} = P_a * S_{pa} \\ F_{Dp} = P_p * S_{pp} \end{cases}$$

8. Forza sui dischi anteriore e posteriore

4.4 La coppia frenante nel gruppo ruota

Infine per calcolare la coppia frenante alla ruota, si utilizza la forza sviluppata dalla pinza trovata poc'anzi, considerando il coefficiente d'attrito dinamico tra disco e pastiglie per ricavare la componente tangenziale sviluppata; infatti la forza impressa dalla pinza è in direzione assiale al disco.

$$\begin{cases} T_a = F_{Da} * \mu_D * r_{Da} \\ T_p = F_{Dp} * \mu_D * r_{Dp} \end{cases}$$

9. Coppia frenante anteriore e posteriore

Come “braccio” per il calcolo della coppia si utilizza il raggio medio del disco, ovvero quello corrispondente al centro di pressione delle pastiglie. Come si vede dalle formule i dischi anteriore e posteriore possono essere di raggio diverso, anzi è molto frequente come caratteristica, vista la differente entità delle forze in gioco tra i due assi.

Anteriore						
Superf pistoncini	1800 mm ²	0,0018 m ²	Rapporto idraulico	11,69		
Raggio disco	85 mm	0,085 m				
Raggio ruota	230 mm	0,23 m				
Pressione impianto	52,0 bar	Semiforza sul disco	4676 N	Coppia Fr	318 Nm	
Posteriore						
Superf pistoncini	860 mm ²	0,00086 m ²	Rapporto idraulico	5,59		
Raggio disco	85 mm	0,085 m				
Raggio ruota	230 mm	0,23 m				
Pressione impianto	52,0 bar	Semiforza sul disco	2234 N	Coppia Fr	152 Nm	

Fig. 26 Procedimento idraulico su foglio di calcolo

A questo punto con la relazione tra forza sul pedale e le coppie frenanti alle ruote, è stato caratterizzato l'impianto, si può vedere come varia al variare di qualsiasi parametro, permettendo di studiare facilmente futuri miglioramenti.

Capitolo 5

La dinamica del veicolo in frenata

5.1 Le forze in gioco

Partendo dai dati calcolati nel precedente foglio di calcolo ed inserendo le caratteristiche cinematiche della vettura, si può prevedere il comportamento in frenata del veicolo e le condizioni di bloccaggio delle ruote.

Si calcola inizialmente la forza tangenziale massima sviluppabile da ogni asse (anteriore e posteriore) come il rapporto tra la coppia frenante e il raggio della ruota.

$$\begin{cases} F_{Ta} = \frac{T_a}{r_R} \\ F_{Tp} = \frac{T_p}{r_R} \end{cases}$$

10. Forza tangenziale massima trasmissibile

Per poter scaricare a terra tutta questa forza la macchina deve necessariamente imprimere una sufficiente forza normale al terreno, senza la quale si finirebbe con il bloccare la rotazione delle ruote e non sfruttare al meglio la frenata imposta. Infatti una vettura che blocca le ruote, oltre che perdere direzionalità, sarà capace di decelerare meno di una che riesce a non superare quel limite.

$$\begin{cases} N_{ra} = \frac{F_{Ta}}{\mu_R} \\ N_{rp} = \frac{F_{Tp}}{\mu_R} \end{cases}$$

11. Forza normale a terra minima richiesta

A questo punto si può trovare la decelerazione ideale e senza slittamenti, utilizzando il secondo principio della dinamica, conoscendo la massa totale della macchina.

$$a_{max} = \frac{2(F_{Ta} + F_{Tp})}{M * g}$$

12. Decelerazione ideale massima sviluppabile

Nella realtà però si possono avere diverse problematiche che non permettono la massima decelerazione sviluppabile appena calcolata, si analizzano di seguito i casi principali.

5.2 Il trasferimento di carico

Il trasferimento di carico è la conseguenza più importante quando si parla di frenata di un veicolo, consiste nello spostamento verso l'asse anteriore dei carichi dovuti alla decelerazione delle masse. Questo porta ad una differenza di forza normale rispetto al caso statico, in cui la forza scaricata a terra dipende esclusivamente dalla posizione del baricentro rispetto ai due assi del veicolo.

$$\%_{AS} = \frac{\text{semiasse post}}{\text{passo}}$$

13. Percentuale di massa scaricata sull'asse anteriore in condizioni statiche

Per questo motivo l'asse posteriore tende a perdere carico, essendo così più soggetto al bloccaggio, infatti si dimensionano gli impianti in modo che la forza frenante sia maggiore sull'asse anteriore, si calcola di seguito quanto in avanti si sposta il carico.

$$\Delta_B = h_B \frac{a_{max}}{g}$$

14. Proiezione a terra dello spostamento apparente del baricentro

Questo scostamento genera quindi un nuovo equilibrio tra i due assi, che ridistribuisce le masse secondo l'entità della decelerazione, si ha così la distribuzione delle masse in regime dinamico.

$$\%_{AD} = \frac{\text{semiasse post} + \Delta_B}{\text{passo}}$$

15. Percentuale di massa scaricata sull'asse anteriore in condizioni dinamiche

5.3 Condizione di bloccaggio

La conseguenza più frequente in un caso di una frenata non perfetta è quella del bloccaggio di una o più ruote. Pur lavorando per coppie di ruote in questa tesi, possono verificarsi nella realtà delle situazioni in cui il bloccaggio lo subisca anche solo una ruota di un asse, questo perché, nonostante la pressione dell'impianto sia la stessa e il trasferimento di carico longitudinale sia uguale per la ruota destra e la sinistra, possono presentarsi delle piccole differenze, ma sostanziali quando si parla di una frenata al limite, che "svantaggiano" una ruota più dell'altra; ad esempio una diversa usura tra i due pneumatici, oppure un asfalto leggermente più scivoloso in alcuni punti, o ancora un leggero trasferimento di carico laterale. È questo il caso dell'immagine di seguito, curva 10 del circuito di Gilles Villeneuve in Canada, una delle curve del mondiale di Formula 1 ove è più frequente assistere a bloccaggi della ruota anteriore interna.

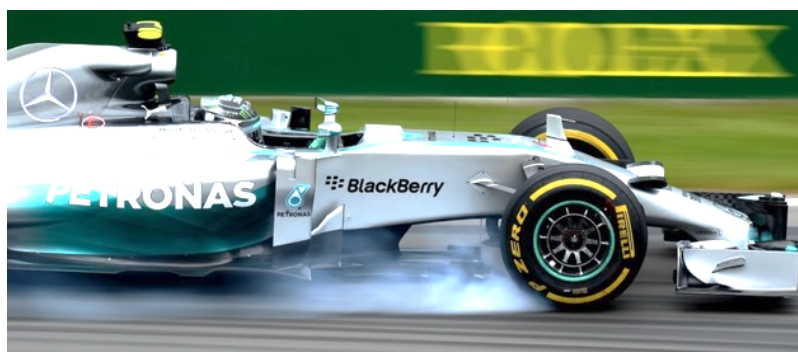


Fig. 27 Bloccaggio della ruota anteriore della vettura di F1 di Nico Rosberg

Il prossimo step è quello di calcolare le forze normali al terreno in regime dinamico, controllando che siano sufficienti per reggere il carico di frenatura, verificando che le forze a terra appartengano al cono d'attrito, quindi se: $N_d \geq N_f$, con N_M :

$$\begin{cases} N_{da} = M * \%_{AD} * g \\ N_{dp} = M * (1 - \%_{AD}) * g \end{cases}$$

