



# **Politecnico di Torino**

**DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA MECCANICA E AEROSPAZIALE**

**Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica**

**TESI DI LAUREA MAGISTRALE**

## **STUDIO E PROGETTAZIONE DI UN SISTEMA DI TRASPORTO A PEDALATA ASSISTITA SU ROTAIA SOSPESA**

Relatore:

**Ing. Paolo Baldissera**

Candidato:

**Ion Guzun**

Correlatore:

**Prof.ssa Cristiana Delprete**



# Indice

---

<b>1. Introduzione</b>	<b>1</b>
1.1 Alcuni dati sul trasporto urbano	1
1.2 Monorotaia sospesa & e-bike: cenni di storia e stato dell'arte	6
1.2.1 E-bike	6
1.2.2 Monorotaia sospesa	15
1.2.3 Concept design futuristici	27
1.3 Obiettivi della tesi	29
<b>2. Layout del sistema</b>	<b>33</b>
2.1 Ergometria ed antropometria	33
2.1.1 Lo sforzo fisico in pedalata	33
2.1.2 Antropometria ed ergonomia	36
2.2 Studio preliminare del sistema di trasporto	40
2.3 Definizione dei parametri generali di funzionamento	44
<b>3. Carrello del veicolo</b>	<b>47</b>
3.1 Studio delle ruote	47
3.1.1 Il contatto ruote – rotaia	47
3.1.2 Configurazione delle ruote	49
3.2 Progettazione del telaio di sostegno	56
3.2.1 Guidabilità del veicolo	56
3.2.2 Progettazione dei componenti	59
3.3 Montaggio del carrello	61
<b>4. Cabina e sistema di trasmissione</b>	<b>67</b>
4.1 Progettazione cabina monoposto	67
4.1.1 Studio ingombri interni e determinazione del profilo	67
4.1.2 Simulazione aerodinamica – <i>Flow Simulation</i>	70
4.2 Studio sistema trasmissione del moto	76
4.2.1 Definizione tipo di trasmissione	76

4.2.2	Determinazione rapporto di trasmissione .....	83
<b>5.</b>	<b>Gruppo assistenza elettrica .....</b>	<b>91</b>
5.1	Tipologia motore elettrico e batteria .....	91
5.2	Dimensionamento motore elettrico .....	97
<b>6.</b>	<b>Conclusioni finali .....</b>	<b>109</b>
6.1	Conclusioni del lavoro di tesi .....	109
6.2	Ulteriori possibili sviluppi .....	110
<b>APPENDICE A: Listati MATLAB .....</b>		<b>113</b>
<b>APPENDICE B: Report <i>Flow Simulation</i> .....</b>		<b>125</b>
<b>BIBLIOGRAFIA .....</b>		<b>141</b>



# 1. Introduzione

---

## 1.1 Alcuni dati sul trasporto urbano

Guardando alle tendenze future e allo sviluppo di grandi città, c'è un chiaro passo verso un approccio più rispettoso dell'ambiente dei trasporti di persone. I più importanti marchi di automobili competono per sviluppare motori più efficienti e molti dei diversi concorsi di progettazione ruotano intorno al tema del trasporto ecologico. C'è una nuova ondata di interesse nel concetto di veicoli piccoli individualizzati, operanti in un ambiente condiviso.

I problemi di traffico nelle principali città del mondo negli ultimi due decenni hanno presentato importanti esigenze di nuovi sistemi di trasporto. Attualmente, c'è una maggiore domanda sui sistemi di trasporto pubblico, specialmente nelle grandi città. Questa maggiore domanda di trasporti ha spinto le autorità dei trasporti a pianificare nuovi progetti ed espandere i sistemi di trasporto esistenti per far fronte all'aumento della domanda.

Il trasporto personale nelle aree urbane è caratterizzato da differenti tecnologie di trasporto con diverse proprietà riguardo usabilità, infrastrutture necessarie e impatto ambientale. Oggigiorno, la macchina privata è ancora il mezzo di trasporto più utilizzato al mondo. Circa il 70% dei mezzi motorizzati per trasporto individuale di persone (macchine private e veicoli motorizzati a due ruote) si trovano in città e aree congestionate.

In generale, il fabbisogno globale di mobilità individuale è soddisfatto dai carburanti fossili. Miglioramenti dell'efficienza nel campo powertrain e le strategie di riduzione di consumi energetici sono compensati in parte dalla crescita della motorizzazione, aumento del traffico e dimensioni dei veicoli. Nell'Unione Europea, il tasso di crescita del 3.1% del consumo annuale di energia è causato essenzialmente dall'aumento del numero di macchine private e del traffico. Nel settore dell'ingegneria dell'autoveicolo, il consumo energetico e la riduzione di emissioni inquinanti sono ancora i principali temi di ricerca e sviluppo. Sistemi di guida innovativi, elettrificazione dei trasporti, sistemi alternativi di accumulo di energia e costruzioni leggere giocano un ruolo importante nell'innovazione della mobilità sostenibile.

Transito personale significa anche andare in bicicletta e camminare. Espansione di piste ciclabili e sentieri, nuovo sviluppo urbanistico ed stazioni ecologiche per incoraggiare l'uso della bicicletta: sono tutti esempi di risposta ingegneristica alle esigenze del traffico. Alcune grandi città stanno attualmente lottando contro l'inquinamento atmosferico. La Cina, ad esempio, ha installato schermi TV che mostrano ai passanti se sia alba o tramonto, a causa dello smog che copre il cielo. Parigi ha iniziato a vietare l'uso dell'auto in specifiche date per ridurre il traffico e gli scarichi di gas inquinanti. Molte città italiane applicano regolarmente blocchi del traffico, con

divieto di circolazione a determinati tipi di veicoli. In quest’ottica l’unico futuro possibile è la fine del motore a combustione e lo sviluppo del trasporto “verde”.

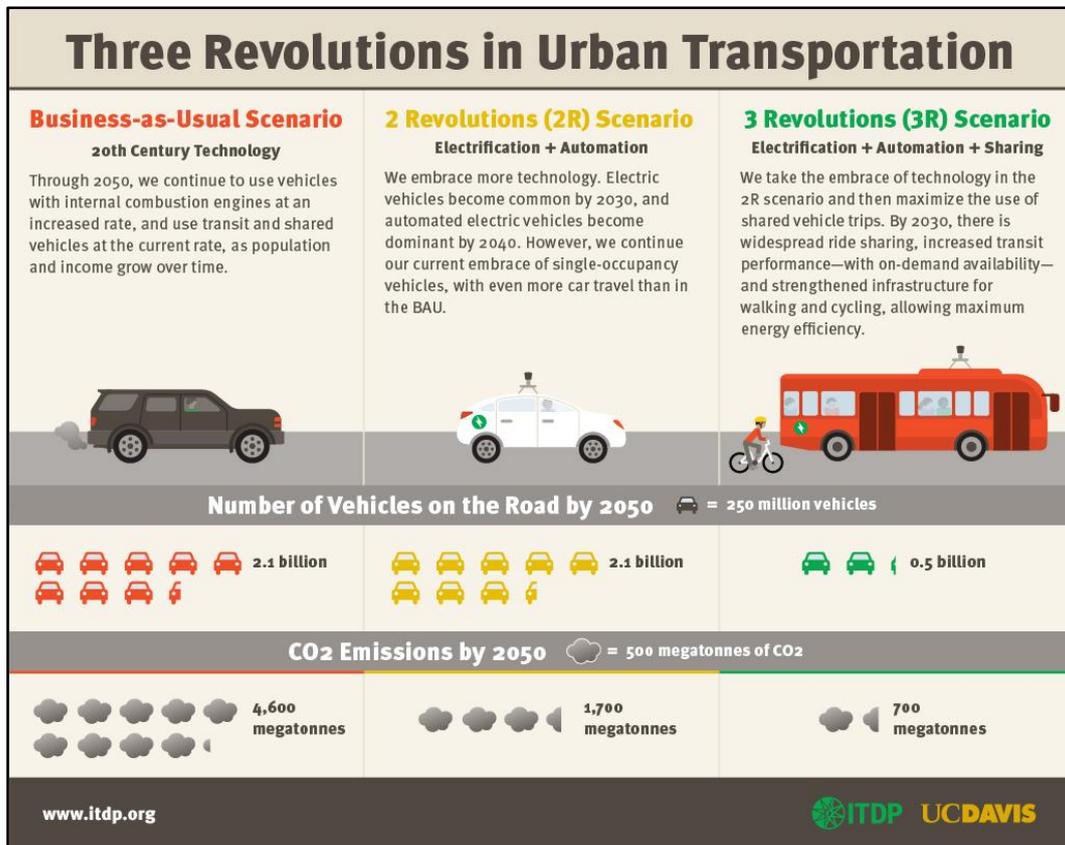


Figura 1 - Le tre rivoluzioni dei trasporti urbani

La situazione attuale apre a tre possibili scenari sul futuro della mobilità urbana (figura 1):

1. primo scenario – nessuna rivoluzione: questa situazione prevede che non ci siano innovazioni nei trasporti. Verranno sfruttati i mezzi pubblici allo stato attuale, mentre i veicoli motorizzati a combustione interna cresceranno sempre più, dato l’aumento della popolazione mondiale e la domanda di mezzi privati. Entro il 2050 si stimano sulle strade 2.1 miliardi di veicoli a combustione interna, con 4600 milioni di tonnellate di CO<sub>2</sub> prodotti all’anno solo da queste.
2. secondo scenario – due rivoluzioni: in questo scenario si prospetta una rivoluzione per l’elettrificazione dei mezzi e una per l’automazione e si impiegano più largamente tecnologie sostenibili. Entro il 2030 i veicoli elettrici diventeranno di uso comune, mentre dopo il 2040 i mezzi di trasporto automatizzati diventeranno dominanti. Però si continuerà ancora a possedere privatamente veicoli, con i sistemi di trasporto pubblico in diminuzione. Entro il 2050 le emissioni di anidride carbonica prodotte saranno intorno ai

1700 milioni di tonnellate, mentre il numero di macchine in circolazione sempre intorno 2.1 miliardi.

3. terzo scenario – tre rivoluzioni: è il quadro futuro auspicabile, con rivoluzione dei trasporti nella direzione dell'elettrificazione, dell'automazione della condivisione dei mezzi di trasporto. Avverrà lo sviluppo del secondo scenario, massimizzando l'impiego di tecnologie innovative, e in più si utilizzeranno i veicoli in modo condiviso. Entro il 2030 saranno diffusi sistemi di condivisione di bici e macchine con disponibilità dei mezzi a richiesta, non saranno più presenti mezzi motorizzati a combustione e saranno aumentate le infrastrutture per camminare e per muoversi in bici, permettendo la migliore efficienza energetica. Prima del 2050 i veicoli presenti sulle strade scenderanno a 500 mila, così come le emissioni inquinanti, stimate a 700 milioni di tonnellate.

Oltre il consumo di energia e le emissioni di gas di scarico, per le tecnologie per la mobilità individuale è importante prendere in considerazione anche altri fattori d'influenza, specialmente in zone urbane. Ne sono esempi il bisogno di più spazio per il parcheggio e per il transito (che risulta in aumento del traffico), spazio e costo delle infrastrutture per il rifornimento energetico (ad esempio le stazioni per la ricarica elettrica), sicurezza nel transito e inquinamento acustico. Per questi motivi, è essenziale che non si dia importanza solo alle prestazioni del veicolo.



Figura 2 - Costo degli ingorghi stradali

Una nota sempre più dolente riguarda la congestione del traffico, dovuta essenzialmente all'aumento dei veicoli in circolo sulle strade. Uno studio condotto in diverse regioni geografiche da "The Economist" nel 2017, di cui si vede uno schema in figura 2, analizzava il rapporto tra tempo passato nel traffico dai guidatori durante l'ora di punta e costi sostenuti a causa di ciò: in vetta alla classifica si trovano metropoli come Los Angeles, Mosca, New York, San Paolo e Londra con tempi oltre le 80 ore passate nel traffico. Ma ciò che fa scalpore è l'aspetto economico di questa analisi: anche decine di miliardi i costi sostenuti (nel concetto di costo opportunità) dalle città più grandi, intorno a pochi miliardi (che non sono pochi) per le città più piccole. Si può capire da ciò l'importanza dei sistemi di trasporto per lo sviluppo globale.

Nuovi approcci offrono un'integrazione di diverse tecnologie per la mobilità individuale in interi sistemi di transito. In questo modo una combinazione intelligente di diverse tecnologie di trasporto è in grado di sopportare con successo lo sviluppo urbano sostenibile e strategie di risparmio energetico.

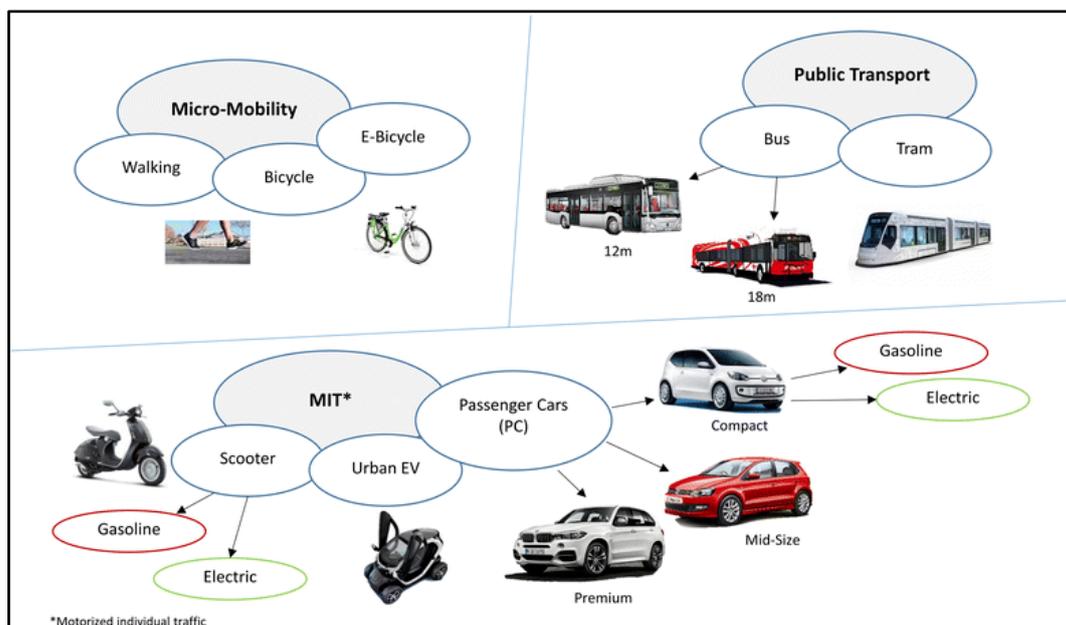


Figura 3 - Classificazione dei sistemi di transito urbano

Una classificazione dei mezzi di transito può essere fatta per dare un quadro generale della mobilità urbana (figura 3): micro-mobilità, trasporto pubblico e MIT. La micro-mobilità è caratterizzata da trasporto individuale su brevi distanze, con domanda di mobilità relativamente bassa. Questa categoria comprende la camminata, l'utilizzo di veicoli leggeri e di piccole dimensioni, potenziati elettricamente o dall'uomo, come ad esempio biciclette, e-bike, monopattini, e altri veicoli monoposto. Al trasporto pubblico appartengono bus, tram e metropolitana, e riguarda principalmente il trasporto di persone da un punto specifico a un'altra stazione. Il gruppo dei mezzi MIT (motorized individual traffic) include l'uso di veicoli motorizzati a due ruote, motociclette e scooter, city car e macchine personali di diverse classi e dimensioni.

I mezzi motorizzati a due ruote, *PTW* (powered two-wheelers), giocano un ruolo crescente sia nell'ambito dei trasporti che nell'ambito ricreativo, in quanto sono usati sempre più spesso per spostamenti abituali e per gite fuori città. In particolare, gli scooter di piccola taglia sembrano in grado di offrire un'alternativa economica alle macchine tradizionali. Il numero dei *PTW* cresce in molti paesi sviluppati e in sviluppo: la maggior parte degli oltre 300 milioni di questo tipo di veicoli si trova in Asia (77%).

	Max. number of people [-]	Occupancy rate [%]	Eff. number of people [-]	Traffic space demand [ $m^2$ ]	Traffic space demand [ $m^2/P$ ]	Parking space demand [ $m^2$ ]	Parking space demand [ $m^2/P$ ]
Pedestrian	1	100	1.00	2.0	2.0	0.0	0.0
Bicycle	1	100	1.00	4.4	4.4	1.0	1.0
E-bicycle	1	100	1.00	4.4	4.4	1.0	1.0
Scooter	2	55	1.10	10.3	9.4	2.0	1.8
E-scooter	2	55	1.10	10.3	9.4	2.0	1.8
Light urban EV	2	55	1.10	22.0	20.0	4.3	3.9
Subcompact PC	4	27	1.07	25.5	23.8	7.9	7.3
Subcompact EV	4	27	1.07	25.5	23.8	7.9	7.3
Mid class PC	5	27	1.34	27.6	20.6	9.8	7.3
Mid class PHEV	5	27	1.34	27.6	20.6	9.8	7.3
Luxury PC (SUV)	5	27	1.34	29.5	22.0	13.4	10.0
Luxury PHEV (SUV)	5	27	1.34	29.5	22.0	13.4	10.0
City bus	103	21	21.54	72.8	3.4	44.5	2.1
Articul. Bus	155	21	32.41	108.8	3.4	63.4	2.0
Tram	145	25	36.25	243.0	6.7	91.4	2.5

Figura 4 – Dati sui mezzi di trasporto in città: *EV* veicolo elettrico, *PHEV* veicolo elettrico ibrido, *PC* vettura passeggeri, *SUV* sports utility vehicle

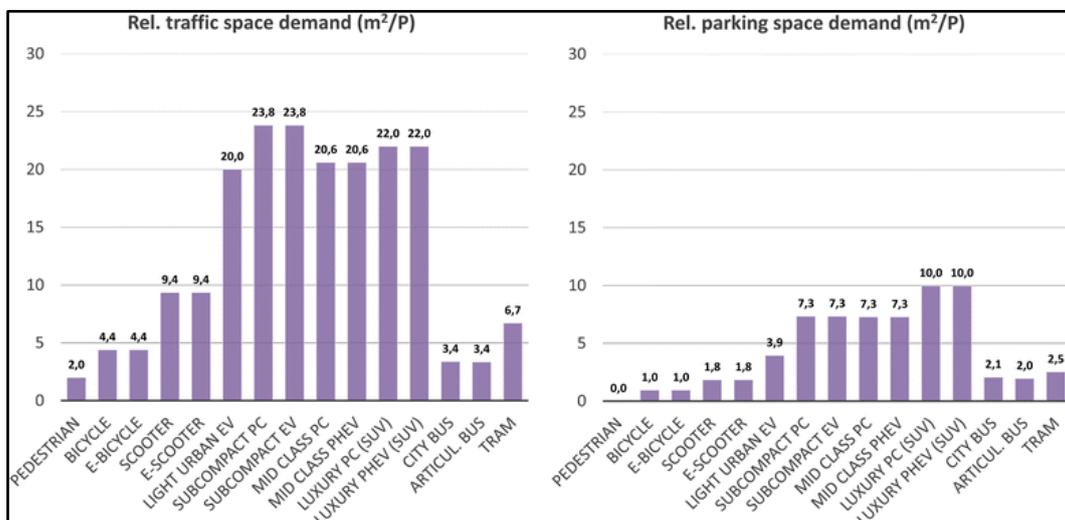


Figura 5 - Dati sullo spazio di parcheggio e nel traffico

Mettendo a confronto i vari tipi di veicoli usati per il transito urbano, figure 4, 5 e 6, si riportano alcuni dati relativi a questi sistemi. Camminare e muoversi in bici o mediante e-bike risultano, come è facile aspettarsi, i sistemi più efficienti e che consumano meno. Da un lato ciò è compensato nei *MIT* dalle prestazioni e dal numero di passeggeri che possono portare, dall'altra però il tasso di occupazione dei posti passeggero non supera il 55% nei mezzi a due ruote e il 27% in quelli a quattro ruote. Inoltre occupano uno spazio considerevolmente più alto per il parcheggio e durante lo spostamento nel traffico.

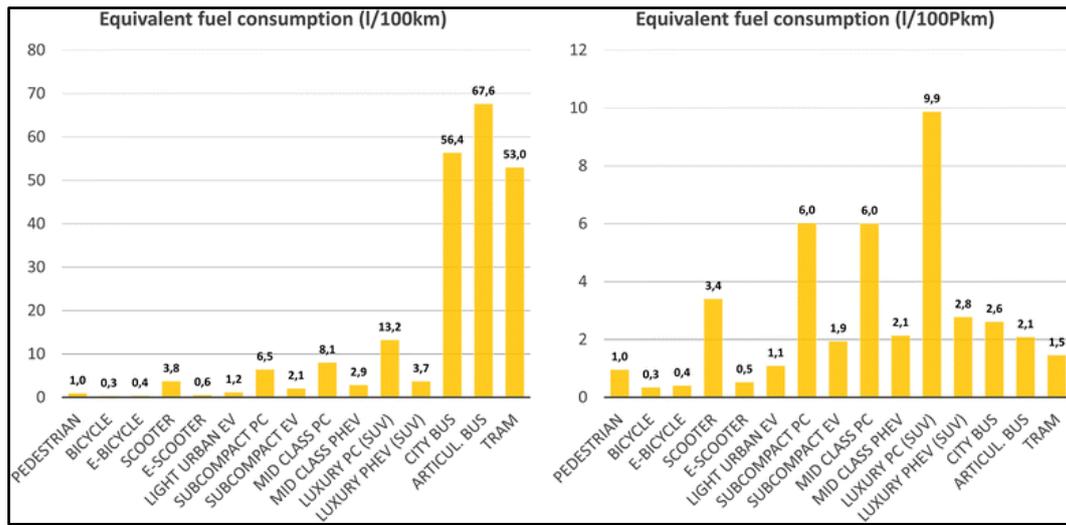


Figura 6 - Dati sul consumo energetico dei mezzi urbani

## 1.2 Monorotaia sospesa & e-bike: cenni di storia e stato dell'arte

### 1.2.1 E-bike

Nel 2004 venne osservata una crescita della produzione di bici elettriche del 35% in meno di un decennio. Nei paesi europei quali Germania, Francia, Olanda e Danimarca il tema della mobilità è preso molto sul serio, e ne è testimone il fatto che la bicicletta è diffusissima: nel 2009 venne registrato in Olanda che 1/3 di tutte le biciclette vendute erano elettriche.

La riduzione dei costi dei componenti elettronici e il notevole sviluppo degli accumulatori ha permesso nell'ultimo decennio l'affacciarsi sul mercato della bicicletta elettrica (e-bike). Nel

2010 le e-bike stavano generando vendite pari 11 miliardi di dollari, come industria globale. Le vendite erano alle stelle in zone come Stati Uniti e Germania, dove vengono usate dai servizi postali e dai fattorini. Ma il loro successo crebbe anche tra i pendolari di paesi come Cina e Giappone, che sono nazioni dove la bici risulta tra i mezzi di mobilità più usati.

La Cina è un enorme produttore di biciclette elettriche, tanto che l'uso di quest'ultima ha sorpassato l'uso dell'automobile. Nel 2008 si è stimato che i cinesi possedevano circa 21 milioni di e-bike, confrontati con i 9,4 milioni di auto. Attualmente il numero di biciclette elettriche circolanti è superiore a quattro volte quello delle auto. Grazie ad accurate incentivi del governo e ad una popolazione già di per se molto propensa nell'uso delle due ruote per gli spostamenti, la Cina ha assunto il ruolo di leader mondiale del mercato dei "veicoli verdi" a basso costo. Al pari degli ingegneri di tutto il mondo che si stanno impegnando nel produrre veicoli eco-compatibili, la Cina si è ben avvantaggiata in questa corsa.

Ad ora, i motori elettrici sono diventati così discreti che una relazione fatta dalla *CIRC* (cycling independent reform commission) ha espresso preoccupazione che possano essere usati come "doping meccanico" nelle competizioni ciclistiche. In futuro, ci si aspetta che le e-bike diventino ancora più leggere e performanti, con design semplici ma ingegnosi, più potenza e durata prolungata delle batterie. Essa costituisce un mezzo comodissimo, che si può benissimo sostituire nell'uso quotidiano ai ciclomotori o anche all'auto, considerando che spesso in un percorso urbano una bicicletta si sposta più agilmente e con risparmio di tempo. Inoltre è esente dai costi di bollo e assicurazione.

Come per i veicoli elettrici la storia della e-bike parte da lontano, e già negli ultimi decenni dell'Ottocento si tentò di progettare i primi esemplari. Al francese Gustav Trouvé si deve riconoscere il primo modello di bici elettrica, nel 1881. Questo modello in realtà era un triciclo, con pochi watt di potenza, quindi non riscosse molto successo. Un modello simile, figura 7, a triciclo, venne presentato nel 1892 dal progettista Graffigny, con un design più snello del modello di Trouvé.

Nel 1895 venne brevettato dal signor Ogden Bolton un modello molto moderno, considerando il periodo, con un motore *brushed* montato al mozzo posteriore e una batteria portatile. Il motore elettrico, nonostante fosse ancora una tecnologia in sviluppo, permetteva di erogare anche potenze piuttosto alte.

Un anno dopo, 1896, non appena il modello di Bolton venne conosciuto, si è cercato di rendere la trasmissione della bicicletta più efficiente e potente: Charles Theric presenta il suo brevetto del motore montato al mozzo posteriore via trasmissione a planetaria, che permette al motore di ruotare più velocemente della ruota, migliorando la trasmissione del moto.

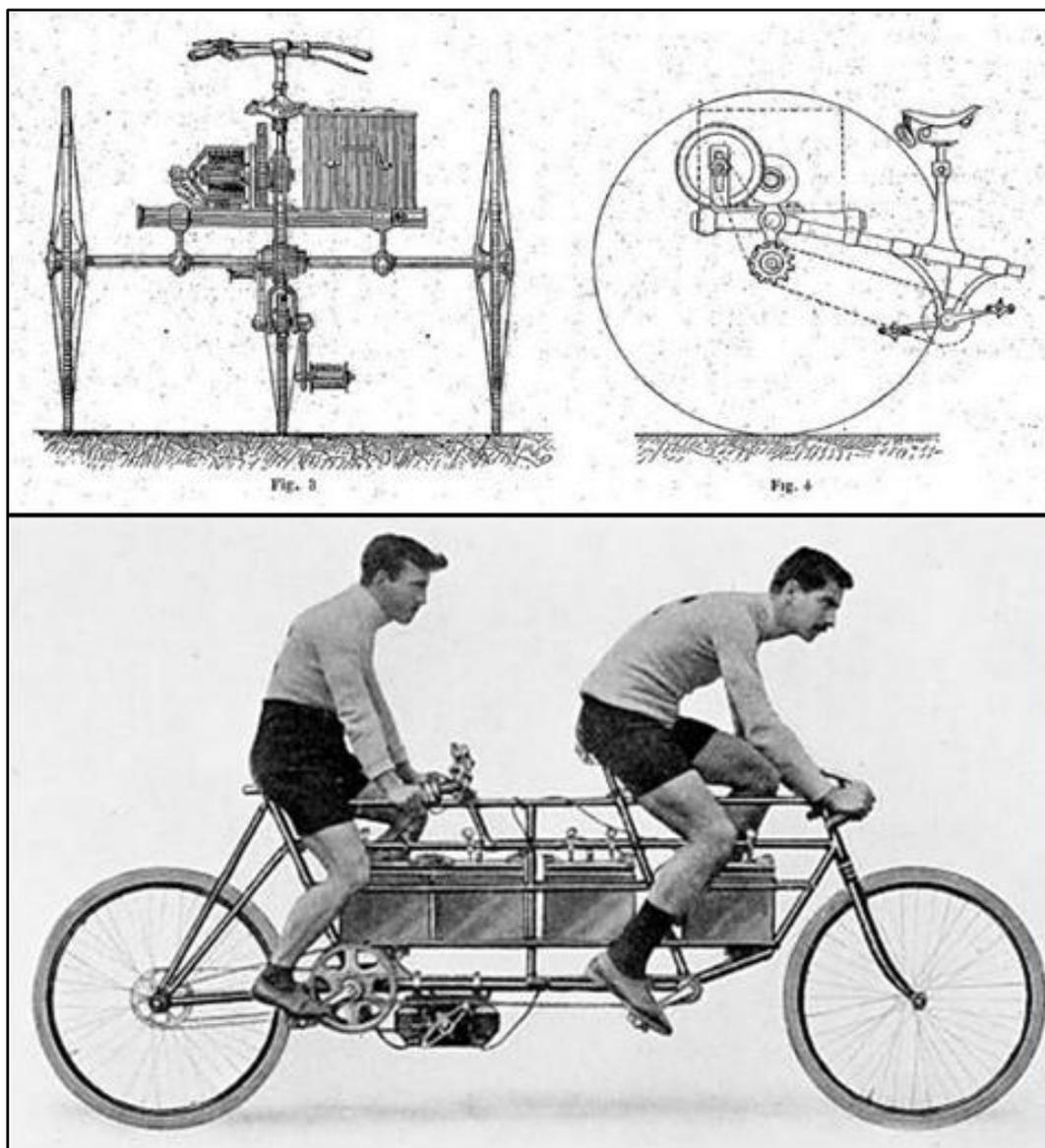


Figura 7 – Triciclo di Graffigny e modello Humber Electric Tandem

Nel 1897 l'inventore Hosea W. Libbey propone una soluzione ancora più innovativa, con sistema di trazione montato centralmente sotto il sedile e pedali assenti. Quindi era un modello di bici elettrica a trazione comandata. Stesso anno venne costruito anche il primo modello tandem elettrificato, riportato in figura 7, il *Humber Electric Tandem*, progettato dai francesi De Clerc e Pingault, che permise di percorrere 1 km in 57 s.

