



UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE

FACOLTÀ DI INGEGNERIA

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

**Progettazione funzionale e meccanica di un servosterzo
per veicoli speciali a trazione elettrica.**

Functional and mechanical design of a power steering for special electric
vehicles.

Relatore:

Prof. Matteo Claudio Palpacelli

Tesi di Laurea di:

Francesco D'Alicarnasso

A.A.2020/ 2021

Indice

1. Introduzione	5
1.1 Presentazione TEKNE	7
1.2 Richieste ed obiettivi	8
2 Paradigma elettrico	10
2.1 Batterie.....	11
2.2 Energia elettrica	12
2.3 Costi elettrico	14
2.4 Mobilità elettrica e trasporto pubblico	15
2.5 Bus elettrici.....	16
2.6 Principali Vantaggi.....	23
3. Dimensionamento impianto propulsione elettrico.....	27
3.1 Calcolo potenza motore in salita.....	27
3.2 Calcolo potenza motore in pianura	31
3.3 Considerazioni rendimenti	33
4. Meccanismo di sterzata e servosterzo.....	36
4.1 Analisi meccanismo di sterzo	36
4.2 Sistema di sterzata	37
4.3 Servosterzo.....	43
4.4 Analisi angoli di sterzo e loro influenza.....	49
4.5 Meccanismo sterzata autobus	54
4.6 Scelta del meccanismo basilare	55
4.6.1 Sterzata cinematica	56
4.6.2 Meccanismo di Jeantaud	62
4.6.3 Meccanismo di Phanard.....	67

4.7 Valutazione errore sterzata	71
5 Considerazioni preliminari e analisi forze	78
5.1 Analisi forze di sterzo camion	79
5.2 Calcolo momento sterzata camion	82
5.3 Calcolo forza e momento sterzata autobus	86
5.4 Scelta cremagliera con relativo motore elettrico	89
5.5 Scelta snodi, tiranteria e giunto	94
6 Simulazione adams car	98
7 Drive By Wire	103
7.1 Steer by wire	104
7.2 Conclusione e sviluppi futuri	111
Bibliografia,immagini e sitografia	112

1. Introduzione

Negli ultimi anni, la tendenza verso l'utilizzo di energia proveniente da fonti rinnovabili o compatibili per l'ambiente circostante, sta compiendo enormi sviluppi in ogni angolo dell'intero ecosistema.

Uno dei tanti problemi legati al nostro ambiente riguarda le emissioni nocive dovute alla mobilità, che tutt'ora ha un legame ancora troppo accentuato con i combustibili fossili che vengono impiegati.

Si sta cercando di incentivare, in maniera congiunta, l'uso dell'energia elettrica, come carburante per quel dominio che riguarda la mobilità.

Due terzi delle città europee infrangono gli standard sulla qualità dell'aria stabiliti dall'Organizzazione mondiale della sanità (OMS), con livelli di emissioni di CO₂ e di NO_x oltre la soglia massima stabilita. Per ridurre tali concentrazioni, bisogna agire principalmente sul settore dei trasporti attraverso la diminuzione consistente dei flussi di traffico e la promozione di modalità di spostamento più sostenibili come mobilità ciclistica ed elettrica.

Al momento nel nostro Paese le emissioni di gas serra sono riconducibili per il 23% al trasporto su strada, con una quota legata agli autoveicoli intorno al 60% secondo i rilevamenti dell'Ispra. Oltre all'uso di veicoli a combustione interna, il problema è legato alla scarsa efficienza delle aziende Trasporto pubblico locale (TPL), che utilizzano mezzi ormai consolidati, ma altamente inquinanti e poco efficienti.

Proprio per questo l'elettrico viene in nostro aiuto: bisogna studiare e migliorare le più ampie soluzioni per garantire sia un uso più consono di tutte le risorse e tecnologie che si hanno a disposizione, per una qualità migliore di vita per gli anni a venire, rispettando così l'ambiente che ci ospita.

Lo scopo di questo lavoro di tesi si colloca all'interno di un progetto di collaborazione tra Tekne e Univpm:

“MOBOTS electric MObility RoBOT & Shuttle, individuato con il numero F/190031/01-02/X44, progetto presentato a valere sul bando MiSE - Sportello “Fabbrica intelligente” PON I&C 2014-2020”.

In questo progetto vengono studiati e analizzati tutti quei sistemi elettronici e norme di sicurezza riguardo l'industria 4.0. Vengono identificati i punti chiave da studiare, da analizzare e da argomentare. Sulla base di questi capitoli chiave, sono stati ripartiti i compiti tra Tekne e Univpm, in modo da poter fornire supporto e partecipare al progetto.

Il compito a me assegnato è stato quello di:

- studiare e analizzare lo stato dell'arte dei bus elettrici, sistemi di ricarica e batterie;
- determinare la potenza necessaria di un motore elettrico da inserire in un autobus adibito a trasporto di persone;
- progettare il sistema di sterzata e sostituire il vecchio servosterzo idraulico con uno di tipo elettrico;
- studiare e analizzare i sistemi di “steer by wire”.

Tutto il lavoro svolto in questa tesi è stato poi riassunto in un documento generale consegnato a Tekne.

In supporto alla tesi sono stati utilizzati i seguenti programmi Excel, Solid edge, Adams car.

1.1 Presentazione TEKNE



Figura 1.1 Tekne srl

In Tekne, Ortona (CH), partner qualificato nella progettazione, produzione e allestimento di veicoli industriali, speciali e militari, e nello sviluppo di prodotti, sistemi e servizi legati all'elettronica per automotive, per la difesa e la sicurezza, in ambito militare ed in ambito e civile, la propensione verso la mobilità elettrica è suo pilastro portante.



Figura 1.1.2 Veicoli speciali Tekne

Si parla di produzione di particolari veicoli elettrici per le più svariate applicazioni, veicoli da cantiere o cava, veicoli speciali (figura 1.1.2), veicoli per trasporto pubblico, 100% made in Italy con la massima garanzia.



Figura 1.1.3 Sistemi di sicurezza elettronica e dispositivi

Produzione di sistemi di sicurezza elettronica e telecomunicazioni (figura 1.1.3).

1.2 Richieste ed obiettivi

Come accennato nell'introduzione, all'interno del progetto "eMrobots" vi è lo sviluppo e progettazione di un autobus a trazione elettrica per trasporto di persone, dove il principale obiettivo è quello di avere un veicolo 100% elettrico, *BEV (battery powered electric vehicle)* (figura 1.2.1).



L'impiego dell'autobus non sarà esclusivamente riservato alle metropolitane o grandi città, ma si punta a far circolare il veicolo anche nelle zone limitrofe, contrade o paesi montani. Problema principale, quindi, è dovuto alla pendenza stradale, che in queste circostanze può superare anche il 20/22 %. Per questo motivo particolare attenzione bisogna porla nella scelta del motore elettrico che dovrà garantire una spinta necessaria anche in queste condizioni, e del conseguente pacco batteria.

In contemporanea bisogna cercare di eliminare quei componenti che non funzionano in maniera elettrica o che consumano più del necessario, in modo da ottimizzare gli spazi, ridurre peso e sprechi e rispettare le caratteristiche volute di BEV 100%, senza tralasciare affidabilità e sicurezza.

In definitiva oltre al determinare la potenza necessaria del motore elettrico dell'autobus, particolarità di questo lavoro è stata la progettazione del sistema sterzante e la rispettiva scelta di un servosterzo 100% elettrico, sostituendo così il vecchio impianto di servoassistenza idraulico, rispettando le specifiche di progetto aziendali e considerando i dati presenti nella tabella 1.2.1.

I principali dati tecnici del veicolo in esame, e tutte le relative informazioni sono visibili nella seguente tabella:

Categoria e classe	M3,1
Dimensioni	
Lunghezza	6000 mm
Larghezza	2000 mm
Altezza	2900 mm
Sbalzo anteriore	1000 mm
Sbalzo posteriore	1500 mm
N° assi	2
Passo	3500 mm
Pesi	
MTT	7500 kg
Carico asse anteriore	2500 kg
Carico asse posteriore	5000 kg
Posti disponibili	
Seduti	10
In piedi	11
Disabili	1
Autista	1
Totale	23
Sospensioni	
Anteriori	Pneumatiche
Posteriori	Pneumatiche
Pneumatici	
Anteriori	Singoli (215/75 R17.5)
Posteriori	Gemellati
Angoli di sterzata max	45/50°

Tabella 1.2.1 Caratteristiche Principali Bus

2 Paradigma elettrico

La transizione verso una mobilità elettrica ha notevoli vantaggi, tra i principali:

- ridurre le emissioni di gas climalteranti, abbattere l'inquinamento acustico, ridurre l'uso di combustibili fossili, e quindi decarbonizzazione, ovvero volta alla tutela della salute;
- l'altra di carattere economico, spinta dal mercato dell'energia, dalla competizione globale nel settore dell'automotive.



Figura 2.0.1 Colonnina ricarica autobus elettrico

Oggigiorno, questo cambiamento presenta ancora ampi margini di evoluzione e, soprattutto, se da un lato abbatte le emissioni dello scarico dei mezzi, dall'altro trasferisce un maggior carico alle centrali di produzione dell'energia elettrica.

Le fonti più attendibili e affidabili, quali ARPA, Agenzia Europea per l'Ambiente, I.E.A. (International Energy Agency), ISPRA, assegnano al settore trasporti circa il 25% delle emissioni, può essere legittimo chiedersi se non sia opportuna una transizione più graduale e sostenibile verso la mobilità elettrica, al passo con l'evoluzione tecnologica delle batterie.



Figura 2. Centrale produzione energia elettrica

La scelta ottimale sulla quale si concentrano investimenti è dunque quella dei veicoli elettrici, puri o ibridi, insieme alle strutture di supporto, centrali, depositi.

Di seguito vi sono alcune informazioni riguardanti le tecnologie e prodotti utilizzati sul mercato.

2.1 Batterie

La batteria, che rappresenta in alcuni casi il 50% del valore dell'intero veicolo, ha progressivamente ridotto il suo prezzo per kWh di capacità, permettendo agli OEM (original equipment manufacturer) di ridurre il prezzo dei mezzi oppure di fornire capacità di accumulo più elevata (e quindi maggiori autonomie del mezzo) a parità di prezzo.



Figura 2.1.1 Batteria agli ioni di litio

Le attuali batterie agli ioni di litio (figura 2.1.1) sono in rapida evoluzione e consentono prestazioni crescenti in termini di capacità, autonomia, peso e durata del ciclo di vita utile, grazie anche allo sviluppo della tecnologia a stato solido, che si ritiene possa assicurare un incremento prestazionale fino ad oltre 5 volte rispetto alle batterie odierne.

In pochi anni si è passato ad esempio da avere autonomia dell'ordine dei 200 Km agli odierni oltre 400 Km e si stima che nei prossimi 4-5 anni si raggiungeranno, grazie allo stato solido, autonomie di oltre 700 Km.

Va poi aggiunto il non trascurabile aspetto morale: i principali componenti delle attuali batterie (Li, Co, ecc) sono relativamente rari e quindi la domanda crescente porta ad un rapido esaurimento delle scorte minerarie, Cina in testa. Inoltre, è noto che la loro estrazione avviene con uno sfruttamento del lavoro, spesso minorile, a livello pressoché schiavistico, con sottrazione di acqua alle popolazioni. Il futuro infatti, nel medio termine, ci riserva evoluzioni ben più attraenti e sostenibili: parliamo delle batterie a nanoparticelle di silicio o grafene (nuovo materiale con enormi capacità di conducibilità) che potranno essere ricaricate semplicemente sostituendo il liquido dell'elettrolita in pochi minuti e non presentano i rischi ad es. di incendio e folgorazione delle attuali, elevata densità di energia, bassa tossicità, vita tecnica estesa e utilizzabili anche nella propulsione aeronautica.

Normalmente sono costituite da una chimica appartenente alla categoria Nickel-Manganese-Cobalto (in breve NMC), più utilizzata dai costruttori europei, o Litio-Ferro-Fosfato (in breve LFP). Quest'ultima, particolarmente utilizzata dai costruttori cinesi, è quella su cui, ultimamente, si stanno orientando anche molti costruttori europei.

2.2 Energia elettrica

Il fabbisogno complessivo di energia elettrica per ora non è un problema poiché nei paesi sviluppati la potenza installata è largamente superiore alla domanda effettiva, il vero problema ad oggi sono le fonti da cui si ricava tale energia che devono essere rinnovabili, quanto più prossime al 100%, altrimenti tutto ciò non avrebbe senso.

A titolo di esempio, se in Italia il parco mezzi elettrici coprisse il 5 o il 10% dei veicoli in circolazione (2,5 o 5 milioni di automezzi), la potenza aggiuntiva richiesta, prevalentemente

in fascia notturna, sarebbe rispettivamente di circa 7,5 o 15 GigaWatt. Considerato che per il nostro paese le emissioni specifiche dichiarate da ENEL per il 2019 sono dell'ordine dei 400 grammi CO₂/kWh eq. le centrali immetterebbero in atmosfera da 1,16 milioni a 2,30 milioni di TON/anno di CO₂ aggiuntive.

Quindi le emissioni si spostano dalle strade alle centrali e, diversamente da quanto si tende a far credere, attualmente l'auto elettrica non è a zero emissioni.

Questi i valori riferiti all'Italia, che si colloca tra i paesi tendenzialmente virtuosi, con una quota di produzione elettrica da fonti rinnovabili del 35-39 %, di cui circa la metà di origine idroelettrica e geotermica (fonte dati GSE e IEA). Per altri paesi la situazione è, ovviamente, variabile in relazione alle rispettive quote di rinnovabili e/o nucleare, alcuni esempi:

- la Germania ad oggi utilizza ancora una rilevante produzione elettrica derivata dal carbone (oltre il 40%), tuttavia la somma della produzione ad emissioni virtualmente nulle risulta superiore grazie alla quota di nucleare, secondo i dati IEA 2018 infatti il 31% della produzione elettrica proviene da rinnovabili e il 13% da nucleare, per un totale del 44% a zero emissioni. Ciononostante, vale la pena ricordare che la Germania risulta essere il solo paese dell'eurozona incluso tra i dieci maggiori emettitori mondiali di CO₂ (da fonte IEA al sesto posto sui primi 10),
- la Francia è, come noto, il paese che ancora utilizza prevalente il nucleare come fonte di produzione energetica, con una quota del 73% (da report IEA 2018), che sommato al 18% medio da rinnovabili vanta oltre il 90% della generazione elettrica ad emissioni nulle. Per la Francia, dunque, un forte incremento della mobilità elettrica rende l'opzione molto più sostenibile rispetto alla maggior parte degli altri paesi europei, altri stati come la Polonia hanno tuttora un utilizzo intensivo del carbone e quindi per questi paesi le emissioni sono decisamente superiori.



Figura 2.2.1 Pannelli fotovoltaici e turbine eoliche

In conclusione, bisogna sempre più incoraggiare e sostenere progetti che si basano sull'energia verde, ovvero la produzione o l'utilizzo di energia 100% da fonti rinnovabili (eolico, solare, acqua, ecc.), solo così si potrà garantire il massimo rispetto per l'ambiente e un utilizzo più consueto di tutte le risorse che si hanno a disposizione, quindi porre maggiore attenzione sul come viene usata l'energia e sul come viene prodotta.

2.3 Costi elettrico

Bisogna analizzare ora anche le ricadute per l'utente del mezzo elettrico. Considerato che la ricarica da una normale presa di rete domestica assorbe in media 2,3-2,7 kW, sarebbe consigliabile incrementare la potenza nominale dell'impianto dai 3 kW ad almeno 4,5 kW.

Dal punto di vista dei costi di esercizio, a fronte di un ancora troppo elevato costo di acquisto del veicolo, si evidenziano effettivi vantaggi.

Infatti, il calcolo dei costi kilometrici in soli termini energetici, (tralasciando per ora i costi di manutenzione, ammortamento, ecc.), mostra come a fronte di un costo medio pari a 0,20 €/km per il motore a benzina e 0,15 €/km per il diesel, i costi di ricarica per una vettura

elettrica odierna siano compresi tra 0,06 €/km nel caso di ricarica domestica e 0,10 €/km per ricarica da colonnina. Molto spesso per velocizzare i tempi di ricarica conviene potenziare la propria fornitura di energia, passandola da 3Kw/h a 6Kw/h.

Quindi, per garantire una transizione sostenibile verso la mobilità elettrica si rende necessario progettare un sistema efficiente ed integrato, fondato su un insieme di piani e interventi che singolarmente non possono risolvere tali criticità nel breve termine, ma la cui combinazione consente di ottimizzare gli obiettivi di sostenibilità ambientale, sociale ed economica per raggiungere il risultato nel medio periodo, in accordo con l'evoluzione tecnologica degli accumulatori e il progressivo incremento delle fonti rinnovabili di ricarica.

2.4 Mobilità elettrica e trasporto pubblico

Nell'ambito del trasporto pubblico già da anni si sta cercando di potenziare, migliorare e incentivare la mobilità elettrica. Il mercato degli autobus elettrici a batteria ha registrato una crescita significativa negli ultimi anni facendone ormai un'alternativa importante agli autobus diesel, causa di inquinamento acustico, ambientale, ecc.

Costruire una rete di trasporto pubblico locale (TPL) 100% elettrica comporta:

- riduzione del rumore e delle vibrazioni, rendendo il viaggio più confortevole per l'utenza e per le zone che il bus attraversa;
- aumento della domanda di energia elettrica da fonti rinnovabili e attuazione delle strategie ambientali europee, nazionali, regionali e comunali (smart city, smart grid);
- ridurre le emissioni di CO₂ e altri inquinanti locali poiché i mezzi sono a zero emissioni e generano meno polveri sottili;
- mettere a disposizione dell'utenza veicoli più moderni, sicuri, affidabili, efficienti e decorosi rispetto ai vecchi mezzi;
- riduzione dei costi operativi rispetto ai diesel (vantaggio economico rispetto all'utilizzo di combustibili importati e minori costi di manutenzione);

- attivazione di filiere locali di manutenzione dei veicoli elettrici e delle batterie, con ricadute occupazionali positive;
- possibilità di creare punti di ricarica per veicoli elettrici, all'occorrenza disponibili anche per il pubblico;
- dare un esempio positivo e concreto ai cittadini e alle imprese favorendo l'utilizzo dell'elettricità;
- scoraggiare l'uso del mezzo privato, con conseguente decongestione del traffico, abbattimento dell'impatto inquinante e miglioramento della vivibilità delle nostre città.

Il mercato degli autobus elettrici a batteria ha registrato una crescita significativa negli ultimi anni facendone ormai un'alternativa interessante agli autobus diesel.

2.5 Bus elettrici

I veicoli BEV (battery powered electric vehicle) fanno affidamento solo sull'energia immagazzinata nei pacchi di batterie. Quindi la loro autonomia dipende direttamente dalla capacità delle batterie. Tipicamente si hanno dai 100 km ai 250 km di autonomia con una carica. I modelli top di gamma possono arrivare anche a 500 km.

Il tempo di una carica completa può arrivare alle 36 h.

Alcuni dei vantaggi principali di tali veicoli sono che non producono gas serra e sono silenziosi, sono un beneficio per l'ambiente, oltretutto la propulsione elettrica fornisce istantaneamente delle grandi coppie, anche a bassa velocità.

Tuttavia, i BEV richiedono una nuova infrastruttura di ricarica, e ciò contribuisce a tenere alti i costi di capitale iniziali da affrontare, la più grande barriera per la loro diffusione.

Ci sono diversi modelli di bus elettrici che vanno dai 5-6 ai 18 m (fino anche a 24 m), con grande variabilità di prezzo a seconda della soluzione, con tecnologie sempre più avanzate sia relativamente ai sistemi di accumulo sia alle modalità di ricarica e ai servizi che offrono.

Questi specifici Bus utilizzano dei pacchi batteria per alimentare tutti i sistemi interni al bus. Non essendoci alcuna combustione i bus elettrici non hanno emissioni allo scarico, ciò significa che essi non emettono né anidride carbonica (CO₂) né alcun tipo di inquinante (NO_x, PM₁₀ ecc.).

La batteria è un componente fondamentale dei bus elettrici, in grado di influenzare pesantemente le performance del mezzo, e, dunque, anche il suo costo d'acquisto. La capacità di produzione delle batterie è aumentata nel tempo molto più velocemente della domanda, e di conseguenza, i prezzi al kWh delle batterie sono diminuiti in maniera rilevante, hanno una capacità generalmente compresa nell'intervallo 240-320 kWh, anche se, in futuro, si arriverà a valori ancora più elevati.

La rapida discesa dei prezzi delle batterie, unita alle sempre maggiori performance delle stesse, avrà importanti conseguenze sul costo totale dei BEV. Lo spazio per localizzare un pacco batterie non è così limitato come per le auto elettriche ed è importante avere un ciclo di vita lungo, in modo da massimizzare il ritorno sul costo dell'autobus. Tipicamente la durata di vita di una batteria corrisponde al numero di cicli (e quindi di anni) in cui una batteria conserva l'80% della sua capacità iniziale. Il degrado della batteria dipende principalmente dalle continue reazioni chimiche che si verificano all'interno della stessa, sia indipendenti che dipendenti dall'uso, ma, ovviamente, possono essere aggravate dall'esposizione della batteria a condizioni sfavorevoli, come le alte temperature e il freddo eccessivo.

Se utilizzate regolarmente, le batterie possono avere una durata di vita utile superiore a 10 anni. Sulla base delle informazioni raccolte sulle garanzie delle batterie degli e-bus, la vita media attesa di una batteria è di circa sette anni.

Il problema di cosa fare con le batterie a fine vita degli e-bus è una questione chiave per il settore, che può impattare sui costi e anche sull'immagine dell'azienda TPL, oltre a fornire ulteriori opportunità di business per i player industriali. In genere, in base al loro stato, o si riciclano o vengono utilizzate per finalità second-life, come ad esempio lo storage stazionario di impianti rinnovabili (non rappresentando quindi un costo ma una vera e propria risorsa) o comunità energetiche. Il valore residuo della batteria giunta a fine vita, è sicuramente un ulteriore vantaggio dei bus elettrici su quelli endotermici.

In generale, si distinguono due macro-tipi di BEV: quelli a lungo raggio e quelli a ricarica rapida.

I primi possiedono pacchi batteria più grandi per massimizzare l'autonomia tra le ricariche e possono utilizzare batterie che favoriscono ricariche a bassa potenza. Questi autobus vengono generalmente ricaricati una o due volte al giorno. La ricarica completa di una batteria può richiedere fino a 8 ore o più, a seconda delle dimensioni della batteria del bus e della potenza erogata dal caricabatterie.

Esempio di caratteristiche di un *BEV a lungo raggio*:

- Capacità della batteria: 250-660 kWh
- Autonomia in servizio: >150 km con una singola carica
- IdR richiesta: 50-150 kW (generalmente caricati durante la notte o a metà giornata).

I BEV a ricarica rapida hanno pacchi batteria più piccoli in grado di ricaricare frequentemente e ad alta potenza. In genere si ricaricano durante il percorso più volte al giorno, e, se l'infrastruttura di ricarica è efficace, potrebbero anche funzionare a tempo indeterminato, senza doversi fermare per una ricarica completa.

Esempio di caratteristiche *BEV a ricarica rapida*:

- Capacità della batteria: 50-250 kWh
- Autonomia in servizio: autonomia indefinita se l'IdR è ben progettata
- IdR richiesta: 150-600 KW (pantografo o caricabatterie wireless durante il percorso).

Oggi giorno i prezzi di acquisto di un BEV, si aggirano intorno ai 500 k€, rispetto ad un bus diesel (210 k€) o a metano (250 k€), ma non deve scoraggiare l'intento ad elettrificare una linea. Va difatti considerato che i costi operativi, di manutenzione, uniti alle esternalità ambientali positive, ripagano, in tempi non prolungati, l'investimento effettuato.

Altra nota importante: un sistema di ricarica efficiente riduce i costi di esercizio di un bus elettrico. Inoltre, mentre gli autobus, qualunque sia la loro fonte di energia, sono più o meno costosi da mantenere; le infrastrutture, al contrario, una volta installate, hanno costi di manutenzione notevolmente inferiori e una vita operativa più lunga.

Un fattore determinante nei BEV è il lasso di tempo a disposizione per realizzare il rifornimento energetico che varia da diverse ore per la ricarica notturna (ricarica lenta) ad alcuni minuti per quella al capolinea (ricarica veloce) fino ad arrivare a pochi secondi per quella alle fermate (ricarica ultrarapida o “flash”).

Questo lasso temporale deve essere compatibile con il servizio svolto e quindi con la possibilità di sosta dell’autobus al deposito, al capolinea ed alle fermate. Le diverse modalità di ricarica sono direttamente collegate con la capacità delle batterie da installare a bordo del bus: più veloce e frequente è la ricarica meno capacità è richiesta al sistema di accumulo, tanto meno peso dovrà essere caricato sull’autobus e pertanto inferiore sarà anche il costo dell’accumulo chimico; dall’altra parte invece la ricarica lungo il percorso dell’autobus richiede la realizzazione di più punti di ricarica con conseguente aumento dei costi infrastrutturali, in funzione anche dei valori di potenza richiesti per realizzare la ricarica in tempi molto ridotti. Inoltre, il rifornimento durante il servizio di linea potrebbe comportare aumenti dei tempi di percorrenza con il rischio di dover integrare la flotta con altri mezzi.