16. Forza normale scaricata a terra in regime dinamico

Sul foglio di calcolo, oltre che calcolare questa condizione per verificare se la configurazione selezionata sia o meno un caso di bloccaggio, si è deciso di iterare il calcolo appena eseguito facendo variare per step il valore della decelerazione, così da

Trasferimento di carico		delta baric din	regime dinamico	Limite slittamento!	
Decelerazione	15,72 m/ss	465,2	massa su ant 77%	N dinam ant	2179 N
				N dinam post	643 N

Fig. 28 Calcolo della condizione di bloccaggio delle ruote

poter disegnare su un grafico questa relazione: sull'asse delle ascisse si ha l'accelerazione, mentre su quello delle ordinate si ha la forza normale a terra. Si nota subito come all'aumentare dell'accelerazione i carichi a terra (linee continue, blu asse anteriore / arancio asse posteriore) variano di conseguenza, l'anteriore tende a crescere e il posteriore a diminuire a causa del trasferimento di carico. La linea gialla indica il valore di accelerazione teorica sviluppabile nella configurazione impostata, mentre le linee tratteggiate sono le rispettive forze normali minime.

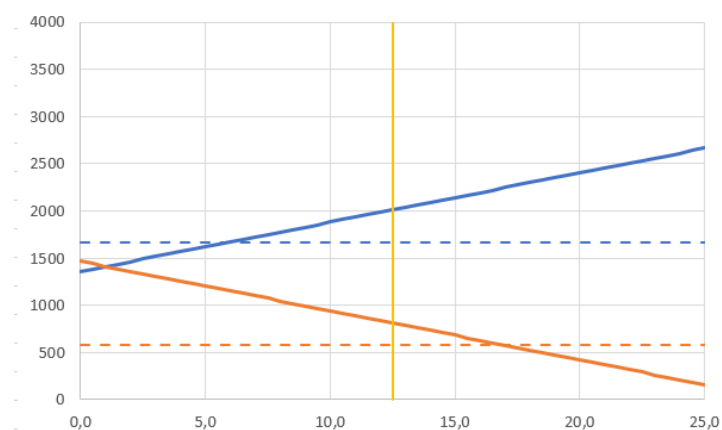


Fig. 29 Grafico delle forze al variare della decelerazione

Ad esempio in questo grafico non si ha slittamento, perché seguendo la linea gialla le forze sono entrambe sopra le minime. Può sembrare controintuitivo, ma si nota come diminuendo la decelerazione si può arrivare a un punto in cui l'asse anteriore slitta, questo perché si avrebbe così poco trasferimento di carico (quindi meno carico verticale rispetto al caso di una decelerazione più decisa) che non basterebbe per permettere la trasmissione di tutta la forza impressa. Questo nella realtà può accadere quando si effettua un'improvvisa inchiodata, talmente veloce che non si dà il tempo alla vettura di beccheggiare e caricare l'asse anteriore, portando ad un prematuro bloccaggio.

5.4 Il beccheggio

Come appena visto il trasferimento di carico porta la vettura ad avere due carichi diversi tra i due assi, con una conseguente compressione delle sospensioni anteriori e un'estensione delle posteriori, portando l'intera vettura a compiere una rotazione sul suo asse trasversale, detta beccheggio.

A seconda del tipo di vettura questo fenomeno causa variazioni di assetto e di angoli caratteristici alle ruote, come ad esempio un guadagno di convergenza o una diminuzione della campanatura. Si lavora molto per controllare e gestire il beccheggio, sia in fase di progetto, tramite ad esempio l'anti-dive, un parametro dipendente dalla geometria dei triangoli che limita lo schiacciamento dell'anteriore quando si frena, sia tramite l'assetto e la messa a punto della vettura.

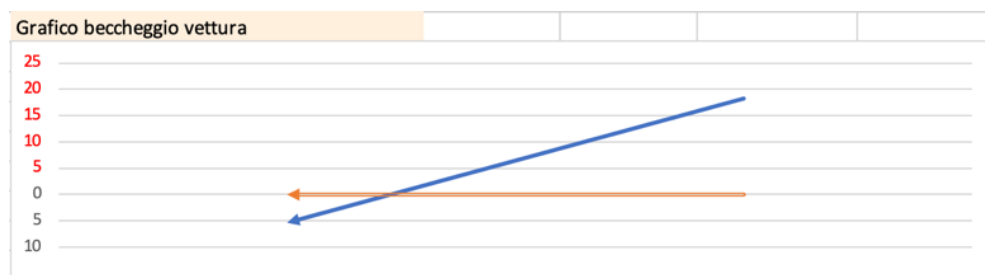


Fig. 30 Grafico del beccheggio, la freccia arancione indica la condizione statica, mentre quella blu rappresenta la vettura in condizioni di frenata

Non è sempre da evitare il movimento di beccheggio, spesso fa comodo averne per un miglior inserimento in curva, o per sfruttare le geometrie se studiate appositamente.

Attenzione però, bloccare il beccheggio non vuol dire eliminare il trasferimento di carico, quello avviene sempre, ciò che cambia è il comportamento della vettura e come viene scaricato a terra nel tempo il carico generato dalla decelerazione.

Infine quando l'escursione è eccessiva si possono avere problemi di contatto a terra del corpo vettura (o di parti aerodinamiche), scaricando parte del carico destinato alle ruote; questo problema dipende molto dalla geometria e dagli ingombri delle masse sospese.

Il calcolo dell'angolo di beccheggio teorico a seguito di una data decelerazione prevede di ricavare prima la massa sospesa della vettura, ovvero la somma delle masse di tutti i componenti a monte delle sospensioni (pilota, telaio, motore...). A questo punto la forza scaricata sulle sospensioni durante la fase di frenata sarà data dalla seguente formula:

$$\begin{cases} N_{Ta} = M_s * \%_{AD} * g \\ N_{Tp} = M_s * (1 - \%_{AD}) * g \end{cases}$$

17. Forza normale trasmessa dal telaio sulle sospensioni

Quindi, date le rigidità delle sospensioni si calcola quanto ogni asse si comprime e, per rendere il tutto più leggibile, non si calcola la compressione totale, bensì la differenza tra quella dinamica e quella statica, così da evidenziare gli effetti del beccheggio.

$$\begin{cases} x_{ant} = \frac{N_{Ta} - (M_s * g * \%_{AS})}{k_{ant}} \\ x_{post} = \frac{N_{Tp} - (M_s * g * (1 - \%_{AS}))}{k_{post}} \end{cases}$$

18. Compressione delle sospensioni, assi anteriore e posteriore

Ci si aspetta quindi un valore positivo all'anteriore e negativo al posteriore, causati appunto dal trasferimento di carico, nel calcolo in questa condizione si vede come, dal foglio di calcolo, si ha una compressione di 5 mm all'asse anteriore e un'estensione di 18 mm al posteriore.

Forza dinam asse ant	1299 N	K sosp ant	78 N/mm	Compress ant	5,4 mm	α beccheggio	0,85 deg
Forza dinam asse post	524 N	K sosp post	23 N/mm	Compress post	-18,4 mm		
Forza statica asse ant	878 N						
Forza statica asse post	947 N						

Fig. 31 Il calcolo dell'angolo di beccheggio sul foglio di calcolo

Infine, sapendo il passo della vettura si può finalmente arrivare all'angolo di beccheggio, che in questa configurazione è di poco meno di un grado.

$$\alpha_B = \frac{\arcsin\left(\frac{x_{ant} - x_{post}}{\text{passo}}\right) * 360}{2\pi}$$

19. Angolo di beccheggio

5.5 Il ribaltamento

Un trasferimento di carico estremo può portare addirittura alla condizione di ribaltamento, in cui l'asse posteriore dovrebbe teoricamente sviluppare una forza normale al terreno negativa per rimanere a contatto.