Nei successivi decenni vennero proposti altri modelli, fino agli anni '30 quando si verificò la maggiore evoluzione di questo sistema: nel 1932 si ha la *Philips E-Bike* di stampo olandese, e un anno dopo nel 1933 la danese *Juncker* (figura 9), entrambe con design simile alle bici classiche.



**Figura 8 - Modello Spacelander di bici elettrica**

Una grossa rivoluzione nel campo avvenne nel 1975, quando la *Panasonic* propose la sua *Panasonic E-Bike*, di cui se ne vede un esemplare in figura 9 (sopra a sinistra), che montava un accumulatore al piombo acido. Poi verso la metà degli anni '80 ed inizio degli anni '90, con la realizzazione delle batterie al piombo sigillate e con l'arrivo delle più leggere nichel-cadmio che si poterono finalmente costruire biciclette elettriche del tutto simili a quelle di oggi.

Dobbiamo aspettare il 1946 anno in cui Benjamin Bowder presenta la sua *Spacelander*, figura 8: una bicicletta elettrica dal design sorprendentemente avveniristico e dotata anche di una raffinata tecnologia, che prevedeva anche il recupero dell'energia durante le discese.



Figura 9 - Sopra: Panasonic E-Bike e Juncker. Sotto: modello PAS di Kutter

Nel 1990, Michael Kutter sviluppò quella che si pensa sia il primo modello *Pedelec* (PEDal-ELECTric). Divenne allora conosciuto con il nome di *PAS* (pedal assist system), dove non è presente nessuna manopola di comando, ma il motore elettrico è attivato dalla pedalata stessa del ciclista (figura 9). Altri modelli piuttosto rudimentali cominciarono a circolare in Giappone prodotti da *Yamaha*, per poi cominciare la produzione dal 1994.

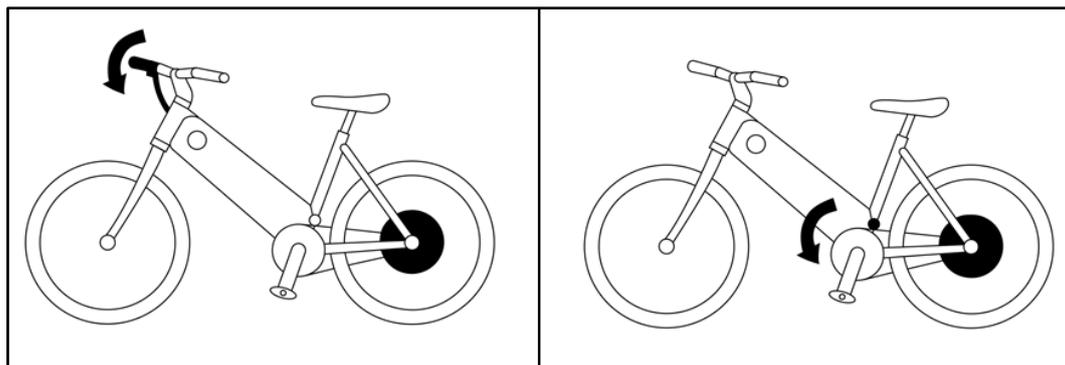
In Europa la Svizzera inizia la sua produzione nel 2001 con il marchio *Flyer*. Nello stesso periodo anche altri produttori affermati iniziano la loro commercializzazione avviando per la prima volta la diffusione in Italia.

Passiamo ora ad analizzare in dettaglio quali sono le principali caratteristiche di una bicicletta elettrica, soffermandoci sul funzionamento dei suoi componenti elettrici ed elettronici.

Una bicicletta elettrica è del tutto simile ad una tradizionale bicicletta, con l'aggiunta di essere equipaggiata con un motore elettrico alimentato da una batteria, che si somma all'azione propulsiva umana per dare un notevole sostegno alla marcia. Quindi le e-bike sono bicilette a cui viene integrato un motore elettrico, che può essere usato per la propulsione.

Innanzitutto occorre fare una prima distinzione tra le e-bike a seconda della modalità di comando del motore (figura 10):

- propulsione comandata: l'assistenza elettrica viene attivata dal ciclista solitamente mediante una manopola situata sul manubrio;
- pedalata assistita: il motore elettrico è attivato nel momento in cui si pedala, e ciò è garantito da un insieme di sensori che rilevano velocità e coppia dei pedali.



**Figura 10 - Modello e-bike a propulsione comandata, destra, e modello a pedalata assistita a sinistra**

Il termine “pedalata assistita” deriva dal fatto che l’azione del motore interviene solo ed esclusivamente quando si sta effettivamente pedalando, consentendoci di fare meno fatica di quanta se ne farebbe con una bicicletta tradizionale. La direttiva europea 2002/24/CE del 18 marzo 2002, relativa all’omologazione dei veicoli a motore a due o tre ruote, definisce (nell’articolo 1, punto h) la bicicletta a pedalata assistita come una “bicicletta dotata di un motore elettrico ausiliario avente potenza nominale continua massima di 0,25 kW la cui alimentazione è progressivamente ridotta e infine interrotta quando viene raggiunta la velocità di 25 Km/h o prima se il ciclista smette di pedalare”.

Ai veicoli che soddisfano questa direttiva sono considerati a tutti gli effetti come le biciclette tradizionali e non richiedono l’omologazione. Se invece il veicolo non soddisfa anche uno solo di questi requisiti non può venire considerato come una bicicletta e pertanto richiede di essere omologato e immatricolato. Questa direttiva è attualmente in vigore in Italia con il decreto del 31 gennaio 2003 del Ministero delle Infrastrutture e dei Trasporti.

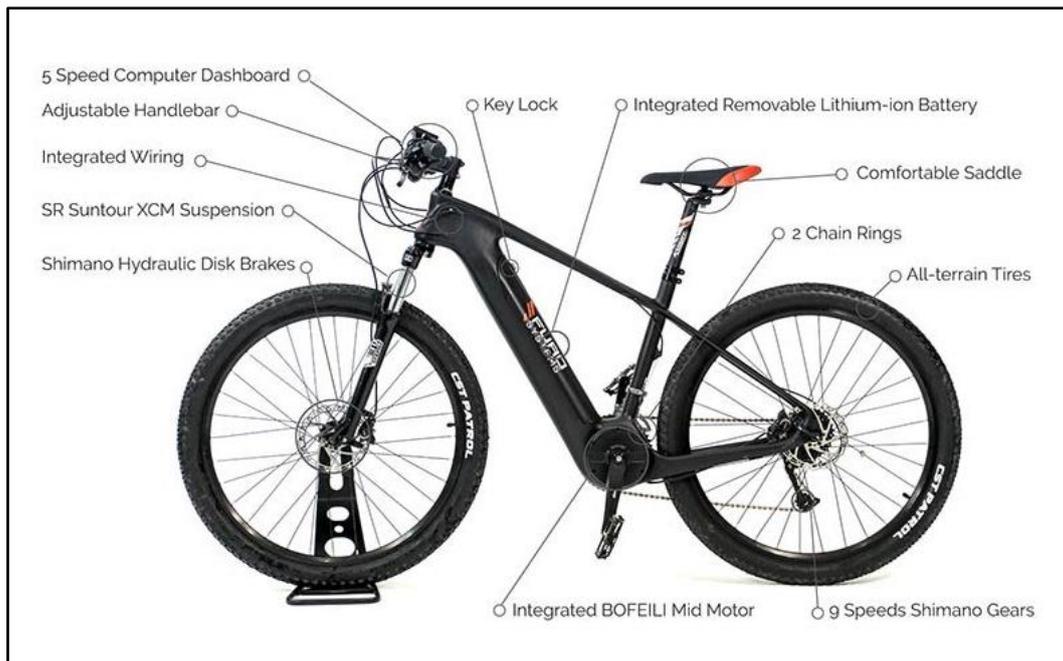


Figura 11 - Pedelec con telaio in carbonio della FuroSystems

In aggiunta ai componenti di una bicicletta classica, una e-bike comprende anche altri componenti, di cui uno schema in figura 11:

- motore elettrico;
- batteria di alimentazione;
- freno elettronico;
- centralina di controllo dell'assistenza elettrica;
- sensori di pedalata;
- indicatore dello stato di carica della batteria;
- touch screen di controllo.

Per la propulsione elettrica vengono utilizzati motori a corrente continua con tensioni da 12 a 24 V, integrati nella struttura della e-bike. Possono essere posizionati sull'asse di una delle ruote oppure alternativamente sul blocco centrale dei pedali. I motori possono essere di due tipi: *brushed* e *brushless*, con quest'ultimo tipo impiegato sempre più comunemente.

I motori *brushless* hanno il vantaggio di non necessitare manutenzione e possono essere usati continuamente per un periodo più lungo, vantaggi che si traducono in un costo più elevato. La potenza dei motori attualmente impiegati in questo settore varia da 100 a 1000 W. Come spiegato in precedenza però, la normativa europea pone un limite sulla massima taglia del motore: 250 W per e-bike omologate per la città.

A seconda del collocamento del motore, nei vari modelli di bicicletta possono variare le prestazioni generali ed il comportamento del mezzo. Questo aspetto porta vantaggi e svantaggi a seconda dei casi.

Il motore collocato al mozzo della ruota anteriore ha il vantaggio di una maggiore facilità di implementazione del sistema elettrico di propulsione, con relativa riduzione dei costi di realizzazione. Inoltre offre una migliore distribuzione delle masse, specie se la batteria si trova collocata sul portapacchi posteriore. Tuttavia si contrappone una possibile scarsa manovrabilità in fase di partenza su fondi scivolosi o su salite ripide, a causa del collocamento della trazione sulla ruota anteriore. In più, il motore, collegato direttamente alla forcella, concorre alla sollecitazione di quest'ultima che nel tempo può degradarsi meccanicamente più in fretta. Per questo motivo, i motori montati sul mozzo anteriore non presentano coppie elevate. In genere questa configurazione è poco usata.



Figura 12 - Diverse configurazioni della collocazione del motore: sopra, al mozzo centrale e posteriore; sotto, al mozzo anteriore

Il motore può essere collocato sul mozzo della ruota posteriore, configurazione che ha il vantaggio di sfruttare la trazione motrice posteriore, con una migliore guidabilità e stabilità del mezzo. Di contro, la bicicletta rimane sbilanciata sulla parte posteriore, che viene aggravato se la batteria è montata sul portapacchi posteriore. Questo svantaggio è compensato dalla possibilità di

montare motori con coppie più elevate, che assistono maggiormente la pedalata nelle condizioni più faticose. Anche in questo caso, come per il montaggio sul mozzo anteriore, non è possibile sfruttare il cambio di velocità, quindi il sistema non è molto adatto per tragitti con frequenti salite e discese.

Una posizione più favorevole è quella al mozzo dei pedali, che consente di sfruttare il sistema di cambio di velocità, quindi anche di percorsi tortuosi. Lo svantaggio è che i telai devono essere studiati appositamente, con costi della e-bike che salgono. Inoltre, essendo il motore collegato direttamente alla catena di trasmissione, si ha una maggiore usura di questi componenti. La maggior parte delle biciclette di alta gamma adottano questo tipo di configurazione.

La batteria è la fonte di alimentazione del motore, e ne esistono diversi tipi in base ai componenti chimici e alla capacità. La caratteristica principale è che queste devono essere ricaricabili e devono sia operare al voltaggio del motore, sia poter erogare la massima potenza di questo. Il costo del mezzo dipende molto dal tipo di batteria, in quanto batterie con capacità maggiore e prestazioni più performanti, di sicurezza, ciclicità e ingombro, hanno un costo più elevato. Le batterie più affidabili, ed anche quelle più largamente impiegate, sono le batterie agli ioni di litio (Li-Ion) e ai polimeri di litio (Li-Po), con capacità che variano tra 10 e 15 Ah e voltaggio tra 24 e 36 V. Le autonomie delle e-bike in questo modo possono variare dai 40 ai 100 km, potendo arrivare anche agli oltre 150 km.

Precedentemente, quando gli sviluppi della moderna e-bike non era ancora giunta al culmine, si utilizzavano batterie al piombo e NiMH (nichel metallo idruro), da 10-12 Ah e 12-24 V. Queste batterie risultavano molto pesanti e molto meno performanti delle attuali batterie al litio, con un costo che però scendeva molto.

I sensori, in ultimo, sono dei componenti fondamentali per una e-bike a pedalata assistita. I sensori di pedalata comunica con la centralina di controllo che attiva l'assistenza elettrica nel momento in cui si inizia a pedalare. Ne esistono fondamentalmente di due tipi: quelli che rilevano la rotazione dei pedali e quelli che rilevano lo sforzo attuato ai pedali dal ciclista.

Nella maggior parte delle e-bike con motore al mozzo centrale, non è presente il sensore di sforzo (o coppia), ma solo quello di rotazione, per un fattore di semplicità di costruzione e costo. In questo caso il consenso all'attivazione del motore avviene contestualmente con la rotazione dei pedali e non con la forza applicata su di essi. Pertanto la partenza da fermo risulta la fase più faticosa perché si impiega solo la potenza del conducente. Non appena la rotazione dei pedali è avviata, il motore si attiva con una spinta costante, legata al livello di assistenza impostato, fino al raggiungimento della massima velocità di assistenza elettrica (25 km/h da normativa europea, che può variare all'estero). Generalmente i sensori di rotazione sono costituiti da magneti permanenti che rilevano la rotazione ad ogni giro di pedali.

I sensori che rilevano lo sforzo possono essere di vario tipo, ma in pratica misurano la coppia applicata al mozzo dal guidatore. I sistemi che presentano questo sensore sono più costosi, ma permettono una pedalata più naturale, in quanto sono più reattivi. Nella maggior parte dei casi il

senore di sforzo è collocato sull'asse dei pedali, e questo manda il consenso all'attivazione del motore elettrico quando rileva una certa coppia applicata all'albero centrale. La partenza da fermo risulta dunque più facile in quanto l'assistenza si attiva non appena si applica una coppia ai pedali. In assenza di questa l'assistenza elettrica cessa, ma comunque è permessa fino alla velocità massima di 25 km/h. Questo sensore permette di modulare la spinta della propulsione elettrica durante la marcia in maniera naturale e precisa, e la conduzione del mezzo è molto più simile a una bici normale. Lo svantaggio è di dover costantemente contribuire con lo sforzo muscolare alla propulsione della e-bike, anche se in misura relativamente modesta, a seconda del livello di assistenza impostato.

## 1.2.2 Monorotaia sospesa

La monorotaia ha una lunga storia di invenzioni ed evoluzione tecnologica che risale a più di due secoli fa. Andando avanti negli anni questo sistema non ha riscosso molto successo, tranne nell'ultimo decennio quando è stato ripreso nello sforzo di innovare i trasporti. In seguito si riassumono i momenti più significativi della storia della monorotaia sospesa.

- 1825 – L'inglese Henry Palmer concepì l'idea di "monorotaia" e ne ottenne il brevetto nel 1821, ancora prima che entrasse in esercizio la prima ferrovia nel 1825. Il suo progetto consisteva in un insieme di diversi veicoli che si muovessero su una singola rotaia di legno e trainati da un cavallo. L'utilizzo delle monorotaie dei primi tempi era limitata al trasporto di materiali nelle miniere di carbone e nei porti. Così la ferrovia di Cheshunt passò alla storia per essere stata la prima monorotaia utilizzata per il trasporto di persone celebrò la messa in servizio il 25 giugno 1825.
- 1886 – Durante gli ultimi decenni del XVIII ci furono sviluppi importanti: la ferrovia *Enos Electric*, la prima con una monorotaia sospesa motorizzata, fu testata ed esibita sui terreni della *Daft Electric Company* a Greenville in New Jersey, nel 1886. Il materiale impiegato nella costruzione era acciaio da carpenteria, meno voluminoso rispetto alle massicce travi di legno usate fino allora nel campo. L'evento aveva attratto considerevole pubblicità ed interesse mediatico, però a Greenville non fu mai ampliato questo sistema di trasporto.
- 1901 – Non molto tempo dopo, verso la fine del XIX secolo, si iniziò a sviluppare dei design adatti al trasporto pubblico: alcune monorotaie impiegavano locomotive a vapore, altre invece la propulsione elettrica. Tra queste c'era anche un modello particolare, progettato

dal tedesco Eugen Langen nel 1893: una monorotaia asimmetrica sospesa, che poi venne costruita ed impiegata come trasporto locale nel 1901 a Wuppertal in Germania. La *Wuppertal Schwebebahn*, lunga 13.3 km, è stata probabilmente la prima reale applicazione della monorotaia per il trasporto pubblico. Dopo più di un secolo essa è ancora operativa e ha sempre dimostrato grande affidabilità e sicurezza.

- 1929 – Dopo il modello di Langen, non ci furono sviluppi significativi nel campo per quasi mezzo secolo, se non poche linee di corta distanza fino a 3 km, costruite per lo più a scopi di esibizione e trasporto materiali. Tra queste vi era una linea unica nel suo genere. Il *Bennie Railplane* era un sistema a monorotaia sospesa costruita inizialmente a scopo dimostrativo, dall'ingegnere scozzese George Bennie. Una corta pista da test fu realizzata nel 1929 sopra una linea di binari ferroviari vicino a Glasgow in Scozia. La monorotaia montava due propulsori elettrici che erogavano 240 Hp, dando l'accelerazione necessaria e la potenza per mantenere una velocità di crociera di 160 km/h. Il passo successivo doveva essere una linea ad alta velocità che collegava Londra e Parigi, però le gravi condizioni economiche e sociali degli anni '30 condannarono il *Bennie Railplane* a non essere mai impiegato.
- 1950 – Lo sviluppo della monorotaia come la conosciamo oggi ebbe inizio nei primi anni '50, l'inizio dell'Era Moderna per le monorotaie. In quegli anni l'imprenditore svedese Axel L. Wenner-Gren elaborò il sistema di tipo "appoggiato" (in inglese "straddled" o "straddle-beam"), in cui il veicolo è supportato e guidato da un insieme di ruote gommate che poggiano su una trave di cemento. Questo sistema ha preso il nome di *ALWEG* dal nome del suo creatore ed è diventato il prototipo per le seguenti monorotaie della varietà appoggiata (che non verrà trattata in questo scritto). Circa nello stesso periodo, un consorzio francese di imprese private e agenzie di trasporto riuscirono a sviluppare la prima monorotaia simmetrica del tipo sospeso. Questo sistema venne chiamato *SAFEGE* secondo i nomi delle compagnie che facevano parte del consorzio.
- 1956 – *Monorail Inc.* costruirono questa corta linea al parco *Arrowhead* a Houston in Texas, per testare il loro sistema di monorotaia sospesa. Ciascun carrello della monorotaia era motorizzato da un motore *Packard* da 310 Hp. Peculiare anche il fatto che la cabina del pilota era sopraelevata rispetto alle altre. Comunque, dopo otto mesi di test la linea fu smantellata e spostata al lunapark Texas State vicino Dallas, dove rimase operativo per molti anni. I suoi promotori sostenevano che era in grado di raggiungere velocità dell'ordine di 160 km/h, però non sono mai state costruite linee per il trasporto urbano.

- 1957 – Negli anni '50 il Giappone si sforzava al massimo di migliorare i suoi sistemi di trasporto. In questo contesto, nel 1957 allo Zoo di Ueno a Tokyo debuttò la prima monorotaia sospesa giapponese. Si può dire che fosse la versione moderna del sistema sospeso di Wuppertal: la linea di Ueno impiegò per lo più componenti commerciali, incluse ruote gommate. Negli anni a seguire il Giappone costruì più monorotaie di ogni altro paese nel mondo, adottando sia sistemi *ALWEG* che *SAFEGE*.
- 1959 – Verso la fine degli anni '40, l'eminente costruttore di ponti francese Lucien Chadenson si mostrava interessato ai progetti sperimentali del *Bennie Railplane*. Impressionato anche dalla *Metro Route 11* di Parigi, che utilizza ruote di gomma, decide di combinare i due principi. Il risultato fu una monorotaia sospesa in cui la trave di acciaio o cemento da cui pende protegge i carrelli dalle condizioni meteorologiche avvolgendoli. La linea su cui venivano effettuati i test rimase aperta per molti anni, a Chateaufort, nel sud della Francia. I cinefili potrebbero riconoscerlo perché appare in "Fahrenheit 451", un grande classico degli anni '60. Il fatto curioso è che i francesi non l'hanno mai usato questo sistema come mezzo di trasporto, bensì in Giappone sono state costruite due linee importanti. Anche l'azienda tedesca *Siemens* sviluppò poi un modello in scala ridotta simile allo *SAFEGE*. Infatti questo sistema è diventato poi un punto di riferimento per gli sviluppi tecnologici che seguirono nel campo della monorotaia sospesa.
- 1964 – In uno sforzo di promuovere la loro monorotaia brevettata *SAFEGE*, *AMF* installò e mise in esercizio una linea per la biennale fiera mondiale di New York. Il circuito girava intorno all'area delle esposizioni, con due linee parallele per le due direzioni. Questo progetto scavalcò quello proposto dalla *Disney* probabilmente per la semplicità e il minor costo. Anche se *AMF* non riuscì a vendere o costruire altre monorotaie *SAFEGE*, essa divenne responsabile del rinnovato interesse verso questo campo in quel periodo.
- 1970 – Sono gli anni di in cui in Giappone si sviluppano molto le infrastrutture e i trasporti e fra questi viene costruita la prima grande monorotaia moderna per il trasporto di massa, nonché la prima in Giappone di questo tipo. Venne installata nella zona di Shonan, una zona dove risultava più difficile costruire delle classiche strade in asfalto a causa della morfologia del territorio.
- 1976 – Similmente a quanto accadde in Giappone anche la Germania capta l'onda dell'innovazione tecnologica e costruisce una linea di monorotaia sospesa per collegare il campus dell'Università di Dortmund con diverse zone della città.

- 1984 – Otto anni dopo la monorotaia viene costruita in un'altra regione della Germania, a Ziegenheim, una monorotaia unica nel suo genere, più che altro per l'uso che se ne fece: venne costruita per spostarsi all'interno di un complesso ospedaliero. Tuttavia non ebbe molto successo e venne dismessa qualche decennio dopo.
- 1988 – In quest'anno fu aperta la linea con sistema a monorotaia sospesa più lungo al mondo, ben 15.2 km di lunghezza, che conserva il suo primato tuttora. Questa monorotaia si trova a Chiba in Giappone e fu l'ultimo importante sistema a rotaia sospesa. Da allora non ci furono sviluppi importanti, tranne gli ultimi decenni quando si è iniziato a svolgere nuovi studi e ricerche sui trasporti alternativi.

Nella tabella seguente si riassume la cronologia dei sistemi a rotaia sospesa più significativi realizzati nei due secoli precedenti.

Anno	Località	Lunghezza	Tipo di trazione	Scopo	Note
1901	Germania, Wuppertal	13.30 km	Motore elettrico	Trasporto urbano	Max 25 km/h
1929	Scozia, Glasgow	120 m	Motore elettrico, bimotores	Sperimentale	Max 190 km/h
1956	USA, Houston	270 m	Motore a scoppio da 310 Hp	Sperimentale	Max 80 km/h
1956	USA, Dallas	500 m	Motore elettrico	Sperimentale	Max 94 km/h
1957	Giappone, Tokyo	190 m	Motore elettrico	Intrattenimento	Max 60 km/h
1957	Giappone, Tokyo	330 m	Motore elettrico	Test per trasporto urbano	Zoo di Ueno
1959	Francia, Chateaufneuf	1.40 km	Motore elettrico	Test per trasporto urbano	Appare nel film "Fahrenheit 451"
1964	Giappone, Higashiyama	470 m	Motore elettrico	Turismo e intrattenimento	Zoo di Higashiyama
1964	USA, New York	1.22 km	Motore elettrico	Dimostrativo per esposizione biennale	Completamente automatizzata
1970	Giappone, Shonan	6.60 km	Motore elettrico	Trasporto urbano	Tracciato di percorrenza tortuoso
1976	Germania, Dortmund	900 m	Motore elettrico	Trasporto nell'area dell'università	5 milioni di passeggeri nel primo anno
1984	Germania, Ziegenheim	1.90 km	Motore elettrico	Trasporto nella zona	L'unica impiegata in questo modo

				dell'ospedale	
1988	Giappone, Chiba	15.20 km	Motore elettrico	Trasporto urbano	La più lunga monorotaia sospesa del mondo

Esistono molte definizioni di sistemi a monorotaia ed è spesso confusa con altre modalità di trasporto come *LRT* (light rail transit) e *MRT* (mass rail transit). Una monorotaia è un sistema di trasporto su rotaia che circola su un binario unico, che funge da unico supporto e guida. Il termine è anche usato in vari modi sia per descrivere il binario del sistema, sia per i veicoli che vi viaggiano sopra. Il termine deriva dall'unione inglese di MONO (uno) e RAIL (ferrovia), a partire dal 1893, probabilmente dall'ingegnere tedesco Eugen Langen che chiamò un sistema ferroviario sopraelevato con cabine sospese il "Tram sospeso a monorotaia di Eugen Langen". Tuttavia, la definizione ufficiale di monorotaia, pervenuta dall'organizzazione mondiale delle monorotaie *The Monorail Society* è la seguente: MONO\*ROTAIA – sistema a singolo binario che funge da ferrovia per il passaggio di veicoli adibiti al trasporto di passeggeri o merci.

Questo tipo di sistemi di transito generalmente indicati come "monorotaia" è un termine generico usato per raggruppare un insieme estremamente stretto di veicoli che utilizza una struttura a binario singolo per supportare il veicolo. Il tradizionale veicolo di trasporto su rotaia, che circola su una struttura generalmente denominata "binario doppio", richiede due binari di scorrimento separati per guidare il veicolo nella sua traiettoria. Quindi, un sistema a monorotaia è caratterizzato dall'uso di una singola trave di supporto, dalla quale il veicolo è sospeso.

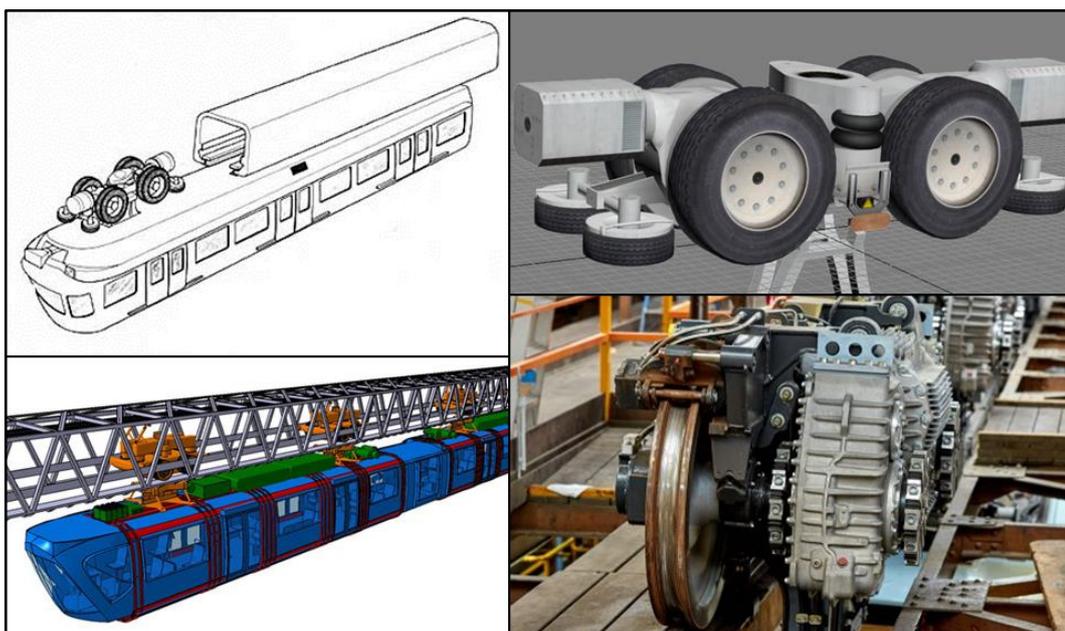


Figura 13 - Modelli SAFEGE e ALWEG con rispettivi carrelli di locomozione a lato

La monorotaia è un mezzo di trasporto in cui le carrozze vengono mosse in sospensione da un binario o appoggiate su di esso, ed è usata per il trasporto di merci o di persone. Gli anni '50 – '80 è considerato il periodo di massimo sviluppo di questo sistema, che è stato ripreso e ha suscitato nuovo interesse nell'ultimo decennio. Questo sistema di trasporto può essere classificato in 2 sottogruppi: *ALWEG* che appoggia e inforca il binario con ruote d'acciaio, e modello *SAFEGE*, che scorre lungo la superficie per mezzo di ruote gommiate. Nel caso della monorotaia *ALWEG*, essa ha ruote d'acciaio e il binario è a senso unico. Al contrario della monorotaia *SAFEGE*, che utilizza pneumatici in gomma e la rotaia da cui sospende il veicolo incorpora il gruppo di mozione. Ne sono esempi rappresentativi la monorotaia di Wuppertal, del tipo *ALWEG*, e quella di Chiba, del tipo *SAFEGE*. In figura 13 si può vedere la differenza tra queste due distinzioni: il modello *SAFEGE* presenta un carrello supportato da 4 ruote che poggiano sui lati orizzontali della rotaia, mentre altre 4 ruote guidano il sistema mediante il contatto con le pareti laterali. Il modello *ALWEG* invece presenta un carrello con 2 ruote metalliche di grosso calibro con un motore interposto; il collegamento al veicolo avviene lateralmente.