Ci sono due tecnologie principali per i sistemi di ricarica: la prima di “tipo conduttivo” con un collegamento diretto, “fisico” fra il caricatore e la batteria, la seconda di “tipo induttivo” senza contatto, che a sua volta si dividono in:

1. *Depot Charging* (ricarica veloce o lenta in deposito, figura 2.5.1 e 2.5.2);


Tipologia di infrastruttura	Descrizione	Vantaggi	Svantaggi
Ricarica in deposito (Depot charging) 	<p>L'autobus viene ricaricato in deposito durante la notte.</p> <p>La ricarica del BEB può avvenire sia mediante cavo solidamente collegato all'infrastruttura di ricarica, dotato di connettore plug-in CCS 2, sia per mezzo di un pantografo solitamente montato sul bus.</p> <p>Potenza IdR tra i 25 kW e i 150 kW.</p> <p>Tempo medio di ricarica tra le 5 e le 8 ore.</p> <p>Il veicolo è equipaggiato con sistemi di accumulo dell'energia elettrica di grandi dimensioni, idonei ad effettuare l'intero servizio programmato.</p> <p>Da 1 a 3 autobus per ogni caricatore, con possibilità di ricarica sequenziale e modulabile.</p> <p>Può essere associato a ricariche occasionali lungo le fermate o presso i capolinea per aumentare la disponibilità del BEB.</p>	<p>Minori costi per unità poiché i caricatori sono tutti concentrati in un'unica location e manutenzione più semplice.</p> <p>Soluzione scalabile per ampi parchi di veicoli.</p> <p>Design flessibile.</p> <p>I bus non sono limitati a seguire un particolare tragitto.</p> <p>I bus possono essere ricaricati durante il tempo di non utilizzo.</p> <p>Usando tariffe di ricarica notturne, non nelle ore di punta, i risparmi sul costo dell'elettricità possono essere significativi.</p>	<p>Ricarica lenta.</p> <p>È richiesto molto spazio al crescere della numerosità della flotta.</p> <p>Richiedono staff per attaccare e staccare i cavi se plug-in.</p> <p>La ricarica di più mezzi in una singola location può creare picchi eccessivi della domanda, quindi sono richiesti sistemi di gestione e ottimizzazione delle ricariche per garantire che gli autobus siano pronti al servizio e per ridurre al minimo i costi dell'elettricità.</p>

Figura 2.5.1 Depot Charging



Figura 2.5.2 Ricarica in deposito

2. *Opportunity Charging* tramite pantografo (ai capolinea e/o ad alcune fermate figura 2.5.3 e 2.5.4)


Tipologia di infrastruttura	Descrizione	Vantaggi	Svantaggi
<p>Ricarica con pantografo ai capolinea e/o ad alcune fermate (Opportunity charging)</p> 	<p>L'autobus è ricaricato ai capolinea e/o ad alcune fermate lungo il percorso.</p> <p>Ricarica ad alta potenza con connessione automatica al tetto del veicolo, tramite pantografo.</p> <p>Un caricatore può servire più bus alternativamente.</p> <p>Tempo di ricarica tipico tra i 5 e i 6 minuti, compatibile con i tempi di fermo dei bus ai capolinea.</p> <p>Potenza di ricarica tra i 150 e i 600 kW.</p> <p>Solitamente il pacco batterie del bus è contenuto e viene generalmente utilizzata la formula indicata in breve con LTO (Lithium-Titanate-Oxide), in grado di assorbire potenze elevate, al posto di quella NMC, più idonea, quest'ultima, per sistemi di ricarica overnight.</p> <p>Non è necessario dover ricaricare al 100% ma ad ogni passaggio ("ricarica opportunità").</p>	<p>I costi totali dell'infrastruttura possono incidere meno se pochi caricatori sono utilizzati da molti mezzi.</p> <p>Integrabili a linee bus esistenti senza particolari problematiche e con eventuali modifiche sui percorsi dei bus che si rendono necessarie per questioni di disponibilità di potenza;</p> <p>Nessuna connessione manuale richiesta: il procedimento è automatico.</p> <p>Permette una durata del servizio illimitato.</p> <p>Il bus non deve restare spento per essere ricaricato.</p> <p>Gli standard UE e USA stanno puntando su questa modalità.</p> <p>Questa modalità riduce i costi dei sistemi di accumulo all'interno del veicolo, il peso, la grandezza e la complessità tecnologica del bus.</p> <p>Maggior portata di passeggeri dovuta ad un peso delle batterie più contenuto.</p>	<p>Le ricariche ad altissima potenza possono creare picchi della domanda di energia elettrica.</p> <p>Il pantografo deve essere allineato durante la ricarica.</p> <p>Il pantografo e i caricatori distribuiti nel territorio possono incrementare difficoltà di manutenzione.</p>

Figura 2.5.3 Opportunity Charging

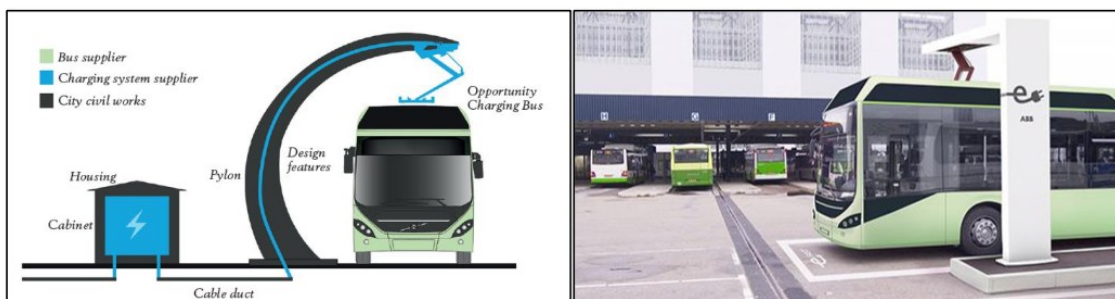


Figura 2.5.4 Ricarica con pantografo al capolinea

3. Flash Charging (figura 2.5.5 e 2.5.6) ricarica con pantografo al capolinea o in marcia;


Tipologia di infrastruttura	Descrizione	Vantaggi	Svantaggi
Ricarica con pantografo ai capolinea e lungo il percorso (Flash charging) 	<p>L'autobus è ricaricato ad alcune fermate e ai capolinea.</p> <p>Ricarica ad alta potenza con connessione automatica al tetto del veicolo, tramite pantografo.</p> <p>Un charger può servire più bus che passano sulla linea.</p> <p>Tempo di ricarica tipico tra 5 e 6 minuti ai capolinea e tra 20 e 30 secondi alle fermate attrezzate.</p> <p>Potenza di ricarica tra i 150 e 300 kW ai capolinea e tra 500 e 600 kW alle fermate attrezzate.</p> <p>Solitamente il pacco batterie del bus (composto da batterie di tipo "tradizionale" e da supercapacitori) è molto più contenuto e non è necessario dover ricaricare al 100% ma ad ogni passaggio, specie alle fermate.</p>	<p>I costi totali dell'infrastruttura possono incidere meno se pochi caricatori sono utilizzati da molti mezzi.</p> <p>Facilmente integrabili a linee bus esistenti.</p> <p>Nessuna connessione manuale richiesta ma automatica.</p> <p>Permette una durata del servizio illimitato.</p> <p>Il bus non deve restare spento per essere ricaricato.</p> <p>Gli standard UE e USA stanno puntando su questa modalità.</p> <p>La maggior parte degli OEMs preferiscono questa modalità perché riducono i costi dei sistemi di accumulo all'interno del veicolo, il peso, la grandezza e la complessità tecnologica del bus.</p>	<p>Il pantografo e i caricatori distribuiti nel territorio possono incrementare difficoltà di manutenzione.</p> <p>Le ricariche ad altissima potenza possono creare picchi della domanda di energia elettrica.</p> <p>Il pantografo deve essere allineato durante la ricarica.</p>

Figura 2.5.5 Flash Charging



Figura 2.5.6 Ricarica lungo il percorso

4. Induttiva wireless tramite sistemi interrati, senza contatto fisico tra le parti (figura 2.5.7 e 2.5.8)


Tipologia di infrastruttura	Descrizione	Vantaggi	Svantaggi
Ricarica induttiva wireless 	<p>Sistema ad alimentazione discontinua nel quale l'energia, fornita da opportune stazioni fisse (punti di ricarica posizionati lungo le fermate e al capolinea), è trasferita al veicolo mediante accoppiamento induttivo (tramite piastre).</p> <p>Un charger serve più bus alternativamente.</p> <p>Potenza di ricarica tra i 50 e i 250 kW.</p>	<p>I costi totali dell'infrastruttura possono incidere meno se pochi caricatori sono utilizzati da molti mezzi.</p> <p>Nessuna connessione manuale o parti mobili: il procedimento è automatico.</p> <p>Miglior impatto visivo ed estetico.</p> <p>Permette una durata del servizio illimitato anche in condizioni meteorologiche proibitive.</p> <p>Il bus non deve restare spento per essere ricaricato ma lo fa mentre è in servizio.</p>	<p>Costo del capitale e di costruzione più alto per ogni charger.</p> <p>L'efficienza di ricarica può essere inferiore a seconda di come il bus è allineato.</p> <p>azioni manutentive possono richiedere intervento sul manto stradale.</p> <p>- Soluzione ad oggi poco utilizzata con rarissime applicazioni in Italia.</p>

Figura 2.5.7 Ricarica wireless

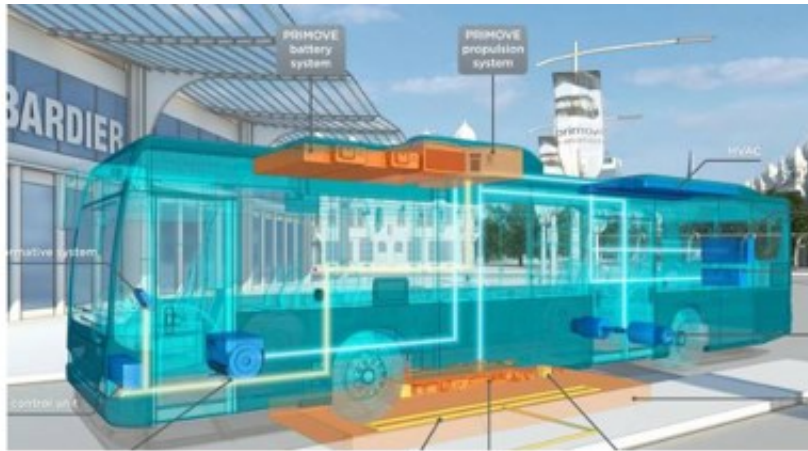


Figura 2.5.8 Ricarica senza contatto fisico tra le parti

La scelta del sistema di ricarica dipende da diversi fattori:

- Caratteristiche del percorso (velocità, pendenza, numero di fermate);
- Tabelle orarie di servizio;
- Capacità elettrica disponibile al deposito, lungo il percorso e alle fermate/capolinea;
- Lunghezza e durata del viaggio;
- Carico dei passeggeri;
- Temperature stagionali;
- Spazio disponibile al deposito, ai capolinea e alle fermate.

2.6 Principali Vantaggi

Gli autobus elettrici presentano diversi vantaggi rispetto ai modelli endotermici.

A livello ambientale i bus elettrici:

- *non emettono alcun tipo di inquinante né climalterante, con importanti benefici a livello di qualità dell'aria e riscaldamento globale;*
- *garantiscono maggior silenziosità rispetto agli endotermici, il rumore eccessivo, è un problema ricorrente nelle città;*
- *aumentano i benefici ambientali se vengono utilizzate fonti rinnovabili per ricavare l'energia elettrica con cui vengono ricaricati i mezzi;*
- *riducono i costi operativi rispetto ai diesel (vantaggio economico rispetto all'utilizzo di combustibili importati e minori costi di manutenzione);*
- *diminuiscono i rischi e manutenzione degli stessi rispetto agli endotermici.*

Dal punto di vista economico si evidenzia come, a fronte di un prezzo d'acquisto generalmente più elevato dei bus elettrici rispetto agli endotermici, il costo annuale di manutenzione dell'intero servizio elettrico risulta essere più basso di un diesel euro 6, anche sommando il costo di manutenzione delle infrastrutture necessarie alla ricarica degli e-bus.

A svantaggio bisogna evidenziare come il bus elettrico, a differenza di quello endotermico, necessita di un ecosistema di supporto di una certa complessità. La complessità di tale sistema è strettamente connessa alle infrastrutture già presenti.

Per quanto riguarda la manutenzione degli autobus elettrici vi sono anche qui delle differenze rispetto agli autobus ad alimentazione convenzionale.

Esaminando gli elementi costitutivi di tali veicoli, la diffusione della propulsione elettrica cambia le normali procedure di manutenzione della componente meccatronica, soprattutto per un più complesso approccio alla diagnostica e ricerca guasti.

La carrozzeria e la parte meccanica risultano meno sollecitate in virtù della diminuzione delle vibrazioni e della maggiore frequenza delle stesse, che poco interferisce con giunzioni e incollaggi; maggiore rigidità, si registra nelle sospensioni, a causa delle masse elevate

associate alla presenza di equipaggiamenti di trazione e batterie. Molto meno pesante risulta la manutenzione del sistema di propulsione e trasmissione, vantaggio principale della propulsione elettrica.

Le peculiarità degli autobus elettrici sono i sistemi di ricarica e la gestione delle batterie e, in conseguenza di questi, i depositi-officina necessitano di locali idonei ad ospitare cabine elettriche dimensionate per un impegno di Potenza significativo, il che richiede sovente di ripensare l'intero layout delle stesse.

Le batterie stesse richiedono aree di stoccaggio idonee, anche in considerazione della nota caratteristica delle batterie al litio di provocare auto-inneschi in conseguenza del raggiungimento di temperature elevate, un aspetto da tenere in grande considerazione in sede di definizione del certificato di prevenzione incendi.

In generale, si osserva come le officine di manutenzione di veicoli elettrici appaiono generalmente più pulite e silenziose.

Di seguito vi sono alcune caratteristiche dei bus elettrici presenti nel mercato, che man mano sta vedendo emergere sempre nuovi competitor e tecnologie varie.

Tabella 61: Caratteristiche tecniche autobus ALE' elettrico

M.T.T.	11,800 kg
Lunghezza	7,720 mm
Larghezza	2,200 mm
Altezza	3,050 mm
Passo	3,675 mm
Sbalzo	2,345 mm
Velocità massima	> 62 km/h
Posti (seduti, in piedi, disabili, autista)	n. 9 + 33 + 1 + 1 = 44
Autonomia	circa 130/150 km (in ciclo urbano)
Batterie	litio ferrite, ca. 180 kWh
Motore	Siemens, 85/150kW
Inverter	Siemens, DC-DC/IGBT MONO Inverter
Tempo di ricarica	minimo 2 ore

Fonte: Rampini

ELETTRICO MINI									
Marca	Modello	Lunghezza [m]	Posti totali	Peso lordo	Potenza di picco [kW]	Batterie	Energia complessiva [kWh]	Autonomia [km]	Tipo di ricarica
Tecnobus GULLIVER	Gulliver U500 ESP	5,32	28		50	zebra		130	n.d
Bredamenarini	ZEUS Classe I	5,9	32	6500	60	78 celle polimeri di litio	69,26	120	22 A 380 V, -10 ore
SKD	Stratos LE 30 E	6,87	30	7200	84			150	3*400 V, -165 min
Iveco Bus	DAILY WAY A50C/E Classe B	6,9	16	5.600	80	3 o 4 moduli Zebra Na/NiCl2			
Iveco Bus	DAILY ELECTRIC 50	7,1	18	5.601	80	3 batterie sodio alta densità + superc.		280	rapida 2 ore

Tabella 62: Caratteristiche tecniche autobus E60elettrico

DIMENSIONI E PESI	
Lunghezza	6000 mm
Larghezza	2100 mm
Altezza	2980 mm
Sbalzo Anteriore	1180 mm
Sbalzo Posteriore	1120 mm
Passo	3700 mm
Diametro Di Volta	13800 mm
PTT	8200 kg

Motore e inverter :
Siemens 50 kW nominali Asincrono trifase

Autonomia: 110 km.

Batterie: Litio ferrite, capacità 100 kWh

Ricarica : minimo 2 ore, possibilità di ricarica con pantografo

Freni : sistema di frenata rigenerativa

Velocità massima: 50 km/h

Fonte:Rampini

Tabella 63: Caratteristiche tecniche autobus ZEUS elettrico

DIMENSIONI PRINCIPALI (mm)	ZEUS
Lunghezza massima	5.890
Larghezza massima	2.070
Altezza massima (con A.C.)	2.810
Altezza minima da terra	200
Passo	3.720
Sbalzo ant. / post.	1.140/ 1.030
Diametro minimo di volta (est. ruota)	12.642
Altezza soglia porta	310
Tara con conducente	4.200 Kg

MOTORE

- Motore elettrico a corrente alternata, posteriore, raffreddato a liquido
- Controllo Trazione inverter tipo IGBT raffreddato a liquido
- Potenza max 30kW nominali, 60kW di picco
- Coppia max 260 Nm a 2.200 giri/min.
- Velocità max ~ 45 km/h

Fonte: BredaMenarinibus , 2013

Tabella 64: Caratteristiche tecniche autobus E-VIVACITY elettrico

	E-VIVACITY 2 porte			DIMENSIONI PRINCIPALI (mm)	E-VIVACITY
					
PASSEGGERI (standard) ^[1]				Lunghezza massima	8.000
Seduti	11	11	11	Larghezza massima	2.350
In piedi	36	40	44	Altezza massima (con A.C.)	2.979
Carrozzella	1	-	-	Larghezza corridoio ant. / post.	765 / 910
Strapuntini	-	2	-	Altezza minima da terra	140
Servizio	1	1	1	Passo	4.080
TOTALI	49	54	56	Sbalzo ant. / post.	2.030 / 1.890
				Diametro minimo di volta (fra muri)	15.073
				Altezza soglia porta	312
				Peso in ordine di marcia ^[2]	9.200

MOTORE

- ▶ Motore elettrico a corrente alternata, posteriore, raffreddato a liquido
- ▶ Controllo Trazione inverter tipo IGBT raffreddato a liquido
- ▶ Potenza max 80kW nominali, 140kW di picco
- ▶ Coppia max 850 Nm
- ▶ Velocità max 80 km/h

Fonte: BredaMenarinibus, 2013

Tabella 65: Caratteristiche tecniche autobus VOLVO 7900 Hybrid elettrico

Lunghezza	12 m
Larghezza	2,55 m
Altezza	3,28 m
consentito PTT	19.000 kg
emissioni standard di	Euro 6
Motore diesel	/ 918 Nm Volvo DSK 240, 4 cilindri, motore a 240 CV in linea diesel con iniezione common rail
Motore elettrico	150 kW / 1200 Nm Volvo I-SAM
sistema di accumulo dell'energia	la batteria agli ioni di litio ad alta capacità
Trasmissione	Volvo I-Shift sistema di cambio marcia automatico
Sistema di caricamento	Opportunità di ricarica. sequenza di ricarica rapida completamente automatica. Tempo di ricarica rapida: fino a 6 min.
Sospensione	sospensioni pneumatiche a controllo elettronico con funzione di ginocchio
capacità di trasporto	Fino a 95 persone, 32 + 1 posti (pieghevole)
sistema di porte	Elettrico. 2 + 2 + 0 + 2 + 2.
sistema di climatizzazione	28 kW AC con zone climatiche separate per guidatore e passeggeri

ELETTRICO STANDARD									
Marca	Modello	Lunghezza [m]	Posti totali	Peso lordo	Potenza di picco [kW]	Batterie	Energia complessiva [kWh]	Autonomia [km]	Tipo di ricarica
Volvo Buses	ELECTRIC CONCEPT BUS	10,7	85	18.000	155	Ioni di litio	4* 19 kWh		plug in depot o biberonaggio Siemens/Abb
Solaris (Polonia)	URBINO ELECTRIC	12	85	19.000	160	Ioni di litio	210		
VDL Bus&Coach	CITEA SLF 120/Electric	12	100	19.000	160				
Bombardier	Primove	12	100		280	Ioni di litio	60		Charging power: 200 kW, Grid connection: AC 400 V or DC 750 V
Bredamenarini	E-life	12	64	18.000	90	litio-ferro-fosfati		200	
VOLVO	7900 Electric	12	105	19.000	160	Ioni di litio	76		rapida 6 min
AMZ	CitySmile 10E	10	85	15.500	230			170	
BYD	BYD 10,8 meters	10,8	78	18.000	180	Fosfati di ferro	324	288	4h per 40*2 kW
BYD	BYD E-12	12	78	18.000	180	LeFePO4	324	317	4h per 40*2 kW
Škoda	26 BB HE PERUN	12	82	19.000	160	Li-Pol (NMC)	211	150	Plug-in COMBO stand 0,5 C (200A) / 1,6 C ≤ 6 h
Škoda	HE Ultra Fast ChargerPERUN	12	85	19.000	160	Ioni di litio	78	30	COMBO2, plug-in (200 A, 1,2 C)/roof (up to 8,5 C) – Fully automated Škoda 1C (370A) / 6C ≤ 8 minutes
SOR	SOR EBN 10.5	10,37	85	16.500	120	Ioni di litio			400 V -4 ore

Diesel

DIESEL									
Categorie	NOME	Tipologia	Lunghezza [m]	Prezzo [€]	Standard emissivo	Potenza cv [kW/giri]	Cilindrata c.c.	Peso lordo [kg]	Tara con conducente [kg]
CLASSE A	VDL Bus&Coach - MID CITY MLF 69-160	minibus	7,7	152.000	Euro 5	163 (120)/3.800	2.143	5.300	
CLASSE A	Iveco Bus - DAILY CITYS 50C	minibus	7,1	78.000	Euro 6	170 (125)/3.500	2.998	5.600	
CLASSE B	Mercedes sprinter kombi CDI k37/32	minibus	5,9	32.860	euro 6	129 (95)/3800	2.143	3.200	2.195
CLASSE B	Iveco Bus Daily Line 40C17 PRA euro VI	minibus	6	50.000	Euro 6	170 (125)/3500	2.998	4.500	
CLASSE B	Mercedes sprinter kombi CDI k43/35	minibus	6,9	36.870	Euro 6	129 (95)/3800	2.143	3.500	2.445
CLASSE B	Mercedes Sprinter Tranfer 34	minibus	7	83.500	erio 6	129 (95)/3800	2.143	3.880	
CLASSE B	Mercedes Sprinter Tranfer 45	minibus	7,4	90.000	euro 6	129 (95)/3800	2.143	5.000	
CLASSE B	Iveco Bus Daily Way 50C17	minibus	7,7	80.500	Euro 5			5.600	4.020
CLASSE I	Mercedes - SPRINTER CITY 35	Urbano	7	135.000	Euro 6	129 (95)/3.800	2.143	5.000	
CLASSE I	Sitcar - CITY TOUR	Urbano	7	108.571	Euro 5	170 (125)/3.000-3.500	2.998	5.600	
CLASSE I	Mercedes - SPRINTER CITY 65	Urbano	7,7	165.000	Euro 6	163 (120)/3.800	2.143	5.650	
CLASSE I	Mercedes Sprinter City 77 Euro VI	Urbano	7,7	129.000	Euro 6			6.800	4.280
CLASSE I	Otokar - NAVIGO City	Urbano	7,7	136.000	Euro 6	182 (134)/2.300	4.462	10.000	6.750
CLASSE I	Rampini - ALÈ	Urbano	7,7	220.000	Eev	180 (132)/2.400	4.580	10.500	6.900
CLASSE I	Bredamenarinibus - VIVACITY+ C	Urbano	7,9	245.000	Euro 5	215 (158)/2.300	4.764	13.000	8.500
CLASSE I	Mercedes - SPRINTER CITY 77	Urbano	8,7	193.000	Euro 6	163 (120)/3.800	2.143	6.800	4.280
CLASSE I	Otokar - VECTIO 250 C	Urbano	9,3	215.000	Euro 6	250 (184)/2.300	6.871	13.500	
CLASSE I	Bredamenarinibus - VIVACITY+ M	Urbano	9,4	268.000	Euro 5	216 (158)/2.300	4.764	15.000	9.700
CLASSE I	Van Hool - A 309	Urbano	9,4	285.000	Eev	250 (184)/2.300	6.871	16.500	10.000
CLASSE I	Man - LION'S CITY M A47/3T	Urbano	10,5	331.000	Eev	260 (191)/2.300	6.871	18.000	10.700
CLASSE I	Mercedes - CITARO K	Urbano	10,5	325.000	Euro 5	286 (210)/2.200	6.370	19.000	10.037
CLASSE I	Bredamenarinibus - AVANCITY+ N	Urbano	10,8	308.000	Euro 5	290 (213)/2.100	7.146	18.000	11.350
CLASSE I	Van Hool - A 330N	Urbano	10,8	291.700	Eev	320 (235)/1.900	10.520	18.000	
CLASSE I	Scania - OMNACITY	Urbano	10,9	334.560	Eev	280 (206)/1.900	9.291	18.000	11.845
CLASSE I	Bredamenarinibus - AVANCITY+ L	Urbano	12	319.000	Euro 5	290 (213)/2.100	7.146	19.000	11.500

3. Dimensionamento impianto propulsione elettrico

In questo capitolo si procede alla determinazione della potenza necessaria del motore elettrico dell'autobus. Componente fondamentale che permette al bus di procedere alla velocità stabilita. Il motore sarà elettrico in ottemperanza alle politiche aziendali precedentemente accennate.

La determinazione della potenza dovrà:

- garantire il superamento di strade con pendenze del 18/20%;
- permettere una velocità di crociera massima di 80km/h in strada pianeggiante.

3.1 Calcolo potenza motore in salita

Come accennato precedentemente, il problema principale del bus in esame è il suo impiego in aree o città dove la pendenza stradale può superare anche il 20%, causando problemi nel momento in cui il bus non abbia la potenza necessaria per superare questa salita.

A tal proposito si valuta l'opzione di inserire due motori, uno sull'assale anteriore e uno su quello posteriore, in modo che si riesca a superare determinate pendenze o che comunque l'eventuale malfunzionamento di un motore non interrompa la flotta del bus.

Per la scelta del motore si procede iniziando ad esaminare tutte le forze agenti sul veicolo, con delle determinate ipotesi semplificative:

- È garantito che gli pneumatici riescano a mantenere il moto di puro rotolamento;
- Moto uniforme (forze di inerzia trascurabili);
- Sospensioni e pneumatici infinitamente rigidi;

Su un veicolo in movimento, con una determinata massa M , mentre effettua una salita con inclinazione α ad una determinata velocità V (cost), agiscono le seguenti forze (figura 3.1 e (1)):

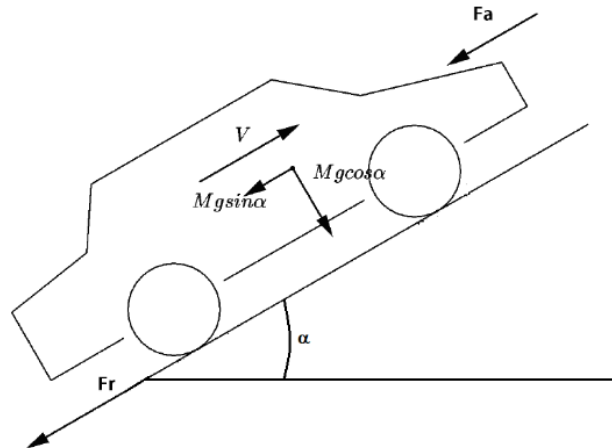


Figura 3.1 Veicolo che percorre una salita

$$F_{tot} = F_r + F_a + F_p \quad (1)$$

dove:

$F_r \rightarrow$ Forza di attrito o di rotolamento;

$F_a \rightarrow$ Forza aerodinamica;

$F_p \rightarrow$ Forza dovuta alla pendenza stradale;

In particolare:

- la forza aerodinamica (2) non è altro che la resistenza che il veicolo incontra durante il moto in un fluido (aria), esprimibile dalla seguente relazione:

$$F_a = \rho A C_d \frac{v^2}{2} \quad (2)$$

ρ = densità del fluido (aria)

A = superficie frontale del veicolo

C_d = coefficiente di resistenza aerodinamica

v = velocità del mezzo

- la forza dovuta al rotolamento (3) è la resistenza che il veicolo incontra durante il moto a causa dell'attrito dovuto al contatto tra ruota-asfalto:

$$F_r = Mg \cos \alpha f_v \quad (3)$$

$$f_v = f_o + 6,5 \cdot 10^{-6} v^2 \quad (4)$$

M = massa

g = accelerazione gravitazionale

α = angolo formato tra la linea orizzontale e il piano della strada inclinata

f_v = coefficiente di attrito

f_o = coefficiente di attrito

- la forza dovuta alla pendenza (5) è la resistenza che il veicolo incontra durante il moto per via della pendenza stradale:

$$F_p = Mg \sin \alpha \quad (5)$$

Tutte le formule sono state inserite in un foglio Excel (tabella 3.1).

Pendenza superabile									
gradi	radianti	Tan	Pendenza %	Fa	Fr	Fp	Ftot	Potenza richiesta	
1 γ	0,0175	0,0175	1,75	106,34	1126,52	1284,06	2516,91	17,48	KW
2,5 γ	0,0436	0,0437	4,37	106,34	1125,62	3209,30	4441,25	30,84	KW
4 γ	0,0698	0,0699	6,99	106,34	1123,94	5132,33	6362,61	44,18	KW
5,5 γ	0,0960	0,0963	9,63	106,34	1121,50	7051,85	8279,69	57,50	KW
7 γ	0,1222	0,1228	12,28	106,34	1118,29	8966,54	10191,16	70,77	KW
8,5 γ	0,1484	0,1495	14,95	106,34	1114,31	10875,08	12095,73	84,00	KW
10 γ	0,1745	0,1763	17,63	106,34	1109,57	12776,16	13992,07	97,17	KW
11,5 γ	0,2007	0,2035	20,35	106,34	1104,07	14668,50	15878,90	110,27	KW
13 γ	0,2269	0,2309	23,09	106,34	1097,81	16550,77	17754,92	123,30	KW
14,5 γ	0,2531	0,2586	25,86	106,34	1090,80	18421,71	19618,85	136,24	KW
16 γ	0,2793	0,2867	28,67	106,34	1083,04	20280,02	21469,40	149,09	KW
17,5 γ	0,3054	0,3153	31,53	106,34	1074,54	22124,43	23305,31	161,84	KW
19 γ	0,3316	0,3443	34,43	106,34	1065,30	23953,68	25125,32	174,48	KW
20,5 γ	0,3578	0,3739	37,39	106,34	1055,34	25766,51	26928,18	187,00	KW
22 γ	0,3840	0,4040	40,40	106,34	1044,65	27561,68	28712,66	199,39	KW

tabella 3.1 Forze agenti sul veicolo in salita, Excel

Come è possibile notare dalla tabella 3.1 sono stati inseriti i diversi gradi di inclinazione con relativa pendenza in %.

Per ogni inclinazione sono state calcolate le forze resistenti: quella aerodinamica non dipende dall'inclinazione ma varia principalmente con la velocità, è stata impostata una velocità di crociera di 25 km/h in salita.

Pertanto, per ogni pendenza si avrà la somma delle forze resistenti, e di conseguenza la potenza minima richiesta per superare tale pendenza è data (6):

$$P = F_{tot}v \quad (6)$$

È possibile anche impostare un calcolo a ritroso, ovvero fissando la potenza del motore è possibile determinare la pendenza massima superabile.

