

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

DIPARTIMENTO

CORSO DI STUDIO

in

INGEGNERIA MECCANICA

TESI DI LAUREA

in

Sistemi Energetici L

Metodologia di scelta del sistema motore CI - veicolo

CANDIDATO
Francesco Gualtieri

RELATORE:
Chiar.mo Prof. Davide Moro

Anno Accademico [2016/17]

Sessione II

INDICE

INDICE

INTRODUZIONE

PARTE I: CONCETTI UTILI PER LO STUDIO DEL MOTO DEL VEICOLO

Capitolo I.1: cenni di meccanica applicata al veicolo

I.1.1 Approccio preliminare e definizioni

I.1.1.1 Introduzione

I.1.1.2 Raggio di rotolamento

I.1.2 Resistenza di rotolamento

I.1.2.1 Generalità

I.1.2.2 Ruota motrice e ruota condotta

I.1.2.3 Velocità di marcia e velocità critica

I.1.2.4 Effetti dei parametri generali sul coefficiente di rotolamento f e sulla velocità critica

- a) Pressione di gonfiaggio p_{pn} e carico F_z
- b) Dimensioni dello pneumatico H (altezza) e W (larghezza)
- c) Condizioni e natura del manto stradale
- d) Angolo di deriva γ e angolo di campanatura
- e) Trazione e frenata

I.1.3 Trasmissione del moto

I.1.3.1 Generalità

I.1.3.2 Frizione

- I.1.3.3 Cambio di velocità
 - a) Generalità e finalità del dispositivo
 - b) Progettazione
- I.1.3.4 Differenziali
- I.1.3.5 Organi in genere
 - a) Alberi di trasmissione
 - b) Semiassi
 - c) Mozzi

Capitolo I.2: cenni di aerodinamica del veicolo

I.2.1 Approccio preliminare e definizioni

- I.2.1.1 Introduzione
- I.2.1.2 Forze e momenti sul veicolo
- I.2.1.3 Aspetti fluidodinamici

I.2.2 Resistenza aerodinamica

- I.2.2.1 Definizione
- I.2.2.2 Resistenza d'attrito
- I.2.2.3 Resistenza indotta
- I.2.2.4 Resistenza di forma
- I.2.2.5 Portanza e momento di beccheggio

Capitolo I.3: cenni sui motori a combustione interna

I.3.1 Generalità

I.3.2 Motori endotermici alternativi

- I.3.2.1 Funzionamento
- I.3.2.2 Cicli termodinamici
- I.3.2.3 Coppia e potenza
 - a) Definizione

- b) Caratterizzazione tramite curva di coppia e curva di potenza
- c) Numero di cilindri e loro architettura
- d) Dimensioni del manovellismo di spinta
- e) Bilancio termico e sovralimentazione

Capitolo I.4: dinamica longitudinale del veicolo

I.4.1 Distribuzione del carico al suolo

I.4.2 Resistenza al moto

I.4.3 Accoppiamento del motore con il veicolo

I.4.3.1 Curve di funzionamento

I.4.3.2 Trasmissione

I.4.3.3 Definizione della velocità del veicolo

I.4.3.4 Determinazione dei rapporti del cambio di velocità

PARTE II: METODO SEMPLIFICATO PER LA SCELTA DEL MOTORE DI UN DATO VEICOLO

Capitolo II.1: algoritmica del metodo semplificato

II.1.1 Precisazione iniziale

II.1.2 Calcolo delle azioni sul veicolo

II.1.2.1 Introduzione

II.1.2.2 Calcolo della distribuzione del carico al suolo

- a) Dati necessari, risultati previsti e finalità del calcolo
- b) Trazione anteriore
- c) Trazione posteriore

II.1.3 Calcolo delle curve e dei punti di funzionamento del veicolo a pendenza nulla e massima

II.1.3.1 Introduzione

II.1.3.2 Calcolo delle forze, delle coppie e delle potenze concernenti il veicolo

- a) Dati necessari, risultati previsti e finalità del calcolo
- b) Diagramma delle forze fornite al veicolo
- c) Diagramma delle potenze fornite al veicolo
- d) Diagramma della coppia resistente all'albero motore a potenza resistente costante

Capitolo II.2: raccolta dati

Capitolo II.3: risultati

II.3.1 Risultati del calcolo delle reazioni sul veicolo

II.3.1.1 Trazione anteriore

- a) Alfa Romeo MiTo 1,4 [l] da 170 [cv]
- b) Fiat Freemont 2,0 [l] da 170 [cv]

II.3.1.2 Trazione posteriore

- a) Formula 1 1,6 [l] da 618 [cv]
- b) Iveco Daily 2,3 [l] da 106 [cv]
- c) Iveco Trakker 12,9 [l] da 410 [cv] e 26'000 [kg]
- d) Iveco Trakker 12,9 [l] da 500 [cv] e 40'000 [kg]

II.3.2 Risultati del calcolo delle curve e dei punti di funzionamento del veicolo a pendenza nulla e massima

II.3.2.1 Premessa

II.3.2.2 Diagrammi

- a) Alfa Romeo MiTo 1,4 [l] da 170 [cv]
- b) Fiat Freemont 2,0 [l] da 170 [cv]
- c) Formula 1 1,6 [l] da 618 [cv]
- d) Iveco Daily 2,3 [l] da 106 [cv]

e) Iveco Trakker 12,9 [l] da 410 [cv] e 26'000 [kg]

f) Iveco Trakker 12,9 [l] da 500 [cv] e 40'000 [kg]

II.3.3 Considerazioni sui risultati ottenuti

II.3.3.1 Considerazioni sui risultati del calcolo delle reazioni sul veicolo

II.3.3.2 Considerazioni sui risultati del calcolo delle curve e dei punti di funzionamento del veicolo a pendenza nulla e massima

a) Piano $V - F_{av}$

b) Piano $V - P_{av}$

c) Piano $v - C_m$

d) Piano $v - P_m$

Capitolo II.4: conclusioni

PARTE DOCUMENTATIVA: APPENDICE, SIMBOLI, FONTI

Appendice

A.1 Premessa e disposizione

A.2 File di Matlab

A.2.1 File di dati

a) Alfa Romeo MiTo 1,4 [l] da 170 [cv]

b) Fiat Freemont 2,0 [l] da 170 [cv]

c) Formula 1 1,6 [l] da 618 [cv]

d) Iveco Daily 2,3 [l] da 106 [cv]

e) Iveco Trakker 12,9 [l] da 410 [cv] e 26'000 [kg]

f) Iveco Trakker 12,9 [l] da 500 [cv] e 40'000 [kg]

A.2.2 Calcolo delle azioni sul veicolo

a) Trazione anteriore

b) Trazione posteriore

A.2.3 Calcolo delle curve e dei punti di funzionamento del veicolo a pendenza nulla e massima

A.3 Opuscoli descrittivi

Simboli

Fonti

F.1 Bibliografiche

F.2 Iconografiche

F.3 Siti web

RINGRAZIAMENTI

INTRODUZIONE

La presente tesi di laurea si propone di trovare un metodo per la scelta del motore a combustione interna con cui equipaggiare uno specifico veicolo stradale di cui siano ben note le modalità d'utilizzo e le caratteristiche di funzionamento. Le une e le altre possono essere schematizzate in pochi e semplici punti che sono i "dati" basilari necessari per impostare le primissime battute di progettazione del veicolo suddetto:

- la modalità d'uso, ovvero il "servizio" che il mezzo deve prestare (un autocarro avrà una destinazione d'uso differente da quella di un'automobile utilitaria o di un prototipo da corsa);
- le velocità massime nei casi di pendenza nulla e di massima pendenza superabile a pieno carico.

Con queste poche informazioni è già possibile capire la direzione in cui occorre muoversi per trovare il motore adatto da fornire al veicolo: chiaramente si propenderà per una gamma di motori simili ma diversificati, in modo da poter "spostare" la scelta da uno all'altro con facilità durante eventuali cambiamenti nelle fasi successive.

Superata questa fase embrionale di progettazione, il veicolo inizia a prendere forma e le informazioni a disposizione diventano più specifiche, così che le considerazioni e i calcoli si possano affinare sempre più, fino ad arrivare ai veri e propri risultati che ci si aspetta poi di trovare testando il veicolo reale completamente assemblato e finito. Del mezzo sarà quindi possibile conoscere con una maggior precisione:

- la sezione frontale (e quindi le misure necessarie per calcolarla: larghezza e altezza, compresa l'altezza da terra) e il relativo coefficiente di resistenza aerodinamica;
- i rapporti di trasmissione del cambio e del differenziale;
- la circonferenza delle ruote;
- la distribuzione delle masse e la posizione del baricentro;
- le caratteristiche del motore scelto in principio (curve caratteristiche di coppia e di potenza).

A questo punto la situazione è molto più chiara e la scelta del motore da accoppiare con il veicolo può essere fatta con una maturità progettuale affinata, così che, dopo le attente verifiche dei progettisti, la preferenza del propulsore trovata per il veicolo ideato diventa pressoché definitiva.

Infine, dopo l'assemblaggio, le specifiche di progetto possono essere direttamente verificate sul mezzo reale costruito, collaudandone la bontà delle scelte fatte.

Questa tesi si divide sostanzialmente in due parti:

- una prima sezione indaga sui metodi teorico-analitici necessari per capire e calcolare le forze che si esercitano sul veicolo (aerodinamiche, cinematiche, dinamiche);
- una seconda sezione esplicita un metodo ridotto e semplificato (rispetto a quello proposto nella prima sezione) e si propone di verificarlo utilizzando dati di veicoli reali.



Figura INTRODUZIONE 1: esempio di spaccato di un motore completo di trasmissione da veicolo.

PARTE I

CONCETTI UTILI PER LO STUDIO DEL MOTO DEL VEICOLO

I.1

CENNI DI MECCANICA APPLICATA AL VEICOLO

I.1.1 Approccio preliminare e definizioni

I.1.1.1 Introduzione

L'interazione che avviene fra suolo e pneumatici è uno dei fattori più significativi di cui tenere conto per il dimensionamento di massima del motore atto a muovere un veicolo. Essa ha un duplice effetto, essendo necessaria per lo scambio di forze tra il veicolo stesso e il fondo stradale (in sua mancanza non si potrebbe muovere alcunché), richiedendo tuttavia in cambio un dispendio energetico che toglie energia che sarebbe, altrimenti, a disposizione del mezzo. È importante perciò considerare bene le forze in gioco sotto questo punto di vista per compiere opportune scelte durante la fase progettuale.

I.1.1.2 Raggio di rotolamento

Considerando una ruota rigida (fig. I.1 1) che rotola su una strada piana senza alcun momento applicato (frenante o traente) e con il piano di simmetria perpendicolare al suolo, possiamo facilmente rilevare la sua *velocità d'avanzamento* V come il prodotto fra il *raggio di rotolamento* r e la sua *velocità angolare* ω :

$$V = \omega \cdot r.$$

Per una ruota invece dotata di pneumatico (che possiede quindi una cedevolezza radiale nella zona di contatto con il suolo) è possibile utilizzare la stessa relazione per calcolare il *raggio di rotolamento effettivo*, cioè un raggio di una ruota rigida fittizia che trasla alla stessa velocità di quella con lo pneumatico:

$$r_e = \frac{V}{\omega}.$$

Il contatto ruota-suolo non è puntiforme (è in realtà, in condizioni ottimali, ellittico): ne consegue che il raggio r_e non coincide né con il raggio sotto carico r_l né con quello indeformato r . Inoltre il *centro di istantanea rotazione* non coincide con il *centro del contatto*.

A causa delle deformazioni longitudinali della fascia del battistrada, la *velocità periferica* di un qualsiasi punto del battistrada stesso varia periodicamente a ogni giro:

- rallenta in ingresso alla zona di contatto pneumatico-suolo (poiché avviene una deformazione sullo pneumatico che ne riduce il raggio);
- mantiene la velocità del centro della ruota nella zona di contatto (avvengono slittamenti limitati fra suolo e battistrada);

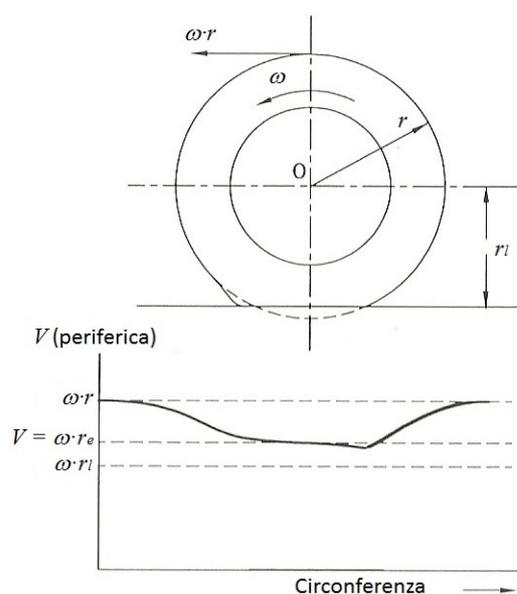


Figura I.1 1: ruota in rotolamento su strada piana.

- accelera in uscita dalla zona di contatto (poiché il raggio dello pneumatico ritorna a essere quello naturale).

Per questo motivo una ruota dotata di pneumatico ha una velocità di rotazione minore rispetto a quella di una ruota rigida con lo stesso raggio sotto carico che trasli alla stessa velocità:

$$r_i < r_e < r.$$

Il centro di istantanea rotazione della ruota si trova, quindi, al di sotto della superficie stradale, a breve distanza da essa.

Vi sono poi altri fattori che influenzano il raggio di rotolamento; alcuni di essi dipendono dallo pneumatico, come il tipo di struttura della carcassa e delle tele e lo stato di usura del suo battistrada; altri invece discendono dalle condizioni di carico, come la velocità (che, aumentando fa espandere lo pneumatico per effetto della forza centrifuga, facendo crescere r , r_e e r_i), l'aumento del carico verticale o l'abbassamento della pressione p (che manifestano entrambi una diminuzione di r_e e r_i) e le coppia motrice o frenante applicata alla ruota (che danno luogo a notevoli variazioni del raggio di rotolamento).

I.1.2 Resistenza di rotolamento

I.1.2.1 Generalità

Considerando una ruota in rotolamento su una superficie piana entrambe perfettamente rigide, non si avrebbe nessuna resistenza e non sarebbe necessario esercitare una forza di trazione. Nella realtà però non esistono corpi perfettamente rigidi e sia il suolo che la ruota sono soggetti a deformazioni nella zona di contatto: i rispettivi materiali si comprimono all'ingresso di essa e tornano alla loro posizione originaria in uscita. Queste deformazioni però comportano una spesa energetica che non viene del tutto recuperata alla fine della zona di contatto a causa dello smorzamento interno del materiale, causando così la *resistenza di rotolamento* la quale, ovviamente, aumenta all'aumentare delle deformazioni e, soprattutto, al diminuire del ritorno elastico. È come se, fermando un'immagine istantanea del moto, la ruota dovesse risalire da una buca scavata da lei stessa durante il moto e, all'aumentare della rigidità di suolo e ruota (ad esempio il contatto binario-ruota del treno), la "buca" scavata fosse di rilevanza minore ma, in ogni caso, non nulla.

Nel contatto pneumatico-asfalto la deformazione è quasi interamente localizzata sul primo dei due e costituisce la maggior parte della resistenza al rotolamento; infatti gli altri fenomeni come i piccoli strisciamenti fra ruota e suolo o la resistenza aerodinamica del disco o l'attrito nella coppia rotoidale, sono responsabili di un contributo dell'ordine di pochi punti percentuali.

La distribuzione delle pressioni, simmetrica a ruota ferma rispetto al centro della zona di contatto, diventa asimmetrica con la ruota in rotolamento e la relativa risultante F_z è spostata in avanti (cioè verso la direzione in cui si trasla la ruota), producendo una coppia pari a:

$$M_y = -F_z \cdot \Delta x;$$

la resistenza di rotolamento è dovuta proprio a questa coppia, insieme ai piccoli contributi di attrito nella coppia rotoidale e alla resistenza aerodinamica sul disco.

I.1.2.2 Ruota motrice e ruota condotta

La ruota motrice possiede la coppia necessaria per vincere la resistenza al rotolamento, mentre la ruota folle necessita che le sia applicato un momento pari a M_y per mantenersi in rotazione (da sottrarre alla coppia data dalla/e ruota/e traente/i). Tuttavia è bene dire che in presenza di terreni deformabili

(spesso caratterizzati da bassa trazione e alta resistenza al rotolamento), le ruote folli potrebbero dare luogo a resistenze tali da non permettere alle ruote traenti di far avanzare il veicolo. Una naturale soluzione è quella di fornire coppia traente a tutte le ruote del veicolo, così da vincere meglio, su ognuna di esse, la resistenza al rotolamento indotta dal terreno.

L'equilibrio di una ruota folle su strada piana avente il proprio piano di simmetria coincidente con il piano $X'Z'$, fornisce il valore di F_r :

$$-F_z \cdot \Delta x + M_f - F_r \cdot r_l \Rightarrow F_r = \frac{-F_z \cdot \Delta x + M_f}{r_l}.$$

Nel caso invece di una ruota motrice, al posto di M_f è necessario scrivere la differenza tra il momento motore applicato alla ruota e il momento resistente: se tale resistenza è positiva e maggiore del prodotto fra F_z e Δx , allora la forza X_r è positiva e la ruota esercita una trazione:

$$F_z \cdot \Delta x < M_m - |M_f| < 0 \Rightarrow X_r > 0;$$

essendo però i termini M_f e Δx di difficile determinazione, si usa un'altra espressione più pratica:

$$F_r = -f \cdot F_z,$$

dove il coefficiente di rotolamento f (convenzionalmente positivo) dev'essere misurato sperimentalmente. Esso dipende da molti fattori: velocità di marcia, pressione di gonfiaggio, carico sulla ruota, dimensioni della ruota e della zona di contatti, struttura e materiali costituenti lo pneumatico, condizioni della strada (temperatura, natura del suolo,...) e le forze che la ruota esercita sul terreno.

1.1.2.3 Velocità di marcia e velocità critica

La *velocità di marcia* V del veicolo è particolarmente incisiva nella crescita del coefficiente di rotolamento f , la cui funzione la si potrebbe approssimare con un'espressione polinomiale del tipo

$$f(V) = \sum_{i=0}^n f_i \cdot V^i,$$

di cui però vengono usati solo due termini ($i=0$ e $i=1$ oppure $i=0$ e $i=2$), la cui somma approssima soddisfacentemente l'andamento sperimentale (questo capita fino a quando f non inizia a crescere in misura molto marcata). Di solito l'espressione di secondo grado viene preferita a quella di primo grado:

$$f = f_0 + K \cdot V, \quad f = f_0 + K \cdot V^2;$$

i valori di f_0 e K vanno ricavati caso per caso da prove sperimentali.

La velocità alla quale il coefficiente f presenta un'impennata

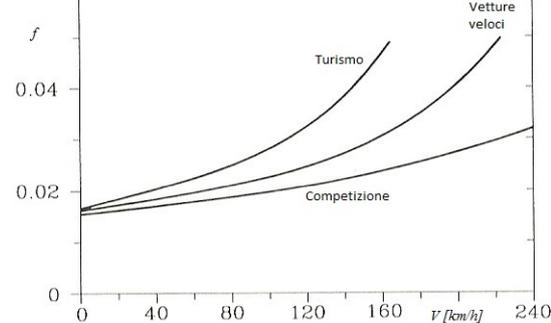


Figura 1.1 3: andamento del coefficiente di rotolamento con la velocità per pneumatici a differente impiego.

repentina nei valori, viene

detta *velocità critica* dello

pneumatico (V_{cr}). Essa è il punto in

cui avviene l'instaurarsi di fenomeni vibratorii sullo pneumatico dati dalle alte velocità (fig. 1.1 2 e fig. 1.1 3):

nella parte posteriore della zona di contatto esso tende a staccarsi dal terreno (diminuire la sua pressione su di esso),

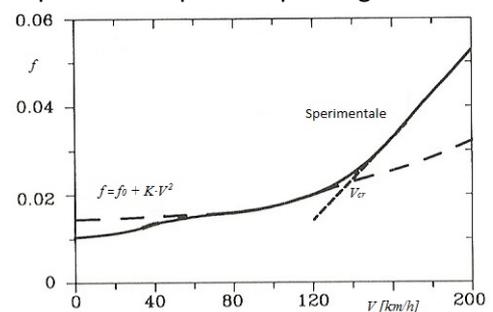


Figura 1.1 2: : curva sperimentale del coefficiente di rotolamento con la velocità (pneumatico radiale 5,20 R14 a 190 [kPa] di pressione e con carico di 340 [N].

mentre nella parte anteriore vi è una concentrazione di pressioni normali. Questo effetto comporta lo spostamento in avanti della forza F_z , che implica l'innalzamento di Δx e la crescita del momento M_y ; inoltre si provoca il surriscaldamento dello pneumatico (dato principalmente dall'isteresi del materiale), oltre ad una grande perdita in termini energetici (la maggior parte della potenza necessaria all'incremento di velocità, viene dissipata sullo pneumatico) e a un consumo repentino dello stesso.

1.1.2.4 Effetti dei parametri generali sul coefficiente di rotolamento f e sulla velocità critica

a) Pressione di gonfiaggio p_{pn} e carico F_z

A riguardo della pressione di gonfiaggio e del carico, si può dire che un aumento della prima o un abbassamento del secondo, portano a una diminuzione del coefficiente di rotolamento e a un innalzamento della velocità critica. Esiste una formula empirica per tenere conto della loro influenza su f :

$$f = \frac{K'}{1000} \cdot \left(5,1 + \frac{5,5 \times 10^5 + 90 \cdot F_z}{p_{pn}} + \frac{1100 + 0,0388 \cdot F_z}{p_{pn}} \cdot V^2 \right),$$

con i valori di K' tabulati a seconda del tipo di pneumatico, usando misure del *SI* per gli altri parametri. Da notare che p è in relazione a F_z .

b) Dimensioni dello pneumatico H (altezza) e W (larghezza)

Anche il rapporto fra H (altezza dello pneumatico) e W (larghezza dello pneumatico) hanno influenza su f : innalzare il primo o ridurre il secondo, abbassa il coefficiente f (variazione modesta) e aumentano la velocità critica (variazione importante).

Questo fatto comporta a una scelta di pneumatici piccoli per vetture lente, in quanto più leggeri ed economici ma meno ingombranti. Una diminuzione del rapporto fra altezza e larghezza porta anche a una maggior rigidità dei fianchi e a un minor schiacciamento degli pneumatici, con conseguente abbassamento delle perdite per isteresi e delle vibrazioni ad alta velocità.

c) Condizioni e natura del manto stradale

Per studiare il variare della curva $f(V)$ a seconda delle condizioni in cui versa il manto stradale a contatto con lo pneumatico, è sufficiente traslarla lungo l'asse delle ordinate, variando il valore f_0 tabulato a seconda del tipo di suolo considerato.

d) Angolo di deriva γ e angolo di campanatura

La resistenza al rotolamento varia anche a seconda dell'angolo di deriva γ (presente quando la ruota è in fase di sterzata) e dell'angolo di campanatura (presente quando la ruota è inclinata rispetto alla verticale al suolo). Uno pneumatico che viaggia in deriva, sviluppa un aumento della resistenza al rotolamento, dovuta soprattutto alla nascita della forza F_y , che va ad aumentare la forza resistente F_r , che varia secondo una legge che è somma di due componenti dipendenti dall'angolo di deriva. Analogamente uno

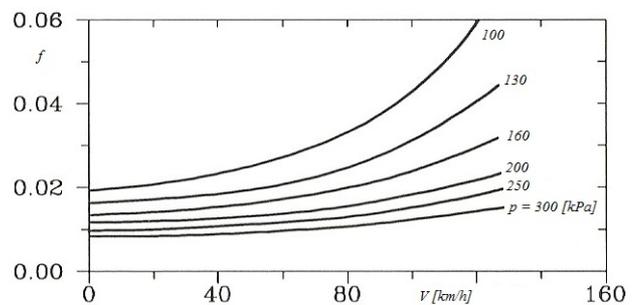


Figura I.1 4: effetto della pressione di gonfiaggio sulla curva $f(V)$.

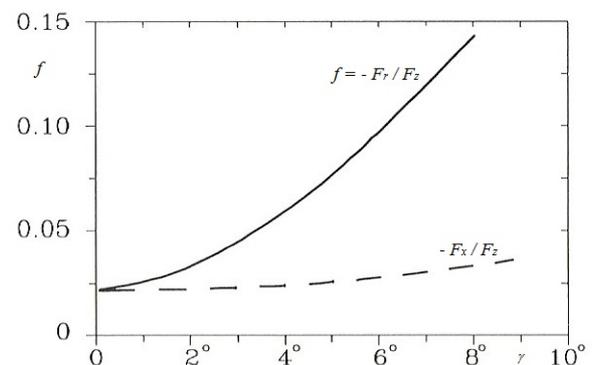


Figura I.1 5: coefficiente di rotolamento in funzione dell'angolo di deriva (pneumatico 7,50 R 14, carico di 4 [kN] e pressione di gonfiaggio di 170 [kPa]).

secondo una legge che è somma di due componenti dipendenti dall'angolo di deriva. Analogamente uno pneumatico che lavora in campanatura ha una resistenza maggiore al moto del veicolo rispetto a uno perpendicolare al suolo (ma comunque in misura minore rispetto a uno che lavora in deriva), in quanto una parte del *momento di autoallineamento* M_z (che tende cioè a riportare il piano di simmetria della ruota parallelo alla direzione della velocità di traslazione della stessa) va ad aumentare la forza resistente F_r , la quale varia secondo una legge dipendente da seno e coseno dell'angolo di campanatura.

e) Trazione e frenata

Infine si può correlare la resistenza di rotolamento anche con il momento frenante M_f o il *momento traente* M_t . La potenza dissipata, data dal prodotto di F_r (forza di resistenza al rotolamento) e V , può essere espressa come

$$|F_r| \cdot V = \begin{cases} |F_f| \cdot V - M_f \cdot \omega \\ M_t \cdot \omega - |F_t| \cdot V \end{cases} ,$$

rispettivamente per la frenata e per la trazione, con M_f e M_t momento frenante e momento traente e F_f e F_t forza frenante e forza traente. Queste espressioni però sono applicabili solo a $V=cost.$, in quanto non tengono conto delle forze o dei momenti necessari ad accelerare o decelerare le parti rotanti. Gli aumenti del coefficiente di

rotolamento sono marcati all'aumento delle forze longitudinali, specialmente in frenata. Questo dipende dal fatto che lo sviluppo delle forze longitudinali è sempre accompagnato da strisciamenti più o meno notevoli che interessano, almeno in parte, la zona di contatto. La resistenza di rotolamento è minima quando le ruote esercitano una bassa forza traente. Il fatto che la resistenza di rotolamento inizialmente diminuisca con l'applicazione di una forza traente per aumentare rapidamente all'aumentare di quest'ultima, favorirebbe vetture a quattro ruote motrici, dove la forza traente totale data dal motore si suddividerebbe su tutte le ruote che sarebbero quindi interessate da forze minori, invece che avere ruote trascinate e poche ruote interessate da tutto il carico di trazione.

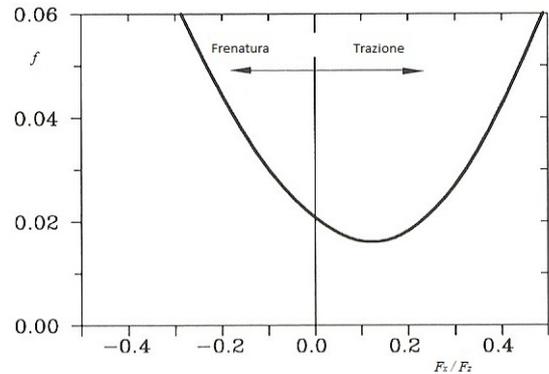


Figura I.16: andamento del coefficiente di rotolamento in funzione della forza traente e frenante esercitata sulla ruota.

I.1.3 Trasmissione del moto

I.1.3.1 Generalità

Un'altra parte importante dello studio della meccanica applicata ai veicoli è senz'altro quella che si prefigge di approfondire come trasmettere le forze e le coppie necessarie affinché il complesso possa essere messo in movimento.

In linea generale, infatti, un qualsiasi veicolo è equipaggiato di un motore scelto o dimensionato in modo da soddisfare le sue esigenze di carico, di resistenza e di prestazione, che sono conosciute già in fase di progettazione. Di importanza strategica però risulta anche la scelta degli organi atti a trasmettere la potenza dal motore alle ruote del veicolo.

I.1.3.2 Frizione

La *frizione* è un tipo di *innesto*, ovvero un organo deputato a collegare due alberi (fig. I.1 7). La sua presenza è dovuta principalmente al fatto che l'albero proveniente dal motore ha necessità di essere staccato dal resto della trasmissione più che altro per motivi di regolazione, sia che questi siano dovuti

all'arresto o all'avviamento della marcia del veicolo, sia che siano dovuti a un cambio di marcia (cambi non automatici).

Essa viene prevalentemente predisposta nelle vetture dotate di motore a combustione interna, i quali non hanno la possibilità di fornire potenza al di fuori del proprio range di velocità di rotazione in cui funzionano e, quindi, non sono in grado di erogare coppia a bassissimi regimi di rotazione; questo li rende poco versatili e, soprattutto, impossibili da utilizzare senza un organo di innesto per la partenza da fermo di un veicolo.

L'innesto contempla tre fasi nell'arco di un suo singolo azionamento atto a connettere i due alberi (nel caso si scolleghino le fasi vanno invertite dall'ultima alla prima):

- *accostamento*, dove i due alberi da collegare con la frizione non sono ancora connessi e le loro velocità di rotazione sono (nel caso più generale) differenti;
- *strisciamento*, dove i due alberi vengono messi a contatto tramite la frizione e le loro velocità di rotazione iniziano a uniformarsi (la più alta delle due tende a diminuire e la più bassa tende ad aumentare);
- *aderenza*, dove i due alberi sono completamente collegati tramite la frizione e hanno la stessa velocità di rotazione.



Figura I.1 7: classica frizione per auto (da sinistra ci sono disco, molla a tazza e spingidisco).

Questo organo può essere azionato sia manualmente (come succede nella maggior parte dei veicoli), che automaticamente (*frizioni automatiche*) o elettronicamente (ad esempio nei *sistemi di partenza* usati in alcuni prototipi da competizione).

I.1.3.3 Cambio di velocità

a) Generalità e finalità del dispositivo

Il cambio di velocità di un veicolo altro non è che un dispositivo in grado di adattare il funzionamento di un motore (caratterizzato da coppia, potenza e velocità di rotazione proprie) alle proprietà del mezzo che deve muovere (fig I.1 8). Il motore infatti, senza un'opportuna trasmissione, dovrebbe essere dimensionato in modo molto particolare, poiché dovrebbe essere in grado di fornire prestazioni che variano da veicolo fermo a veicolo in retromarcia o in marcia avanti a bassa o ad alta velocità. Tutto questo porterebbe ad avere motori grossi (quindi anche pesanti) e costosi, senza contare il fatto che non si sarebbe liberi di scegliere fra tutti i tipi di motore (quello a combustione interna sarebbe praticamente escluso a priori, in quanto fornisce prestazioni accettabili solo a determinati range di velocità di rotazione).

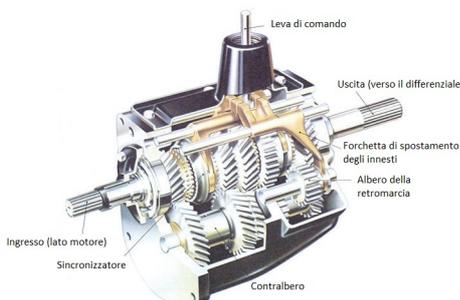


Figura I.1 8: spaccato di un tradizionale cambio di velocità per auto.

I tipi di cambi di velocità sono molteplici: si va dal classico cambio a *n rapporti* o *marce* (formato da *n ingranaggi*: è ancora il più largamente diffuso), ai cambi a *rotismo epicicloidale* (composti da *freni*, frizioni e *rotismi epicicloidali* cioè con almeno un asse in movimento; questo sistema è tipico dei *cambi automatici* a *n rapporti* o di macchine che necessitano di particolari trasmissioni), ai *cambi continui* o *variatori continui* (chiamati anche *CTV*, che possiedono un numero infinito di rapporti in quanto possono adottare qualsiasi rapporto possibile dato dalla composizione dei diversi diametri delle *pulegge* che lo compongono).

b) Progettazione

A prescindere dal tipo di cambio di velocità adottato, la sua progettazione richiede una particolare attenzione in quanto, come detto, è il dispositivo che adatta il motore alle esigenze del mezzo sul quale è montato e, per questo, è decisivo per il buon funzionamento del complesso motore + veicolo. Inoltre va aggiunto che, essendo sottoposto a sforzi notevoli, uso praticamente continuo, scarsa manutenzione e utilizzo anche da parte di persone poco dotate, esso dev'essere progettato resistente (a vita praticamente infinita) senza perdere prestazioni nel *rendimento meccanico* che lo riguarda (l'energia assorbita deve essere, come sempre, la più bassa possibile) e rapidità nel passare da un rapporto a un altro.

Nella scelta dei rapporti e del loro numero (n) intervengono diversi fattori di cui tenere conto. Riguardo alle vetture da competizione questa scelta è governata da necessità di massimizzazione delle prestazioni (accelerazione e velocità massima) in base al percorso da affrontare e di eventuali necessità regolamentari.

Nelle vetture in serie invece, prende il sopravvento l'importanza della sostenibilità economica del progetto (il quale deve fornire un prodotto commerciabile a fronte di un costo di produzione che sia il minore possibile), per cui è facile che la scelta dei rapporti sia fatta in funzione di necessità di industrializzazione e costruzione. Una pratica di solito adottata è quella di produrre le diverse ruote dentate utilizzando una serie di valori normati (*serie geometrica*) in base a un coefficiente che ne governa l'andamento chiamato *ragione*, in modo da avere gli stessi pezzi ma di differenti dimensioni. Questo tipo di scelta diminuisce i costi di progetto e velocizza la produzione, pagando però il fatto di non poter ottimizzare completamente i rapporti in funzione delle necessità del veicolo e del motore che lo muove.

I.1.3.4 Differenziali

Il *differenziale* o *partitore di coppia*, è un meccanismo essenziale per quasi tutti i tipi di veicoli in movimento (fig. I.1 9). Esso permette di risolvere la problematica di conciliare due alberi collegati fra loro che necessitano però di viaggiare a diverse velocità di rotazione. È composto da un ingresso (solitamente una ruota dentata) e due uscite (normalmente alberi).

La questione nasce quando due ruote motrici che sono sullo stesso *asse* (ovvero simmetriche rispetto al centro del veicolo) affrontano una curva: per mantenere inalterata la velocità del veicolo, la ruota esterna sarà costretta a ruotare più velocemente e quella interna più lentamente rispetto alla velocità di rotazione che avevano in un percorso rettilineo. Con ruote folli il problema non avrebbe ragione di esistere, ma con ruote traenti il problema va risolto.

La soluzione è costituita da un rotismo epicicloidale che permette, agli assi collegati fra di loro, di possedere una cedevolezza angolare reciproca pur essendo collegati allo stesso dispositivo, in modo che non siano costretti a mantenere entrambi la medesima velocità. Questo dispositivo viene anche chiamato *partitore di coppia*, in quanto ripartisce la coppia uniformemente nei due estremi dell'asse.

Una simile problematica, ma amplificata, avviene anche nelle vetture a *trazione integrale*, in quanto le quattro ruote (tutte motrici), con il veicolo che affronta una curva, hanno ognuna una velocità di rotazione diversa. Occorre quindi porre, a monte dei due differenziali posti sugli assi, un ulteriore *differenziale centrale* che ripartisca coppia e velocità per gli alberi in ingresso ai differenziali dei due assi.