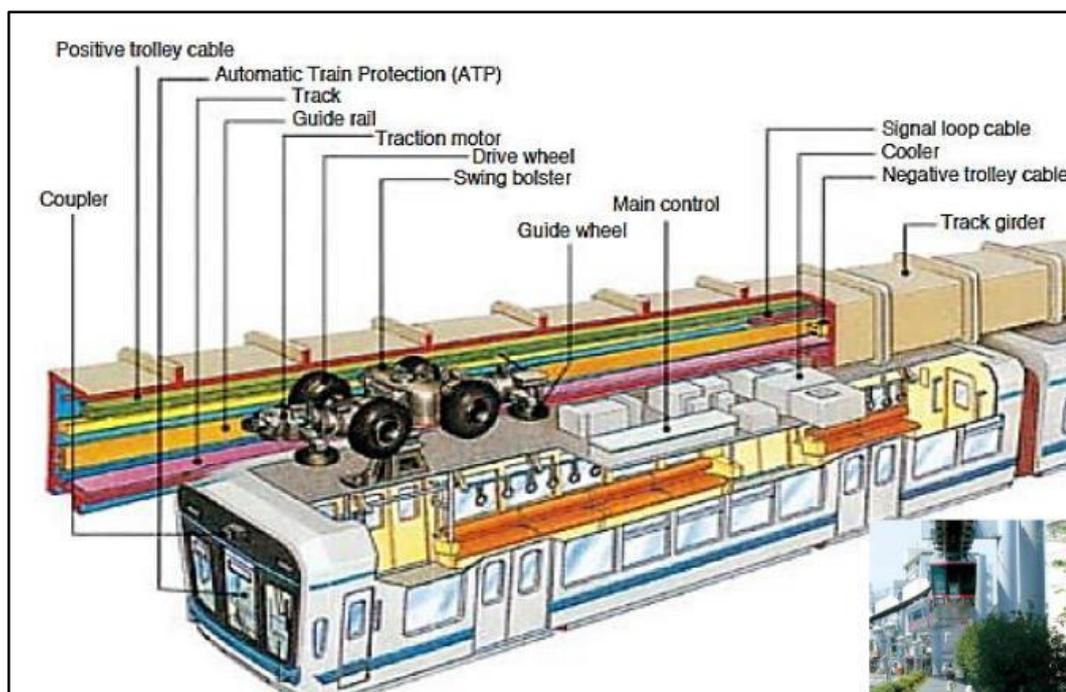
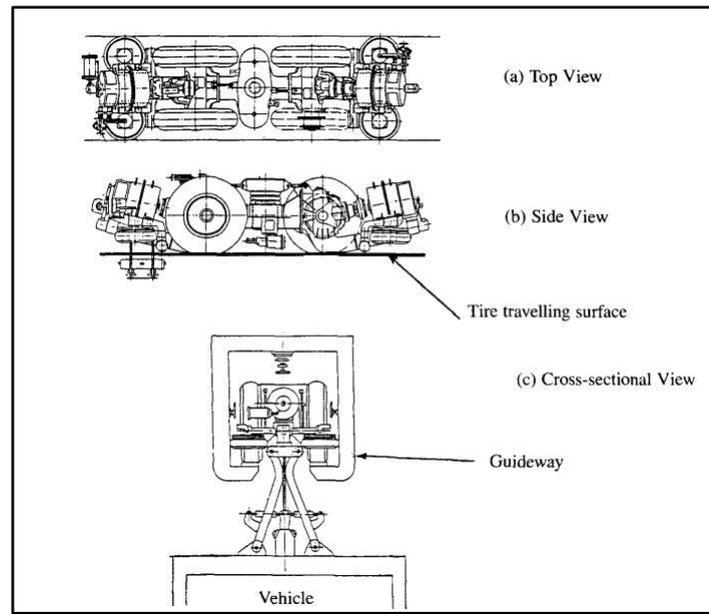


Figura 14 - Schema di un sistema a monorotaia sospesa, modello *SAFEGE*

Quest'ultima tipologia non è molto in uso e allo stato dell'arte in questo campo si predilige un sistema del tipo *SAFEGE*. In particolare, figura 14, la monorotaia è un sistema complesso formato da una parte sospesa al di sotto della rotaia e una parte che vi scorre dentro. Ogni sistema di solito presenta più vagoni o cabine unite in serie, come avviene per i treni.

Dentro la rotaia vi scorre il carrello, figura 15, che è costituito da un telaio, a cui sono collegate le ruote, il motore di trazione, il sistema di ammortizzatori e il giunto pivottante. Le ruote sono 8 in totale, di cui 4 svolgono la funzione di sostegno del peso e trazione e 4 servono per la guida lungo il percorso della rotaia. Il carrello è collegato sotto alla cabina del sistema e solitamente vengono montati 2 carrelli per cabina.



**Figura 15 - Viste laterali, superiori e frontali del carrello**

Diversamente dai veicoli ferroviari, che sono progettati per seguire sempre le rotaie, la monorotaia necessita di ruote guida per fornire la forza di sterzo quando il veicolo sospeso percorre una curva. Anche queste ruote sono in gomma piena e corrono lungo la pista di guida. Al fine di garantire delle buone prestazioni in curva durante il passaggio, le ruote di guida sono montate con una compressione iniziale per fornire forza laterale.

Le caratteristiche dinamiche del veicolo sono simili a quelle del trasporto ferroviario: velocità massima 60 – 80 km/h. Valori di accelerazione e decelerazione rispettivamente di  $1.1 \text{ m/s}^2$  e  $0.9 \text{ m/s}^2$ . La velocità massima della monorotaia è dipendente dalla capacità portante dei pneumatici. La velocità media di esercizio delle linee esistenti, incluse le fermate alle stazioni, è compresa tra 28 e 30 km/h.

La sua velocità massima intorno agli 80 km/h è determinata considerando la capacità di carico delle gomme, il livello di rumorosità, e la potenza di propulsione dei motori. La capacità portante delle ruote in gomma degenera all'aumentare della velocità, a causa del calore generato per attrito a contatto col binario (le gomme sono sostituite ogni 130000 km). Pertanto, questa caratteristica dei pneumatici in gomma limita il peso e le dimensioni del veicolo, nonché la

velocità. Inoltre, la velocità massima viene controllata anche per non superare la soglia dei 70 dB a una distanza di 15 m dalla rotaia.

La guida della monorotaia e il supporto del veicolo la distinguono da qualsiasi altra modalità di trasporto via terra. La trave standard è una trave di cemento precompresso da 20 m (PC) e per sezioni più lunghe di 20 m, come quelle usate per grosse intersezioni, vengono utilizzate travi in acciaio.

In linea teorica, nessuna curva di transizione e sopraelevazione è necessaria per la curva orizzontale, poiché il veicolo è sospeso e in curva si allinea da solo lateralmente. Inoltre, il livello di rumore all'interno del sistema è inferiore rispetto al tipo *ALWEG*, a causa dei diversi materiali a contatto, gomma su acciaio.

La capacità di una monorotaia dipende dal numero di locomotive collegate al treno, dalla capacità del singolo vagone e l'intervallo tra una corsa e l'altra. Il treno può essere composto da 2 a 6 vagoni, ognuna con capacità variabile tra 100 e 120 persone. Per le linee attualmente funzionanti l'intervallo minimo tra le corse varia tra 6 e 3 minuti. La capacità della monorotaia può variare tra 3000 e 32000 persone/h.

La monorotaia si è dimostrata essere uno dei mezzi di trasporto terrestre più sicuri. Durante un periodo di 6 mesi, il 99.93% dei treni programmati hanno effettuato le corse in orario. Ad oggi si registrano 5 decessi causati da questo tipo di mezzo (incidente della Wuppertal Schwebebahn nel 1999), che sono enormemente meno rispetto a qualsiasi altro mezzo di trasporto. Le monorotaie generano poco rumore e vibrazioni e la guida è confortevole. Rispetto ad altri sistemi, le vibrazioni sono notevolmente inferiori grazie al doppio asse dei carrelli e al più lungo interasse.

Senza trascurare gli aspetti negativi, il principale svantaggio della monorotaia è la mancanza di flessibilità in esercizio, dovuta alla configurazione della sua guida. Ancora, a causa della complessità delle commutazioni negli scambi (che però con le attuali tecnologie è un problema sorpassabile), le linee devono essere semplici. Le monorotaie operano fondamentalmente come un servizio di tipo "navetta", che collega due punti con stazioni intermedie. Forse da questo deriva che tutte le linee a monorotaia, attualmente, non sono più lunghe di 20 km.

Considerando le sue prestazioni e le sue aree di applicazione, dal punto di vista della capacità la monorotaia dovrebbe trovarsi nel gruppo dei mezzi di trasporto semi-rapidi, che comprende la metropolitana leggera, il tram e l'autobus urbano. Allo stesso tempo, rientra nel gruppo dei cosiddetti "Nuove Modalità di Transito", grazie alla sua novità tecnologica e alle funzionalità automatizzate. L'adozione di questo sistema di trasporto può essere associata più strettamente al suo minimo ingombro, la novità e i minori costi di costruzione, più che per le sue prestazioni. Richiede uno spazio in aria minore per la rotaia. Inoltre è adatta per la costruzione su una carreggiata esistente, dal momento che i requisiti di allineamento (per inclinazione e curve) sono quasi gli stessi della carreggiata. Fondamentalmente, si osservano tre tipi di applicazioni:

- collegamento tra un'area di sviluppo nuova su ampia scala (nuova città) e le esistenti stazioni ferroviarie, per l'accesso e la circolazione interna nella nuova zona;
- connessione tra aree di sviluppo di sobborghi e periferie, che effettui principalmente spostamenti circolari nell'area urbana;
- circolazione nel centro di una grande metropoli.



Figura 16 - Le tre linee tedesche a monorotaia sospesa

Per fornire un quadro più chiaro di come è fatto questo sistema di trasporto vengono riportate le monorotaie principali a seconda di diverse località geografiche. Queste rappresentano al meglio lo stato dell'arte attuale nel campo della monorotaia sospesa:

- **Germania** – sono tre le località in cui è presente un sistema di trasporto urbano a monorotaia sospesa: Wuppertal, Dortmund e Düsseldorf (figura 16).

La più vecchia monorotaia del mondo usata per il trasporto opera nel distretto tedesco di Ruhr, a Wuppertal. Meglio conosciuta come “Schwebebahn”, che si traduce con “ferrovia sospesa”, fu aperta al pubblico il 1 marzo 1901. Le costruzioni iniziarono nel 1898 e dopo più di un secolo è ancora operativa. Durante il XIX secolo, le città di Barmen, Elberfeld e Vohwinkel stavano crescendo rapidamente e si sentiva la necessità di un qualche sistema di trasporto. Siccome una

buona parte della linea sarebbe stata sopra il fiume Wupper, la ferrovia convenzionale non sembrava la scelta ideale. Ecco che venne testata con successo la monorotaia sospesa, da poco brevettata da Eugen Langen, e adottata come sistema di trasporto pubblico. I vagoni di questo nuovo sistema di trasporto furono rivoluzionari nel campo ferroviario anche perché erano i primi interamente fatti in acciaio. I veicoli pendono liberamente dal tracciato, comunque non si inclina più di 15°. La monorotaia opera a una velocità massima di 56 km/h, con una capacità di carico di 3500 passeggeri/h (82000 al giorno). Risulta come il sistema a monorotaia più vecchio al mondo, con 117 anni di servizio all'attivo.

Nel 1973 a Erlangen, su un tracciato di 1.4 km, il reparto di ricerca e sviluppo della *Siemens* iniziò i test per una monorotaia sospesa che trasportasse le persone nelle aree del campus. Con le sue ruote e le altre parti in movimento all'interno della trave d'acciaio, questa monorotaia tedesca è un parente stretto del modello *SAFEGE* sviluppato quasi due decenni prima in Francia. Con i risultati ottenuti dai test furono in grado di aprire la "H-Bahn" all'Università di Dortmund nel 1984. Inizialmente la linea era lunga soltanto 1 km però collegava due settori dell'ateneo separati da una conca e da una strada principale molto trafficata. Il sistema divenne così popolare tra studenti, professori e personale universitario che entro il 1991 transitarono più di 5 milioni di passeggeri. Il successo portò all'estensione della linea, nelle due direzioni nord e sud. Un raccordo venne aggiunto per permettere ai passeggeri di collegarsi alla linea urbana passante direttamente sotto una stazione dell'università. Nel 2003 una nuova linea di 1.2 km venne realizzata in un vicino parco naturale. Il mezzo è in grado di raggiungere la velocità massima di 65 km/h, con una frequenza minima di 40 s tra una corsa e l'altra, nonché totalmente automatico. Negli ultimi anni si pensa di ampliarne ulteriormente il percorso.

L'azienda *Siemens* aggiunse un'altra monorotaia operativa alla loro lista quando l'aeroporto di Dusseldorf mise in esercizio il suo sistema *SkyTrain* nel 2002. Questa monorotaia sospesa sfrutta di base la stessa tecnologia impiegata per l'università di Dortmund. Costruito per ridurre drasticamente il flusso di auto all'aeroporto, la linea ferroviaria collega i due terminal con una stazione molto trafficata della linea ferroviaria Dusseldorf-Duisburg. Come a Dortmund, il sistema è completamente automatizzato. Può raggiungere i 50 km/h su una linea di 2.5 km. Il tempo per transitare dalla stazione ferroviaria ai terminal è di 5 minuti circa.

- **Giappone** – altre tre le città che impiegano il sistema a monorotaia sospesa, nel paese che ha creduto forse più di tutti nelle potenzialità di questo tipo di trasporto (figura 17): Chiba, Shonan e Ueno.

Il "Townliner" della città di Chiba è al momento il più lungo sistema a rotaia sospesa al mondo; e si pensa che verrà esteso nel futuro prossimo. Da quando fu realizzato, il sistema non ha mai smesso di crescere e di ampliarsi. Nei progetti a lungo termine della città di Chiba si vuole che il sistema a monorotaia sia oltre 40 km di lunghezza, e probabilmente questo obiettivo sarà raggiunto e sorpassato. Sulla base delle conoscenze e dell'esperienza della monorotaia di Shonan, la società *Mitsubishi* costruì questo sistema a doppia corsia per collegare i sobborghi della

prefettura di Chiba alla sua stazione centrale. Attualmente è l'unico sistema operativo del tipo *SAFEGE* a doppio asse (ovvero due corsie). Una delle ragioni per cui fu scelto questo tipo di monorotaia vi era il clima inquieto e imprevedibile dell'area. Nel sistema *SAFEGE*, la trave di supporto avvolge e protegge i carrelli e gli altri elementi del gruppo di trazione dalle intemperie. Le *ALWEG* invece siccome poggiano sopra l'asse hanno bisogno o di riscaldatori nei carrelli o di spazzaneve nella parte anteriore della scocca nel caso di neve o ghiaccio consistenti. Lo svantaggio delle *SAFEGE* d'altronde è il maggiore ingombro delle travi.

Ecco una via di passaggio dove sarebbe impossibile impiegare ferrovie leggere: una strada a due corsie passante in mezzo a blocchi residenziali ed aree commerciali, pendenze del 10% e spazi ristretti dove non esiste nessun sistema ferroviario "convenzionale". Quello descritto finora è il corridoio di Shonan, che collega la stazione ferroviaria di Ofuna all'area costiera di Enoshima (20 km sud-ovest di Tokyo). Tale linea è il primo sistema di trasporto operativo al mondo realizzato sulla base del modello francese *SAFEGE*. L'originale monorotaia *SAFEGE* figura nel famoso "Fahrenheit 451" del 1960. I carrelli dotati di ruote gommatae si muovono all'interno dell'asse di supporto. I commutatori per effettuare gli scambi sono estremamente importanti in questo caso, in quanto i treni si muovono di continuo in entrambe le direzioni su un singolo asse. Lo scambio avviene alle stazioni, dove l'asse si sdoppia sui due lati della piattaforma. Il tempismo è straordinario, ed effettua trasporto di persone dal 1970 senza intoppi.



Figura 17 - Le tre città giapponesi dove sono installate monorotaie sospese

Anche se questo sistema ora opera sulla corta linea di trasporto dello zoo locale, il sistema a monorotaia di Ueno è iniziato come un progetto serio ed ambizioso. L'assessorato dei trasporti di Tokyo autorizzò la sua costruzione nel tentativo di attenuare la congestione del traffico suburbano. La linea è una versione modernizzata della Wuppertal Schwebebahn in Germania. Comunque, i progettisti usarono ruote gommate al posto delle ruote d'acciaio. Per tenere le spese basse, impiegarono quanto più possibile componenti commerciali. Questo sistema è stato il primo ad essere costruito in Giappone, ciononostante non fu ampliata, né furono realizzate altre linee secondo il suo modello. I giapponesi avrebbero adottato presto i due maggiori sistemi per la costruzione di monorotaie: il sistema *ALWEG* di provenienza svedese/tedesca ed il francese *SAFEGE*. In ogni caso la monorotaia dello zoo Ueno diede prova della crescente popolarità di questo sistema di trasporto, con più di 1 milione di passeggeri nel primo anno, e giocò un ruolo importante nella scelta dei mezzi di trasporto successivi in Giappone.

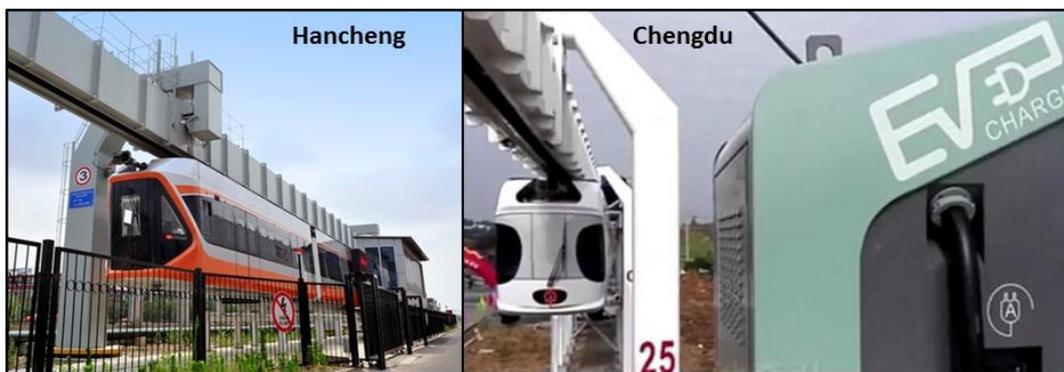


Figura 18 - I due sistemi a monorotaia sospesa presenti in Cina

- **Cina** – la nazione asiatica più grande al mondo ha fatto un passo avanti nell'ambito dell'innovazione dei trasporti, costruendo due linee nuove nell'ultimo decennio: le monorotaie sospese di Hancheng e Chengdu (figura 18).

La società *CRRC Sifang* con sede nella città di Qingdao, provincia di Shandong, Cina orientale, ha intrapreso il primo progetto di monorotaia sospesa della Cina nella città di Hancheng, nella provincia nord-occidentale dello Shaanxi. La costruzione della linea progettata per estendersi su 55 km è iniziata nel novembre del 2016. Il treno può essere composto da tre o cinque vagoni, con una capacità di trasporto passeggeri di 300 e 510 persone, rispettivamente. Il treno ha una forte capacità di salita con un'inclinazione massima fino a 100 metri su una lunghezza di 1.000 metri. Il sistema a monorotaia è adatto per il trasporto di passeggeri in aree collinari, regioni montuose e aree urbane dove il traffico stradale è pesante. La linea che corre in direzione sud-nord attraverso i collegamenti della città con l'aeroporto della città, e si snoda attraverso una serie di siti panoramici e storici lungo la città.

Questo è il secondo sistema ferroviario sospeso costruito in Cina. Le carrozze del treno sospeso sfrecciano nella città di Chengdu lungo la monorotaia sopraelevata a velocità di 60 km/h, fintanto che i test saranno completati. Invece che alimentarsi attraverso un collegamento con linee, il sistema di sospensione è alimentato da batterie al litio. Zhai Wanming, capo progettista del progetto, ha dichiarato che il nuovo treno è più economico ed ecocompatibile rispetto ai sistemi a binario elettrico e diesel. Ogni veicolo sulla monorotaia sarà in grado di trasportare fino a 120 passeggeri. Verranno condotte ulteriori prove per monitorare la capacità del treno di percorrere lunghi tratti e salire le pendenze prima che possa essere aperto al pubblico. Verranno inoltre esaminate le stazioni di ricarica della batteria: le prove continueranno per decine di migliaia di chilometri per verificare le prestazioni del sistema prima delle operazioni ufficiali. Chengdu, che gestisce anche un sistema di metropolitana sotterraneo, è la seconda città in Cina a svelare ufficialmente una ferrovia a sospensione, ma si pensa che anche la città cosmopolita di Shanghai ne aprirà una nei prossimi anni.

### 1.2.3 Concept design futuristici

Qui di seguito vi è un elenco dei principali progetti con la tecnologia base della monorotaia sospesa, sviluppati o in via di sviluppo negli ultimi 15 anni. Tre tipologie sono emerse nel panorama mondiale dello sviluppo tecnologico in questo ambito: i *PRT*, i *GRT* e i sistemi *MAGLEV*. I *PRT* (personal rapid transit) sono sistemi di trasporto pubblico che offre trasporto a richiesta, senza fermate, usando dei piccoli veicoli che si muovono indipendenti su linee proprie del sistema. I *GRT* (group rapid transit) sono molto simili ai *PRT* soltanto che hanno una capacità maggiore, e hanno veicoli di dimensioni più grandi. I sistemi *MAGLEV* sfruttano la tecnologia a levitazione magnetica, che si sta sviluppando molto anche in altri campi di trasporto. Maggior parte di questi impiegano la motorizzazione elettrica.

Nome	Paese	Descrizione
Aerobus	USA	Una tecnologia di trasporto di massa rapido sospeso sviluppata originariamente in Svizzera e ora commercializzata da una società a Houston, Texas. Progetto ora in costruzione in Cina, iniziato nel 2004 ma non completato.
Beamways	USA	Un veicolo sospeso, di dimensioni ridotte, in sviluppo in Svezia.
JPods	USA	Un sistema sospeso molto piccolo in progetto nel New Jersey.
cTrain	USA	Chiamato anche Caterpillar Train, per la sua forma, è un sistema dalle caratteristiche uniche, su più livelli di, con un sistema di commutazione molto particolare.
Monomobile	USA	Un sistema bimodale aria-terra che usa piccoli veicoli elettrici, con la possibilità di connetterli a una rotaia sospesa per muoverli in aria. In pianificazione un circuito di prova a Cincinnati.
SkyRide	USA	Veicolo sospeso, piccolo, a propulsione umana, semiaperto, che

		sfrutta la guida di una monorotaia. Viene impiegato per adesso come attrazione in un parco in Minnesota.
SkyTrain	USA	Un mezzo ferroviario leggero che impiega la tecnologia sospesa. Ha la sua base a Clearwater in Florida. Impiegata spesso anche per trasporto in campo industriale.
Spartan Superway	USA	Un <i>PRT</i> a basse emissioni di CO <sub>2</sub> in corso di opera all'Università di San Jose in California. Già sviluppato un prototipo in scala reale.
SwiftATN	USA	Un sistema <i>GRT</i> in fase concettuale, con i veicoli che si muovono su una doppia linea, con base vicino a New York.
TransitX	USA	Impiega il solare, ma ancora in fase progettuale. Sono state individuate diverse applicazioni per l'area urbana di Boston.
BeemCar	Regno Unito	Un veicolo <i>PRT</i> sospeso, in via di sviluppo, che usa materiali compositi.
MonoMetro	Regno Unito	Una monorotaia sospesa in progetto nel Regno Unito dal 2012. Viene descritta come una versione moderna del sistema <i>Wuppertal Schwebebahn</i> in Germania. Il progetto verrà sviluppato anche in Arabia Saudita (Makkah Metro).
Shweeb	Nuova Zelanda	Piccoli veicoli sospesi della grandezza di una capsula umana, che impiegano la propulsione umana per spostarsi lungo una guida simil-monorotaia. Il progetto è stato premiato con 1 milione di dollari dalla Google nel 2010. Costruito in un parco avventura in Nuova Zelanda.
SkyCabs	Nuova Zelanda	Un sistema per trasporto di gruppi di persone, che utilizza una monorotaia per viaggiare nelle due direzioni. Ha una sistema sospeso che richiama quello di Wuppertal. Ha base ad Auckland.
Lofty Taxi	Canada	Nella fase concettuale ancora, in sviluppo a Toronto.
SkySMART	Canada	Una soluzione di trasporto rapido personale che utilizza la pedalata umana assistita dal solare / elettrico. Ancora in fase concettuale, ma cerca investitori per costruire una linea attrattiva nei pressi delle Cascate Niagara.
UB2	Canada	<i>UB2</i> è una monorotaia progettata per l'ambiente urbano come parte del progetto <i>UbiCiT</i> sviluppato in collaborazione con École Polytechnique e HEC Montréal.
Flyway	Svezia	Uno sforzo fatto dalla <i>SwedeTrack</i> in Svezia, di sviluppare e impiegare questo veicolo sospeso che può essere abbassato fino al livello del terreno, evitando così il bisogno di stazioni sopraelevate. (Ora però ha il dominio del sito in vendita)
Futran	Sud Africa	Un sistema di tipo <i>PRT</i> in progetto da una società sudafricana, ancora in fase iniziale.
SkyWay	Bielorussia	Un progetto molto interessante della <i>SkyWay Technologies</i> . Utilizza materiali compositi, in parte, e sfrutta il movimento del veicolo su una rotaia particolare, con il carrello integrato alla cabina.
Metrino	Polonia	Piccoli veicoli sospesi da una guida aerea, sviluppata in Polonia. Presenta un metodo di commutazione molto particolare.
OTS	Olanda	<i>Overhead Train System</i> , impiega veicoli di notevoli dimensioni, per il trasporto di persone e merci, con base in Olanda.
SupraWays	Francia	Un altro <i>PRT</i> a basse emissioni di CO <sub>2</sub> in progetto in Francia.
skyTran	Israele	Precedentemente nota come <i>People Pod</i> e ora in sviluppo dalla <i>NASA</i> , è un <i>PRT</i> che sfrutta anche la tecnologia <i>MAGLEV</i> , per il trasporto

		personale e ad alta velocità. Un modello in scala reale è già stato realizzato insieme al circuito per i test nel 2016 a Tel Aviv. Se testata con successo è probabile la diffusione in altre zone del mondo.
Zhonghua-06	Cina	Un sistema piccolo, sospeso, a levitazione magnetica, sviluppato a Dalian in Cina.

## 1.3 Obiettivi della tesi

Nel paragrafo precedente sono stati introdotti due sistemi di trasporto che apparentemente non hanno nulla a che fare l'uno con l'altro. Ci si può chiedere allora: come mai hanno trovato spazio nel primo capitolo di questa tesi? La risposta è semplice: sono entrambi stati la fonte principale di ispirazione per la progettazione di questo sistema di trasporto, nonché rappresentano il punto iniziale da cui si è partiti. Dall'associazione di questi due sistemi di trasporto innovativi – monorotaia sospesa e bicicletta elettrica a pedalata assistita – è nata l'idea per lo sviluppo di un sistema che comprendesse entrambi, per i vantaggi che portano.