Indicando con i la pendenza in %, dalla formula (6) si ricava:

$$P = (F_a + F_r + F_p)v \quad (7)$$

$$\frac{P}{v} = (F_a + Mgf_v + Mgi) \quad (8)$$

$$\frac{P}{v} - F_a = i(Mgf_v + Mg) \quad (9)$$

$$i = \frac{\frac{P}{v} - F_a}{(mg + mgf_v)} \quad (10)$$

Quindi in definitiva attraverso il foglio Excel è possibile determinare la potenza necessaria affinché si possa superare una determinata pendenza considerando i pesi riferiti alla tabella 1.2 e sempre rispettando le ipotesi inizialmente considerate.

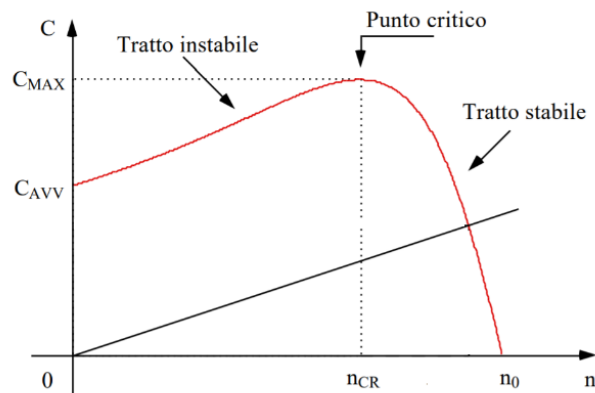


Figura 3.1.2 Curva di coppia motore elettrico

I motori elettrici hanno una curva di coppia del genere (figura 3.1.2). Si può notare che hanno range di funzionamento instabile e stabile oltre il punto di coppia max.

In condizioni di partenza in salita, un motore solo potrebbe non bastare per superare la forza resistente iniziale dovuta all'attrito statico e l'inerzia, per questo potrebbe essere necessario una spinta iniziale maggiore. Si considera quindi l'opzione di inserire due motori uguali (per non avere problemi di sincronismo sono identici), uno sull'asse anteriore e uno su quello posteriore, in modo da aver maggior coppia iniziale per superare la salita o in caso ci fossero pendenze superiori a quelle inizialmente stabilite.

Inoltre, la presenza di un secondo motore fa sì che il malfunzionamento di uno non arresti il veicolo ma garantisca la marcia del bus.

3.2 Calcolo potenza motore in pianura

Per quanto riguarda la velocità massima del veicolo è stata stabilita di 80 km/h, quindi riprendendo le relazioni precedenti (tralasciando l'inclinazione della strada, e quindi la F_p , (11)), si calcola la potenza necessaria che il veicolo deve avere per procedere a tale velocità considerando solo le resistenze dovute all'attrito e quella aerodinamica, scritte in precedenza, e quindi si avrà:

$$F = F_r + F_a \quad (11)$$

$$P = Fv \quad (12)$$

dove:

P = potenza richiesta per vincere la resistenza per attrito e aerodinamica

v = velocità del veicolo

Potenza minima necessaria per procedere a 80 km/h in piano				
fv	0,01821	Fr	1339,79 N	
V	80 km/h			
	22,2222 m/s			
ρ	1,225 Kg/m ³	Fa	1088,89 N	
Cr	0,6			
A	6 m ²			
P	53970,7 W			
	53,9707 KW			

Tabella 3.2.1 Potenza necessaria per procedere a 80km/h in strada pianeggiante

La marca del motore elettrico è stata orientata verso la Solaredge (figura 3.2.2), marchio affidabile e già impiegato in altri veicoli da parte di Tekne.

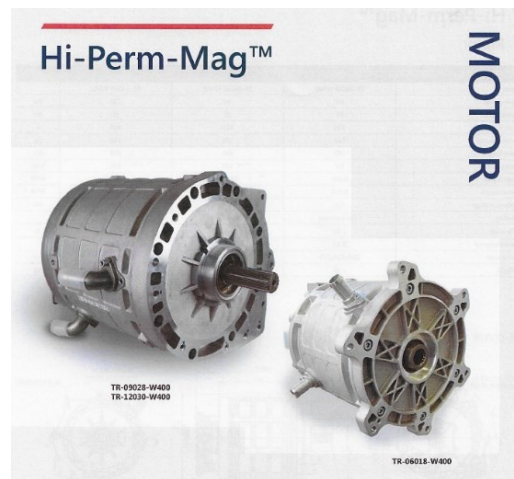


Figura 3.2.2 Motore Solaredge

Hi-Perm-Mag™ Motor				UNIT
TECHNICAL SPECIFICATIONS FOR HI-PERM-MAG™				
Code	TR-06018-W400	TR-09028-W400	TR-12030-W400	
Peak power	60	90	120	kW
Rated power	30	55	50	kW
Peak current	230	410	440	A
Rated current	114	195	116	A
Peak torque	180	288	300	Nm
Rated torque	95	135	106	Nm
Peak speed	8.000	12.000	12.000	RPM
Rated speed	3.000	3.500	4.500	RPM
Battery voltage	400	400	400	Vdc
Cooling	Liquid cooled	Liquid cooled	Liquid cooled	
Efficiency	≥ 95	≥ 95	≥ 95	%
Environmental	IP 67	IP 67	IP 67	
Dimension	297x222x273	435x342x274	435x342x274	mm
Weight	≤ 55	≤ 55	≤ 55	Kg

Figura 3.2.3 caratteristiche motore

Come si può osservare vi sono 3 diversi motori a potenze crescenti: 60,90,120 Kw, con potenze nominali e di picco differenti (figura 3.2.3)

3.3 Considerazioni rendimenti

Dalla tabella (3.1) si deduce come per superare pendenze del 18/20% la potenza richiesta è di circa 110Kw.

Poiché tali motori hanno una potenza nominale molto più bassa rispetto alla potenza massima, la scelta migliore ricade sul motore da 120 Kw (TR-09028-W400), avendo una potenza nominale di 50 KW rispetta a pieno la potenza richiesta per un moto a regime di circa 80 km/h (53 KW). Per quanto riguarda la potenza in salita non ci sono problemi poiché i motori sono due ed è stata impostata una velocità di 25 km/h, riducendo la velocità, per esempio impostandola a 15 km/h la potenza risulta essere di circa 57 Kw (figura 3.3.1).

Pendenza superabile										
gradi		radianti	Tan	Pendenza %	Fa	Fr	Fp	Ftot		Potenza richiesta
1	γ	0,0175	0,0175	1,75	38,28	1111,76	1284,06	2434,10		10,14 KW
2,5	γ	0,0436	0,0437	4,37	38,28	1110,87	3209,30	4358,45		18,16 KW
4	γ	0,0698	0,0699	6,99	38,28	1109,22	5132,33	6279,83		26,17 KW
5,5	γ	0,0960	0,0963	9,63	38,28	1106,81	7051,85	8196,94		34,15 KW
7	γ	0,1222	0,1228	12,28	38,28	1103,64	8966,54	10108,46		42,12 KW
8,5	γ	0,1484	0,1495	14,95	38,28	1099,71	10875,08	12013,07		50,05 KW
10	γ	0,1745	0,1763	17,63	38,28	1095,04	12776,16	13909,48		57,96 KW
11,5	γ	0,2007	0,2035	20,35	38,28	1089,61	14668,50	15796,38		65,82 KW
13	γ	0,2269	0,2309	23,09	38,28	1083,43	16550,77	17672,48		73,64 KW
14,5	γ	0,2531	0,2586	25,86	38,28	1076,51	18421,71	19536,50		81,40 KW
16	γ	0,2793	0,2867	28,67	38,28	1068,85	20280,02	21387,15		89,11 KW
17,5	γ	0,3054	0,3153	31,53	38,28	1060,46	22124,43	23223,17		96,76 KW
19	γ	0,3316	0,3443	34,43	38,28	1051,35	23953,68	25043,31		104,35 KW
20,5	γ	0,3578	0,3739	37,39	38,28	1041,51	25766,51	26846,30		111,86 KW
22	γ	0,3840	0,4040	40,40	38,28	1030,96	27561,68	28630,92		119,30 KW

Figura 3.3.1 Tabella con velocità di 15 km/h

Per la scelta delle batterie ci si è affidati sempre alla Solaredge (figura 3.3.2 e 3.3.3), con batterie agli ioni di litio composte da 18650 celle cilindriche ad alta potenza con un sistema di battery management system ad alta efficienza che garantisce il monitoraggio delle celle, del bilanciamento, della disconnessione dell'unità e della gestione termica dell'impianto di

raffreddamento. I sistemi di raffreddamento e riscaldamento sono integrati nel pacco batterie, tali pacchi sono progettati per essere installati direttamente sul telaio del veicolo. L'involucro esterno è realizzato in alluminio rinforzato.



Figura 3.3.2 Batterie Solaredge.

Battery Pack
Batteries

TECHNICAL SPECIFICATIONS FOR BATTERY HV-400		UNIT
Code	RPI1-40015R	
Nominal voltage	389	Vdc
Nominal capacity	40.5	Ah
Nominal energy	15.78	kWh
Standard charge	0.5	C (RT)
Standard discharge	1	C (RT)
Max continuous discharge current	61	A
Environmental rating	IP 67	
Communication	1 x CAN2.0b	
Charging temperature	0 ≤ T ≤ 45	°C
Discharging temperature	-20 ≤ T ≤ 60 (Derating -20 ≤ T ≤ 0)	°C
Certification	TUV; CE; UN 38.3, R100 compliant	
Life cycle (25°C; 0.5c; -1c)	1.500 cycles (with min. 80% of energy available)	
Dept of discharge (dod)	90	%
Dimensions	1.135x449x250	LxWxH mm
Weight (whole pack)	130	Kg

Figura 3.3.3 Caratteristiche batterie.

Il motore elettrico è accoppiato ad un riduttore, composto da 2 coppie di ruote dentate e con lubrificazione a bagno d'olio in modo da garantire una corretta lubrificazione e minima usura.

La riduzione è così composta:

ruota 1 = 17 denti, ruota 2 = 47 denti, ruota 3 = 21 denti, ruota 4 = 63 denti, con modulo 4.

Per determinare quindi la potenza reale bisogna moltiplicare la potenza ottenuta con il rendimento meccanico delle ruote dentate e rendimento del motore stesso.

Quindi moltiplicando la potenza nominale del motore da 120 Kw per i rendimenti:

- meccanico:

$$\mu_1 = 1 - f\pi \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) = 0,997 \quad (14)$$

$$\mu_2 = 1 - f\pi \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) = 0,998 \quad (15)$$

$$\mu_{tot} = \mu_1\mu_2 = 0,9954 \quad (16)$$

dove f = coefficiente di attrito (a bagno d'olio $f = 0,015$);

- elettrico:

il motore ha un rendimento elettrico **$\mu_{ele} > 95\%$**

$$P_{eff} = P_{nom} * \mu_{mec} * \mu_{ele} = 50 * 0,9954 * 0,95 = 48 \text{ KW} \quad (17)$$

Dalla tabella (3.2.3) la potenza nominale del motore da 120 Kw è di 50 Kw, quindi come si può notare la potenza effettiva disponibile risulta più bassa considerando i rendimenti. Si preferisce far lavorare il motore elettrico alla potenza nominale, in modo da non surriscaldare troppo il sistema di cavi di alimentazione, il pacco batterie e motore, garantendo un consumo più costante e più longevità a tutto l'impianto. Il problema della potenza più bassa non sussiste in quanto i motori sono 2, quindi in caso di insufficienza di potenza interviene il secondo motore, identico al primo per caratteristiche e potenza.

4. Meccanismo di sterzata e servosterzo

Facendo riferimento all'introduzione iniziale e quindi al terzo punto citato a pagina 6, in questo capitolo verrà analizzato il meccanismo di sterzata, valutato il suo funzionamento e come interagisce con il servosterzo, in modo da poterne analizzare le forze in gioco, come influenza la guida e infine sostituire il servosterzo idraulico con uno di tipo elettrico.

4.1 Analisi meccanismo di sterzo

Ogni veicolo è dotato di un sistema di sterzata, che consente di direzionare il mezzo nella traiettoria che si vuole seguire. Influenza:

- *confort di guida*: il conducente vuole poter sterzare e pilotare il veicolo con la giusta forza, in maniera agevole e in assenza di vibrazioni dovute al terreno;
- *sicurezza*: il sistema di sterzata deve essere sicuro, non possono verificarsi rotture improvvise che causerebbero enormi problemi;
- *precisione*: il pilota vuole guidare con estrema precisione la vettura, assenza di giochi o slittamenti.

Tutti i meccanismi recenti presentano un servosterzo. I meccanismi attuali dei bus prevedono un servosterzo idraulico in aiuto al conducente, che aiuta a ridurre di molto lo sforzo impresso al volante per sterzare.

Per rendere possibile la sostituzione di un servosterzo idraulico con uno elettrico, bisogna dapprima analizzare come funziona un sistema di sterzata semplice, come interagisce e influisce il servosterzo e le forze che entrano in gioco. Solo in questo modo si potrà procedere con la sostituzione del servosterzo idraulico e la scelta di quello nuovo 100% elettrico.

L'iter è il seguente:

- *Analisi meccanismi di sterzata;*
- *Studio dei sistemi di servoassistenza*
- *Parametri che influenzano la sterzata;*
- *Condizioni cinematiche di sterzata;*
- *Analisi dati di partenza;*
- *Scelta servosterzo in base alle forze calcolate;*
- *Scelta dei i vari componenti per i collegamenti.*

4.2 Sistema di sterzata

Con sistema di sterzata s'intende l'insieme di tutti i vari componenti e meccanismi che collegano il volante alle ruote (figura 4.2.1) e consentono al conducente di trasmettere il moto rotatorio impresso al volante, alle ruote e quindi consentire alla vettura di proseguire lungo la traiettoria desiderata.

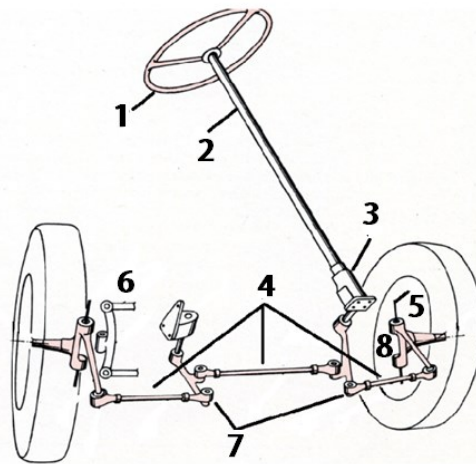


Figura 4.2.1 Complessivo sistema di sterzata

I principali elementi che lo costituiscono sono i seguenti:

1. Volante;
2. Piantone dello sterzo;
3. Scatola dello sterzo;
4. Tiranti;
5. Perna dei fuselli;
6. Bracci di sospensione;
7. Snodi sferici;
8. Fuselli.

La figura 4.2.2 rappresenta in modo più dettagliato i vari componenti della ruota anteriore collegata all'assale e al sistema di sterzata.

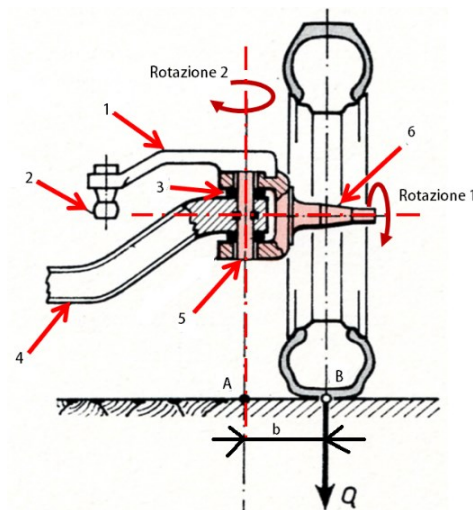


Figura 4.2.2 Assale anteriore con sezione

Si possono identificare:

1. Leva comando di sterzo;
2. Snodo sferico;
3. Cuscinetto;
4. Assale;
5. Perno del fusello;

6. Fusello;

Rotazione 1: rotazione della ruota intorno al fusello per il moto di avanzamento;

Rotazione 2: rotazione della ruota intorno al perno per la sterzata;

b = braccio a terra tra il centro della ruota e perno di rotazione;

Q = carico agente sull'asse o ruota;

Punto A: proiezione punto di contatto perno del fusello;

Punto B: punto di contatto medio pneumatico-asfalto.

A seconda del veicolo, degli ingombri, delle forze in gioco possono esserci alcune variazioni riguardanti i vari collegamenti tra i diversi organi:

- **meccanismo a leva** (figura 4.2.1);
- **con cremagliera** (figura 4.2.3):

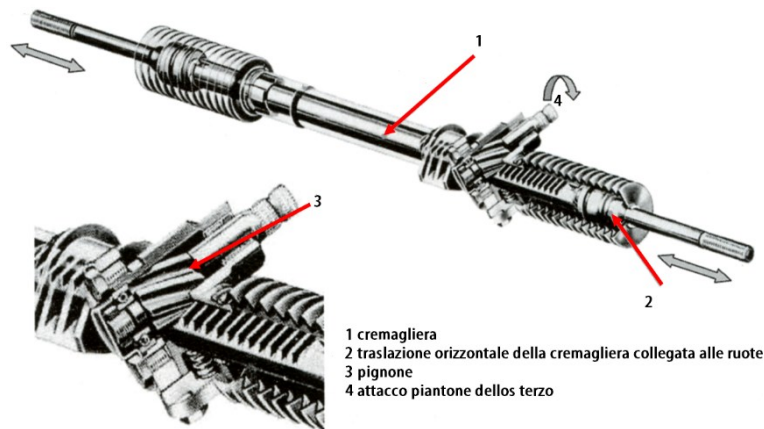


Figura 4.2.3 Cremagliera

il moto circolare proveniente dal piantone dello sterzo viene convertito in moto traslazionale della cremagliera a cui sono collegate le ruote attraverso tiranti e giunti sferici, che consentono un disallineamento dovuto al fondo stradale sconnesso. Il rapporto di trasmissione tra giri del volante e traslazione della cremagliera può essere anche variabile,

per avere minori sforzi ad angoli di sterzata elevati. Sono semplici, compatti, precisi e hanno un minimo ingombro.

Necessitano di un involucro esterno per far sì che il pignone e la cremagliera non entrino a contatto con acqua, polvere, detriti, ecc. per un corretto e sano funzionamento.

- **con guida rotoidale** (figura 4.2.4):

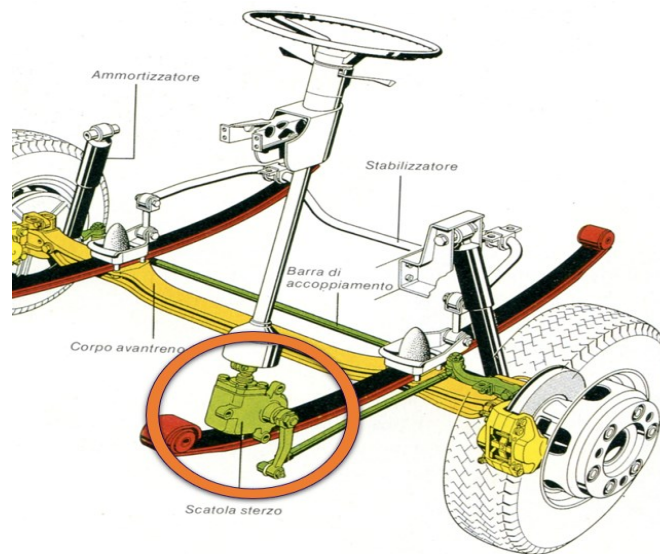


Figura 4.2.4 Guida rotoidale

vi è una scatola nella figura (in verde e cerchiata in arancione), che può essere progettata in diversi modi, con vite senza fine (figura 4.2.5), con guida a circolazione di sfere (figura 4.2.6), ecc.

Di solito utilizzata nei veicoli industriali come camion, autocarri, poiché è in grado di trasmettere forze elevate. Molto compatta e robusta, viene collegata alle ruote attraverso snodi sferici e un'asta.

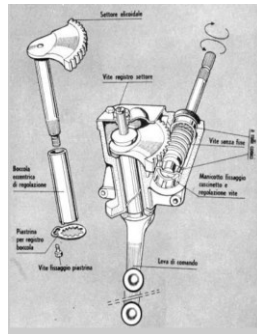


Figura 4.2.5 Vite senza fine

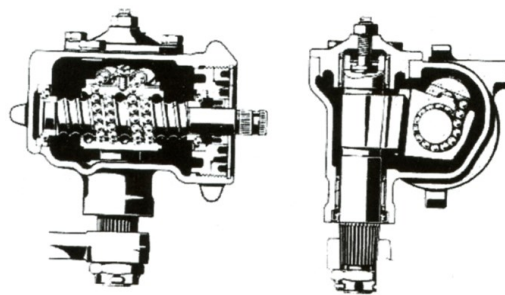


Figura 4.2.6 Guida a circolazione di sfere

Il collegamento tra piantone dello sterzo e scatola dello sterzo (con cremagliera o guida rotoidale) può essere effettuato attraverso dei giunti snodati (figura 4.2.7) per consentire di recuperare quei disallineamenti angolari e consentire uno scorrimento lineare, in modo da funzionare correttamente in caso di strada dissestata.



Figura 4.2.7 giunto snodato

I tiranti o leve di sterzo (figura 4.2.8) collegano la cremagliera o guida rotoidale con i fuselli, collegati alle ruote attraverso dei perni. I fuselli ruotano attorno ad un perno.



Figura 4.2.8 leve di sterzo

Gli snodi sferici (figura 4.2.9) devono permettere la rotazione reciproca tra le parti collegate, stabilità e assenza di giochi e limitare al massimo le vibrazioni, per garantire un maggior confort di guida e una maggiore precisione di manovra.



Figura 4.2.9 snodi sferici

4.3 Servosterzo

In quasi tutti i veicoli, il conducente durante la guida è assistito o aiutato da un impianto di ausiliario che favorisce un maggior confort di guida, riducendo la forza da applicare allo sterzo, si parla di *servoassistenza o servosterzo*, e può essere principalmente di 2 tipi: elettrico e idraulico (figura 4.2.1)

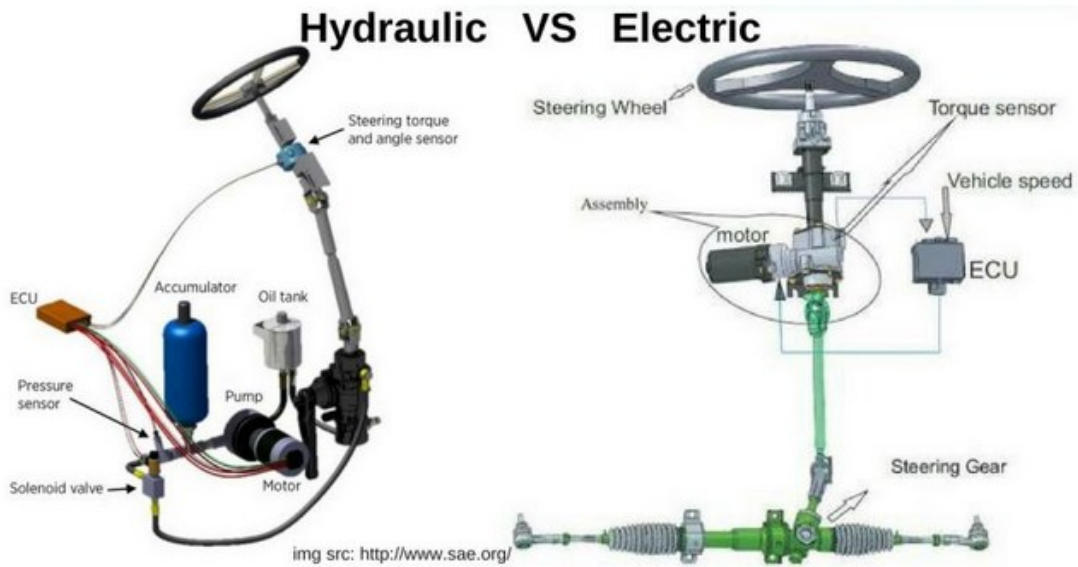


Figura 4.3.1 Servosterzo idraulico ed elettrico

Si analizzano i due sistemi in modo da analizzarne le differenze.

Nel servosterzo idraulico (figura 4.3.2) vi sono:

- *una pompa ad alta pressione;*
- *un serbatoio ad olio idraulico;*
- *delle tubazioni e raccordi;*
- *un radiatore raffreddamento olio.*

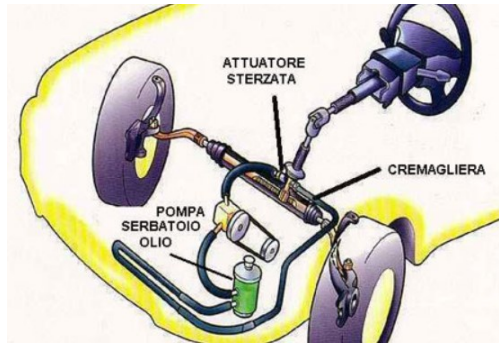


Figura 4.3.2 Servosterzo idraulico

La pompa, di solito a palette, è azionata attraverso una puleggia collegata con una cinghia, all'albero motore.

In questo tipo di meccanismo la forza esercitata sul volante viene amplificata grazie ad un sistema idraulico, che agisce sulla cremagliera andando a sterzare le ruote. Vi è un cilindro contenente l'olio e la cremagliera (figura 4.3.3 e figura 4.3.4), con due fori, dove a seconda della sterzata, destra o sinistra, entrerà od uscirà l'olio, che quindi andrà a spingere lo stantuffo collegato alla cremagliera, riducendo lo sforzo.

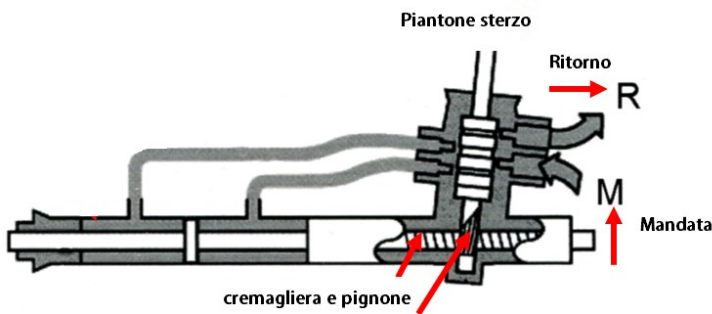


Figura 4.3.3 Sezione sistema idraulico

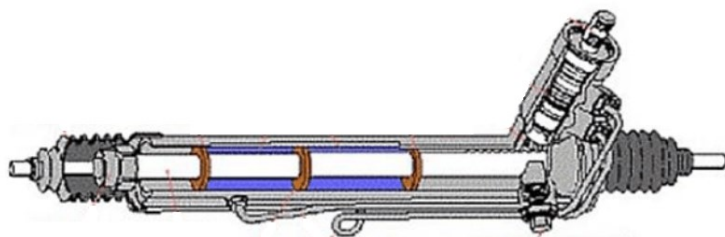


Figura 4.3.4 Sistema idraulico

I **vantaggi**: la forza esercitata dal sistema è molto elevata, per questo motivo vengono impiegati in veicoli di masse elevate, camion, bus, ed è un sistema robusto e duraturo.

I **difetti**: la pompa è costosa, ci sono molti componenti, possono verificarsi perdite di olio a lungo andare a causa del deteriorarsi dei paraoli e guarnizioni, inficiando sul corretto funzionamento; cosa più gravosa assorbe sempre energia, essendo collegata all'albero motore e per questo incide sul consumo totale, circa 0,4 a 0,6 lt di carburante per 100 km.

Per quanto riguarda il servosterzo elettrico invece:

comunemente chiamato **EPS (Electric Power Steering)**, ma conosciuto come servosterzo elettrico, consente di ridurre la forza per sterzare grazie all'ausilio un motore elettrico.

Per far sì che l'intero sistema funzioni nel modo corretto sono indispensabili:

- un sensore di coppia che rileva la forza applicata sullo sterzo;
- un sensore di posizione per capire l'angolo, il senso di rotazione e la velocità impartiti sul volante vengono montati nel sistema, direttamente sul piantone dello sterzo.