	Limite ribaltamento!		Limite slittamento!
massa su ant	102%	N dinam ant	2886 N
regime dinamico		N dinam post	-63 N

Fig. 32 L'allarme acceso di quando si raggiunge la condizione di ribaltamento

Anche se questo caso solitamente non è raggiungibile dalle normali autovetture con baricentro piuttosto basso e per limiti fisici dell'asse anteriore, il quale non riuscirebbe a trasmettere la forza necessaria, o arrivando al bloccaggio, perderebbe di prestazione.

5.6 Forza sul pedale

L'ultimo caso in cui non si riesce ad esprimere appieno la potenza frenante è quando la forza sul pedale non è sufficiente per arrivare alla condizione limite. In questo caso le ruote hanno ancora grip disponibile che non riescono a sfruttare. Numericamente quindi si ha un valore di forza normale necessaria N_r inferiore a quello realmente caricato sulle ruote N_d . In questo caso la soluzione sta nel fare qualche cambiamento nel sistema frenante, in modo che riesca a generare una maggiore forza frenante; ad esempio aumentando il rapporto di leva del pedale, o sostituendo le pinze con un modello con più pistoncini, così da aumentare il rapporto idraulico, oppure ancora, se gli ingombri lo permettono, montare dei dischi più grandi, in modo da aumentare il braccio della coppia frenante, ecc...

Analogamente a come fatto precedentemente con la decelerazione, nell'ultimo foglio di calcolo si è ripetuto tutto il procedimento visto sin'ora per 160 volte (da 0 a 80 kgf) facendo variare volta per volta la forza al pedale con incrementi di 0,5 kgf, così da trovare la miglior forza da applicare al pedale per sfruttare al massimo l'attuale configurazione.

kgf	N	press imp	anipress	imp pos	coppia fr ant	coppia fr pos	F frn suolo a	F frn suolo p	deceleraz	forza rich a	forza rich p	delta barlo	% massa ant	N dinam ant	N dinam post	
0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,00	0,0	0,0	0,0	48%	1358,3	1464,1	0
0,5	4,9	0,4	1,1	2,4	3,2	20,8	28,1	0,17	20,6	28,1	5,0	48%	1367,1	1455,3	0	
1,0	9,8	0,8	2,2	4,7	6,5	41,3	56,2	0,34	41,3	56,2	10,0	49%	1375,9	1446,5	0	
1,5	14,7	1,2	3,3	7,1	9,7	61,9	84,2	0,51	61,9	84,2	15,0	49%	1384,8	1437,6	0	
2,0	19,6	1,6	4,4	9,5	12,9	82,6	112,3	0,68	82,6	112,3	20,0	49%	1393,6	1428,8	0	
2,5	24,5	1,9	5,5	11,9	16,1	103,2	140,4	0,85	103,2	140,4	25,0	50%	1402,4	1420,0	0	
3,0	29,4	2,3	6,6	14,2	19,4	123,9	168,5	1,02	123,9	168,5	30,0	50%	1411,3	1411,1	0	
3,5	34,3	2,7	7,7	16,6	22,6	144,5	196,5	1,18	144,5	196,5	35,0	50%	1420,1	1402,3	0	
4,0	39,2	3,1	8,8	19,0	25,8	165,2	224,6	1,35	165,2	224,6	40,0	51%	1428,9	1393,5	0	
4,5	44,1	3,5	9,9	21,4	29,1	185,8	252,7	1,52	185,8	252,7	45,1	51%	1437,8	1384,6	0	
5,0	49,0	3,9	11,0	23,7	32,3	206,5	280,8	1,69	206,5	280,8	50,1	51%	1446,6	1375,8	0	
5,5	53,9	4,3	12,1	26,1	35,5	227,1	308,8	1,86	227,1	308,8	55,1	52%	1455,4	1367,0	0	
6,0	58,8	4,7	13,3	28,5	38,7	247,8	336,9	2,03	247,8	336,9	60,1	52%	1464,2	1358,2	0	
6,5	63,7	5,0	14,4	30,9	42,0	268,4	365,0	2,20	268,4	365,0	65,1	52%	1473,1	1349,3	0	
7,0	68,6	5,4	15,5	33,2	45,2	289,0	393,1	2,37	289,0	393,1	70,1	53%	1481,9	1340,5	0	
7,5	73,5	5,8	16,6	35,6	48,4	309,7	421,1	2,54	309,7	421,1	75,1	53%	1490,7	1331,7	0	
8,0	78,4	6,2	17,7	38,0	51,7	330,3	449,2	2,71	330,3	449,2	80,1	53%	1499,6	1322,8	0	
8,5	83,3	6,6	18,8	40,4	54,9	351,0	477,3	2,88	351,0	477,3	85,1	53%	1508,4	1314,0	0	
9,0	88,2	7,0	19,9	42,7	58,1	371,6	505,4	3,05	371,6	505,4	90,1	54%	1517,2	1305,2	0	
9,5	93,1	7,4	21,0	45,1	61,3	392,3	533,4	3,21	392,3	533,4	95,1	54%	1526,1	1296,3	0	
10,0	98,0	7,8	22,1	47,5	64,6	412,9	561,5	3,38	412,9	561,5	100,1	54%	1534,9	1287,5	0	
10,5	102,9	8,1	23,2	49,9	67,8	433,6	589,6	3,55	433,6	589,6	105,1	55%	1543,7	1278,7	0	
11,0	107,8	8,5	24,3	52,2	71,0	454,2	617,7	3,72	454,2	617,7	110,1	55%	1552,6	1269,8	0	
11,5	112,7	8,9	25,4	54,6	74,3	474,9	645,7	3,89	474,9	645,7	115,1	55%	1561,4	1261,0	0	
12,0	117,6	9,3	26,5	57,0	77,5	495,5	673,8	4,06	495,5	673,8	120,1	56%	1570,2	1252,2	0	

Fig. 33 Tabella che racchiude tutti i calcoli in ogni riga, variando la forza al pedale

Forza sul pedale

16,5

kgf attuale

Attuale

27,0

kgf limite

Limite

Fig. 34 Si può selezionare con lo slider il valore desiderato o direttamente il valore limite

Nell'ultima colonna della tabella si esegue un test per individuare e capire qual è il caso limite di slittamento: se la riga a cui ci si riferisce rispetta le condizioni, ma non fa lo stesso la riga successiva, allora il test darà esito positivo e restituirà il valore corrispondente, che sarà la massima forza sul pedale per cui non si ha slittamento, in questo caso si riesce a spingere fino alla 71^a riga, con un valore corrispondente di 35kgf.

it	N minima post	delta baric	% massa ant	N dinam ant	N dinam post		
5,0	597,6	406,7	74%	2075,6	746,8	0	0
5,8	607,0	413,1	74%	2087,0	735,4	0	0
5,6	616,5	419,6	74%	2098,4	724,0	0	0
5,4	626,0	426,0	75%	2109,8	712,6	0	0
5,1	635,5	432,5	75%	2121,2	701,2	0	0
4,9	645,0	438,9	76%	2132,6	689,8	0	0
4,7	654,5	445,4	76%	2143,9	678,5	0	0
4,5	663,9	451,8	76%	2155,3	667,1	0	35
4,3	673,4	458,3	77%	2166,7	655,7	1	0
4,0	682,9	464,7	77%	2178,1	644,3	1	0
3,8	692,4	471,2	78%	2189,5	632,9	1	0
3,6	701,9	477,7	78%	2200,9	621,5	1	0
3,4	711,4	484,1	78%	2212,3	610,1	1	0
3,2	720,9	490,6	79%	2223,6	598,8	1	0
2,9	730,3	497,0	79%	2235,0	587,4	1	0
2,7	739,8	503,5	80%	2246,4	576,0	1	0
2,5	749,3	510,0	80%	2257,8	564,6	1	0

Fig. 35 Test per la condizione limite di frenata (sul lato destro)

Da questi calcoli si estrapola un grafico ancora più utile di quello visto in precedenza, poiché non descrive solamente una specifica condizione, ma caratterizza l'intero impianto con l'attuale configurazione al variare della pressione effettuata dal pilota sul pedale del freno. Infatti sulle ascisse si ha proprio questo parametro, mentre sulle ordinate i carichi a terra.