Infatti oggetto di questa tesi è lo studio e la progettazione di un sistema di trasporto a pedalata assistita su rotaia sospesa. Questo tipo di veicolo concettualmente risulta essere la combinazione della monorotaia sospesa - da cui trae la struttura di sostegno a rotaia sospesa e la struttura del veicolo - con la bicicletta elettrica a pedalata assistita, da cui deriva la pedalata assistita elettricamente.

L'obiettivo principale dello studio e della progettazione fatti nel lavoro della tesi è arrivare a un modello funzionale di sistema di trasporto che sfrutti i vantaggi dei due sistemi illustrati nell'introduzione. Più nel dettaglio si potrebbe riassumere in alcune caratteristiche che sono stati i punti guida durante tutto il lavoro di sviluppo del sistema:

- progettare un sistema di trasporto che sfrutti lo spazio aereo in ambiente urbano;
- progettare un sistema di trasporto ecologico che impiega anche la potenza umana;
- assistere lo sforzo fisico durante l'uso del mezzo di trasporto per permettere buone prestazioni di velocità e distanza;
- permettere un funzionamento sicuro e confortevole del veicolo.

La progettazione del sistema di trasporto a pedalata assistita su rotaia sospesa è stata eseguita costruendo un modello funzionale del veicolo mediante software CAD 3D. In particolare è stato utilizzato il software *SOLIDWORKS*, progettando i vari componenti del sistema e assemblandoli insieme. Uno strumento di questo programma, *FLOW SIMULATION*, è stato sfruttato per eseguire simulazioni CFD del sistema. Oltre a questi si è fatto uso del programma *MATLAB* per tracciare andamenti ed eseguire computazioni per diversi aspetti del modello.

La progettazione è entrata più o meno nel dettaglio dei singoli aspetti che caratterizzano il sistema di trasporto studiato, ma risulta opportuno precisare fin da subito che non si è arrivati a un progetto fatto e finito. Sarebbe pretenzioso forse voler arrivare fin dal primo tentativo a un modello ottimale, studiato in tutti i suoi aspetti nel dettaglio, come potrebbe essere un veicolo pronto per la costruzione. Bensì si è arrivati a progettare un primo modello del sistema, a livello prototipale, con la consapevolezza che vi sono alcuni aspetti che presentano margini di ottimizzazione, e altri aspetti che non sono stati presi in considerazione.

Quindi nella successiva parte di questa tesi l'argomento verrà trattato in sette capitoli che raccolgono al meglio la progettazione del sistema di trasporto in oggetto durante le sue diverse fasi.

In particolare la progettazione ha seguito diversi step di studio, il primo dei quali è stato definire la geometria e gli ingombri della rotaia sospesa, a cui è collegato il veicolo durante il suo moto. In seguito è stato studiato il contatto tra veicolo e rotaia quindi è stata definita, in base allo step precedente, la configurazione delle ruote e si è scelto il materiale nonché le dimensioni di queste ultime.

Nel capitolo 2 verrà trattato il layout del sistema di trasporto a pedalata assistita su rotaia sospesa: si partirà dall'analizzare la struttura di supporto necessaria per la sospensione in aria del veicolo. Congiuntamente verrà riportate nozioni di antropometria ed ergometria, che sono utili per la definizione del veicolo. Poi verrà trattato il comportamento in curva del veicolo, mediante uno studio preliminare.

Il capitolo 3 riassumerà la progettazione delle ruote e del telaio di sostegno della cabina, studiando la guidabilità del veicolo in curva. Verrà analizzato poi il montaggio del carrello complessivo del veicolo e dei singoli assiemi che lo compongono.

Il successivo capitolo 4 tratterà la modellazione della cabina del guidatore e la simulazione aerodinamica della stessa. Verrà studiato un profilo che risulti adeguato sia dal punto di vista delle resistenze aerodinamiche, sia per quanto riguarda gli ingombri interni. Mediante strumento CAD si effettuerà una simulazione CFD del veicolo per verificarne l'adeguatezza. In seguito si procederà alla progettazione del sistema di trasmissione, valutando prima la scelta della tipologia tra le varie più utilizzate e definendone poi le dimensioni.

La definizione del gruppo di assistenza elettrica verrà discussa nel capitolo 5, studiando la scelta e il dimensionamento del motore elettrico e della batteria di alimentazione di quest'ultimo, con l'ausilio di un'analisi delle potenze in gioco nel sistema.

Chiude la tesi una illustrazione dei possibili sviluppi della tesi e degli argomenti che potrebbero essere approfonditi per uno studio più completo del sistema di trasporto a pedalata assistita su rotaia sospesa.





# 2. Layout del sistema

---

Il layout del sistema rappresenta il primo step della progettazione del sistema di trasporto a pedalata assistita su rotaia sospesa. In questo capitolo viene definito qual è tale layout e quali sono i parametri di progetto da cui si effettua l'impostazione dello studio.

Innanzitutto viene esaminato il guidatore del veicolo per quanto riguarda gli ingombri, le masse e le potenze in gioco, siccome anche questi sono fattori imprescindibili dello studio del sistema a pedalata assistita.

Dopodiché viene fatta un'analisi preliminare del comportamento del veicolo mediante un modello semplificato. Questo sarà utile a definire alcuni parametri di funzionamento del sistema e in genere come dovrebbe funzionare il mezzo di locomozione.

Nell'ultimo paragrafo verranno riassunti i parametri fondamentali di funzionamento del sistema, in quanto sistema di trasporto. Questi saranno i parametri da cui seguirà la progettazione nei successivi capitoli.

## 2.1 Ergometria ed antropometria

### 2.1.1 Sforzo fisico in pedalata

Analizzando l'uomo da un punto di vista ingegneristico, si può avanzare la seguente affermazione: il corpo umano è una macchina vivente. A primo impatto, questa frase potrà sembrare assurda, ma valutando meglio la dinamica di una persona in movimento, si possono notare diversi elementi che la avvicina a una macchina: un sistema di bielle e manovelle esercita forze e coppie e produce una potenza che mette in moto l'intera macchina del corpo. Questo è ancora più vero se si parla di un ciclista che pedala su una bicicletta: gli arti inferiori formano insieme un sistema di bielle, giunti e perni che si muovono quasi sempre nello stesso modo, imprimendo una forza regolare sui pedali, che porta in movimento la bicicletta attraverso il sistema di trasmissione di quest'ultima.

La potenza trasmessa ai pedali è scaturita dall'allungamento e accorciamento periodico delle fibre muscolari, che prendono l'energia necessaria attraverso un processo di ossidazione di carburante; proprio come accade in un motore a combustione, con la differenza che il carburante nei due casi è diverso. Durante il processo di trasformazione dell'energia vi è una parte che si

perde in calore disperso nell'ambiente, esattamente come succede in una macchina. Nel caso della progettazione del sistema a pedalata assistita questo punto di vista può essere utile ad analizzare le potenze scaturite durante la pedalata.

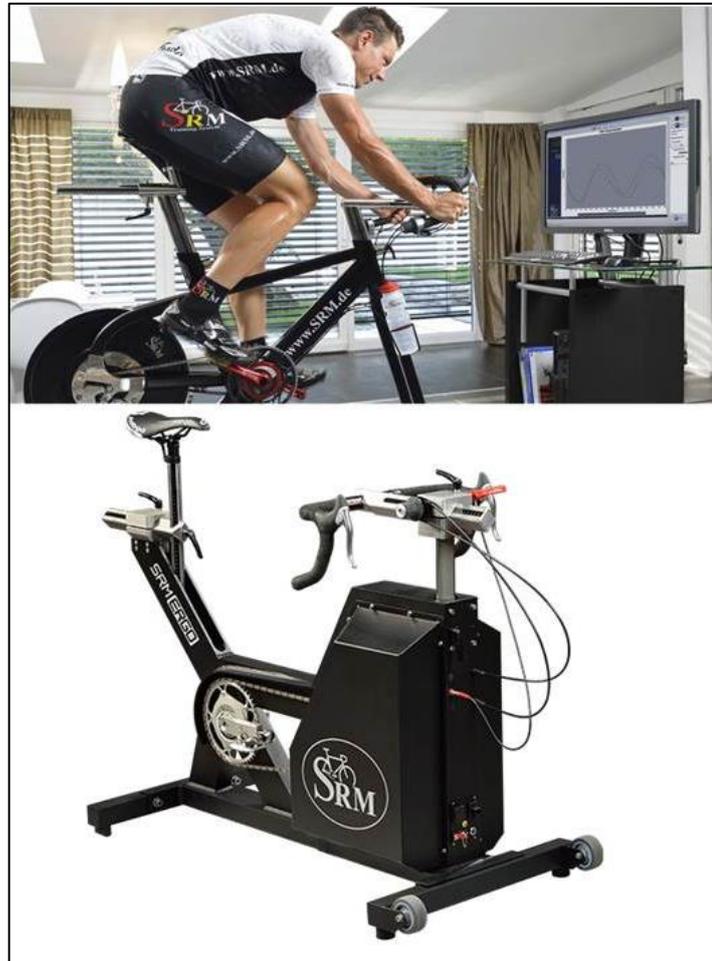


Figura 19 - Misurazione dello sforzo in pedalata e modello di un ergometro

Lo sforzo prodotto durante la pedalata può essere valutato quantitativamente mediante strumenti appositi che misurano potenza, coppia, forza e altre grandezze legate alla pedalata. Tali apparecchiature sono gli ergometri che sono in grado di misurare la potenza meccanica generata, grandezza che, come vedremo più avanti, è utile conoscere per dimensionare la parte di assistenza elettrica del veicolo.

In commercio sono reperibili diverse tipologie di ergometri: alcuni sono collegati direttamente alle corone del movimento centrale tramite catene tradizionali, altri invece rilevano la velocità di rotazione della ruota motrice della bicicletta. In entrambi in casi, vengono misurate istantaneamente velocità di rotazione e coppia applicata ai pedali mediante dei sensori; questi dati vengono opportunamente trattati, ottenendo come output la potenza istantanea generata. In figura 19 viene riportato un esempio di ergometro *SRM*.

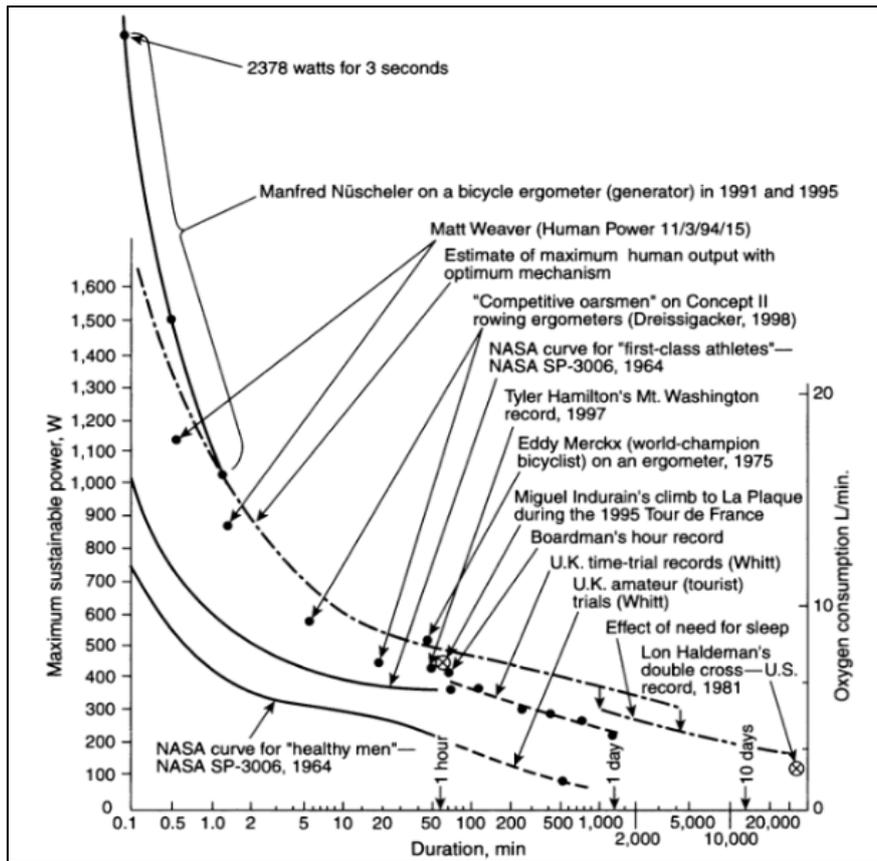


Figura 20 - Curve che rappresentano la potenza di pedalata in funzione del tempo

Sulla base delle considerazioni fatte finora si può quindi trattare il corpo umano come una macchina in grado di generare potenza e si può anche introdurre il concetto di efficienza di pedalata. In seguito ad innumerevoli test, effettuati nelle più svariate condizioni di pedalata e in ambienti diversi, sia in laboratorio che su strada, sono stati raccolti ed analizzati numerosi dati sulla potenza generata ai pedali di una bicicletta. In figura 20 viene riportato un grafico con diversi andamenti della potenza generata pedalando in funzione della durata dello sforzo fisico: tali andamenti possono differire anche considerevolmente a seconda del tipo di ciclista considerato, motivo per cui esiste una curva per ogni categoria di “macchina umana”.

Come si può osservare, l’essere umano è in grado di generare elevate potenze solo per brevi istanti, mentre sul lungo periodo la potenza cala drasticamente. Prendendo come riferimento l’andamento “NASA curve for healthy men”, quindi ipotizzando dentro il veicolo un guidatore generico, risulta opportuno trascurare i picchi di potenza che si genera per brevi istanti e considerare la potenza erogata costante. La curva parte da un valore massimo di circa 750 W e scende fino ad approssimativamente 200 W, quando lo sforzo si prolunga per un’ora. La potenza di pedalata  $P_{ped}$  risulta:

$$P_{ped} = 200 \text{ W} \quad (2.1)$$

La potenza di pedalata sarà un fattore determinante per dimensionare in modo opportuno il gruppo di assistenza elettrica, motore elettrico e batteria di alimentazione, in modo da garantire determinate prestazioni come velocità massima raggiungibile ed autonomia del mezzo.

## 2.1.2 Antropometria ed ergonomia

La progettazione del sistema a pedalata assistita su rotaia sospesa richiede di definire, oltre la potenza generata dal guidatore, altri parametri utili a dimensionare opportunamente la struttura del mezzo. Questi parametri sono il peso e le misure di ingombro volumetrico all'interno del veicolo, nonché la posizione di guida.

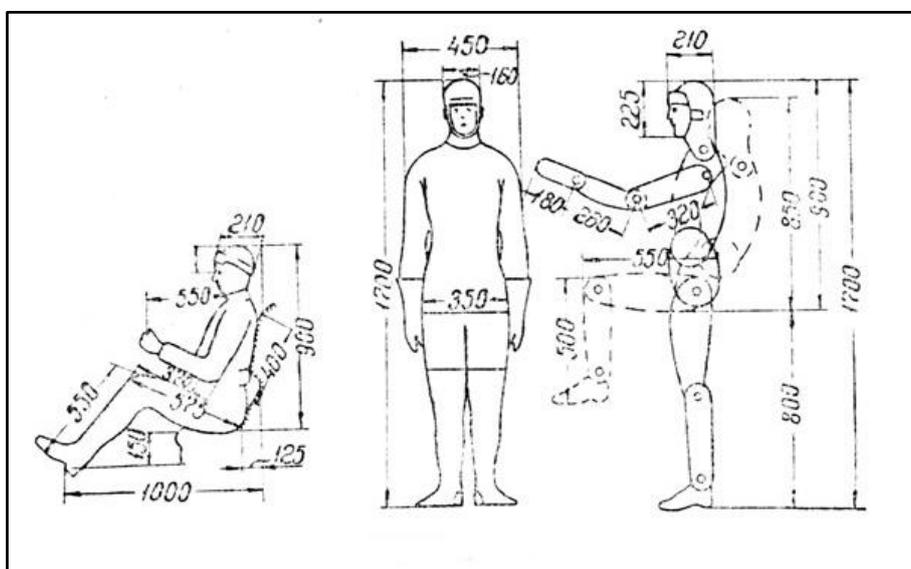


Figura 21 - Una rappresentazione grafica dello standard antropometrico dell'Est Europa

Risulta utile quindi svolgere un'analisi antropometrica del sistema per trovare le misure minime necessarie a racchiudere il guidatore all'interno della cabina del veicolo. In prima approssimazione per determinare la statura si può utilizzare gli standard dati dall'*Organizzazione Mondiale della Sanità (OMS)* riguardanti l'uomo medio europeo, di cui una rappresentazione in figura 21. Nella tabella seguente si riportano le stature medie di uomini e donne in diverse zone geografiche dell'Europa:

	Statura uomini [cm]	Statura donne [cm]
Europa Settentrionale	179.7	166
Europa Nord – Orientale	178	166
Europa Centro – Atlantica	179	166
Europa Meridionale	177.8	165
Alpi Dinariche	183	172
Media complessiva	179.5	167

Lo standard europeo quindi varia da un minimo di 165 *cm* dell'Europa Meridionale ai 183 *cm* delle Alpi Dinariche. Per prendere un margine di sicurezza però, e per non negare la possibilità a persone di statura più alta (come il sottoscritto) di utilizzare il veicolo, viene preso uno standard alto di 190 *cm*.

Per calcolare la massa del guidatore si può utilizzare l'*Indice di Massa Corporea (IMC)*, fornito tra gli altri standard dall'*OMS*. Questo indice rappresenta il rapporto tra la massa corporea e la statura espressa in metri, al quadrato. Esso fornisce una stima rapida delle condizioni fisiche della persona: il valore dell'*IMC* viene inserito in apposite tabelle, che stabiliscono lo stato corporeo e di salute dell'individuo in esame dal punto di vista fisico. In figura 22 si riportano gli intervalli dell'*IMC* che determinano lo stato fisico.

$$M = IMC * h^2 \quad (2.2)$$

Invertendo il rapporto si può calcolare la massa di un individuo, ipotizzato lo stato fisico, equazione 2.2, dove *h* è la statura dell'individuo espressa in metri. Per il calcolo viene ipotizzato il valore estremo di una condizione "normopeso", per cui si ha  $IMC = 24.9$ . Si è utilizzato il massimo valore di tale intervallo per stare dalla parte della sicurezza, cioè il sistema di trasporto progettato supporterà anche condizioni più gravose di carico. La massa del guidatore così calcolata risulta  $M = 90 \text{ kg}$ .

Classificazione	BMI (kg / m <sup>2</sup> )
Sottopeso	< 18.5
Normopeso	18.5 – 24.9
Sovrappeso	≥ 25.0
pre-obeso	25.0 – 29.9
obeso classe I	30.0 – 34.9
obeso classe II	35.0 - 39.9
obeso classe III	≥ 40.0

Figura 22 - Suddivisione dei valori di IMC secondo l'OMS

Stabilita la massa del guidatore si può procedere con un'analisi dell'ergonomia. La posizione di guida può influenzare in vari modi le prestazioni di pedalata. Innanzitutto una postura

più comoda può consentire tragitti più lunghi e meno stress fisico. Inoltre ciò può anche influire sulle prestazioni fisiche durante la pedalata. Motivo per cui può risultare utile tenere in considerazione l'aspetto dell'ergonomia di pedalata.

Ispirandosi a un modello di attrezzatura sportiva da palestra che simula la pedalata (figura 23), si può pensare a una posizione di pedalata diversa da quella che si assume su una classica bicicletta da strada. Considerando come sarà il sistema finale, e per il dettaglio si rimanda ai capitoli successivi, si può dire che non serve chinare il busto in avanti perché il guidatore non ha la possibilità di sterzare come nelle biciclette. Non è presente un manubrio quindi la postura può essere reclinata all'indietro.

Questo può apportare diversi vantaggi, primo fra quali il comfort di pedalata, siccome vengono implicate nello sforzo solo le gambe, mentre le braccia rimangono in posizione rilassata. Mantenendo lo schienale verticale fa sì che il peso del guidatore si scarichi tutto sulla parte lombare mentre con una leggera inclinazione il peso si distribuisce in una certa misura anche sulla superficie della schiena. Inoltre, come si vedrà più avanti, progettare il sedile all'indietro permette di diminuire la dimensione in altezza della cabina e di conseguenza l'area frontale, che influisce in modo fondamentale sulla resistenza aerodinamica.



**Figura 23 - Ciclette da palestra**

Vantaggio più importante di tutti è l'efficacia di pedalata: attraverso alcuni studi è stata analizzata la massima potenza generata al variare della posizione di pedalata. Le misurazioni vengono eseguite facendo variare l'angolo dell'anca, tra il busto e le gambe, che corrisponde a far

variare l'angolo di seduta, tra l'orizzontale e un piano che unisce idealmente l'asse di rotazione dei pedali e il sedile del mezzo.

Tali studi hanno concluso che la posizione più efficace, cioè che permette la massima potenza, corrisponde a un angolo di  $105 \text{ deg}$  di inclinazione della sedia (figura 24). In questo modo la posizione ottimale di seduta risulta determinata: inclinazione all'indietro dello schienale e inclinazione del sedile rispetto all'asse dei pedali.

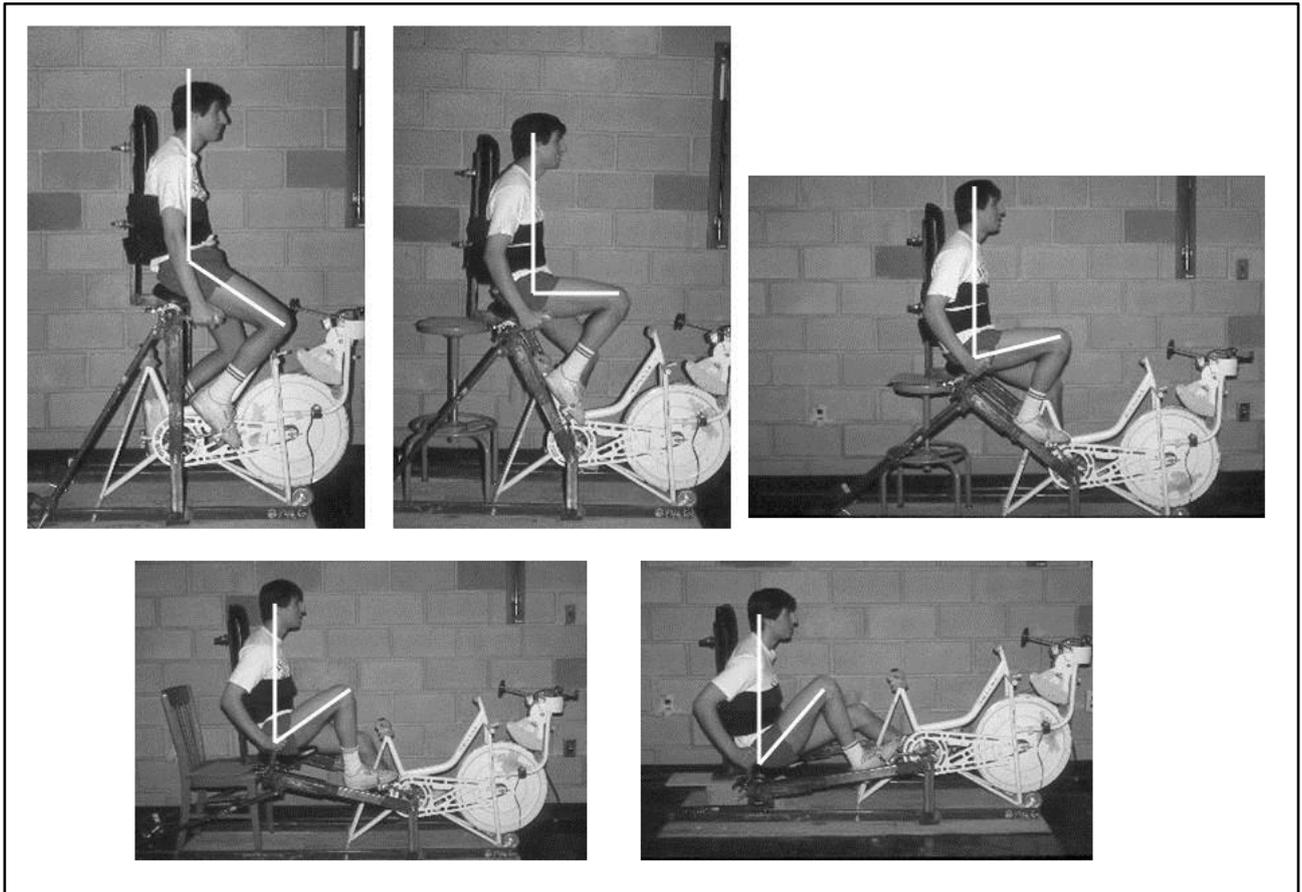


Figura 24 - Posizione di pedalata a diverse angolazioni; dall'alto in basso in senso antiorario:  $180^\circ$ ,  $155^\circ$ ,  $130^\circ$ ,  $105^\circ$  e  $80^\circ$

## 2.2 Studio preliminare del sistema

Prima di partire con la progettazione, in questa fase preliminare di definizione del layout del sistema, risulta utile fare uno studio sul comportamento in curva del veicolo. L'analisi viene fatta proprio durante il moto durante una traiettoria curva perché rispetto al moto sul rettilineo è più complesso e coinvolge fattori diversi. Quindi permette di avere più informazioni sul veicolo e sui parametri influenti.

Il moto in curva del mezzo può essere semplificato in prima approssimazione a un moto circolare uniforme, con velocità costante  $v$  e raggio  $R$  della curva. Dalla letteratura è noto che, affinché un oggetto possa mantenere il proprio moto circolare ad esso dovrà essere applicata dall'esterno una forza centripeta  $F_c$  proporzionale alla massa  $m$  dell'oggetto e all'accelerazione centripeta  $a_c$  che questo ha (equazione 2.3). L'accelerazione centripeta può essere calcolata conoscendo il raggio  $R$  della traiettoria curva e la velocità di percorrenza  $v$ , equazione 2.4.

$$F_c = m * a_c \quad (2.3)$$

$$a_c = \frac{v^2}{R} \quad (2.4)$$

Quindi in ogni istante sull'oggetto ci deve essere un l'equilibrio tra la forza centripeta che è diretta verso il centro di curvatura, e che lo attira verso il centro, e la forza centrifuga, che è solo una forza apparente che può essere accostata alle forze di inerzia che tendono a portare l'oggetto in verso opposto rispetto al centro. Se in un certo istante la forza centripeta cessasse di agire sull'oggetto questo continuerebbe nella direzione perpendicolare al raggio in quel punto.

Questa forza centripeta può essere applicata dall'esterno in vari modi, ma nel caso di un sistema di trasporto che si muove lungo una curva per mezzo di ruote che rotolano, questi sono essenzialmente due: la normale di contatto applicata alle ruote dalla superficie di supporto e la forza di attrito statica in direzione radiale.

La normale di contatto dà un contributo centripeto solo se la superficie di supporto è inclinata. Infatti, come si osserva in figura 25, essendo la forza di contatto  $N$  con la superficie perpendicolare alla superficie stessa, nel caso di superficie orizzontale la normale non ha nessuna componente radiale; mentre con una superficie inclinata è possibile far sì che la normale abbia una componente in direzione radiale.