Tali sensori convertono la forza rilevata in segnale elettrico, che viene trasmesso ad una centralina. La centralina oltre ad analizzare tutti i dati in input riceve informazioni da altri sensori riguardo anche alla velocità del veicolo, in questo modo l'intensità della forza applicata dal motore elettrico varia anche in funzione della velocità a cui sta procedendo il veicolo, in modo che alle basse velocità si possa sterzare in maniera più agile fornendo quindi maggiore forza, mentre per velocità maggiori l'assistenza risulta minore, in virtù del fatto che il guidatore debba essere più attento e avere un volante con maggiore sensibilità e meno leggero del previsto.

Ci possono essere diverse configurazioni dell'EPS:

- **CEPS, Column EPS** (figura 4.3.5): comunemente montato sulle utilitarie, dove il sistema della servoassistenza è ubicato in prossimità del volante sulla colonna dello sterzo, motore elettrico collegato attraverso una vite senza fine;



Figura 4.3.5 Ceps

- **SPEPS**, *Single Pinion EPS* (figura 4.3.6): montato nelle vetture medie, con il motore elettrico e il sensore di coppia disposti a ridosso o solitamente davanti al gruppo pignone-cremagliera;

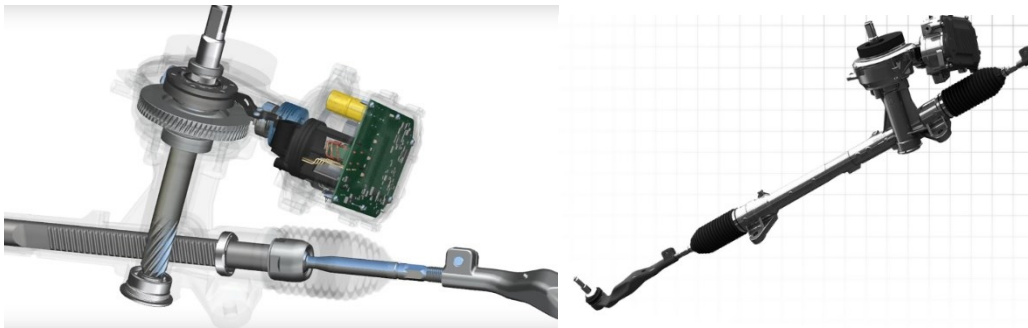


Figura 4.3.6 SPEPS

- **DPEPS**, *Dual Pinion EPS* (figura 4.3.7): vi sono due pignoni, il primo è collegato al piantone dello sterzo e calettato direttamente sulla cremagliera, mentre il secondo è collegato al motore elettrico, totalmente disaccoppiato dal sistema sterzo, volante, ecc.;

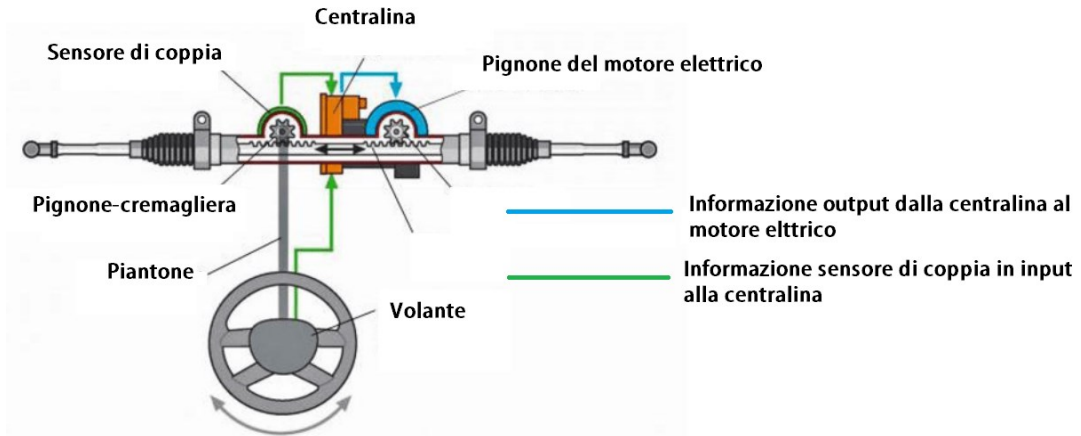


Figura 4.3.7 DPEPS



Figura 4.3.8 Dpeps

- **Rack EPS o servosterzo a cremagliera EPS** (figura 4.3.9): in questo caso il servosterzo è totalmente disaccoppiato dallo sterzo. La servoassistenza è fornita direttamente sulla cremagliera attraverso un motore collegato ad una cinghia sincrona che trasmette il moto ad una boccola parte di un sistema vite - madrevite a ricircolo di sfere.

Questo accoppiamento permette di trasformare efficacemente il moto rotatorio in longitudinale, grazie alle sfere che riducono sensibilmente gli attriti superficiali, esattamente come accade nei cuscinetti volventi. Quando il motore gira in un verso la cremagliera si sposterà in una direzione, fornendo una forza ausiliaria sulla stessa che aiuterà a sterzare le ruote in una data direzione. Invertendo il moto del motore si avrà lo stesso effetto nella direzione opposta.

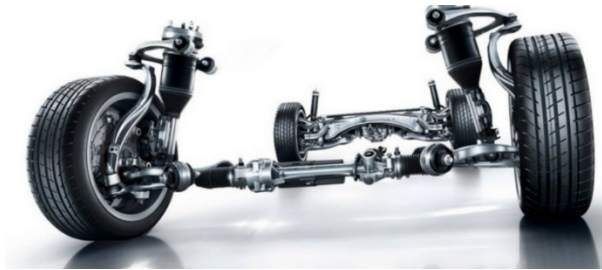


Figura 4.3.9 Rack EPS

I **principali vantaggi** dei sistemi elettrici rispetto a quelli idraulici sono i seguenti:

- consente di ridurre fino al 6% i consumi di carburante (circa 0,5 l/100 km), dato che il motore elettrico non è sempre attivo come quello idraulico in cui la pompa è costantemente attiva perché è collegata all'albero motore attraverso una cinghia, mentre quello elettrico entra in funzione solo quando richiesto;
- servoassistenza garantita anche in caso di avaria motore;
- più efficiente di un sistema idraulico, meno dissipazioni, richiede meno energia;
- maggior sicurezza e confort di guida;
- minori costi di sviluppo e maggiore flessibilità nell'integrazione degli EPS nel progetto dell'auto (per un sistema EPS bastano qualche settimana di sviluppo e taratura del sistema grazie al software flessibile, per i sistemi idraulici il tempo di progettazione e prototipazione si allunga parecchio);
- assenza di cavi idraulici, serbatoio, pompa e facilità di montaggio, meno ingombri, risparmiando spazio per le batterie elettriche;
- potenza erogata pressoché identica ai vecchi sistemi idraulici;
- possibilità di integrare il sistema elettrico con la guida autonoma o semi-autonoma, "Steer by wire".

4.4 Analisi angoli di sterzo e loro influenza



Gli pneumatici non sono esattamente paralleli tra di loro o perfettamente perpendicolari al terreno, ma sono inclinati di diversi angoli, ognuno dei quali ha un compito ben preciso, così come l'asse di sterzata, ossia l'asse passante per la linea di mezzeria del montante ed attorno al quale ruotano, quando si gira il volante, il complesso ruota, mozzo e perno.

Quindi in definitiva non si può tralasciare un aspetto importante riguardante gli angoli caratteristici di sterzo e delle ruote, poiché questi influenzano la traiettoria, il consumo degli pneumatici, il confort di guida, le forze in gioco, braccio a terra longitudinale e trasversale.

Si possono identificare diversi angoli:

- **Angolo dell'asse di sterzata o montante α (angolo di king-pin):** guardando la ruota nel piano frontale (figura 4.4.1) è l'angolo che intercorre fra l'asse di sterzata o montante e l'asse verticale o perpendicolare alla strada della ruota.

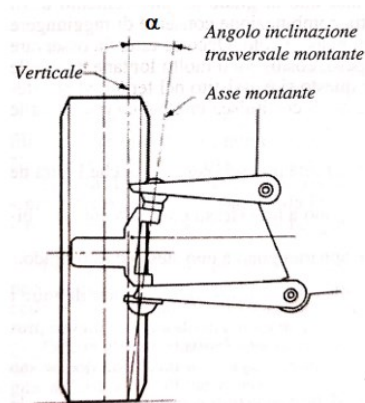


Figura 4.4.1 Asse king-pin

Determina la lunghezza del braccio a terra trasversale, cioè la distanza tra il centro dell'area di contatto dello pneumatico e la proiezione dell'asse di sterzo sul terreno, guardando l'auto frontalmente o posteriormente, indispensabile per determinare lo sforzo necessario per sterzare.

La presenza di un elevato braccio a terra trasversale (segmento TA in figura 4.4.2) provoca un aumento dello sforzo richiesto per sterzare e sensibili ritorni di coppia sullo sterzo, dovute alle irregolarità stradali e urti col terreno, al contrario riducendo tale braccio lo sforzo necessario per sterzare si riduce.

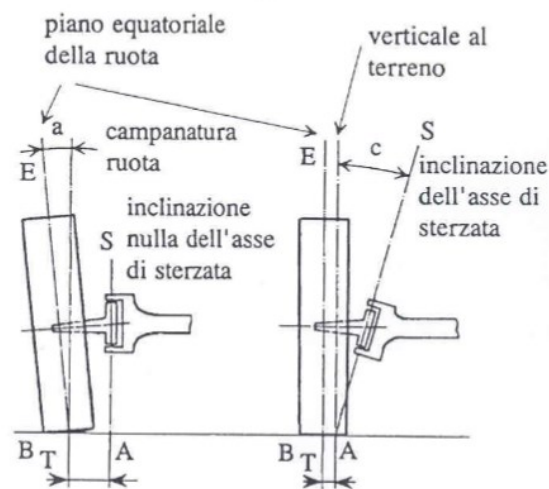


Figura 4.4.2 braccio a terra

Si cerca sempre di avere un braccio a terra diverso da zero, altrimenti la ruota risulterebbe troppo sensibile ad ogni perturbazione e inoltre non si avrebbe il ritorno agevolato dello sterzo a seguito di una manovra, oltre al fatto che lo pneumatico quando sterzato tenderebbe a ruotare attorno al proprio asse verticale, strisciando e traducendosi in uno sforzo elevato sul volante a veicolo fermo.

In pratica per ridurre il momento di sterzata si può inclinare la ruota verso l'esterno o il perno del fusello verso l'interno (figura 4.4.3).

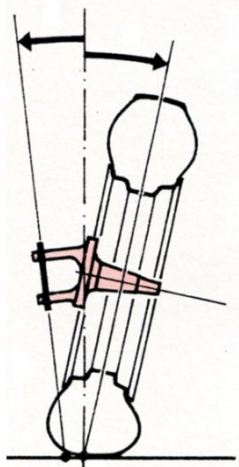


Figura 4.4.3 inclinazione ruota e asse

- Angolo di incidenza o caster (β):** guardando la ruota lateralmente è l'angolo fra l'asse di sterzata della ruota o montante e la verticale al terreno passando per il centro della ruota (figura 4.4.4). Può essere positivo se l'asse del fusello incontra il terreno davanti al punto di appoggio della ruota con l'asfalto (asse dello sterzo inclinato verso il posteriore della vettura), oppure negativo, se l'asse del fusello, incontra il terreno dietro il punto d'appoggio della ruota con il terreno stesso (asse dello sterzo inclinato verso l'anteriore della vettura). È presente solo sulle ruote sterzanti.

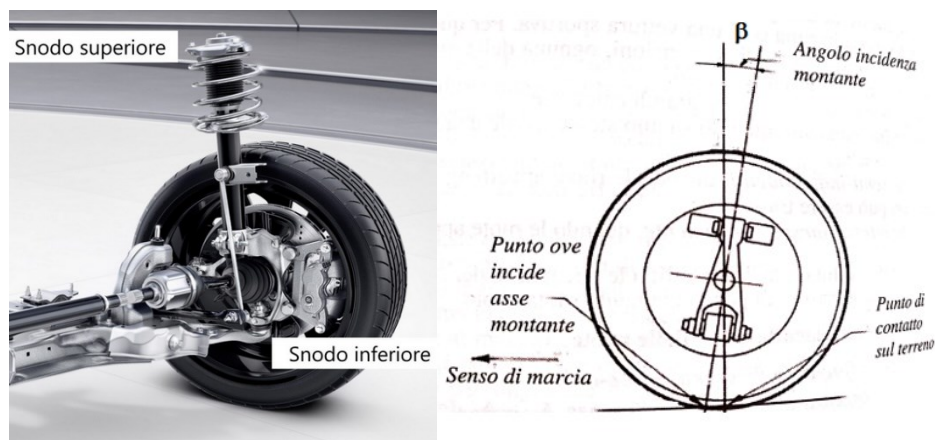


Figura 4.4.4 angolo di caster

Determina l'avancorsa o braccio a terra longitudinale, ovvero la distanza tra la proiezione sul terreno dell'asse di sterzata e il punto di contatto della ruota con il terreno. Favorisce il ritorno della ruota in marcia rettilinea, influisce sulla stabilità del veicolo.

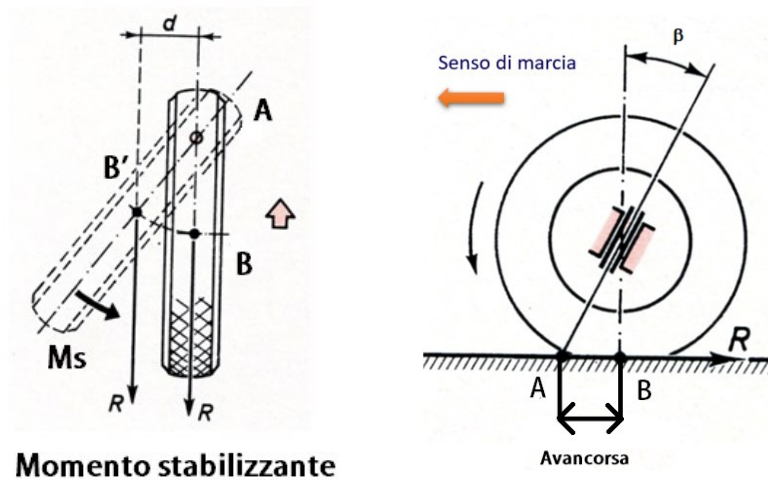


Figura 4.4.5 Momento stabilizzante e avancorsa

Dalle immagini (figura 4.4.5) il punto di contatto tra pneumatico e terreno è il punto B, mentre il punto A è il punto di intersezione dell'asse dello sterzo con il suolo. A seguito di una perturbazione il punto di contatto si sposta in B'. Lo strisciamento dello pneumatico sul terreno genera una forza di attrito che si oppone al movimento della ruota (dipenderà anche dalla velocità e dal peso del veicolo), il momento raddrizzante è proprio questa forza per il braccio longitudinale, ovvero l'avancorsa. Con un'avancorsa positiva il momento risultante tende a stabilizzare la ruota, ma se questa lunghezza risultasse troppo elevata ne risentirebbe la maneggevolezza, quando si stanno percorrendo strade a bassa velocità o bisognerebbe effettuare cambi repentini di direzione. Mentre con un'avancorsa negativa l'effetto è proprio quello di innescare un momento destabilizzante, compromettendo la stabilità e sicurezza.

Un angolo di caster elevato comporta un aumento della coppia esercitata al volante.

- **Angolo di camber o campanatura:** è l'inclinazione dell'asse della ruota rispetto alla verticale, può essere positivo o negativo (figura 4.4.6).

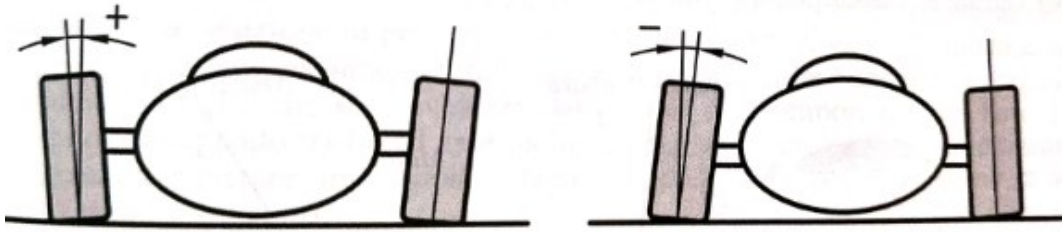


Figura 4.4.6 campanatura

Influenza la maneggevolezza della vettura, la tenuta in curva, il consumo degli pneumatici e la loro impronta a terra, infine la corretta sterzata. Un angolo di camber negativo favorisce la stabilità in curva poiché inclinando le ruote verso il centro si diminuisce l'altezza del baricentro del veicolo e si allarga la carreggiata. Riveste un ruolo primario nel massimizzare la superficie di contatto, insieme alla pressione di gonfiaggio degli pneumatici.

- **Convergenza:** guardando il veicolo dall'altro, è data dalla differenza di $A_1 - A_2$, ovvero le misure agli estremi degli pneumatici. La freccia indica il senso di marcia (4.4.7)

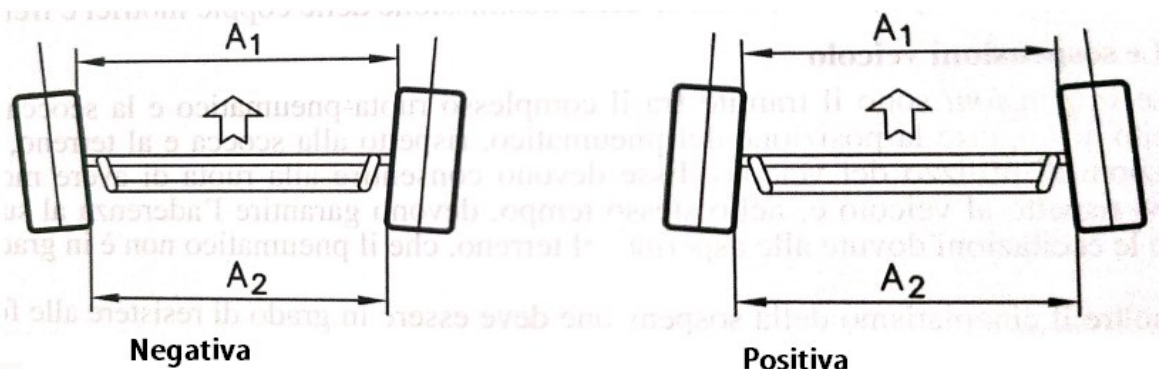


Figura 4.4.7 Convergenza

Può essere positiva ($A2 > A1$) o negativa ($A2 < A1$), è presente sia sugli assi anteriori che posteriori. A seconda della positività o negatività, essa influenza la stabilità in curva, il ritorno automatico dello sterzo e le prestazioni in curva. Particolare importanza è dovuta al fatto che influenza il consumo e l'usura degli pneumatici e la guida da parte del conducente, con problemi di deviazione dalla situazione rettilinea nel caso di errata convergenza del veicolo.

4.5 Meccanismo sterzata autobus

In merito alle caratteristiche del bus elettrico, sono stati fissati i seguenti valori:

- *Angolo di king pin* 5° ;
- *Angolo di caster* 3° ;
- *Campanatura* $0,5^\circ$;
- *Convergenza nulla*.

Schematizzando il tutto si ottiene:

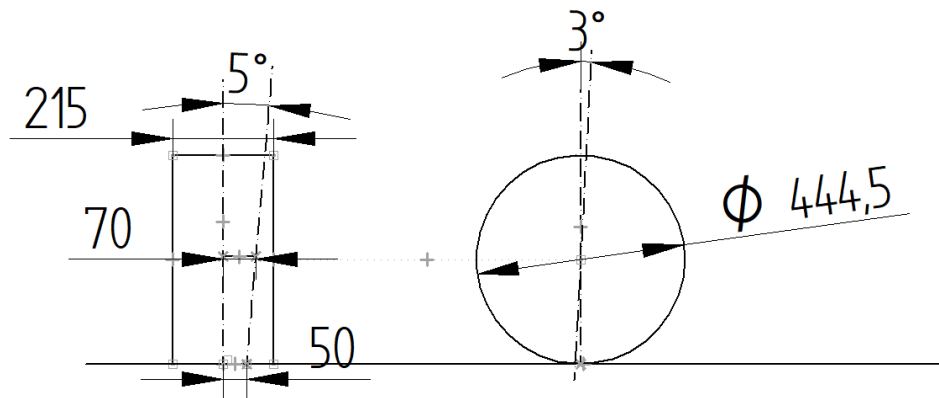


Figura 4.5.1 caratteristiche angoli bus

Come si evince dalla figura 4.5.1 il braccio a terra trasversale è di **50mm**, mentre la distanza dal centro ruota e centro del perno del fusello è di **70mm**.

4.6 Scelta del meccanismo basilare

Un sistema di sterzata deve soddisfare i seguenti requisiti:

- *la sterzata deve essere precisa anche per piccoli angoli, possibilmente devono essere evitati i giochi nelle articolazioni;*
- *il rapporto di trasmissione fra volante e ruote deve essere più basso possibile compatibile con lo sforzo;*
- *quando lo sterzo viene rilasciato dopo una curva, il riallineamento delle ruote deve avvenire in maniera automatica e deve essere stabile nel moto rettilineo;*
- *il fondo stradale sconnesso non deve trasferire (quanto più possibile) le sollecitazioni al volante;*
- *il meccanismo delle articolazioni deve soddisfare la condizione di Ackermann.*

Per le analisi che seguiranno si sono considerate le seguenti ipotesi semplificative:

- moto a regime, velocità costante;
- strada in piano;
- sospensioni infinitamente rigide;
- frenature e accelerazioni nulle;
- beccheggio, rollio e imbardata trascurabili.

4.6.1 Sterzata cinematica

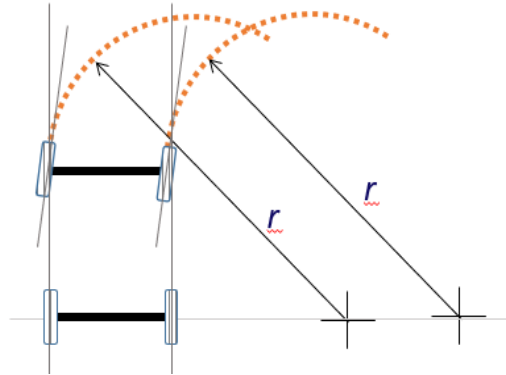


Figura 4.6.1 Sterzata cinematica non corretta

Se nella marcia in curva le ruote sterzanti rimangono parallele, ovvero ruotate dello stesso angolo, i centri di curvatura non coincidono, le due ruote percorrono una traiettoria diversa e il veicolo sbanda (figura 4.6.1). Quando un veicolo effettua una curva di qualunque raggio essa sia, bisogna rispettare quella che viene chiamata **sterzata cinematica**, ovvero il moto di un veicolo in curva determinato dal puro rotolamento delle ruote, strisciamenti e forze tangenziali scambiate tra pneumatico e asfalto nulli. In questo caso la velocità dei centri delle ruote è contenuta nel loro piano medio e gli angoli di deriva sono nulli.

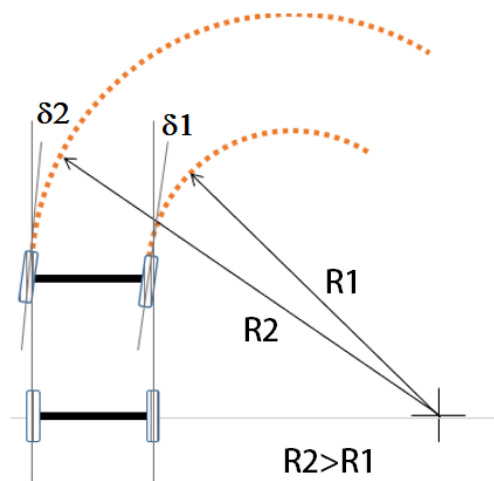


Figura 4.6.2 sterzata cinematica corretta

Per evitare che ci sia strisciamento e quindi che venga rispettata la sterzata cinematica **bisogna far sì che l'inclinazione delle due ruote sia diversa, maggiore per la ruota interna δ_1** (altrimenti striscerà), **minore per quella esterna, δ_2** come si può vedere dalla figura 4.6.2.

In questo caso si può notare come anche il raggio di curvatura cambia, è maggiore per la ruota esterna e minore per quella interna.

È sempre possibile osservare come le due traiettorie siano concentriche e che per la diversa lunghezza dei Raggi di curvatura le velocità delle due ruote risultano diverse.

La condizione ideale, definita appunto *sterzata cinematica*, è **soddisfatta quando gli assi delle ruote anteriori sterzanti hanno un punto in comune O, centro di curvatura, passante per il prolungamento dell'asse delle ruote posteriori**, questo è anche il centro istantaneo di rotazione (figura 4.6.3).

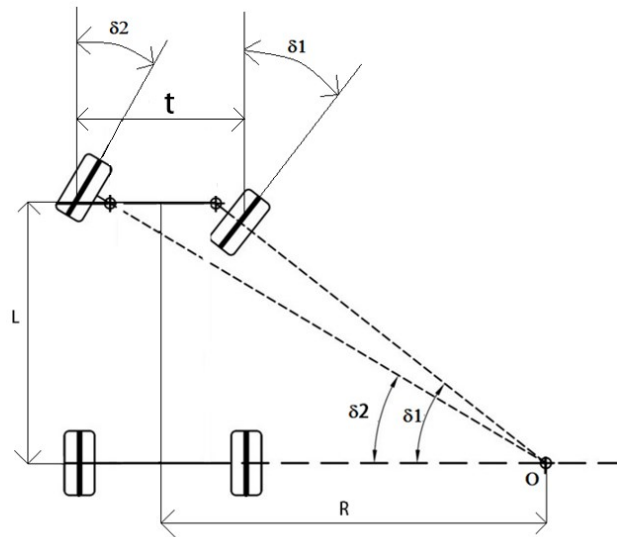


Figura 4.6.3 Veicolo in curva

In formule:

$$\tan \delta_1 = \frac{L}{R - \frac{t}{2}} \quad \tan \delta_2 = \frac{L}{R + \frac{t}{2}} \quad (18)$$

Dove:

$L = \text{interasse};$

$t = \text{carreggiata};$

$R = \text{raggio di curvatura};$

$\delta = \text{angolo di inclinazione, angoli di ackermann};$

Dalle relazioni precedenti si ricava il raggio di curvatura:

$$R = \frac{L}{\tan \delta_1} + \frac{t}{2} \quad (19)$$

$$R = \frac{L}{\tan \delta_2} - \frac{t}{2} \quad (20)$$

Eguagliando i raggi ((19)e (20)):

$$\frac{1}{\tan \delta_2} - \frac{1}{\tan \delta_1} = \frac{t}{L} \quad (21)$$

e sfruttando la definizione di cotangente (**condizione di ackermann** (22)):

$$\text{Cot} \delta_2 - \text{Cot} \delta_1 = \frac{t}{L} \quad (22)$$

L'unico meccanismo che riesce a far rispettare questa condizione per ogni angolo di sterzata è il meccanismo di **Bourlet** o giunto di **ackermann** (figura 4.6.4). Questo cinematismo per la sua complessità geometrica, di costruzione e manutenzione (lubrificazione dovuta alle coppie prismatiche), non viene impiegato.

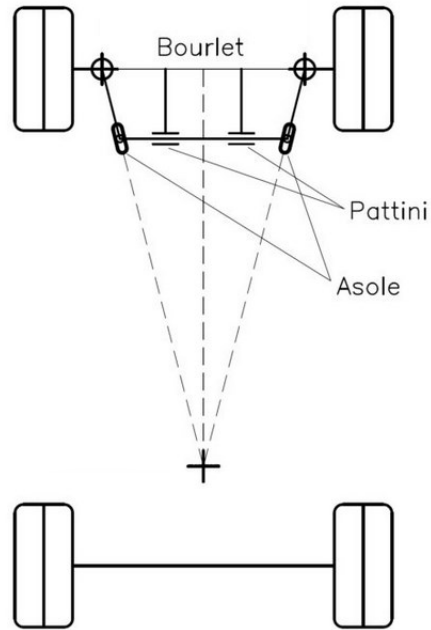


Figura 4.6.4 Meccanismo di Bourlet

Le soluzioni tecniche più utilizzate sono il quadrilatero di Jeantaud o di Phanard (figura 4.6.5). Sfortunatamente questi due meccanismi non riescono a far rispettare la sterzata cinematica per tutta l'escursione della manovra di sterzata, perciò danno luogo ad un errore di sterzata, se ne stabilirà l'entità in seguito.