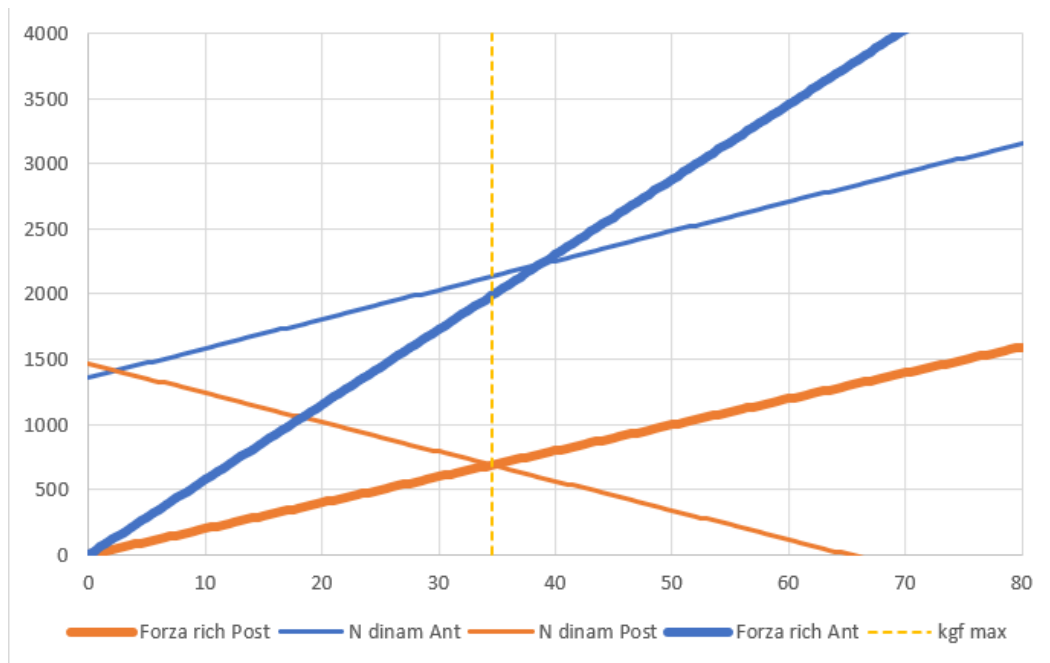


Fig. 36 Grafico di massima forza sul pedale

Le linee sottili sono le stesse viste nel grafico precedente, mentre le linee spesse sono i carichi richiesti per non avere slittamento. La linea gialla tratteggiata indica la condizione limite oltre la quale si ha slittamento.

Finchè entrambi gli assi (anteriore blu / posteriore arancio) si mantengono al di sotto della linea sottile il problema è verificato, ma appena uno dei due supera il carico disponibile si ha slittamento in quell'asse. Nelle immagini della pagina di seguito sono riportati due esempi lampanti, nel primo l'asse che slitta con più facilità è il posteriore, infatti la linea gialla è all'altezza dell'intersezione delle due linee arancioni, viceversa nel secondo esempio.

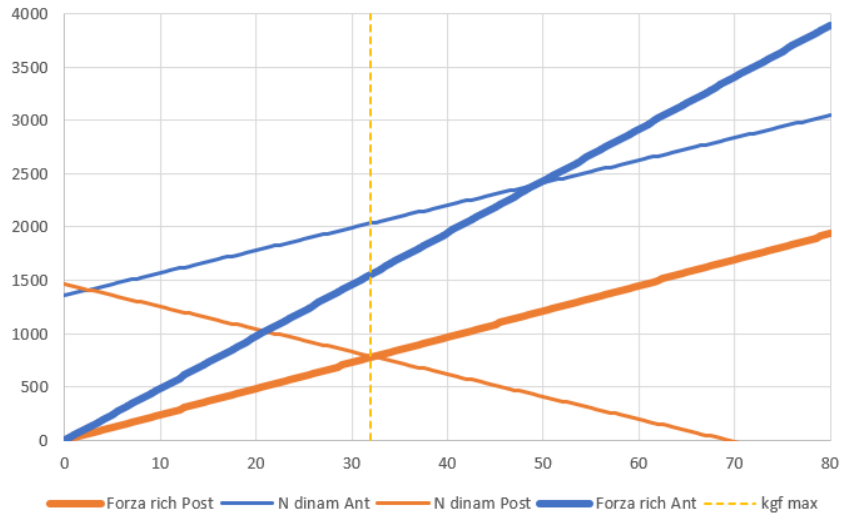


Fig. 37 Appena oltre la condizione limite si ha bloccaggio sull'asse posteriore

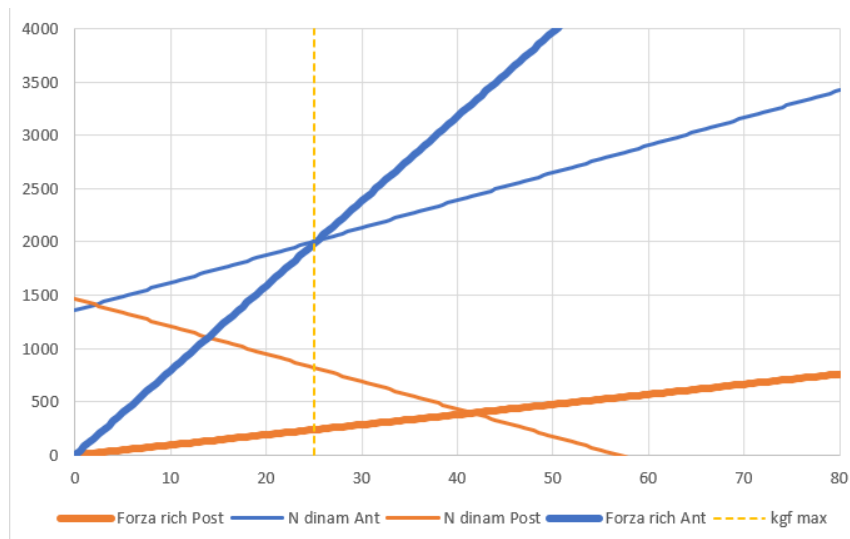


Fig. 38 Appena oltre la condizione limite si ha bloccaggio sull'asse anteriore

Capitolo 6

La Telemetria

6.1 Cos'è la telemetria?

La telemetria è oramai uno strumento necessario per il monitoraggio della vettura, diffusissima in ambito competitivo e largamente utilizzata dai produttori di auto stradali in fase di sviluppo e messa a punto. La telemetria consta di un insieme di sensori montati a bordo, ognuno atto a misurare un parametro diverso per decine di volte al secondo, e di un apparato di registrazione e trasmissione dei dati verso un computer, da cui gli ingegneri possono leggere e interpretare il comportamento del pilota e della macchina. La telemetria è inoltre molto utile per avere un riscontro pratico della maggior parte dei parametri noti solo a livello teorico e di calcolo, così da poter validare i modelli utilizzati in fase di progettazione. Esempi di dati telemetrici sono: i valori di accelerazione laterale massima, l'escursione delle sospensioni a date sollecitazioni, le temperature dei vari sistemi, le velocità delle 4 ruote, l'angolo sterzo, la pressione dell'impianto frenante, ecc...