Il differenziale tradizionale (che si trova in tantissimi veicoli) ha però il limite di funzionare bene solo su terreni dove le ruote collegate da un differenziale (medesimo asse) hanno circa la stessa aderenza. In

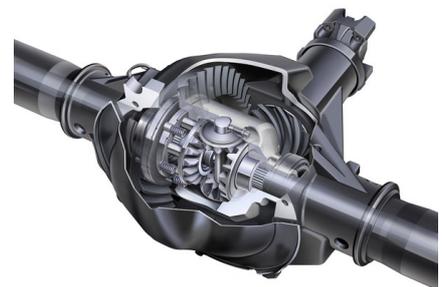


Figura I.1 9: usuale differenziale per auto (aperto).

caso contrario infatti il meccanismo tenderà a trasmettere coppia e velocità di rotazione interamente alla ruota che oppone meno resistenza al moto, lasciandone l'altra quindi completamente sprovvista. Questa eventualità diventa particolarmente fastidiosa nei veicoli che si muovono su terreni accidentati o che forniscono un basso coefficiente d'attrito (trattori agricoli, fuoristrada, auto da competizione rally,...), in quanto hanno una probabilità maggiore di trovarsi in questa situazione spiacevole. La soluzione adottata è quella di dotare il differenziale della possibilità di bloccare la cedevolezza angolare reciproca dei due alberi in uscita, operando così il cosiddetto *blocco del differenziale*, che equipara il sistema a quello di un unico albero ai cui estremi sono collegate le due ruote di uno stesso asse. In merito a questo è bene citare anche che esistono alcuni tipi di veicoli che, non necessitando del differenziale, viaggiano sempre in condizioni simili al bloccaggio del differenziale, come per esempio i *kart* (piccoli prototipi da competizione a trazione posteriore che, per regolamento, non devono avere il differenziale sull'asse traente) o la *Iso Isetta* (vecchia micro vettura italiana a quattro ruote poi costruita anche in Germania dalla *BMW* su licenza, dotata di due ruote traenti posteriori molto vicine fra loro, per evitare le complicazioni di dispendio economico, progettuale ed energetico date dall'installazione di un differenziale) o alcune macchine operatrici.

Di questo meccanismo ne esistono di tanti tipi: i più comuni, oltre al differenziale tradizionale (o aperto), sono i *differenziali autobloccanti* o i *differenziali a slittamento limitato*, come il *torsen* (da "torque sensitive", cioè "sensibile alla coppia"), il *differenziale a lamelle*, il *giunto Haldex* e il *giunto viscoso Ferguson*.

I.1.3.5 Organi in genere

a) Alberi di trasmissione

La maggior parte delle scelte costruttive delle vetture odierne decide di porre la trazione sull'asse più prossimo all'alloggio del motore (spesso anteriore), ma non è il caso di tutti i veicoli. L'alternativa più usata a questa soluzione è porre la trazione sull'asse posteriore pur avendo alloggiato il motore anteriormente (è il caso, per esempio, della *Fiat 131* o di diverse auto della *BMW*). Questo comporta però la necessità di un collegamento meccanico (detto *giunto*) per la trasmissione della potenza fra anteriore e posteriore. L'organo deputato a questo viene chiamato *albero di trasmissione* (fig. I.1 10) ed è presente naturalmente anche nei veicoli a trazione integrale (i quali potrebbero averne anche due di diversa lunghezza).



Figura I.1 10: albero di trasmissione a doppio cardano.

Solitamente viene posto a valle della trasmissione (per ragioni di perdite dovute all'inerzia e di rumorosità) e comunque prima del differenziale.

b) Semiassi

I *semiassi* (fig. I.1. qq) sono quei giunti che collegano le due uscite del differenziale con le due ruote presenti ai capi dell'asse sul quale è presente. Possono essere *rigidi* o *snodabili* (i primi vengono utilizzati su assi simili a un *ponte rigido*, dove cioè le ruote non hanno un'indipendente *escursione* della *sospensione*, mentre i secondi su ponti mobili e/o sterzanti), ma devono comunque risultare *omocinetici* (ovvero la velocità delle loro due estremità sia la stessa in ogni istante del moto), adottando quindi collegamenti come il *giunto di cardano doppio* o il *giunto Rzeppa*, largamente utilizzato nelle vetture odierne.

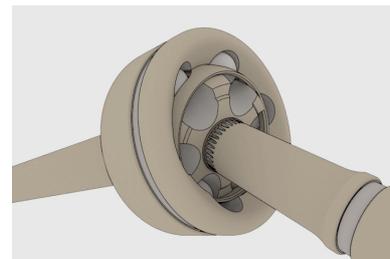


Figura I.1 11: giunto Rzeppa.

c) Mozzi

I *mozzi* (fig I.1 12) sono quegli organi che collegano la ruota al telaio. Sono schematizzati come coppie rotoidali e quindi la loro caratteristica è quella di sopportare il carico che il telaio fa gravare sulla ruota pur lasciandole la libertà di ruotare attorno al proprio asse. Generalmente un componente che non manca mai è il *cuscinetto volvente*, costituito da due anelli concentrici e giacenti sullo stesso piano ma di diverso diametro, che possono ruotare reciprocamente fra essi grazie a rulli o sfere rinchiusi fra di essi che, rotolando, assicurano il collegamento e basse perdite per *attrito volvente* (cioè l'attrito che si ha con il rotolamento senza strisciamento di una ruota su un'altra superficie).



Figura I.1 12: comune mozzo per vettura.

I.2

CENNI DI AERODINAMICA DEL VEICOLO

I.2.1 Approccio preliminare e definizioni

I.2.1.1 Introduzione

Nello studio del moto di un veicolo, le forze dovute alla resistenza dell'aria esercitate sullo stesso, sono di non trascurabile importanza e vanno studiate accuratamente, onde evitare di incorrere in spiacevoli inconvenienti progettuali. Esse variano in funzione di diversi parametri del mezzo considerato, quali le sue dimensioni, la sua massa, le forme della sua carrozzeria esterna che entra in diretto contatto con il fluido aeriforme, oltre alla velocità dello stesso (ultima ma non per questo meno importante).

In talune applicazioni, queste forze possono concorrere a migliorare o a peggiorare l'aderenza al suolo e la stabilità del veicolo: esempi concreti sono rispettivamente gli alettoni nei veicoli da competizione (che sviluppano una spinta verso il basso aumentando l'aderenza degli pneumatici al suolo) o la riduzione del carico sugli pneumatici dovuta all'aria che passa sotto il veicolo (spinta del veicolo verso l'alto).

Naturalmente la forza che maggiormente interesserà chi vuole scegliere e dimensionare il motore per il veicolo considerato, sarà la resistenza aerodinamica totale, che farà parte di quelle forze dissipative che andranno vinte per avviare e accelerare il veicolo.

I.2.1.2 Forze e momenti sul veicolo

L'aria che circonda il veicolo esercita una forza per unità di area su un qualsiasi punto della superficie della carrozzeria esterna, che si può valutare con l'espressione

$$\vec{\sigma} = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \frac{\Delta \vec{F}}{\Delta S},$$

dove ΔS e $\Delta \vec{F}$ sono rispettivamente la superficie infinitesima della carrozzeria esterna che circonda il punto e la forza infinitesima esercitata su di essa.

La forza per unità di area può essere scomposta in direzione tangenziale e normale alla superficie, dando vita rispettivamente a una forza di natura viscosa e alla pressione sulla carrozzeria esterna:

$$\vec{\sigma} = \vec{\sigma}_{tang} + \vec{\sigma}_{norm} = \vec{\sigma}_{tang} + p \cdot \hat{n}.$$

Sviluppando l'integrale sull'intera superficie di tali forze per unità di area, si ottengono la forza aerodinamica totale applicata solitamente al centro di massa G del veicolo (scomposta nelle tre direzioni: longitudinale o *resistenza* R_a , laterale o *devianza* D_a , normale o *portanza* Γ_a) e il momento risultante (scomposto anch'esso in tre componenti: *momento di rollio*, *momento di beccheggio* e *momento di imbardata*): entrambi sono scomposti nel sistema di riferimento del veicolo xyz centrato nel baricentro G del veicolo (fig. I.2 1).

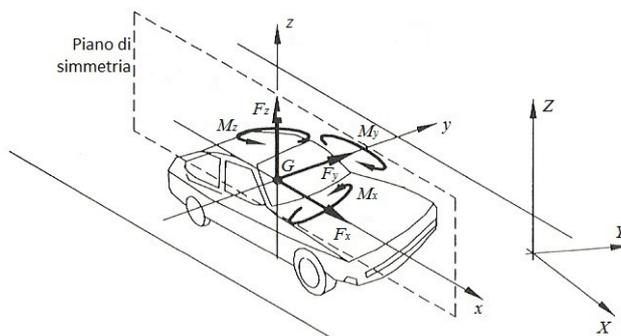


Figura I.2 1: sistema di riferimento del veicolo centrato nel baricentro.

$$\begin{cases} F_{x_a} = \int_S \bar{\sigma}_{tang} \cdot \hat{i} \cdot dS + \int_S \bar{\sigma}_{norm} \cdot \hat{i} \cdot dS \\ F_{y_a} = \int_S \bar{\sigma}_{tang} \cdot \hat{j} \cdot dS + \int_S \bar{\sigma}_{norm} \cdot \hat{j} \cdot dS \\ F_{z_a} = \int_S \bar{\sigma}_{tang} \cdot \hat{k} \cdot dS + \int_S \bar{\sigma}_{norm} \cdot \hat{k} \cdot dS \\ M_{x_a} = -\int_S z \cdot \bar{\sigma}_{tang} \cdot \hat{j} \cdot dS + \int_S y \cdot \bar{\sigma}_{tang} \cdot \hat{k} \cdot dS - \int_S z \cdot \bar{\sigma}_{norm} \cdot \hat{j} \cdot dS + \int_S y \cdot \bar{\sigma}_{norm} \cdot \hat{k} \cdot dS \\ M_{y_a} = -\int_S x \cdot \bar{\sigma}_{tang} \cdot \hat{k} \cdot dS + \int_S z \cdot \bar{\sigma}_{tang} \cdot \hat{i} \cdot dS - \int_S x \cdot \bar{\sigma}_{norm} \cdot \hat{k} \cdot dS + \int_S z \cdot \bar{\sigma}_{norm} \cdot \hat{i} \cdot dS \\ M_{z_a} = -\int_S y \cdot \bar{\sigma}_{tang} \cdot \hat{i} \cdot dS + \int_S x \cdot \bar{\sigma}_{tang} \cdot \hat{j} \cdot dS - \int_S y \cdot \bar{\sigma}_{norm} \cdot \hat{i} \cdot dS + \int_S x \cdot \bar{\sigma}_{norm} \cdot \hat{j} \cdot dS \end{cases}$$

Tuttavia questo sistema di riferimento non può essere considerato "comodo", in quanto il baricentro è soggetto alle condizioni di carico, mentre le forze aerodinamiche non lo sono. Per questo viene spesso utilizzato un altro sistema di riferimento $x'y'z'$, con origine O giacente sull'intersezione fra il suolo e il piano di simmetria del veicolo e a metà del passo l (fig. 1.2 2). Le forze e i momenti del sistema $Gxyz$ sono legati a quelli del sistema $Ox'y'z'$ dall'angolo α_a

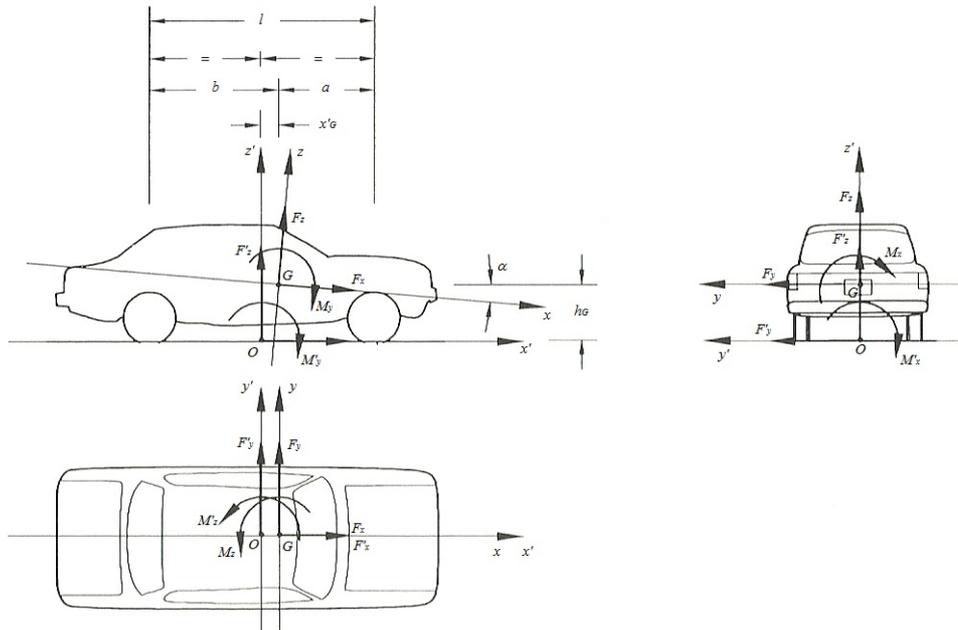


Figura 1.2.2: : sistema di riferimento del veicolo centrato nella proiezione baricentrica a terra.

(angolo di incidenza aerodinamica), dalle espressioni

$$\begin{cases} F_{x_a} = F'_{x_a} \cdot \cos(\alpha_a) - F'_{z_a} \cdot \sin(\alpha_a) \\ F_{y_a} = F'_{y_a} \\ F_{z_a} = F'_{x_a} \cdot \sin(\alpha_a) + F'_{z_a} \cdot \cos(\alpha_a) \end{cases} \quad \begin{cases} M_{x_a} = M'_{x_a} + F'_{y_a} \cdot h_G \\ M_{y_a} = M'_{y_a} - F'_{x_a} \cdot h_G + F'_{z_a} \cdot x'_G \\ M_{z_a} = M'_{z_a} - F'_{y_a} \cdot x'_G \end{cases}$$

con x'_G coordinata del baricentro riferita al sistema $Ox'y'z'$, positiva se il centro di massa è posto anteriormente al centro del passo ($a < b$).

1.2.1.3 Aspetti fluidodinamici

Volendo ora analizzare nello specifico il comportamento dell'aria nelle zone di contatto con la carrozzeria esterna del veicolo, occorre fare alcune considerazioni fluidodinamiche sul comportamento di un corpo che si muove in un fluido.

Considerando un cilindro infinito di sezione circolare che viene colpito da aria con velocità V_a perpendicolare all'asse del cilindro stesso, si osserva come le *linee di corrente* (cioè le traiettorie su cui possiamo considerare si muovano le particelle d'aria) si modellano intorno al corpo, aprendosi a monte di esso e seguendone la forma con linee morbide e ad alto raggio di curvatura, per poi chiudersi a valle dello stesso in maniera del tutto differente, con distacchi dalla *vena fluida* e conseguente sviluppo di vortici. La

differenti lunghezze da percorrere da parte delle diverse linee di corrente che si modellano intorno al corpo porta a conseguenti variazioni di velocità e pressione del fluido, il quale acquisirà velocità a fronte di un abbassamento della pressione durante l'apertura della vena fluida, mentre perderà velocità durante la successiva richiusura della vena fluida guadagnando pressione. Una considerazione a parte merita invece la linea di fluido a monte del corpo e perfettamente centrata rispetto al cilindro, colpito nel cosiddetto *punto di arresto* o *punto di ristagno*.

Come già affermato, la forza tangenziale dipende dalla viscosità del fluido. Sappiamo altresì che in un *fluido inviscido* (cioè a viscosità nulla), si annulla la componente tangenziale e, grazie a ciò, si potrebbe dimostrare che la resistenza sul corpo sarebbe nulla. Questo succederebbe perché non ci sarebbe l'attrito interno al fluido (cioè fra le varie particelle di fluido a contatto fra loro), che è responsabile del distacco della vena fluida a valle del corpo e della conseguente formazione dei vortici. Rimarrebbe, in questo caso, solo la forza aerostatica ad esercitare pressione sul veicolo in direzione puramente verticale.

Questo principio, noto come *paradosso di d'Alambert*, è impossibile da ritrovare nella realtà (in quanto nessun fluido reale ha viscosità nulla), ma può essere applicato in zone non prossime al corpo dove è ragionevole considerare la viscosità del fluido nulla. In queste zone, infatti, la presenza del corpo si fa sentire di meno, perturbando quindi in modo limitato i vari strati di fluido che lo lambiscono, i quali si comportano più come un blocco unico e non come tanti strati che scorrono fra di essi. Per questa ragione non avviene il distacco della vena fluida a valle del corpo, ed è lecito asserire che il fluido si comporta come un fluido inviscido. Nella zona invece più prossima al corpo, chiamata *strato limite*, la componente viscosa del fluido produce le forze tangenziali e modifica (come detto in precedenza) la distribuzione di pressione, generando una portanza.

Nel caso di fluido non viscoso, pressione p e velocità V_{fl} sono legate dall'equazione di Bernoulli:

$$\rho \cdot g \cdot h + p_a + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_a^2 = costante = \rho \cdot g \cdot h_{a_0} + p_{a_0} + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_{a_0}^2,$$

con p_0 e V_0 presi in un punto sufficientemente lontano dal corpo a monte di esso. Vista la poca rilevanza della differenza geodetica fra i due termini, i prodotti contenenti h (altezza dal suolo) vengono considerati simili; rimane perciò

$$p_a + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_a^2 = p_{a_0} + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_{a_0}^2.$$

Questa relazione vale lungo qualsiasi linea di corrente e stabilisce la conservazione dell'energia lungo ognuna di esse. In particolare si avrebbero massima velocità e minima pressione del fluido nei punti dove si annulla la pendenza della vena fluida (ovvero sul prolungamento verso l'alto e verso il basso della direzione radiale del cilindro perpendicolare alla velocità del fluido), mentre si avrebbero la minima velocità (nulla) e la massima pressione nel punto di arresto o di ristagno. Infatti in questa zona si ritrova, particolarmente nei veicoli da competizione, la cosiddetta *presa dinamica*, che serve appunto a limitare le perdite dovute a questo effetto, valutabile tramite l'espressione ricavata dall'equazione di Bernoulli imponendo $V = 0$:

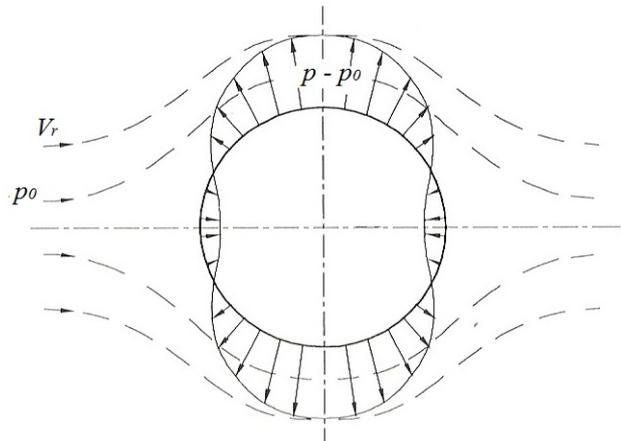


Figura 1.2 3: linee di corrente e distribuzione di pressione attorno a un cilindro circolare retto di sviluppo sul proprio asse infinito e posto normalmente alla corrente (fluido non viscoso).

$$p_{a_{max}} = p_{a_0} + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_{a_0}^2.$$

Tuttavia per lo studio effettivo della resistenza data dai corpi tozzi e di non buona finezza aerodinamica in galleria del vento, si utilizzano espressioni nella forma

$$F_a = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_a^2 \cdot S \cdot c_{a_f} \qquad M_a = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_a^2 \cdot S \cdot l_a \cdot c_{a_m},$$

dove le forze e i momenti considerati sono proporzionali alla pressione dinamica della corrente

$$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_a^2,$$

alla superficie S , alla lunghezza di riferimento l_a e ai coefficienti adimensionali c_f e c_m da determinare sperimentalmente e che variano in funzione della geometria e della posizione del corpo e dal parametro adimensionale chiamato *numero di Reynolds*, che si può facilmente calcolare con l'espressione

$$Re = \frac{V_a \cdot l_a}{\nu_a},$$

dove si ha la velocità del fluido V_a , la lunghezza di riferimento l_a e la viscosità cinematica ν_a (la quale indica l'importanza degli effetti inerziali e viscosi sulle forze aerodinamiche).

La scelta dei valori di S e di l_a invece non è universalmente univoca, ma la tendenza è quella di usare la superficie frontale del veicolo (pneumatici compresi, fig. I.2 4) per S e il passo del veicolo (distanza fra i centri delle coppie rotoidali delle ruote anteriori e quelle posteriori) per l . Un modo semplice e approssimato per definire S è la relazione

$$S = \psi \cdot l_c \cdot h_l,$$

dove il coefficiente ψ di solito assume un valore compreso fra 0,85 e 0,95, h_l è l'altezza del veicolo e l_c la carreggiata dello stesso (se in direzione differente da x si usa di solito il passo l).

I coefficienti usati nell'aerodinamica dei veicoli, sono relativi alle forze e ai momenti riferiti al sistema $Gxyz$. Essendo il loro calcolo "a tavolino" difficile e impegnativo, si preferisce esprimerli invertendo le formule e misurandoli sperimentalmente, magari in locali idonei come la *galleria del vento* (un ambiente dove vengono riproposte le condizioni che il veicolo affronta nella realtà, studiando l'andamento dei flussi su modelli adatti e con l'ausilio di strumenti e, talvolta, colorazioni aggiunte all'aria con cui lo si colpisce). Le espressioni invertite sono le seguenti:

$$\left\{ \begin{array}{l} c_x = \frac{2 \cdot F_{x_a}}{\rho \cdot V_a^2 \cdot S_{yz}} \text{ coefficiente di forza} \\ \qquad \qquad \qquad \text{longitudinale} \\ c_y = \frac{2 \cdot F_{y_a}}{\rho \cdot V_a^2 \cdot S_{xz}} \text{ coefficiente di forza} \\ \qquad \qquad \qquad \text{normale} \\ c_z = \frac{2 \cdot F_{z_a}}{\rho \cdot V_a^2 \cdot S_{xy}} \text{ coefficiente di forza} \\ \qquad \qquad \qquad \text{laterale} \end{array} \right. \qquad \left\{ \begin{array}{l} c_{M_x} = \frac{2 \cdot M_{x_a}}{\rho \cdot V_a^2 \cdot S_{yz} \cdot l_c} \text{ coefficiente di momento} \\ \qquad \qquad \qquad \text{di rollio} \\ c_{M_y} = \frac{2 \cdot M_{y_a}}{\rho \cdot V_a^2 \cdot S_{yz} \cdot l_a} \text{ coefficiente di momento} \\ \qquad \qquad \qquad \text{di beccheggio} \\ c_{M_z} = \frac{2 \cdot M_{z_a}}{\rho \cdot V_a^2 \cdot S_{yz} \cdot l_a} \text{ coefficiente di momento} \\ \qquad \qquad \qquad \text{di imbardata} \end{array} \right.$$



Figura I.2 4: schema per la definizione della superficie frontale di un veicolo.

I.2.2 Resistenza aerodinamica

I.2.2.1 Definizione

Viene definita resistenza aerodinamica la forza in direzione della velocità del fluido V (direzione x' secondo la convenzione usata finora), opposta al moto del veicolo. Considerando nulle le forze nelle altre direzioni (velocità relativa contenuta nel piano di simmetria del veicolo, nessuna *spinta di deriva* e nessun vento laterale), la differenza tra resistenza e forza F_x è molto piccola, perché l'angolo α_a tra gli assi x e x' è generalmente molto piccolo o nullo, così come il valore dell'*efficienza aerodinamica* (definito come il rapporto fra portanza e resistenza). In caso di corpi con elevata efficienza aerodinamica, la resistenza può essere addirittura concorde alla velocità relativa.

La resistenza aerodinamica la si può anche considerare come la somma di tre contributi: la *resistenza d'attrito*, la *resistenza di forma* e la *resistenza indotta*. Lo stesso discorso vale per i tre coefficienti scomposti secondo il sistema di riferimento xyz .

$$R_a = R_{att} + R_i + R_f \qquad c_x = c_{x_a} + c_{x_f} + c_{x_i} .$$

I.2.2.2 Resistenza d'attrito

La resistenza di attrito nasce dalle azioni tangenziali esercitate sulla superficie della carrozzeria esterna del veicolo in movimento, valutate poco sopra con l'espressione

$$\int_S \vec{\sigma}_{tang} \cdot \hat{i} \cdot dS .$$

Risulta tuttavia molto difficoltoso misurare il coefficiente di resistenza d'attrito c_f per superfici di forma complessa. Così lo si calcola riferendosi a valori misurati e valutati per piastre di vario genere disposte parallelamente alla corrente e già precedentemente caratterizzate tramite prove empiriche. Questo è possibile farlo usando il numero di Reynolds, gruppo adimensionale che mette in relazione la dimensione caratteristica dell'oggetto (in questo caso l , la larghezza della piastra nella direzione della corrente), la velocità del fluido e la viscosità cinematica. Il parametro infatti, inserito in opportune relazioni empiriche, dà la possibilità di ottenere valori del coefficiente di resistenza d'attrito c_f in modo semplice e veloce. Le relazioni sono diverse per lo strato limite dato dal *regime laminare* e per quello dato dal *regime turbolento*:

$$c_{f_{lam.}} = \frac{1,328}{\sqrt{Re}} \qquad c_{f_{turb.}} = \frac{0,074}{\sqrt[5]{Re}}$$

il primo moto è caratterizzato da velocità relative più basse e con gli andamenti dei flussi che procedono in modo ordinato, come lamine che scorrono una sull'altra (da qui il nome di "laminare"), mentre il secondo moto è caratterizzato da velocità relative più alte con flussi caotici e poco prevedibili. I discriminanti per capire in quale regime di moto si trova il caso che si considera sono dati da (fig. I.2 5 e fig. I.2 6):

- $Re > 4 \times 10^3$, moto assolutamente turbolento;

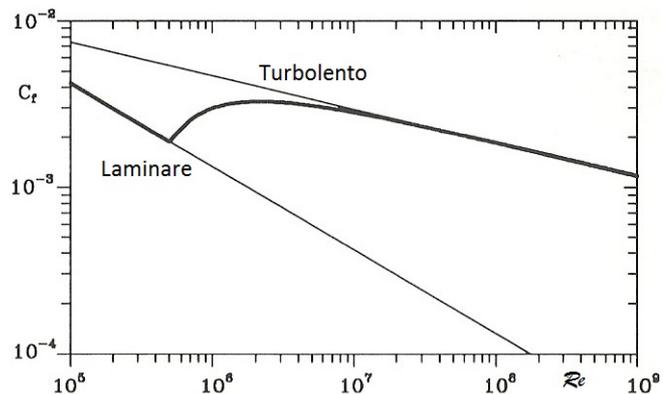


Figura I.2 5: coefficiente di resistenza d'attrito riferito alla superficie bagnata (ovvero la superficie del corpo contatto con il fluido) in funzione del numero di Reynolds.

- $2 \times 10^3 > Re > 4 \times 10^3$, moto turbolento di transizione;
- $Re < 2 \times 10^3$ moto laminare.

1.2.2.3 Resistenza indotta

La resistenza indotta quella parte di resistenza aerodinamica che è legata alla portanza, forza nociva per i veicoli, in quanto fa loro perdere aderenza più facilmente spingendoli in senso opposto al suolo. È quindi opportuno che venga limitata il più possibile o (come succede nei veicoli da competizione) addirittura invertita, generando una *deportanza* che aiuta gli pneumatici ad aderire al suolo, tramite appositi alettoni che sfruttano la spinta longitudinale trasferendone una parte verticalmente verso il basso.

La resistenza indotta nasce dal fatto che il corpo che viene colpito da un fluido, ha dimensioni limitate e non infinite. Ritornando all'esempio del cilindro infinito di sezione circolare che viene colpito da aria con velocità V_a perpendicolare all'asse del cilindro stesso, si può osservare come il moto sia piano, ovvero come la vena fluida colpisca, si apra e si richiuda attorno al corpo allo stesso modo in una sua qualsiasi sezione trasversale, in quanto ogni sezione del cilindro ha, su ogni lato, un'altra sezione perfettamente uguale. Nel caso invece (reale) di un cilindro finito, si avrà che le due sezioni laterali di inizio e fine cilindro avranno, su uno dei loro lati, non un'altra sezione identica ma la vena d'aria vera e propria esterna al corpo. Avendo via libera su un lato, l'aria che sta passando sopra il cilindro (che ha pressione minore e velocità maggiore rispetto a quelle che si trovano sul lato del cilindro), tenderà a richiamare verso di sé un flusso dalla vena che passa lateralmente al cilindro, dando vita a vortici che sottrarranno energia al fluido (il moto non è più piano). Per questo motivo sulle estremità laterali degli alettoni dei veicoli da competizione si trovano sempre delle paratie parallele alla velocità relativa: limitando questo effetto infatti limitano la resistenza indotta e, di conseguenza, migliorano il rendimento del veicolo. Si può anche osservare poi il vortice vero e proprio dato da questo effetto nello spigolo in alto dove la paratia incontra il termine del flap dell'alettone (e dove il flusso d'aria che passa sull'alettone risente e incontra la vena fluida esterna all'alettone stesso) sotto forma di una nebbiolina trasparente.

1.2.2.4 Resistenza di forma

La resistenza di forma è la componente della resistenza aerodinamica che non dipende né dalla viscosità né dalla generazione della portanza: nel caso degli autoveicoli è dovuta principalmente alla *scia*. La scia si osserva quando un corpo si muove in un fluido: altro non è che il fenomeno di risucchio del fluido dietro al corpo nella zona compresa fra la chiusura della vena fluida e la fine del corpo stesso. In questa zona il fluido si muove nella stessa direzione del moto del corpo ma in modo vorticoso. L'effetto è dovuto alla depressione venutasi a creare a causa del passaggio del corpo stesso. La pressione nella scia è circa costante, per cui la resistenza di forma la si può calcolare facilmente (in prima approssimazione almeno):

$$R_f = p_{scia} \cdot S_{zy},$$

dove p_{scia} è la pressione nella zona di scia e S_{zy} è la superficie della proiezione sul piano zy della parte del veicolo che ne è lambita. La forma della parte del veicolo che si trova in scia non ha importanza; tuttavia è bene precisare che la forma posteriore del veicolo è importante perché determina dove la scia ha inizio, ma una volta che la scia è terminata è importante solo la sua superficie. Qualsiasi irregolarità geometrica può favorire il distacco della corrente e la formazione della scia, particolarmente se essa si trova in una zona in

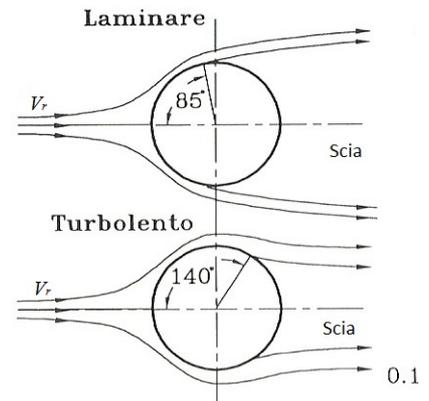


Figura 1.2 6: andamento qualitativo del flusso intorno a un cilindro nei diversi regimi.

cui il flusso rallenta. La resistenza di forma è, fra le tre componenti di resistenza aerodinamica, quella che ha la maggior predominanza nei veicoli.

1.2.2.5 Portanza e momento di beccheggio

Ultimi ma comunque importanti, sono portanza e momento di beccheggio: entrambi sono dannosi per la stabilità del veicolo in ordine di marcia, perché inficiano l'aderenza degli pneumatici al suolo, rendendo guida e controllo più difficoltosi, specialmente quando si è in condizioni prossime al limite. L'equilibrio sul veicolo (fig. 1.2 7) porge (in direzione z e attorno al punto G):

$$\begin{cases} \Delta F_{z_2} + \Delta F_{z_1} + F_z = 0 \\ M_{y_a} + b \cdot \Delta F_{z_2} - a \cdot \Delta F_{z_1} = 0 \end{cases}$$

Traslando ora l'equazione dei momenti attorno a O , proiezione di G sul suolo (tenendo conto dell'equazione di trasporto fra i diversi sistemi di riferimento), e considerando che x'_G (distanza lungo x fra O e G) è nulla, si ha:

$$\begin{cases} \Delta F_{z_2} + \Delta F_{z_1} + F_z = 0 \\ M_{y_a} + h_G \cdot F_x - x'_G \cdot F_z + b \cdot \Delta F_{z_2} - a \cdot \Delta F_{z_1} = 0' \end{cases}$$

Sviluppando i conti:

$$\begin{aligned} &\begin{cases} \Delta F_{z_2} + \Delta F_{z_1} + F_z = 0 \\ M_{y_a} + h_G \cdot F_x - x'_G \cdot F_z + b \cdot \Delta F_{z_2} - a \cdot \Delta F_{z_1} = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \Delta F_{z_1} = -(F_z + \Delta F_{z_2}) \\ M_{y_a} + h_G \cdot F_x + b \cdot \Delta F_{z_2} + a \cdot (F_z + \Delta F_{z_2}) = 0 \end{cases} \Rightarrow \\ &\Rightarrow \begin{cases} \Delta F_{z_1} = -(F_z + \Delta F_{z_2}) \\ (b+a) \cdot \Delta F_{z_2} = -(M_{y_a} + h_G \cdot F_x + a \cdot F_z) \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \Delta F_{z_1} = -(F_z + \Delta F_{z_2}) \\ \Delta F_{z_2} = -\frac{1}{l} \cdot (M_{y_a} + h_G \cdot F_x + a \cdot F_z) \end{cases}' \end{aligned}$$

considerato anche che $(a + b) = l$. Continuando con le operazioni algebriche si ha:

$$\Rightarrow \begin{cases} \Delta F_{z_1} = -\left[F_z - \frac{1}{l} \cdot (M_{y_a} + h_G \cdot F_x + a \cdot F_z) \right] \\ \Delta F_{z_2} = -\frac{1}{l} \cdot (M_{y_a} + h_G \cdot F_x + a \cdot F_z) \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \Delta F_{z_1} = \left(\frac{a}{l} - 1 \right) \cdot F_z + \frac{1}{l} \cdot (M_{y_a} + h_G \cdot F_x) \\ \Delta F_{z_2} = -\frac{1}{l} \cdot (M_{y_a} + h_G \cdot F_x + a \cdot F_z) \end{cases}$$

Constatando ora che

$$\frac{a}{l} - 1 = \frac{a}{l} - \frac{l}{l} = \frac{a - (a+b)}{l} = -\frac{b}{l},$$

le equazioni diventano

$$\Rightarrow \begin{cases} \Delta F_{z_1} = -\frac{b}{l} \cdot F_z + \frac{1}{l} \cdot (M_{y_a} + h_G \cdot F_x) \\ \Delta F_{z_2} = -\frac{1}{l} \cdot (M_{y_a} + h_G \cdot F_x + a \cdot F_z) \end{cases}$$

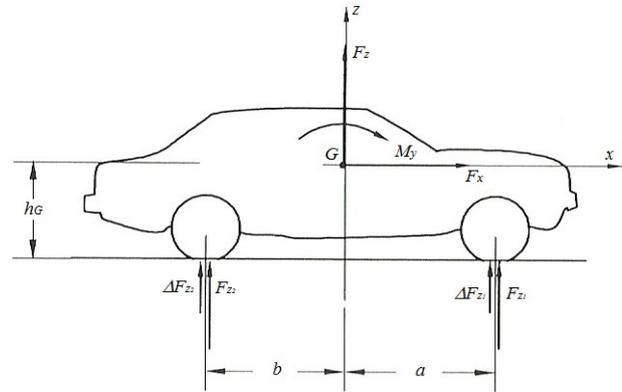


Figura 1.2 7: reazioni alle ruote dovute al momento di beccheggio e alla portanza.

Andando ora a sostituire le espressioni delle forze e dei momenti con quelle usate per lo studio dei corpi tozzi in galleria del vento e raccogliendo il comune termine della pressione dinamica moltiplicato per la superficie, il sistema si modifica in

$$\Rightarrow \begin{cases} \Delta F_{z_1} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_r^2 \cdot S \cdot \left(\frac{1}{\lambda} \cdot \chi \cdot c_{M_y} + \frac{1}{l} \cdot h_G \cdot c_x - \frac{b}{l} \cdot c_z \right) \\ \Delta F_{z_2} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_r^2 \cdot S \cdot \left(-\frac{1}{\lambda} \cdot \chi \cdot c_{M_y} - \frac{1}{l} \cdot h_G \cdot c_x - \frac{a}{l} \cdot c_z \right) \end{cases}'$$

che sono le espressioni definitive che quantificano le variazioni di carico sugli assi del veicolo.

I.3

CENNI SUI MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA

I.3.1 Generalità

Per *motore a combustione interna* (spesso abbreviato in *MCI*), si fa riferimento a tutta una gamma di macchine motrici che producono lavoro da mettere a disposizione a macchine operatrici. Questo tipo di motore trasforma l'*energia chimica* immagazzinata sotto forma di combustibile allo stato liquido in un serbatoio in *energia meccanica* solitamente disponibile su di un albero in uscita dal motore stesso tramite un *ciclo aperto* che prevede la miscelazione prima e la combustione poi una miscela costituita da un *comburente* (in genere l'Ossigeno presente nell'aria) e da un combustibile (benzina, gasolio, metano, gas di petrolio liquefatti,...).