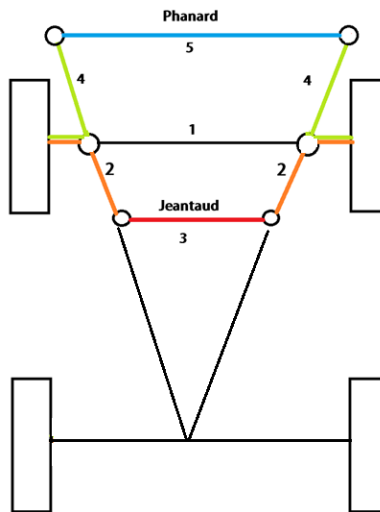


Figura 4.6.5 Meccanismo Jeantaud e Phanard

I due meccanismi sono così composti:

l = distanza tra i centri di rotazione delle ruote, fuselli o perni di rotazione;

2 = leve sterzo (*jeantaud*);

3 = barra di accoppiamento leve di comando (*jeantaud*);

4 = leve sterzo (*phanard*);

5 = barra di accoppiamento leve di comando (*phanard*).

I meccanismi sono speculari rispetto all'asse sterzante, uno disposto nella parte superiore e uno nella parte inferiore, il funzionamento è identico.

La regola base per una corretta progettazione del quadrilatero impone che i prolungamenti delle leve di comando (2 o 4) del quadrilatero devono ricadere nel centro dell'asse posteriore o poco prima di esso, formando così l'angolo γ con la verticale figura 4.6.6

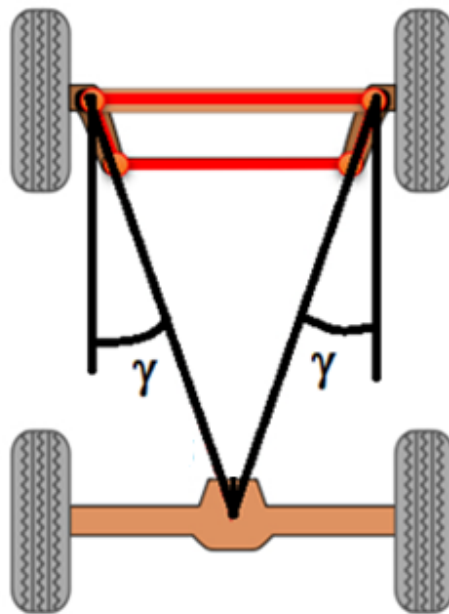


Figura 4.6.6 Inclinazione leve di sterzo

In riferimento alla tabella 1.2 è possibile calcolare la distanza tra i perni di rotazione delle ruote l_1 e il valore di γ .

- $l_1 = \text{carreggiata} - \text{larghezza pneumatico} - 2(70) = 2000 - 215 - 140 = 1645\text{mm}$ (23)

- *condizione di Jeantaud o Phanard:*

$$\gamma^* = \tan^{-1}\left(\frac{l_1}{2L}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{1645}{2(3500)}\right) = 13,225^\circ$$
 (24)

Essendo le leve inclinate di tale angolo γ , a pari corsa dell'asta 3 o della cremagliera, per effetto della diversa e simmetrica inclinazione delle due leve, l'angolo di sterzata della ruota interna risulta maggiore di quella esterna.

Si analizzeranno entrambi i meccanismi, sia di Jeantaud che di Phanard, ed eseguendo tutti i passaggi matematici risulterà possibile ricavare il valore di δ_2 una volta impostato δ_1 .

Così facendo si potranno confrontare i valori δ_2 nella situazione di sterzata cinematica ideale e quella ottenuta in funzione di δ_1 con uno dei due meccanismi che approssimano la soluzione ideale e stabilire l'errore di sterzata precedentemente accennato.

Dalla tabella 1.2 è possibile ricordare che gli angoli di sterzata massimi sono tra i $45^\circ/55^\circ$, quindi si terranno in considerazione questi valori di sterzata massimi.

4.6.2 Meccanismo di Jeantaud

Si esaminerà il sistema del quadrilatero di Jeantaud, nella la situazione iniziale, o rettilinea (figura 4.6.2.1) e quella deformata, in curva (figura 4.6.2.2). Attraverso semplici regole matematiche è possibile determinare δ_2 , in funzione di δ_1 , come segue:

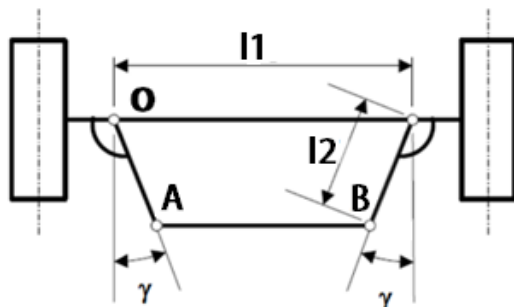


Figura 4.6.2.1 sterzo in rettilineo

nella situazione iniziale si ha che il segmento $\overline{(A - B)}$ è così ottenuto:

$$\overline{(A - O)} = \begin{bmatrix} l_2 \sin \gamma \\ -l_2 \cos \gamma \end{bmatrix} \quad (25)$$

$$\overline{(B - O)} = \begin{bmatrix} l_1 - l_2 \sin \gamma \\ -l_2 \cos \gamma \end{bmatrix} \quad (26)$$

$$\overline{(A - B)} = \begin{bmatrix} l_1 - 2l_2 \sin \gamma \\ 0 \end{bmatrix} \quad (27)$$

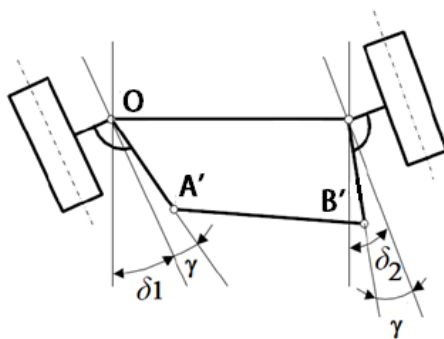


Figura 4.6.2.2 sterzo in curva

Mentre quando lo sterzo sarà ruotato di δ_1 il segmento $\overline{(A' - B')}$ avrà le seguenti coordinate:

$$\overline{(A' - O)} = \begin{bmatrix} l_2 \sin(\delta_1 + \gamma) \\ -l_2 \cos(\delta_1 + \gamma) \end{bmatrix} \quad (28)$$

$$\overline{(B' - O)} = \begin{bmatrix} l_1 + l_2 \sin(\delta_2 - \gamma) \\ -l_2 \cos(\delta_2 - \gamma) \end{bmatrix} \quad (29)$$

$$\overline{(A' - B')} = \begin{bmatrix} l_2 \sin(\delta_1 + \gamma) - l_1 - l_2 \sin(\delta_2 - \gamma) \\ l_2 \cos(\delta_2 - \gamma) - l_2 \cos(\delta_1 + \gamma) \end{bmatrix} \quad (30)$$

Uguagliando la distanza tra $\overline{(A - B)}$ e $\overline{(A' - B')}$, dalla (30) è possibile ricavare la coordinata δ_2 in funzione di δ_1 .

$$\overline{(A - B)}^2 = \overline{(A' - B')}^2 \quad (31)$$

Indicando con:

$$\beta = (\gamma + \delta_1); \quad \alpha = (\delta_2 - \gamma) \quad (32)$$

Si ottiene:

$$\begin{aligned} l_1^2 + (4l_2^2 \sin^2 \gamma) - (4l_1 l_2 \sin \gamma) &= l_2^2 \sin^2 \beta + l_1^2 + l_2^2 \sin^2 \alpha - \\ 2l_1 l_2 \sin \beta - 2l_2^2 \sin \beta \sin \alpha + 2l_1 l_2 \sin \alpha + l_2^2 \cos^2 \beta + l_2^2 \cos^2 \alpha - \\ 2l_2^2 \cos \beta \cos \alpha \end{aligned} \quad (33)$$

$$\begin{aligned} \cancel{l_1^2} + (4l_2^2 \sin^2 \gamma) - (4l_1 l_2 \sin \gamma) &= \underline{l_2^2 \sin^2 \beta} + \cancel{l_1^2} + \underline{l_2^2 \sin^2 \alpha} - \\ 2l_1 l_2 \sin \beta - 2l_2^2 \sin \beta \sin \alpha + 2l_1 l_2 \sin \alpha + \underline{l_2^2 \cos^2 \beta} + \underline{l_2^2 \cos^2 \alpha} - \\ 2l_2^2 \cos \beta \cos \alpha \end{aligned} \quad (34)$$

$$(4l_2^2 \sin^2 \gamma) - (4l_1 l_2 \sin \gamma) = 2l_2^2 \sin^2 \beta - 2l_1 l_2 \sin \beta - 2l_2^2 \sin \beta \sin \alpha + 2l_1 l_2 \sin \alpha - 2l_2^2 \cos \beta \cos \alpha \quad (35)$$

Ora per semplificare si pongono:

$$\begin{aligned} (1) &= 4l_2^2 \sin^2 \gamma & (2) &= 4l_1 l_2 \sin \gamma \\ (3) &= 2l_2^2 & (4) &= 2l_1 l_2 \sin \beta \end{aligned} \quad (36)$$

si ricava:

$$1 - 2 - 3 + 4 + \sin \alpha (2l_2^2 \sin \beta - 2l_1 l_2) + 2l_2^2 \cos \beta \cos \alpha = 0 \quad (37)$$

Indicando con K:

$$K = 2l_2^2 \sin \beta - 2l_1 l_2 \quad (38)$$

Si ottiene:

$$\sin \alpha + \frac{1}{K} - \frac{2}{K} - \frac{3}{K} + \frac{4}{K} + \frac{2l_2^2 \cos \beta \cos \alpha}{K} = 0 \quad (39)$$

Considerando:

$$\sin \alpha = x ; \cos \alpha = y \quad (40)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} x^2 + y^2 = 1 \\ x + \frac{2l_2^2 \cos \beta \cos \alpha}{K} = -\frac{1}{K} + \frac{2}{K} + \frac{3}{K} - \frac{4}{K} \end{array} \right\} \quad (41)$$

Sostituendo con:

$$(a) = -\frac{1}{K} + \frac{2}{K} + \frac{3}{K} - \frac{4}{K} \rightarrow \quad (b) = +\frac{2l_2^2 \cos \beta \cos \alpha}{K} \quad (42)$$

Si ricava:

$$\left\{ \begin{array}{l} x^2 + y^2 = 1 \\ x = a - by \end{array} \right\} \quad (43)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} a^2 + b^2 y^2 - 2aby + y^2 - 1 = 0 \\ x = a - by \end{array} \right\} \quad (44)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} y^2(b^2 + 1) + y(-2ab) + (a^2 - 1) = 0 \\ x = a - by \end{array} \right\} \quad (45)$$

Sostituendo i seguenti valori con:

$$A = b^2 + 1; B = -2ab; C = a^2 - 1 \quad (47)$$

Si ottiene:

$$\left\{ \begin{array}{l} Ay^2 + By + C = 0 \\ x = a - by \end{array} \right\} \quad (48)$$

Risolvendo così l'equazione di secondo grado:

$$y_{1,2} = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \quad (49)$$

Si perviene:

$$x_1 = a - (by_1) \quad (50)$$

$$x_2 = a - (by_2) \quad (51)$$

Dalla definizione di tangente:

$$\tan \alpha_1 = \frac{x_1}{y_1} \quad (52)$$

$$\tan \alpha_2 = \frac{x_2}{y_2} \quad (53)$$

$$\alpha_1 = \tan^{-1} \frac{x_1}{y_1} \quad (54)$$

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \frac{x_2}{y_2} \quad (55)$$

E ricordando infine che per la relazione del quadrilatero di jeantaud, vale:

$$\gamma = \tan^{-1} \left(\frac{l_1}{2L} \right) \quad (56)$$

si ricava:

$$\delta_2(1) = \gamma + \alpha_1 \quad (57)$$

$$\delta_2(2) = \gamma + \alpha_2 \quad (58)$$

Risoluzione quadrilatero jeantaud			
l1	1,645 m		
l2	0,17 m		
AB	1,567 m		
	Radiani	Gradi	
δ_1	0,1745	10	
γ	0,2308	13,2246	Δ 1,983378
δ_2	0,1672	9,5816	
β	0,4053	23,2246	y1 0,997979 y2 -0,966
K	-0,5365		x1 -0,063539 x2 -0,258
1	0,006050	A	1,009802 Tangente α -0,063668 Tangente α 0,267
2	0,255900	B	-0,032145 Arcotan α -0,063582 Arcotan α 0,261
3	0,057800	C	-0,973645 Gradi -3,642967 Gradi 14,951
4	0,220552	a	-0,162343
5	0,053116	b	-0,099004 δ_2 9,581584 δ_2 28,18

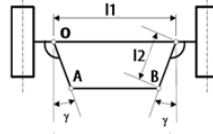


Figura 4.6.2.3 Foglio Excel jeantaud

Allo stesso modo si procede con il quadrilatero di Phanard.

Il valore di l2 è stato prima considerato un valore variabile, e successivamente in base alla configurazione definitiva è stato fissato l2 di 170mm come si vede dalla figura 4.6.2.3

La spiegazione di l2 sarà giustificata nei capitoli seguenti.

4.6.3 Meccanismo di Phanard

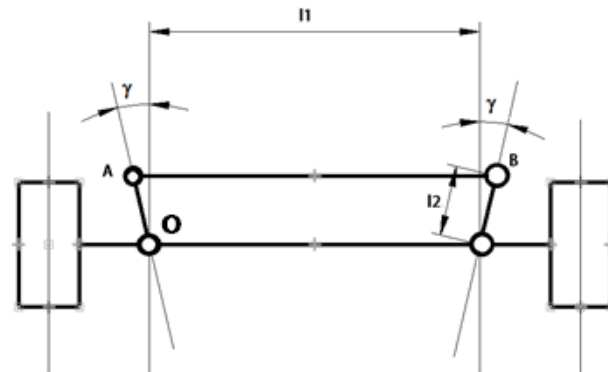


Figura 4.6.3.1 Sterzo in rettilineo phanard

$$\overline{(A - O)} = \begin{bmatrix} -l_2 \sin \gamma \\ l_2 \cos \gamma \end{bmatrix} \quad (59)$$

$$\overline{(B - O)} = \begin{bmatrix} l_1 + l_2 \sin \gamma \\ l_2 \cos \gamma \end{bmatrix} \quad (69)$$

$$\overline{(A - B)} = \begin{bmatrix} l_1 + 2l_2 \sin \gamma \\ 0 \end{bmatrix} \quad (61)$$

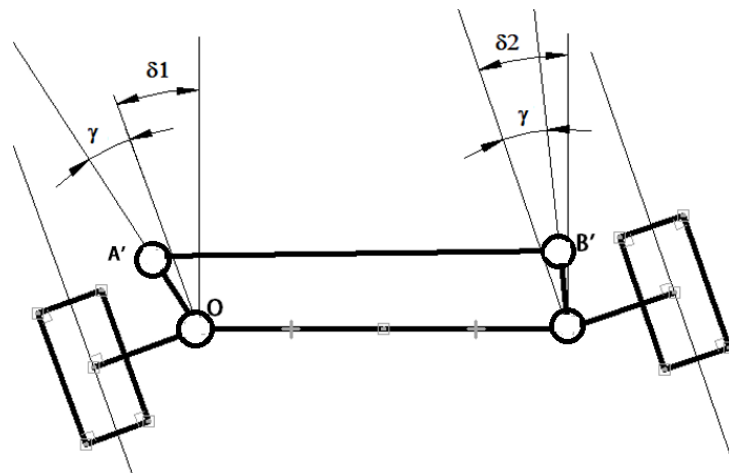


Figura 4.6.3.2 sterzo in curva phanard

$$\overline{(A' - O)} = \begin{bmatrix} -l_2 \sin(\delta_1 + \gamma) \\ +l_2 \cos(\delta_1 + \gamma) \end{bmatrix} \quad (62)$$

$$\overline{(B' - O)} = \begin{bmatrix} l_1 - l_2 \sin(\delta_2 - \gamma) \\ +l_2 \cos(\delta_2 - \gamma) \end{bmatrix} \quad (63)$$

$$\overline{(A' - B')} = \begin{bmatrix} -l_2 \sin(\delta_1 + \gamma) - l_1 + l_2 \sin(\delta_2 - \gamma) \\ -l_2 \cos(\delta_2 - \gamma) + l_2 \cos(\delta_1 + \gamma) \end{bmatrix} \quad (64)$$

Eguagliando i segmenti $\overline{(A - B)}$ e $\overline{(A' - B')}$, dalla (65) si ottiene δ_2 in funzione di δ_1 :

$$\overline{(A - B)}^2 = \overline{(A' - B')}^2 \quad (65)$$

Indicando con

$$\beta = (\gamma + \delta_1); \quad \alpha = (\delta_2 - \gamma) \quad (66)$$

Si ottiene:

$$l_1^2 + (4l_2^2 \sin^2 \gamma) + (4l_1 l_2 \sin \gamma) = l_2^2 \sin^2 \beta + l_1^2 + l_2^2 \sin^2 \alpha + 2l_1 l_2 \sin \beta - 2l_2^2 \sin \beta \sin \alpha - 2l_1 l_2 \sin \alpha + l_2^2 \cos^2 \beta + l_2^2 \cos^2 \alpha - 2l_2^2 \cos \beta \cos \alpha \quad (67)$$

Semplificando:

$$\cancel{l_1^2} + (4l_2^2 \sin^2 \gamma) + (4l_1 l_2 \sin \gamma) = \underline{l_2^2 \sin^2 \beta} + \cancel{l_1^2} + \underline{l_2^2 \sin^2 \alpha} + 2l_1 l_2 \sin \beta - 2l_2^2 \sin \beta \sin \alpha - 2l_1 l_2 \sin \alpha + \underline{l_2^2 \cos^2 \beta} + \underline{l_2^2 \cos^2 \alpha} - 2l_2^2 \cos \beta \cos \alpha \quad (68)$$

$$(4l_2^2 \sin^2 \gamma) + (4l_1 l_2 \sin \gamma) = 2l_2^2 \sin^2 \beta + 2l_1 l_2 \sin \beta - 2l_2^2 \sin \beta \sin \alpha + 2l_1 l_2 \sin \alpha - 2l_2^2 \cos \beta \cos \alpha \quad (69)$$

Si pongono:

$$\begin{aligned} (1) &= 4l_2^2 \sin^2 \gamma & (2) &= 4l_1 l_2 \sin \gamma \\ (3) &= 2l_2^2 & (4) &= 2l_1 l_2 \sin \beta \end{aligned} \quad (70)$$

$$1 + 2 - 3 - 4 + \sin \alpha (2l_2^2 \sin \beta - 2l_1 l_2) + 2l_2^2 \cos \beta \cos \alpha = 0 \quad (71)$$

$$K = 2l_2^2 \sin \beta - 2l_1 l_2 \quad (72)$$

$$\sin \alpha + \frac{1}{K} + \frac{2}{K} - \frac{3}{K} - \frac{4}{K} + \frac{2l_2^2 \cos \beta \cos \alpha}{K} = 0 \quad (73)$$

$$\sin \alpha = x; \cos \alpha = y \quad (74)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} x^2 + y^2 = 1 \\ x + \frac{2l_2^2 \cos \beta \cos \alpha}{K} = -\frac{1}{K} - \frac{2}{K} + \frac{3}{K} + \frac{4}{K} \end{array} \right\} \quad (75)$$

$$(a) = -\frac{1}{K} - \frac{2}{K} + \frac{3}{K} + \frac{4}{K} \quad (b) = +\frac{2l_2^2 \cos \beta \cos \alpha}{K} \quad (76)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} x^2 + y^2 = 1 \\ x = a - by \end{array} \right\} \quad (77)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} a^2 + b^2 y^2 - 2aby + y^2 - 1 = 0 \\ x = a - by \end{array} \right\} \quad (78)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} y^2(b^2 + 1) + y(-2ab) + (a^2 - 1) = 0 \\ x = a - by \end{array} \right\} \quad (79)$$

Considerando i seguenti valori:

$$A = b^2 + 1; B = -2ab; C = a^2 - 1 \quad (80)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Ay^2 + By + C = 0 \\ x = a - by \end{array} \right\} \quad (81)$$

$$y_{1,2} = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \quad (82)$$

Si perviene:

$$x_1 = a - (by_1) \quad (83)$$

$$x_2 = a - (by_2) \quad (84)$$

Dalla definizione di tangente:

$$\tan \alpha_1 = \frac{x_1}{y_1} \quad (85)$$

$$\tan \alpha_2 = \frac{x_2}{y_2} \quad (86)$$

$$\alpha_1 = \tan^{-1} \frac{x_1}{y_1} \quad (87)$$

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \frac{x_2}{y_2} \quad (88)$$

E ricordando infine che per la relazione del quadrilatero di Phanard, vale:

$$\gamma = \tan^{-1} \left(\frac{l_1}{2L} \right) \quad (89)$$

In conclusione, si ricava:

$$\delta_2(1) = \gamma + \alpha_1 \quad (90)$$

$$\delta_2(2) = \gamma + \alpha_2 \quad (91)$$

Risoluzione quadrilatero phanard			
I1	1,645 m		
I2	0,17 m		
AB	1,723 m		
	Radiani	Gradi	
δ_1	0,1745	10	Δ 2,008
γ	0,2308	13,2246	y_1 0,998 y_2 -0,993
δ_2	0,1679	9,6187	x_1 -0,063 x_2 0,119
β	0,4053	23,2246	Tangente α -0,063 Tangente α -0,120
K	0,5821		Arcotan α -0,063 Arcotan α -0,119
1	0,006050	A 1,008327	Gradi -3,606 Gradi -6,822
2	0,255900	B -0,005142	
3	0,057800	C -0,999206	
4	0,220552	a 0,028178	
5	0,053116	b 0,091251	δ_2 9,6187 δ_2 6,403

Figura 4.6.3.3 Folio Excel phanard

Tutte le formule precedenti sono state inserite in un foglio Excel, così che una volta impostati i parametri I1, I2, Interasse L, Carreggiata t, si possa ottenere δ_2 per ogni valore di δ_1 .

I risultati dei due dispositivi non sono perfettamente identici, si analizzeranno gli errori di sterzata di entrambi nel capitolo seguente.

4.7 Valutazione errore sterzata

Come illustrato in precedenza, i due dispositivi danno luogo ad un *errore di sterzata (91)*, per poter scegliere la configurazione dei bracci di leva di sterzo, e quindi il valore di γ giusto per il veicolo in esame bisogna capire meglio come varia questo errore.

Solo il dispositivo di Bourlet riesce a rispettare la condizione di sterzata cinematica per qualsiasi angolo di sterzata, quindi utilizzando uno dei due quadrilateri sopra osservati si può definire l'errore di sterzata come la differenza tra il δ_2 ottenuto realmente (con le formule appena ricavate (57), (90)) e quello calcolabile con la relazione di Ackerman ((22)) una volta fissato δ_1 e le altre grandezze.

$$\Delta\delta_2 = \delta_2 - \delta_{2ack} \quad (91)$$

In generale l'errore di sterzata varia in funzione di δ_1 , con valori positivi di $\Delta\delta_2 = +1,5^\circ$ per angoli di $\delta_1 < 20/25^\circ$ fino ad arrivare a valori negativi di $\Delta\delta_2 = -3/4^\circ$ per elevati valori di sterzata.

L'importanza di contenere quanto più possibile questo errore di sterzata risiede, oltre che alla normale usura degli pneumatici, ma sulla centratura dello sterzo, che influenza la sensazione della guida da parte del conducente, l'attenzione maggiore si pone al valore di γ .

Attraverso i dati di Excel si costruisce un grafico del tipo $\Delta\delta_2 - \delta_1$ per i diversi valori di γ , in modo da evidenziare le differenze e come varia l'errore in funzione della diversa inclinazione delle leve di comando.

Con γ^* è stata indicata la condizione per cui si rispetta la geometria di Phanard o Jeantaud, ovvero che i prolungamenti degli assi delle ruote ricadano perfettamente nel centro dell'asse posteriore.

Jeantaud

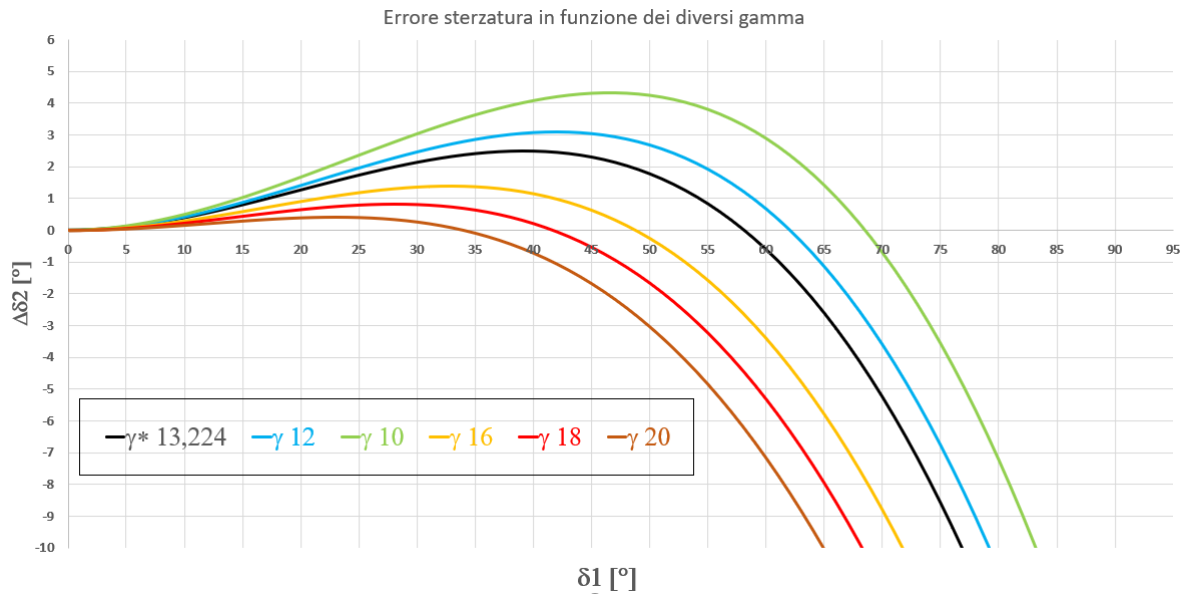


Figura 4.7.1 Errore sterzata Jeantaud

Phanard

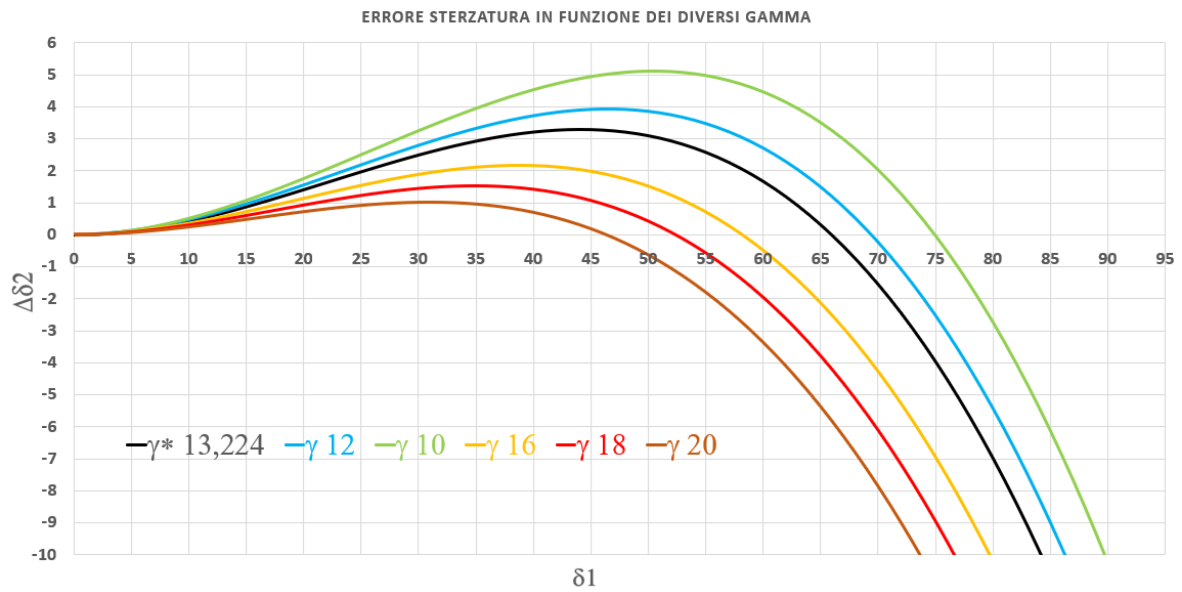


Figura 4.7.2 Errore sterzata Phanard

Dai grafici (figura 4.7.1 e 4.7.2) è possibile osservare che per:

- $\gamma < \gamma^*$, l'errore cresce quasi per tutta l'escursione di sterzata con valori di circa $4/5^\circ$, e assume valori negativi per forti angoli di sterzata, con errore nullo in corrispondenza di angoli di sterzata molto ampi;
- $\gamma > \gamma^*$, l'errore cresce in maniera minore fino ai 2° , si hanno sempre valori positivi fino a circa $55/60^\circ$ e assume valori negativi più elevati per angoli di sterzata maggiori, l'errore si mantiene accettabile o quasi costante per angoli di sterzata δ_1 fino a 40° ;
- $\gamma = \gamma^*$, l'errore cresce fino 3° per angoli δ_1 di circa 45° .