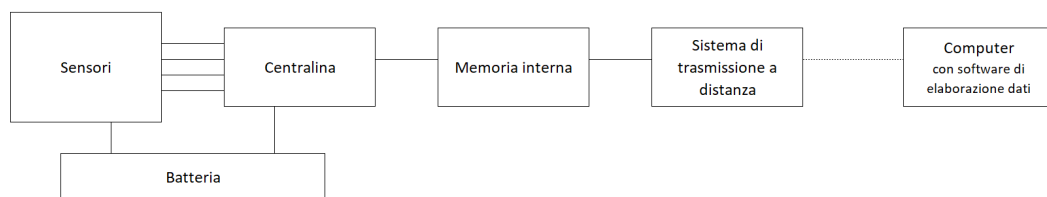


Fig. 39 Uno schema semplificato di un sistema di telemetria di bordo

I dati possono essere visualizzati su programmi sviluppati appositamente, oppure possono essere importati su un file excel, dove possono essere rappresentati tramite grafici, filtrati o elaborati tramite calcoli e formule.

La telemetria a disposizione è sviluppata graficamente in una tabella: ogni riga è in un istante di tempo, rappresentato da un numero che lo identifica univocamente detto “timestamp”; ogni colonna è un dato telemetrico di un singolo sensore.

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X	Y	Z	AA	AB	AC	AD	AE	AF	
1	Amper	TPS1	TPS2	TPS3	TPS4	TPS5	GEAR	RPW	Lambd	Rev V	Air Temp	H2O Temp	Oil Temp	Man Pres	Fuel Prc	Oil Prc	Speed	LD Spm	RD Spm	RG Spm	BBP1	BBP2	BRS	ACCX	ACCY	ACCZ	GVKX	GVRY	GVVZ	Shocks	FL Dam	
2	36869	52	23	249	225	54	1	2940	700	1068	562	562	671	725	3274	591	0	219	209	191	200	654	1710	1	2718	394	3922	-476	954	313	832	904
3	36873	52	23	250	227	55	1	2946	698	1068	562	562	671	722	3274	591	0	219	209	191	200	650	1710	1	2718	394	3922	-476	954	313	832	904
4	36909	52	23	250	227	55	1	2953	698	1068	562	562	671	721	3274	591	0	209	209	191	200	622	1644	1	-2702	410	7422	-536	34	435	946	904
5	36955	52	23	249	225	54	1	2971	703	1068	562	562	671	722	3274	591	0	211	214	207	209	630	1656	1	3702	378	3676	-440	33	525	946	905
6	36991	52	21	245	222	53	1	2787	703	1068	562	562	671	726	3243	193	0	200	276	5042	270	670	1654	1	-2034	-364	8306	-46	364	452	935	906
7	36935	52	21	247	222	53	1	2967	707	1068	562	562	671	720	3243	193	0	200	276	5042	270	670	1654	1	-2034	-364	8306	-46	364	452	935	906
8	36932	52	21	247	222	53	1	2979	710	1068	562	562	671	719	3243	193	0	193	276	2710	279	660	1658	1	-2030	698	14370	26	-69	673	932	905
9	36933	52	21	247	222	53	1	2973	710	1068	562	562	671	722	3274	194	0	242	276	1927	274	626	1652	1	-1986	-478	2472	131	-156	662	922	905
10	36933	52	21	247	222	53	1	2974	710	1068	562	562	671	716	3274	194	0	215	276	4272	271	646	1654	1	-208	-900	6512	-96	360	928	905	
11	36933	52	21	249	224	54	1	2976	714	1068	562	562	671	724	3274	194	0	205	276	276	276	646	1654	1	-1986	-478	2472	131	-156	662	922	905
12	36974	52	24	250	227	55	1	324	717	1068	562	562	671	724	3274	194	0	215	276	276	276	638	1644	1	-486	-252	4060	209	-25	460	922	906
13	36944	52	23	249	227	55	1	2963	717	1070	562	562	671	726	3285	197	0	203	209	1796	276	646	1652	1	-486	-252	4060	277	-194	606	914	904
14	36995	52	23	249	225	54	1	2971	712	1070	562	562	671	720	3285	197	0	193	273	4226	205	642	1656	1	-486	-252	4060	3	-25	467	908	916
15	37055	52	23	247	225	53	1	2993	712	1070	562	562	671	709	3285	197	0	223	222	309	228	652	1656	1	-486	-252	4060	3	-25	467	908	916
16	37076	52	23	247	225	53	1	2993	724	1070	562	562	671	711	3246	200	0	223	279	209	241	640	1654	1	-2030	698	14370	-433	-46	467	930	904
17	37085	52	23	247	225	53	1	2996	729	1070	562	562	671	704	3246	200	0	205	276	272	272	646	1656	1	-2030	698	14370	-282	-26	474	934	905
18	37097	52	21	247	222	53	1	2990	729	1070	562	562	671	704	3246	200	0	217	273	2093	272	634	1656	1	-592	-822	-93	-101	421	914	904	
19	37047	52	21	247	220	53	1	2998	736	1070	562	562	671	704	3246	200	0	219	273	1678	228	646	1656	1	-592	-822	-93	-101	421	914	904	
20	37099	52	23	249	225	54	1	2950	736	1070	562	562	671	706	3281	203	0	215	220	194	203	642	1659	1	-734	-838	8952	-19	-153	523	916	916
21	37065	52	21	249	225	54	1	2988	729	1070	562	562	671	700	3281	203	0	205	222	277	271	624	1658	1	-686	-978	1248	-176	-17	564	916	916
22	37079	52	23	249	223	54	1	2977	730	1070	562	562	671	708	3281	203	0	205	222	1928	221	624	1659	1	-1040	-372	752	130	-21	557	908	908
23	37085	52	23	249	225	54	1	2971	730	1070	562	562	671	701	3281	203	0	200	200	229	168	644	1656	1	-2524	1668	-626	-67	-67	679	908	908
24	37100	52	21	247	220	53	1	2973	730	1070	562	562	671	696	3233	206	0	222	225	229	208	646	1654	1	-172	294	226	6	-97	635	916	906
25	37105	52	23	247	223	53	1	2966	737	1071	562	562	671	696	3233	206	0	214	276	242	205	632	1646	1	-2030	698	14370	-282	-26	474	934	905
26	37121	52	23	249	225	54	1	2939	722	1070	562	562	671	694	3233	206	0	222	227	5428	235	642	1654	1	-1800	774	3793	-46	124	705	914	904
27	37135	52	23	247	223	53	1	2966	737	1071	562	562	671	696	3233	206	0	222	227	5428	235	642	1654	1	-1800	774	3793	-46	124	705	914	904
28	37142	52	23	247	223	53	1	2966	737	1071	562	562	671	696	3233	206	0	222	227	5428	235	642	1654	1	-1800	774	3793	-46	124	705	914	904
29	37152	52	23	249	225	54	1	2968	737	1071	562	562	671	696	3233	206	0	222	227	5428	235	642	1654	1	-1800	774	3793	-46	124	705	914	904
30	37162	52	23	247	223	53	1	2966	737	1071	562	562	671	696	3233	206	0	222	227	5428	235	642	1654	1	-1800	774	3793	-46	124	705	914	904
31	37173	52	23	249	225	54	1	2968	737	1071	562	562	671	696	3233	206	0	222	227	5428	235	642	1654	1	-1800	774	3793	-46	124	705	914	904
32	37184	52	23	247	223	53	1	2964	724	1072	561	561	671	688	3276	211	0	223	221	222	222	646	1656	1	-270	-250	1662	105	-163	638	902	902
33	37194	52	23	247	223	53	1	2964	724	1072	561	561	671	688	3276	211	0	223	221	222	222	646	1656	1	-270	-250	1662	105	-163	638	902	902
34	37205	52	23	249	225	54	1	2935	727	1074	561	561	671	673	3285	226	0	230	229	3533	240	642	1654	1	-410	-429	226	232	-83	620	922	904
35	37215	52	21	242	220	52	1	2974	730	1074	561	561	671	666	3237	227	0	244	229	703	227	630	1650	1	-3030	1662	-680	-102	645	922	904	
36	37226	52	23	249	225	54	1	2986	723	1074	561	561	671	668	3237	227	0	236	236	3524	230	640	1656	1	-2034	-292	1546	-394	-223	710	910	910
37	37236	52	23	249	225	54	1	2986	723	1074	561	561	671	668	3237	227	0	236	236	3524	230	640	1656	1	-2034	-292	1546	-394	-223	710	910	910
38	37247	52	23	247	223	53	1	2946	727	1074	561	561	671	660	3237	229	0	229	232	362	229	660	1656	1	-672	-478	3699	367	-178	702	916	906
39	37257	52	23	247	223	53	1	2933	727	1074	561	561	671	660	3237	229	0	229	232	362	229	660	1656	1	-672	-478	3699	367	-178	702	916	906
40	37268	52	23	249	223	54	1	2924	724	1072	561	561	671	667	3227	228	0	213	227	541	238	650	1644	1	-174	276	128	-165	7	668	920	902
41	37278	52	21	247	223	53	1	2930	724	1074	561	561	671	665	3227	228	0	229	227	276	248	632	1644	1	-178	266	1624	-66	-39	636	916	916
42	37289	52	25	250	227	55	1	3277	724	1072	561	561	671	668	3227	228	0	225	228	213	223	430	1654	1	-270	-250	1662	105	-163	638	902	902
43	37298	52	23	242	220	52	1	3176	717	1072	561	561	671	668	3227	228	0	227	228	206	223	640	1652	1	-272	-250	1662	105	-163	638	902	902
44	37310	52	23	249	227	55	1	3030	711	1068	561	561	671	664	3239	230	0	233	237	194	245	644	1658	1	-242	-336	3648	284	-91	820	920	904
45	37319	52	23	249	225	54	1	3033	709	1068	561	561	671	663	3239	230	0	234	238	233	230	650	1656	1	-664	1644	341	280	-14	633	908	904
46	37327	52	24	247	223	53	1	3196	704	1																						