Nel caso dei veicoli da uso stradale, questo tipo di motore l'ha fatta da padrone praticamente dalla fine del secolo XIX fino ai giorni nostri, subendo per questo, nel corso del tempo, trasformazioni e sviluppi in ogni sua parte, che lo hanno fatto diffondere e impiegare anche in altri settori di diverso tipo (propulsione navale e aeronautica, macchine generatrici di energia, macchine operatrici in genere). Il suo utilizzo si è moltiplicato a tal punto che oggi, a seconda dell'uso che ne viene fatto, le scelte progettuali che ne precorrono la costruzione sono disparate e non di mero dimensionamento a seconda del lavoro che sono chiamati a compiere.

I.3.2 Motori endotermici alternativi

I.3.2.1 Funzionamento

Nella stragrande maggioranza dei casi il denominatore comune nella progettazione di questo tipo di macchina motrice è la scelta di usare *motori alternativi*, che contemplino cioè l'uso di una massa (detta *pistone*) che compie un *moto alternativo* (avanti e indietro lungo una distanza chiamata *corsa*) in percorso retto.

Il pistone è l'organo deputato a trasformare (con l'ausilio del *manovellismo di spinta*, sito più a valle) una parte dell'energia proveniente dalla combustione in energia meccanica disponibile su di un albero (chiamato *albero motore*) a diverse *velocità di rotazione*.

Esso compie ciclicamente le seguenti fasi:

- *aspirazione* del comburente (ossigeno contenuto nell'aria) dall'ambiente esterno;

nel caso di vecchi *motori a carburazione* avviene l'aspirazione di una *miscela stechiometrica* (ovvero nella giusta proporzione necessaria alla combustione) formata da combustibile e comburente;

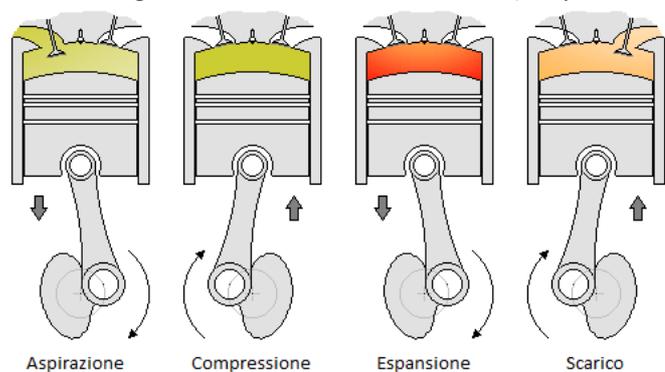


Figura I.3 1: fasi di un motore endotermico alternativo a Ciclo Otto.

- *compressione* del fluido aspirato al termine della quale avviene l'*iniezione* di combustibile e l'*accensione* fornendo *calore concentrato* (scintilla) per la successiva combustione; nel caso di vecchi motori a carburazione la fase di iniezione non avviene (il combustibile è già stato aspirato nella miscela stechiometrica);
- *espansione* dei gas della combustione (unica fase in cui viene fornito lavoro all'albero motore);
- *scarico* dei *prodotti di combustione* (o *gas esausti* o *gas di scarico*).

1.3.2.2 Cicli termodinamici

Le fasi appena descritte sono comuni ai motori endotermici alternativi, ma possono subire variazioni a seconda del tipo di *ciclo termodinamico* che interessa il motore.

È possibile fare una prima macro classificazione fra *motori a quattro tempi* e *motori a due tempi*. I primi sono i più diffusi (specialmente nel settore dei veicoli) e sono caratterizzati da moti più lenti ma, rispetto ai secondi, con coppia e vita maggiori a parità di *cilindrata* (ovvero il volume dato dal prodotto fra corsa e superficie del pistone perpendicolare alla direzione del moto alternativo). Inoltre vi è la grande differenza nel metodo di lubrificazione: *forzata* per i primi (circuito chiuso con una pompa che manda il lubrificante nei punti in cui occorre, con perdite molto limitate), *a perdere* nei secondi (il lubrificante viene mescolato alla miscela di combustione e ne viene a far parte a tutti gli effetti, venendo consumato quasi interamente).

Una seconda classificazione la si può fare per *motori ad accensione comandata* (o *ad accensione per scintilla*) e *motori ad accensione per compressione* (o *ad accensione spontanea*): i primi sono caratteristici del *Ciclo Otto* e, oltre a richiedere benzina come combustibile, necessitano anche di una scintilla che faccia partire la combustione; i secondi invece sono caratteristici del *Ciclo Diesel* e non hanno bisogno della scintilla, perché l'accensione avviene quando in *camera di combustione* si raggiunge una determinata pressione, ma esigono un combustibile differente (gasolio).

Nell'ambito di una costruzione di una autovettura generalmente la scelta non ricade su un motore a due tempi; tali motori infatti richiedono più manutenzione (hanno una durata inferiore) e sono più violenti a livello di *erogazione* della potenza, oltre che a produrre maggiori *emissioni inquinanti*, seppur abbiano la possibilità di avere le stesse prestazioni massime con cilindrata più ridotte (quindi ingombri minori e pesi più limitati).

1.3.2.3 Coppia e potenza

a) Definizione

Coppia e *potenza* sono due grandezze fondamentali per caratterizzare e scegliere un qualsivoglia motore da accoppiare a una qualsiasi macchina operatrice o un qualsiasi veicolo.

Considerando un albero posto in rotazione attorno al proprio asse, la coppia C viene definita come il momento generato da due forze F uguali, opposte e parallele i cui relativi punti d'applicazione siano i due estremi di un segmento di lunghezza $2 \cdot d$:

$$C = M_F + M_F = F \cdot d + F \cdot d = 2 \cdot F \cdot d ,$$

che corrisponde dimensionalmente a un comune momento (prodotto di forza e lunghezza). A livello pratico essa equivale a una forza che dà una rotazione all'albero attorno al proprio asse centrale.

La potenza P invece è definita come la quantità di lavoro nel tempo t e, nel caso di una coppia, si ha che corrisponde al prodotto fra questa e la velocità angolare:

$$P = \frac{L}{t} = \frac{C \cdot \beta}{t} = C \cdot \omega ;$$

la potenza quantifica quanto lavoro si riesce a produrre nell'unità di tempo.

b) Caratterizzazione tramite curva di coppia e curva di potenza

La potenza P_m e la coppia C_m prodotte dal motore a piena ammissione (cioè con la farfalla di erogazione completamente aperta), dipendono principalmente dalla sua velocità di rotazione ω_m , spesso espressa come una frequenza e chiamata v . Per questo le curve caratteristiche di coppia e di potenza, mettono in relazione le due grandezze con la velocità di rotazione. Esse vengono entrambe prodotte sperimentalmente, montando il motore su un apposito *banco di prova* che è in grado di misurarne i valori al variare del regime di rotazione. Non è inusuale trovare i grafici di queste due curve con le vecchie unità di misura del S.T. (*Sistema Tecnico* o *Sistema pratico degli ingegneri*), ovvero con C_m in *Newton per metro*, P_m in *cavalli vapore [hp]* e v in *giri al minuto [rpm]*.

Osservando con attenzione le due curve in uno stesso grafico (usando i valori del S.T.), si può notare come, di solito, la curva di coppia abbia una prima parte che cresce in maniera circa costante fino a un punto di massimo (*punto di coppia massima*) che corrisponde a un determinato numero di giri (*regime di coppia massima*), per poi decrescere sempre in maniera circa costante ma più repentina rispetto alla prima parte; analogamente si comporta la curva di potenza, con una prima parte che cresce in modo circa continuo fino a un *punto di potenza massima* corrispondente a un *regime di potenza massima*, per poi decrescere sempre in modo circa continuo ma più rapido rispetto alla prima parte. La prima differenza che salta all'occhio fra le due è che i due regimi di coppia massima e di potenza massima non corrispondono. Questo avviene perché il prodotto fra coppia e velocità angolare continua a crescere nelle zone immediatamente a valle del regime di coppia massima, fino a che la decrescita dei valori di coppia non è maggiore della crescita dei valori di velocità angolare e, quindi, opera una flessione nella curva di potenza. Il range di velocità fra i regimi di coppia massima e potenza massima è la zona in cui conviene mantenere il funzionamento del motore, in quanto è il compromesso migliore fra consumi e lavoro ottenuto. In particolare si cerca sempre di far funzionare il motore a bassa velocità in condizioni non lontane dal quelle di massima potenza, dove il consumo specifico è basso.

La potenza si può anche approssimare tramite un polinomio (normalmente di terzo grado) utilizzabile per una prima analisi delle prestazioni del veicolo:

$$P_m = \sum_{i=0}^3 P_i \omega_m^i,$$

dove $P_0=0$ e i valori da P_1 a P_3 sono calcolati con frazioni (dimensionalmente diverse in quanto cambia l'esponente di ω_m) che cambiano a seconda del tipo di motore.

Conseguentemente anche la coppia si può esprimere similmente (nel caso di $P_0=0$):

$$C_m = \sum_{i=0}^3 P_i \omega_m^{i-1}.$$

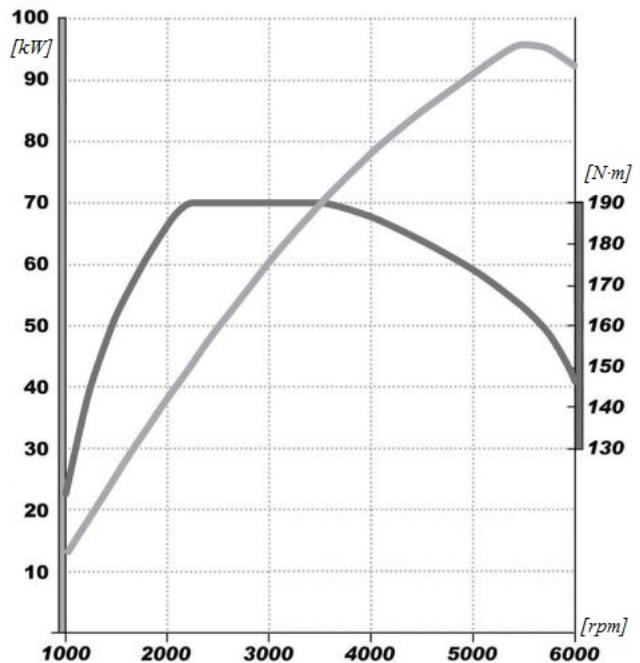


Figura 1.3 2: curve di coppia (più scura) e di potenza (più chiara) del motore Renault Tce da 1,4 [l] turbo da 130 [cv] di potenza massima e 190 [N·m] di coppia massima a Ciclo Otto.

La potenza del motore può anche essere calcolata tramite la relazione finale fra i parametri che caratterizzano tale macchina motrice:

$$P_m = \rho_{fl} \cdot v_c \cdot \eta_{vol} \cdot k' \cdot \eta_{comb} \cdot \eta_{th} \cdot \eta_{ind} \cdot \eta_{org} \cdot \frac{2 \cdot v}{\tau},$$

con:

- ρ_{fl} densità del fluido aspirato;
- v_c cilindrata;
- η_{vol} *rendimento volumetrico* (o, meglio, *fattore di carico*, perché può anche risultare maggiore di 1) del fluido aspirato; viene definito dal rapporto fra massa di fluido aspirata m_{fl} e massa di fluido teoricamente aspirabile (data dal prodotto fra la densità del fluido aspirato e la cilindrata) m_{fli} ;
- k' *tonalità termica*, data dal prodotto del rapporto fra massa di combustibile richiesta dalla combustione m_c e m_{fl} con il *potere calorifico inferiore* k_i (energia ricavabile convertendo completamente una massa unitaria di combustibile in energia, diminuita del *calore latente di condensazione* del vapor d'acqua durante la combustione);
- η_{comb} *rendimento di combustione*, dato dal rapporto fra il *calore liberato* effettivamente dal ciclo termodinamico e il *calore liberabile* (quindi massimo) dal ciclo termodinamico, ovvero l'energia ottenibile dal combustibile; questa energia è pari al prodotto di m_c con k_i ;
- η_{th} *rendimento termodinamico*, che corrisponde al lavoro del *ciclo ideale* (ciclo termodinamico ideale usato per studiare la combustione) L_{i} ;
- η_{ind} *rendimento indicato*, ricavato dal rapporto fra lavoro del ciclo reale e il lavoro termodinamico; il lavoro del ciclo reale corrisponde al lavoro ottenuto nella fase di espansione diminuito del *lavoro di pompaggio* (ovvero il lavoro necessario per aspirare la miscela per la combustione e scaricare i gas esausti, dato anche dalla somma dei lavori spesi in queste due fasi);
- η_{org} *rendimento organico*, che tiene conto delle perdite meccaniche fra la camera di combustione e l'albero motore;
- v giri al minuto;
- τ numero di corse per ciclo (coincidente col numero di tempi del motore).

Questa espressione è ricavata analiticamente a differenza delle precedenti.

c) Numero di cilindri e loro architettura

Quando si rende necessaria, a parità di cilindrata, una potenza maggiore di quella ottenibile, si ricorre spesso ai motori pluricilindrici, i quali permettono, con opportune scelte progettuali, di distribuire z combustioni (con z numero di cilindri) nell'arco dei due angoli giro necessari per avere un ciclo completo. Oggi nel mondo dell'automotive è quasi una scelta obbligata non usare un motore monocilindrico, anche per le vetture più piccole. I benefici li si trova subito osservando l'espressione che mette in relazione le potenze date da un motore monocilindrico (P_1) e pluricilindrico (P_z):

$$P_z = \sqrt[3]{z} \cdot P_1,$$

ovvero al crescere del numero di cilindri la potenza cresce di un fattore maggiore di 1.

Coppia e potenza sono influenzate dalla scelta di z : la prima, oltre a ottenere un più alto punto massimo della curva, tende a far assumere alla zona iniziale un andamento più ripido, influenzando ovviamente anche la seconda. Inoltre il moto cinematico diviene più equilibrato e stabile (si bilanciano maggiormente le *forze d'inerzia del I e del II ordine* date dai manovellismi e dai pistoni), rendendo possibile raggiungere velocità di rotazione più elevate e, talvolta, evitando di inserire *contralberi di bilanciamento*.

Anche la scelta della distribuzione delle combustioni sui due angoli giro ha ripercussioni sulla vita del motore e sulle sue curve caratteristiche. Passare, per esempio, da un motore di tipo *Screamer* (con combustioni distribuite regolarmente) a un motore di tipo *Big Bang* (con combustioni distribuite irregolarmente in poco più di un angolo giro), accorcia la vita della macchina motrice e ne influenza notevolmente le curve di coppia e di potenza, che diventano rispettivamente la prima molto gestibile, regolare e con una pendenza non troppo repentina nella prima parte, mentre la seconda subisce un decremento dato dalla discesa della velocità massima di rotazione per motivi cinematici e fluidodinamici.

d) Dimensioni manovellismo di spinta

Le dimensioni caratteristiche del manovellismo di spinta concorrono alla realizzazione di motori con diverse prestazioni e curve caratteristiche. Il rapporto dato dall'*alesaggio* (ovvero il diametro del pistone) con la corsa, determina tre tipologie di motori, aventi vantaggi e svantaggi diversi:

- *motore superquadro*, quando l'alesaggio è maggiore della corsa; questo tipo di motore, particolarmente utilizzato nelle vetture da competizione, ha minori rapporti di compressione (perciò minori sollecitazioni a pistone e manovellismo di spinta) e coppie non particolarmente elevate, ma può raggiungere alti regimi di rotazione che ne fanno aumentare la potenza; la camera di combustione risulta più grande e dispersiva (flessioni per η_{th});
- *motore sottoquadro*, quando la corsa prevale sull'alesaggio; questo tipo di motore, particolarmente adatto per i veicoli stradali, è caratterizzato da un più elevato rapporto di compressione che aumenta gli sforzi sul pistone e il manovellismo e limita i regimi di rotazione, perdendo quindi in potenza ma guadagnando in coppia; tuttavia la camera di combustione risulta più raccolta, migliorando così η_{th} ;
- *motore quadro*, quando i due parametri si equivalgono; questo tipo di motore è un compromesso fra gli altri due.

e) Bilancio termico e sovralimentazione

La maggior parte dell'energia a disposizione a partire dal combustibile viene ceduta alla sorgente esterna fredda e viene, quindi, persa. L'energia dissipata viene veicolata (in ordine di importanza percentuale sul totale) dai gas di scarico, dal *fluido di raffreddamento* e dagli attriti meccanici, riducendo così notevolmente quella effettivamente disponibile alle ruote.

Tuttavia una parte di queste perdite possono essere recuperate tramite lo sfruttamento dell'energia entalpica presente allo scarico (i cui gas possiedono alte temperatura ed energia cinetica), applicando un'opportuna *turbina* all'uscita dal cilindro sul quale albero è collegato un *compressore*, che può così sovralimentare l'aspirazione di aria dei cicli successivi migliorando notevolmente il rendimento volumetrico e, conseguentemente, la potenza a disposizione all'albero motore.



Figura I.3 3: gruppo turbocompressore per motore a combustione interna sovralimentato.

I.4

DINAMICA LONGITUDINALE DEL VEICOLO

I.4.1 Distribuzione del carico al suolo

Si consideri il veicolo come un corpo rigido. Se si trascura la presenza delle sospensioni o la deformabilità del telaio, un veicolo con quattro ruote è un *sistema iperstatico*, ovvero un sistema in cui il numero di *vincoli* (condizioni che limitano spostamento o rotazione di un corpo) è maggiore del numero di *gradi di libertà* (movimenti di traslazione o rotazione possibili secondo un *sistema di riferimento* fisso) che possiede. Ipotizzando però che il veicolo sia simmetrico rispetto al piano xz (ipotesi mantenuta per tutto lo studio della dinamica longitudinale), un veicolo a due assi lo si può assimilare a una trave su due appoggi le cui forze sugli assali sono determinabili. A veicolo fermo su strada piana si ha che

$$\begin{cases} F_{z_1} = m \cdot g \cdot \varepsilon_{0_1} \\ F_{z_2} = m \cdot g \cdot \varepsilon_{0_2} \end{cases}, \quad \text{dove} \begin{cases} \varepsilon_{0_1} = b/l \\ \varepsilon_{0_2} = a/l \end{cases}$$

e tenendo conto che $a = \frac{l \cdot F_{z_2}}{m \cdot g}$,

è la distanza del baricentro dall'avantreno. Con questo sistema di due equazioni infatti è possibile determinare la posizione del baricentro (misurando le forze al suolo esercitate dai due assali).

Prendendo un veicolo a due assi in moto su strada rettilinea con pendenza longitudinale di un angolo α (positiva per la salita), mantenendo l'asse x parallelo alla strada, si ha che:

$$\begin{cases} F_{x_1} + F_{x_2} + F_{x_{aer}} - m \cdot g \cdot \sin(\alpha) = m \cdot \dot{V} \\ F_{z_1} + F_{z_2} + F_{z_{aer}} - m \cdot g \cdot \cos(\alpha) = 0 \\ F_{z_1} \cdot (a + \Delta x_1) - F_{z_2} \cdot (b - \Delta x_2) + m \cdot g \cdot h_G \cdot \sin(\alpha) - M_{y_{aer}} + |F_{x_{aer}}| \cdot h_G = -m \cdot h_G \cdot \dot{V} \end{cases}$$

conteggiando anche la forza d'inerzia data dal prodotto della massa per l'accelerazione.

Se tutta la resistenza di rotolamento viene completamente imputata allo spostamento in avanti della reazione del suolo sulla ruota, allora si trova che le distanze valgono

$$\Delta x_i = r_i \cdot f = r_i \cdot (f_0 + K \cdot V^2),$$

e sono tutti uguali (tranne nel caso con ruote diverse su vari assi, come nelle vetture di Formula 1).

Risolvendo invece le ultime due equazioni del sistema si ha che:

$$\begin{cases} F_{z_1} + F_{z_2} + F_{z_a} - m \cdot g \cdot \cos(\alpha) = 0 \\ F_{z_1} \cdot (a + \Delta x_1) - F_{z_2} \cdot (b - \Delta x_2) + m \cdot g \cdot h_G \cdot \sin(\alpha) - M_{y_a} + |F_{x_a}| \cdot h_G = -m \cdot h_G \cdot \dot{V} \end{cases}$$

Sviluppando i conti:

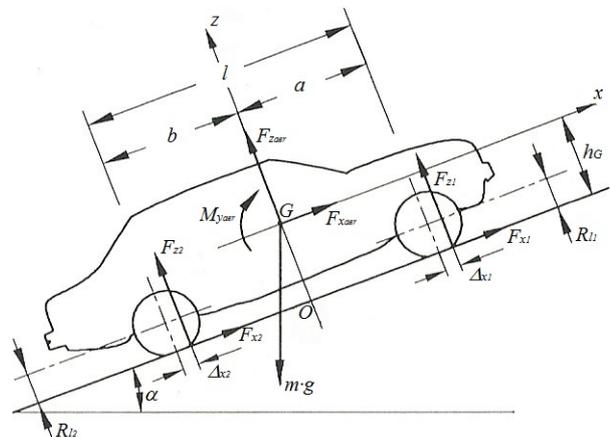


Figura I.4 1: schema di riferimento per lo studio della dinamica longitudinale del veicolo.

$$\Rightarrow \begin{cases} F_{z_1} = m \cdot g \cdot \cos(\alpha) - F_{z_2} - F_{z_a} \\ \left[m \cdot g \cdot \cos(\alpha) - F_{z_2} - F_{z_a} \right] \cdot (a + \Delta x_1) - F_{z_2} \cdot (b - \Delta x_2) + m \cdot g \cdot h_G \cdot \sin(\alpha) - M_{y_a} + |F_{x_a}| \cdot h_G = \\ \Rightarrow \\ = -m \cdot h_G \cdot \dot{V} \Rightarrow \\ F_{z_1} = m \cdot g \cdot \cos(\alpha) - F_{z_2} - F_{z_a} \\ - F_{z_2} \cdot (a + b + \Delta x_1 - \Delta x_2) + \left[m \cdot g \cdot \cos(\alpha) - F_{z_a} \right] \cdot (a + \Delta x_1) + m \cdot g \cdot h_G \cdot \sin(\alpha) - M_{y_a} + |F_{x_a}| \cdot h_G = \\ \Rightarrow \\ = -m \cdot h_G \cdot \dot{V} \end{cases}$$

Considerando che $(a + b) = l$, sviluppando i termini aerodinamici e raccogliendone i fattori comuni, troviamo che:

$$\Rightarrow \begin{cases} F_{z_1} = m \cdot g \cdot \cos(\alpha) - F_{z_2} - F_{z_a} \\ - F_{z_2} \cdot \frac{l + \Delta x_1 - \Delta x_2}{m \cdot g} = \frac{\rho \cdot V^2 \cdot S}{2 \cdot m \cdot g} \cdot \left[c_z \cdot (a + \Delta x_1) + c_{M_y} \cdot l - c_x \cdot h_G \right] - \frac{h_G \cdot \dot{V}}{g} - h_G \cdot \sin(\alpha) + \\ \Rightarrow \\ \left[-\cos(\alpha) \cdot (a + \Delta x_1) \right] \end{cases}$$

Chiamando

$$K_2 = \frac{\rho \cdot S}{2 \cdot m \cdot g} \cdot \left[c_z \cdot (a + \Delta x_1) + c_{M_y} \cdot l - c_x \cdot h_G \right],$$

e sostituendo, otteniamo:

$$\Rightarrow \begin{cases} F_{z_1} = m \cdot g \cdot \cos(\alpha) - F_{z_2} - F_{z_a} \\ F_{z_2} \cdot \frac{l + \Delta x_1 - \Delta x_2}{m \cdot g} = -K_2 \cdot V^2 + \frac{h_G \cdot \dot{V}}{g} + h_G \cdot \sin(\alpha) + \cos(\alpha) \cdot (a + \Delta x_1) \Rightarrow \\ F_{z_1} = m \cdot g \cdot \cos(\alpha) - F_{z_2} - F_{z_a} \\ - K_2 \cdot V^2 + \frac{h_G \cdot \dot{V}}{g} + h_G \cdot \sin(\alpha) + \cos(\alpha) \cdot (a + \Delta x_1) \cdot \\ F_{z_2} = m \cdot g \cdot \frac{l + \Delta x_1 - \Delta x_2}{l + \Delta x_1 - \Delta x_2} \end{cases}$$

Riportandosi al punto precedente all'inserimento del coefficiente K_2 si può sviluppare il termine aerodinamico della prima equazione e, sostituendovi l'espressione della seconda, si può ottenere l'altra forza verticale:

$$\Rightarrow \begin{cases} F_{z_1} = m \cdot g \cdot \cos(\alpha) + \\ - K_2 \cdot V^2 + \frac{h_G \cdot \dot{V}}{g} + h_G \cdot \sin(\alpha) + \cos(\alpha) \cdot (a + \Delta x_1) \\ F_{z_2} = m \cdot g \cdot \frac{l + \Delta x_1 - \Delta x_2}{l + \Delta x_1 - \Delta x_2} \end{cases}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} -m \cdot g \cdot \frac{-\frac{\rho \cdot S}{2 \cdot m \cdot g} \cdot [c_z \cdot (a + \Delta x_1) + c_{M_y} \cdot l - c_x \cdot h_G] \cdot V^2 + \frac{h_G \cdot \dot{V}}{g} + h_G \cdot \sin(\alpha) + \cos(\alpha) \cdot (a + \Delta x_1)}{l + \Delta x_1 - \Delta x_2} + \\ \Rightarrow \\ -\frac{\rho \cdot S \cdot V^2}{2 \cdot m \cdot g} \cdot c_z \end{array} \right.$$

Portando a denominatore comune il termine aerodinamico appena sviluppato, il sistema diventa:

$$\Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} F_{z_1} = m \cdot g \cdot \cos(\alpha) + \\ -K_2 \cdot V^2 + \frac{h_G \cdot \dot{V}}{g} + h_G \cdot \sin(\alpha) + \cos(\alpha) \cdot (a + \Delta x_1) \\ F_{z_2} = m \cdot g \cdot \frac{\phantom{-K_2 \cdot V^2 + \frac{h_G \cdot \dot{V}}{g} + h_G \cdot \sin(\alpha) + \cos(\alpha) \cdot (a + \Delta x_1)}}{l + \Delta x_1 - \Delta x_2} \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} -m \cdot g \cdot \frac{-\frac{\rho \cdot S}{2 \cdot m \cdot g} \cdot [c_z \cdot (a + \Delta x_1) + c_{M_y} \cdot l - c_x \cdot h_G] \cdot V^2 + \frac{h_G \cdot \dot{V}}{g} + h_G \cdot \sin(\alpha) + \cos(\alpha) \cdot (a + \Delta x_1)}{l + \Delta x_1 - \Delta x_2} + \\ \Rightarrow \\ -m \cdot g \cdot \frac{\frac{\rho \cdot S \cdot V^2}{2 \cdot m \cdot g} \cdot (l + \Delta x_1 - \Delta x_2)}{l + \Delta x_1 - \Delta x_2} \cdot c_z \end{array} \right.$$

Considerando che $(a + b) = l$ è possibile sommare i termini dipendenti da C_z :

$$\Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} F_{z_1} = m \cdot g \cdot \cos(\alpha) + \\ -K_2 \cdot V^2 + \frac{h_G \cdot \dot{V}}{g} + h_G \cdot \sin(\alpha) + \cos(\alpha) \cdot (a + \Delta x_1) \\ F_{z_2} = m \cdot g \cdot \frac{\phantom{-K_2 \cdot V^2 + \frac{h_G \cdot \dot{V}}{g} + h_G \cdot \sin(\alpha) + \cos(\alpha) \cdot (a + \Delta x_1)}}{l + \Delta x_1 - \Delta x_2} \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} -m \cdot g \cdot \frac{-\frac{\rho \cdot S}{2 \cdot m \cdot g} \cdot [c_{M_y} \cdot l - c_x \cdot h_G] \cdot V^2 + \frac{h_G \cdot \dot{V}}{g} + h_G \cdot \sin(\alpha) + \cos(\alpha) \cdot (a + \Delta x_1)}{l + \Delta x_1 - \Delta x_2} + \\ \Rightarrow \\ -m \cdot g \cdot \frac{\frac{\rho \cdot S \cdot V^2}{2 \cdot m \cdot g} \cdot (\cancel{\alpha + b + \Delta x_1} - \Delta x_2 - \cancel{\alpha - \Delta x_1})}{l + \Delta x_1 - \Delta x_2} \cdot c_z \Rightarrow \end{array} \right.$$

$$\Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} F_{z_1} = m \cdot g \cdot \cos(\alpha) + \\ -K_2 \cdot V^2 + \frac{h_G \cdot \dot{V}}{g} + h_G \cdot \sin(\alpha) + \cos(\alpha) \cdot (a + \Delta x_1) \\ F_{z_2} = m \cdot g \cdot \frac{\phantom{-K_2 \cdot V^2 + \frac{h_G \cdot \dot{V}}{g} + h_G \cdot \sin(\alpha) + \cos(\alpha) \cdot (a + \Delta x_1)}}{l + \Delta x_1 - \Delta x_2} \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} -m \cdot g \cdot \frac{-\frac{\rho \cdot S}{2 \cdot m \cdot g} \cdot [c_z \cdot (b - \Delta x_2) + c_{M_y} \cdot l - c_x \cdot h_G] \cdot V^2 + \frac{h_G \cdot \dot{V}}{g} + h_G \cdot \sin(\alpha) + \cos(\alpha) \cdot (a + \Delta x_1)}{l + \Delta x_1 - \Delta x_2} \\ \Rightarrow \end{array} \right.$$

Chiamando

$$K_1 = \frac{\rho \cdot S}{2 \cdot m \cdot g} \cdot [c_z \cdot (b - \Delta x_2) - c_{M_y} \cdot l + c_x \cdot h_G],$$

sostituendolo nella prima equazione e portando poi tutto a denominatore comune, otteniamo:

$$\Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} F_{z_1} = m \cdot g \cdot \frac{-K_1 \cdot V^2 + \frac{h_G \cdot \dot{V}}{g} - h_G \cdot \sin(\alpha) + \cos(\alpha) \cdot (-\cancel{a} - \Delta x_1 + \cancel{a} + b + \Delta x_1 - \Delta x_2)}{l + \Delta x_1 - \Delta x_2} \\ F_{z_2} = m \cdot g \cdot \frac{-K_2 \cdot V^2 + \frac{h_G \cdot \dot{V}}{g} + h_G \cdot \sin(\alpha) + \cos(\alpha) \cdot (a + \Delta x_1)}{l + \Delta x_1 - \Delta x_2} \\ F_{z_1} = m \cdot g \cdot \frac{-K_1 \cdot V^2 + \frac{h_G \cdot \dot{V}}{g} - h_G \cdot \sin(\alpha) + \cos(\alpha) \cdot (b - \Delta x_2)}{l + \Delta x_1 - \Delta x_2} \\ F_{z_2} = m \cdot g \cdot \frac{-K_2 \cdot V^2 + \frac{h_G \cdot \dot{V}}{g} + h_G \cdot \sin(\alpha) + \cos(\alpha) \cdot (a + \Delta x_1)}{l + \Delta x_1 - \Delta x_2} \end{array} \right. \Rightarrow$$

che sono le espressioni finali delle forze verticali al suolo agenti sulle ruote dei due assi del veicolo.

I due valori Δx_1 e Δx_2 sono normalmente molto piccoli; in particolare la loro differenza è nulla e sono, perciò, trascurabili. Se si decide di non trascurarli introducono nelle equazioni una debole dipendenza dei carichi verticali da V^2 nella resistenza di rotolamento.

1.4.2 Resistenza al moto

Si consideri un veicolo in moto a velocità costante su strada piana e rettilinea. Le forze da vincere per mantenere il mezzo a velocità costante sono la resistenza aerodinamica e la resistenza di rotolamento. Man mano che si procede più velocemente, la resistenza aerodinamica diventa sempre più importante di quella di rotolamento, arrivando a superarla per un certo valore di velocità del veicolo. Questo avviene a velocità minore per vetture di piccole dimensioni e, in particolare, per quei veicoli dove la resistenza di rotolamento è la fonte di dissipazione principale dell'energia (autocarri, autoarticolati,...). La motivazione è da attribuire al fatto che, normalmente, la massa del mezzo cresce più rapidamente della sua sezione trasversale.

Con la strada in pendenza nasce anche un'altra forza diretta come la velocità del veicolo, che può essere resistente (in caso la velocità del veicolo abbia la componente equiversa alla direzione della gravità di verso contrario a quest'ultima) o motrice (in caso la velocità del veicolo abbia la componente equiversa alla direzione della gravità di verso concorde a quest'ultima). Nel caso in cui il mezzo sia in salita, è facile appurare che già con modeste pendenze della strada, questa è la componente resistiva più importante.

La *resistenza totale al moto* dunque è una forza formata dalla somma di tutte queste componenti resistive:

$$R = \left[m \cdot g \cdot \cos(\alpha) - \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot S \cdot c_z \right] \cdot (f_0 + K \cdot V^2) + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot S \cdot c_x + m \cdot g \cdot \sin(\alpha),$$

che può essere anche riscritta in una forma più adatta allo studio dei vari casi:

$$R = A + B \cdot V^2 + D \cdot V^4,$$

dove i tre coefficienti sono rispettivamente:

$$\begin{cases} A = m \cdot g \cdot [f_0 \cdot \cos(\alpha) + \sin(\alpha)] \\ B = m \cdot g \cdot K \cdot \cos(\alpha) + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S \cdot [c_x - c_z \cdot f_0] \\ D = -\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S \cdot K \cdot c_z \end{cases}$$

Il termine D diventa importante solo ad alte velocità e, in alcuni tipi di vetture (come quelle da competizione) che hanno una forte deportanza, viene spesso trascurato.

Considerando che, normalmente, la pendenza delle strade aperte al traffico non è elevata, è possibile porre $\cos(\alpha) \approx 1$ e $\sin(\alpha) \approx \tan(\alpha) = i_p$, dove i_p è la pendenza longitudinale della strada. Si nota subito che il coefficiente D è sempre indipendente da essa, mentre B lo è solo per bassi valori di i_p ; invece il coefficiente A ne è linearmente dipendente:

$$A = m \cdot g \cdot (f_0 + i_p).$$

La *potenza necessaria al moto a velocità costante* V può essere ottenuta semplicemente con

$$P_n = V \cdot R = A \cdot V + B \cdot V^3 + D \cdot V^5,$$

determinando così il valore minimo necessario per mantenere il veicolo a velocità costante. A questa espressione vanno aggiunti gli effetti dovuti alle perdite nella trasmissione (cioè a valle dell'albero motore fino alle ruote).

1.4.3 Accoppiamento del motore con il veicolo

1.4.3.1 Curve di funzionamento

La decisione della scelta del motore per il tipo di veicolo che si desidera muovere, verte su diverse osservazioni. La più importante è, senza dubbio, quella che riguarda l'intersezione delle *caratteristiche meccaniche* (o curve caratteristiche) resistente e motrice (possono riguardare la coppia o la potenza): la loro intersezione è il *punto di funzionamento* del veicolo in quelle condizioni. A tale punto di funzionamento corrisponderanno una *velocità di regime* e una *potenza* (o *coppia*) *di regime*. Occorre però considerare che al cambiamento delle condizioni di carico resistente o di azione motrice, ogni curva caratteristica (sia essa resistente o motrice) sarà differente dalla precedente; si avranno in questo modo curve motrici diverse a diversi regimi di rotazione del motore, così come saranno diverse le curve resistenti di diversi veicoli o degli stessi veicoli con particolari differenti (come ruote diverse o masse diverse o sezioni trasversali diverse,...). Questo metodo è comunque solitamente sufficiente per ben inquadrare il moto a regime del mezzo considerato.