La sterzata cinematica corretta viene assunta quando la curva incontra l'asse delle X, poiché in questo caso l'errore di sterzata è nullo, e si può vedere come soltanto per un determinato valore la sterzata cinematica è quella esatta.

A tal proposito è possibile evidenziare come con un angolo di γ maggiore (per esempio 18°) di γ^* , la curva risulta più costante o piatta nel range di sterzata $0/60^\circ$, mentre per γ minori di γ^* la curva tende a crescere con errori di sterzata elevati nel range di $25/65^\circ$.

Poiché la geometria del quadrilatero non consente di rispettare al meglio la sterzata cinematica, i centri di curvatura non combaciano perfettamente ma sono distanti di una lunghezza, appunto $\Delta\epsilon$ (92) è ricavabile per via analitica in funzione di δ_1 (figura 4.7.3).

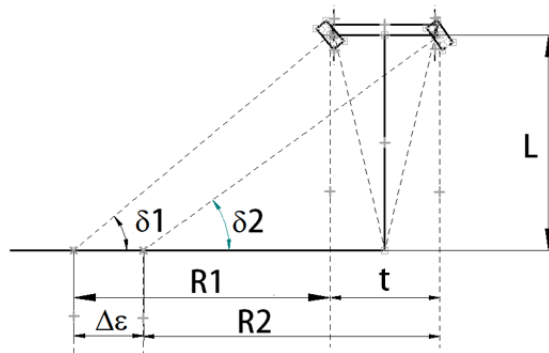


Figura 4.7.3 differenza centri curvatura

$$\Delta\epsilon = |R_1 - R_2 + t| = \left| \frac{L}{\tan\delta_1} + t - \frac{L}{\tan\delta_2} \right| \quad (92)$$

I grafici (figura 4.7.4 e 4.7.5) rappresentano l'andamento di $\Delta\varepsilon$ in funzione di $\delta 1$

Jeantaud

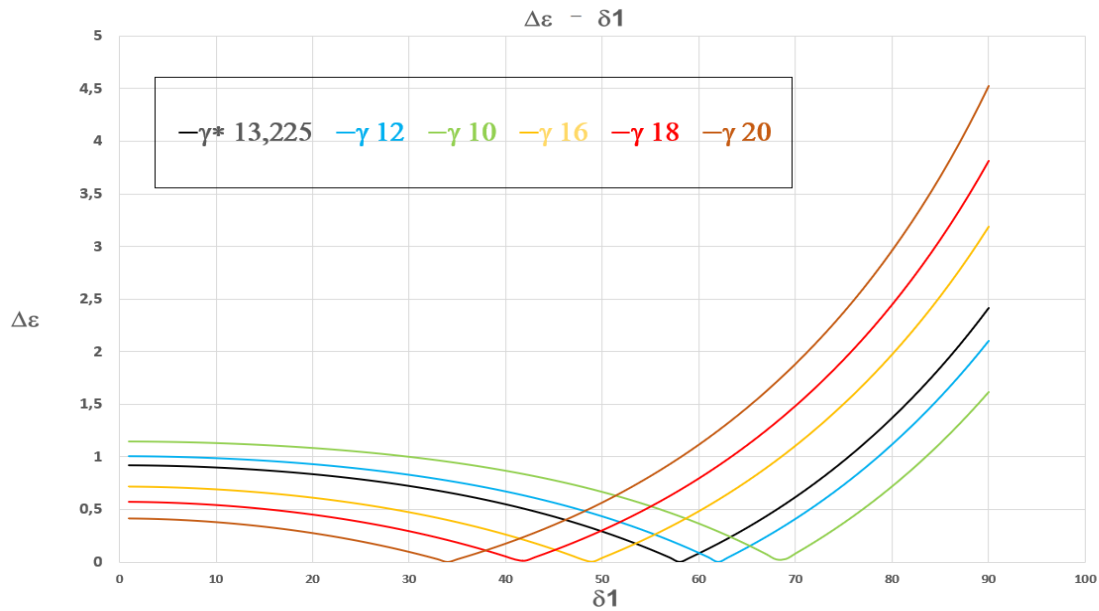


Figura 4.8.4 differenza centri di curvatura jeantaud

Phanard

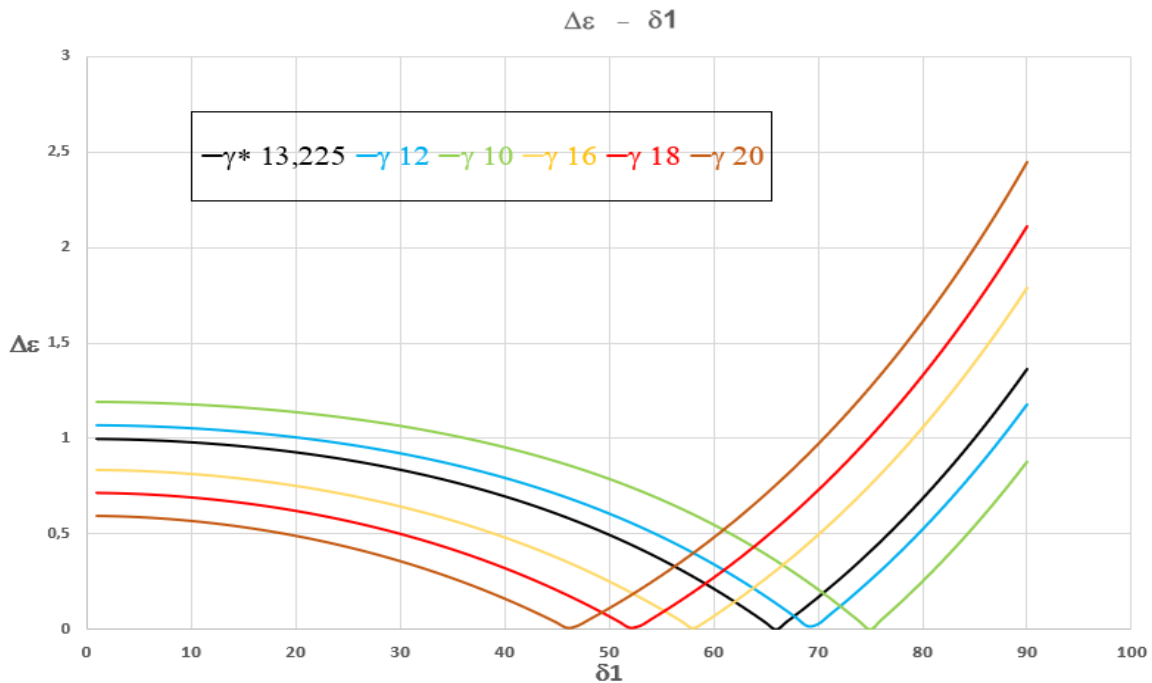


Figura 4.8.5 differenza centri di curvatura Phanard

Come si può notare i centri di curvatura coincidono in un solo punto per ogni curva, questo punto è lo stesso identificato nei grafici in figura 4.7.1 e 4.7.2, ovvero il punto in cui la sterzata cinematica è rispettata e l'errore di sterzata è nullo, come dimostrato nel paragrafo 4.6.1.

Bisogna fare un'altra considerazione sulla sterzata massima. In riferimento alla figura 4.7.6 si consideri l'angolo denominato α come l'angolo compreso tra la verticale al perno del fusello e l'asse delle ruote.

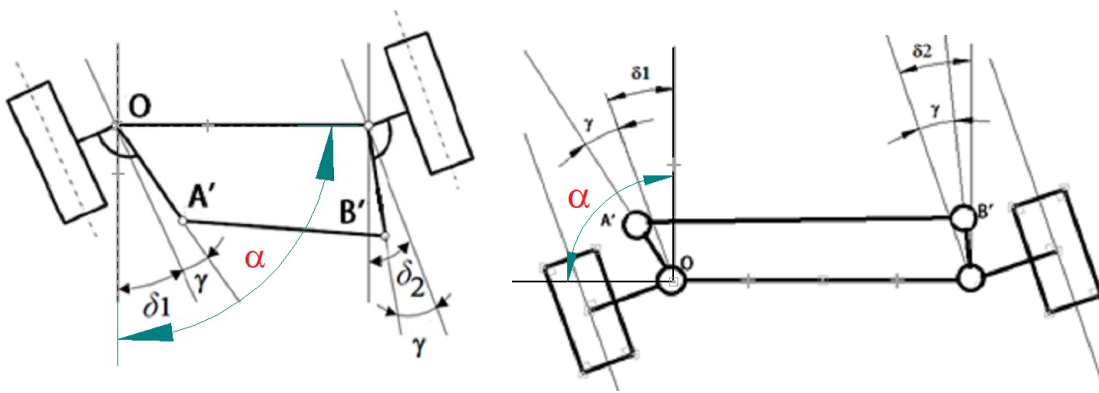


Figura 4.7.6 Angolo α tra direzione verticale e asse delle ruote

L'angolo è così composto: $\alpha = 90 - \delta_1 - \gamma$, quindi facendo un rapido calcolo con un $\gamma = 18^\circ$, un δ_1 di 72° , l'angolo α assume un valore = 0. A seconda della configurazione di γ , si possono raggiungere angoli più o meno grandi, poiché con un angolo di $\alpha = 90$ oltre non si può andare, o per lo meno "si sta tornando indietro".

Di seguito vi sono due grafici (figure 4.7.7 - 4.7.8) di come varia il δ_2 in funzione di δ_1

Jeantaud

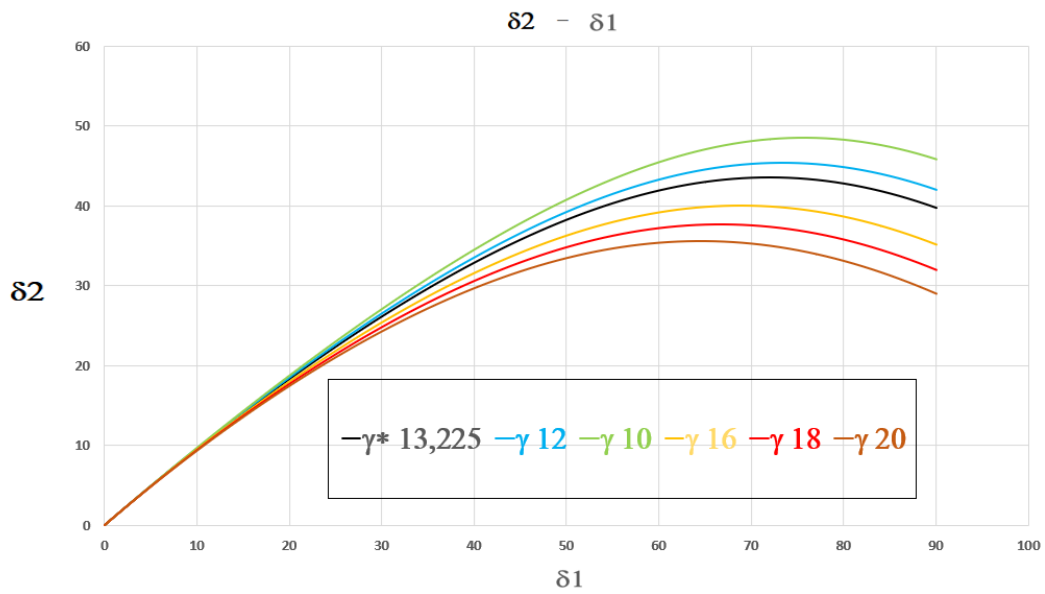


Figura 4.8.7 variazione $\delta 2$ in funzione di $\delta 1$

Phanard

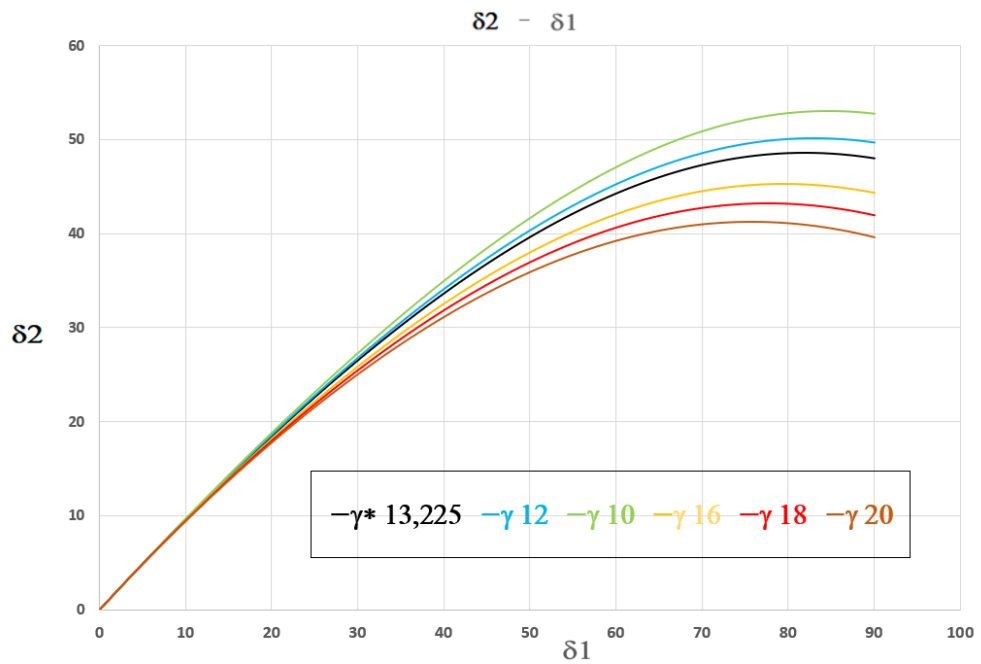


Figura 4.8.8 variazione $\delta 2$ in funzione di $\delta 1$

In definitiva si può dedurre che:

- *l'errore di sterzata massimo è maggiore utilizzando un dispositivo di Phanard rispetto a Jeantaud;*
- *la sterzata cinematica corretta viene assunta per un solo valore di δ ;*
- *le curve del grafico del sistema di Jeantaud sono più piatte nel range di sterzate più usuali (0-50°), la scelta migliore ricade sul quadrilatero di Jeantaud, sempre verificando gli ingombri degli altri componenti;*
- *per quanto riguarda l'angolo γ si preferisce un $\gamma > \gamma^*$, nella pratica il valore di γ si aggira sempre intorno ai 18/20°;*

A seguito di ciò la scelta dell'angolo γ ricade sul valore di 18°, per il meccanismo da utilizzare ci si baserà sugli ingombri degli altri componenti.

5 Considerazioni preliminari e analisi forze

Per scegliere il giusto servosterzo elettrico nell'autobus, bisognerà prima analizzare la forza di sterzata minima necessaria per girare le ruote nelle condizioni più sfavorevoli e successivamente si sceglierà un dispositivo che garantisca una forza maggiore rispetto a quella calcolata. Per analizzare questa forza di sterzata, si effettuerà prima una prova pratica con dinamometro su un veicolo avente dimensioni e pesi pressoché identici al bus elettrico, e successivamente per via analitica si calcolerà la forza del bus, in modo che si abbia un valore di riferimento concreto.

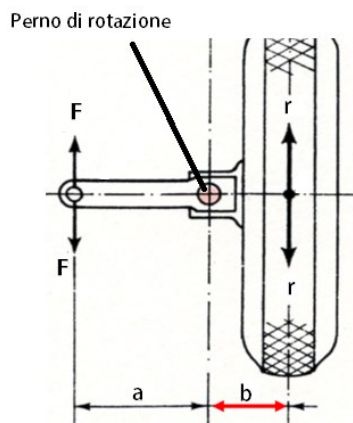


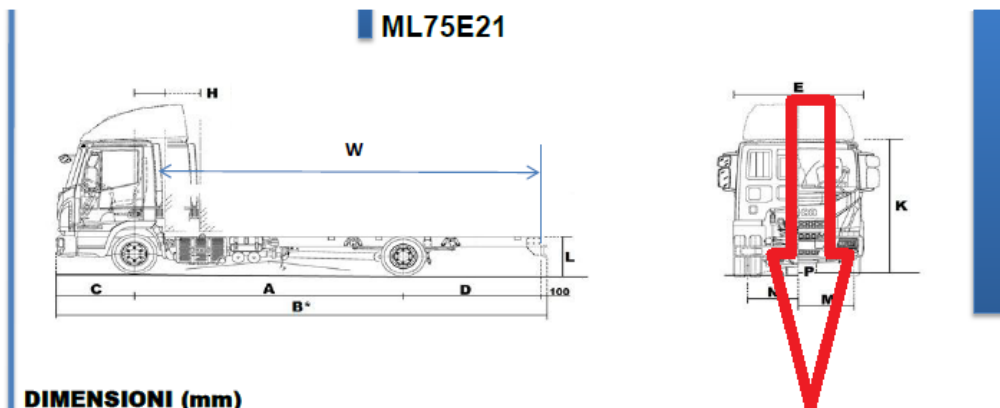
Figura 5.0.1 vista dall'alto ruota

Dalla figura 4.2.2 è possibile evidenziare come, per sterzare la ruota bisogna vincere l'attrito presente nel perno del fusello, nei cuscinetti e quello stradale.

Nel caso in cui il veicolo è fermo le forze in esame sono maggiori, dovute all'attrito statico maggiore, mentre se il veicolo è in movimento l'attrito per rotolamento è vinto dall'inerzia e dal moto mentre quello dei cuscinetti risulta trascurabile. Quindi per sterzare il veicolo in movimento è richiesto meno sforzo, di quanto ne sia necessario nel caso in cui il veicolo sia fermo. In definitiva, la prova di misurazione della forza sarà svolta con il veicolo fermo, in modo da rilevare la forza massima di sterzata del camion. Successivamente si verificherà il dato ottenuto attraverso la prova pratica con i calcoli analitici, in modo da procedere nella stessa maniera (analitica) nella valutazione della forza nel bus elettrico.

5.1 Analisi forze di sterzo camion

In attinenza a quanto detto prima la prova di misurazione è stata eseguita su un IVECO ML75E21, in condizioni statiche, tramite un dinamometro, avente le seguenti caratteristiche (indicate dalla colonna con la freccia rossa):



DIMENSIONI (mm)

	3105	3330	3690	4185	4455	4815
A Passo	3105	3330	3690	4185	4455	4815
B Lunghezza max	5790	6532	6892	7702	8107	8692
C Sbalzo anteriore	1272					
D Sbalzo posteriore	1313	1830	2145	2280	2505	
Diametro minimo di volta	11100	11800	12900	14400	15200	16300
W Lunghezza max carrozzabile	4395	5140	5500	6310	6715	7300
E Larghezza max (*) cabina	2160					
E Larghezza max carrozzabile	2300					
H Distanza asse anteriore-filo carrozzeria	510 (1090)					
M Carreggiata anteriore	1847					
N Carreggiata posteriore	1684					
L Altezza telaio a vuoto	894	909	903	905	904	905
P Altezza minima da terra anteriore	164					
Q Altezza minima da terra posteriore	183					
K Altezza max a vuoto	2554					

MASSE (Kg)

	3105	3330	3690	4185	4455	4815
Passo	3105	3330	3690	4185	4455	4815
Massa totale a terra (MTT)	7500					
Massa Totale Combinazione	16500 A RICHIESTA					
Massa ammissibile asse anteriore	3200					
Massa ammissibile asse posteriore	5200					
Tara veicolo in ordine di marcia (°)	3310	3335	3350	3400	3410	3465
Ripartizione tara asse anteriore	2410	2425	2420	2425	2435	2445
Ripartizione tara asse posteriore	900	910	930	975	975	1020
Serbatoio carburante (litri)	120					
Serbatoio AdBlue (litri)	30					



Figura 5.1.1 Pneumatico Iveco

Gli pneumatici montati sono 225/75 R17.5, figura 5.1.1. (quasi identici a quelli utilizzati nel bus). Il pavimento su cui è stata effettuata la prova è un cemento industriale con coefficiente di attrito $f = 0,65$.

La prova è stata così effettuata:

- *Ribaltamento cabina anteriore* (freccia blu) per inserimento dinamometro (figura 5.1.2)
- *Installazione dinamometro* (freccia verde) sul braccio della scatola dello sterzo (freccia gialla) (figura 5.1.3);
- *Rilevamento della forza* ruotando lo sterzo (figura 5.1.4);



Figura 5.1.2 ribaltamento cabina



Figura 5.1.3 inserimento dinamometro



Figura 5.1.4 rotazione sterzo e misurazione forza

I dati forniti dal dinamometro sono in tonnellate, quindi la forza risulta essere circa:

$$F = 14710N$$

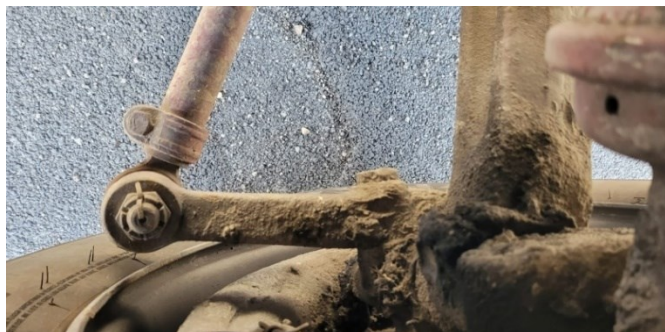


Figura 5.1.5 Leva sterzo camion

Nella figura 5.1.5 è possibile osservare la leva di sterzo dell'altra ruota, dove è possibile notare che il sistema di sterzata da una ruota all'altra non è un vero quadrilatero di Jeantaud, poiché l'inclinazione dei braccetti è di circa $4^{\circ}/5^{\circ}$, e non $12,45^{\circ}$ ($\tan^{-1}\left(\frac{1845}{24185}\right)$) come dovrebbe essere per rispettare la condizione di Jeantaud.

5.2 Calcolo momento sterzata camion

Di seguito (figura 5.2.1) vi è una schematizzazione del sistema di sterzata di questo veicolo, con i diversi collegamenti.

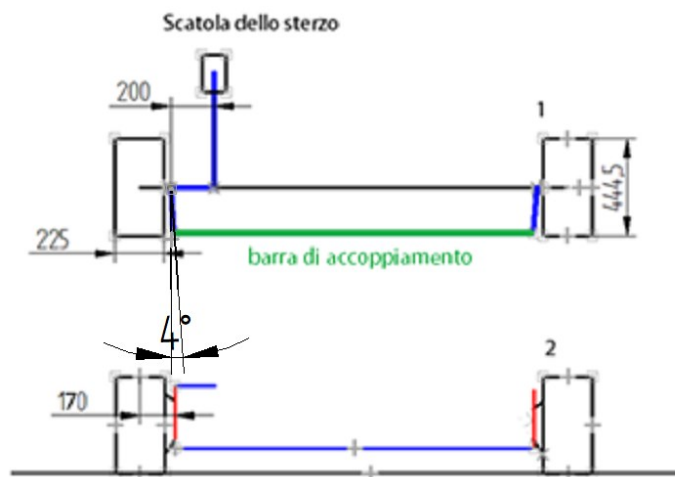


Figura 5.2.1 Schematizzazione camion

La numero 1 (figura 5.2.1) è la vista dall'altro dell'assale anteriore del camion, la numero 2 (figura 5.2.1) è la vista posteriore. Le linee in blu evidenziano il sistema di sterzata, quelle rosse i perni dei fuselli. Non è stato possibile misurare perfettamente l'inclinazione dell'asse di sterzo e tutti gli altri specifici angoli, perciò sono stati considerati 0.

In riferimento alla figura 5.2.2, il braccio che collega il perno del fusello della ruota alla leva di sterzo è di 200mm, calcolando così un momento di sterzata pari a:

$$M_s = F b = 2942 \text{ Nm} \quad (93)$$



Figura 5.2.2 braccio leva di sterzo

Questo appena calcolato è un dato ottenuto attraverso la misurazione con il dinamometro, ovvero è il momento di sterzata esercitato dal meccanismo di sterzo per girare le ruote.

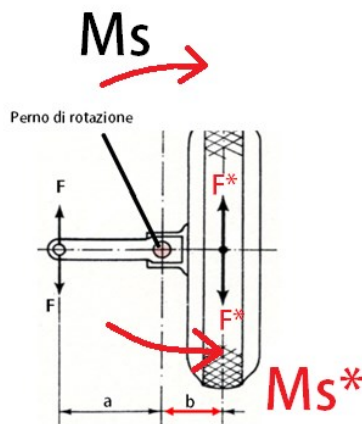


Figura 5.2.3 Momento sterzata M_s^* e M_s

Procedendo a ritroso dagli pneumatici si può verificare che il momento appena calcolato M_s sia quanto più prossimo al momento ottenuto per via analitica M_s^* (figura 5.2.3), in modo da avere un riscontro tra valore misurato e calcolato, per poter successivamente procedere al calcolo della forza di sterzata del bus in maniera simile.

In riferimento alla figura 4.1.2 si può determinare il carico agente sulla ruota o sulle 2 ruote, considerando come carico Q un aumento del 10%, poiché la cabina è stata ribaltata con conseguente aumento del carico gravante sull'asse anteriore (il baricentro si sposta in avanti), e come coefficiente di attrito $f = 0,65$, quindi:

$$F^* = Qf = (24250 + (242,5))0,65 = 9457,5N \quad (94)$$

In questo caso il comportamento degli pneumatici è stato semplificato in quanto il veicolo è fermo.

Per calcolare il momento basta fare il prodotto di F^* per il braccio $b=170\text{mm}$ visibile in figura 5.2.1, (essendo la gomma larga 225mm e la distanza perno-esterno cerchione circa 60mm , il braccio totale è di 170mm):

$$M_s^* = F^*b = 9457,5 (170) = 1607775 \text{ Nm} \quad (95)$$

Come si può notare c'è sempre una differenza dovuta agli attriti (nei perni), alle semplificazioni del braccio a terra (angoli nulli), agli errori durante le misurazioni (accidentali o sistematici), ma per quanto riguarda l'ordine di grandezza si è molto vicini.

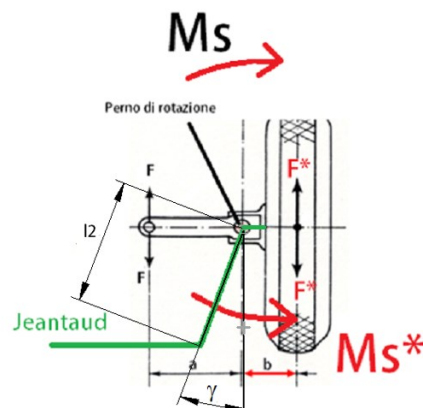


Figura 5.2.4

Inoltre, in riferimento alla figura 5.2.1 o 5.2.4 si può determinare anche la forza agente sulla barra di accoppiamento (in verde) delle due leve di sterzo, andando a dividere il momento per il coseno dell'angolo γ e l2:

$$F_{tot} = \frac{Ms}{l_2 \cos \gamma} = \frac{3216}{200 \cos 4} = 16117 \text{ N} \quad (96)$$

Questa appena ottenuta è la forza necessaria per sterzare il camion quando è fermo, ovvero il carico agente sull'asta orizzontale che unisce le due ruote.