Attraverso queste considerazioni, si può disegnare un diagramma di corpo libero del sistema di trasporto nell'istante di percorrenza della curva su una superficie inclinata, figura 25. Elaborando le relazioni di equilibrio orizzontale e verticale si esplica un'equazione che mette in relazione la velocità del mezzo alcuni parametri del sistema (equazione 2.5): raggio della

traiettoria  $R$ , accelerazione gravitazionale  $g$  e angolo di inclinazione  $\alpha$  del piano di appoggio rispetto alla verticale.

$$v = \sqrt{g * R * tg(\alpha)} \quad (2.5)$$

$$v = \sqrt{g * R * \left( \frac{tg(\alpha) + \mu_s}{1 - \mu_s * tg(\alpha)} \right)} \quad (2.6)$$

$$v = \sqrt{g * R * \left( \frac{tg(\alpha) - \mu_s}{1 + \mu_s * tg(\alpha)} \right)} \quad (2.7)$$

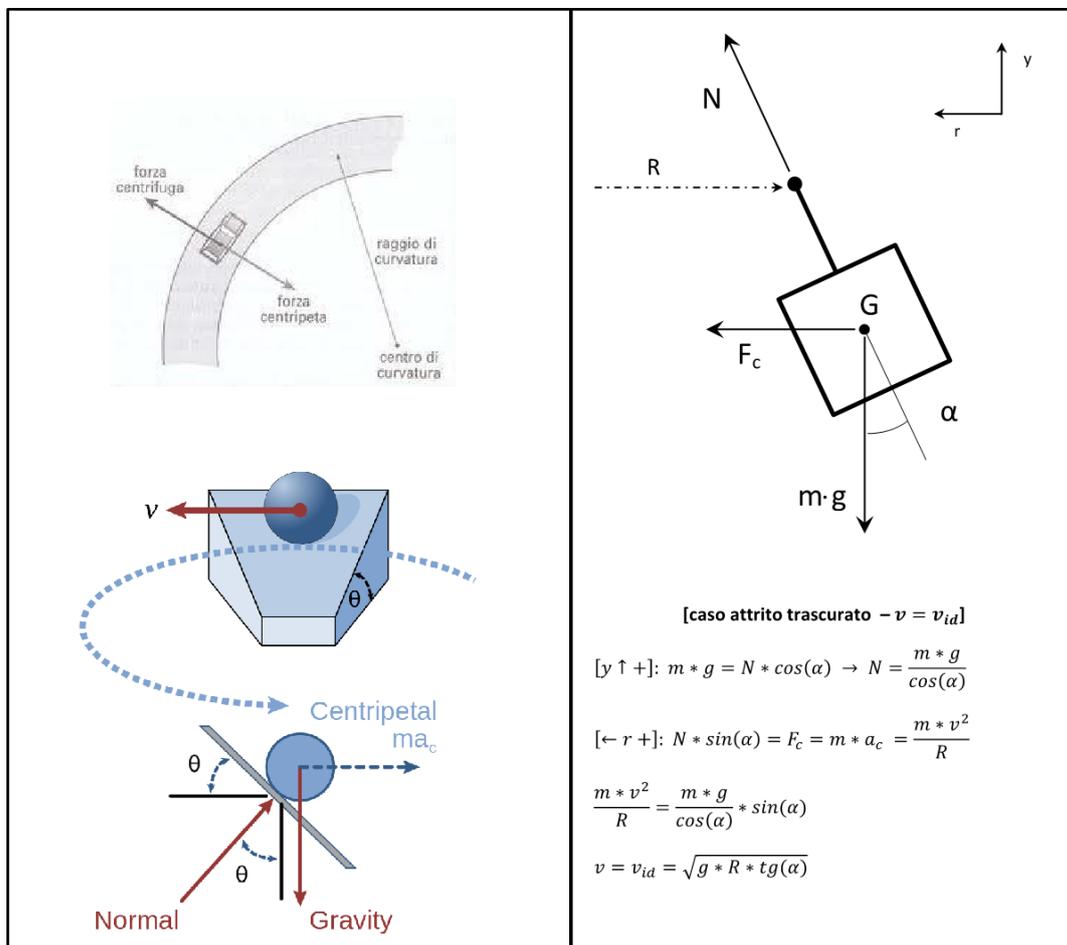


Figura 25 - Schema di un oggetto in moto circolare su un piano inclinato e diagramma di corpo libero del sistema di trasporto su rotaia sospesa

Tramite questa relazione è possibile analizzare l'andamento della velocità in funzione dei due parametri variabili dell'equazione:  $R$  e  $\alpha$  (essendo l'accelerazione gravitazionale costante). L'espressione di equazione 2.5 viene ottenuta trascurando l'attrito con la superficie di supporto: la velocità ricavata rappresenta la velocità che deve avere il sistema senza l'intervento della forza

d'attrito, cioè il veicolo è mantenuto lungo la traiettoria circolare per sola forza di contatto normale  $N$ . In questo caso, se il veicolo dovesse avere una velocità diversa da quella calcolata tramite equazione 2.5, esso slitterebbe verso l'esterno (o interno, se la velocità è minore) finché la forza di contatto normale risulta sufficiente a mantenerlo in curva.

Se si traccia invece un diagramma di corpo libero più realistico, inserendo anche la forza d'attrito  $F_s$ , la relazione ricavata cambia rispetto al caso con attrito trascurato. Ipotizzando una condizione di aderenza con la superficie di appoggio, si possono distinguere due situazioni che consentono di ricavare altrettante espressioni della velocità del veicolo: nel primo caso, figura 25 a sinistra, il mezzo percorre la curva con velocità maggiore di quella che dovrebbe avere per essere mantenuto in moto circolare dalla sola normale  $N$ ; la componente aggiuntiva che lo mantiene sulla stessa traiettoria è fornita dalla forza di attrito statica  $F_s$ , che agisce opponendosi alla tendenza del veicolo a traslare verso l'esterno della curva. Nel secondo caso, figura 25 destra, il veicolo percorre la curva con velocità minore, e la forza di attrito  $F_s$  è diretta verso il centro della curva.

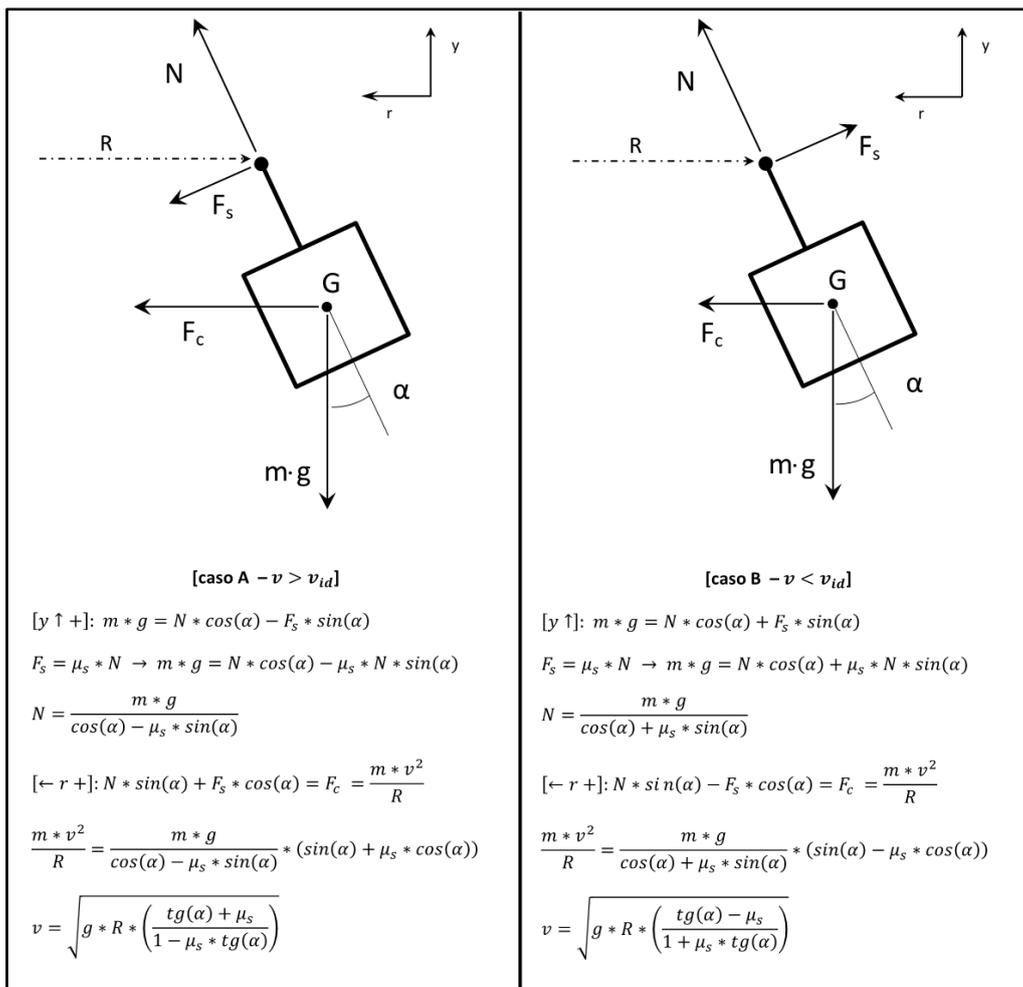


Figura 26 - Diagrammi di corpo libero nel caso di forza di attrito statico in direzione radiale

Analizzando le relazioni 2.5 – 2.7 è possibile studiare la variabilità della velocità in funzione dei parametri  $R$  e  $\alpha$ . Figure 27 e 28 sinistra, si può notare che la velocità con cui il mezzo dovrebbe percorrere la curva senza slittare cresce sia al crescere dell'inclinazione  $\alpha$  che del raggio di curvatura  $R$ . Confrontando questi andamenti con le curve ricavate nel caso di attrito statico, a parità di valori  $\alpha$  e  $R$ , è possibile osservare che il veicolo può percorrere la curva a velocità molto maggiori, conservando l'aderenza con la superficie di supporto. Per le analisi viene usato un coefficiente di attrito statico  $\mu_s$  pari a 0.7, considerando un contatto poliuretano su acciaio asciutto.

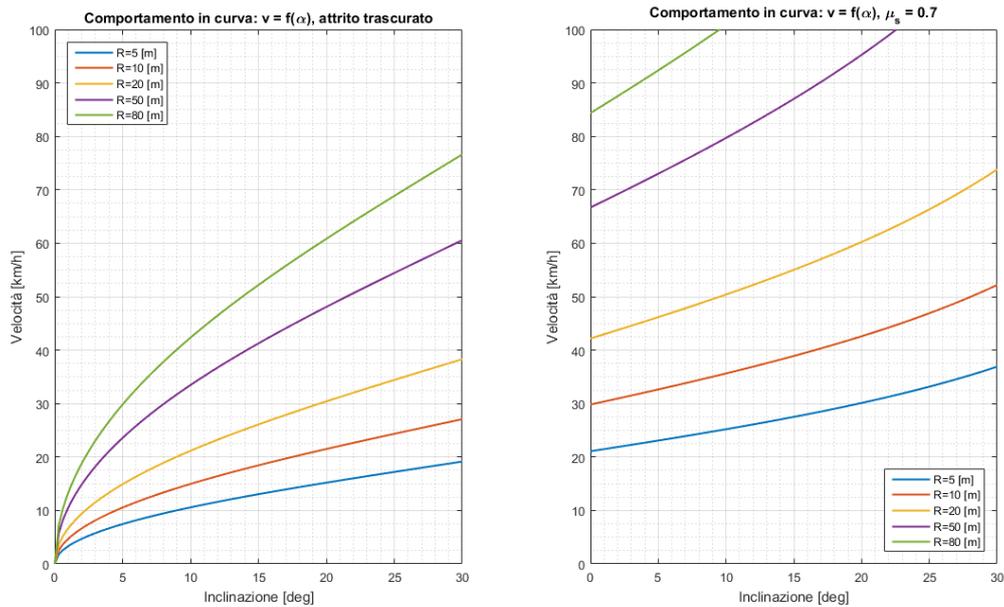


Figura 27 - Andamenti della velocità in curva al variare di  $\alpha$  nei due casi: attrito trascurato e attrito statico

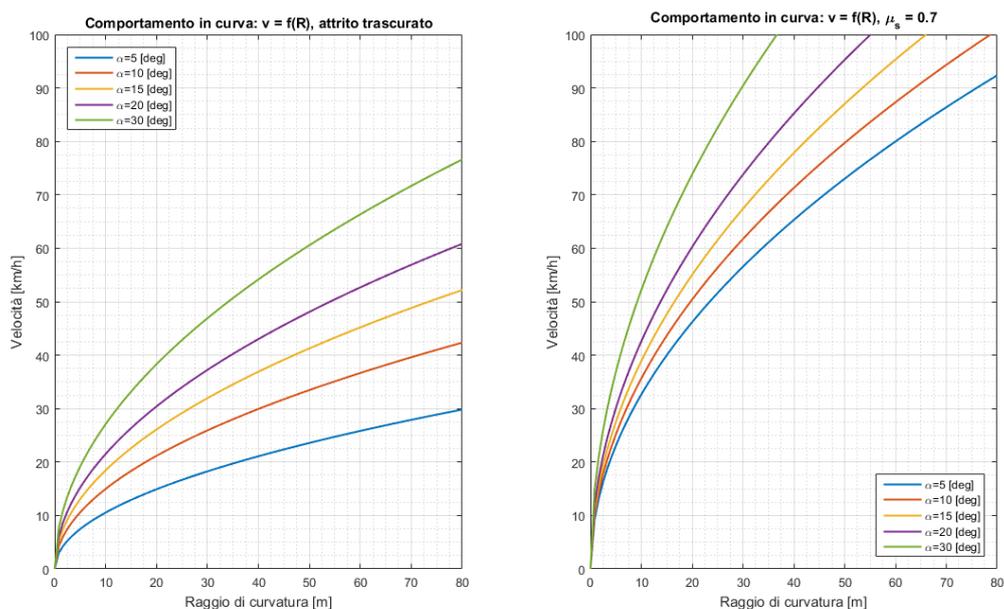


Figura 28 - Andamenti della velocità in curva al variare di  $R$  nei due casi: attrito trascurato e attrito statico

## 2.3 Definizione parametri generali di funzionamento

Dalle analisi condotte nei paragrafi precedenti si possono definire alcuni parametri generali di funzionamento che caratterizzano il sistema di trasporto a pedalata assistita su rotaia sospesa. A partire da essi si procederà con gli step successivi della progettazione: definizione delle ruote, del telaio e del carrello complessivo, progettazione della cabina del veicolo e del sistema di trasmissione e infine il motore e la batteria del gruppo di assistenza elettrica. Nelle seguenti tabelle vengono riassunti i principali parametri stabiliti finora:

Parametri del veicolo	
Velocità massima [ <i>km/h</i> ]	50
Inclinazione massima [ <i>deg</i> ]	15
Raggio di curvatura minimo [ <i>m</i> ]	5

Con riferimento alla figura 29, la velocità media di un veicolo in ambiente urbano varia dai 4 km/h di un pedone ai 18 km/h di un bus. In base a questi dati viene scelta la velocità del veicolo su rotaia sospesa in modo che sia più competitivo rispetto ai mezzi di trasporto ivi citati. Si ritiene sufficiente una velocità massima di 50 km/h in quanto le caratteristiche del mezzo in oggetto di studio permette poche interruzioni di spostamento, soprattutto grazie alle caratteristiche della rotaia sospesa già descritte in precedenza. Quindi la velocità del mezzo varia nel range 0-50 km/h. Da precisare che la massima velocità non è un vincolo cinematico del veicolo ma un vincolo di funzionale, in quanto oltre questa velocità il motore elettrico non assiste più la pedalata.

	Vehicle gross weight [kg]	Average speed [km/h]	Energy demand in use [kWh/km]	Equiv. fuel consumpt. in use [l/100 km]	Equiv. fuel consumpt. in use [l/100 Pkm]	CO <sub>2</sub> e WTW [g/km]	CO <sub>2</sub> e WTW [g/Pkm]
Pedestrian	0	4	0.08	0.96	0.96	0.0	0.0
Bicycle	18	12	0.03	0.35	0.35	0.0	0.0
E-bicycle	24	13	0.04	0.41	0.41	7.4	7.4
Scooter	130	17	0.32	3.75	3.41	91.5	45.8
E-scooter	145	17	0.05	0.58	0.53	10.5	5.3
Light urban EV	389	16	0.10	1.20	1.10	21.7	10.9
Subcompact PC	986	16	0.55	6.46	6.03	157.7	39.4
Subcompact EV	1248	16	0.18	2.08	1.94	37.5	9.4
Mid class PC	1246	16	0.69	8.05	6.01	196.6	39.3
Mid class PHEV	1599	16	0.25	2.88	2.15	51.8	10.4
Luxury PC (SUV)	2281	16	1.14	13.24	9.88	323.2	64.6
Luxury PHEV (SUV)	2462	16	0.32	3.72	2.78	67.1	13.4
City bus	11529	18	4.84	56.37	2.62	1371.5	13.3
Articul. bus	17055	18	5.81	67.65	2.09	1645.8	10.6
Tram	33500	16	4.55	53.01	1.46	955.5	6.6

Figura 29 - Dati relativi ai veicoli usati nel transito urbano

L'inclinazione massima è valutata a 15 deg per permettere un buon comfort di viaggio. Inoltre maggiore è l'angolo di inclinazione, maggiore diventa l'ingombro laterale del veicolo, così che ci si troverebbe ad aumentare la distanza di sicurezza laterale dalla struttura di sostegno, significando maggiore materiale impiegato e maggiori costi della struttura. L'inclinazione del veicolo varia nell'intervallo 0-15 deg, poiché nei tratti rettilinei il veicolo non ha alcuna inclinazione verticale.

Il raggio di curvatura minimo è un parametro di progetto e corrisponde a 5 m. Quindi ipoteticamente il tracciato ha un raggio di curvatura che varia tra 5 m e infinito (tratti rettilinei).

Parametri del guidatore	
Potenza di pedalata [W]	200
Max. cadenza di pedalata [rpm]	80
Peso [kg]	90
Min. ingombro in altezza [m]	1.1
Min. ingombro in larghezza [m]	0.45
Min. ingombro in lunghezza [m]	1.3

Per quanto riguarda il guidatore, la potenza di pedalata è stabilita a 200 W, ricordando quanto discusso negli scorsi paragrafi. Peso e ingombri del guidatore sono stati calcolati con riferimento agli standard OMS. La cadenza di pedalata massima è stimata a 80 rpm, secondo quanto analizzato all'inizio del capitolo. Oltre questa velocità di rotazione l'efficienza decresce quindi risulta meno efficace.

Altri due parametri caratterizzanti del layout riguardano la rotaia che mantiene in sospensione il veicolo. Essi sono imposti a progetto e riguardano nello specifico la geometria della rotaia ed il materiale (figura 30).

Parametri della rotaia	
Geometria del profilo	Figura n
Materiale	Acciaio da carpenteria Fe 430

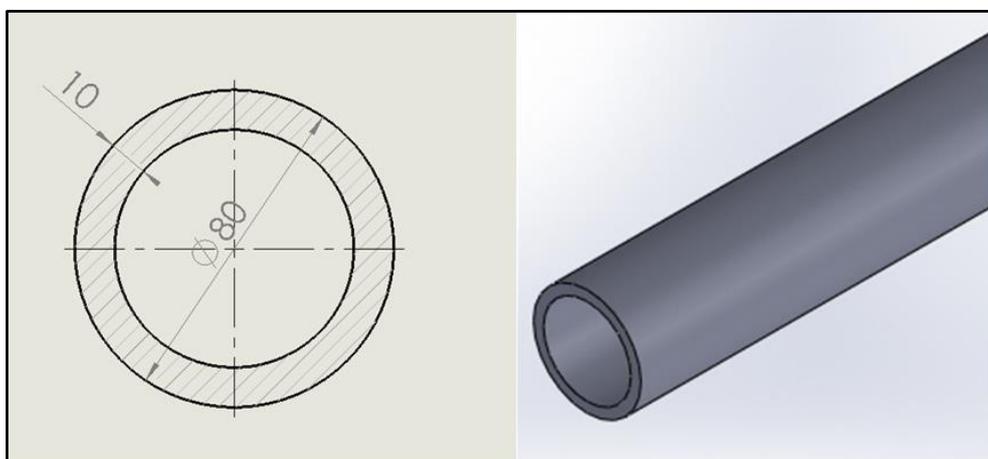


Figura 30 - Rotaia a sezione circolare cava



# 3. Carrello del veicolo

---

Dopo aver definito i parametri del layout si procede, in questo capitolo, alla progettazione del carrello di supporto del sistema di trasporto a pedalata assistita su rotaia sospesa. Esso può essere scomposto principalmente in 2 sotto-assiemi:

1. ruote di carico – sono le ruote che sopportano il peso del veicolo;
2. ruote guida – sono le ruote che guidano il veicolo lungo la direzione della rotaia;
3. telaio – è la struttura che collega rigidamente ruote di carico e ruote guida tra loro e poi il carrello alla cabina del veicolo.

Nel primo paragrafo viene fatto lo studio delle ruote: analisi del contatto ruote-rotaia, configurazione di queste nel carrello, scelta dei materiali e delle dimensioni delle ruote. Successivamente viene analizzata la guidabilità del veicolo in movimento e il comportamento del telaio in curva. Poi la progettazione dei componenti principali del telaio. Infine il montaggio del carrello.

## 3.1 Studio delle ruote

### 3.1.1 Il contatto ruote-rotaia

Lo studio delle ruote inizia prima di tutto dalla definizione delle superfici a contatto. Come spiegato alla fine del capitolo 2, uno dei vincoli di progetto è il profilo della rotaia su cui rotolano le ruote. La struttura di sostegno del sistema su rotaia sospesa richiama sostanzialmente quella della monorotaia sospesa poiché deve essere in grado di sospendere il veicolo in aria per mezzo del contatto delle ruote dello stesso su una rotaia, con il veicolo che si muove al di sotto della rotaia.

Siccome la rotaia è a sezione circolare la scelta migliore risulta essere un profilo delle ruote circolare concavo, che permette, rispetto a un profilo cilindrico, una maggiore superficie di appoggio e pressioni superficiali minori. In questo modo le ruote si accoppiano in modo adeguato alla rotaia. In figura 31 vengono riportati i due esempi di riferimento.

Il contatto ruota-rotaia può essere analizzato considerando il modello semplificato di due cilindri a contatto. I parametri presi in considerazione sono i raggi di curvatura nella vista frontale in quanto in quella laterale le curvature sono uguali.

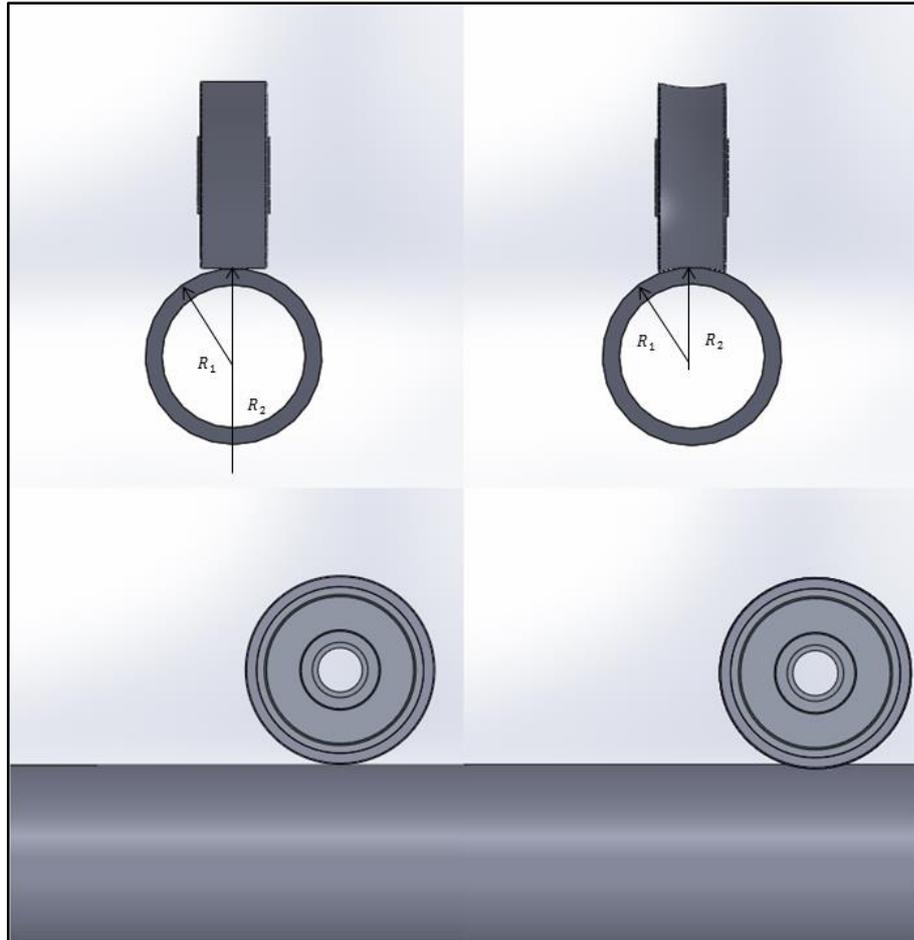


Figura 31 - a) profilo cilindrico, vista frontale (sopra) e laterale (sotto); b) profilo circolare concavo, vista frontale (sopra) e laterale (sotto)

In figura  $R_1$  è il raggio della rotaia e  $R_2$  quello della ruota. Nel caso a) il raggio di curvatura della ruota  $R_2$  tende a infinito, mentre nel caso b) esso è negativo. I due casi possono essere messi a confronto esaminando l'equazione 3.2, reperibile in letteratura, che rappresenta l'equazione di calcolo della pressione massima di contatto nel caso di due cilindri. A parità di forza  $F$  e di modulo elastico  $E$  quindi di materiale, la pressione massima varia in modo proporzionale al fattore  $1/R$ , calcolato mediante l'equazione 3.1 come somma delle singole curvatures dei cilindri a contatto. Si può capire allora che, essendo la curvatura della ruota negativa nel caso b) e nulla nel caso a), la massima pressione è minore per il tipo di contatto scelto.

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (3.1)$$

$$p_{max} = \left( \frac{EF}{\pi LR} \right)^{1/2} \quad (3.2)$$

Gli andamenti delle pressioni nel grafico a destra di figura 32 rispecchia quanto analizzato sopra. La distribuzione delle pressioni di contatto giocano un ruolo importante nell'usura delle ruote in quanto a una maggiore pressione corrisponde un deterioramento nel tempo più marcato.

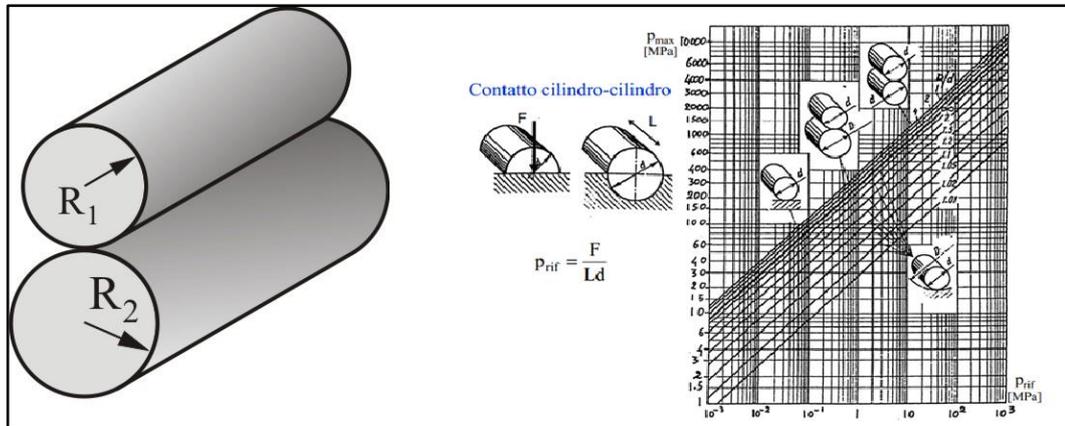


Figura 32 - raggi di curvatura di due cilindri a contatto e andamenti della massima pressione di contatto

### 3.1.2 Configurazione delle ruote

Una volta determinato il profilo della ruota più adatto si procede con la definizione della configurazione delle ruote. In particolare si analizza quante ruote e quali tipi sono necessari alla movimentazione del mezzo.

Ispirandosi ai carrelli delle montagne russe, si può distinguere 3 tipi di ruote (figura 33):

1. ruote di carico;
2. ruote guida;
3. ruote di sicurezza.

Le ruote di carico svolgono principalmente due funzioni: sorreggere il veicolo e trasmettere il moto dal veicolo alla rotaia. Infatti su di esse si distribuisce la forza peso dell'intero veicolo e per questo motivo devono poggiare sopra la rotaia ed essere in linea con il baricentro. Inoltre come detto almeno una ruota di carico deve applicare la coppia traente alla rotaia, trasmettendola dai pedali alla ruota attraverso il sistema di trasmissione, mettendo così in movimento il veicolo.