1.4.3.2 Trasmissione

La trasmissione di ogni veicolo ha un duplice effetto nei confronti del motore: oltre a collegarlo al mezzo, funge anche da cambio di velocità e di coppia. Contemporaneamente infatti permette al motore di movimentare il veicolo e di adattare le proprie caratteristiche di coppia e potenza alle varie condizioni in cui il mezzo viene a trovarsi. Questo però ha due conseguenze sull'insieme del veicolo:

- dall'uscita dell'albero motore ai semiasse che portano coppia alle ruote, vi è un *rapporto di trasmissione* globale τ_g , ovvero un coefficiente definito come $\omega_{us} / \omega_{in}$, che permette di legare facilmente coppie e velocità in entrata alla trasmissione con quelle relative in uscita tramite le relazioni derivanti dall'equilibrio di potenza fra ingresso e uscita

$$P_{in} = P_{us} \Rightarrow C_{in} \cdot \omega_{in} = C_{us} \cdot \omega_{us} \Rightarrow \frac{C_{in}}{C_{us}} = \frac{\omega_{us}}{\omega_{in}} = \tau_g \Rightarrow \begin{cases} \omega_{us} = \omega_{in} \cdot \tau_g \\ C_{in} = C_{us} \cdot \tau_g \end{cases},$$

da cui si può notare come una trasmissione che moltiplica velocità riduce anche coppia dello stesso fattore e viceversa; da notare che τ_g può essere minore o maggiore di 1 ma, a seconda di come viene definito, cambia la relazione che ha con ω_{in} e C_{us} nelle equazioni finali qui sopra (le moltiplicazioni diventano divisioni); con queste premesse la velocità del veicolo la si può esprimere tramite la seguente espressione:

$$\begin{cases} V = \omega_m \cdot r_e \cdot \tau_c \cdot \tau_p \\ \tau_g = \tau_c \cdot \tau_p \end{cases},$$

dove τ_c è il rapporto di trasmissione totale del cambio e τ_p il rapporto di trasmissione totale del ponte, cioè della parte finale della trasmissione (che comprende il differenziale dell'asse traente);

- oltre alla questione della movimentazione di maggiori masse (quindi maggiori inerzie), nasce anche una conseguente perdita meccanica di energia dovuta agli organi che, accoppiati, compongono la trasmissione (ingranaggi, cuscinetti, gabbie o scatole a rulli,...); la perdita viene valutata con un rendimento meccanico o organico di trasmissione complessivo, definito come il rapporto fra i lavori in uscita e in ingresso alla trasmissione stessa: $\eta_t = L_{us} / L_{in} < 1$, tale che possa legare la potenza del motore all'albero con quella a disposizione alle ruote:

$$P_r = P_m \cdot \eta_t;$$

è anche possibile conoscere a priori qualche rendimento globale della trasmissione in base ad alcune scelte costruttive operate, che possono aiutare in sede di progettazione: utilizzando un *motore trasversale* (cioè con l'albero motore disposto trasversalmente rispetto alla direzione di marcia del veicolo) si ha $\eta_t = 0,93$, mentre con un *motore longitudinale* (cioè con l'albero motore disposto parallelamente rispetto alla direzione di marcia del veicolo) si ha $\eta_t = 0,91$; utilizzando marce corte si ha $\eta_t = 0,87$, mentre con marce in presa diretta si ha $\eta_t = 0,93$ (dato che si risparmia almeno un ingranamento che abbasserebbe ulteriormente il rendimento meccanico; per questo motivo si cerca di avere sempre la marcia più lunga in questa conformazione; questa scelta è molto ricercata per veicoli con valori elevati del rapporto potenza/peso, in quanto permette di ridurre i consumi, tanto che si preferisce persino avere un rapporto di trasmissione globale che arrivi a moltiplicare piuttosto che ridurre, anche se questo torna a prevedere un ingranamento aggiuntivo che porta ad abbassare η_t).

I.4.3.3 Definizione della velocità del veicolo

Solitamente uno dei parametri per progettare un veicolo è la velocità massima V_{max} che esso deve raggiungere. Il calcolo lo si può fare eguagliando l'espressione della potenza necessaria P_n con la potenza massima disponibile alle ruote $P_{r_{max}}$:

$$P_{r_{max}} = P_m \cdot \tau_g \cdot \eta_t = V \cdot R = A \cdot V + B \cdot V^3 + C \cdot V^5 = P_n;$$

trascurando la portanza aerodinamica, l'equazione diventa di terzo grado ed è possibile risolverla in forma chiusa tramite una manipolazione algebrica che prevede di passare attraverso la risoluzione una equazione con i numeri complessi:

$$V_{max} = E^* \cdot \left(\sqrt[3]{Q^* + 1} - \sqrt[3]{Q^* - 1} \right),$$

dove i valori E^* e Q^* hanno le seguenti espressioni:

$$\left\{ \begin{aligned} E^* &= \sqrt[3]{\frac{P_{r_{max}} \cdot \eta_t}{2 \cdot m \cdot g \cdot K + \rho \cdot S \cdot c_x}} = \sqrt[3]{\frac{P_{m_{max}} \cdot \eta_t}{2 \cdot B}} \\ Q^* &= \sqrt{1 + \frac{8 \cdot m^3 \cdot g^3 \cdot f_0^3}{27 \cdot P_{m_{max}}^2 \cdot \eta_t^2 \cdot (2 \cdot m \cdot g \cdot K + \rho \cdot S \cdot c_x)}} = \sqrt{1 + \frac{4 \cdot A^3}{27 \cdot P_{m_{max}}^2 \cdot \eta_t^2 \cdot B}} \end{aligned} \right.$$

Ottenuta la velocità massima, il rapporto di trasmissione globale che permette di ottenerla è dato da

$$\tau_g = \tau_c \cdot \tau_p = \frac{V_{max}}{r_e \cdot \omega_m(P_{max})},$$

con $\omega_m(P_{max})$ velocità di rotazione del motore al regime di massima potenza.

I.4.3.4 Determinazione dei rapporti del cambio di velocità

Il primo passo per trovare i rapporti di trasmissioni delle marce del cambio è calcolare i rapporti di trasmissione minimo (l) e massimo (n) del cambio.

Generalmente si parte col fissare il rapporto di trasmissione della marcia più lunga $\tau_{c,n}$ (generalmente vicino a 1), per poter così trovare il rapporto nel differenziale τ_g . Questa prima procedura si basa sull'ipotesi che l'intersezione fra le curve di funzionamento avvenga nel regime di P_{max} , che vale per una sola condizione di funzionamento. Inoltre la caratteristica resistente può variare in base al carico, al coefficiente di rotolamento, alla densità dell'aria (da cui dipende anche la curva motrice). Per questi motivi è opportuno non trarre conclusioni precipitose da questa analisi.

Se il punto di funzionamento capita nel ramo discendente della curva di potenza si ha che il rapporto è troppo corto, che significa migliorare in accelerazione e poter superare carichi maggiori (anche in termini di pendenza), ottenendo però minor velocità massima. Viceversa se il punto di funzionamento capita nel ramo ascendente della curva di potenza, il rapporto è troppo lungo, che significa avere minor prontezza in accelerazione e superare carichi più modesti, ma che porta a ridurre i consumi di combustibile.

Per quantificare e scegliere meglio il giusto compromesso, si può usare l'indice

$$\lambda_u = \frac{\omega_m(V_{max})}{\omega_m(P_{max})},$$

che si adatta ai due casi sopra specificati (con $\lambda_u > 1$ si ha che la marcia superiore è troppo corta, mentre con $\lambda_u < 1$ si ha la marcia superiore è troppo lunga).

Una seconda procedura, invece di scegliere il rapporto della marcia più lunga e di porlo circa pari a 1 (portando il risultato finale a un rapporto di trasmissione veloce con λ_u molto vicino a 1 e raggiungere la

velocità massima possibile), preferisce usare un rapporto più lungo per ridurre i consumi (l'ultima marcia viene definita *marcia di riposo* o *economica*). Come già detto in precedenza questa scelta non è adatta per veicoli a basso rapporto potenza/peso (un lieve accrescimento del carico farebbe richiedere subito una marcia inferiore) e sarebbe meglio, per questo, usare un rapporto $\lambda_u > 1$.

Anche per la scelta del rapporto della marcia più corta $\tau_{c,1}$ ci sono due criteri. Il primo prevede di trovare la tangenza della curva di resistenza della massima pendenza superabile con la caratteristica del motore. In questo modo però si trova che il funzionamento vale solo per quel preciso punto (che ha quindi valori di velocità e caratteristica motrice ben definiti), rimanendo per questo di puro interesse accademico e poco pratico (un lieve spostamento a monte o a valle di tale punto porterebbe ad avere una resistenza maggiore e il veicolo perderebbe velocità). Per ovviare a questi inconvenienti si richiede che la caratteristica resistente sia sotto alla caratteristica motrice in un campo di velocità abbastanza ampio, partendo da un valore sufficientemente basso, in modo da permettere al veicolo anche la partenza in salita a pieno carico (incluso il massimo carico rimorchiabile) con una pendenza scelta (si possono assumere valori del 25% o 33%, ma vi sono alcuni casi di rampe a pendenza molto elevata). Dopo aver anche prefissato un valore di riferimento della velocità, si può calcolare il rapporto di trasmissione in modo tale che le curve (resistente e motrice) si intersechino in quel valore. Prendendo in considerazione l'espressione della potenza necessaria P_n e dato che la velocità è molto bassa, i termini di grado maggiore al primo non vengono considerati. La potenza del motore si può calcolare il rapporto di trasmissione totale τ_g :

$$P_m = C_m \cdot \omega_m = M_m \cdot \frac{V}{r_e \cdot \tau_c \cdot \tau_p} \Rightarrow \tau_c \cdot \tau_p = \frac{C_m \cdot \eta_t}{r_e \cdot m \cdot g \cdot [f_0 \cdot \cos(\alpha) + \sin(\alpha)]};$$

il valore del momento motore C_m da inserire nell'espressione appena ricavata, può essere quello relativo alla minima velocità alla quale si ha un funzionamento regolare, eventualmente moltiplicato per un *coefficiente di sicurezza* (che è un numero che tiene conto di eventuali inconvenienti spostando i valori teorici calcolati su altri valori più o meno grandi a seconda di come la situazione lo richiede, così da ottenerne altri da utilizzare nel progetto, che abbiano minore incertezza di rottura o di precisione) minore dell'unità.

Il secondo criterio per trovare il rapporto di trasmissione della marcia più corta, invece, fa corrispondere alla velocità minima di funzionamento regolare del motore una velocità minima di marcia per evitare un eccessivo uso della frizione nella marcia molto lenta.

Fissati i rapporti della prima ed ennesima marcia, si possono determinare i rapporti intermedi con vari criteri. Quello più semplice ed usato nella costruzione seriale dei veicoli, è il metodo che pone i rapporti di trasmissione in progressione o serie geometrica. Il metodo stabilisce che la relazione (rapporto) tra i vari rapporti di trasmissione sia la medesima. In questo modo le curve di potenza disponibile delle varie marce sono fra loro equidistanti nel grafico logaritmico. A volte ci si può trovare ad avere la necessità di avvicinare fra loro due o più marce come, per esempio, la terza rispetto alla quarta in un cambio a 4 rapporti; in questo caso può essere conveniente porre in progressione geometrica non i rapporti di trasmissione ma le loro relazioni (rapporti): ciò può dare un'impostazione più sportiva al veicolo.

Infine vale la pena sottolineare che la scelta dei rapporti di trasmissione delle varie marce di un veicolo spesso non segue strettamente questo metodo. Così possono esservi ragioni di tipo competitive per le vetture sportive (i rapporti possono cambiare da un tracciato a un altro o anche solo da un aggiornamento del cambio all'altro, ove la regolamentazione li permetta), o di tipo soggettivo del progettista, o anche di tipo tradizionalistico della casa costruttrice.

PARTE II

METODO

SEMPLIFICATO PER

LA SCELTA DEL

MOTORE DI UN

DATO VEICOLO

II.1

ALGORITMICA DEL METODO SEMPLIFICATO

II.1.1 Precisazione iniziale

I metodi teorico-analitici visti nel corso della prima parte sono solamente un tipo di approccio allo studio preliminare di un veicolo di cui si conoscono le caratteristiche d'esercizio da raggiungere (in condizioni di pieno carico, velocità di marcia a pendenza nulla e a pendenza massima superabile). In taluni casi risultano però troppo elaborati per i veicoli considerati: costruire un prototipo da competizione Formula 1 non è come costruire una vettura da strada o un autocarro da cava (che non richiedono precisione e perfezione di calcolo progettuali d'altissimo livello o costi elevati come succede per i mezzi da competizione, per esempio). Per questo motivo il metodo di verifica utilizzato per sviluppare i calcoli veri e propri si riserva di attuare approssimazioni e/o di trascurare termini inopportuni per i veicoli considerati o termini che apportano, rispetto alla bontà della precisione riguardante l'effetto completo richiesto, conseguenze di intensità molto bassa.

II.1.2 Calcolo delle azioni sul veicolo

II.1.2.1 Introduzione

Il metodo, suddiviso in due parti, propone un percorso graduale per rispondere alle prime e basilari domande sul veicolo da movimentare. Questa prima parte, in particolare, calcola i carichi del veicolo e le forze agenti sui due assi (posteriore e anteriore) considerati, la forza di trazione necessaria sull'asse traente e il coefficiente d'attrito necessario per superare una certa pendenza.

In tutti e due i casi si è scelto di operare alcune semplificazioni di carattere pratico, visto e considerato che il metodo di verifica non ha grosse pretese di precisione di risultati ma si riserva di dare indicazioni di carattere approssimativo sulle forze in gioco:

- l'attrito nella coppia rotoidale al mozzo viene considerato come causa di inclinazione della reazione fra ruota traente e asfalto e non come effetto di cui tener conto; pur essendo così presente il *circolo d'attrito* (una circonferenza immaginaria concentrica alla coppia rotoidale che è tangente alla reazione fra ruota e strada), la forza verrà considerata passante per il centro del mozzo; vengono altresì trascurati tutti i rendimenti meccanici presenti fra il motore e la ruota;
- la deformazione che si ha sullo pneumatico verso la direzione del moto che è conseguenza dalle caratteristiche meccaniche dello stesso, non viene considerata; di conseguenza non saranno presenti lo spostamento verso la direzione del moto del punto di contatto fra ruota e suolo o il raggio di rotolamento effettivo r_e ;
- sono nulle le forze inerziali e la resistenza aerodinamica (quest'ultima è completamente trascurata nel primo calcolo, mentre nel secondo ne viene considerata solo la componente più importante, ovvero quella in direzione x);
- il coefficiente d'aderenza fra ruota e suolo non dipende dalla velocità ma coincide col valore f_0 .

Le prime due ipotesi semplificative hanno due conseguenze pratiche sull'analisi: la direzione della forza che si scambiano strada e ruota viene considerata passante per il centro della coppia rotoidale (e non tangente al circolo d'attrito) e il punto di tangenza fra ruota e suolo sarà sempre il punto di contatto. Con queste semplificazioni pratiche ora è possibile impostare l'analisi facilitata del veicolo.

II.1.2.2 Calcolo della distribuzione del carico al suolo

a) Dati necessari, risultati previsti e finalità del calcolo

Il calcolo della distribuzione del carico al suolo è differente per il caso in cui si abbiano le ruote motrici all'anteriore o al posteriore (non sono stati trattati casi diversi da questi due sebbene ci siano anche veicoli a trazione integrale o, nel caso dei grossi autocarri, a trazione di due assi su tre o su quattro totali). In entrambe le possibilità i dati da inserire sono:

- la massa m del veicolo in $[kg]$;
- l'altezza del baricentro dal suolo, le sue distanze a e b rispettivamente dalla coppia rotoidale dell'asse anteriore e dalla coppia rotoidale dell'asse posteriore in $[m]$;
- la pendenza della strada sulla quale si muove il veicolo.

I risultati ottenuti invece sono:

- direzione, modulo e verso delle tre forze (le due reazioni ruota-suolo e la forza peso) e le componenti in direzione parallela e perpendicolare al suolo della forza che il suolo esercita sull'asse traente;
- la forza di trazione sull'asse motrice (cioè lo sforzo necessario che l'asse esercita sul veicolo per farlo salire);
- il coefficiente d'aderenza necessario per assicurarsi che lo pneumatico scarichi la coppia a terra.

b) Trazione anteriore

Considerando il caso del mezzo a trazione anteriore, delle tre forze in gioco (reazione ruota-suolo delle due ruote e forza peso del veicolo) si conosce solamente la direzione, fatta eccezione per la forza peso che è completamente determinata (in direzione, verso, intensità, unità di misura e punto d'applicazione coincidente con il baricentro del veicolo). La direzione della reazione alla ruota posteriore (condotta) passa, come detto, per il centro del mozzo e, ovviamente, anche per il punto di contatto della stessa con il suolo; ne consegue che la retta d'azione della forza sia sempre perpendicolare al suolo. La direzione della reazione alla ruota anteriore (motrice), invece, passerà per il punto di contatto ruota-suolo. La sua direzione sarà determinata da un secondo punto, dato dall'intersezione della retta d'azione della forza peso (diretta verso il centro della Terra) con la retta d'azione della reazione fra ruota posteriore e suolo (perpendicolare a quest'ultimo). Infine, traslando la forza peso lungo la propria direzione fino a farne coincidere un suo estremo con il punto trovato e spostando la direzione della reazione all'anteriore parallelamente a se stessa fino a che non passi per l'altro estremo della forza peso, otterremo il *triangolo delle forze*, che riassume i vettori cercati in intensità e direzione. Il verso sarà dato dalla relazione:

$$\vec{F}_{z_1} + \vec{F}_{z_2} + m \cdot \vec{g} = 0,$$

che determinerà i versi in modo che i vettori si rincorrano.

La forza che si scarica sull'asse anteriore è possibile scomporla in direzione ortogonale e in direzione parallela al suolo, così da poter quantificare la forza (e quindi anche la forza d'attrito) realmente disponibile sulla superficie di contatto dello pneumatico:

$$\vec{F}_{z_1} = \vec{F}_{z_1, norm} + \vec{F}_{z_1, tang}.$$

Il calcolo del coefficiente d'aderenza necessario invece lo si può effettuare rapportando la forza anteriore normale alla forza anteriore tangenziale:

$$f_{ad} = F_{z_1, norm} / F_{z_1, tan g} \cdot$$

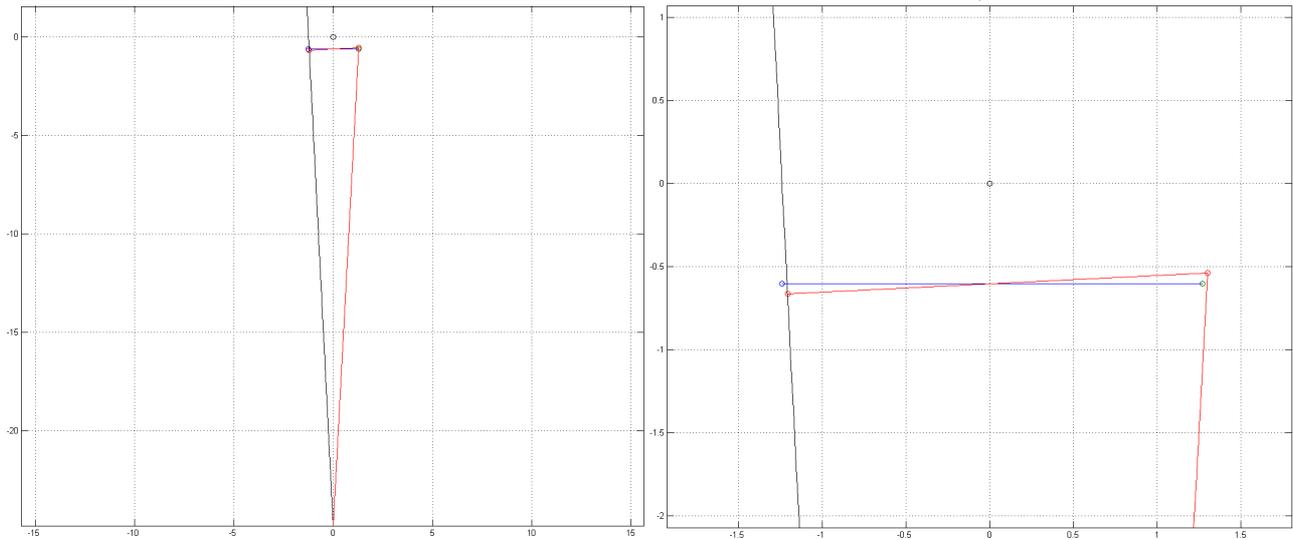


Figura II.1 1: forza sull'asse traente (in rosso) e su quello condotto (in nero), con particolare raffigurante il veicolo (segmento semiorizzontale in rosso inclinato rispetto al suolo in blu) e il suo baricentro (situato nell'origine).

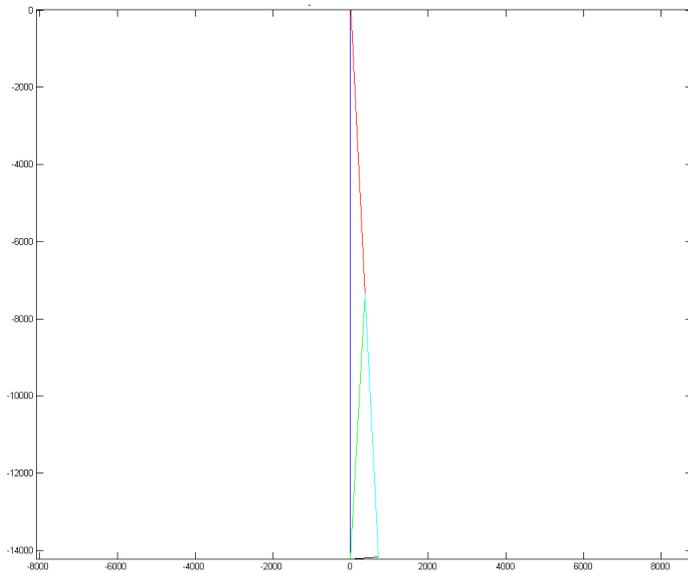


Figura II.1 2: triangolo delle forze, con forza peso in blu, asse condotto in rosso e asse traente in verde (scomposto in direzione tangenziale e normale al suolo, rispettivamente in nero e in azzurro).

c) Trazione posteriore

Il caso del veicolo a trazione posteriore è analogo a quello precedente, con le stesse ipotesi semplificative e i medesimi ragionamenti. L'unica differenza nasce dal fatto che la trazione si sposta dall'asse anteriore all'asse posteriore e quindi i ruoli le considerazioni relative si invertono opportunamente. In particolare la reazione fra ruota e suolo sarà perpendicolare a quest'ultimo sull'asse anteriore, mentre quella sul posteriore avrà un'direzione data dal punto d'intersezione fra le direzioni della forza peso e della reazione sull'asse anteriore e il centro del mozzo. Allo stesso modo del caso a trazione anteriore si possono spostare la forza peso lungo la propria direzione e traslare la direzione della reazione della ruota posteriore con il suolo mantenendola sempre parallela a se stessa per trovare il triangolo delle forze, i cui versi vengono determinati dalla stessa relazione dell'eventualità precedente.

Anche in questo caso la forza che si scarica sull'asse traente si può scomporre lungo la direzione del suolo e lungo la perpendicolare al suolo con la stessa relazione vettoriale del caso precedente.

Anche qui il calcolo del coefficiente d'attrito necessario viene calcolato con la stessa espressione del caso a trazione anteriore, con l'unica differenza che le forze vengono riferite all'asse posteriore (che è quello traente):

$$f_{ad} = F_{z_2, norm} / F_{z_2, tang} \cdot$$

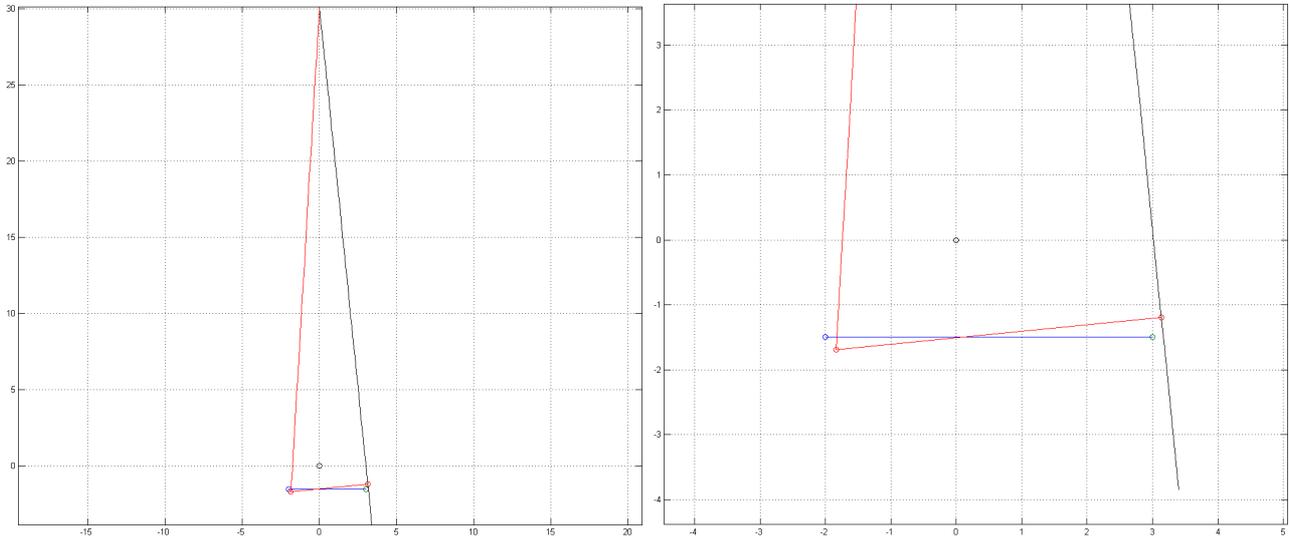


Figura II.1 3: forza sull'asse traente (in rosso) e su quello condotto (in nero), con particolare raffigurante il veicolo (segmento semiorizzontale in rosso inclinato rispetto al suolo in blu) e il suo baricentro (situato nell'origine).

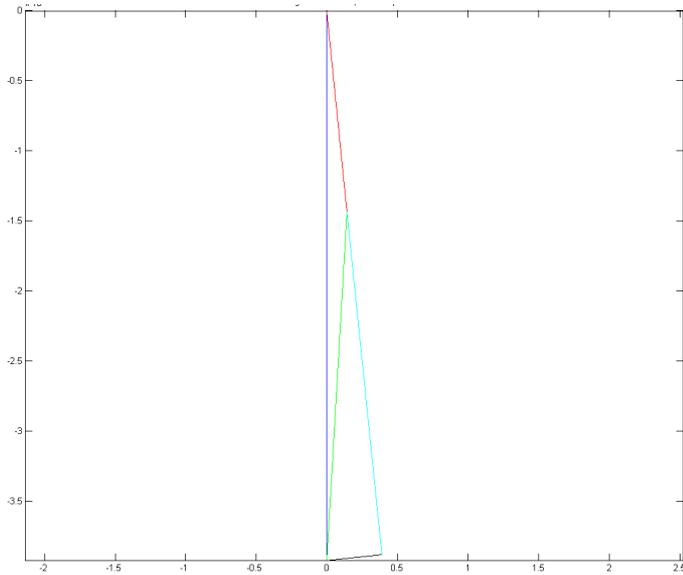


Figura II.1 4: triangolo delle forze (fattore moltiplicativo valori assi: 10^5), con forza peso in blu, asse condotto in rosso e asse traente in verde (scomposto in direzione tangenziale e normale al suolo, rispettivamente in nero e in azzurro).

II.1.3 Calcolo delle curve e dei punti di funzionamento del veicolo a pendenze nulla e massima

II.1.3.1 Introduzione

Diversamente dalla prima, questa seconda parte determina i valori di coppia motrice e di potenza motrice dati da ciascun rapporto di trasmissione del cambio e li confronta con i valori dati dalle curve caratteristiche di resistenza al moto a pendenza nulla e a pendenza massima; in modo analogo confronta i valori di forza d'avanzamento e potenza d'avanzamento con le corrispondenti curve resistenti.

II.1.3.2 Calcolo delle forze, delle coppie e delle potenze concernenti il veicolo

a) Dati necessari, risultati previsti e finalità del calcolo

La seconda parte del calcolo prende in esame le prestazioni fornite dal motore e quelle richieste dalle condizioni di carico, in modo da farne il confronto e capire se il motore o la gamma di motori scelti sia compatibile con le specifiche progettuali richieste.

Le due condizioni di funzionamento verificate sono:

- veicolo in marcia su una strada inclinata del massimo valore di pendenza superabile dal veicolo stesso;
- veicolo in marcia su una strada piana (ovvero a pendenza nulla).

Analizzando questi casi infatti, si riescono a capire i funzionamenti del veicolo nelle due situazioni che più interessano, ovvero possibilità di superare una salita e velocità massima raggiungibile.

I dati necessari per questo calcolo sono:

- la massa m del veicolo in $[kg]$;
- le velocità massime a pendenza nulla e a pendenza massima in $[km/h]$;
- la pendenza espressa in termini percentuali (ovvero il rapporto fra la tangente dell'angolo di inclinazione del suolo con la verticale e la costante 100);
- la circonferenza delle ruote traenti in $[m]$;
- le dimensioni per il calcolo dell'area frontale (altezza, larghezza e altezza da terra) in $[m]$;
- il coefficiente di forza aerodinamica longitudinale c_x ;
- il coefficiente d'aderenza fra lo pneumatico e il suolo;
- il rapporto di trasmissione globale (fra motore e ruota) di tutte le marce del cambio o, almeno, della prima e dell'ultima;
- la curva di coppia del motore che si ipotizza di accoppiare al veicolo.

I risultati ottenuti (di natura grafica, perché di più facile comprensione per le considerazioni successive) sono:

- il grafico con le curve (funzioni della velocità del veicolo) di resistenza all'avanzamento a pendenza nulla e massima (con i rispettivi valori di velocità segnati su di esse) e le forze di avanzamento fornite al mezzo per ogni rapporto del cambio;
- il grafico con le curve (sempre funzioni della velocità del veicolo) di resistenza all'avanzamento a pendenza nulla e massima (con i rispettivi valori di velocità segnati su di esse) e le potenze di avanzamento fornite al mezzo per ogni rapporto del cambio;
- il grafico con la curva (funzione della velocità angolare del motore) di coppia di resistenza all'avanzamento a pendenza nulla e massima (con i rispettivi valori di velocità segnati su di esse) e la coppia del motore;

- il grafico con la curva (ancora funzione della velocità angolare del motore) di potenza di resistenza all'avanzamento a pendenza nulla e massima (con i rispettivi valori di velocità segnati su di esse) e la coppia del motore.

b) Diagramma delle forze fornite al veicolo

Partendo dalla curva di coppia del motore considerato, è possibile trovare (passando per i vari rapporti di trasmissione) una curva di coppia alla ruota. I valori di partenza e quelli finali sono legati dalla relazione

$$C_r = C_m \cdot \tau_g = C_m \cdot \tau_c \cdot \tau_p.$$

Questa espressione è da adattare per ogni punto della curva di coppia del motore. Dal semplice equilibrio alla ruota traente, si può facilmente ricavare che la forza applicata dalla ruota al mozzo è

$$F_{av} = C_r / r = C_m \cdot \tau_c \cdot \tau_p / r;$$

ripetendo i medesimi calcoli per ogni rapporto del cambio, è possibile avere disponibili i valori per disegnare i grafici (funzioni della velocità del veicolo) delle forze di avanzamento di ogni marcia. È bene notare che, grazie alle semplificazioni adottate, il raggio di rotolamento effettivo r_e non sostituisce il raggio nominale della ruota r .

Sempre nel medesimo diagramma è utile inserire le curve di resistenza a pendenza nulla e massima, che si ottengono imponendo l'equilibrio delle forze:

$$R = m \cdot g \cdot \cos(\alpha) \cdot f + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot S \cdot c_x + m \cdot g \cdot \sin(\alpha).$$

c) Diagramma delle potenze fornite al veicolo

Parallelamente al piano delle forze si può costruire il piano delle potenze ma, questa volta, partendo dalla curva di potenza del motore considerato, ottenendola applicando punto per punto la relazione

$$P_m = C_m \cdot \omega_m = P_r = P_{av},$$

che è uguale anche alla potenza alle ruote e alla potenza di avanzamento. Operando gli stessi passaggi per ogni rapporto del cambio, è possibile avere disponibili i valori per disegnare i grafici (funzioni della velocità del veicolo) delle potenze di avanzamento di ogni marcia.

Anche qui, come nel caso precedente, si possono inserire le curve di potenza di resistenza a pendenza nulla e massima, sfruttando l'espressione

$$P_R = R \cdot V = \left[m \cdot g \cdot \cos(\alpha) \cdot f + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot S \cdot c_x + m \cdot g \cdot \sin(\alpha) \right] \cdot V \Rightarrow$$

$$\Rightarrow P_R = m \cdot g \cdot \cos(\alpha) \cdot f \cdot V + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^3 \cdot S \cdot c_x + m \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot V.$$

d) Diagramma della coppia resistente all'albero motore a potenza resistente costante

Spostandosi sul lato del propulsore, è possibile valutare gli effetti della coppie resistenti ridotte all'albero motore a pendenza massima e a pendenza nulla, riportandole in un opportuno diagramma potenza motrice-velocità di rotazione del motore, per confrontarle con l'effettiva curva di coppia dello stesso che viene riprodotta. Queste curve sono ottenibili con l'espressione

$$C_r(P_R) = \frac{P_R}{\omega_m} = \frac{m \cdot g \cdot \cos(\alpha) \cdot f \cdot V + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^3 \cdot S \cdot c_x + m \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot V}{\omega_m}.$$

Considerando che

$$V = \omega_m \cdot \tau_c \cdot \tau_p \cdot 2 \cdot \pi \cdot r ,$$

allora l'espressione della coppia resistente a potenza resistente costante diventa:

$$C_r(P_R) = \frac{P_R}{\omega_m} = \frac{m \cdot g \cdot \cos(\alpha) \cdot f \cdot \omega_m \cdot \tau_c \cdot \tau_p \cdot 2 \cdot \pi \cdot r + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot (\omega_m \cdot \tau_c \cdot \tau_p \cdot 2 \cdot \pi \cdot r)^3 \cdot S \cdot c_x}{\omega_m} +$$

$$+ \frac{m \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot \omega_m \cdot \tau_c \cdot \tau_p \cdot 2 \cdot \pi \cdot r}{\omega_m} ,$$

da valutare nei casi di pendenza nulla e pendenza massima.

II.2

RACCOLTA DATI

Marca			Alfa Romeo	Fiat		Iveco	Iveco	Iveco
Modello			MiTo	Freemont	Formula 1	Daily	Trakker AT-260T41/P	Trakker AT-410T50
Massa	$\frac{m_n}{m}$	[kg]	1'145	1874	691	3'300	26'000	40'000
			1'450	2400	775	3'300	26'000	40'000
Velocità	$\frac{V_{max}}{V_{maxp}}$	[km/h]	215,0	180,0	345,0	157,0	115,7	115,7
			30,0	20,0	100,0	15,0	10,0	10,0
Pendenza	i_p	%	40	45	15	49	45	45
Ruota	misura		195 55	225 65		215 65	315 80	315 80
	r	[mm]	310,45	362,15	330,00	342,95	537,75	537,75
	$2 \cdot \pi r$		1'950,61	2'275,45	2'073,45	2'154,82	3'378,78	3'378,78
Coefficienti di resistenza	f		0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
	c_x		0,29	0,368	0,85	0,35	0,9	0,9
Rapporti di trasmissione	τ_p		4,11	3,42	1	4,44	4,23	4,23
	n		6	6	8	6	7	16
	τ_{c_1}		3,818	3,9	19,288	4,004	13,8	13,8
	τ_{c_2}		2,158	2,69	12,579	3,5	13	13
	τ_{c_3}		1,475	2,16	9,347	2,4	12,1	12,1
	τ_{c_4}		1,067	1,49	7,732	1,7	11,3	11,3
	τ_{c_5}		0,875	0,95	6,344	1,2	10,4	10,4
	τ_{c_6}		0,744	0,65	5,454	0,685	9,6	9,6
	τ_{c_7}				4,839		8,7	8,7
	τ_{c_8}				4,376		7,9	7,9
	τ_{c_9}						7	7
	$\tau_{c_{10}}$						6,2	6,2
	$\tau_{c_{11}}$						5,3	5,3
	$\tau_{c_{12}}$						4,4	4,4
	$\tau_{c_{13}}$						3,5	3,5
	$\tau_{c_{14}}$						2,6	2,6
$\tau_{c_{15}}$						1,7	1,7	
$\tau_{c_{16}}$						0,94	0,84	
Dimensioni veicolo	h_l		1,446	1,691	0,950	2,250	3,091	3,151
	h_{ter}		0,015	0,018		1,996	0,311	0,311
	h_G		0,600	0,700	0,300	1,500	1,500	1,500
	l_c	[m]	1,720	1,878	1,296	1,996	2,550	2,550
	a		1,271	1,430	1,800	1,500	2,500	3,000
	b		1,240	1,460	1,548	1,500	1,700	2,000

Tabella II.2 1: dati inseriti nei file di istruzioni di Matlab per veicolo.

L'insieme dei dati utilizzati nei file di Matlab è stato formato in modo da testare la veridicità del metodo di scelta del motore endotermico alternativo su una gamma ampia di veicoli circolanti su strada. La

scelta è ricaduta su tre macrocategorie di veicolo per un totale di sette mezzi:

- due automobili per uso stradale;
- tre autocarri per uso stradale e/o extrastradale;
- una vettura prototipo da competizione.