Di seguito il foglio Excel (figura 5.2.4) in cui sono rappresentati i calcoli del momento di sterzata del camion analitici e sperimentali.

Momento sterzata Camion			
<i>Analiticamente</i>		<i>Sperimentalmente</i>	
braccio	0,17 m	braccio c	0,2 m
Q	24250 N		
f	0,65	F misurata	14710 N
Q10%	2425 N	Momento	2942 Nm
F	9457,5 N		
M	3215,55 Nm		
Cos	4		
l2	200 mm		
Ftot	16117 N		

Figura 5.2.4 Excel, formule sterzata

Come si può notare la differenza non è molta per via delle considerazioni precedenti. In definitiva si può procedere al calcolo della forza di sterzata nel bus elettrico in maniera analoga.

5.3 Calcolo forza e momento sterzata autobus

Come accennato in precedenza, la situazione più sfavorevole per quanto riguarda la sterzata è la condizione statica, poiché è richiesto un maggiore sforzo per sterzare un veicolo fermo, rispetto ad un veicolo in movimento, si considera il bus fermo, e a favore di sicurezza si sceglie un coefficiente di attrito $f=1$.

Facendo riferimento alla figura 4.1.2, la forza agente su una singola ruota sarà:

$$F = \frac{Q}{2} f = \frac{25000}{2} \cdot 1 = 12500N \quad (97)$$

In riferimento alla figura 5.2.3, il momento di sterzata necessario è dato:

$$M_s = Fb = fQb = 12500 \cdot 0,05 = 625Nm \quad (98)$$

dove:

F = forza che si oppone alla sterzata o per sterzare;

b = braccio a terra;

f = media coefficienti di attrito;

Per capire quale sia il carico agente sull'asta di accoppiamento delle leve di sterzo, bisogna considerare la lunghezza del braccio 12 del quadrilatero di Jeantaud o Phanard.

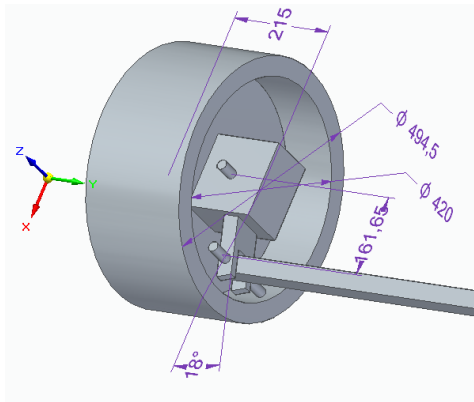


Figura 5.3.1 lunghezza braccio 12

Dalla figura 5.3.1 semplificata della ruota, è possibile osservare come con un cerchione con un diametro interno di 420mm, e un $\gamma=18^\circ$, il braccio l_2 (distanza tra il perno del fusello e perno di accoppiamento con la barra) può essere lungo al massimo:

$$l_2 = \frac{161,65}{\cos 18} = 170mm \quad (99)$$

Riprendendo la formula (96) nel calcolo del camion,

$$F_1 = \frac{Ms}{l_2 \cos \gamma} = \frac{625}{170 \cos 18} = 3776 N \quad (100)$$

Essendo 2 gli pneumatici, la forza totale sull'asta di accoppiamento AB figura 5.3.2:

$$F_{tot} = 2F_1 = 7553N \quad (101)$$

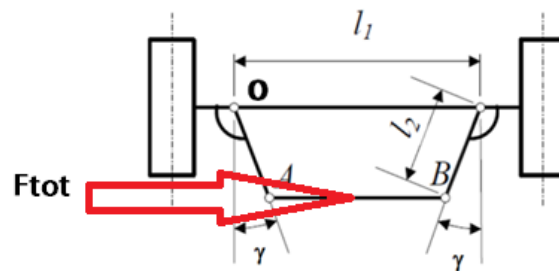


Figura 5.3.2 F_{tot}

Momento sterzata Bus	
braccio	0,05 m
carico Q	25000 N
f	1
F	12500 N
M	625 Nm
F1	3776,623 N
Ftot	7553,246 N

Figura 5.3.3 Foglio Excel, calcolo forza autobus

Questa è la forza necessaria per permettere la rotazione dello sterzo, nelle condizioni più sfavorevoli. Questo sarà il dato fondamentale per la scelta del servosterzo, poiché il sistema di servoassistenza elettrico dovrà garantire una **F > 8000N**, sulla barra di accoppiamento.


5.4 Scelta cremagliera con relativo motore elettrico

Esaminando ora tutti i dati ricavati dalle precedenti relazioni, si procede con la scelta del meccanismo di servoassistenza elettrica.

Ricordando che il principale obiettivo è quello di eliminare il vecchio sistema di servoassistenza idraulico, si cercano e si analizzano tutti i vari sistemi di servoassistenza elettrici disponibili sul mercato, in modo da rispettare gli obiettivi inizialmente imposti e installando o un servosterzo 100% elettrico.

Di seguito un elenco con i dispositivi disponibili delle varie aziende.

Bosh (figura 5.4.1)



Maggiori aree applicative	Sterzo idraulico	Sterzo elettrico	Sterzo elettrico su piantone guida	Sterzo attivo
Automobili	●	●	●	●
Veicoli comm. leggeri	●	●	-	-
Truck	-	-	-	-
Bus	-	-	-	-

Figura 5.4.1

ZF (figura 5.4.2-5.4.3-5.4.4)

Electrically Powered Steering – Column Drive



Column drive electrically powered steering for A to D segment vehicles

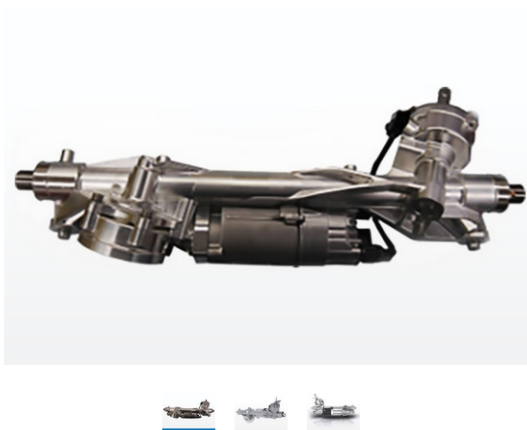
ZF's column drive electrically powered steering products are based on a modular, scalable design for A to C/D segment vehicles with up to 12 kN rack loads. This technology supports CO₂ reduction, fuel economy and automated driving.

Advantages

- Industry-leading steer feel in application segments
- PMAC motor with low rotational inertia
- Built-in packaging flexibility
- Adaptive crash capabilities to help meet latest NCAP regulation
- Electric power pack - highly integrated compact design with common E/E architecture across ZF EPS technologies
- Flexibility for co-developed or customer-specific algorithm or software module implementation and/or integration

Figura 5.4.2

Dual Pinion Drive



Dual Pinion drive electrically powered steering for C and D segment vehicles

Dual pinion drive EPS systems by ZF, offers a low cost rack-drive power steering solution for C and D segment passenger cars and mid-sized SUVs through to 13kN rack load. The technology provides CO₂ reduction and fuel economy (compared to hydraulic powered steering) as well as high-availability architectures to support automated driving features.

Advantages

- Low cost rack drive solution
- PMAC motor with low rotational inertia
- Electric power pack - highly integrated compact design with high accuracy control capabilities
- ASIL D compliant ECU
- Flexibility for co-developed or customer-specific algorithm or software module implementation and / or integration

Figura 5.4.3

Electrically Powered Steering – Belt Drive



Belt drive electrically powered steering for C segment vehicles to full size trucks

Belt drive electrically powered steering system features a modular design for C segment vehicles to full size trucks with up to 18kN rack load. This technology supports CO₂ reduction, fuel economy and automated driving.

Advantages

- Industry-leading steer feel in application segments
- PMAC motor with low rotational inertia
- High efficiency belt drive
- Low friction and low lash ball screw mechanism
- Electric power pack - highly integrated compact design with high accuracy control capabilities
- ASIL D compliant ECU
- Flexibility for co-developed or customer-specific algorithm or software module implementation and/or integration

Figura 5.4.4

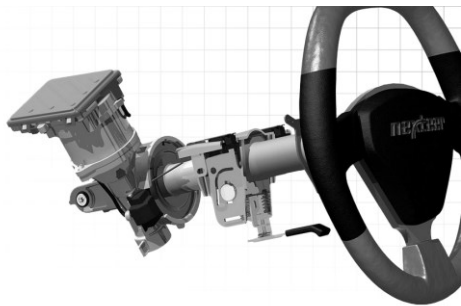
Nexteer (figura 5.4.5-5.4.6-5.4.7)



Single Pinion Assist EPS (SPEPS) integrates the electric assist mechanism into the primary steering gear pinion shaft. Single Pinion EPS has a design range comparable to Column-Assist EPS, but offers OEMs greater packaging flexibility, reduces OEM crossbeam strength/stiffness requirements and reduces torsional compliance of driving torque through the column and intermediate shaft assemblies.

- Capacity: 90+Nm assist torque (10.5+kN depending upon c-factor)
- Typical vehicle applications: A-B-C segments
- Premium steering feel, driver comfort and superior handling
- Modular design, scalable for global platforms

Figura 5.4.5



To meet the customers' needs in all markets and applications, Nexteer's Column Assist EPS offers both brush and brushless motors.

Brush Column Assist EPS for entry-level vehicles and emerging markets

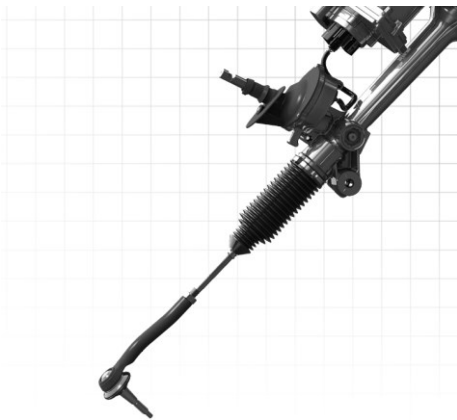
- Brush Column Assist EPS: 30 – 55Nm Assist

Brushless Column Assist EPS for premium applications

- Brushless Column Assist EPS: 40 – 60Nm Assist
- Brushless Column Assist EPS: 61 – 75Nm Assist
- Brushless Column Assist EPS: 76 – 100Nm Assist*

*Our Column Assist EPS can be a strategic alternative for customers who need a cost-saving steering solution for a heavier vehicle.

Figura 5.4.6



Nexteer Automotive's Rack Assist EPS (REPS) is designed for heavier vehicles to handle higher front-axle loads and optimize packaging space.

These systems are capable of steering mid-sized vehicles, all the way up to full size trucks.

System electronics are integrated with the steering rack housing and are designed to withstand the high temperatures and environmental exposure typical in the engine compartment.

In addition to saving valuable space in engine compartments, REPS' unitized motor-controllers are easily fitted to different vehicle platforms. They reduce assembly costs and increase performance integrity compared to systems employing remote electronic controls.

Nexteer produced the world's first 12-volt Rack Assist EPS in 2010 and has since captured 90% of North America's full size truck market.

Figura 5.4.7

Per capire quale sistema adottare, ci si è basati su due principali caratteristiche:

- *Il carico agente sulla barra di accoppiamento,*
- *Gli ingombri e il montaggio.*

Per quanto riguarda il primo punto, si ha come riferimento la forza calcolata precedentemente (101), ovvero lo sforzo richiesto all'asta per muovere le ruote.

In definitiva: adottando un sistema di Jeantaud, con tutte le misure l_2 , l_1 , L , γ , la forza è di:

$F = 7553N$, quindi in sostanza guardando le schede tecniche e relative informazioni dei diversi dispositivi quasi tutti consentono di assistere il conducente, quindi si procede esaminando meglio il secondo punto.

Analizzando il secondo punto invece bisogna capire come saranno accoppiati tutti i vari componenti: sterzo, piantone dello sterzo, ecc.

Si preferisce avere il piantone dello sterzo libero e considerando che per collegare il piantone stesso alle ruote bisogna inserire un giunto di cardano per recuperare i disallineamenti tra i diversi componenti, si abbandona l'idea di installare il servosterzo elettrico di tipo CEPS, ovvero quello a colonna dove il motore elettrico è montato sul piantone dello sterzo.

Vagliando quindi tutte queste informazioni l'attenzione è stata spostata verso un sistema di servoassistenza con motore elettrico su cremagliera. La scelta finale decisiva è ricaduta sul dispositivo della ZF (figura 7.1.4), con carico sul pignone di 18KN e una possibilità di essere comandato tramite software.

Dato che in passato la Tekne ha avuto collaborazioni con la ZF, è stato facile fissare con loro una riunione online per esaminare tutte le caratteristiche o problematiche presenti e chiedere anche un loro consulto sul dispositivo.

La cremagliera sarà disposta proprio in corrispondenza dell'asta AB, restano solo da scegliere gli snodi, le leve di sterzo e il giunto tra cremagliera e sterzo.

Quindi, imprimendo un certo momento di sterzata sul volante, le ruote gireranno di un determinato angolo, e tale angolo dipenderà da molteplici fattori:

- rapporto di trasmissione tra volante e braccetti delle ruote;
- rapporto di trasmissione cremagliera;
- meccanismo di collegamento tra le due ruote sterzanti;
- dimensioni dell'intero sistema;
- tipo di geometria utilizzata.

5.5 Scelta snodi, tiranteria e giunto

Una volta scelta la cremagliera, meccanismo di sterzo, e avendo i dati riguardo gli ingombri di massima, si scelgono i vari componenti che servono per collegare il tutto.

Partendo dallo sterzo bisogna inserire un giunto che consenta la traslazione assiale, poiché il conducente possa poter abbassare o alzare lo sterzo in base alle proprie condizioni di guida e per le problematiche dovute al fondo stradale sconnesso, e quindi alle sospensioni, e che consenta di trasmettere il moto in presenza di disallineamenti assiali dovuti alla diversa inclinazione dello sterzo rispetto al pignone della cremagliera.

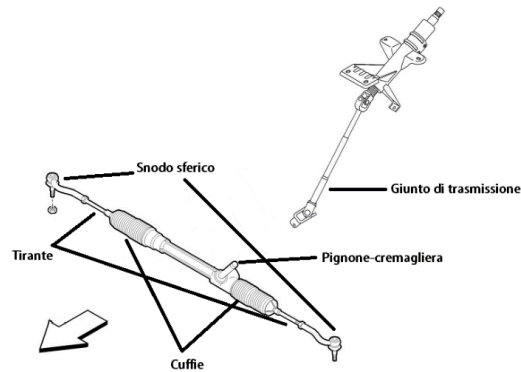


Figura 5.5.1

Lo schema in figura 5.5.1 serve per capire meglio come sono effettuati i diversi collegamenti nel caso ci sia la cremagliera.

Al piantone dello sterzo è collegato il giunto di trasmissione che si collegherà con il pignone della cremagliera (figura 5.5.2)

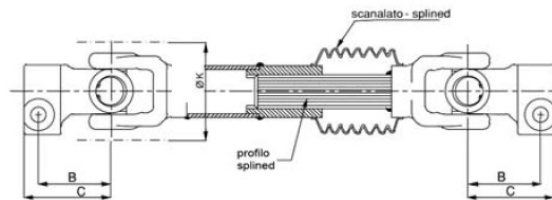


Figura 5.5.2 giunto di trasmissione volante-pignone cremagliera

All'interno delle cuffie (figura 5.5.3) vi sono i nodi sferici assiali (figura 5.5.4) che consentono dei disallineamenti assiali, sono coperti da delle cuffie in gomma per proteggere il tutto da polvere e detriti.

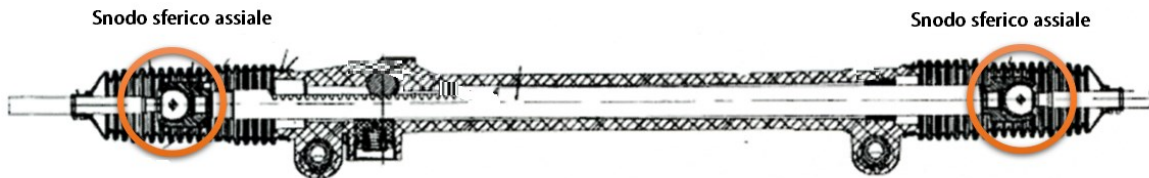


Figura 5.5.3 cremagliera con cuffie e snodi

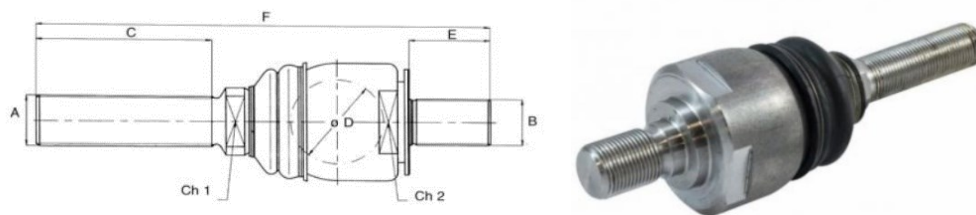


Figura 5.5.4 disegno snodo sferico assiale

Le estremità sono filettate in modo da garantire un accoppiamento senza giochi, stabile, preciso e robusto.

Si inserisce la cremagliera come in figura 5.5.5; nei punti A e B sono posizionati i nodi sferici che servono per collegare le leve di sterzo ai tiranti.

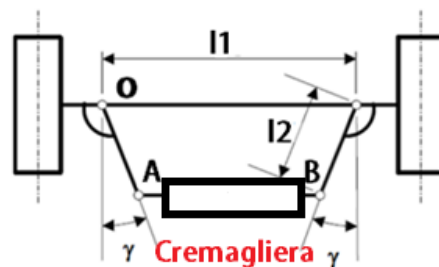


Figura 5.5.5 inserimento cremagliera

Nel punto O, invece c'è il perno del fusello attorno al quale gira la ruota. La leva di sterzo e gli snodi sferici (figura 5.5.6) possono essere anche un unico pezzo (figura 5.5.7).

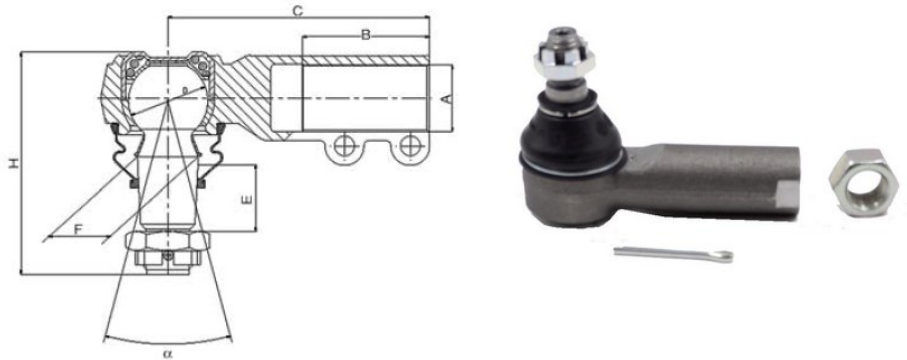


Figura 5.5.6 snodi sferici



Figura 5.5.7 leve di sterzo e snodi in unico pezzo

Di seguito (figura 5.5.8) è stato fatto un semplice modello 3D di come sono accoppiati i vari componenti precedenti. In rosso si può evidenziare la cremagliera che si collega ai due snodi assiali. I nodi sferici assiali e i nodi sferici sono collegati attraverso due alberini filettati (tiranti) per consentire di regolare al meglio la distanza tra le ruote e la cremagliera, e garantire un fissaggio preciso e robusto.

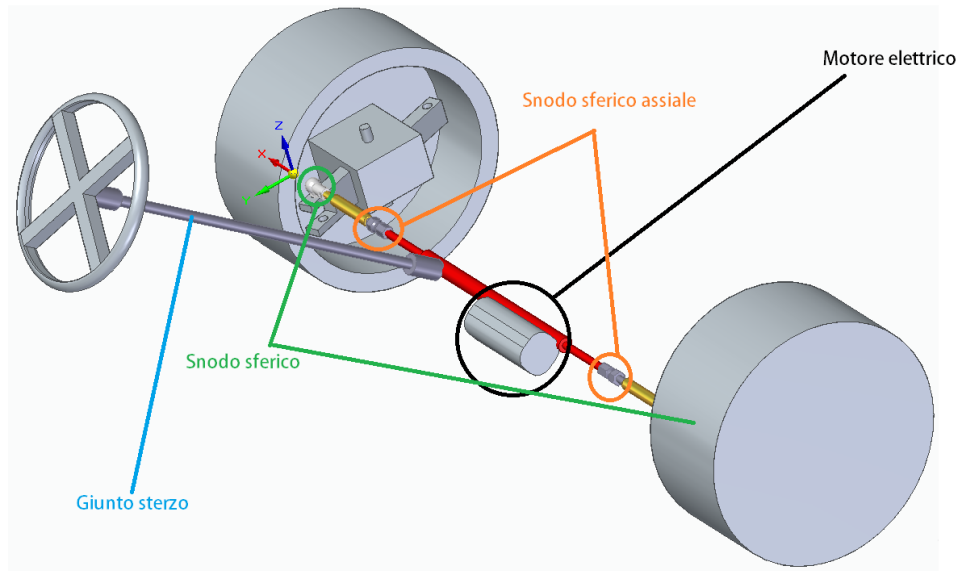


Figura 5.5.8 Assieme sterzo semplificato

Per far sì che la cremagliera lavori in maniera precisa, i tiranti devono essere allineati con la cremagliera stessa (figura 5.5.9), altrimenti a causa della diversa inclinazione dei due bracci delle ruote, l'errore potrebbe aumentare.

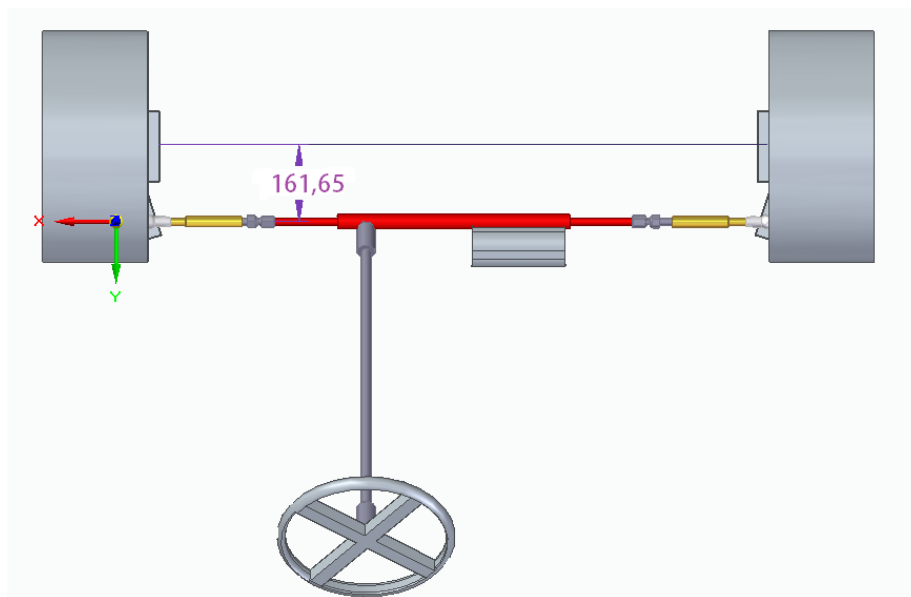


Figura 5.5.9 Cremagliera allineata

6 Simulazione adams car

Attraverso il software Adams car è possibile simulare il comportamento dello sterzo, delle sospensioni, del veicolo, ecc. In questo caso è stata eseguita una simulazione sulla manovra di sterzo.

Per prima cosa è stato creato l'assieme: sterzo con pignone-cremagliera e sospensioni, poiché a noi interessa solo la parte anteriore (figura 6.1).

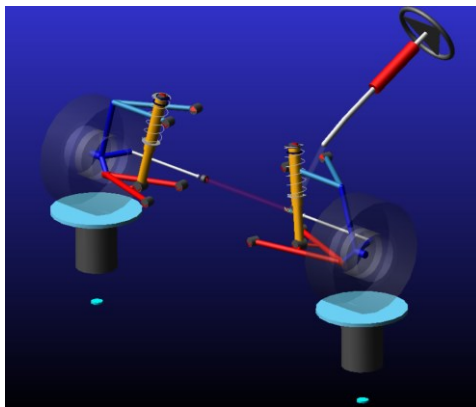


Figura 6.1 sterzo e sospensioni

Sono stati impostati i parametri delle ruote (235/60/R16), le masse e le dimensioni generali (figura 6.1.2 e 6.1.3)

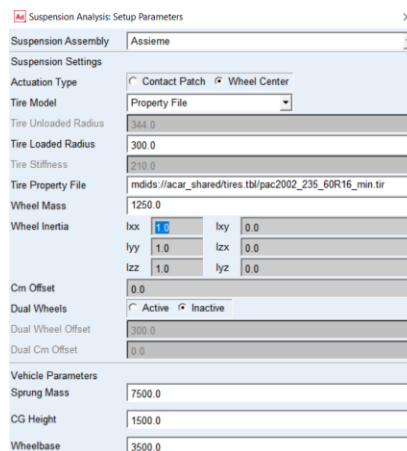


Figura 6.1.2 Pneumatici

```

.Assieme.TR_Steering_MachineryGear_3D.mgsrac_rps_rack.gear_part
The aggregate mass in the global reference frame is:
Mass : 2559.8296021253 kg
Center of Mass :
Location : 269.5365648351, -1.0686987172, 225.637219875 (mm, mm, mm)
Orientation : 270.0084537697, 38.239549718, 90.0363077788 (deg)
Mass Inertia Tensor in the global reference frame:
IXX : 2.647994898E+09 kg-mm**2
IYY : 3.2456822195E+08 kg-mm**2
IZZ : 2.7050771325E+09 kg-mm**2
IXY : -2.3554223818E+06 kg-mm**2
IZX : 1.5866995019E+08 kg-mm**2
IYZ : -1.6001520739E+06 kg-mm**2
Mass Inertia Tensor in the aggregate center of mass reference frame:
IXX : 2.5153127565E+09 kg-mm**2
IYY : 8.268833255E+06 kg-mm**2
IZZ : 2.5214568975E+09 kg-mm**2
IXY : -3.1087354913E-06 kg-mm**2
IZX : 2.2737367544E-07 kg-mm**2
IYZ : 2.5676032481E-06 kg-mm**2
Mass Inertia Tensor at aggregate center of mass about global orientation:
IXX : 2.5176655329E+09 kg-mm**2
IYY : 8.2702628383E+06 kg-mm**2
IZZ : 2.5191026916E+09 kg-mm**2
IXY : -1.6180552899E+06 kg-mm**2
IZX : 2.987561624E+06 kg-mm**2
IYZ : 2.987561624E+06 kg-mm**2

```

Figura 6.1.3 masse

Attraverso il menù Adjust è stato possibile modificare i punti di giunzione dei diversi componenti. In questo modo è possibile variare le diverse lunghezze di tutti i componenti del sistema di sterzo, quali lunghezze dei braccetti, della cremagliera, ecc. impostando i valori nelle tre coordinate x,y,z. In questo modo è stato possibile ricondurci alla condizione base del bus (figura 6.1.4).

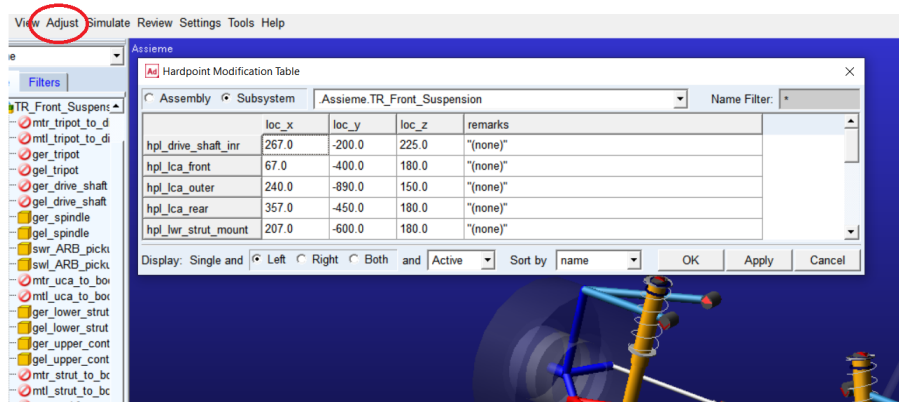


Figura 6.1.4 Impostazioni lunghezze bus

Sono stati riportati gli angoli di caster, camber, convergenza (figura 6.1.5).