che nel momento delle rilevazioni si apprestava a fare l'ultima messa a punto prima di disputare le gare del calendario estivo.

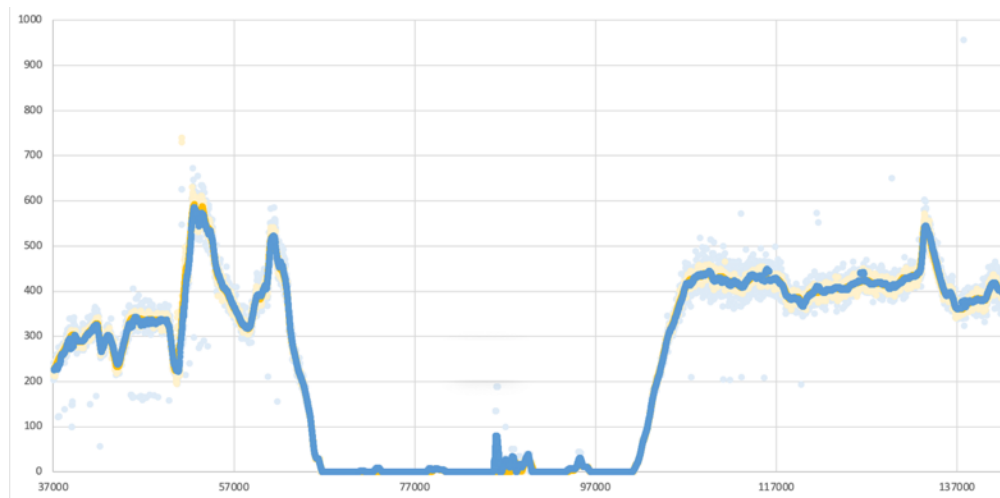


Fig. 41 Esempio di telemetria filtrata e rappresentata su un grafico

Per validare i calcoli teorici sul foglio di calcolo si esegue un confronto con i dati di telemetria, impostando gli stessi parametri del test sui calcoli si ottengono valori comparabili, con una pressione massima generata di 32 bar nell'impianto anteriore e 44 bar nel posteriore, si raggiunge una decelerazione di circa 1,14 g (11,2 m/s²).

Di seguito le schermate del foglio di calcolo e della telemetria:

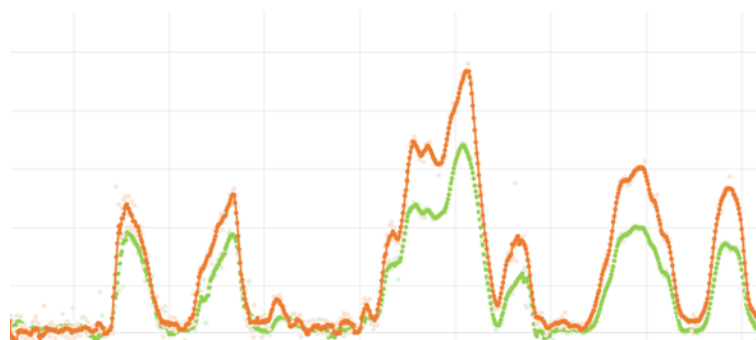


Fig. 42 Il grafico della pressione dei due impianti, l'arancione è il posteriore, il verde l'anteriore. Il punto che si analizza è il picco più alto, corrispondente alla frenata più intensa del giro, dopo un lungo rettilineo

		Forza sul pedale	25,0 kgf attuale	Attuale
			26,5 kgf limite	Limite
massa su ant	48%	regime statico		
			N minima ant	1042 N
			N minima pos	688 N
massa su ant	69%	regime dinamico	N dinam ant	1671 N
			N dinam post	759 N
			decel max	1,14 g

Fig. 46 La decelerazione media con questa configurazione è di 1,14 g. Non si sono attivati gli allarmi di limite ribaltamento o slittamento, quindi la vettura non va al bloccaggio

Procedendo ad analizzare il questo confronto con i dati reali si vede come, a livello teorico, la frenata effettuata (25kgf) è molto vicina al limite stimato (26,5kgf). Ma osservando il diagramma della forza sul pedale, introdotto nel capitolo 5.6, si nota come il sistema sia limitato da un cattivo bilanciamento freno, la balance bar in