I parametri ricercati sono di diverso tipo, e variano dalle fondamentali curve caratteristiche di coppia e di potenza del motore che equipaggia i veicoli alle misure di massa totale a terra (autocarri) o massa a pieno carico (automobili) a quelle di ingombro (larghezza e altezza su tutte) e di interesse dinamico del veicolo (interasse o passo). Esse sono riassunte nelle tabella iniziale.

I dati provengono da siti internet citati nella sezione “Fonti” alla fine della presente tesi. Nella terzultima sezione precedente a quest’ultima (“Appendice”) si trovano anche allegati gli opuscoli descrittivi degli autocarri analizzati, fonte dei dati degli stessi.

II.3

RISULTATI

II.3.1 Risultati del calcolo delle reazioni sul veicolo

I risultati ottenuti con il sistema semplificato di calcolo delle forze scambiate fra pneumatici e suolo si prefiggono di meglio spiegare il limite di pendenza che il veicolo riesce a superare grazie all'aderenza che le forze in gioco garantiscono fra ruote traenti e strada. Ci si aspetta, specialmente per i mezzi "abituati" a viaggiare nelle strade aperte al traffico, pendenze superabili entro i limiti imposti dal sistema viario, il quale non permette la circolazione su strade con eccessive pendenze per ovvi motivi di guidabilità e sicurezza.

In seconda battuta invece i dati prodotti serviranno a considerare come e quanto il motore riesca a far muovere il veicolo nelle condizioni richieste (pendenza nulla e pendenza massima).

Di seguito una tabella per meglio districarsi fra i vari casi. Le croci segnano l'utilizzo del file in colonna con i dati del veicolo in riga. Di particolare importanza è la prima colonna, che indica il caso da inserire nel comando del codice Matlab per far sì che il programma usi i dati riguardanti il veicolo che gli si richiede (i valori si trovano nei file di dati presenti nella stessa directory, uno per ogni veicolo).

Caso	Veicolo	File di Matlab		
		$F_{z_{1,2}}$ trazione anteriore	$F_{z_{1,2}}$ trazione posteriore	punti di funzionamento
1	Alfa Romeo MiTo	x		x
2	Fiat Freemont	x		x
3	Formula 1		x	x
4	Iveco Daily		x	x
5	Iveco Trakker 26 [ton]		x	x
6	Iveco Trakker 40 [ton]		x	x

Tabella II.3 1: utilizzo dei file Matlab per veicolo.

II.3.1.1 Trazione anteriore

La produzione dei risultati è avvenuta, per come è scritto il codice Matlab (vedi sezione "Appendice") in modo da elaborare i risultati ciclicamente, fornendo al programma una pendenza i_p progressiva da un valore pari a 0 % fino a un valore pari al 45 %, con un passo (distanza fra una pendenza e l'altra) di 5 punti percentuali assoluti (dieci casi in totale).

a) Alfa Romeo MiTo 1,4 [l] da 170 [cv]

i_p	α	F_{z_1}	F_{x_1}	F_{z_2}	f
0	0	---	---	---	---
5	2,8624	6'843,6083	710,0951	7'358,2929	0,10376
10	5,7106	6'649,1064	1'414,9073	7'499,9667	0,2128
15	8,5308	6'440,3304	2'109,3482	7'621,991	0,32752
20	11,3099	6'219,3259	2'788,7013	7'724,1807	0,44839
25	14,0362	5'988,3061	3'448,7699	7'806,7734	0,57592
30	16,6992	5'749,5596	4'085,9842	7'870,3877	0,71066
35	19,29	5'505,3637	4'697,4649	7'915,9647	0,85325
40	21,8014	5'257,9079	5'281,0426	7'944,6988	1,0044
45	24,2277	5'009,2321	5'835,239	7'957,9657	1,1649

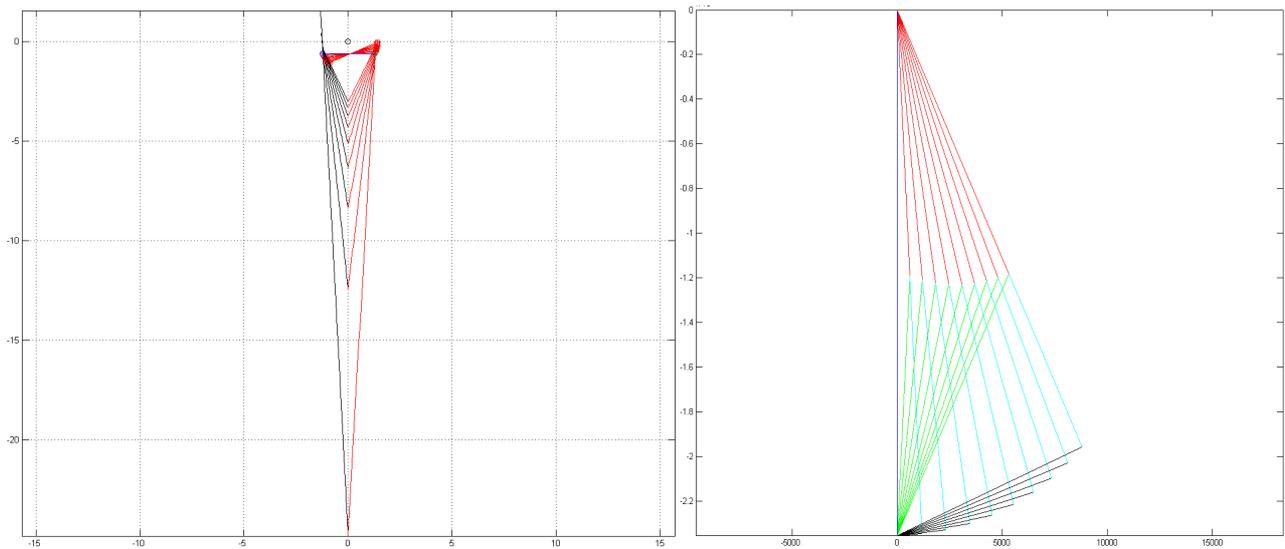


Figura II.3 1: diagrammi completi reazioni ruota-suolo per Alfa Romeo MiTo per tutte le pendenze (da 0% a 45% comprese).

b) Fiat Freemont 2,0 [l] da 170 [cv]

i_p	α	F_{z_1}	F_{x_1}	F_{z_2}	f
0	0	---	---	---	---
5	2,8624	11'590,6222	1'175,3298	11'915,9729	0,1014
10	5,7106	11'263,8845	2'341,9156	12'155,271	0,20791
15	8,5308	10'912,9386	3'491,335	12'362,6279	0,31993
20	11,3099	10'541,2311	4'615,7815	12'537,6764	0,43788
25	14,0362	10'152,4938	5'708,3088	12'680,7413	0,56226
30	16,6992	9'750,5887	6'763,0083	12'792,7724	0,6936
35	19,29	9'339,3613	7'775,1144	12'875,2512	0,83251
40	21,8014	8'922,5109	8'741,0361	12'930,0794	0,97966
45	24,2277	8'503,4863	9'658,3266	12'959,4617	1,1358

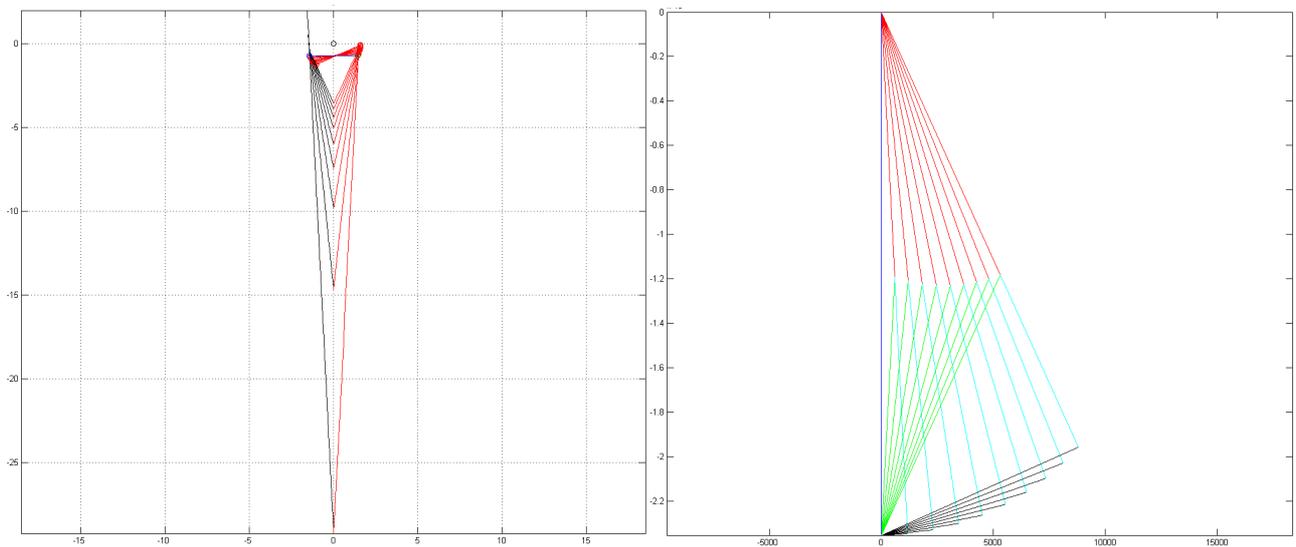


Figura II.3 2: diagrammi completi reazioni ruota-suolo per Fiat Freemont (fattore moltiplicativo valori ordinate secondo diagramma: 10^4) per tutte le pendenze (da 0% a 45% comprese).

II.3.1.2 Trazione posteriore

La tabulazione dei risultati procede come nel caso precedente, eccezion fatta per la scelta sui valori della pendenza stradale. Essendo infatti i veicoli a trazione posteriore più facilitati a trovare l'aderenza su

strada non piana rispetto a quelli a trazione anteriore, si opta per impostare una pendenza i_p progressiva da un valore pari a 0 % fino a un valore pari al 100 %, con un passo di 10 punti percentuali assoluti (undici casi in totale).

a) Formula 1 1,6 [l] da 618 [cv]

i_p	α	F_{z_2}	F_{x_2}	F_{z_1}	f
0	0	---	---	---	---
10	5,7106	3'428,8463	756,2436	4'133,5894	0,18295
20	11,3099	3'312,2506	1'490,5128	4'140,3133	0,36
30	16,6992	3'170,1602	2'183,8881	4'109,4669	0,53143
40	21,8014	3'009,7896	2'822,6262	4'046,776	0,6975
50	26,5651	2'838,5013	3'398,8921	3'959,2829	0,85846
60	30,9638	2'662,8921	3'910,2468	3'854,186	1,0145
70	34,992	2'488,2838	4'358,402	3'738,0048	1,166
80	38,6598	2'318,5835	4'747,7784	3'616,1395	1,3129
90	41,9872	2'156,3959	5'084,2348	3'492,7539	1,4557
100	45	2'003,2563	5'374,1203	3'370,864	1,5943

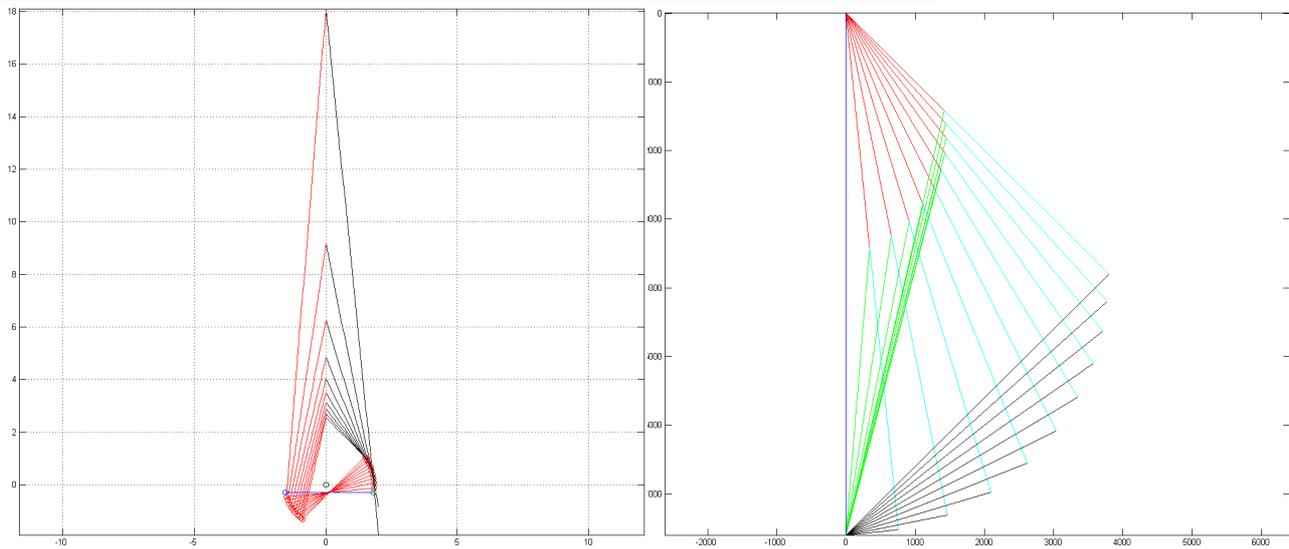


Figura II.3 3: diagrammi completi reazioni ruota-suolo per vettura Formula 1 per tutte le pendenze (da 0% a 100% comprese).

b) Iveco Daily 2,3 [l] da 106 [cv]

i_p	α	F_{z_2}	F_{x_2}	F_{z_1}	f
0	0	---	---	---	---
10	5,7106	14'490,6025	3'220,1339	17'710,7364	0,18182
20	11,3099	12'693,3992	6'346,6996	19'040,0987	0,33333
30	16,6992	10'848,9925	9'299,1365	20'148,129	0,46154
40	21,8014	9'014,1935	12'018,9246	21'033,1181	0,57143
50	26,5651	7'236,3509	14'472,7018	21'709,0527	0,66667
60	30,9638	5'550,0278	16'650,0833	22'200,1111	0,75
70	34,992	3'976,7908	18'558,3568	22'535,1476	0,82353
80	38,6598	2'527,0433	20'216,3468	22'743,3901	0,88889
90	41,9872	1'202,7222	21'648,9999	22'851,7221	0,94737
100	45	$1,4012 \times 10^{-12}$	22'883,3508	22'883,3508	1

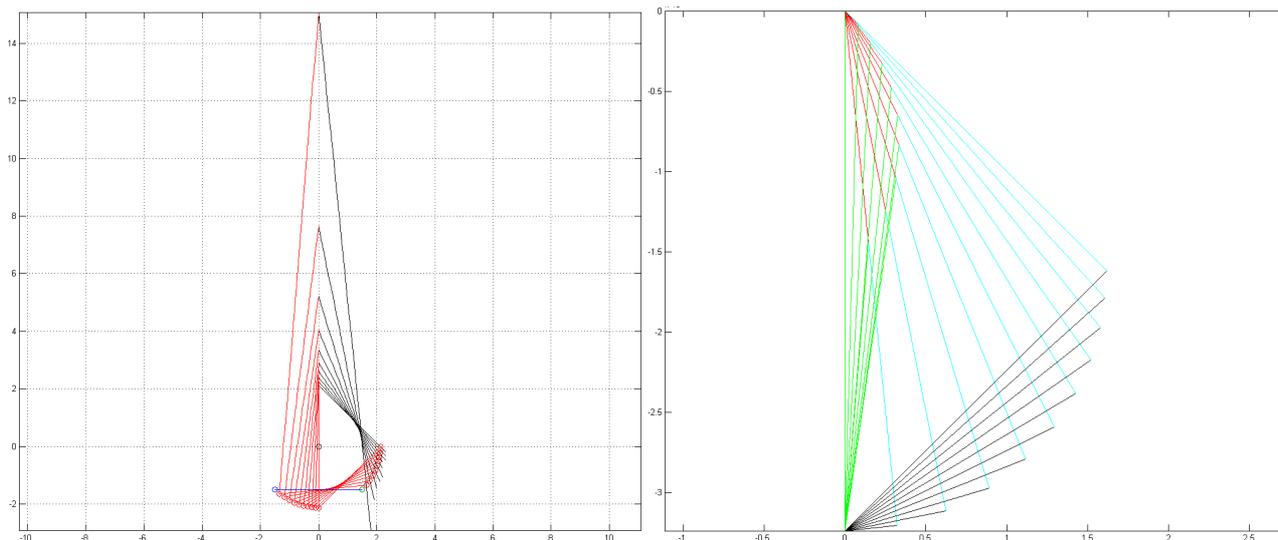


Figura II.3 4: diagrammi completi reazioni ruota-suolo per Iveco Daily (fattore moltiplicativo valori secondo diagramma: 10^4) per tutte le pendenze (da 0% a 100% comprese).

c) Iveco Trakker 12,9 [l] da 410 [cv] e 26'000 [kg]

i_p	α	F_{z_2}	F_{x_2}	F_{z_1}	f
0	0	---	---	---	---
10	5,7106	93'630,1555	25'370,7518	160'077,3625	0,15849
20	11,3099	83'340,4995	50'004,2997	166'680,999	0,3
30	16,6992	72'684,4481	73'265,9237	171'535,2975	0,42712
40	21,8014	62'002,389	94'694,5578	174'734,0054	0,54194
50	26,5651	51'583,8	114'027,3474	176'470,8947	0,64615
60	30,9638	41'645,2301	131'182,4748	176'992,2279	0,74118
70	34,992	32'326,9667	146'217,357	176'554,9719	0,82817
80	38,6598	23'702,4268	159'280,3079	175'397,9581	0,90811
90	41,9872	15'793,322	170'567,8776	173'726,542	0,98182
100	45	8'585,3841	180'293,0666	171'707,6825	1,05

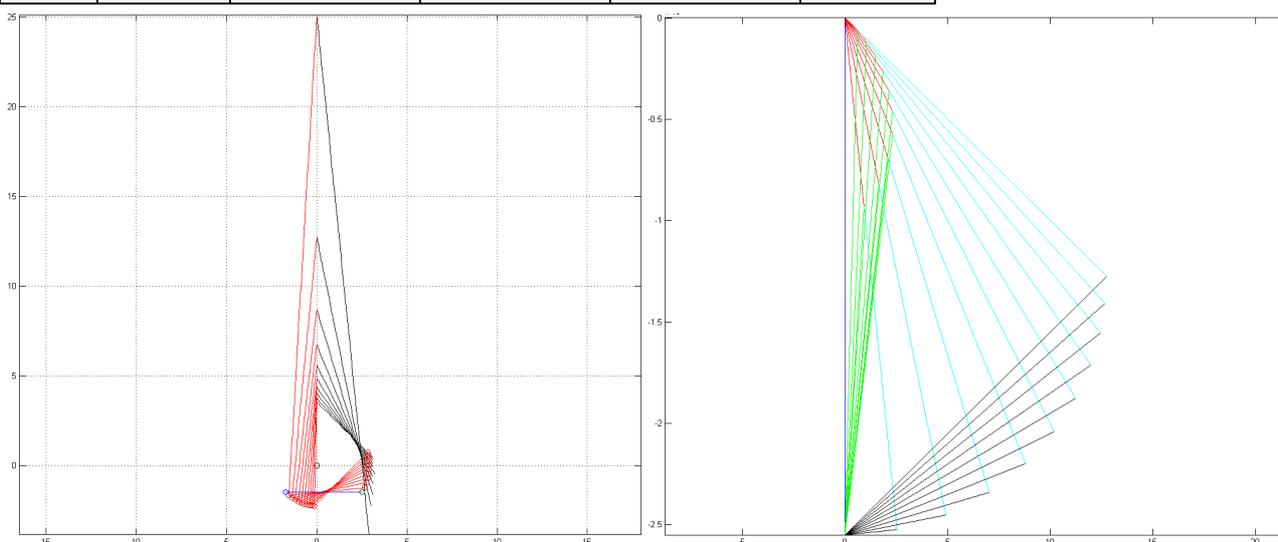


Figura II.3 5: diagrammi completi reazioni ruota-suolo per Iveco Trakker AT-260T41/P (fattori moltiplicativo ascisse e ordinate valori secondo diagramma: rispettivamente 10^4 e 10^5) per tutte le pendenze (da 0% a 100% comprese).

d) Iveco Trakker 12,9 [l] da 500 [cv] e 40'000 [kg]

i_p	α	F_{z_2}	F_{x_2}	F_{z_1}	f
0	0	---	---	---	---
10	5,7106	144'418,1256	39'031,9258	245'901,1328	0,15873
20	11,3099	130'780,4762	76'929,6919	253'867,9832	0,30303
30	16,6992	116'474,0325	112'716,8057	259'248,6531	0,43478
40	21,8014	101'978,7545	145'683,9351	262'231,0831	0,55556
50	26,5651	87'713,3441	175'426,6883	263'140,0324	0,66667
60	30,9638	74'000,3704	201'819,192	262'364,9496	0,76923
70	34,992	61'057,7974	224'949,78	260'299,0311	0,8642
80	38,6598	49'009,3255	245'046,6275	257'298,9589	0,95238
90	41,9872	37'903,9728	262'412,1194	253'665,0488	1,0345
100	45	27'737,3949	277'373,9486	249'636,5538	1,1111

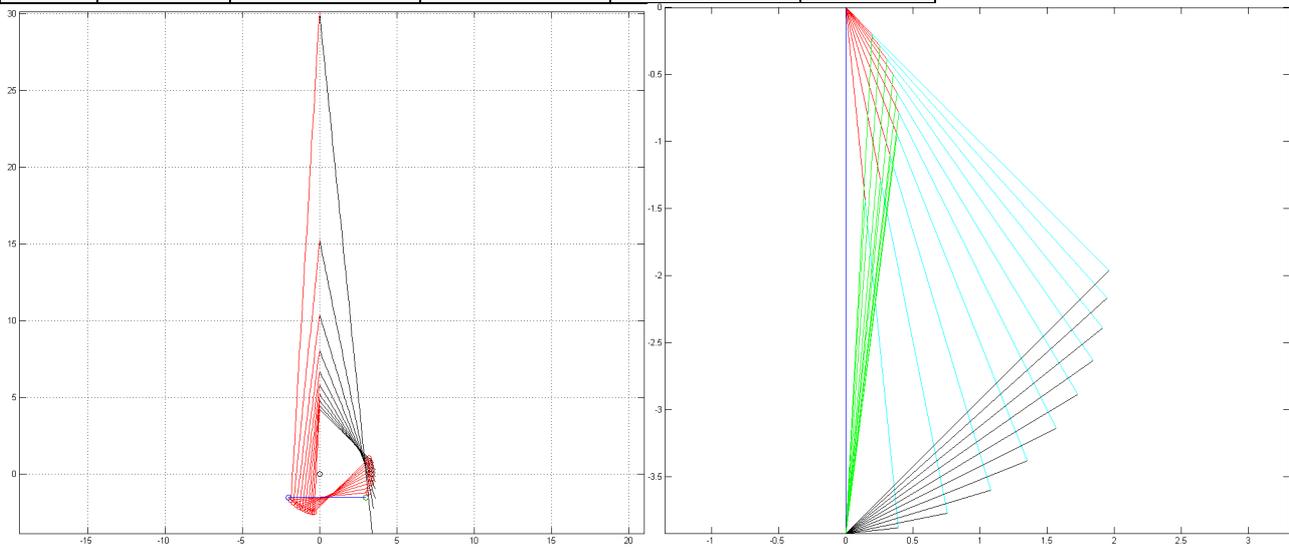


Figura II.3 6: diagrammi completi reazioni ruota-suolo per Iveco Trakker AT-410T50 (fattore moltiplicativo valori secondo diagramma: 10^5) per tutte le pendenze (da 0% a 100% comprese).

II. 3.2 Risultati del calcolo delle curve e dei punti di funzionamento del veicolo a pendenza nulla e massima

II.3.2.1 Premessa

A differenza del calcolo sulle reazioni ruota-strada, i risultati ottenuti dal calcolo delle curve e dei punti di funzionamento non sono numerici ma di natura esclusivamente grafica. Per ogni veicolo vi saranno due immagini, ciascuna delle quali contenente due grafici:

- la prima avrà un grafico concernente il piano delle forze e un grafico concernente il piano delle potenze, entrambi con le curve caratteristiche del veicolo per tutti i rapporti del cambio riportate in verde e le curve di resistenza al moto del veicolo riportate in rosso (resistenza a pendenza massima) e in nero (resistenza a pendenza nulla); entrambi questi diagrammi fanno riferimento al veicolo (V);
- la seconda avrà un grafico concernente il piano della forza e un grafico concernente il piano della potenza, entrambi con le curve di resistenza al moto del veicolo riportate in rosso (resistenza a pendenza massima) e in nero (resistenza a pendenza nulla), riportando rispettivamente le curve di coppia e di potenza del motore in blu; entrambi questi diagrammi fanno riferimento al motore (v).

II.3.2.2 Diagrammi

a) Alfa Romeo MiTo 1,4 [l] da 170 [cv]

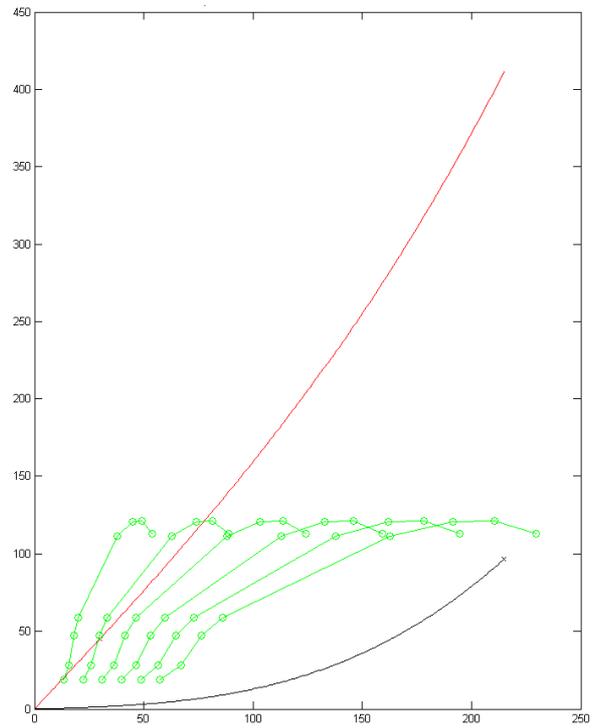
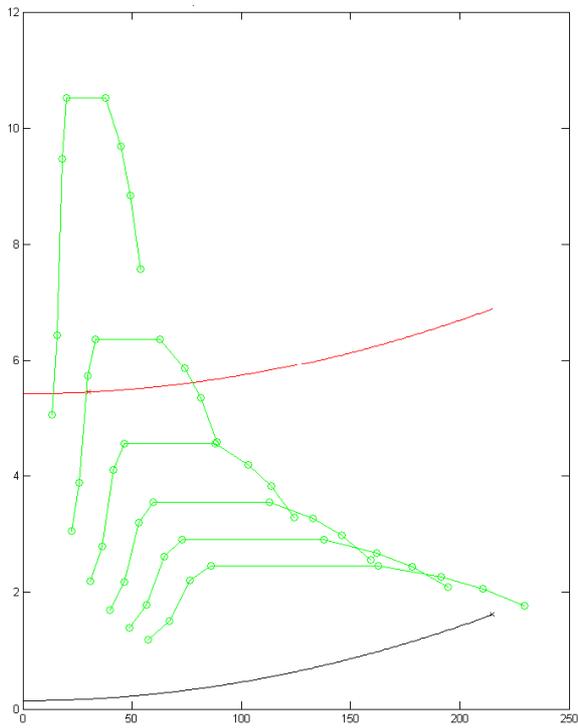


Figura II.3 7: piano delle forze e piano delle potenze al veicolo Alfa Romeo MiTo.

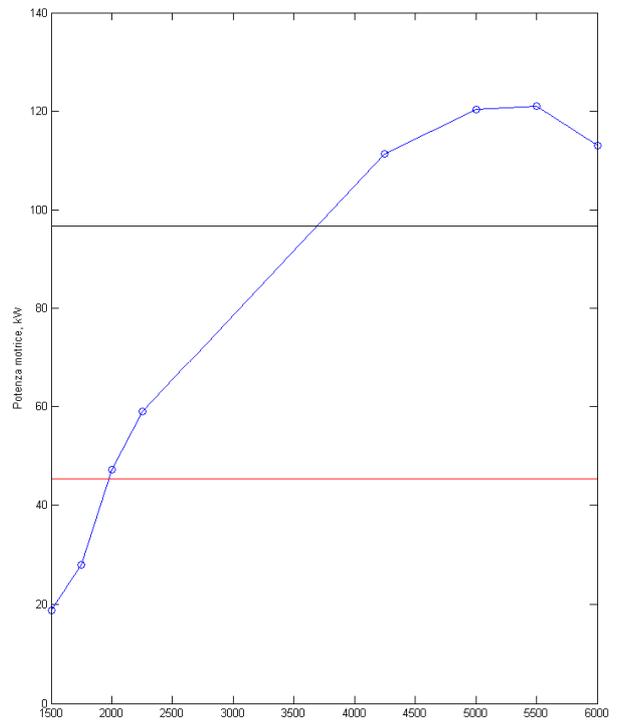
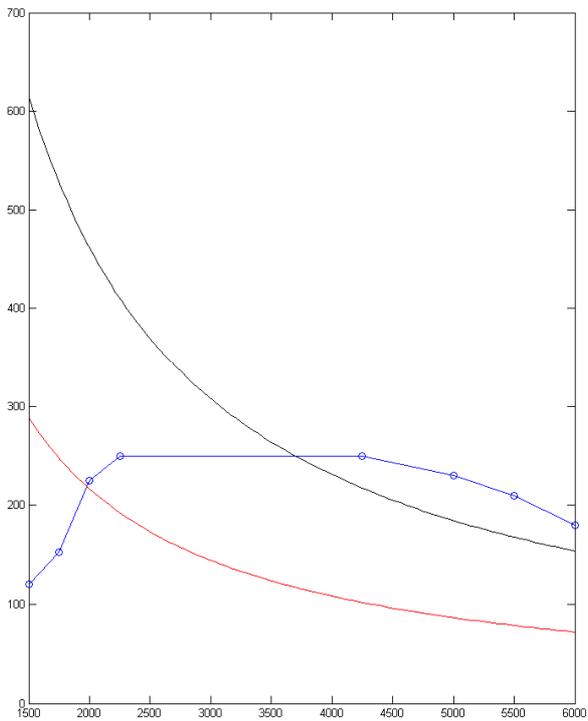


Figura II.3 8: piano della coppia e piano della potenza al motore Alfa Romeo MiTo.

b) Fiat Freemont 2,0 [l] da 170 [cv]

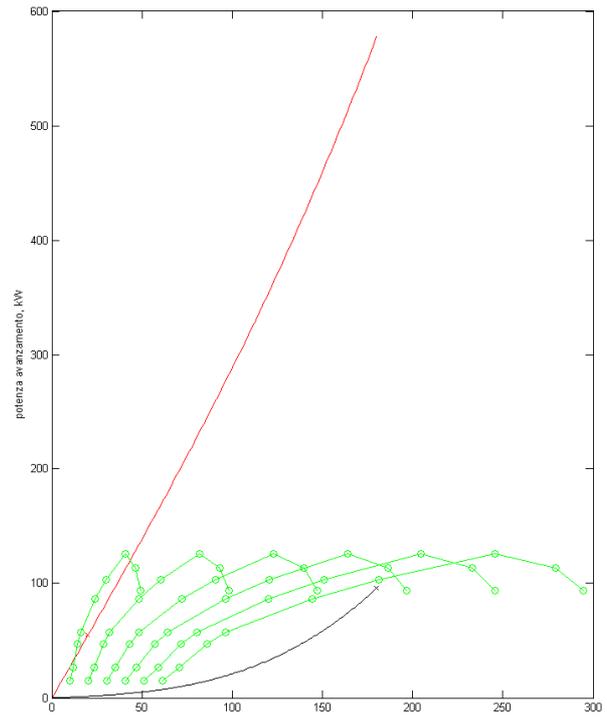
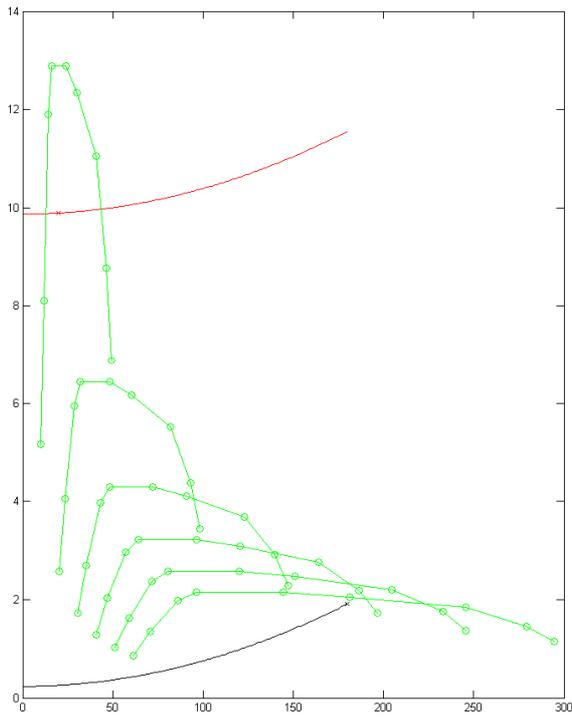


Figura II.3 9: piano delle forze e piano delle potenze al veicolo Fiat Freemont.

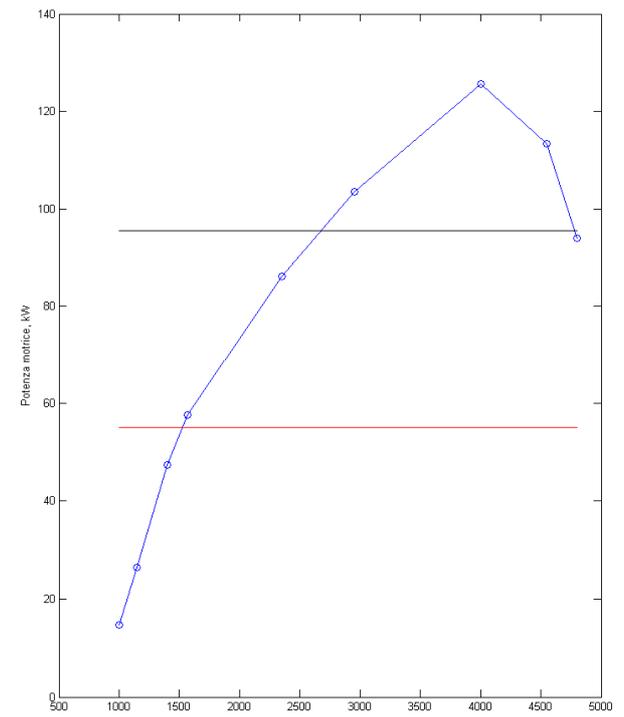
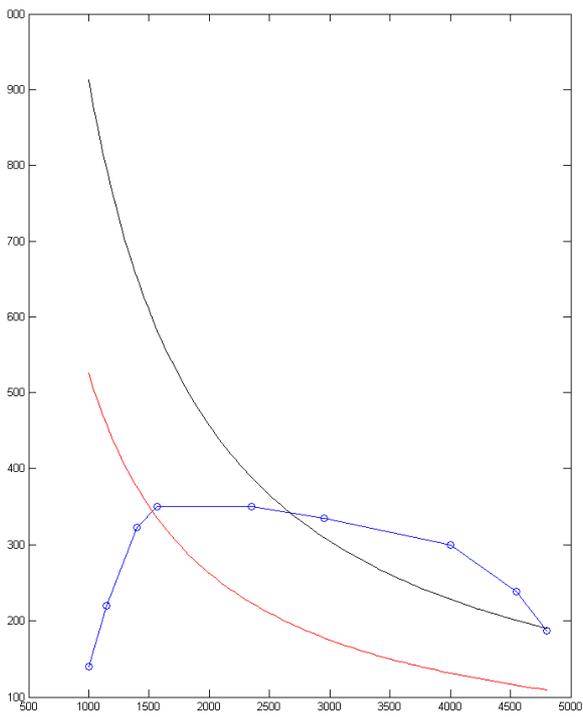


Figura II.3 10: piano della coppia e piano della potenza al motore Fiat Freemont.

c) Formula 1 1,6 [l] da 618 [cv]

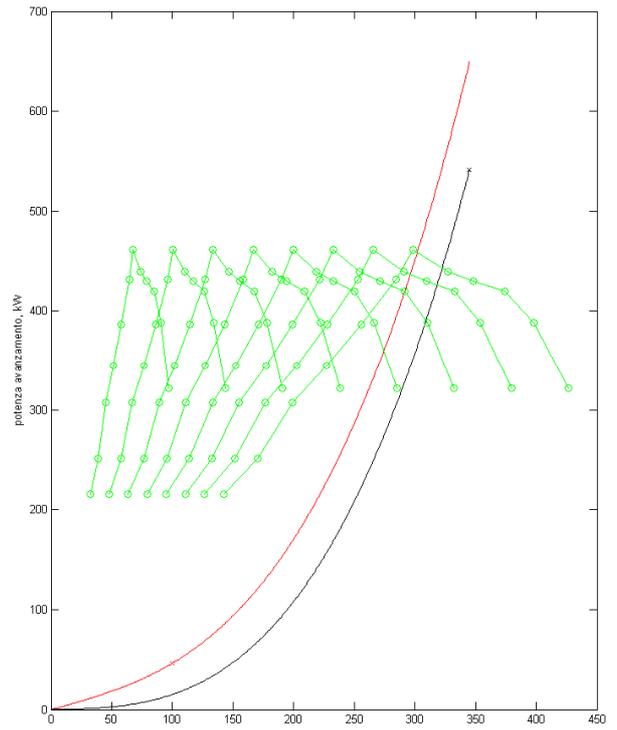
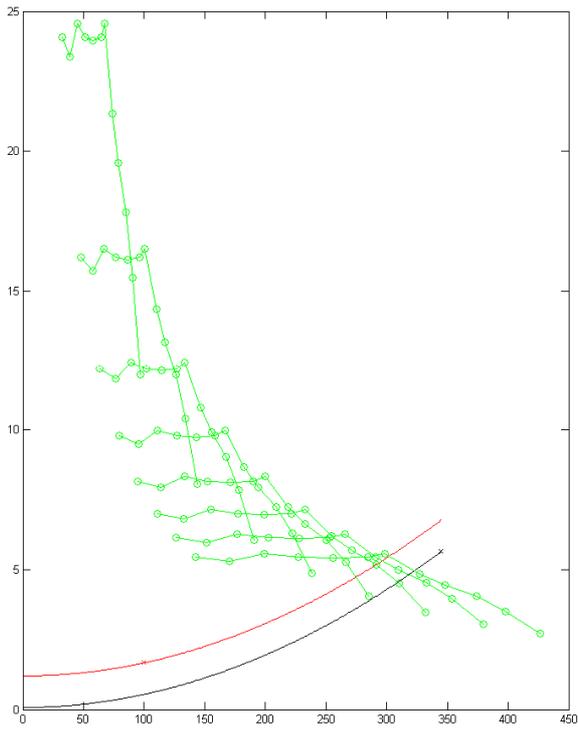


Figura II.3 11: piano delle forze e piano delle potenze al veicolo vettura di Formula 1.