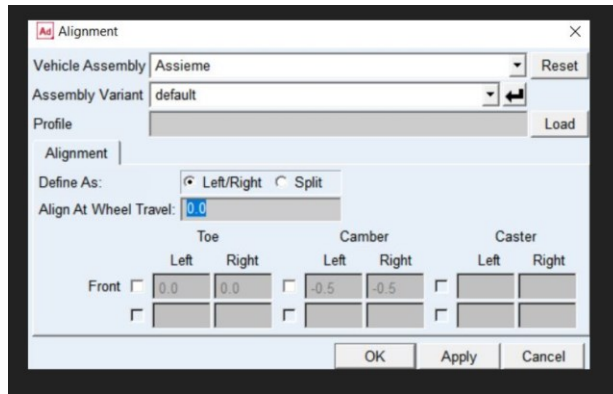


Figura 6.1.5 Angoli

Successivamente attraverso il menù simulazione e steering, è stato inserito il numero di steps da analizzare, e l'angolo di rotazione impresso al volante (range di $\pm 800^\circ$, figura 6.1.6).

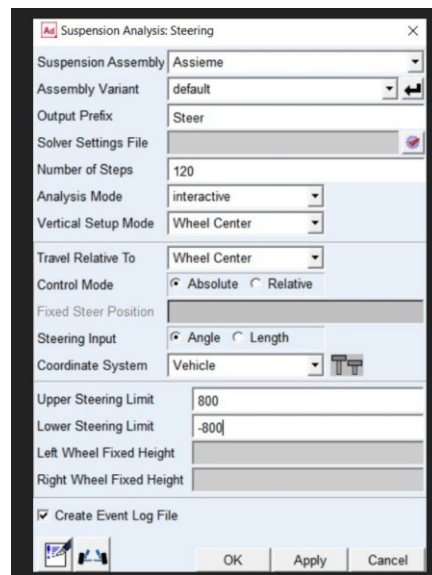
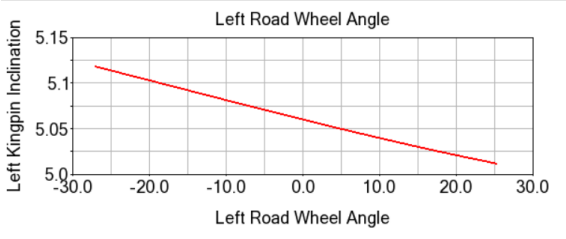
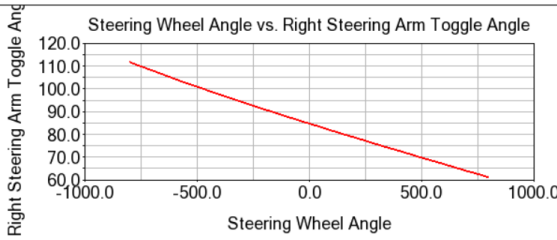
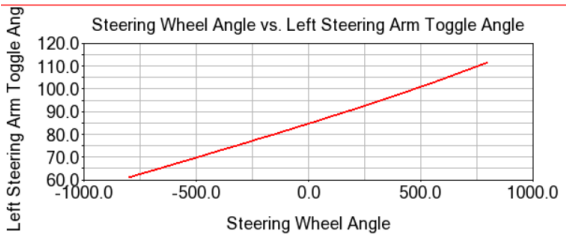
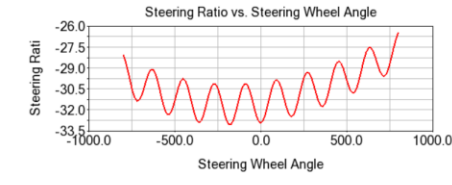
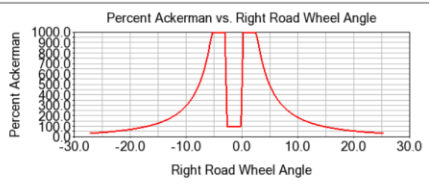
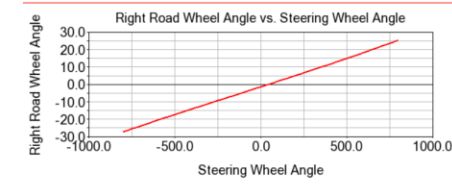
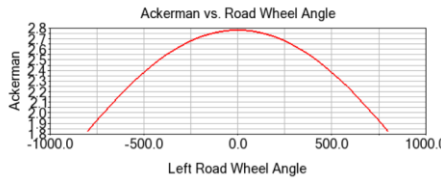
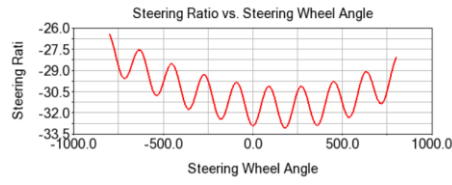
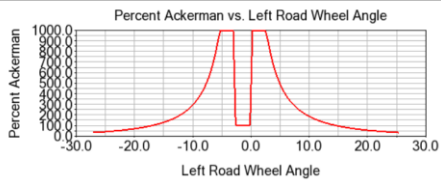
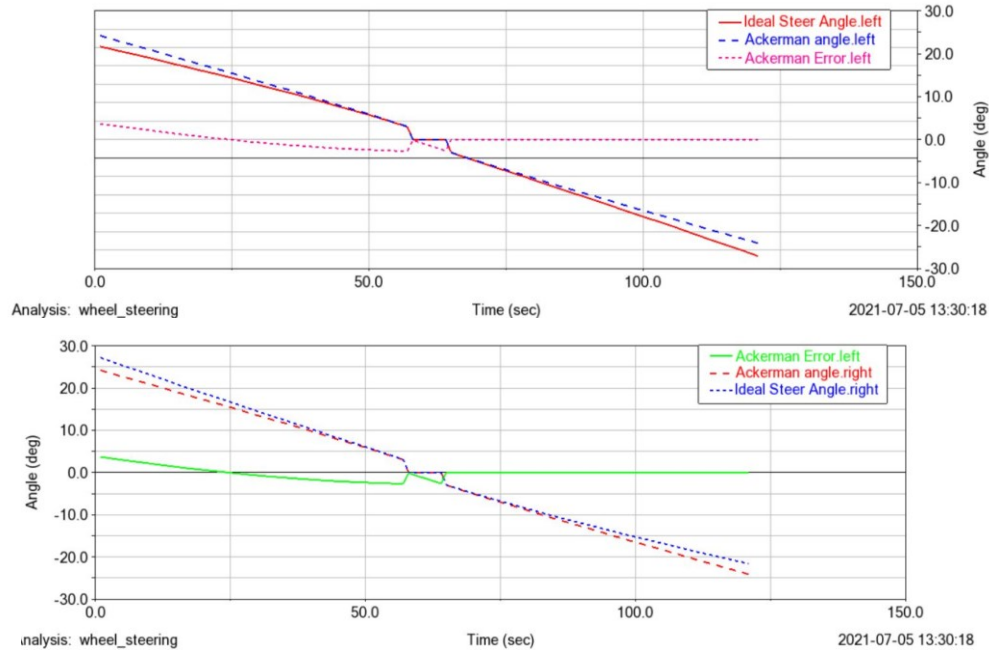


Figura 6.1.6 Steering

Una volta fatto questo il computer risolve la simulazione ed è possibile graficare alcune grandezze riguardanti lo studio dello sterzo.





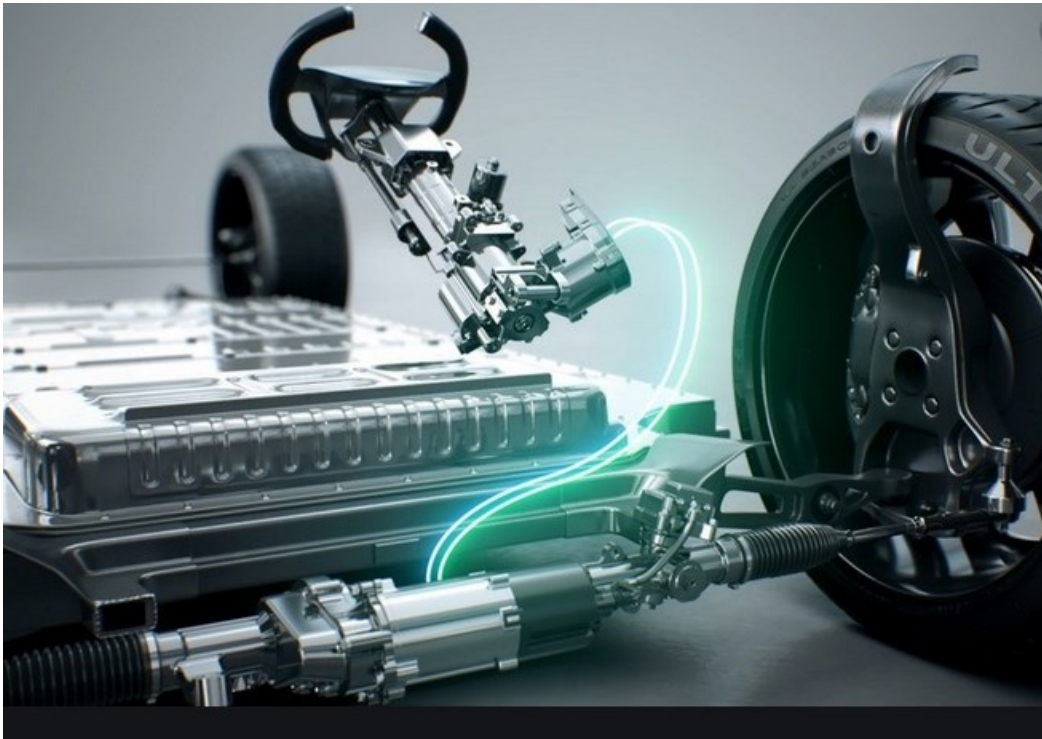
Poiché le dimensioni effettive del sistema di sterzata non sono definitive per via della mancanza di dati

- della cremagliera;
- del rapporto di trasmissione volante-cremagliera;
- distanza volante-assale;
- sospensioni definitive;

i grafici riportati non rispecchiano a pieno il comportamento del bus. Una volta che si avranno a disposizione tutti i dati specifici sarà possibile simulare in maniera esatta il comportamento del sistema di sterzo del bus.

Quindi attraverso questo software una volta impostati gli angoli di sterzo, le lunghezze e le dimensioni dei bracci, è possibile analizzare come variano tutti gli angoli che interessano lo sterzo e valutare i diversi andamenti degli errori di sterzata.

7 Drive By Wire



Drive by wire o guida tramite filo, indica l'idea di rimuovere tutti quei collegamenti meccanici fra i comandi dell'automobile e le parti che fisicamente eseguono questi comandi.

Il drive by wire, quindi prevede l'impiego di centraline elettroniche alimentate da vari sensori e connesse a vari organi di input/output, senza un collegamento meccanico e/o idraulico tra le parti che guidano il mezzo come il volante, il manubrio, l'acceleratore e l'eventuale corpo farfallato e il freno, in modo che non vengano azionate in modo diretto, bensì indirettamente tramite attuatori elettromeccanici comandati dalle centraline in base a vari segnali forniti alle stesse dai sensori e dagli organi di input.

Il suo vantaggio risiede nel fatto che il computer è in grado di far lavorare lo sterzo, i freni, la trasmissione, il motore e le sospensioni in modo coordinato e connesso, aumentando la sicurezza dell'auto, le prestazioni in curva e la tenuta di strada, soprattutto in cattive condizioni stradali.

7.1 Steer by wire

Nei veicoli dotati di tecnologia steer-by-wire, non vi è alcun collegamento fisico tra il volante e le ruote (figura 7.1.1), ovvero non vi sono giunti di cardano o rinvii per accoppiare i vari componenti.

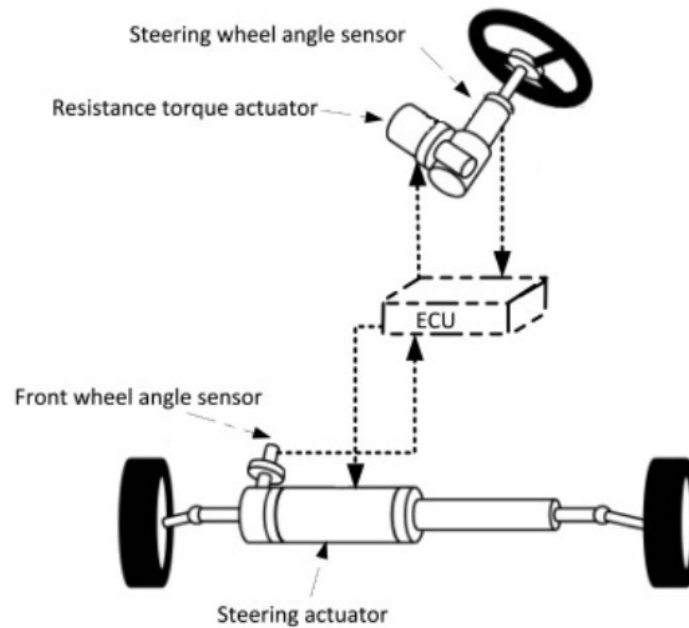


Figura 7.1.1 Steer by wire

In sostanza si tratta di una tecnologia che permette di comandare le ruote dal volante senza che questi due siano fisicamente collegati da organi meccanici.

Imprimendo una rotazione dello sterzo le informazioni arrivano alle ruote tramite fili elettrici. Vi sono diversi modi di far ruotare le ruote attraverso il collegamento tramite “filo”, o posizionando due motori differenti sulle ruote o uno singolo sulla cremagliera.

Abbiamo diversi componenti:

- Encoder;
- Unità di controllo centrale;

- Centraline;
- Attuatori;
- Frizione;

I sensori rilevano i movimenti del volante e inviano informazioni a un microprocessore. Il computer invia quindi i comandi agli attuatori, tramite cavi elettrici, sugli assi, che ruotano secondo le indicazioni del conducente.

L'unità di controllo centrale (ECU, figura 7.1.2) è collegata a ben tre centraline che gestiscono il sistema, rilevando le forze allo sterzo, le accelerazioni del telaio e comandando il motore delle ruote. Il sistema è pensato per essere ridondante ai fini della sicurezza stradale.

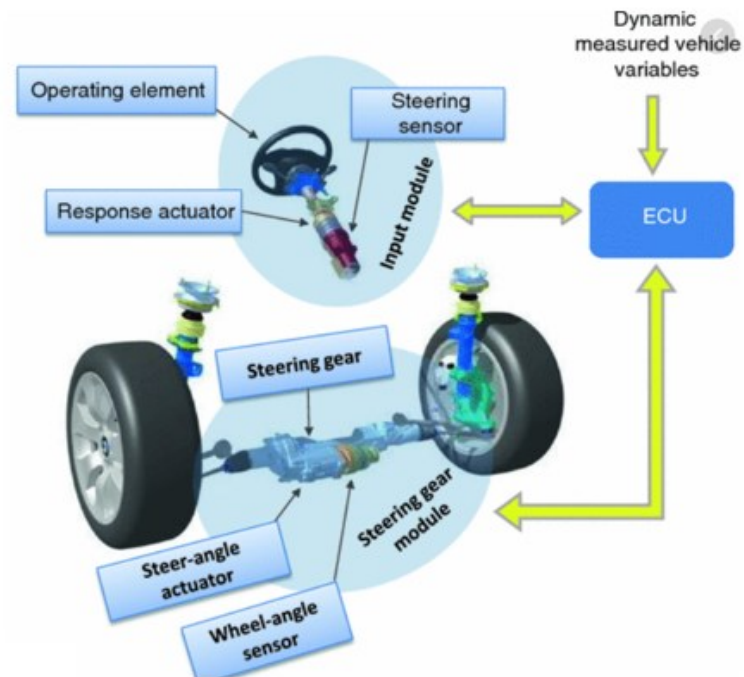


Figura 7.1.2 ECU

Viene montato un encoder sul piantone dello sterzo che può rilevare in quale direzione viene ruotato il volante e a quale velocità sta girando la ruota (figura 7.1.3).

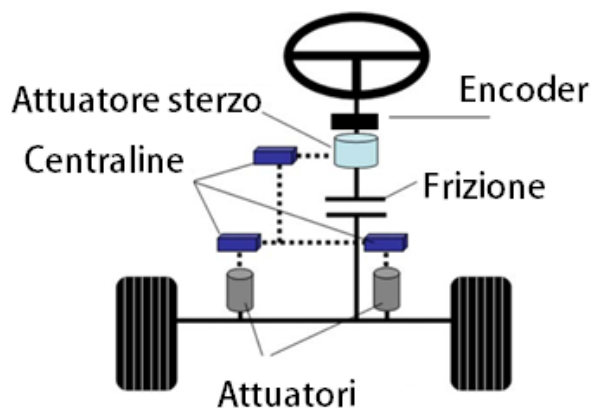


Figura 7.1.3 componenti

La percezione della strada non può assolutamente mancare.

La sensibilità allo sterzo può essere regolata dal costruttore, grazie ad un attuatore collegato al volante. Naturalmente, saranno possibili modifiche post-vendita per regolare lo sterzo, in base alle proprie esigenze.

Durante la guida l'assenza di un collegamento meccanico diretto tra il volante e le ruote permette di neutralizzare più agevolmente le sollecitazioni tipiche dei fondi sconnessi, che tendono a causare cambi di direzione involontari e vibrazioni.

Grazie al sistema elettronico via cavo le correzioni necessarie sono compiute direttamente dai motori di comando, con un tempo di risposta estremamente veloce e preciso.

Come negli aerei, (questa tecnologia ha avuto la sua prima applicazione proprio nell'ambino aeronautico) lo sterzo elettronico diretto è affiancato da diversi sistemi di back-up, incluso un collegamento meccanico tradizionale o con una frizione che permette la connessione meccanica alle ruote qualora un difetto impedisca il corretto funzionamento del sistema. La frizione è per ragioni di sicurezza normalmente collegata. Non ci si può permettere che un componente così importante possa non funzionare.

Un'altra cosa positiva è l'eventuale tecnologia di assistenza alla guida, il controllo attivo di corsia (Active Lane Control). Questa tecnologia sfrutta in maniera univoca il sistema di sterzo per mantenere la vettura entro le linee di demarcazione della corsia, come se fosse attirata magneticamente entro di esse.

Ciò riduce la necessità delle continue correzioni della traiettoria dovute ai venti laterali o alle lievi difformità di curvatura del manto stradale. Lo sterzo elettronico diretto è sostenuto da un triplice sistema di controllo (tre unità di controllo elettronico separate), da 400.000 km di collaudo su strada e da un collegamento meccanico di back-up.

Al momento l'installazione di un tale sistema per lo sterzo deve essere eseguita da azienda certificata ISO-9001 prima di essere approvata dal DMSB. Il fattore sicurezza è infatti molto molto importante.

I problemi di sicurezza hanno rallentato l'adozione delle tecnologie drive-by-wire. I sistemi meccanici possono fallire, ma le autorità di regolamentazione continuano a considerarli più affidabili dei sistemi elettronici. I sistemi drive-by-wire sono anche più costosi dei controlli meccanici, poiché sono molto più complessi. Tuttavia, il futuro della tecnologia drive-by-wire potrebbe portare a una serie di sviluppi interessanti. La rimozione dei controlli meccanici potrebbe consentire alle case automobilistiche di progettare veicoli che sono radicalmente diversi dalle auto e dai camion che si trovano oggi sulla strada.

Ormai sembra scontato che fra qualche anno vedremo le nostre auto viaggiare liberamente da sole mentre il conducente (o passeggero) riposa, legge, scrive. La guida autonoma è sempre più vicina e i passi per raggiungere questo incredibile risultato si stanno man mano compiendo, sia nell'ambito privato (7.1.4),



Figura 7.1.4 Guida privata

sia nel trasporto pubblico (7.1.5)



Figura 7.1.5 Trasporto pubblico

La tecnologia drive-by-wire potrebbe anche essere integrata con la tecnologia automobilistica senza conducente, che consentirebbe ai veicoli di operare a distanza o da un computer. Gli attuali progetti di auto senza conducente utilizzano attuatori elettromeccanici per controllare lo sterzo, la frenata e l'accelerazione, che potrebbero essere semplificati collegandosi direttamente alla tecnologia drive-by-wire.



Figura 7.1.6 assenza componenti

Ciò che più colpisce dell'interno della vettura è l'assenza dei pedali e del piantone (figura 7.1.6), cosa che lascia molto più spazio al guidatore, con questa tecnologia spariscono infatti molti componenti idromeccanici pesanti e ingombranti, e questo ha anche implicazioni positive nei riguardi dell'ambiente, con l'eliminazione del fluido dei freni, oltre ai significativi vantaggi in termini di sicurezza passiva. L'assenza di pedali e piantone è certamente vantaggiosa in caso di incidenti.

Le concept car Toyota b4ZX (figura 7.1.7) è la prima che andrà in produzione con il sistema steer by wire e completamente elettrica, monta anche dei pannelli solari in grado di trasmettere energia ai motori.

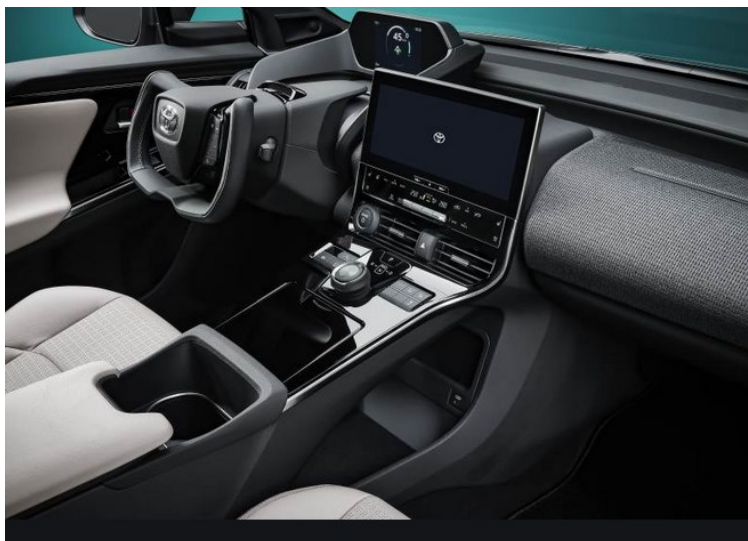


Figura 7.1.7 toyota

Nella Guida il guidatore ha a sua disposizione tutti i comandi di cui ha bisogno. Acceleratore, freno e sterzo sono azionati con le mani. Il cambio marcia si ottiene con un sistema a pulsanti che deriva da quello usato nelle competizioni. Luci, tergicristallo, audio, riscaldamento e condizionamento sono tutti a portata di mano. Le manopole per sterzare a destra e a sinistra sono meccanicamente collegate tra di loro e compiono un'escursione di +/- 20 gradi. Il grado di sensibilità dei comandi è programmabile, come pure il rapporto tra il movimento delle manopole e quello delle ruote anteriori.

I VANTAGGI DELLO STEER-BY-WIRE

Si riducono i componenti meccanici, con conseguente riduzione del peso, dei problemi di usura e delle necessità di lubrificazione.

Si presenta come leggero e fluido nelle manovre, più affidabile e più agile per la guida sportiva e nei percorsi impegnativi.

Possibilità di regolare lo sforzo di guida e consentirà per la prima volta al conducente di scegliere quale sensazione ottenere dal volante nelle proprie mani in funzione del suo personale stile di guida e del tipo di percorso.

Eventuale controllo automatico di direzione (guida senza conducente).

7.2 Conclusione e sviluppi futuri

Inizialmente è stata determinata la potenza necessaria del motore elettrico in grado di poter superare determinate pendenze, con annesse batterie, e successivamente si è passati alla scelta del sistema di sterzata più adatto con relativo servosterzo.

Grazie ai grafici relativi all'errore di sterzata è stato possibile scegliere la configurazione ottimale per il bus, ovvero un $\gamma=18^\circ$. Stando al tipo di meccanismo da utilizzare, Jeantad o Phanard, la scelta dipenderà dagli ingombri degli altri componenti del veicolo, delle sospensioni, del motore, con annesso il riduttore, l'assale, ecc.

In definitiva, con i fogli Excel ogni qualvolta si vogliono effettuare modifiche o cambiamenti, (masse, dimensioni, ecc.) si potranno analizzare come si modificano i dati relativi al motore elettrico da impiegare o i due sistemi di sterzata (Jeantaud e Pahard) per altri veicoli o bus futuri, così facendo è possibile avere diverse configurazioni, ognuna per il suo specifico impiego e in maniera rapida, stando sempre attenti alle ipotesi semplificate del caso.

In aggiunta, attraverso la prova effettuata sul camion, è stata utile nella scelta del servosterzo giusto da installare nel bus. Grazie a questo il servosterzo scelto è quello della ZF (con motore elettrico sulla cremagliera, figura 5.4.4), richiesto inizialmente da parte di Tekne, garantendo allo stesso tempo un minore consumo di energia, con equivalenti prestazioni. Non appena sarà possibile ottenere un disegno 3D del servosterzo, si potranno scegliere le misure definitive di tutti i componenti per accoppiare il sistema nella maniera giusta per rispettare le condizioni di γ , l_2 , l_1 .

Inoltre, attraverso questo dispositivo ci sarà la possibilità di poter rendere il sistema di sterzata automatizzato, ovvero accoppiandolo con sistemi software dedicati e specifici facilmente installabili si potrà rendere la guida autonoma, si parla in questo caso di "steer by wire", progetto futuro dell'azienda è proprio quello di rendere la guida del bus autonoma e poterlo integrare in un contesto di guida indipendente dal conducente.

In conclusione, è stata effettuata una relazione contenente il riassunto del lavoro svolto e di tutte le ricerche compiute ed è stata inserita nel resoconto finale del progetto "eMrobots" da consegnare a Tekne.

Bibliografia, immagini e sitografia

- [1] Matteo Claudio Palpacelli, Progettazione funzionale, univpm 2020
- [2] Dario Amodio, costruzione di autoveicoli, univpm , 2020
- [3] Guggiani Massimo. Dinamica del Veicolo. CittàStudiEdizioni, 1998.
- [4] Stefano Bruni. Appunti di Meccanica dell'Autoveicolo. Politecnico di Milano. Milano, set. 200
- [5] Giancarlo Genta. Meccanica dell'autoveicolo. Collana di Progettazione e Costruzione delle Macchine. Torino: Libreria Editrice Universitaria Levrotto & Bella, 2000
- [5] Manuale dell'ingegnere meccanico Hoepli
- [6] https://documen.site/download/01angoli-caratteristicit-tep_pdf
- [7] <https://forum.alfavirtualclub.it/threads/la-sospensione-dellautoveicolo-%E2%80%93-approfondimenti-vol-9.120148/>
- [8] <http://utenti.quipo.it/drivebythewire/pagA.htm>
- [9] Renato Dainotto, tutto sul servosterzo, 23 marzo 2021 <https://www.partsweb.it/18444-2/>
- [10] <https://www.wroar.net/pages/servosterzo.html>
- [11] <https://www.automoto.it/news/servosterzo-elettrico-ecco-perch-meglio-dell-idraulico.html>
- [12] <https://www.officinelandi.it/servosterzo-funzionamento-guasto-cos-e/>
- [13] Gianluca covini, Angolo di Ackermann, 18 aprile 2020 <https://www.autotecnica.org/angolo-di-ackermann-la-tecnica/>
- [14] <https://www.trwaftermarket.com/it/news/trw-aftermarket-esamina-il-potenziale-dello-sterzo/>
- [15] <https://www.sicurauto.it/ricambi-e-accessori/tecnica-e-manutenzione/sterzo-elettrico-come-funziona-e-collabora-con-i-sistemi-adas/>
- [16] <https://www.pneusnews.it/2011/09/29/gli-angoli-caratteristici-delle-ruote-caster-e-king-pin/>

[17] <https://www.automobilismo.it/angoli-caratteristici-delle-sospensioni-2-incidenza-e-inclinazione-asse-di-sterzo-35351>

[18] <https://dirigentisenior.it/notizie/sviluppo-sostenibile/mobilita-elettrica-stato-dell-arte-e-sviluppo-sostenibile.html>

[19] <https://www.motus-e.org/wp-content/uploads/2021/02/Autobus-elettrici-nel-trasporto-pubblico.-Un-vademecum-1.pdf>