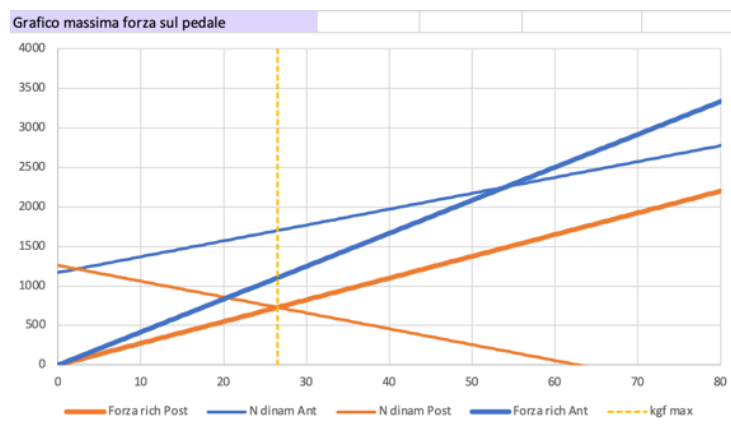


Fig. 47 Il posteriore arriva alla condizione limite molto prima dell'anteriore

questo caso fornisce troppa forza all'impianto posteriore, in questo modo non si riesce a sfruttare appieno l'anteriore. Impostando un bilanciamento freno ottimale si riesce, nel caso limite, ad ottenere una decelerazione ben più alta, come si vede nella pagina successiva.

	Forza sul pedale	25,0 kgf attuale	Attuale
		28,5 kgf limite	Limite
massa su ant	48%		
	regime statico		
		N minima ant	1528 N
		N minima pos	622 N
	74%	N dinam ant	1793 N
regime dinamico		N dinam post	637 N
		decel max	1,41 g

Fig. 48 Con una configurazione migliorata e impostando il caso limite (tasto viola) la decelerazione massima sviluppabile arriva a superare 1,4 g

6.3 Filtraggio dei dati

Per la lettura dei dati si è dovuto ricorrere ad un filtraggio di essi, poiché come si può osservare dall'immagine sono molto rumorosi e con una dispersione abbastanza ampia, rendendo difficile tirare fuori dei numeri con abbastanza precisione.

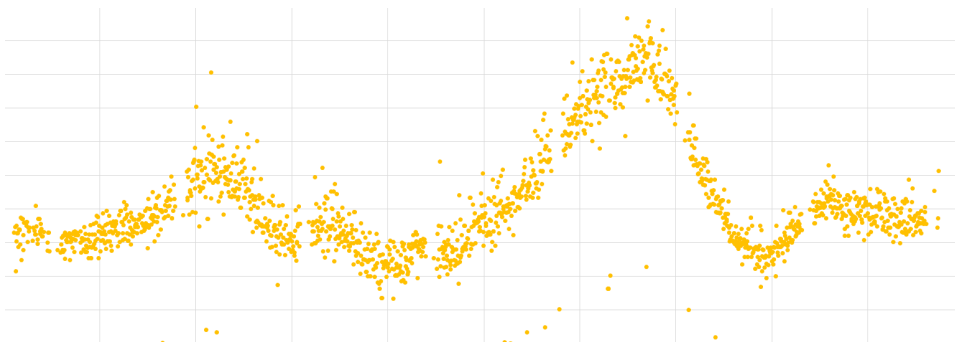


Fig. 49 Dati di telemetria originali, senza elaborazioni

Ci sono molti metodi per fare ciò, da programmi appositi ad elaborazioni matematiche a metodi più artigianali, in questo lavoro di tesi si procede tramite un doppio calcolo di media, con intervallo di dati variabile.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P
1	RD spd	delta 125	RD spd f			RG spd	delta 1000	RG spd f			mV	brk ant	delta 125	brk ant f		
2	209					200					654	1,013736				brk delta
3	221					217					650	0,892857				ant
4	209					220					622	0,046703				0
5	214					209					618	-0,07418	0,504317	-0,07418	0,394231	post
6	215					210					630	0,288462	0,383438	0,288462	0,348901	16
7	215					203					626	0,167582	0,36617	0,167582	0,419414	
8	215					219					660	1,195055	0,452512	1,195055	0,452512	
9	216					224					626	0,167582	0,538854	0,167582	0,538854	
10	218					217					646	0,771978	0,616562	0,771978	0,616562	
11	214					211					642	0,651099	0,685636	0,651099	0,685636	
12	219					216					638	0,53022	0,435243	0,53022	0,435243	
13	209					216					648	0,832418	0,495683	0,832418	0,495683	
14	213					205					642	0,651099	0,46978	0,651099	0,46978	
15	222					228					602	-0,55769	0,348901	-0,55769	0,348901	
16	219					241					640	0,590659	0,392072	0,590659	0,392072	
17	225					212					640	0,590659	0,36617	0,590659	0,36617	
18	213					212					614	-0,19505	0,331633	-0,19505	0,331633	
19	213					228					648	0,832418	0,426609	0,832418	0,426609	
20	220					203					642	0,651099	0,443878	0,651099	0,443878	
21	222					211					634	0,409341	0,46978	0,409341	0,46978	
22	222	221,225	222	226,4		221	220,625	221	226,15		624	0,107143	0,538854	0,107143	0,538854	
23	220	221,95	220	226,9524		208	221,125	208	225,8571		644	0,711538	0,512951	0,711538	0,512951	
24	225	222,4	225	227,5		208	221,275	208	225,7273		646	0,771978	0,46978	0,771978	0,46978	
25	216	223,1	216	227,913		235	221,9	235	226,5652		630	0,288462	0,435243	0,288462	0,435243	
26	227	223,7	227	228,3333		235	222,425	235	226,7083		642	0,651099	0,53022	0,651099	0,53022	
27	218	224,275	218	228,72		208	222,925	208	226,84		632	0,348901	0,417975	0,348901	0,417975	
28	226	225,075	226	229,4231		226	223,375	226	226,6154		626	0,167582	0,409341	0,167582	0,409341	
29	221	225,475	221	229,4815		223	224,4	223	227,8519		646	0,771978	0,374804	0,771978	0,374804	
30	224	226,225	224	230,0714		233	224,725	233	228,1786		618	-0,07418	0,374804	-0,07418	0,374804	
31	231	226,675	231	230,2759		217	224,95	217	228,1034		644	0,711538	0,417975	0,711538	0,417975	
32	231	227,225	231	230,4667		209	225,525	209	228,3		622	0,046703	0,383438	0,046703	0,383438	
33	212	227,8	212	230,8387		229	225,975	229	228,4839		642	0,651099	0,392072	0,651099	0,392072	
34	229	228,725	229	231,3125		240	226,65	240	228,9375		642	0,651099	0,53022	0,651099	0,53022	
35	229	229,35	229	231,5152		227	227,275	227	228,9697		618	-0,07418	0,193485	-0,07418	0,193485	

Fig. 50 Processo di calcolo di doppia media, in alto in rosso i valori dei delta

Avendo un sample rate abbastanza elevato si effettua una media dei 40 valori attorno ad ogni singolo sample, così da ottenere un valore indicativo del valore medio in quel punto, a questo punto si applica il filtro, eliminando tutti i valori che si discostano più di un delta dalla media, essendo presenti alcuni punti molto distanti.