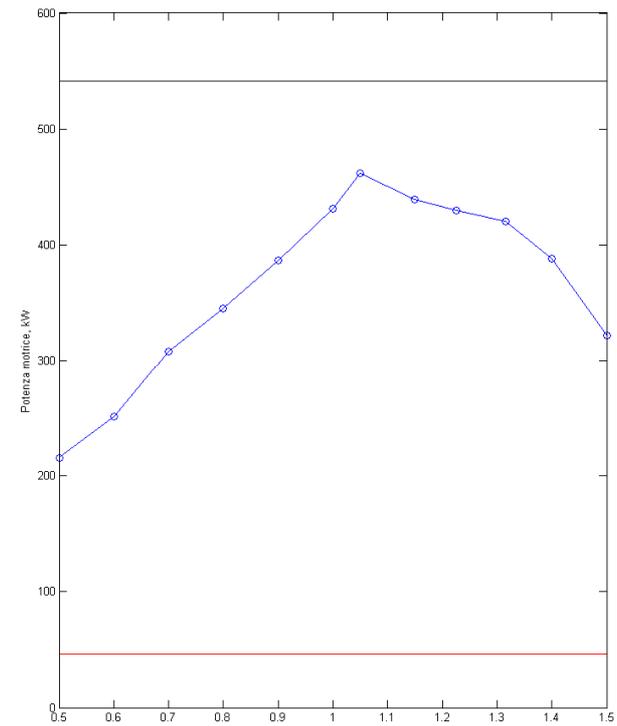
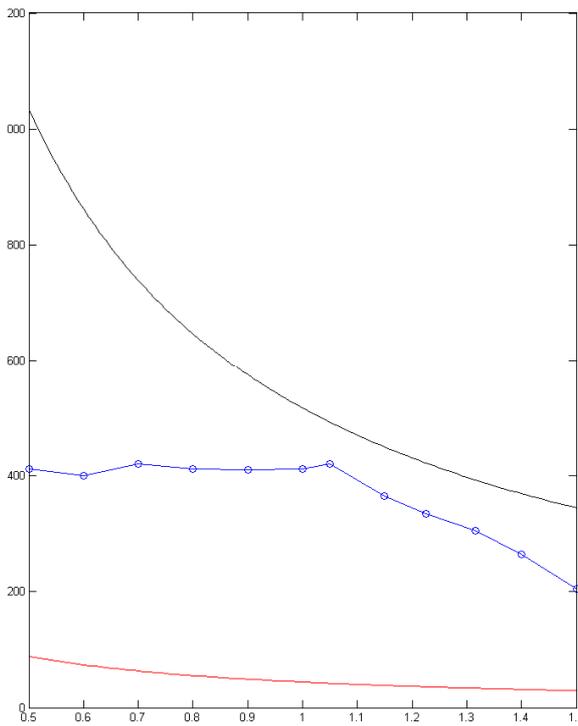


Figura II.3 12: piano della coppia e piano della potenza al motore vettura Formula 1 (fattore moltiplicativo valori ascisse: 10^4).

d) Iveco Daily 2,3 [l] da 106 [cv]

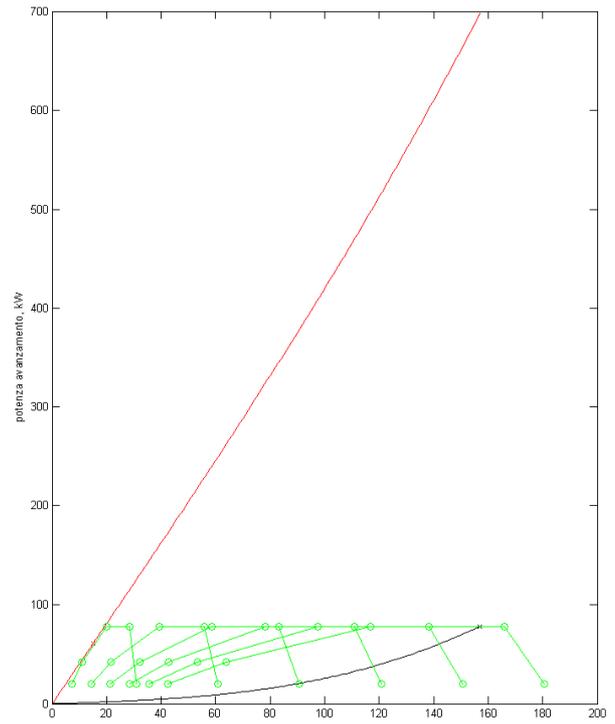
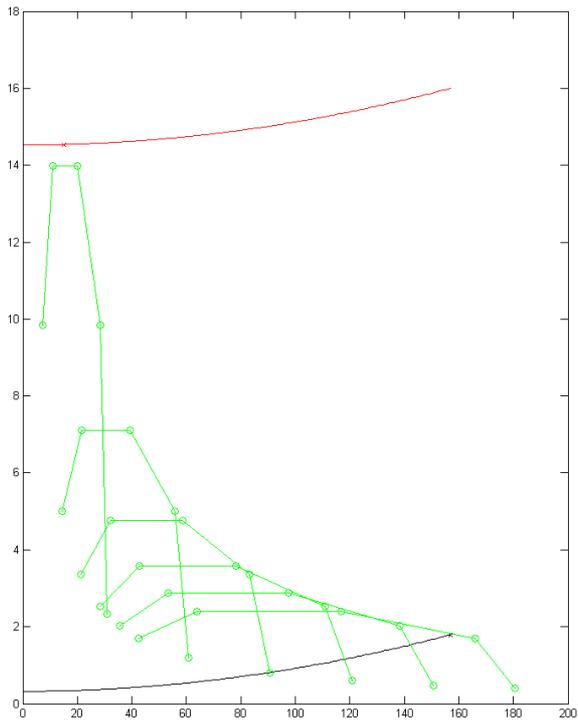


Figura II.3 13: piano delle forze e piano delle potenze al veicolo Iveco Daily.

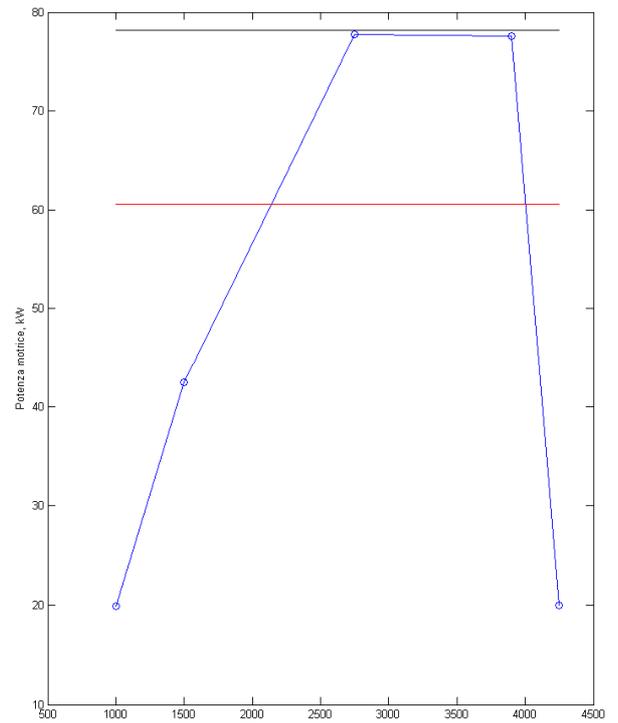
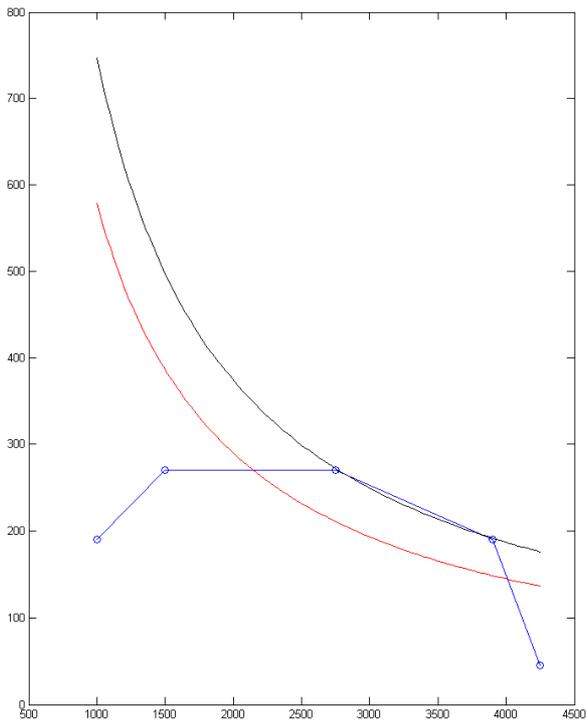


Figura II.3 14: piano della coppia e piano della potenza al motore Iveco Daily.

e) Iveco Trakker 12,9 [l] da 410 [cv] e 26'000 [kg]

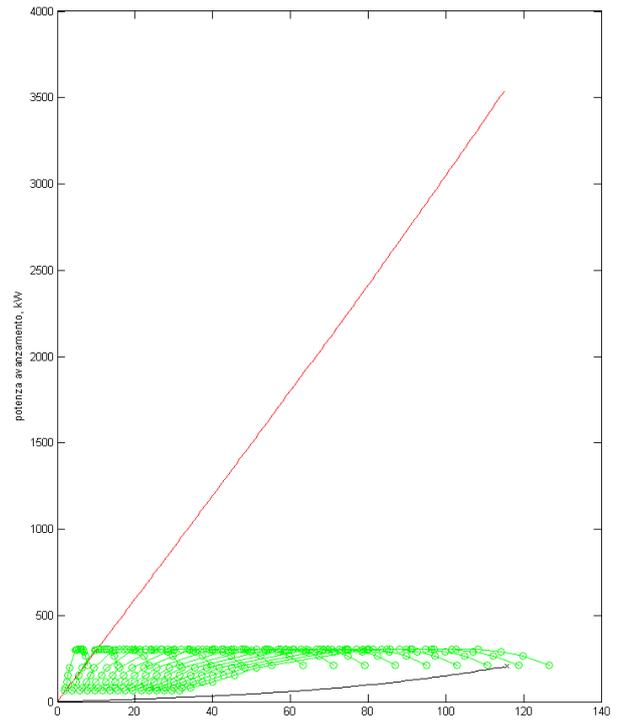
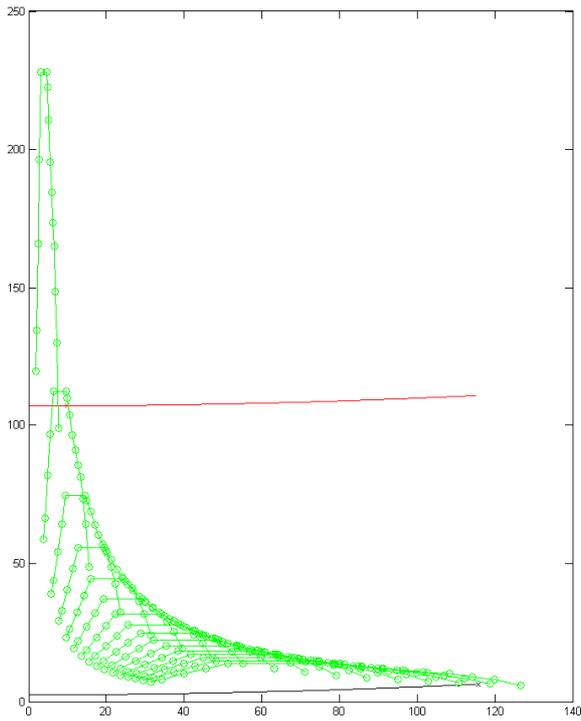


Figura II.3 15: piano delle forze e piano delle potenze al veicolo Iveco Trakker AT-260T41/P.

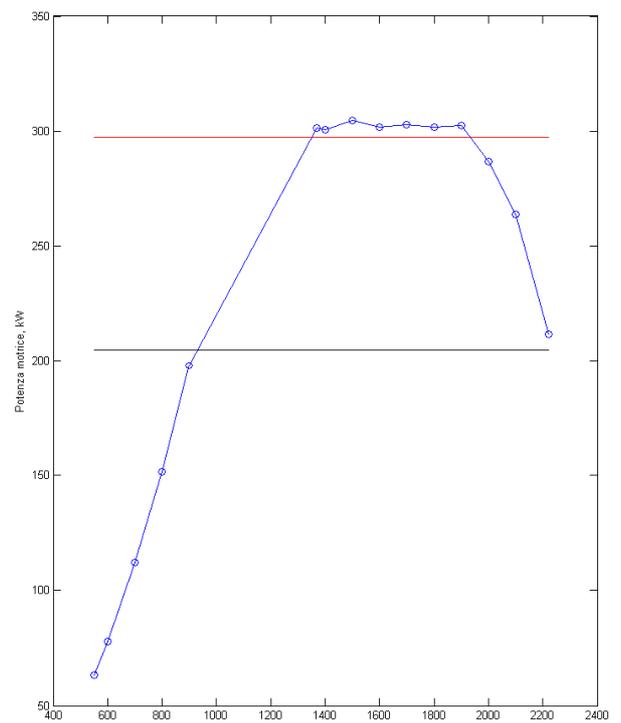
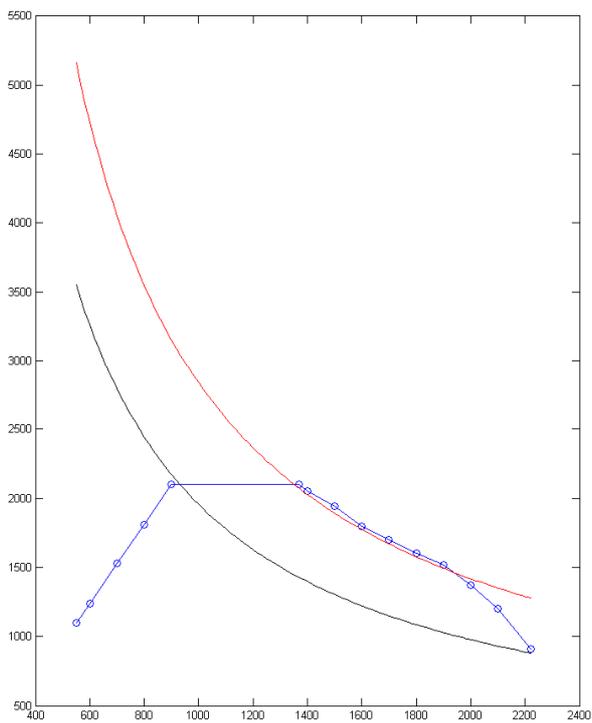


Figura II.3 16: piano della coppia e piano della potenza al motore Iveco Trakker AT-260T41/P.

f) Iveco Trakker 12,9 [l] da 500 [cv] e 40'000 [kg]

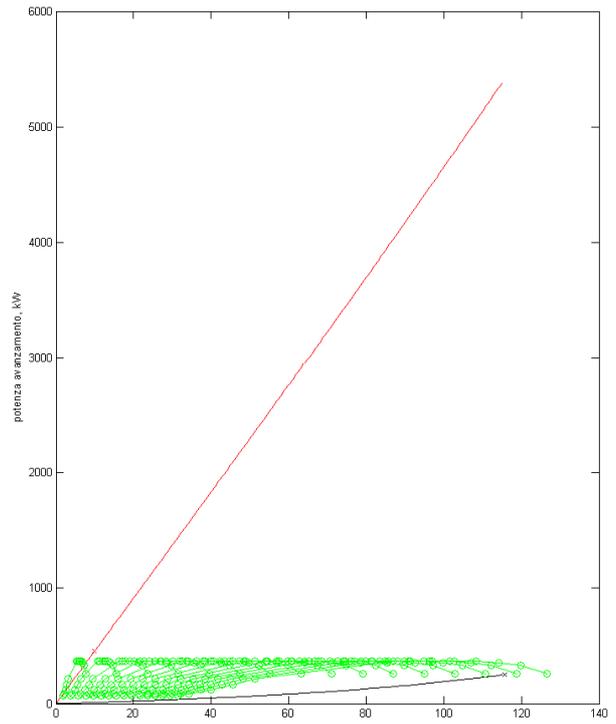
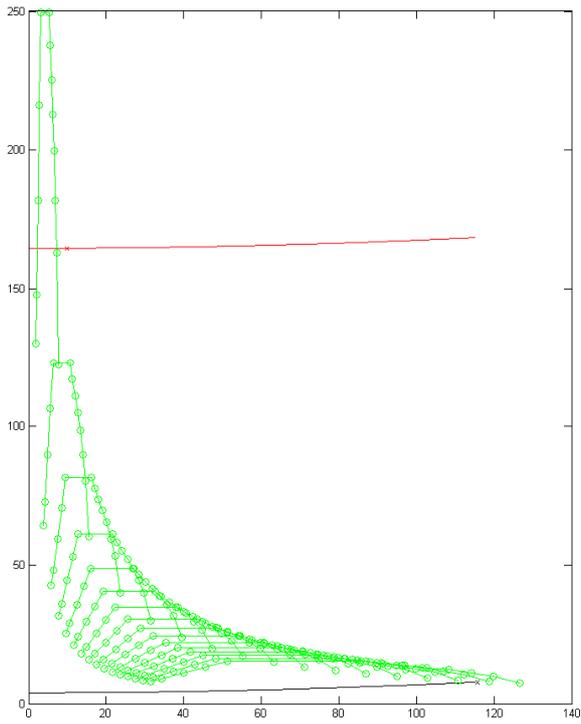


Figura II.3 17: piano delle forze e piano delle potenze al veicolo Iveco Trakker AT-410T50.

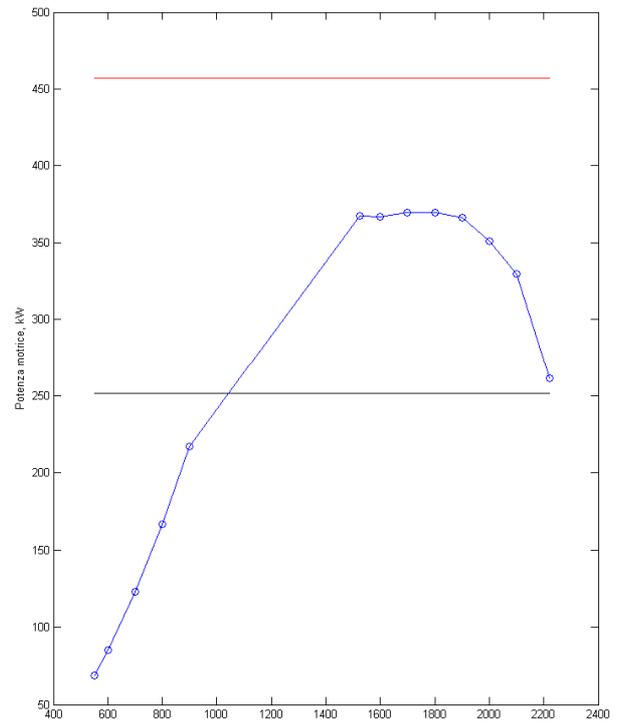
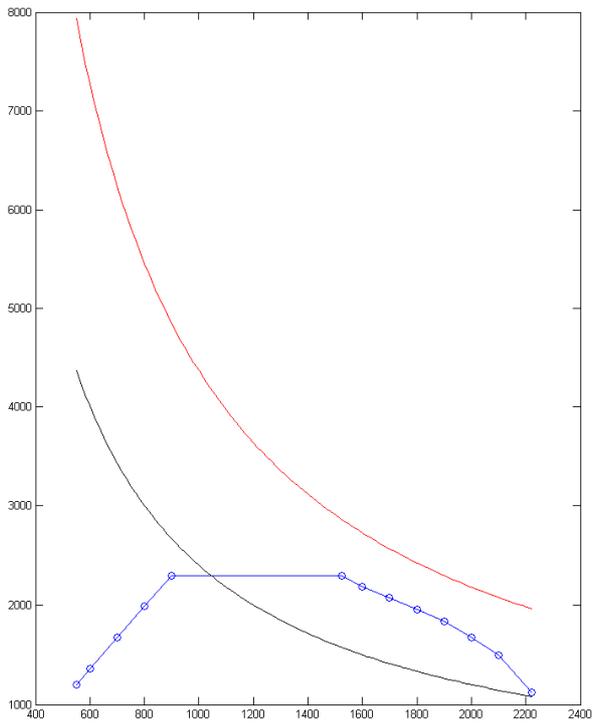


Figura II.3 18: piano della coppia e piano della potenza al motore Iveco Trakker AT410T50.

II. 3.3 Considerazioni sui risultati ottenuti

II.3.3.1 Considerazioni sui risultati del calcolo delle reazioni sul veicolo

Leggendo i dati emersi dal programma, è presumibile subito controllare i valori dei coefficienti d'attrito necessari per soddisfare i carichi necessari dei veicoli. In particolare è bene confrontarli con il coefficiente d'attrito presente fra ruota e asfalto asciutto non levigato (il caso che, in assoluto, fornisce più aderenza), che si aggira su valori compresi fra 0,7 e 0,8. Infatti se il coefficiente richiesto dalla ruota motrice è superiore a questi valori, gli pneumatici del mezzo non riusciranno ad avere sufficiente aderenza per trasferire la coppia motrice al suolo, con conseguenti slittamento e impossibilità a procedere su quella pendenza. Per i due casi a trazione anteriore, per esempio, è facile notare come già ci si trovi al limite con pendenze intorno al 30% - 35 % (Fiat Freemont è leggermente avvantaggiato grazie alla massa maggiore), pendenze comunque abbastanza difficili da trovare sui percorsi aperti al traffico. Abbastanza diversa è la situazione invece nei veicoli a trazione posteriore, che arrivano a teorici valori di pendenza del 40 % - 50 % per la Formula 1 (ricordandoci che è una vettura leggera e, per questo, svantaggiata in termini di aderenza data dalla massa), al 60 % - 70 % del furgone Iveco Daily, fino ad arrivare al 60 % - 70 % dei due autocarri più pesanti.

Una prima soluzione per spostare il limite verso pendenze più alte è certamente quella di aumentare la massa che schiaccia le ruote al suolo (eccezione unica è la Formula 1, che utilizza la deportanza aerodinamica per tale scopo), ma può anche aiutare una diversa distribuzione delle masse del veicolo, come avvicinare il baricentro alla ruota traente (per aumentarne la spinta a terra) e abbassarlo verso il suolo (per evitare un beccheggio troppo accentuato del veicolo in fase di accelerazione, per esempio, oltre che ottenere benefici sul rollio), facendo però attenzione di mantenere comunque una vettura bilanciata e guidabile (non serve a nulla porre, per esempio, tutta la massa sull'asse traente posteriore di un veicolo, scaricandone così le ruote dell'asse anteriore che tendono a perdere la possibilità di direzionarlo correttamente specialmente se procede in marcia avanti su di una salita). La dimostrazione che la massa non è tutto viene data dai risultati che riguardano gli ultimi due autocarri: nonostante vi sia una differenza di massa notevole (14 tonnellate), il veicolo che meglio si difende sulle strade erte è quello più leggero.

Questa analisi, all'apparenza solo preventiva per la scelta del motore, può già porre invece le basi per diversi quesiti che i progettisti devono rivolgersi da subito, interrogandosi su come e dove alloggiare le masse e che scelte tecniche adottare per ottenere maggiore aderenza, che è necessaria almeno quanto un motore sviluppante sufficiente potenza per spingere il mezzo nelle condizioni di maggiore sforzo.

II.3.3.2 Considerazioni sui risultati del calcolo delle curve e dei punti di funzionamento del veicolo a pendenza nulla e massima

Dopo aver analizzato il sistema veicolo-strada, ora si può passare al sistema motore-veicolo-strada; difatti di natura molto importante sono anche i risultati che permettono di ragionare sulle curve di funzionamento del veicolo e che sono stati ottenuti per via grafica; essi danno una misura del motore necessario e sufficiente da applicare al mezzo considerato per non incorrere in problematiche di dimensionamento, particolarmente in questi anni in cui si tende tanto ad applicare il cosiddetto *downsizing* (ovvero la riduzione di cilindrata dei motori che equipaggiano i veicoli così che producano minori emissioni e possano meglio rientrare nei vincoli legislativi sull'inquinamento imposti dai Governi).

Le istruzioni impongono al programma Matlab di disegnare quattro diagrammi divisi in due gruppi: nel primo gruppo si hanno le forze e le potenze che sono funzioni della velocità del veicolo, mentre nel

secondo si hanno coppia e potenza resistente che sono funzioni della velocità del motore. Il primo gruppo è in grado di dare un'indicazione abbastanza precisa circa le prestazioni del veicolo, perché incrocia le curve delle forze impresse al veicolo per ogni marcia (quindi si hanno n curve) con le curve di forza resistente che ostacolano il moto del veicolo (sono due: una a pendenza nulla e l'altra a pendenza massima), operando analogamente con le potenze (due curve di potenza resistente e n curve di potenza motrice). Nel secondo gruppo di contro ci sono le curve di coppia e di potenza resistenti ridotte all'albero motore a potenza costante, così che possano essere direttamente confrontate con le medesime curve caratteristiche del motore.

È bene ricordare, prima di iniziare con i vari casi, che le curve di coppia e di potenza del motore (da cui prendono corpo i diagrammi e le considerazioni di questo capitolo) sono ottenute a piena ammissione (caso abbastanza raro nell'utilizzo delle vetture) e che quindi danno un'idea del funzionamento del sistema ma non hanno la pretesa di esaurire l'argomento (con il comando dell'acceleratore parzializzato le curve sono molto diverse da quelle ottenute con il banco di prova e considerate in questa tesi).

a) Piano $V - F_{av}$

Questo diagramma riporta, per ogni rapporto del cambio, la relativa forza di avanzamento applicata al veicolo (curve verdi) e le incrocia con le caratteristiche di carico che si oppongono al moto del veicolo a pendenza nulla e massima (curva nera e rossa rispettivamente). Si può notare che per quanto concerne la resistenza a pendenza massima l'unica marcia del cambio che riesce a muovere il veicolo (cioè che apporta una forza maggiore di quella resistente) è la prima, come è logico che sia. Il loro punto di intersezione (curva rossa e curva verde di prima marcia) è la *condizione di equilibrio* o *di regime* del sistema, a cui corrisponderanno una coppia e una velocità relative al funzionamento a regime in prima marcia. In caso la curva di forza in prima marcia non riesca a oltrepassare la curva di carico a pendenza massima, è chiaro che il motore con quel rapporto di trasmissione è insufficiente a muovere il veicolo e non può soddisfare le esigenze progettuali richieste (quindi occorre migrare verso un motore con più coppia e/o potenza, oppure agire sul rapporto di trasmissione del cambio; in caso le curve si evitino di parecchio, potrebbe dover essere necessario agire addirittura su entrambe queste variabili). Analogo discorso vale per la curva di resistenza a pendenza nulla, che svelerà la velocità massima a cui il veicolo può arrivare con il rapporto più lungo.

Le curve dei vari rapporti del cambio provengono dalla stessa curva principale (la curva di coppia del motore), ma sono diverse per ogni marcia. Infatti, come anche l'esperienza ci insegna (non soli in auto o in moto, ma anche pedalando una bicicletta dotata di cambio di velocità), a parità di velocità e mantenendosi all'interno del regime di rotazione in cui il motore ha una buona resa, accelerare con una marcia più bassa riesce spesso più facile, per due motivi: il motore ha una velocità di rotazione maggiore (e quindi fornisce più potenza) e il rapporto del cambio è più agile (ovvero penalizza la velocità ma mantiene una coppia più alta). Questo discorso è valido fino a quando la curva di quella marcia non interseca la curva della marcia successiva: a quel punto conviene agire sul cambio selezionando il rapporto superiore (quindi più lungo) che abbasserà la frequenza di rotazione del motore, ma che troverà quest'ultimo ad un regime "pronto", cioè tale che l'accelerazione impressa al veicolo risulti maggiore di quella che si avrebbe con la marcia inferiore. Infatti dopo l'intersezione la marcia precedente ha una curva con valori di forza (asse delle ordinate) inferiori a quelli della curva della marcia successiva.

Osservando infine le curve di tutti i rapporti della trasmissione riportate insieme su uno stesso piano, è possibile immaginare un *inviluppo* (ovvero una curva che sia tangente a tutte le curve delle marce) che può essere considerata come una *curva di funzionamento del sistema veicolo-motore*, passante per i due punti di funzionamento trovati considerando le resistenze a pendenza nulla e a pendenza massima: questa curva descrive bene il comportamento del veicolo in fase di utilizzo.

b) Piano $V - P_{av}$

Questo diagramma segue la falsariga del diagramma precedente, in quanto cambiano solo le grandezze utilizzate (potenze al posto delle forze), con risultati e considerazioni del tutto analoghe al piano $V - F_{av}$. È utile osservare che la potenza erogata da ogni singolo rapporto è sempre la stessa (stessa ordinata nei vari punti delle varie curve in uscita dal cambio) ma, arrivando a velocità del veicolo diverse, cambiano le pendenze dei vari tratti che le compongono. Come sopra le caratteristiche della potenza resistente a massima e nulla pendenza sono rispettivamente di colore rosso e nero, mentre le caratteristiche di potenza dei rapporti in uscita alla trasmissione sono ancora di colore verde.

c) Piano $v - C_m$

Riportando le caratteristiche resistenti come coppie sull'albero motore, è possibile produrre un interessante diagramma che dà modo di verificare direttamente sull'albero motore la possibilità che ha il motore di vincere lo sforzo richiesto. In particolare la curva di coppia del motore è necessario, come per il diagramma $V - F_{av}$, che incroci le caratteristiche resistenti (calcolate a potenza costante) e le superi entrambe; in caso questo non succeda il motore è, con ogni probabilità, inidoneo ad equipaggiare il veicolo considerato. La curva di coppia del motore è riportata in blu, mentre quelle resistenti a potenza costante sono, come prima, in rosso (a pendenza massima) e in nero (a pendenza nulla).

L'importanza di questo diagramma è strategica: osservandolo infatti riusciamo a capire, a prescindere dalla trasmissione, se il motore considerato è una valida alternativa o meno per il sistema motore-veicolo che si desidera ottenere. Probabilmente è il primo grafico da produrre e osservare per fare una scelta preventiva del propulsore.

d) Piano $v - P_m$

Similmente è possibile verificare se la curva di potenza del motore (blu) incrocia e sovrasta, nei suoi punti massimi, le rette di potenza (costante) richieste al motore dal veicolo (come sempre rossa per la pendenza massima e nera per la pendenza nulla). Come per il caso precedente, questo diagramma è molto importante e, per certi versi, ancor più sintetico e di facile realizzazione.

Non è escluso che, a seconda del tipo di veicolo, la potenza e/o la coppia richieste per accelerare un veicolo siano maggiori nel caso del veicolo che sale alla pendenza massima. Per i veicoli infatti con elevata stazza è facile supporre che aumenti di molto la resistenza aerodinamica che, man mano che la velocità del mezzo cresce, fa sempre di più sentire il proprio effetto sul mezzo. Oppure, come nel caso del veicolo Iveco Daily, un mezzo equipaggiato al cambio con un primo rapporto molto agile che si disimpegna bene in salita ma che richiede coppia e potenza maggiori per accelerare fino alla velocità massima. Infine anche una vettura molto veloce potrebbe subire lo stesso effetto, perché le spinte aerodinamiche che si infrangono sul veicolo a quelle velocità sono di natura importante.

II.4

CONCLUSIONI

Per tirare le somme della presente tesi si può partire con l'osservare che la costruzione di un veicolo è un percorso né breve, né facile e, di certo, non è adatto all'improvvisazione, ma richiede preparazione, dedizione, conoscenze e molta esperienza nel campo. Ogni passo va fatto con perizia e logica, senza dare nulla per scontato ed evitando di trascurare il minimo particolare. Pure anche quando si dovesse essere posti di fronte a scelte costruttive inevitabili o bivi in realtà con una sola via, occorre utilizzare sia gli strumenti ingegneristici (soprattutto quelli riguardanti la branca meccanica) per poter effettuare ponderate valutazioni, che le idee (geniali o meno) le quali possono risolvere gli enigmi tecnici.

Uno di questi casi è senz'altro dato dalla scelta del motore che, nel presente elaborato, è stato affrontato (parlando del lato più vicino alla pratica) in modo semplificato e "spiccio" rispetto a quello che richiederebbe una vera analisi approfondita ed estesa sull'argomento, ma che può essere utile per sollevarsi da prime e spinose questioni di scelta o chiamarsi fuori da eventuali intoppi iniziali che potrebbero bloccare il progetto in laboriosi e ridondanti calcoli. La semplicità in effetti è il suo maggior pregio e peggior difetto al contempo: infatti questo strumento va utilizzato al momento opportuno senza dare un peso assoluto ai risultati da esso ricavati, ma cercando di interpretarli e intuendo la strada da intraprendere nel progetto. Insomma, niente che un buon ingegnere ferrato nel settore non sappia già mentalmente fare.

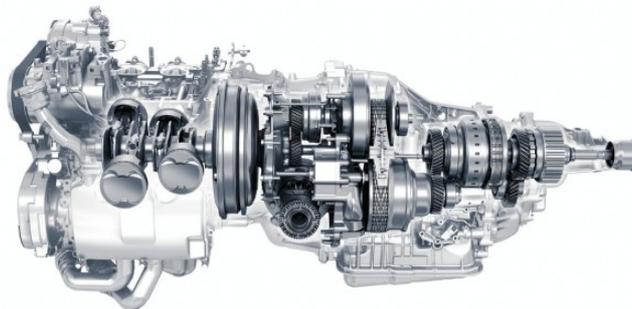


Figura CONCLUSIONI 1: esempio di spaccato di un motore completo di trasmissione da veicolo.

**PARTE
DOCUMENTATIVA**

**APPENDICE,
SIMBOLI, FONTI**

A

APPENDICE

A.1 Premessa e disposizione

In questa sezione sono riportate le istruzioni scritte per il programma Matlab con cui si sono operate le verifiche sull'algoritmica riguardante il metodo semplificato per lo studio preliminare dei veicoli e gli opuscoli descrittivi di alcuni dei veicoli stessi fra quelli considerati.