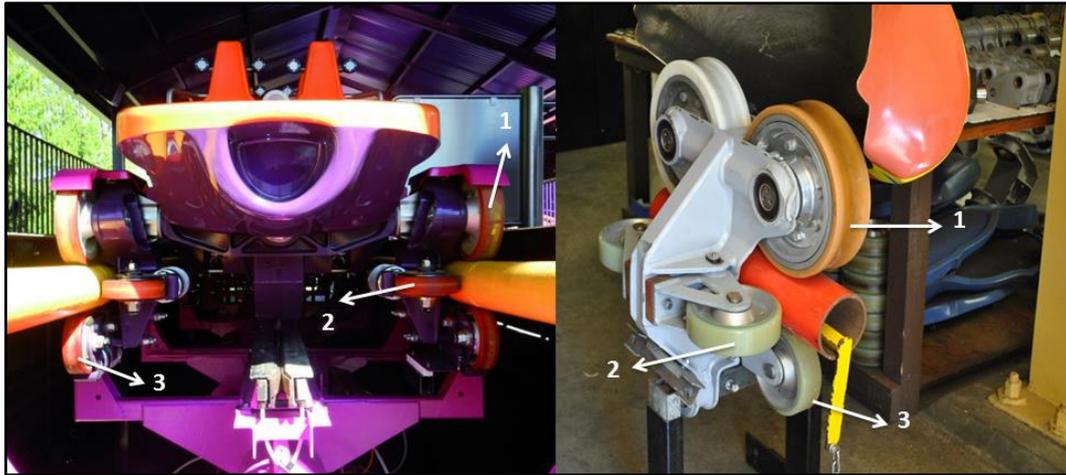
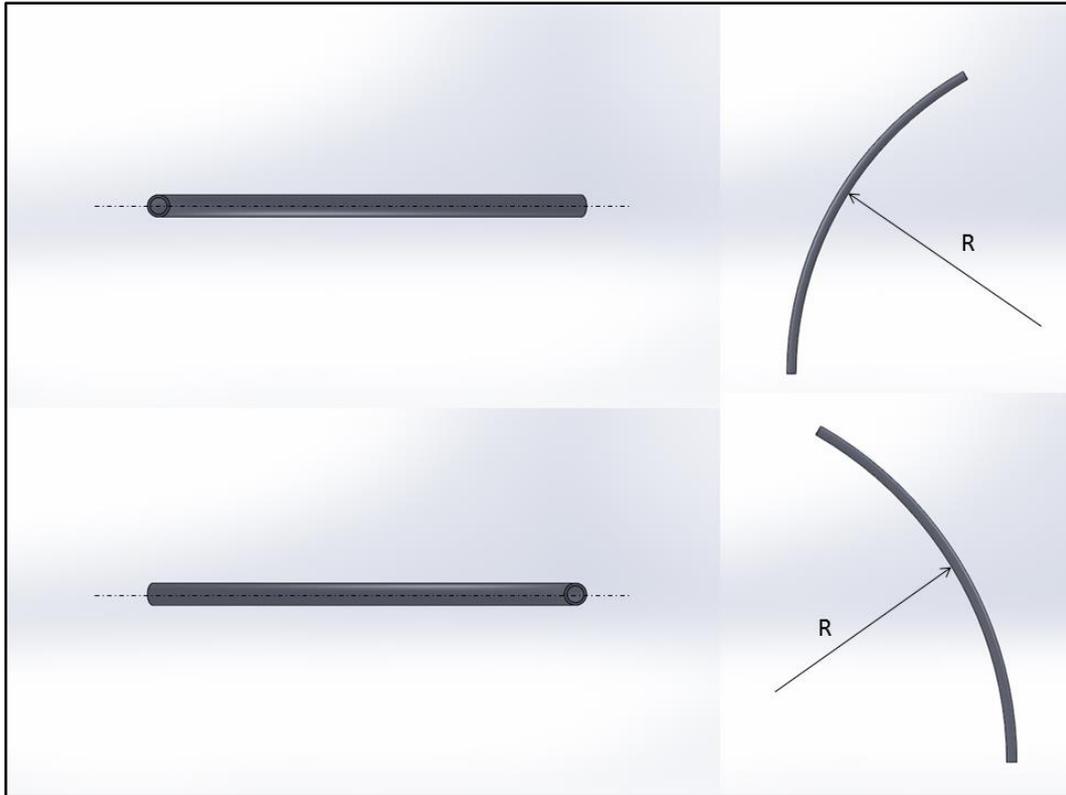


Figura 33 - ruote di carico (1), ruote guida (2) e ruote di sicurezza (3) in un carrello delle montagne russe

Le ruote guida assolvono invece la funzione di guidare il veicolo lungo la direzione della rotaia, in modo che esso non deragli fuori dal tracciato. Queste sono montate con asse di rotazione perpendicolare alle ruote di carico, quindi il contatto ruote-rotaia è laterale. Per un corretto funzionamento del sistema sono necessarie almeno due ruote guida, accoppiate simmetricamente rispetto alla rotaia: una che imponga il cambio di traiettoria verso sinistra e l'altra che imponga la variazione di traiettoria verso destra.

Infine, le ruote di sicurezza servono per mantenere le ruote di carico a contatto con la rotaia. Queste servono particolarmente nei carrelli delle montagne russe perché i percorsi su cui circolano sono fatti di salite e discese ripide. Durante questi tratti ripidi si hanno accelerazioni che potrebbero staccare le ruote dalla rotaia e causare incidenti.

Nel caso del sistema di trasporto che viene progettato in questa tesi si ipotizza che non ci siano né salite né discese, ma che la rotaia vari in curvatura solo in direzione parallela agli assi delle ruote di carico. Questa ipotesi può sembrare irrealistica se si pensa che è difficile trovare una strada sempre pianeggiante. Bisogna evidenziare però che la struttura di sostegno della rotaia, che è costituita da pali in acciaio come in figura 34, può essere regolata in altezza in modo che risulti una rotaia senza saliscendi o con inclinazioni tali che sia sufficiente l'accelerazione gravitazionale per mantenere il veicolo a contatto con la rotaia.



**Figura 34 - direzioni di possibile curvatura della rotaia; R è il raggio di curvatura e coincide con quello usato nello studio preliminare**

Come già detto nel capitolo precedente, la rotaia è costituita da un singolo binario a profilo circolare cavo, e non da due binari come nell'esempio citato delle montagne russe. Questo aspetto risulta di notevole importanza alla progettazione perché va a ridurre la superficie disponibile per il contatto con le ruote. Non bisogna dimenticare infatti che la rotaia è sorretta a mezzaria dalle colonne portanti; ecco perché è fondamentale studiare una corretta configurazione delle ruote in modo che siano presenti i tipi di ruota illustrati, che i contatti siano sufficienti allo scarico delle forze e che le ruote possano muoversi lungo la rotaia senza impedimenti con la struttura di sostegno della rotaia.

In base agli elementi illustrati poc'anzi si arriva alla configurazione di figura 35. Per via dell'attacco laterale della rotaia ai pilastri è necessario modificare il profilo della rotaia saldandovi nella parte inferiore una lamiera a sezione rettangolare. Infatti senza di esso appare impossibile montare le ruote guida. Invece grazie a questa superficie aggiuntiva, che modifica in minore parte la rotaia e non ne priva la semplicità, si riesce ad avere un funzionamento corretto delle ruote.

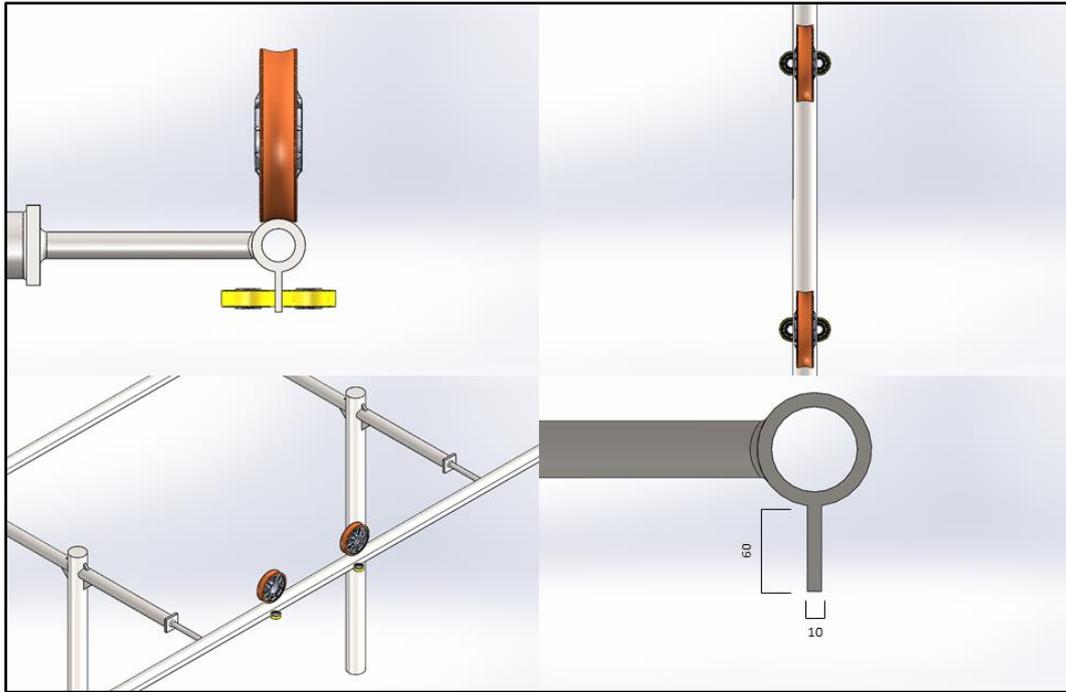


Figura 35 - a) - b) - c) - d) da sinistra a destra e dall'alto verso il basso; a), b) e c) - viste frontale, superiore e isometrica delle ruote e della rotaia; d) dimensioni del profilo saldato

Definita la configurazione delle ruote si procede alla scelta del materiale e delle dimensioni. Ancora una volta vengono prese come riferimento le ruote utilizzate nei carrelli delle montagne russe, perché vi è una certa somiglianza sia della struttura che delle caratteristiche cinematiche del sistema di trasporto a pedalata assistita su rotaia sospesa.

Le ruote sono realizzate con un nucleo in lega di alluminio pressofuso con un rivestimento in poliuretano. Per i valori di dimensioni e caratteristiche si utilizzano quelli forniti da due costruttori (*Brauer e Blickle*), figure 36 e 37.

**8.0 Traction - Coefficient of Friction**

The traction of a driving wheel =  $\mu \times P$

Where:  $\mu$  = the coefficient of friction for a given wheel material and track surface.  
 $P$  = the load of the wheel.

Guides values for coefficients of friction  $\mu$ , for wheel and tyre materials in contact with various surfaces are given:

Surface	Wheel or Tyre Material				
	Rubber	Polyurethane	Steel	Cast Iron	Nylon
Dry Steel	0.8	0.7	0.6	0.4	0.4
Wet Steel	0.5	0.4	0.4	0.3	0.15
Dry Smooth Concrete	0.8	0.7	-	-	-
Wet Smooth Concrete	0.5	0.6	-	-	-
Dry Rough Concrete	1.0	0.8	-	-	-
Wet Rough Concrete	0.9	0.6	-	-	-
Ice	0.1	0.1	0.02	0.02	-

Figura 36 – Coefficienti di attrito radente di alcuni materiali a contatto



	Norm	Blickle Softhane®	Blickle Besthane® Soft	Blickle Extrathane®	Blickle Besthane®	Standard - solid elastic rubber
Shore hardness A	DIN 53505	75° + 5° Shore A	75° + 5° Shore A	92° ± 3° Shore A	92° ± 3° Shore A	65° ± 3° Shore A
Abrasion resistance	DIN 53516	42 - 45 mm³	42 - 45 mm³	39 - 45 mm³	35 - 41 mm³	180 mm³
Rebound resilience	DIN 53512	57 %	75 %	42 %	65 %	55 %
Rolling resistance	at Ø 200 mm	1,0 %	0,8 %	0,9 %	0,7 %	1,3 %
Tensile strength	DIN 53504	40 N/mm²	43 N/mm²	42 N/mm²	46 N/mm²	16 N/mm²
Breaking elongation	DIN 53504	520 %	600 %	510 %	625 %	380 %
Compression set	DIN 53517	15 %	11 %	16 %	12 %	10 %
Hydrolysis resistance		—	■	—	■	■
Flexibility in cold temperatures		—	■	—	■	—
Resistance to chemical substances, UV and radiation		++	++	++	++	0
Dynamic load capacity		+	+	+	++	+
Cut and tear resistance		++	++	++	++	—
Suitable for high speeds		+	++	+	++	+
Driving comfort		++	++	+	+	++

■ yes   ++ very good   + good   0 partly   — no

Figura 37 - Caratteristiche principali delle ruote in poliuretano

I parametri che più interessano in questa fase di progettazione sono il coefficiente di attrito statico (o aderenza)  $\mu_s$  e il coefficiente di attrito volvente  $\mu_R$ . Come già visto in precedenza, nello studio preliminare del capitolo 2,  $\mu_s$  influisce sulla massima velocità in curva quindi è opportuno impiegare un materiale con alto coefficiente di attrito statico. Inoltre ad esso è direttamente proporzionale la coppia traente della ruota, figura 38, equazione 3.3. Per quanto riguarda il coefficiente  $\mu_R$  sarebbe auspicabile che sia il più basso possibile perché da esso dipendono in modo direttamente proporzionale le resistenze per rotolamento, come mostrato in figura 39, equazione 3.4.

In più viene valutata la durezza e la rigidità del materiale: il battistrada della ruota è il primo sistema su cui si scaricano le vibrazioni derivanti dal contatto con la rotaia, e per questo più questo è rigido meno le vibrazioni vengono smorzate, inficiando la percezione di comfort della guida. In ogni caso le vibrazioni trasmesse dalla ruota hanno un effetto negativo sui componenti del veicolo, nonostante non ci siano in condizioni normali deformazioni della rotaia che possano provocare vibrazioni. L'unica fonte di vibrazioni è la rugosità dei due materiali a contatto – acciaio e poliuretano. Tenendo presente questo aspetto e considerando che il sistema di trasporto a pedalata assistita su rotaia sospesa non presenta un sistema di sospensioni, l'ammortizzazione del battistrada risulta sufficiente.

Quindi per la scelta del materiale il poliuretano risulta essere un buon compromesso delle caratteristiche volute.

$$C_m = I_r * \dot{\omega} + \mu_s * M * g * r \quad (3.3)$$

$$F_R = \mu_R * M * g \quad (3.4)$$

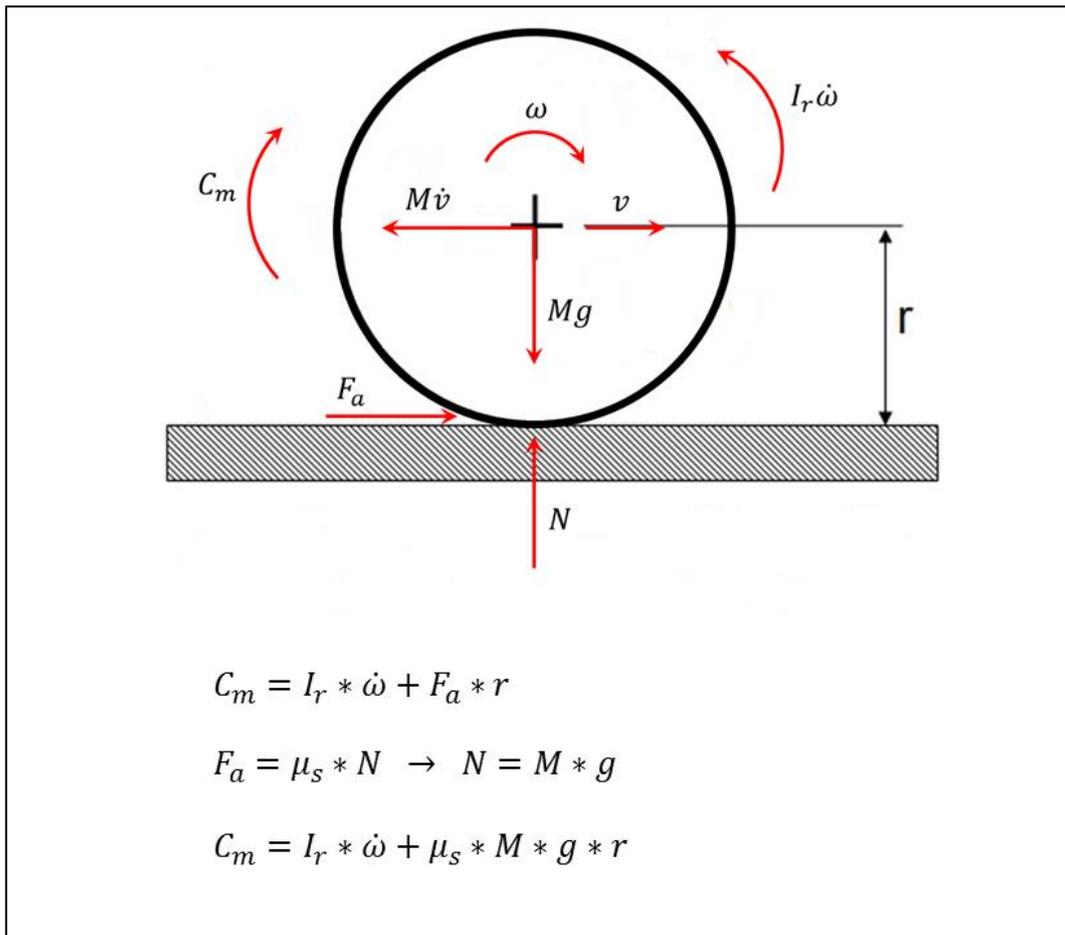


Figura 38 - Diagramma di corpo libero di una ruota motrice

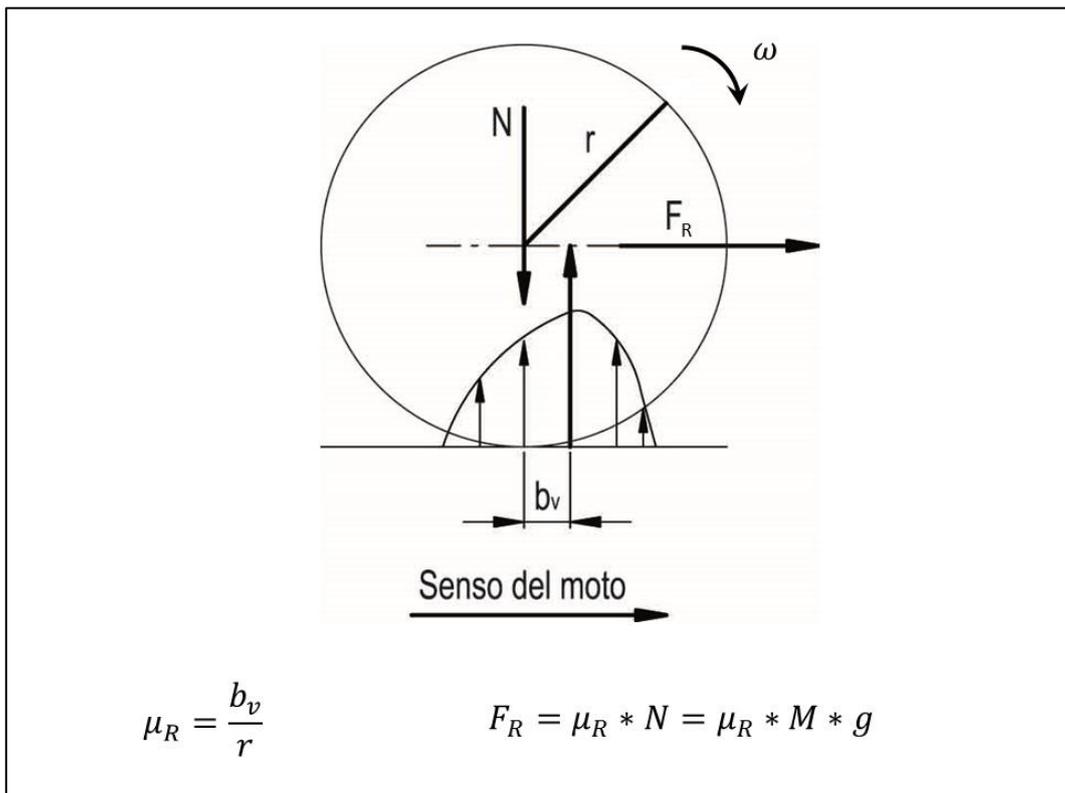


Figura 39 - Schema di una ruota e relative resistenze al rotolamento

Le dimensioni delle ruote vengono scelte in base a due criteri:

1. diametro minimo tale da sopportare il carico (dati forniti a catalogo dal costruttore);
2. diametro massimo tale da minimizzare il rapporto di trasmissione ruota di carico – albero di pedalata.

In particolare, il primo criterio si basa sulle dimensioni fornite dal costruttore e indica il diametro minimo necessario a reggere il peso del veicolo: maggiore è il diametro della ruota e più grande è il carico massimo. Il secondo invece si basa sul ragionamento di minimizzare il rapporto di trasmissione, aspetto che verrà approfondito nel capitolo. Da queste osservazioni si può capire che i due criteri vanno uno contro l'altro quindi è necessario fare un compromesso.

Di seguito vengono riportate le dimensioni delle ruote di carico e ruote guida, riportate nelle figure 40 e 41.

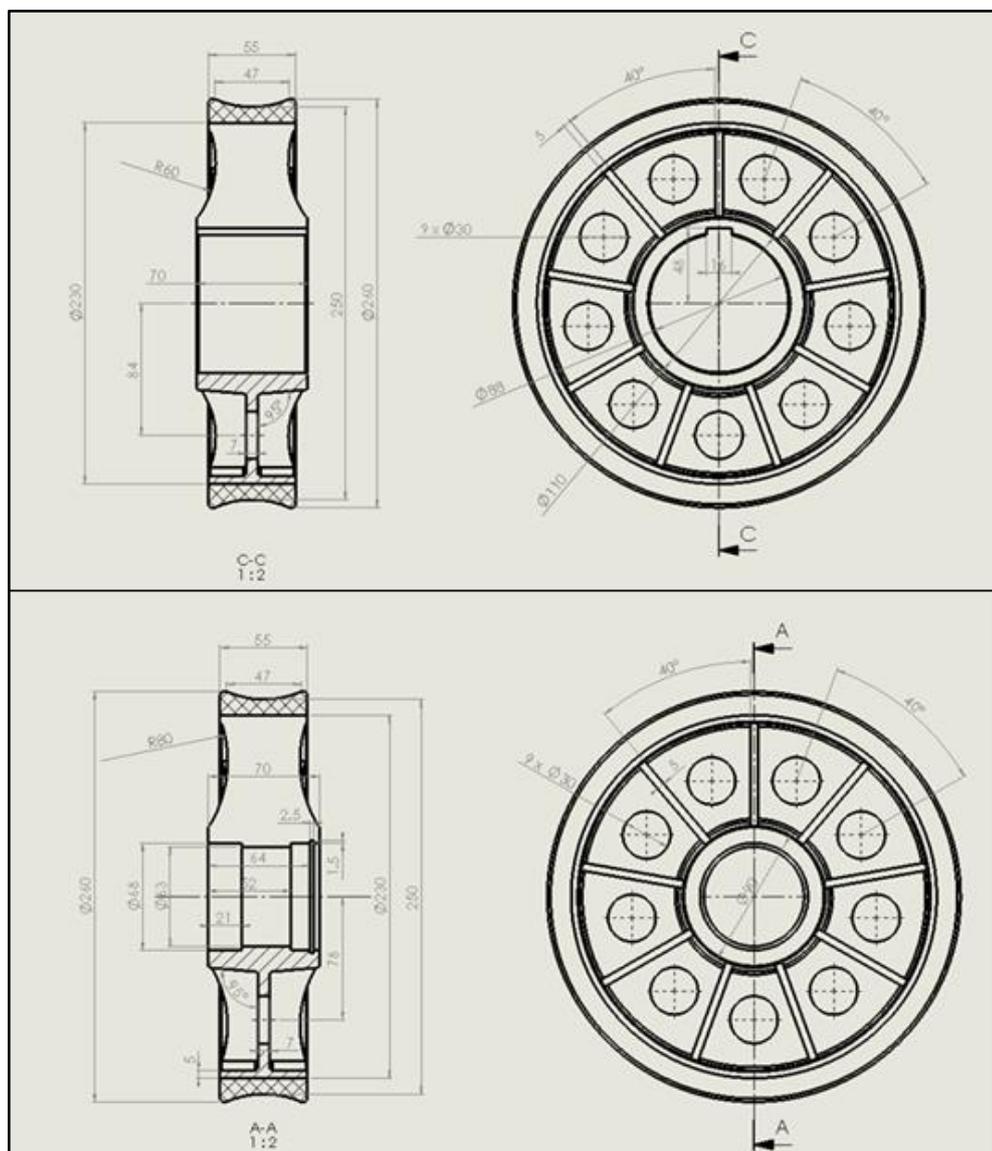


Figura 40 - Dimensioni della ruota di carico posteriore, sopra, e anteriore, sotto



queste proseguirebbero per inerzia in direzione tangente alla curva nel punto di imbocco di quest'ultima.

Quindi il carrello deve garantire che gli assi di rotazione delle ruote di carico siano sempre perpendicolari all'asse della rotaia. Questo è reso possibile, come accennato nel paragrafo precedente, montando le ruote guida in coppia sul carrello, con contatti laterali simmetrici. La funzione del profilato rettangolare saldato nella parte inferiore della rotaia è proprio quella di guidare il veicolo, perché tramite il contatto fisso delle ruote guida parallelamente all'asse di rotazione delle ruote di carico si impone la direzione di sterzata.

In particolare, facendo riferimento alla figura 42, quando il veicolo si trova in un tratto rettilineo di tracciato il profilato è parallelo alla verticale e le ruote guida, che mantengono un asse di rotazione parallelo anch'esse alla verticale grazie al contatto, mantengono il veicolo sulla verticale. Nel momento in cui avviene la transizione dal rettilineo alla curva, il profilato passa da un'inclinazione nulla all'inclinazione di  $\alpha = 15 \text{ deg}$ ; le ruote guida, che mantengono il contatto perpendicolare alle superfici laterali del profilato, ruotano insieme ad esso, portando tutto il veicolo inclinato dell'angolo  $\alpha$  rispetto alla verticale. Come già spiegato in precedenza, l'inclinazione è necessaria per percorrere una curva in quanto la normale al contatto delle ruote di carico fornisce la forza centripeta che mantiene il veicolo su una traiettoria circolare.

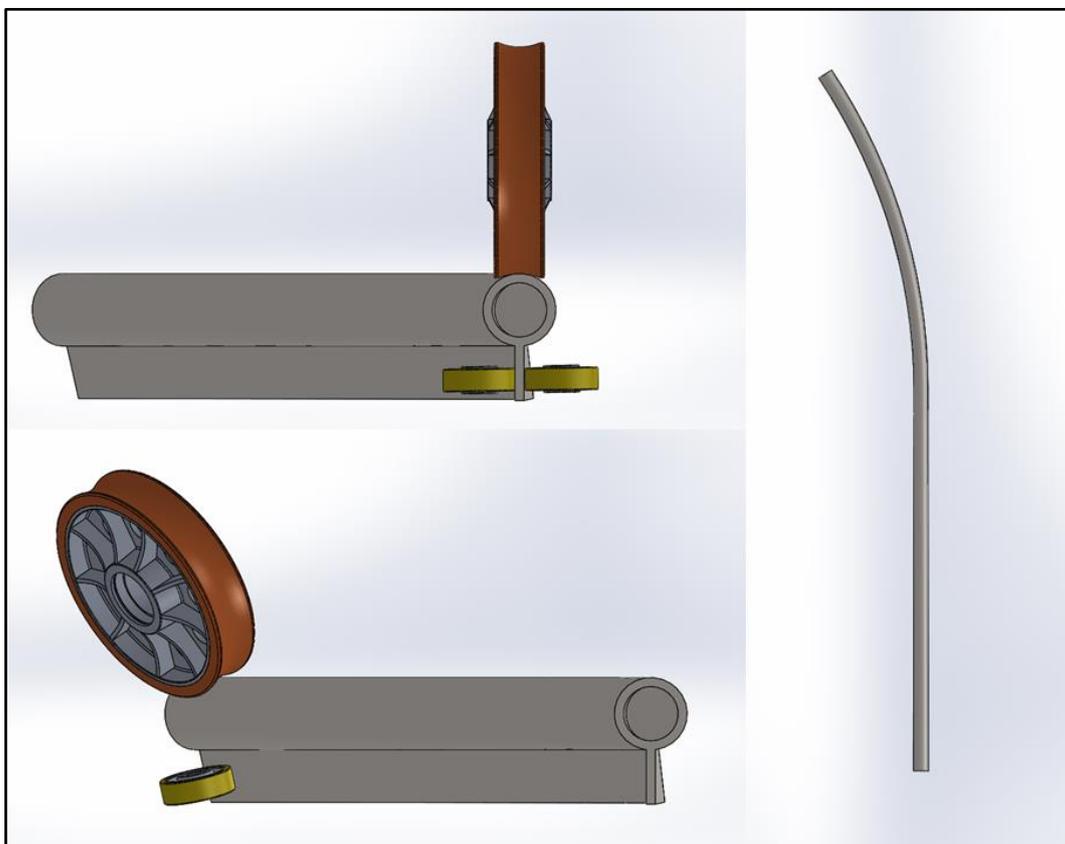
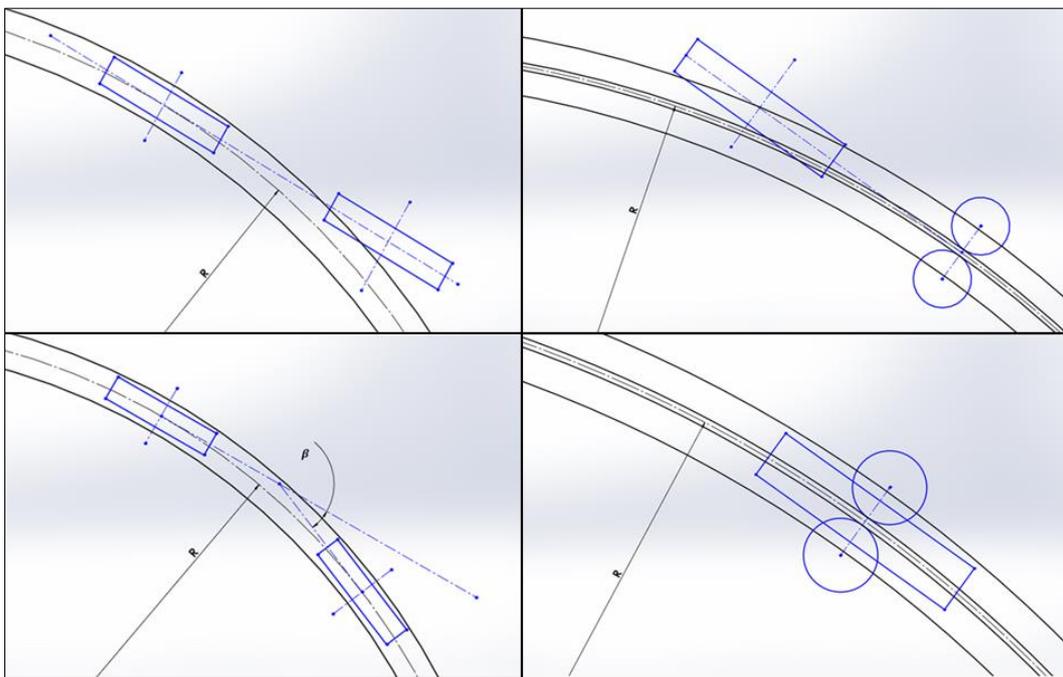


Figura 42 - Transizione delle ruote dal rettilineo alla curva

Il telaio va a collegare rigidamente la ruota di carico alle ruote guida in modo che queste ultime trasmettano l'inclinazione e la variazione di curvatura della rotaia alla ruota di carico. Quanto detto vale per entrambe le ruote di carico, quindi complessivamente il carrello è composto da 6 ruote: 2 ruote di carico e 4 ruote guida. Questo è il minimo numero di ruote necessario al funzionamento.