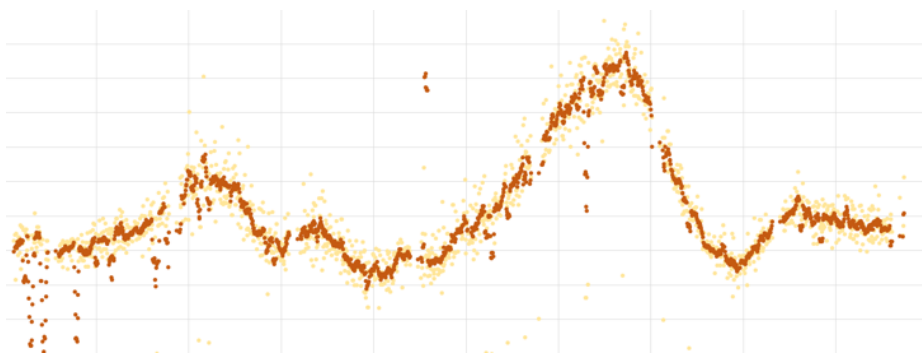


Fig. 51 Prima media effettuata sui dati di telemetria

Un valore elevato del delta filtra di meno i valori fuori media, mentre un valore basso è più severo, lasciando pochi sample come “validi”. A questo punto, eliminati i valori completamente implausibili che possono influenzare la media dei vicini, si effettua una seconda media, molto più pulita della precedente, che fornisce dei dati molto più leggibili ed interpretabili, come si vede dall’immagine.

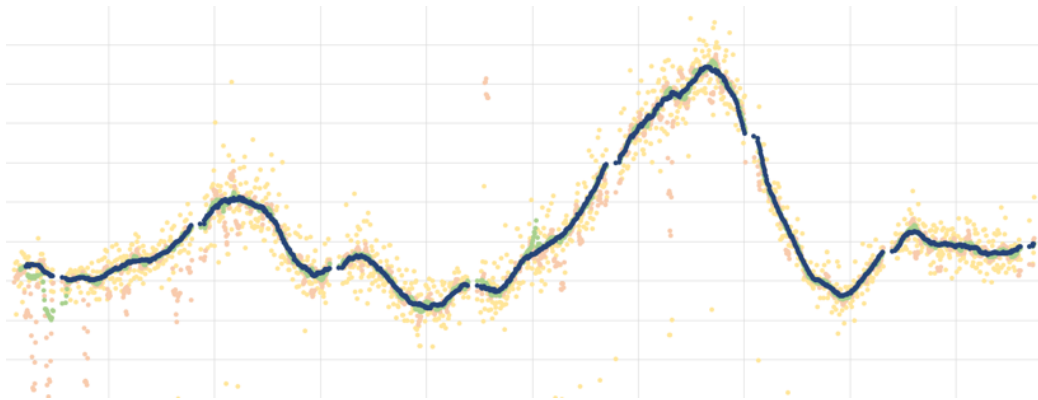


Fig. 52 Dati elaborati dopo la seconda media

Conclusioni

Oltre che per capire quanto ci si può spingere in frenata con una data configurazione vettura, è molto utile sapere quale asse la macchina tende a bloccare per primo quando si supera il limite. Questo perché a livello pratico quando si scende in pista la macchina assumerà comportamenti molto diversi: quando tende a bloccare l'asse anteriore si ha una maggiore predisposizione al sottosterzo e tenderà ad essere pigra nell'inserimento di curva. Nel caso peggiore, quando entrambe le ruote anteriori sono bloccate, non si ha direzionalità del mezzo, che tenderà ad andare dritto senza restituire alcuna risposta all'input di sterzata. Questo è uno dei principali motivi per cui nelle auto stradali si è inserito di serie l'ABS (anti-lock braking system), il quale prende il controllo della frenata in condizioni critiche, evitando che entrambe le ruote anteriori restino bloccate per un tempo prolungato, concedendo al conducente l'abilità di poter controllare il mezzo e schivare un eventuale ostacolo. L'altro caso è invece quando si blocca prima l'asse posteriore, qui il mezzo tende a perdere stabilità, diventando molto difficile da controllare e da tenere in asse. Se ciò avviene quando si è già impostata la curva si ha un comportamento di sovrasterzo, quindi la vettura tende a puntare il muso verso l'interno della curva.

L'obiettivo è in generale, sia in ambito stradale che competitivo, quello di ottenere una vettura con una frenata più potente possibile, ma allo stesso tempo stabile e che consenta di cambiare traiettoria durante la decelerazione. Questo obiettivo si ottiene progettando da principio l'impianto frenante adatto per quella la singola macchina, non esiste un impianto frenante perfetto che vada bene per qualsiasi auto, e sviluppando un assetto della vettura che lavori al meglio in fase di decelerazione. Infatti vi sono diversi parametri indipendenti dall'impianto frenante che però influiscono notevolmente sulla frenata e sul suo comportamento, ad esempio: bloccaggio del differenziale, valvole di compressione degli ammortizzatori anteriori ed estensione dei posteriori, carico aerodinamico, rigidità delle molle, terzo elemento, convergenza, anti-dive, ecc...

Sviluppi futuri

Futuri miglioramenti possono comprendere il considerare anche altri fattori, che qui ho volutamente semplificato, come ad esempio il modello matematico dello pneumatico, oppure la resistenza e deportanza aerodinamica che variano, oltre che al variare della velocità, anche con il beccheggio del corpo vettura.

Con questa tesi si è voluto mostrare il procedimento effettuato per la progettazione funzionale, partendo da un foglio bianco, di una vettura ancora in divenire; per tirare le linee guida che i ragazzi del Polimarche Racing Team porteranno a realizzazione nel prossimo anno. Auguro loro il meglio per il futuro e che possano farne un buon banco di prova per il lavoro di domani.



Fig. 53 P4evo, l'ultimo gioiello del Polimarche Racing Team, e l'ultima con motore termico

Bibliografia

- [1] William F. Milliken, Race Car Vehicle Dynamics
SAE International, 1995, 294pp.
- [2] Massimo Cassano, Assetto Ruote
Phasar edizioni, 2006, 236pp.

Ringraziamenti

È diverso tempo che fantastico su cosa mettere nella chiusura della tesi, qualche frase a effetto, qualche dedica profonda, qualcosa che rimanga e che potrò rileggere tra decenni con molta nostalgia. Ma in questo momento non ho le parole, sento solo una forte gratitudine verso tutte quelle persone che mi hanno accompagnato in questi anni. Il primo pensiero va a tutta la mia famiglia, ai miei genitori per avermi dato la possibilità di studiare e per avermi sostenuto durante tutto il percorso, ai miei nonni per darmi quella gioia profonda ogni volta e per aver tenuto la famiglia sempre unita, a mia sorella a cui tengo più di tutti e a cui auguro il meglio, ai miei zii che mi hanno accolto sempre come un loro figlio. Vi voglio bene.

Infine gli amici di una vita, per avermi sollevato quando ne avevo bisogno e per aver condiviso i momenti più belli e spensierati.

Ora vado con lista, spero di non dimenticare nessuno, in tal caso tu che stai leggendo se non inserito hai il permesso per venirmi a tirare le orecchie :P

, Cesco, Patrizio, Mariachiara, Matteo, F. Paolo, Fabiolino, Antonio, Damiano, Giuseppe, Anna, Fabio, Sonia, Ludovica, Angelo, Andrea, Fabrizio, Francesco, Fulvio, Luigi, Emma, Niko, Massimo, Dario, Francesca, Giulia, Giacomo, Maria, Federica, Gaetano, Nicola, Tommaso, Riccardo, Niky, Michele, Tano, Mauro, Alessandro, Ishak, Hind, Samir, Daniele, Mattia, Aliou, Miriana, Osvaldo, Marco, Simone, Enrico, Gianmaria.