I file di Matlab sono divisi in tre categorie:

- i file di dati, ovvero istruzioni mischiate a dati da cui, i file di calcolo, attingono i valori necessari per operare i conti e disegnare i diagrammi; ogni file è specifico per un determinato veicolo esaminato;
- i file di calcolo per le reazioni, che espletano i calcoli per trovare le forze scambiate fra ruota e suolo; sono file generali per tutti i veicoli considerati, e funzionano a patto che si trovino nella stessa directory dei file di dati da cui necessitano ricevere i valori da usare nei conti; sono in totale due, uno per l'asse anteriore e uno per l'asse posteriore;
- il file di calcolo che produce i diagrammi utili per il confronto dei valori di coppia e di potenza che il motore può fornire a fronte di quelli richiesti dalle condizioni di carico; anche questo è un file generale e necessita di trovarsi nella stessa cartella dei file di dati.

A.2 File di Matlab

A.2.1 File di dati

a) Alfa Romeo MiTo 1,4 [l] da 170 [cv]

```
A=[1500 120
1750 153
2000 225
2250 250
4250 250
5000 230
5500 210
6000 180];

rpm_Motore=A(:,1);
Coppia_Motore=A(:,2);
omega_Motore=rpm_Motore*pi/30;
Potenza_Motore=Coppia_Motore .* omega_Motore;

disegno='s';

if disegno=='s'
    figure(100)
    plot(rpm_Motore,Coppia_Motore,'o-')
    xlabel('Velocità rotazione, rpm')
    ylabel('Coppia, Nm')
    grid
end
```

```
clear A disegno
```

b) Fiat Freemont 2,0 [l] da 170 [cv]

```
A=[1000 140
1150 220
1400 323
1570 350
2350 350
2950 335
4000 300
4550 238
4800 187];

rpm_Motore=A(:,1);
Coppia_Motore=A(:,2);
omega_Motore=rpm_Motore*pi/30;
Potenza_Motore=Coppia_Motore .* omega_Motore;

disegno='s';

if disegno=='s'
    figure(100)
    plot(rpm_Motore,Coppia_Motore,'o-')
    xlabel('Velocità rotazione, rpm')
    ylabel('Coppia, Nm')
    grid
end

clear A disegno
```

c) Formula 1 1,6 [l] da 618 [cv]

```
A=[5000 412
6000 400
7000 420
8000 412
9000 410
10000 412
10500 420
11500 365
12250 335
13150 305
14000 265
15000 205];

rpm_Motore=A(:,1);
Coppia_Motore=A(:,2);
omega_Motore=rpm_Motore*pi/30;
Potenza_Motore=Coppia_Motore .* omega_Motore;

disegno='s';

if disegno=='s'
    figure(100)
    plot(rpm_Motore,Coppia_Motore,'o-')
    xlabel('Velocità rotazione, rpm')
    ylabel('Coppia, Nm')
    grid
end
```

```
clear A disegno
```

d) Iveco Daily 2,3 [l] da 106 [cv]

```
A=[1000 190
1500 270
2750 270
3900 190
4250 45];

rpm_Motore=A(:,1);
Coppia_Motore=A(:,2);
omega_Motore=rpm_Motore*pi/30;
Potenza_Motore=Coppia_Motore .* omega_Motore;

disegno='s';

if disegno=='s'
    figure(100)
    plot(rpm_Motore,Coppia_Motore,'o-')
    xlabel('Velocità rotazione, rpm')
    ylabel('Coppia, Nm')
    grid
end

clear A disegno
```

e) Iveco Trakker 12,9 [l] da 410 [cv] e 26'000 [kg]

```
A=[550 1100
600 1240
700 1530
800 1810
900 2100
1370 2100
1400 2050
1500 1940
1600 1800
1700 1700
1800 1600
1900 1520
2000 1370
2100 1200
2220 910];

rpm_Motore=A(:,1);
Coppia_Motore=A(:,2);
omega_Motore=rpm_Motore*pi/30;
Potenza_Motore=Coppia_Motore .* omega_Motore;

disegno='s';

if disegno=='s'
    figure(100)
    plot(rpm_Motore,Coppia_Motore,'o-')
    xlabel('Velocità rotazione, rpm')
    ylabel('Coppia, Nm')
    grid
end

clear A disegno
```

f) Iveco Trakker 12,9 [l] da 500 [cv] e 40'000 [kg]

```
A=[550 1200
600 1360
700 1675
800 1990
900 2300
1525 2300
1600 2190
1700 2075
1800 1960
1900 1840
2000 1675
2100 1500
2220 1125];

rpm_Motore=A(:,1);
Coppia_Motore=A(:,2);
omega_Motore=rpm_Motore*pi/30;
Potenza_Motore=Coppia_Motore .* omega_Motore;

disegno='s';

if disegno=='s'
    figure(100)
    plot(rpm_Motore,Coppia_Motore,'o-')
    xlabel('Velocità rotazione, rpm')
    ylabel('Coppia, Nm')
    grid
end

clear A disegno
```

A.2.2 Calcolo delle azioni sul veicolo

a) Trazione anteriore

```
clear all
close all
clc

disp(' ')
disp('TRAZIONE ANTERIORE ')
disp(' ')

tipo=1;
switch tipo
    case 1 % Z_ALFA_ROMEO_MITO_1400
        H_bari=0.6;
        Post=1.24;
        Ant=1.271;
        Massa=1450;
    case 2 % Z_FIAT_FREEMONT_2000
        H_bari=0.7;
        Post=1.46;
        Ant=1.43;
        Massa=2400;
end

g=9.80665;
Peso=Massa*g;
```

```

P_y=-H_bari;
P_x=-Post;
A_x=Ant;
A_y=-H_bari;

for pend=0:5:45 % in %
    alfa=atan(pend/100);
    set(20,'position',[550 0 500 400])
    plot([0 0],[0 -Peso])
    title('Triangolo delle forze, trazione anteriore')
    hold on
    plot([0 xI],[0 yI],'r')
    plot([0 xI],[-Peso,yI],'g')
    axis('equal')

    xL=-Peso/(a_P+1/a_P);
    yL=a_P*xL;
    plot([0 xL],[-Peso yL],'k')
    plot([xL xI],[yL yI],'c')

    % forza ruota posteriore - terreno
    Forza_posteriore_normale=sqrt(xI^2+yI^2);
    Forza_anteriore_normale=sqrt((xI-xL)^2+(yI-yL)^2);
    Forza_anteriore_tangenziale=sqrt((xL-0)^2+(yL+Peso)^2);
    % calcolo angolo d'aderenza ruota posteriore

coeff_aderenza_necessario=Forza_anteriore_tangenziale/Forza_anteriore_normale;
disp(['Forza sull''anteriore: ' num2str(Forza_anteriore_normale)])
disp(['Forza di trazione sull''anteriore: '
num2str(Forza_anteriore_tangenziale)])
disp(['Forza sul posteriore: ' num2str(Forza_posteriore_normale)])
% calcolo angolo d'aderenza ruota anteriore
disp(['Coefficiente d'aderenza necessario: '
num2str(coeff_aderenza_necessario)])

disp(' ')
%
% pause
end

```

b) Trazione posteriore

```

clear all
close all
clc

disp(' ')
disp('TRAZIONE POSTERIORE ')
disp(' ')

tipo=6;
switch tipo
    case 3 % Z_FORMULA_1
        H_bari=0.3;
        Post=1.548;
        Ant=1.8;

```

```

        Massa=775;
    case 4      % Z_Daily_33S11_F1AE3481A
        H_bari=1.5;
        Post=1.5;
        Ant=1.5;
        Massa=3300;
    case 5      % Z_AT_260T41P
        H_bari=1.5;
        Post=1.7;
        Ant=2.5;
        Massa=26000;
    case 6      % Z_AT_410T50
        H_bari=1.5;
        Post=2;
        Ant=3;
        Massa=40000;
end
        g=9.80665;
Peso=Massa*g;

P_y=-H_bari;
P_x=-Post;
A_x=Ant;
A_y=-H_bari;

for pend=0:10:100; % in %
    alfa=atan(pend/100);
    disp(['angolo pendenza: ' num2str(alfa*180/pi)])

    R_P=sqrt(P_x^2+P_y^2);
    R_A=sqrt(A_x^2+A_y^2);

    teta_P=atan(-P_y/(-P_x));
    teta_A=atan(-A_y/A_x);

    gamma_P=teta_P+alfa;
    gamma_A=teta_A-alfa;

    X_P=-R_P*cos(gamma_P);
    Y_P=-R_P*sin(gamma_P);
    X_A=R_A*cos(gamma_A);
    Y_A=-R_A*sin(gamma_A);

    figure(1)
    set(1,'position',[0 400 500 400])
    title('linee delle reazioni, trazione posteriore')
    plot(P_x,P_y,'o',A_x,A_y,'o')
    hold on
    plot([P_x A_x],[P_y A_y])
    plot(X_P,Y_P,'or',X_A,Y_A,'or')
    plot([X_P X_A],[Y_P Y_A],'r')
    %axis('square')
    axis('equal')
    plot(0,0,'ok')
    grid on

```

```

%% calcolo direzione perpendicolare linea ruote davanti
a_A=-1/tan(alfa);
b_A=Y_A-X_A*a_A;
x=0:0.1:X_A*1.1;
y=a_A*x+b_A;
plot(x,y,'k')

%% pendenza linea ruote posteriori
dy=b_A-Y_P;
dx=-X_P;
a_P=dy/dx;
b_P=b_A;

dx=-X_P/20;
x=X_P:dx:0;
yP=a_P*x+b_P;
plot(x,yP,'r')

%% trinagolo forze
xI=Peso/(a_P-a_A);
yI=a_A*xI;

figure(2)
set(2,'position',[550 400 500 400])

plot([0 0],[0 -Peso])
title('Triangolo delle forze, trazione posteriore')
hold on
plot([0 xI],[0 yI],'r')
plot([0 xI],[-Peso,yI],'g')
axis('equal')

xL=-Peso/(a_A+1/a_A);
yL=a_A*xL;
plot([0 xL],[-Peso yL],'k')
plot([xL xI],[yL yI],'c')

% forza ruota anteriore - terreno
Forza_anteriore_normale=sqrt(xI^2+yI^2);
Forza_posteriore_normale=sqrt((xI-xL)^2+(yI-yL)^2);
Forza_posteriore_tangenziale=sqrt((xL-0)^2+(yL+Peso)^2);
% calcolo angolo d'aderenza ruota posteriore

coeff_aderenza_necessario=Forza_posteriore_tangenziale/Forza_posteriore_normale;
disp(['Forza sull''anteriore: ' num2str(Forza_anteriore_normale)])
disp(['Forza sul posteriore: ' num2str(Forza_posteriore_normale)])
disp(['Forza di trazione sul posteriore: '
num2str(Forza_posteriore_tangenziale)])
disp(['Coeffiecente d'aderenza necessario: '
num2str(coeff_aderenza_necessario)])

disp(' ')
% pause
end

%carichi_veicolo_trazione_anteriore

```

A.2.3 Calcolo delle curve e dei punti di funzionamento del veicolo a pendenza nulla e massima

```
clear all
close all
clc

scelta=3;
primo_tent='s';
switch scelta
    case 1
        Z_ALFA_ROMEO_MITO_1400

        Massa=1450;    % kg
        v_max=215;    % km/h
        perc_pendenza=40; % massima pendenza superabile in percentuale
        v_pendenza=30; % km/h
        Ruota=0.31045;
        Area_front=(1.446-0.015)*1.720; % m^2
        Cx=0.29;
        f_attr_pneum=0.01;
        TAU_1=3.18;
        TAU_last=0.744;
        TAU_ponte=4.11;
        RsuTAU_start=Ruota/(TAU_1*TAU_ponte)
        RsuTAU_max=Ruota/(TAU_last*TAU_ponte)
        if primo_tent=='s'
            d_RsuTAU=(RsuTAU_max-RsuTAU_start)/5;
        else
            d_RsuTAU=Ruota ./([TAU_1 2.158 1.475 1.067 0.875
TAU_last]*TAU_ponte);
        end
    case 2
        Z_FIAT_FREEMONT_2000

        Massa=2400;    % kg
        v_max=180;    % km/h
        perc_pendenza=45; % massima pendenza superabile in percentuale
        v_pendenza=20; % km/h
        Ruota=0.36215;
        Area_front=1.878*(1.691-0.018); % m^2
        Cx=0.368;
        f_attr_pneum=0.01;
        TAU_1=3.9;
        TAU_last=0.65;
        TAU_ponte=3.42;
        RsuTAU_start=Ruota/(TAU_1*TAU_ponte)
        RsuTAU_max=Ruota/(TAU_last*TAU_ponte)
        if primo_tent=='s'
            d_RsuTAU=(RsuTAU_max-RsuTAU_start)/5;
        else
            d_RsuTAU=Ruota ./([TAU_1 3.9 2.69 2.16 1.49 0.95
TAU_last]*TAU_ponte);
        end
    case 3
        Z_FORMULA_1

        Massa=775;    % kg
        v_max=345;    % km/h
```

```

perc_pendenza=15; % massima pendenza superabile in percento
v_pendenza=100; % km/h
Ruota=0.33;
Area_front=0.95*(1.8*0.72); % m^2
Cx=0.85;
f_attr_pneum=0.01;
TAU_1=19.288;
TAU_last=4.376;
TAU_ponte=1;
RsuTAU_start=Ruota/(TAU_1*TAU_ponte)
RsuTAU_max=Ruota/(TAU_last*TAU_ponte)
if primo_tent=='s'
    d_RsuTAU=(RsuTAU_max-RsuTAU_start)/7;
else
    d_RsuTAU=Ruota ./([TAU_1 12.579 9.347 7.732 6.344 5.454 4.839
TAU_last]*TAU_ponte);
end
case 4
    Z_Daily_33S11_F1AE3481A

    Massa=3300; % kg
    v_max=157; % km/h
    perc_pendenza=49; % massima pendenza superabile in percento
    v_pendenza=15; % km/h
    Ruota=0.34295;
    Area_front=(2.25-Ruota)*1.996; % m^2
    Cx=0.35;
    f_attr_pneum=0.01;
    TAU_1=4.004;
    TAU_last=0.685;
    TAU_ponte=4.44;
    RsuTAU_start=Ruota/(TAU_1*TAU_ponte)
    RsuTAU_max=Ruota/(TAU_last*TAU_ponte)
    if primo_tent=='s'
        d_RsuTAU=(RsuTAU_max-RsuTAU_start)/5;
    else
        d_RsuTAU=Ruota ./([TAU_1 3.5 2.4 1.7 1.2 TAU_last]*TAU_ponte);
    end
case 5
    Z_AT_260T41P

    Massa=26000; % kg
    v_max=115.7; % km/h
    perc_pendenza=45; % massima pendenza superabile in percento
    v_pendenza=10; % km/h
    Ruota=0.53775;
    Area_front=2.55*(3.091-0.311); % m^2
    Cx=0.9;
    f_attr_pneum=0.01;
    TAU_1=13.8;
    TAU_last=0.84;
    TAU_ponte=4.23;
    RsuTAU_start=Ruota/(TAU_1*TAU_ponte)
    RsuTAU_max=Ruota/(TAU_last*TAU_ponte)
    if primo_tent=='s'
        d_RsuTAU=(RsuTAU_max-RsuTAU_start)/15;
    else
        d_RsuTAU=Ruota ./([TAU_1 13 12.1 11.3 10.4 9.6 8.7 7.9 7 6.2 5.3 4.4
3.5 2.6 1.7 TAU_last]*TAU_ponte);
    end

```

```

case 6
    Z_AT_410T50

    Massa=40000;    % kg
    v_max=115.7;    % km/h
    perc_pendenza=45; % massima pendenza superabile in percento
    v_pendenza=10; % km/h
    Ruota=0.53775;
    Area_front=2.55*(3.151-0.311); % m^2
    Cx=0.9;
    f_attr_pneum=0.01;
    TAU_1=13.8;
    TAU_last=0.84;
    TAU_ponte=4.23;
    RsuTAU_start=Ruota/(TAU_1*TAU_ponte)
    RsuTAU_max=Ruota/(TAU_last*TAU_ponte)
    if primo_tent=='s'
        d_RsuTAU=(RsuTAU_max-RsuTAU_start)/15;
    else
        d_RsuTAU=Ruota ./([TAU_1 13 12.1 11.3 10.4 9.6 8.7 7.9 7 6.2 5.3 4.4
3.5 2.6 1.7 TAU_last]*TAU_ponte);
    end
end
%% Dati generali
ro_aria=1.16;    % kg/m^3
g=9.80665;      % m/s^2

%% riporto in m/s le velocità
v_max=v_max/3.6;
v_pendenza=v_pendenza/3.6;

%% trovo l'angolo massimo superabile dalla pendenza in %
alfa=atan(perc_pendenza/100);

%% calcolo le forze da vincere per il caso max pendenza
Forza_pend=ro_aria*Cx*Area_front*v_pendenza^2/2+Massa*g*sin(alfa)+Massa*g*cos(alfa)*f_attr_pneum;
Forza_vel_max=ro_aria*Cx*Area_front*v_max^2/2+Massa*g*f_attr_pneum;

%% calcolo le relative potenze
Potenza_pend=Forza_pend*v_pendenza;
Potenza_vel_max=Forza_vel_max*v_max;

%% traccio i due plot, di forza e potenza

figure(1)
set(1,'position',[0 400 500 400])
subplot(121)
plot(v_pendenza*3.6,Forza_pend/1000,'xr',v_max*3.6,Forza_vel_max/1000,'xk')
hold on
title({'PIANO DELLE FORZE' 'pendenza max in red, velocità max in nero'})
xlabel('velocità, km/h')
ylabel('forza avanzamento, kN')
% a=axis;
% a(1)=0;
% a(2)=v_max*1.1*3.6;
% a(3)=0;
% axis(a)

```

```

subplot(122)
plot(v_pendenza*3.6,Potenza_pend/1000,'xr',v_max*3.6,Potenza_vel_max/1000,'xk')
hold on
title({'PIANO DELLE POTENZE' 'pendenza max in red, velocità max in nero'})
xlabel('velocità, km/h')
ylabel('potenza avanzamento, kW')
% a=axis;
% a(1)=0;
% a(2)=v_max*1.1*3.6;
% a(3)=0;
%axis(a)

%% plotto le curve resistenti a pendenza nulla e pendenza massima nei due
% grafici, forza e potenza

v_veicolo=0:v_max*3.6;
v_veicolo=v_veicolo/3.6;

Forza_pend_vett=ro_aria*Cx*Area_front*v_veicolo
.^2/2+Massa*g*sin(alfa)+Massa*g*cos(alfa)*f_attr_pneum;
Forza_vel_max_vett=ro_aria*Cx*Area_front*v_veicolo.^2/2+Massa*g*f_attr_pneum;

Potenza_pend_vett=Forza_pend_vett.*v_veicolo;
Potenza_vel_max_vett=Forza_vel_max_vett.*v_veicolo;

figure(1)
subplot(121)
plot(v_veicolo*3.6,Forza_pend_vett/1000,'r')
subplot(122)
plot(v_veicolo*3.6,Potenza_pend_vett/1000,'r')

subplot(121)
plot(v_veicolo*3.6,Forza_vel_max_vett/1000,'k')
subplot(122)
plot(v_veicolo*3.6,Potenza_vel_max_vett/1000,'k')

%% plot sul piano della velocità del veicolo
if primo_tent=='s'
    for RsuTAU=RsuTAU_start:d_RsuTAU:RsuTAU_max;

        vel=omega_Motore*RsuTAU;
        F=Coppia_Motore/RsuTAU;

        figure(1)
        subplot(121)
        hold on
        plot(vel*3.6,F/1000,'o-g')

        subplot(122)
        hold on
        plot(vel*3.6,Potenza_Motore/1000,'o-g')

    end
else

```

```

n_marce=length(d_RsuTAU)
for kk=1:n_marce
    RsuTAU=d_RsuTAU(kk);

    vel=omega_Motore*RsuTAU;
    F=Coppia_Motore/RsuTAU;

    figure(1)
    subplot(121)
    hold on
    plot(vel*3.6,F/1000,'o-g')

    subplot(122)
    hold on
    plot(vel*3.6,Potenza_Motore/1000,'o-g')

end
end

%% plot sul piano velocità del motore

figure(2)
set(2,'position',[520 400 500 400])
subplot(121)
plot(rpm_Motore,Coppia_Motore,'-o')
title('PIANO DELLA COPPIA')

subplot(122)
plot(rpm_Motore,Potenza_Motore/1000,'-o')
title('PIANO DELLA POTENZA')

omega_min=omega_Motore(1);
omega_max=omega_Motore(end);

quanti=100;
d_omega=(omega_max-omega_min)/quanti;

%% traccia della curva di coppia per pendenza massima a valore della
% potenza costante

cont=0;
for k=omega_min:d_omega:omega_max
    cont=cont+1;
    omega(cont)=k;
    torque(cont)=Potenza_pend/k;
    power(cont)=Potenza_pend;
end

subplot(121)
hold on
plot(omega*30/pi,torque,'r-')
xlabel('velocità motore, rpm')
ylabel('Coppia motrice, Nm')

subplot(122)

```

```

hold on
plot(omega*30/pi,power/1000,'r-')
xlabel('velocità motore, rpm')
ylabel('Potenza motrice, kW')

%% Traccia della curva di coppia per velocità massima a valore della
% potenza costante

cont=0;
for k=omega_min:d_omega:omega_max
    cont=cont+1;
    omega(cont)=k;
    torque(cont)=Potenza_vel_max/k;
    power(cont)=Potenza_vel_max;
end

subplot(121)
hold on
plot(omega*30/pi,torque,'k-')
xlabel('velocità motore, rpm')
ylabel('Coppia motrice, Nm')

subplot(122)
hold on
plot(omega*30/pi,power/1000,'k-')
xlabel('velocità motore, rpm')
ylabel('Potenza motrice, kW')

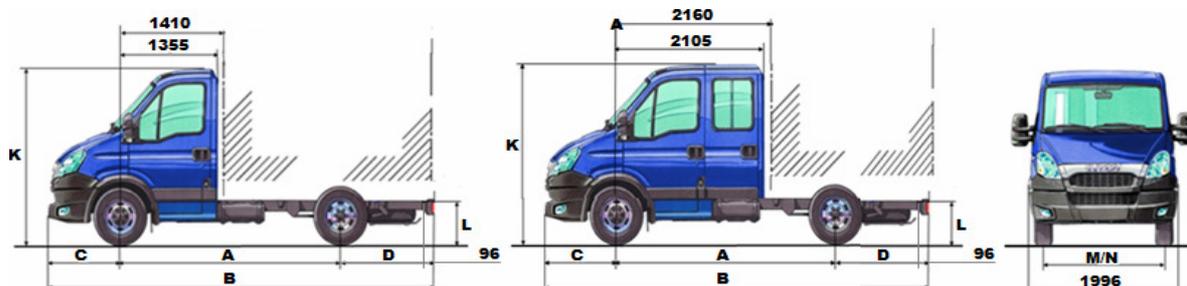
```

A.3 Opuscoli descrittivi

A causa del fatto che gli opuscoli siano stati già impaginati per una stampa su foglio unificato A4, le pagine che li compongono saranno inserite successivamente al termine di questa sezione integralmente e in originale. In particolare:

- l'opuscolo del veicolo Iveco Daily 2,3 [l] da 106 [cv] è nelle pagine prima e seconda seguenti a questa;
- l'opuscolo del veicolo Iveco Trakker 12,9 [l] da 410 [cv] e 26'000 [kg] è nelle pagine terza e quarta seguenti a questa;
- l'opuscolo del veicolo Iveco Trakker 12,9 [l] da 500 [cv] e 40'000 [kg] è nelle pagine quinta e sesta seguenti a questa.

CABINATO / CABINATO 6+1



DIMENSIONI (mm)		CABINATI		DOPPIA CABINA
A		3000	3450	3450
B	Lunghezza max	5014	5899	5899
K	Altezza max (a vuoto)	2225	2215	2230
M	Carreggiata anteriore	1740		
N	Carreggiata posteriore	1690		
L	Altezza telaio a vuoto (sosp. meccaniche)	700	710	695
D	Sbalzo posteriore	920	1355	1355
C	Sbalzo anteriore	1996		
	Diametro di volta: marciap./marciap.	10420	11660	11660
	Diametro di volta: muro/muro	11520	12840	12840
	Lunghezza max carrozzabile (*)	2985	3870	3120
	Larghezza max carrozzabile (**)	2200		
		AUTOCARRI		AUTOCARRI D.C.
	Lunghezza massima	5305	5958	6018
	Larghezza massima	2130		
	Lunghezza cassone	3092	3552	2860
	Larghezza cassone	2130		
	Altezza sponde	400		
MASSE (kg)		CABINATI		DOPPIA CABINA
	M.T.T.	3300		
	M.T.C. con frenatura inerziale	6600		
	Massa max asse anteriore	1600		
	Massa max asse posteriore	2060		
	Tara asse anteriore	1235	1250	1355
	Tara asse posteriore	465	470	565
	Tara totale	1700	1720	1920
	Portata utile	1600	1580	1380
		AUTOCARRI		AUTOCARRI D.C.
	Tara asse anteriore	1245	1270	1350
	Tara asse posteriore	660	715	800
	Tara totale	1905	1985	2150
	Portata utile	1395	1315	1150

Le tare si intendono a veicolo in condizioni di marcia incluso autista

Le tare indicate si riferiscono al veicolo in configurazione base senza optional

(*) = La misura è da considerarsi senza alcuna variazione della lunghezza dello sbalzo posteriore

(**) = con retrovisori a braccio specchio lungo la Lc è di mm 2350

LE DIMENSIONI E LE MASSE DEVONO ESSERE VERIFICATE DALL' ALLESTITORE

I dati riportati sono indicativi e non vincolanti.

IVECO si riserva la facoltà di effettuare eventuali modifiche in qualsiasi momento e senza preavviso.

CABINATO / CABINATO 6+1

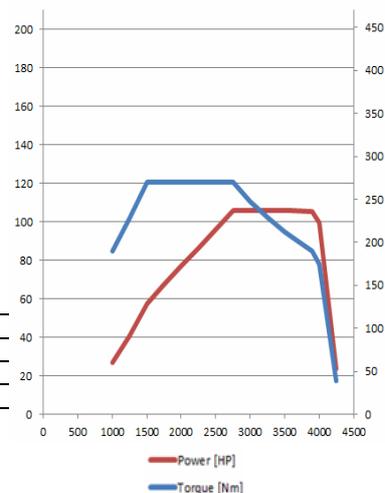
MOTORE F1AE3481A

4 cilindri in linea, 16 valvole - ciclo diesel 4 tempi a gestione elettronica (EDC) con turbocompressore W.G. intercooler e EGR. Gruppo iniezione di tipo Common Rail Multijet 2. Raffreddamento ad acqua con ventola ad innesto elettromagnetico. Monoblocco in ghisa e testa cilindri in alluminio. Dispositivo " Immobilizer " attuato da transponder su chiave accensione. Conforme alla direttiva EURO 5 (715/2007 - 692/2008).

Caratteristiche

Cilindrata totale	2286 cc
Alesaggio e corsa	88 x 94 mm
Potenza max. (CEE)	78 kW (106 CV) a 2750 a 3900 giri/min.
Coppia massima (CEE)	270 Nm (27 Kgm) da 1500 a 2750 giri/min.

Tubazione di scarico - Silenziatore di scarico posizionato longitudinalmente su lato destro con uscita a tronchetto all'interno dei longheroni

**CAMBIO DI VELOCITA'**

Tipo	Rapporto al cambio	Velocità max in km/h (*)	% pendenza max superabile a coppia max (*)	Rapporto al ponte
FPT 2835.6 6 mar. av. + 1 RM	1 ^a - 5,004 : 1 6 ^a - 0,685 : 1	157	81	Serie 4,44 Opt 4,18 - 4,89
6AS400 Automat. 6 mar. av. + 1 RM	1 ^a - 5,37 : 1 6 ^a - 0,79 : 1	n.d.	n.d.	Serie 3,92 Opt - 4,44

(*) Con rapporto al ponte e pneumatici di serie e veicolo a pieno carico

Presa di forza hydrocar 2311 (cambio mecc.) 2322 (cambio Agile): Predisposizione per montaggio flangia su lato sx scatola cambio. Coppia massima prelevabile 180 Nm (cambio mecc.) 180 Nm (cambio Agile). Senso di rotazione orario.

TRAZIONE

Posteriore.

FRIZIONE

Monodisco a secco con comando a tiro.
Diametro esterno: 10 1/2" (267 mm)
Comando disinnesto idraulico a pedale.

IMPIANTO STERZANTE

Con idroguida. Diametro del volante 420 mm; piantone in 3 tronchi con giunti cardanici di collegamento.

TELAIO

Longheroni in acciaio a sezione "C" a collo di cigno collegati da traverse tubolari chiodate.
Dimensioni longheroni: larghezza 56mm, altezza 150mm, spessore 3mm

SOSPENSIONI**Anteriori**

A ruote indipendenti con molla a balestra trasversale, ammortizzatori telescopici idraulici.

Posteriori meccaniche

A balestra parabolica monolama, barra stabilizzatrice, ammortizzatori telescopici idraulici.

PNEUMATICI

Pneum.: 215/65 R 16C - Cerchi 6 1/2 x 16H2

IMPIANTO FRENANTE

A disco autoventilante sull'asse anteriore e a disco sull'asse posteriore.

Dimensione freni	Ant.	Post.
Diametro disco (mm)	300	296

Freno di servizio e soccorso

Idraulico con servofreno a depressione a circuito in diagonale. Segnalatore elettrico di usura freni anteriore e posteriore. Freno di soccorso conglobato nel freno di servizio. Sistema ABS 9 di serie.

Freno di stazionamento

Meccanico, agente sulle ruote posteriori.

IMPIANTO ELETTRICO

Batteria di serie: 12V - 110Ah
Alternatore di serie: 14V - 110A (1680W)
Alternatore optional: 14V - 140A (1960W)
Motorino avviamento: 2,2kW
Punti per prelievo corrente: dalla Centralina Batteria (vano motore); dai 2 connettori allestitori 20+12 vie (interno cabina).

STRUMENTAZIONE

Cluster con display LCD, trip computer, orologio

ALTRI EQUIPAGGIAMENTI

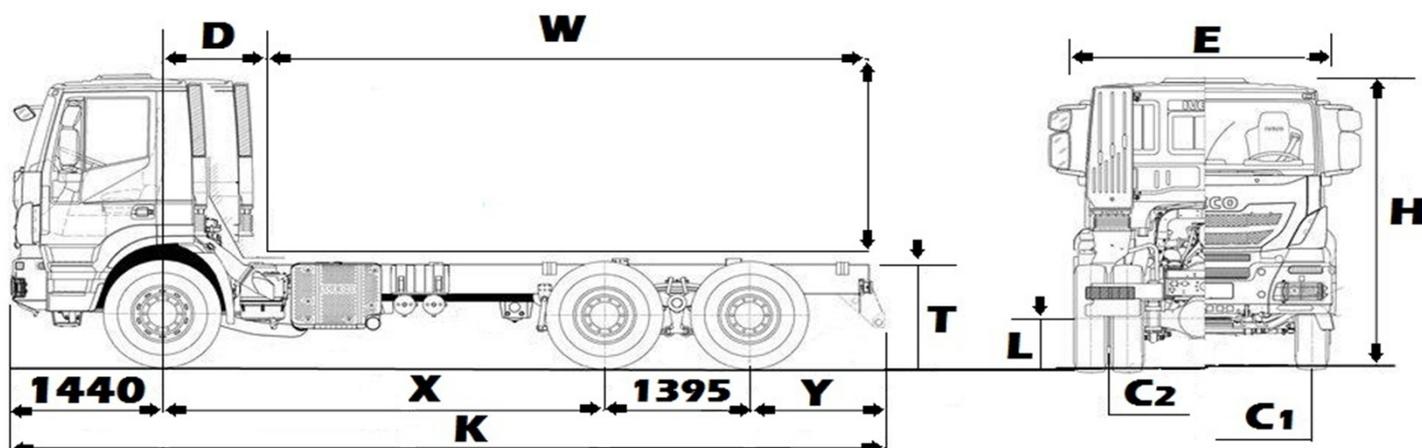
Serbatoio carburante trapezoidale con chiusura a chiave, da 70 Lt.
Gancio di manovra anteriore.

CABINA DI GUIDA

- Di tipo semiavanzato con sedile autista a 3 gradi di libertà, panchetta passeggeri anteriori biposto fissa. Nella versione cabinato 6+1 panchetta passeggeri posteriore a 4 posti con ripostiglio ricavato alla base del sedile. Tutti i sedili sono equipaggiati con appoggiatesta, cinture di sicurezza e rivestiti in tessuto.
- Costruzione monoscocca in lamiera stampata fissata al telaio con tasselli elastici.
- Protezione antiruggine della scocca mediante cataforesi e lamiere zincate. Rivestimento con materiale antiabrasione per il sottoscocca passaruota e vano motore.
- Fascia paracolpi laterali in plastica.
- Parabrezza curvo in cristallo laminato rinforzato, incollato, atermico e azzurrato.
- Porte cabina con vetri atermici e azzurrati, alzacristalli elettrici con automatismo one touch e antipizzicamento. Nella versione cabinato 6+1 2 porte posteriori con vetri atermici, azzurrati a scorrimento.
- Pavimento cabina rivestito in materiale sintetico. Parete posteriore rivestita e con finestrino atermico e azzurrato.
- Specchi retrovisori esterni con grandangolo e ripetitore laterale integrato.
- Predisposizione autoradio con altoparlanti.
- Dispositivo immobilizer.
- Presa di collegamento per dispositivi di diagnostica a terra.

IVECO
EURO VI

T R A K K E R
AT-260T41/P
HI-TRACK



DIMENSIONI (mm)

X Passo	3200	3500	3820	4200	4500	4800
K Lunghezza max		7997	8267	8312	9437	9257
Y Sbalzo posteriore telaio		1495		1135	1990	1495
Diametro minimo di volta		15900	16600	17600	18300	19100
W Lunghezza carrozzabile max		6000	6320	6340	7495	7300
Larghezza max (*)	2550					
D Distanza asse ant - inizio allestimento	900					
C ₁ Carreggiata anteriore	2040					
C ₂ Carreggiata posteriore	1827					
T Altezza telaio a vuoto		1136	1134	1136	1134	
L Altezza minima da terra	311					
H Altezza max a vuoto	3091					

(*) Esclusi indicatori di direzione laterali e specchi retrovisori.

(§) Con adeguamento sbalzo

MASSE (Kg) - (Uso Legale)

Passo	3200	3500	3820	4200	4500	4800
Massa totale a terra (MTT)	26000					
Massa Totale Combinazione	44000					
Massa ammissibile asse anteriore	8000					
Massa ammissibile assi posteriori	2 x 10500					
Tara veicolo in ordine di marcia		9530	9590	9570	9690	9700
Ripartizione tara su 1° asse		5040	5060	5095	5090	5070
Ripartizione tara su 2°+ 3° asse		4490	4530	4475	4600	4630
Serbatoi (litri)	300					
Serbatoi AdBlue (litri)	50					

Le Tare si intendono a veicolo in condizioni di marcia (autista, 100% dei liquidi, 90% di combustibile) ed in configurazione base senza optional e vanno sempre verificate in sede di collaudo.

I dati riportati sono indicativi e non vincolanti. I dati di portata e carrozzabilità devono essere sempre verificati in sede di collaudo. IVECO si riserva la facoltà di effettuare eventuali modifiche in qualsiasi momento e senza preavviso.