Le ruote guida, come detto, vengono collegate in coppia alla ruota di carico, in modo che, grazie al collegamento rigido del telaio trasferiscono l'inclinazione al carrello e all'intero sistema di trasporto.



**Figura 43 - comportamento delle ruote durante una curva: sinistra - collegamento tra gli assi delle ruote di carico; destra - collegamento delle ruote guida alla ruota di carico**

Con riferimento alla figura 43, si può capire l'importanza del telaio nel collegare tra loro le ruote. Nell'assieme del carrello le ruote di carico vanno collegate tra loro, in modo che la coppia applicata alla ruota motrice metta in moto anche quella trascinata. A ciascuna ruota di carico va connessa la coppia di ruote guida. In particolare durante una curva è necessario che vi sia un angolo tra i piani mediani delle ruote di carico, perché se fossero coincidenti le ruote non riuscirebbero a mantenere contemporaneamente il contatto con la rotaia. Osservazione analoga va fatta per la relazione tra ruote di carico e loro ruote guida: l'asse di rotazione della ruota di carico deve appartenere al piano che unisce gli assi di rotazione delle ruote guida; altrimenti la ruota di carico potrebbe ricevere il cambio di traiettoria troppo tardi, causando la perdita del contatto con la rotaia.

### 3.2.2 Progettazione dei componenti

Di seguito vengono analizzati i singoli componenti del telaio, sulla base delle analisi fatte in precedenza sulla guidabilità del sistema di trasporto a pedalata assistita su rotaia sospesa. La progettazione del telaio si basa prima di tutto sulle caratteristiche di guidabilità in curva; allo stesso tempo tiene conto degli ingombri degli elementi che collega.

Il telaio è composto dai seguenti pezzi, figura 44:

- flangia di collegamento delle ruote guida;
- forcella posteriore;
- giunto intermedio di collegamento delle forcelle;
- forcella anteriore;

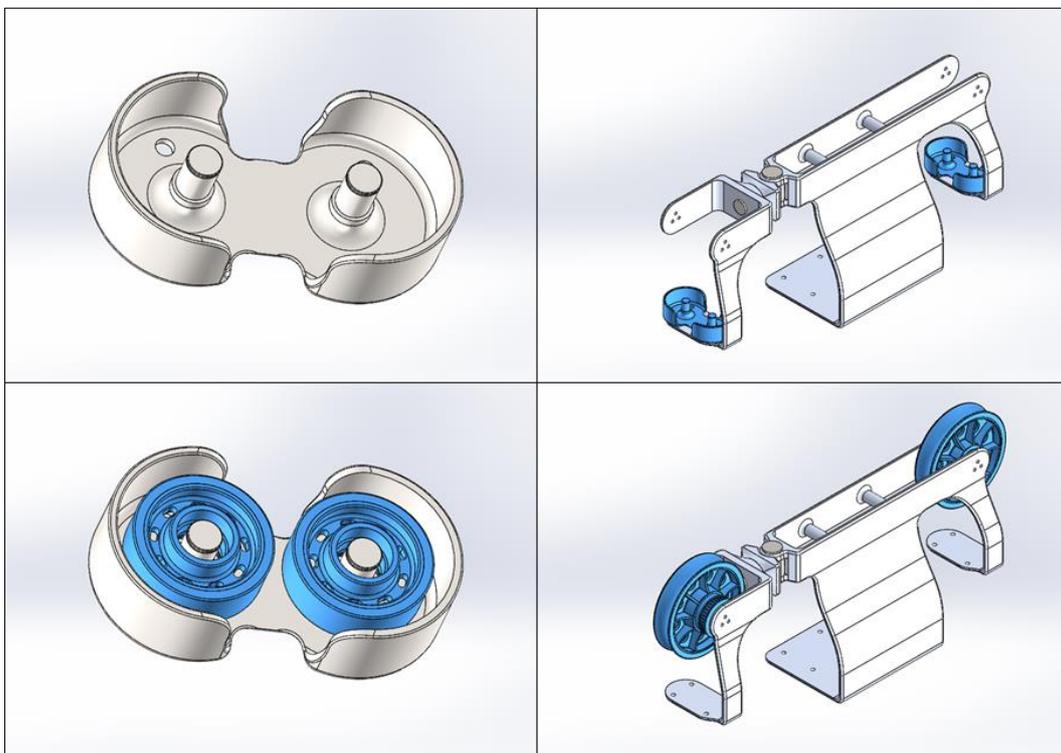


Figura 44 – Sotto-assiemi principali del telaio

La flangia collega tra loro le ruote guida tramite i due alberi, e ne mantiene fissa la distanza e i contatti con il profilato rettangolare della rotaia. La flangia poi viene fissata alla forcella posteriore e anteriore in modo che le coppie di ruote guida siano in linea con le ruote di carico, trasmettendovi le forze di sterzata. Le singole ruote di carico invece sono unite alle forcelle come in figura 44: la ruota motrice alla forcella posteriore e la ruota trascinata alla forcella anteriore.

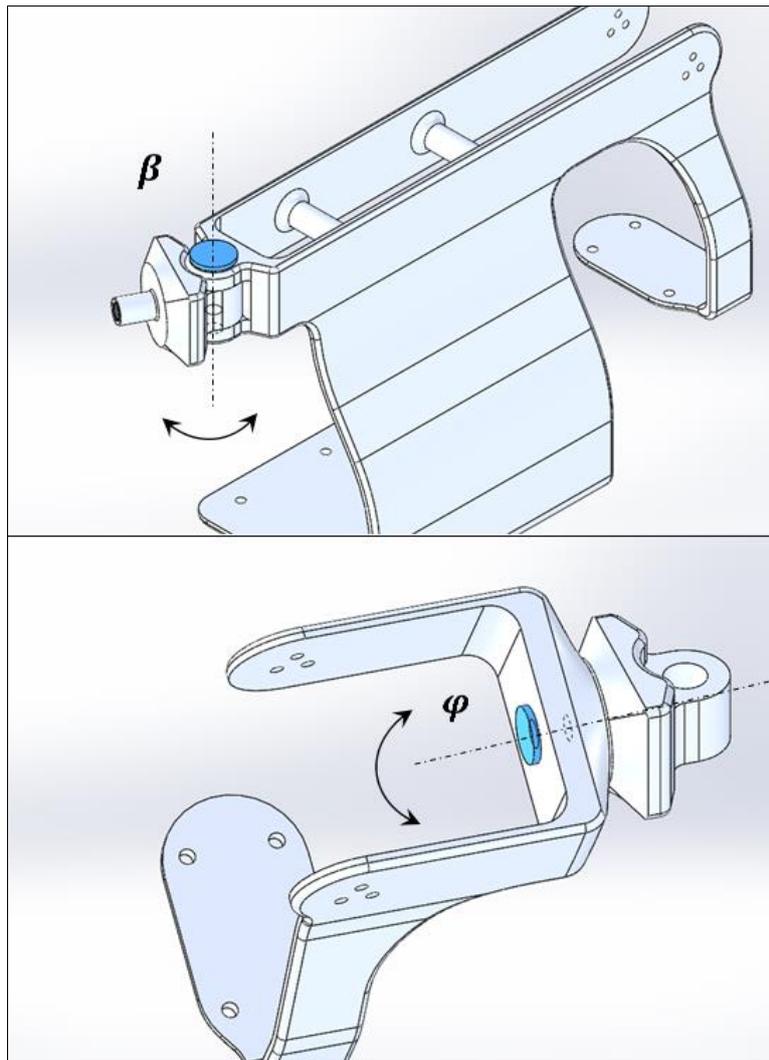


Figura 45 – Rotazioni permesse delle forcelle

Come accennato in precedenza il collegamento delle forcelle è fondamentale per il giusto funzionamento del carrello, e dallo studio della guidabilità del sistema si capisce perché. Nella figura 45 sono riportati il calettamento della forcella anteriore alla forcella posteriore per mezzo del giunto intermedio.

I tre componenti così uniti permettono al carrello di spostarsi in modo corretto durante il funzionamento del veicolo. Infatti si è già detto che le ruote di carico devono necessariamente essere ruotate di un certo angolo durante una curva e ciò è permesso dall'accoppiamento rotoidale tra forcella anteriore e giunto. La forcella posteriore viene anch'essa connessa al giunto tramite un accoppiamento rotoidale, che permette una rotazione nel piano frontale. Questo grado di libertà serve in particolare durante la transizione dal rettilineo alla curva, quando il profilato passa da un'inclinazione nulla alla massima inclinazione: la forcella anteriore inizia a inclinarsi in anticipo rispetto alla forcella posteriore, e per evitare carichi flettenti che possono portare alla deformazione dei componenti è necessario introdurre questo grado di libertà.

Alla forcella anteriore poi viene connessa la cabina del veicolo, che ne segue lo spostamento. Da notare la cabina va fissata solo su una delle forcelle, perché se fosse unita ad entrambe si genererebbe una flessione sui giunti della cabina durante le curve; come spiegato poc'anzi le forcelle possono avere inclinazioni diverse durante una curva. Quindi le forcelle collegate tra loro permettono due rotazioni in due piani perpendicolari, frontale e superiore. Nel terzo piano, laterale, non ci deve essere questo grado di libertà, siccome parallelo ad esso si scaricano le forze peso del veicolo.

### 3.3 Montaggio del carrello

L'ultimo paragrafo di questo capitolo è dedicato all'analisi del montaggio del carrello. Finora è stato tralasciato questo aspetto e sono stati omessi per semplicità di spiegazione diversi componenti che servono a fissare e far funzionare i sotto-assiemi analizzati fin qui. Tra questi componenti figurano:

- cuscinetti;
- distanziali e boccole;
- anelli di tenuta;
- bulloni e viti;
- ghiera filettate;
- perni e grani.

Nella figura 46, sotto, si riportano i già citati sotto-assiemi del carrello:

- a) carrello montato alla cabina;
- b) ruote guida;
- c) ruota di carico trascinata (anteriore);
- d) ruota di carico motrice (posteriore);
- e) flange di collegamento delle ruote guida;
- f) forcella anteriore del telaio;
- g) giunto intermedio;
- h) forcella posteriore del telaio.

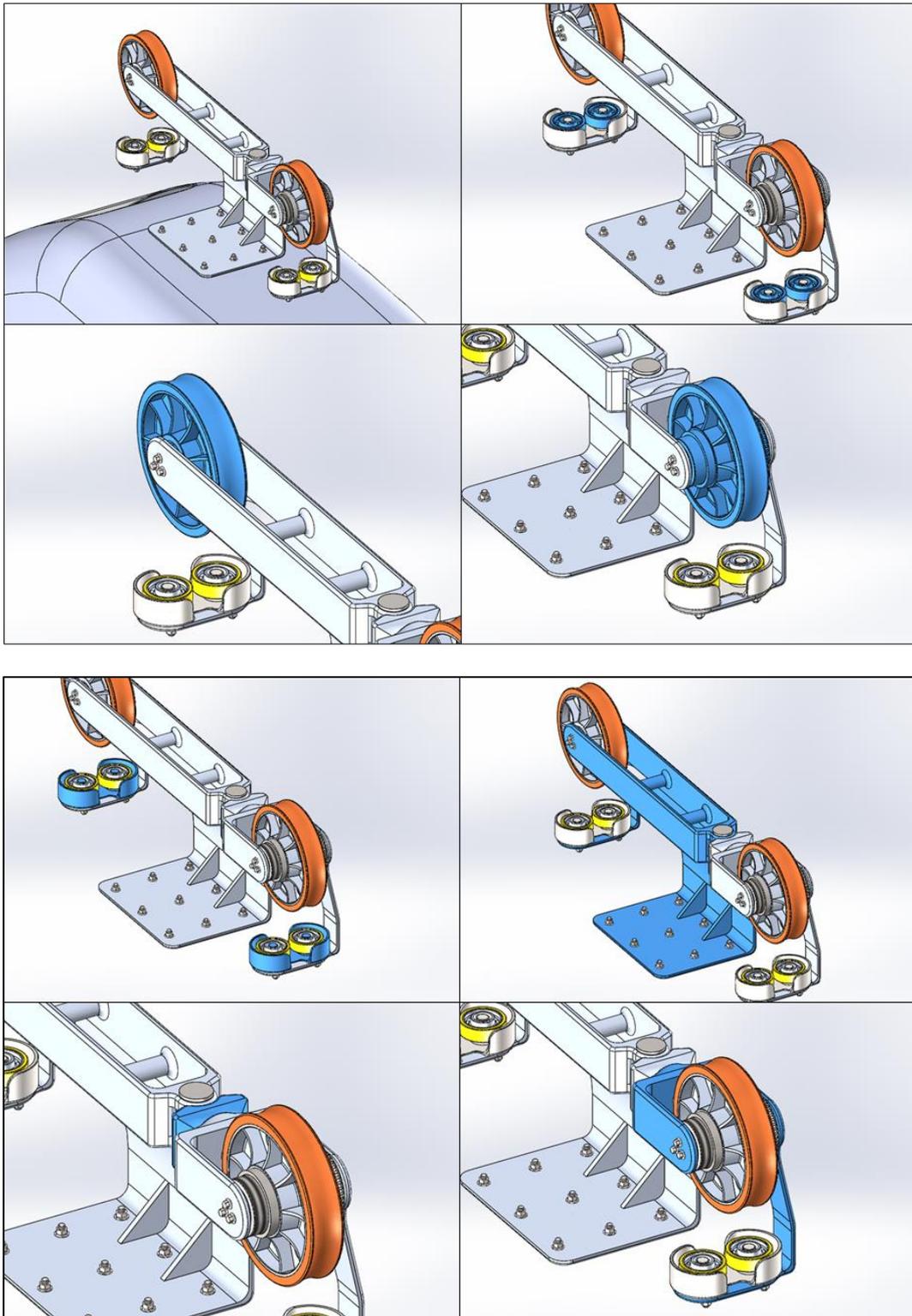
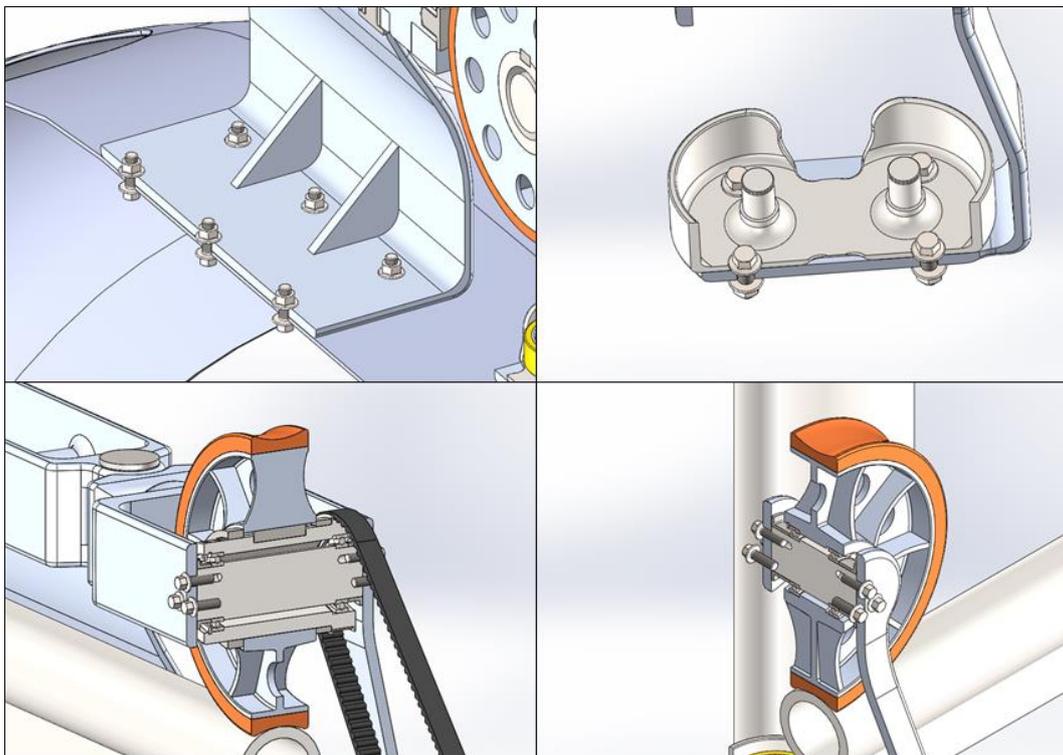


Figura 46 - sotto-assiemi del carrello; sopra - ruote, sotto – telaio

I sotto-assiemi riportati sopra, più o meno complessi, vengono prima montati unendo i componenti che li costituiscono; dopodiché vengono assemblati tra loro per formare l'insieme finale del carrello.

Il primo passaggio del montaggio consiste nel montare gli assiemi delle ruote di carico, motrice e trascinata. In seguito, si assemblano i componenti delle ruote guida. Poi si uniscono le

flange delle ruote guida alle forcelle tramite bulloni a testa esagonale, prima di montarvi le ruote. A questo punto si collegano le coppie di ruote guida alle flange e si fissano entrambe le forcelle al giunto tramite gli appositi perni. Successivamente vengono connesse le ruote di carico alle forcelle tramite delle viti a testa esagonale, dopo aver accoppiato la cinghia dentata alla puleggia della ruota motrice, e tutto il carrello montato finora alla rotaia, facendo particolare attenzione al contatto ruote guida – profilato rettangolare. Infine, l'ultimo passaggio consiste nel fissare il carrello alla cabina, collegandovi sulla sul tetto la forcella anteriore tramite bulloni a testa esagonale, come in figura 47.



**Figura 47 – Viste dettagliate e in sezione dei collegamenti mediante viti e bulloni**

Per quanto riguarda i sotto-assiemi delle ruote di carico e guida, il montaggio è più delicato in quanto le anime delle ruote vanno calettate sugli alberi di rotazione mediante cuscinetti volventi, che richiedono adeguati sistemi di bloccaggio. In particolare, vengono impiegati due cuscinetti radiali a sfere su ciascuna ruota, guida o di carico che sia. Per un corretto funzionamento, uno dei cuscinetti deve essere totalmente vincolato mentre all'altro deve essere lasciata libertà di spostamento assiale, sull'anello interno o esterno, nel caso in cui si verificano dilatazioni dell'albero.

Sotto-assieme	Descrizione	N° pezzi	Materiale	Peso [g]
Ruota di carico motrice	Cerchione	1	Lega Al 2014	2015.36
	Battistrada	1	Poliuretano	620.53
	SKF 61909 – Cuscinetto radiale a sfere	2	AISI 304	133.41
	Albero motore	1	Lega Al 2014	1237.26
	Albero di supporto forcella	1	Lega Al 2014	810.87
	Linguetta albero motore	1	Acciaio C35	59.60
	Distanziale cerchione - puleggia	1	Acciaio C35	173.07
	Ghiera filettata di tenuta	1	Acciaio C35	248.47
	Anello seeger per interni 68x2.5	1	AISI 304	19.04
	Distanziale cuscinetti	2	AISI 304	69.78
		<b>12</b>		<b>5590.58</b>
Ruota di carico trascinata	Cerchione	1	Lega Al 2014	2037.48
	Battistrada	1	Poliuretano	620.53
	Albero di supporto forcella	1	Lega Al 2014	466.38
	SKF 61909 – cuscinetto radiale a sfere	2	AISI 304	133.41
	Anello seeger per interni 68x2.5	1	AISI 304	19.04
	Distanziale cuscinetti	2	AISI 304	106.89
		<b>8</b>		<b>3624.03</b>
Ruota guida	Cerchione	1	Lega Al 2014	109.34
	Battistrada	1	Poliuretano	42.59
	SKF 61804 – cuscinetto radiale a sfere	2	AISI 304	18.57
	Distanziale cuscinetti	1	AISI 304	11.06
	Anello seeger per esterni 22.56x1.1	1	AISI 304	1.15
	Anello seeger per interni 33.90x1.3	1	AISI 304	2.37
		<b>7</b>		<b>203.65</b>
Telaio	Forcella anteriore	1	Lega Al 2024	11735.85
	Giunto intermedio	1	Lega Al 2024	1454.91
	Forcella posteriore	1	Lega Al 2024	3309.35
	Flangia di bloccaggio	2	Lega Al 2014	578.31
	Perno rotazione curvatura	1	AISI 304	374.91
	Dado di bloccaggio perno	2	AISI 304	112.85
	Boccola rotazione curvatura	1	Bronzo al Mn	131.42
	Boccola rotazione inclinazione	1	Bronzo al Mn	58.41
		<b>10</b>		<b>18447.17</b>
Viti e bulloni	Vite ISO 4162 – M8x25x25	12	Acciaio C35	17.60
	Bullone ISO 4162 – M10x30x30	17	Acciaio C35	32.94
	Dado ISO 4161 – M10	17	Acciaio C35	13.46
		<b>46</b>		<b>1000</b>
<b>Totale</b>		<b>104</b>		<b>29476.38</b>

In più la ruota motrice presenta un doppio albero: il primo, calettato all'anima della ruota mediante chiavetta, riceve la coppia motrice dalla puleggia dentata, lavorata di pezzo su di esso; il secondo albero è connesso all'interno del primo per mezzo di cuscinetti radiali a sfere e su di esso si fissa la forcella mediante viti.

Nella tabella sopra vengono riportati i sotto-assiemi del carrello e gli elementi che li compongono. Per ognuno è indicato il numero di volte che viene utilizzato, il materiale ed il peso. Il peso totale del carrello, compresa bulloneria, risulta di circa 30 kg. Il peso è stato calcolato in ambiente *Solidworks* impostando il materiale per ciascun pezzo.

Una precisazione in chiusura di capitolo, che nell'ambito di questa tesi è stata trascurata la lubrificazione dei cuscinetti, nonostante lo studio del montaggio lo richiederebbe. Da ultimo, viene verificato che il veicolo non produca interferenze o contatti con la struttura di sostegno e con la rotaia alla massima inclinazione in curva, lasciando almeno una distanza di 10-15 mm di sicurezza (figura 48).

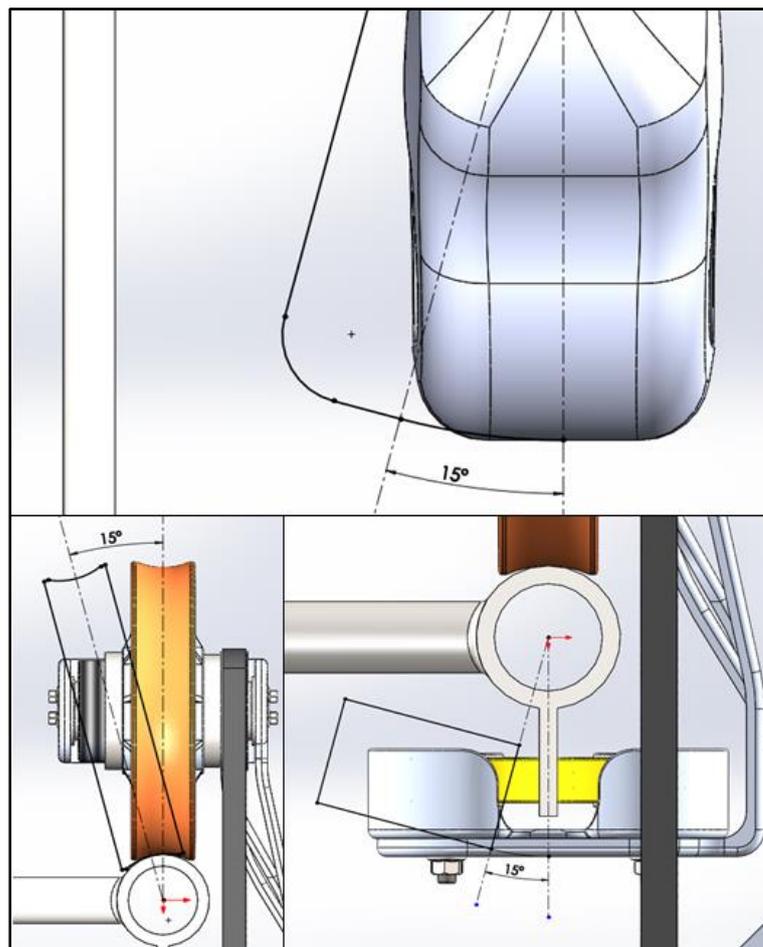


Figura 48 - Verifica dell'assenza di interferenza del veicolo con la struttura di supporto



# 4. Cabina e sistema di trasmissione

---

In questo capitolo vengono illustrate le fasi seguite della progettazione della cabina del sistema a pedalata assistita su rotaia sospesa e in seguito quella della trasmissione del moto dal blocco di pedalata alla ruota motrice del carrello.

Per quanto riguarda la cabina si parte dalla definizione degli ingombri interni necessari a far sedere e pedalare il guidatore. Dopodiché viene analizzato il profilo esterno della cabina e la simulazione aerodinamica del sistema.

Il sistema di trasmissione viene progettato partendo dall'analisi del tipo di trasmissione e dai suoi componenti, al quale segue il dimensionamento vero e proprio e la determinazione del rapporto di trasmissione complessivo del sistema.