IVECO | T R A K K E R EURO VI | AT-260T41/P | HI-TRACK

MOTORE CURSOR 13 F3GFE611D*C

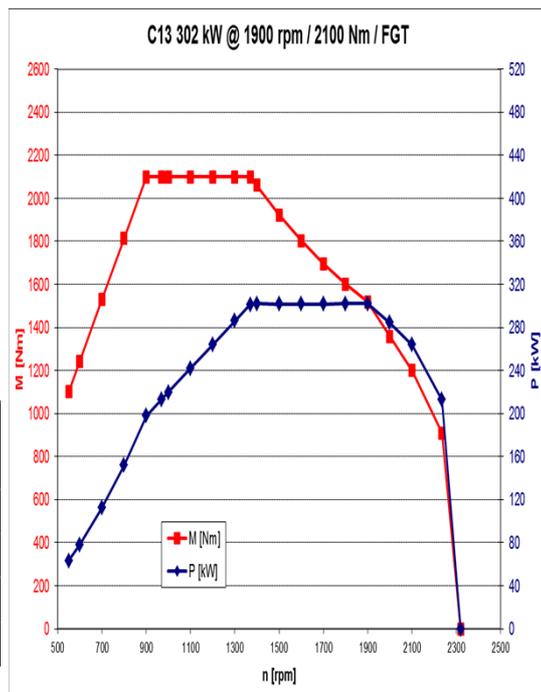
Ciclo diesel 4 tempi a iniezione diretta con turbina fissa, valvola WASTE-GATE ed intercooler - 6 cilindri in linea
Raffreddamento ad acqua - common rail elettronico.
Termoavviatore ed arricchitore.
Conforme alle direttive - 595/2009 HEAVY DUTY EURO VI

Caratteristiche

Cilindrata totale	12882 cc.
Alesaggio e corsa	135 x 150 mm.
Potenza max. (CEE)	302 kW (410 CV) a 1400÷1900 giri/min.
Coppia massima (CEE)	2100 Nm (225 Kgm) a 900÷1370 giri/min.

CAMBIO DI VELOCITA'

Tipologia	Rapporto al cambio		Velocità max km/h (90 con limitatore)	Pendenze superabili in % a coppia max
ZF 16S2230 TO 16 marce + 2 RM	1 ^a	13,80:1	8,4	100,0 (26t)
	16 ^a	0,84:1	115,7	7,6 (26t)
ZF 12AS2330 TO 12 marce + 2 RM	1 ^a	12,33:1	9,2	100,0 (26t)
	12 ^a	0,78:1	112,9	7,8 (26t)



Con rapporto al ponte base 4,23 e pneumatici base 13 R 22,5

Disponibile a richiesta cambio 16M Eurotronic 16AS2630TO - r.a.p. al ponte 4,23 (Ap. 1°m. 14,12 - Ap. 16°m. 0,83)

FRIZIONE

Monodisco a secco a tiro con molla a diaframma. Diametro 432 mm. Comando disinnesto a pedale servoassistito (cambio meccanico). Comando elettronico senza pedale (Eurotronic).

GUIDA

Idraulica a circolazione di sfere. Volante regolabile in altezza ed inclinazione a comando pneumatico
Bloccasterzo.

TELAIO

Longheroni in acciaio con sezione a "C" collegati da traverse intermedie chiodate; traverse ant. e post. imbullonate. Larghezza post.: 771,4 mm. Dimensioni longherone 304,4x80x7,7mm.

PNEUMATICI

Asse anteriore singoli.
Ponte posteriore gemellati.
Pneumatici di serie: 13 R22,5
Pneumatici optional:
315/80 R22,5 - 385/65 R22,5

IMPIANTO ELETTRICO

Tensione: 24V.
Batterie: 2 da 170Ah (12V).
Alternatore: 28V - 90A.
Motorino d'avviamento: 24V-5 kW

ASSALE

In acciaio stampato con sezione a doppio "T".
Lubrificazione mozzi ad olio.

PONTE TANDEM

Due assi motore a doppia riduzione con gruppo differenziale centrale e riduzione epicicloidale ai mozzi.
Trasmissione del moto al 1° ponte motore tramite trasmissione cardanica e al 2° ponte tramite un differenziale e un albero cardanico addizionale.
Bloccaggio differenziale (1° ponte, 2° ponte longitudinale) a comando manuale ed azionamento pneumatico.
Rapporti al ponte :
Meccanico: 3,79; 4,23 (std); 4,67; 5,01; 5,56.
Eurotronic 12m. : 4,23; 4,67 (std); 5,01; 5,56; 6,09.

SOSPENSIONI

Anteriori
Molle a balestra paraboliche, a flessibilità costante. Barra stabilizzatrice e ammortizzatori telescopici idraulici.
Posteriori
Sospensione pneumatica ad aria a 4 soffiotti con barra stabilizzatrice e ammortizzatori telescopici idraulici.

IMPIANTO FRENANTE

Freno di servizio

Sistema pneumatico a 2 circuiti indipendenti con comando a pedale. Sistema antibloccaggio (ABS) e correttore di frenata elettronico (EBL).

Componenti principali:

- Freni anteriori a disco autoventilati con pinze flottanti (diametro 432mm)
- Freni posteriori a tamburo DUO DUPLEX (Diametro 410mm - Larghezza 200mm - Superficie frenante 3220cm²)
- Compressore monocilindrico da 352 cc.
- Essiccatore aria riscaldato con gruppo regolatore di pressione integrato (APU).

Freno di soccorso

Conglobato con il freno di stazionamento

Freno di stazionamento

Meccanico con cilindri a molla agente sulle ruote posteriori, con comando pneumatico a mano.

Freno motore

Freno motore a decompressione (Iveco TurboBrake) con comando

CABINA

Ribaltabile idraulicamente a 60°.
Sospensione meccanica su 4 punti.
Gradini di salita illuminati.
Vetri atermici.
Finestrini su parete posteriore cabina.
Botola su padiglione a comando manuale.
Specchi Retrovisori riscaldati .
Alzacristalli elettrici.
Sedile autista sospensione pneumatica riscaldabile con regolazione lombare e regolazione separata del cuscino di seduta.
Sedile passeggero regolabile in senso longitudinale e verticale.
Volante regolabile in altezza ed inclinazione.
Cruise control
Paraurti in lamiera.
Paraincastro posteriore

DISPOSITIVO Hi S.C.R.

Sensori di NoX e temperatura - Sistema di rigenerazione passiva DOC+DPF a monte del catalizzatore - modulo di dosaggio UREA - catalizzatore composto da SCR+CUC con sensori NoX e Nh3 con spie di segnalazione sul cluster.

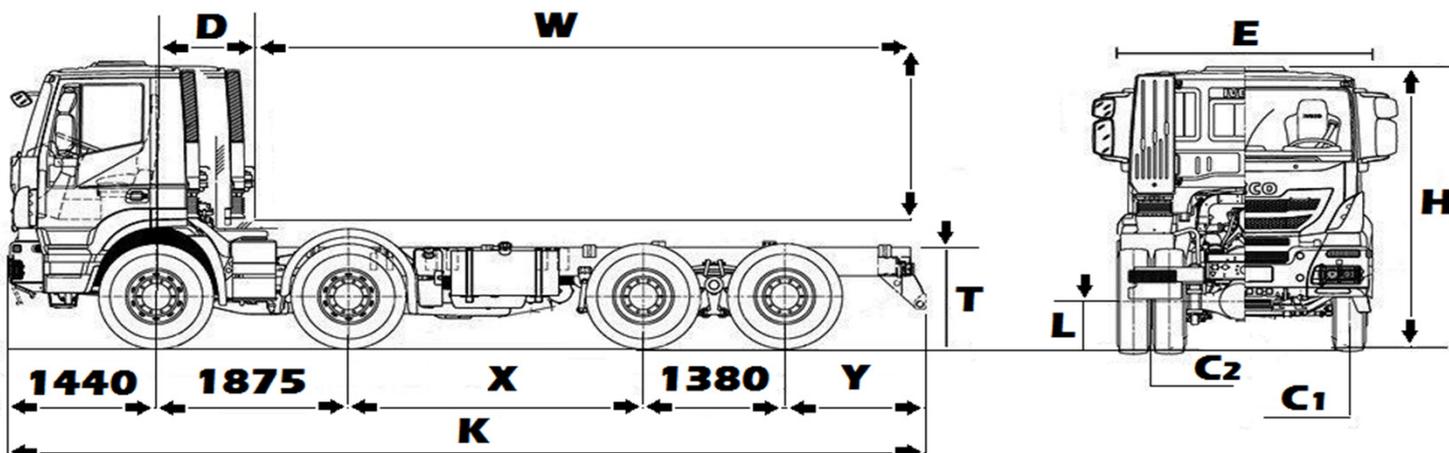
ALTRI EQUIPAGGIAMENTI

Filtro aria a secco con spia intasamento.
Filtro combustibile riscaldato.
Predisposizione presa di forza e Expansion Module.
Avvisatore acustico retromarcia.

I dati riportati sono indicativi e non vincolanti. I dati di portata e carrozzabilità devono essere sempre verificati in sede di collaudo. IVECO si riserva la facoltà di effettuare eventuali modifiche in qualsiasi momento e senza preavviso.

IVECO | T R A K K E R

EURO VI | AT-410T50 HI-TRACK



DIMENSIONI (mm)

	4250 1875 + 2375	4750 1875 + 2875	5020 1875 + 3175	5820 1875 + 3945
X Passo				
K Lunghezza max	8447	8942	9482	10022
Y Sbalzo posteriore telaio	1225		1495	1225
Diametro minimo di volta	17200	18500	19200	21300
W Lunghezza carrozzabile max	6345	6845	7135	7915
Larghezza max (*)	2550			
D Distanza asse ant - inizio allestimento	585			
C ₁ Carreggiata anteriore	2040			
C ₂ Carreggiata posteriore	1827			
T Altezza telaio a vuoto	1113	1115	1114	1117
L Altezza minima da terra	311			
H Altezza max a vuoto	3151			

(*) Esclusi indicatori di direzione laterali e specchi retrovisori.

(§) Con adeguamento sbalzo

MASSE (Kg) - (Uso Legale)

Passo	4250 1875 + 2375	4750 1875 + 2875	5020 1875 + 3175	5820 1875 + 3945
Massa totale a terra (MTT)	28150	30650	40000	
Massa Totale Combinazione	56000			
Massa ammissibile assi anteriori	2 x 8500			
Massa ammissibile assi posteriori	2 x 13000			
Tara veicolo in ordine di marcia	11040	11120	11190	11260
Ripartizione tara su 1° + 2° asse	7195	7230	7260	7300
Ripartizione tara su 3° + 4° asse	3845	3890	3930	3960
Serbatoi (litri)	290	300		
Serbatoi AdBlue (litri)	50			

Le Tare si intendono a veicolo in condizioni di marcia (autista, 100% dei liquidi, 90% di combustibile) ed in configurazione base senza optionals e vanno sempre verificate in sede di collaudo.

I dati riportati sono indicativi e non vincolanti. I dati di portata e carrozzabilità devono essere sempre verificati in sede di collaudo. IVECO si riserva la facoltà di effettuare eventuali modifiche in qualsiasi momento e senza preavviso.

IVECO | T R A K K E R

EURO VI | AT-410T50

HI-TRACK

MOTORE CURSOR 13 F3HFE611B*C

Ciclo diesel 4 tempi a iniezione diretta con turbina a geometria variabile ed intercooler a controllo elettronico - 6 cilindri in linea Raffreddamento ad acqua - Common rail elettronico.

Termoavviatore ed arricchitore.

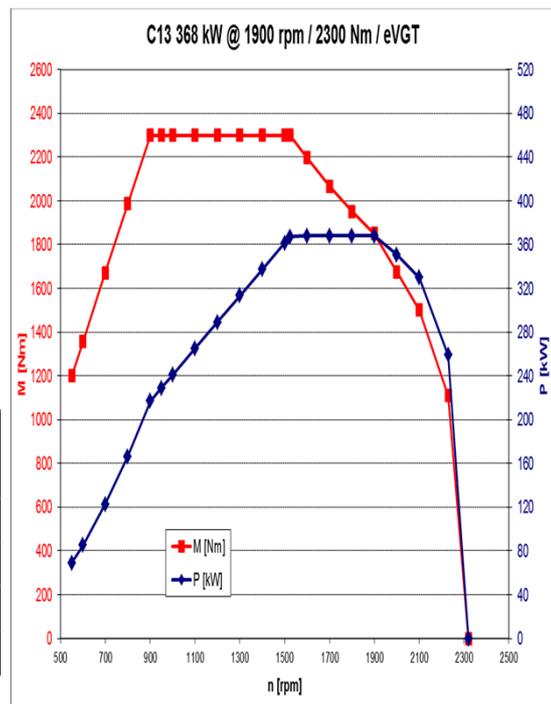
Conforme alle direttive - 595/2009 HEAVY DUTY EURO VI

Caratteristiche

Cilindrata totale	12882 cc.
Alesaggio e corsa	135 x 150 mm.
Potenza max. (CEE)	368 kW (500 CV) da 1600 a 1900 giri/min.
Coppia massima (CEE)	2300 Nm (235 Kgm) da 900 a 1525 giri/min.

CAMBIO DI VELOCITA'

Tipologia	Rapporto al cambio		Velocità max km/h (90 con limitatore)	Pendenze superabili in % a coppia max
ZF 16S2530 TO 16 marce + 2 RM	1 ^a	13,80:1	8,4	100,0 (40t)
	16 ^a	0,84:1	115,7	5,5 (40t)
ZF 12AS2330 TO 12 marce + 2 RM	1 ^a	12,33:1	9,2	100,0 (40t)
	12 ^a	0,78:1	112,9	5,6 (40t)



Con rapporto al ponte base 4,23 e pneumatici base 13 R 22,5

Disponibile a richiesta cambio 16M Eurotronic 16AS2630TO - r.a.p. al ponte 4,23 (Ap. 1°m. 14,12 - Ap. 16°m. 0,83)

FRIZIONE

Monodisco a secco a tiro con molla a diaframma. Diametro 432 mm. Comando disinnesto a pedale servoassistito (cambio meccanico). Comando elettronico senza pedale (Eurotronic).

GUIDA

Idrraulica a circolazione di sfere. Volante regolabile in altezza ed inclinazione a comando pneumatico
Bloccasterzo.

TELAIO

Longheroni in acciaio con sezione a "C" collegati da traverse intermedie chiodate; traverse ant. e post. imbullonate. Larghezza posteriore: 776mm. Dimensioni longherone 309x80x10mm

PNEUMATICI

Asse anteriore singoli.
Ponte posteriore gemellati.
Pneumatici di serie: 13 R22,5
Pneumatici optional:
315/80 R22,5 - 385/65 R22,5

IMPIANTO ELETTRICO

Tensione: 24V.
Batterie: 2 da 170Ah (12V).
Alternatore: 28V - 90A.
Motorino d'avviamento: 24V-5 kW

ASSALE

In acciaio stampato con sezione a doppio "T".
Lubrificazione mozzi ad olio.

PONTE TANDEM

Due assi motore a doppia riduzione con gruppo differenziale centrale e riduzione epicicloidale ai mozzi.
Trasmissione del moto al 1° ponte motore tramite trasmissione cardanica e al 2° ponte tramite un differenziale e un albero cardanico addizionale.
Bloccaggio differenziale (1° ponte, 2° ponte longitudinale) a comando manuale ed azionamento pneumatico.
Rapporti al ponte :
Meccanico: 3,79; 4,23 (std); 4,67; 5,01; 5,56.
Eurotronic 12m. : 4,23; 4,67 (std); 5,01; 5,56; 6,09.

SOSPENSIONI

Anteriori
Molle a balestra paraboliche, a flessibilità costante. Barra stabilizzatrice e ammortizzatori telescopici idraulici.

Posteriori
Tipo CANTILEVER con molle a balestra rovesciate, poggianti alle estremità sui ponti e barra stabilizzatrice rinforzata.

IMPIANTO FRENANTE

Freno di servizio

Sistema pneumatico a 2 circuiti indipendenti con comando a pedale. Sistema antibloccaggio (ABS) e correttore di frenata elettronico (EBL).

Componenti principali:

- Freni anteriori a disco autoventilati con pinze flottanti (diametro 432mm)
- Freni posteriori a tamburo DUO DUPLEX (Diametro 410mm - Larghezza 200mm - Superficie frenante 3220cm²)
- Compressore monocilindrico da 352 cc.
- Essiccatore aria riscaldato con gruppo regolatore di pressione integrato (APU).

Freno di soccorso

Conglobato con il freno di stazionamento

Freno di stazionamento

Meccanico con cilindri a molla agente sulle ruote posteriori, con comando pneumatico a mano.

Freno motore

Freno motore a decompressione (Iveco TurboBrake) con comando

CABINA

Ribaltabile idraulicamente a 60°.
Sospensione meccanica su 4 punti.
Gradini di salita illuminati.
Vetri atermici.
Finestrini su parete posteriore cabina.
Botola su padiglione a comando manuale.
Specchi Retrovisori riscaldati .
Alzacristalli elettrici.
Sedile autista sospensione pneumatica riscaldabile con regolazione lombare e regolazione separata del cuscino di seduta.
Sedile passeggero regolabile in senso longitudinale e verticale.
Volante regolabile in altezza ed inclinazione.
Cruise control
Paraurti in lamiera.
Paraincastro posteriore

DISPOSITIVO Hi S.C.R.

Sensori di NoX e temperatura -
Sistema di rigenerazione passiva DOC+DPF a monte del catalizzatore - modulo di dosaggio UREA - catalizzatore composto da SCR+CUC con sensori NoX e Nh3 con spie di segnalazione sul cluster.

ALTRI EQUIPAGGIAMENTI...

Filtro aria a secco con spia intasamento.
Filtro combustibile riscaldato.
Predisposizione presa di forza e Expansion Module.
Avvisatore acustico retromarcia.

I dati riportati sono indicativi e non vincolanti. I dati di portata e carrozzabilità devono essere sempre verificati in sede di collaudo. IVECO si riserva la facoltà di effettuare eventuali modifiche in qualsiasi momento e senza preavviso.

SIMBOLI

Di seguito è stilata una lista a mo' di glossario dei simboli utilizzati in questa tesi con relativa e abbreviata spiegazione annessa. Si noti che:

- gli assi x , y e z hanno le direzioni coincidenti rispettivamente con gli assi di rollio, di imbardata e di beccheggio del veicolo (il sistema di riferimento è centrato nel baricentro G del veicolo);
- gli assi x' e y' hanno le direzioni parallele rispettivamente con gli assi di rollio e di imbardata, mentre z' è coincidente con l'asse di beccheggio del veicolo (il sistema di riferimento è centrato in O , proiezione sul suolo del baricentro G del veicolo); l'apice va inteso, per un qualsiasi simbolo, come distintivo di appartenenza a questo sistema di riferimento $Ox'y'z'$;
- l'acronimo "edB" sta per "equazione di Bernoulli".

A	coefficiente nell'analisi della resistenza al moto del veicolo	D_a	devianza aerodinamica sul veicolo
a	quota del baricentro rispetto al centro d'istantanea rotazione dell'asse anteriore (in direzione x)	d	distanza
B	coefficiente nell'analisi della resistenza al moto del veicolo	E^*	valore nell'analisi della velocità massima del veicolo
b	quota del baricentro rispetto al centro d'istantanea rotazione dell'asse anteriore (in direzione x)	F	forza (generica)
C	coppia di forze (generica)	F_a	forza aerodinamica
C_{in}	coppia in ingresso	F_{av}	forza di avanzamento impressa al veicolo
C_m	coppia all'albero motore	F_f	forza frenante
C_r	coppia alla ruota	F_r	forza di resistenza al rotolamento
C_{us}	coppia in uscita	F_t	forza traente
ca_f	coefficiente per il calcolo della forza aerodinamica	$F_{x,y,z}$	forze di reazione del suolo sul veicolo rispettivamente nelle direzioni x , y , z
ca_m	coefficiente per il calcolo del momento aerodinamico	F_{x_a,y_a,z_a}	forze di resistenza aerodinamica sul veicolo rispettivamente nelle direzioni x , y , z
cf_{lam}	coefficiente d'attrito aerodinamico in regime laminare	f	coefficiente di attrito
cf_{urb}	coefficiente d'attrito aerodinamico in regime turbolento	f_0	coefficiente di attrito a velocità del veicolo nulla
$CM_{x,y,z}$	coefficiente di momento aerodinamico rispettivamente di rollio, di beccheggio e di imbardata del veicolo	f_{ad}	coefficiente di aderenza
$c_{x,y,z}$	coefficiente di forza aerodinamica rispettivamente longitudinale, laterale e normale del veicolo	g	accelerazione gravitazionale
D	coefficiente nell'analisi della resistenza al moto del veicolo	H	altezza dello pneumatico
		h	altezza del fluido (edB)
		h_0	altezza iniziale del fluido (edB)
		h_1	altezza del veicolo
		h_G	quota del baricentro dal suolo (coinciderebbe con l'eventuale y'_G)
		h_{ter}	altezza minima da terra del veicolo
		i	indice di sommatoria
		i_p	pendenza longitudinale della strada
		K	coefficiente di accrescimento attrito

K_{1-2}	termini riassuntivi nell'analisi di distribuzione del carico del veicolo in $[s^2/m]$	$p_{a_{max}}$	pressione massima dell'aria (edB)
K'	coefficiente di diversificazione dello pneumatico	p_{pn}	pressione di gonfiaggio pneumatico
k'	tonalità termica	p_{scia}	pressione in zona scia
k_i	potere calorifico inferiore	Q^*	valore nell'analisi della velocità massima del veicolo
L	lavoro (generico)	R	resistenza all'avanzamento del veicolo
L_i	lavoro del ciclo ideale	R_a	resistenza aerodinamica all'avanzamento del veicolo
L_{in}	lavoro in ingresso	R_{att}	resistenza aerodinamica all'avanzamento del veicolo
L_{us}	lavoro in uscita	R_i	resistenza aerodinamica indotta
l	passo del veicolo in direzione x	R_f	resistenza aerodinamica di forma
l_a	lunghezza aerodinamica di riferimento	Re	numero di Reynolds
l_c	carreggiata del veicolo in direzione y	r	raggio di rotolamento nominale
M_a	momento aerodinamico	r_e	raggio di rotolamento effettivo
M_F	momento dato dalla forza F	r_l	raggio di rotolamento sotto carico
M_f	momento frenante	S	superficie aerodinamica del veicolo (generica)
M_t	momento traente	$S_{xy,xz,yz}$	superfici rispettivamente normale, laterale e frontale del veicolo
M_{x_a,y_a,z_a}	momenti di rollio, di beccheggio e di imbardata del veicolo	t	tempo (generico)
m	massa del veicolo a pieno carico	V	velocità del veicolo
m_c	massa combustibile	V_a	velocità dell'aria (edB)
m_{fl}	massa fluido aspirato	V_{a_0}	velocità iniziale dell'aria (edB)
m_{flt}	massa fluido teoricamente aspirabile	V_{cr}	velocità critica
m_n	massa nominale del veicolo	V_{max}	velocità massima del veicolo
n	numero di rapporti della trasmissione	V_{max_p}	velocità massima del veicolo in pendenza
P	potenza (generica)	V_{rel}	velocità relativa
P_{av}	potenza di avanzamento impressa al veicolo	v_c	volume cilindrata motore endotermico alternativo
P_{in}	potenza in ingresso	W	larghezza dello pneumatico
P_m	potenza all'albero motore	X_r	resistenza al rotolamento
P_{max}	potenza massima all'albero motore	x_G	quota del baricentro in direzione x
P_n	potenza necessaria	y_G	quota del baricentro in direzione y
P_R	potenza di resistenza all'avanzamento del veicolo	z_G	quota del baricentro in direzione z
P_r	potenza alla ruota	z	numero di cilindri del motore endotermico alternativo
$P_{m_{max}}$	potenza massima motore all'albero	α	angolo di pendenza della strada
$P_{r_{max}}$	potenza massima alla ruota	α_a	angolo di incidenza aerodinamica
P_{us}	potenza in uscita	β	angolo di circonferenza su cui calcolare la velocità angolare
P_z	potenza del motore endotermico alternativo a z cilindri	Γ_a	portanza aerodinamica sul veicolo
p	pressione (generica)	γ	angolo di deriva dello pneumatico
p_a	pressione dell'aria (edB)		
p_{a_0}	pressione iniziale dell'aria (edB)		

Δx	distanza fra la direzione radiale della ruota perpendicolare al suolo e la direzione effettiva della reazione del suolo sulla ruota stessa
ε_0	coefficiente dato dal rapporto di due lunghezze del veicolo
η_{comb}	rendimento di combustione
η_{ind}	rendimento indicato
η_{org}	rendimento organico
η_t	rendimento trasmissione
η_{th}	rendimento termodinamico
η_{vol}	rendimento volumetrico
λ_u	indice di accelerazione per la scelta dei rapporti al cambio
v	velocità angolare del motore in $[rpm]$
ν_a	viscosità cinematica dell'aria
ρ	densità dell'aria
ρ_{fl}	densità del fluido aspirato (motore)
σ	forza aerodinamica per unità di area
τ	numero di corse per ciclo
τ_g	rapporto di trasmissione globale
τ_c	rapporto di trasmissione globale (cambio)
τ_p	rapporto di trasmissione globale (ponte)
ψ	coefficiente per il calcolo della superficie di resistenza aerodinamica
ω	velocità angolare del motore in $[rad/s]$ (generica)
ω_{in}	velocità angolare in ingresso in $[rad/s]$
ω_m	velocità angolare del motore in $[rad/s]$
ω_{us}	velocità angolare in uscita in $[rad/s]$



FONTI

F.1 Bibliografiche

GENTA, 2000

Giancarlo Genta, *Meccanica dell'autoveicolo*, Torino, Levrotto&Bella.

GIACOSA, 1947

Dante Giacosa, *Motori endotermici alternativi*, Milano, Hoepli.

DAPRÀ, 2005

Irene Daprà, appunti da lezioni di *Meccanica dei fluidi L*, Forlì.

RIVOLA, 2005

Alessandro Rivola, appunti da lezioni di *Meccanica applicata alle macchine L*, Forlì.

CORTI, 2006

Enrico Corti, appunti da lezioni di *Macchine L*, Forlì.

SORRENTINO, 2006

Silvio Sorrentino, appunti da lezioni di *Meccanica degli azionamenti L*, Forlì.

BRAMBILLA 2011

Enrico Brambilla, *La manetta dei miracoli*, in "Quattroruote", Febbraio 2011, pagine 214-215.

AVOSSA, 2014

Fabio Avossa, *Screamer, Bigbang, Twinpulse, Superquadro, scoppi irregolari, Crossplane: cerchiamo di capirci qualcosa*, in "ItaliaOnRoad", 17 maggio 2014.

[<https://www.italiaonroad.it/2014/05/17/screamer-bigbang-twinpulse-superquadro-scoppi-irregolari-crossplane-cerchiamo-di-capirci-qualcosa/>].

F.2 Iconografiche

Tutte le immagini presenti nella prima parte di questa tesi e assenti in questo elenco di fonti iconografiche sono tratte dal testo di Giancarlo Genta presente nelle fonti bibliografiche.

Tutte le immagini nella seconda parte della presente tesi sono state prodotte dalle istruzioni elaborate dal programma Matlab e, perciò, non verranno citate nel presente elenco.

Le immagini tratte dai siti sono state scaricate in data 30 settembre 2017.

Fig. INTRODUZIONE 1: [<http://www.ricambigsr.com/public/categorie/cambio.jpg>].

Fig. I.1 7: [<https://punto-pro-idearia srl.netdna-ssl.com/cms/wp-content/uploads/2017/05/Frizione-auto-funzionamento.jpg>].
Fig. I.1 8: [http://www.pneurama.com/ew/ew_articolo/images/466/g_fotogallery/large/dal%20motore-04.jpg].
Fig. I.1 9: [https://www.omniauto.it/awplimages/glossario/big/40_differenziale.jpg].
Fig. I.1 10: [<http://www.4technique.it/public/hires/albero-trasmissione-12052010023629.jpg>].
Fig. I.1 11: [<https://d2t1xqejof9utc.cloudfront.net/screenshots/pics/85930c499b03284a6b001e5eb2d50697/large.gif>].
Fig. I.1 12: [<https://i.ebayimg.com/thumbs/images/g/glgAAOSwhOVXdP00/s-l225.jpg>].
Fig. I.3 1: [http://www.ruedasypiezas.com/wp-content/uploads/2012/04/Ciclo_de_cuatro_tiempos.png].
Fig. I.3 2: [https://www.sicurauto.it/upload/news_/13723/img/9273-grafico-potenza-e-coppia.jpg].
Fig. I.3 3: [<http://www.turbodynamics.co.uk/shop/images/GTX3582R.jpg>].
Fig. CONCLUSIONI 1: [<http://www.ricambigsr.com/public/categorie/cambio.jpg>].

F.3 Siti web

<http://jeeprenegade.forumfree.it/> | Jeep Renegade Forum Italia

<http://jeeprenegade.forumfree.it/?t=72286190> | consultato il 12 settembre 2017.

<http://www.f1analisiitecnica.com/> | FUNOANALISITECNICA

<http://www.f1analisiitecnica.com/2014/04/simulazione-di-una-power-unit-di.html> | consultato il 12 settembre 2017.

<http://www.alvolante.it/> | alVolante.it: auto usate, auto nuove, listino, annunci, prove e video

http://www.alvolante.it/prova/ fiat_freemont_1_2_0_multijet_140_cv_urban | consultato il 12 settembre 2017.

http://www.alvolante.it/prova/ alfa_romeo_mito_14_turbo_distinctive | consultato il 12 settembre 2017.

<https://www.ultimatespecs.com/> | Technical specs, dimensions, fuel consumption of cars

<https://www.ultimatespecs.com/it/auto-caratteristiche-tecniche/Fiat/62930/Fiat-Freemont-20-16v-140HP-Diesel.html> | consultato il 12 settembre 2017.

<https://www.ultimatespecs.com/it/auto-caratteristiche-tecniche/Alfa-Romeo/66795/Alfa-Romeo-MiTo-14-170HP-MultiAir-Quadrifoglio-Verde.html> | consultato il 12 settembre 2017.

<http://www.automobile-catalog.com/> | Automobile-Catalog the complete Catalog of Cars, car specs database

[http://www.automobile-](http://www.automobile-catalog.com/)

[catalog.com/car/2013/1618265/fiat_freemont_1_2_0_multijet_16v_170.html](http://www.automobile-catalog.com/car/2013/1618265/fiat_freemont_1_2_0_multijet_16v_170.html) | consultato il 12 settembre 2017.

http://www.automobile-catalog.com/car/2013/1761365/alfa_romeo_mito_quadrifoglio_verde_1_4_t-jet_16v_multi-air.html | consultato il 12 settembre 2017.

http://www.automobile-catalog.com/car/2013/1618265/flat_freemont_awd_2_0_multijet_ii_16v_170.html | consultato il 12 settembre 2017.

<http://freemont.freeforumzone.com/> | Freemont forum - Il primo forum interamente dedicato a Fiat Freemont

<http://freemont.freeforumzone.com/discussione.aspx?idd=11207915> | consultato il 12 settembre 2017.

<https://forum.clubalfa.it/> | Club Alfa Forum - Alfa Romeo

<https://forum.clubalfa.it/threads/altezza-da-terra-angolo-di-attacco-e-svalicamento-per-dossi-box-e-rampe.42606/> | consultato il 12 settembre 2017.

<http://www.f1technical.net/> | Formula One uncovered! - F1technical.net

<http://www.f1technical.net/forum/viewtopic.php?f=4&t=18700> | consultato il 12 settembre 2017.

<http://www.formulapassion.it/> | FormulaPassion.it Motorsport Review F1 Moto Auto Gran Premi Formula 1 MotoGP

<http://www.formulapassion.it/2014/02/f1-tutte-le-monoposto-2014-un-click/> | consultato il 12 settembre 2017.

<http://www.f1fanatic.co.uk/> | F1 Fanatic - The independent F1 blog and motor sport community

<http://www.f1fanatic.co.uk/wp-content/uploads/2014/01/mcla-mp4-29-2014-4.jpg>

<http://preview.thenewsmarket.com/Previews/> | thenewsmarket.com

http://preview.thenewsmarket.com/Previews/CNHA/DocumentAssets/376262_v2.pdf | consultato il 12 settembre 2017.

<https://jumpjack.wordpress.com/> | Jumping Jack Flash weblog

<https://jumpjack.wordpress.com/2015/10/02/archivio-valori-di-cxcdcw-per-alcuni-veicoli/> | consultato il 12 settembre 2017.

<http://www.iveco.com/> | IVECO Brands

<http://www.iveco.com/italy/contattaci/pages/schede-tecniche-contact.aspx> | consultato il 13 luglio 2017;

<http://www.cetris.it/> | Cetris.it - Infortunistica stradale - Ricostruzione incidenti stradali

<http://www.cetris.it/tecnica/coeff.htm> | consultato il 29 settembre 2017.

RINGRAZIAMENTI

*“Quanto sono grandi, Signore, le tue opere!
Tutto hai fatto con saggezza.
Benedici il Signore anima mia.”¹*

*“Altissimu, onnipotente, bon Signore,
tue so' le laude, la gloria e 'honore
et onne benedictione.
Ad te solo, Altissimo, se konfàno
et nullu homo ène dignu te mentovare.”²*

Alla fine del lungo mio peregrinare nel percorso accademico, desidero ringraziare tutti coloro che si sono adoperati in tutti questi anni a sostenermi in qualsiasi modo, sia per ciò che concerne l'ambito strettamente formativo ma, specialmente, per ciò che riguarda la sfera umana della persona.

Il primo grandissimo (e comunque sempre insufficiente) ringraziamento va a Colui che ha la possibilità di elargire doni in entrambe questi campi (formativo e personale), che mi ha aiutato e sostenuto attraverso ogni vicissitudine piaciutami o meno, che non mi ha mai chiesto nulla in cambio né rinfacciato alcun sostentamento gratuitamente regalatomi e, in ultimo, che mi ha dato (e continuerà a farlo) tutto ciò che, alla fine dei conti, non possiedo, perché rimane comunque Suo o di Sua sapientissima fattura: le intuizioni più o meno ingegnose, le idee più o meno valide, gli affetti forti e quelli più tiepidi, le gioie e i dolori, la salute e la sua mancanza, le possibilità e le porte chiuse, i mezzi e l'assenza di essi, gli alleati e gli avversari, le battaglie e la pace, le vittorie e le sconfitte, le persone affini e vicine e quelle indifferenti e assenti, i beni materiali e quelli spirituali.

Il secondo grande ringraziamento è per le persone particolarmente legate a me da forti vincoli umani e concessemi dall'Alto: la famiglia, la fidanzata, i parenti e gli amici più cari, che, ognuno a proprio modo, hanno contribuito al conseguimento di questo traguardo che è un'ulteriore partenza, a questo termine che non è che un nuovo inizio. Grazie ai genitori e ai fratelli di sangue che hanno avuto la grazia di sapere allestire un ambiente con le condizioni che mi abbiano permesso di portare avanti il percorso di ingegneria meccanica, nonostante non siano state persone perfette; grazie a tutta la Comunità Monastica che frequento e alla guida spirituale che mi segue e assiste, tramite i quali (per elargizione dell'Altissimo) ho potuto vedere e comprendere le diverse situazioni in modo nuovo e differente e da cui ho imparato e sono stato formato, fra disaccordi e unioni di pensiero che hanno forgiato il nostro rapporto e le nostre vite; grazie alla fidanzata, dono del Signore, che ha ricevuto il beneficio di avere coscienza dei momenti e dei modi in cui intervenire nel mio percorso terreno, giusti e sbagliati che siano stati; grazie all'amico e compagno di una vita, sempre pronto ad aspettarmi, spronarmi e sostenermi, con le imperfezioni che possiede ma che, talvolta, possono anche essere motivo per me di crescita personale; grazie a tutti coloro che, più o meno lontani, il Signore ha avuto la bontà di mettere sul cammino che cerco di compiere verso Lui: a tutte queste persone che, con annessi pregi e difetti, sono state una parte (alle volte più importante, altre meno) della strada percorsa in questo viaggio passeggero, passando per i membri dei cori e delle chiese in cui presto servizio, gli amici e le famiglie di amici, i benefattori sia a livello materiale che a livello spirituale, i compagni di squadra vecchi e nuovi, il personale didattico più o meno disponibile e preparato (in particolar modo il professor Davide Moro che mi ha pazientemente e diligentemente seguito nella tesi) e di quanti ora non ricordo ma che fanno comunque parte del grande mosaico dell'unico e sommo Artista.

Il terzo e ultimo ringraziamento va a tutte quelle persone che potrebbero definirsi, con un'analisi del tutto superficiale, marginali e inutili, ma che sono paragonabili ai piccoli componenti di un grande sistema meccanico che il più grande Ingegnere *“che move il sole e l'altre stelle”*³ ha saputo pazientemente e sapientemente porre al loro posto, affinché *“tutto concorra al bene di coloro che Lo amano che sono stati chiamati secondo il Suo disegno”*.⁴

¹Salmo 103, 24.35c (Bibbia CEI 1974). | ²Cantico delle creature di S. Francesco d'Assisi, incipit. | ³Divina commedia di Dante Alighieri, Paradiso XXXIII,145. | ⁴Lettera di S. Paolo Apostolo ai Romani 8, 28bc (Bibbia CEI 1974).

Finito il 02 ottobre 2017, Ss Angeli Custodi.

Discussione alla sede di Ingegneria Meccanica di Forlì il 05 ottobre 2017, Beato Alberto Marvelli.