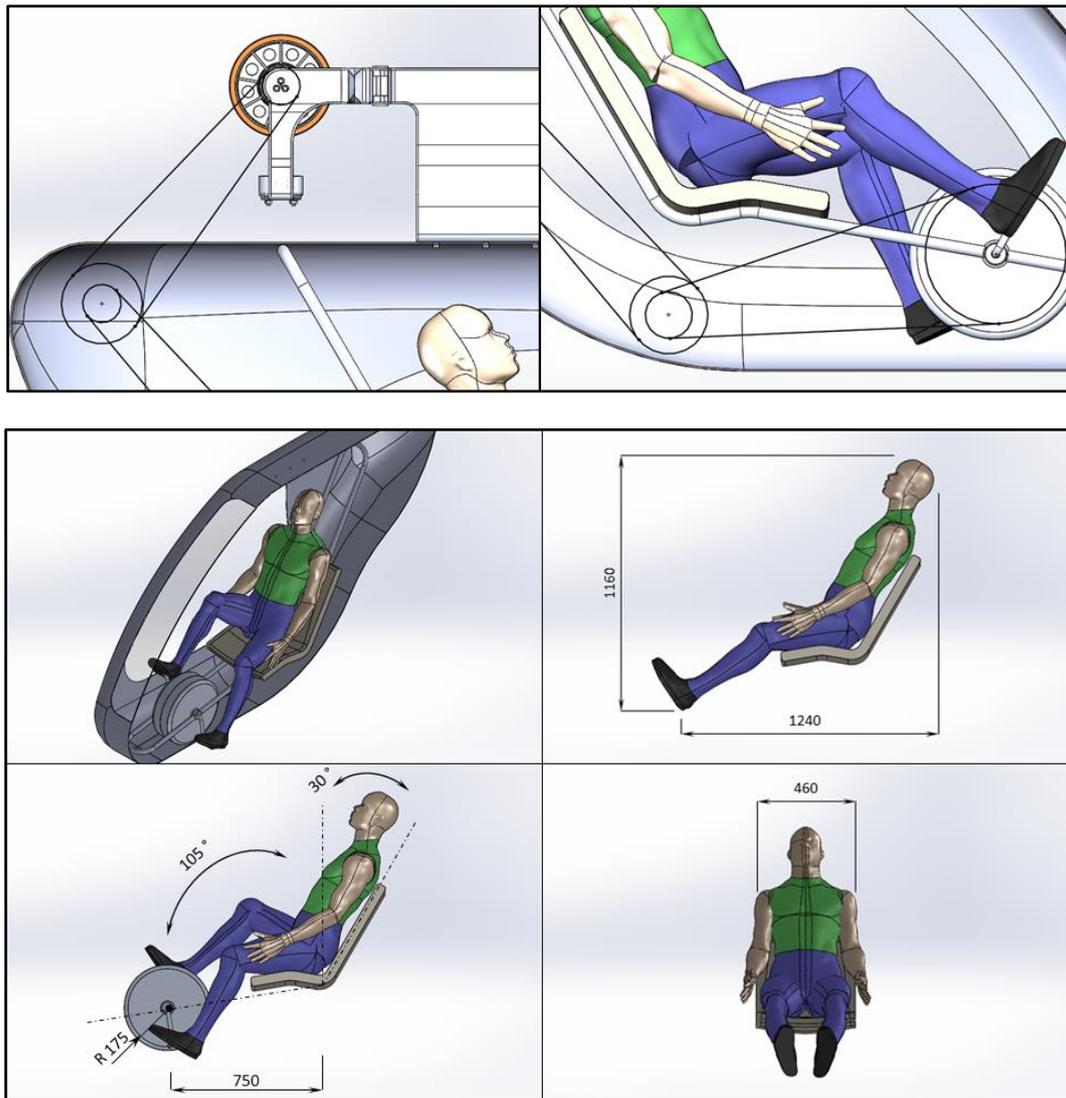
## 4.1 Progettazione cabina monoposto

### 4.1.1 Studio degli ingombri interni e determinazione del profilo

Lo studio degli ingombri interni risulta necessario a dimensionare in modo corretto la cabina. Questa deve avere un volume minimo per permettere al guidatore di sedersi all'interno e pedalare. Quindi il primo passo è valutare le dimensioni del guidatore, analisi già seguita nel capitolo 2, e di cui viene riprodotto un modello 3D in ambiente *Solidworks*, figura 49.

L'obiettivo dello studio degli ingombri del guidatore è la definizione di un volume sufficiente a far sedere il guidatore e permettergli di pedalare. Essendo una cabina monoposto, lo spazio necessario è calcolato per una persona sola.

Come si vedrà più avanti, questo non è l'unico elemento che va a definire le dimensioni interne della cabina, ma bisogna considerare anche e in particolar modo le dimensioni del sistema di trasmissione, che è posizionato all'interno della cabina. In più si può ipotizzare anche un volume per addizionale per un eventuale bagaglio.



**Figura 49 - Modello 3D del guidatore con relative dimensioni di ingombro e posizione di guida; sopra: dettagli relativi al sistema di trasmissione**

Un altro fattore importante per la determinazione degli ingombri è la posizione di pedalata: come già anticipato nel capitolo 2, la massima forza si esprime con un'inclinazione tra l'albero dei pedali e verticale di  $105^\circ$ . Quindi viene scelto questo angolo per massimizzare l'efficacia dello sforzo fisico di pedalata. L'asse di rotazione dei pedali è posto a 750 mm dallo schienale mentre le pedivelle hanno un raggio di 175 mm.

La postura della schiena sul sedile viene ipotizzata a  $30^\circ$ , per dare maggiore comfort. In linea con l'obiettivo di progettare un sistema di trasporto che possa essere impiegato anche come mezzo di trasporto urbano, si reputa altrettanto importante il comfort per un'esperienza di guida positiva.

Il fatto che la posizione di guida sia reclinata influisce positivamente sulla progettazione, oltre all'elemento comodità, diminuendo l'area frontale del veicolo. Infatti aumentando l'inclinazione diminuisce l'altezza della cabina e di conseguenza l'area frontale; aumentando

troppo l'inclinazione però ci si potrebbe trovare in una posizione in cui risulta impossibile pedalare. Quindi si è valutato un giusto compromesso tra i pro e i contro di queste due caratteristiche.

Per il profilo della cabina si è cercato di definire una forma che fosse più aerodinamica possibile, in accordo con i profili studiati in letteratura, e che tale forma racchiudesse gli spazi necessari per il guidatore e per la trasmissione. L'altezza del veicolo risulta aumentata a 1600 mm dai 1160 minimi necessari, da una parte per lasciare una distanza di sicurezza tra il tetto della cabina e la testa del guidatore. Dall'altra è necessario lasciare lo spazio per il primo collegamento a cinghia dentata, che si trova sotto il sedile.

Ragionamento analogo viene fatto per le misure della larghezza e lunghezza della cabina. In particolare la lunghezza è molto condizionata dal sistema di trasmissione: come si vedrà meglio nei prossimi paragrafi, il sistema è composto da tre cinghie che passano dai pedali sotto al sedile, per poi salire sopra fino alla "coda" del veicolo. Questo condiziona molto la lunghezza del veicolo, con un aumento circa del 50% a causa della trasmissione.

Da considerare nel definire il profilo che a parità di area frontale genera meno resistenza una forma più "allungata", poiché guida meglio l'aria durante il moto (figura 50). In letteratura è noto che forme più affusolate hanno un coefficiente di resistenza aerodinamica  $C_D$  minore, che è direttamente proporzionale alla forza resistente.

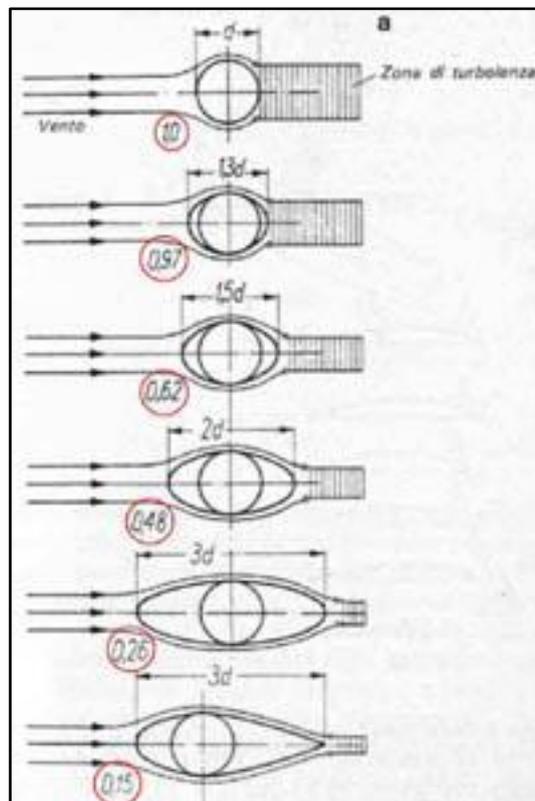


Figura 50 - Valori di  $C_D$  relativi a diverse forme del profilo

La larghezza è definita a 800 mm, aumentata dai 460 mm minimi per poter racchiudere tutto il corpo del guidatore del veicolo, anche nel caso di lievi movimenti laterali delle braccia. Lo standard dimensionale definisce l'ingombro in larghezza per il passaggio di una persona a 600 mm; per evitare che il veicolo abbia una larghezza insufficiente si prende una distanza aggiuntiva di 100 mm per lato con larghezza complessiva di 800 mm.

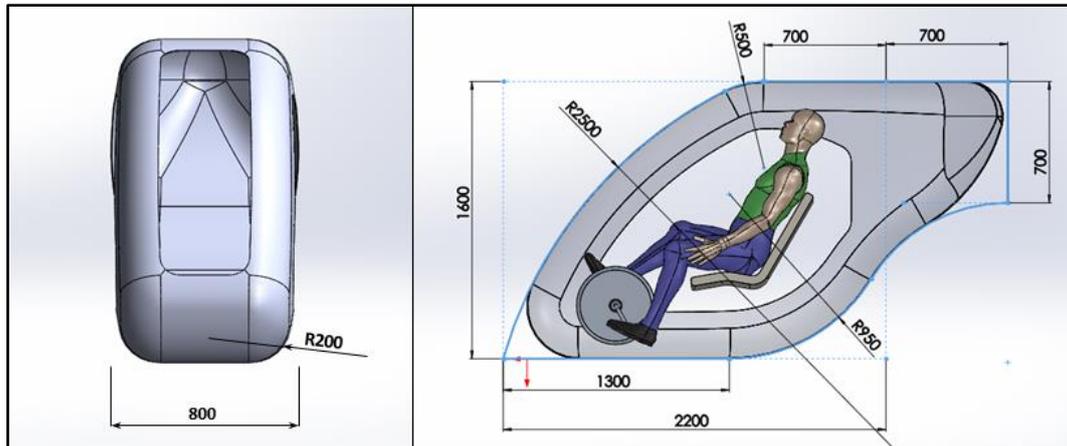


Figura 51 – Dimensioni della cabina nelle viste frontale e laterale

#### 4.1.2 Simulazione aerodinamica – Flow Simulation

Una volta progettata la cabina viene verificato il suo comportamento aerodinamico implementando una simulazione *CFD* (computational fluid dynamics) in ambiente CAD 3D. La simulazione viene fatta con l'ausilio di uno strumento di computazione fluidodinamica del programma *Solidworks* chiamato *Flow Simulation*. Il programma permette di definire il dominio di computazione su cui viene eseguita la simulazione e il grado di raffinamento della mesh, le condizioni al contorno e i parametri di flusso come velocità e tipo di fluido che vi scorre intorno.

Il programma permette di selezionare anche le grandezze obiettivo di computazione, che nel caso specifico è il coefficiente di resistenza aerodinamica  $C_D$ . Questo è un parametro adimensionale che caratterizza il comportamento aerodinamico del sistema e permette di dare una valutazione della bontà della forma. Osservando l'equazione 4.1, che esprime la dipendenza della forza di resistenza aerodinamica dal parametro  $C_D$ , si può capire quanto appena detto: a parità di velocità del fluido  $v$ , densità del fluido  $\rho$  e area frontale dell'oggetto  $A_f$ , un coefficiente di resistenza aerodinamica  $C_D$  minore permette di avere una minore forza resistente. Quindi l'obiettivo è verificare che tale coefficiente sia opportunamente basso.

$$F_{drag} = \frac{1}{2} * \rho * A_f * C_D * v^2 \quad (4.1)$$

Come spiegato prima *Flow Simulation* permette di impostare una grandezza obiettivo di calcolo. Invertendo l'equazione (4.1) si può ricavare il coefficiente obiettivo  $C_D$  in funzione delle altre grandezze, equazione (4.2). Quindi prima vengono ottenuti i valori medi delle grandezze forza velocità e densità come obiettivo di computazione, dopodiché si ricava il coefficiente di resistenza aerodinamica come grandezza obiettivo di calcolo, che è quella che più ci interessa per verificare la progettazione della cabina.

$$C_D = \frac{F_{drag} * 2}{\rho * A_f * v^2} \quad (4.2)$$

La computazione viene eseguita sul modello 3D della cabina, impostando i seguenti parametri (per il report completo della computazione si veda Appendice B):

Parametro	Valore
fluido	aria
velocità frontale del fluido	16.88 m/s
area frontale	1.4 m <sup>2</sup>

Il valore della velocità del fluido viene impostata a 16.88 m/s in verso opposto a quello di moto del veicolo, considerando la massima velocità ipotizzata di assistenza è di 13.88 m/s (50 km/h) e vento contrario di 3 m/s. L'area frontale del mezzo si ricava tracciando il profilo frontale della cabina in ambiente CAD e calcolandone l'area.

Al fine di una corretta computazione il programma richiede di inserire una superficie chiusa quindi vengono chiuse le aperture laterali della cabina.

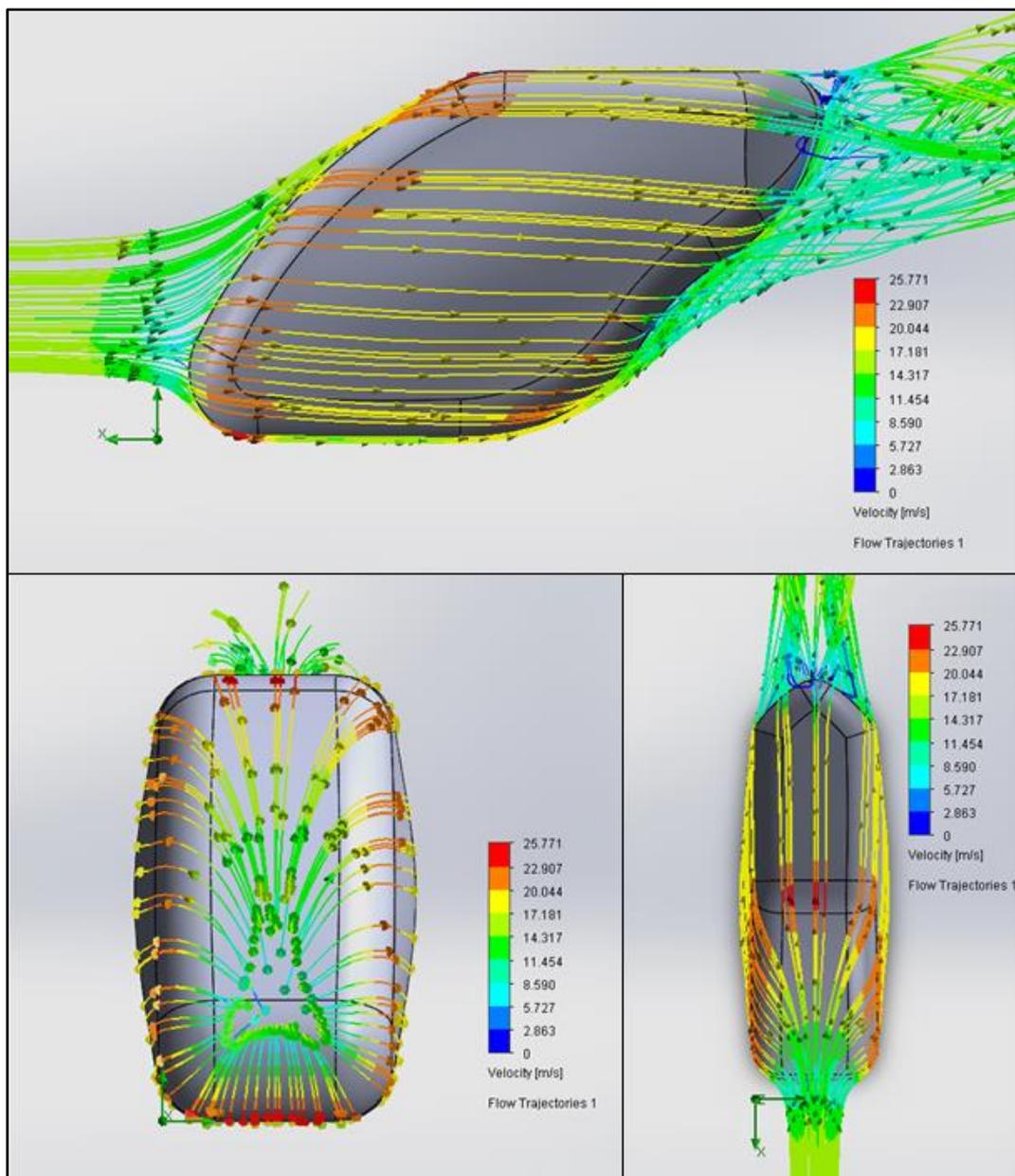


Figura 52 - CFD cabina: traiettorie di flusso in diverse viste

Osservando gli andamenti delle linee di flusso e delle curve iso – pressione e iso – velocità, riportati nelle figure 52 e 53, si può dire che la pressione maggiore si ha sulla punta frontale della cabina: questo perché la superficie in quella zona è quasi perpendicolare alla direzione di flusso del fluido nel momento in cui questo incontra il veicolo. Perciò un elemento che può essere ottimizzato è la parte frontale della cabina.

Ciononostante la computazione *CFD* ha prodotto buoni risultati ottenendo un coefficiente di resistenza aerodinamica  $C_D = 0.14$ , considerando che in media per le vetture tale coefficiente varia tra 0.3 – 0.4.

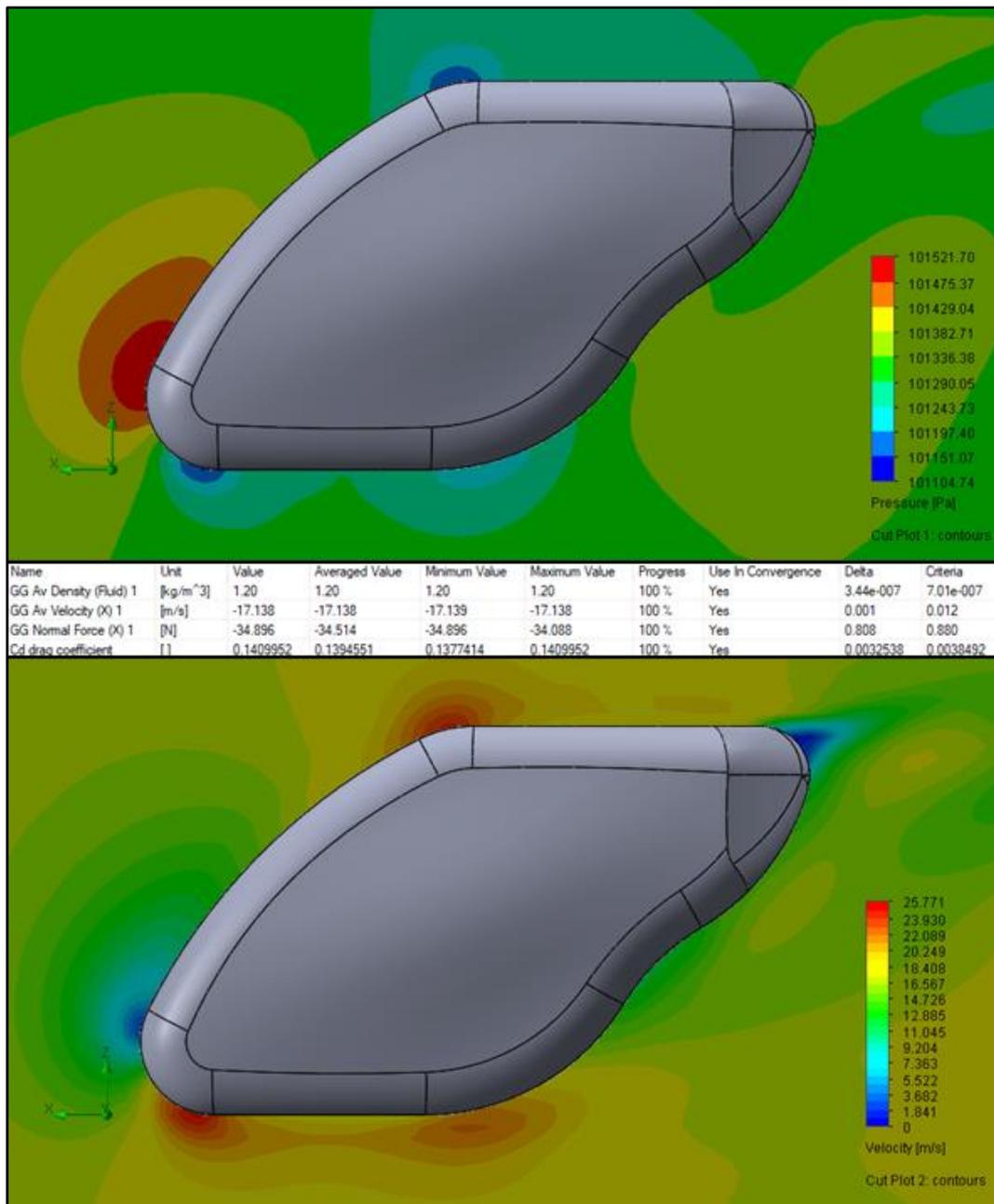


Figura 53 - Curve di velocità e di pressione e valori risultati dalla computazione CFD

Dopo aver verificato l'aerodinamicità della cabina viene fatta una simulazione *CFD* del sistema complessivo, perché ai fini ultimi è quello che ci interessa maggiormente. Come vedremo nel prossimo capitolo, il calcolo del coefficiente  $C_D$  è propedeutico al calcolo della forza di resistenza aerodinamica e delle potenze dissipative che influenzano il dimensionamento del motore di assistenza elettrica.

I parametri utilizzati in questo caso sono gli stessi di quelli inseriti nella simulazione della cabina, eccezione fatta per l'area frontale del sistema, che risulta maggiorata in quanto si va ad

aggiungere l'area frontale del carrello. Questi parametri sono riportati nella seguente tabella (per il report completo della computazione si veda Appendice B):

Parametro	Valore
fluido	aria
velocità frontale del fluido	16.88 m/s
area frontale	1.43 m <sup>2</sup>

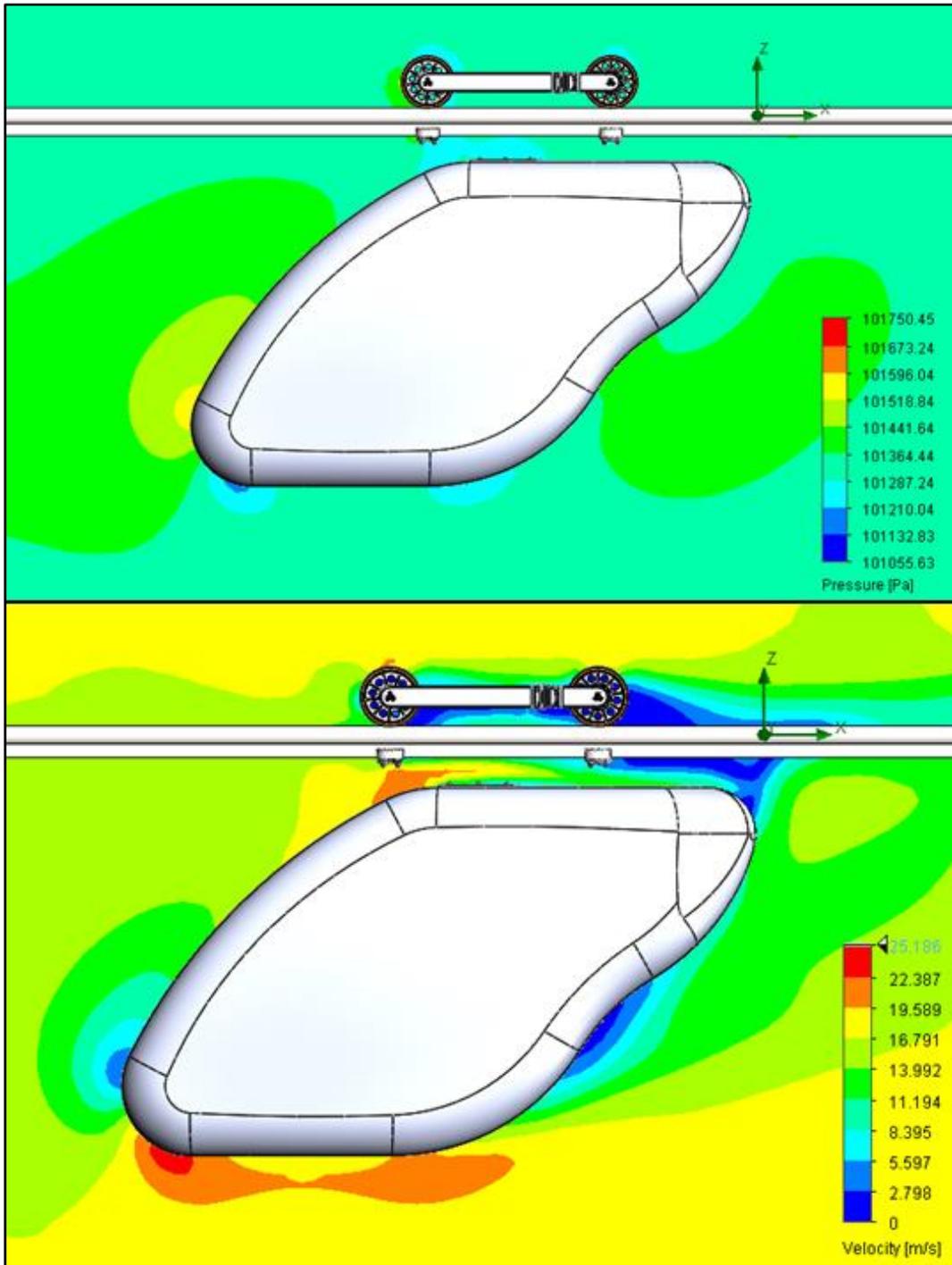
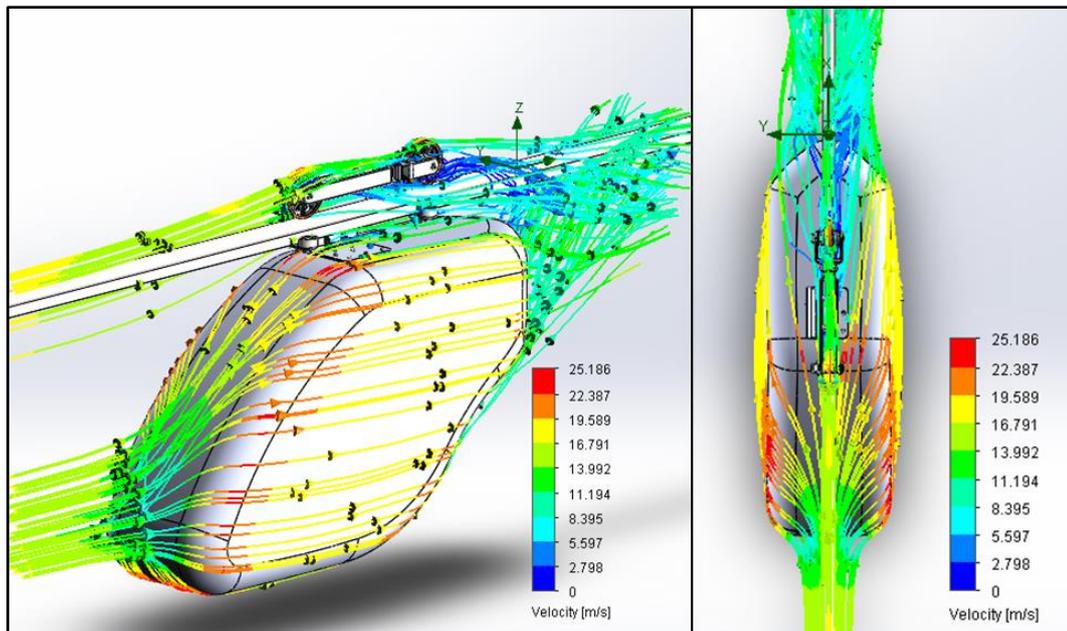


Figura 54 - CFD del sistema di trasporto a pedalata assistita su rotaia sospesa: pressione e velocità

Analoghe osservazioni si possono fare a riguardo del sistema complessivo guardando le curve di flusso e le curve iso – velocità e iso – pressione (figure 54 e 55). In più si può dire che il carrello disturba il flusso dell’aria, essendo progettato senza riguardo verso questo aspetto. Quindi ragionevolmente, come ci si aspettava, si ottiene un coefficiente  $C_D = 0.184$ , maggiore rispetto a quello della sola cabina, ma comunque molto basso.



Name	Unit	Value	Averaged Value	Minimum Value	Maximum Value	Progress	Use In Convergence	Delta	Criteria
GG Av Density (Fluid) 1	[kg/m <sup>3</sup> ]	1.20	1.20	1.20	1.20	100 %	Yes	2.28e-007	3.74e-007
GG Av Velocity (X) 1	[m/s]	16.823	16.822	16.820	16.823	100 %	Yes	0.004	0.004
GG Normal Force (X) 1	[N]	44.934	45.059	44.430	45.485	100 %	Yes	0.660	2.380
Cd drag coefficient	[ ]	0.1844690	0.1850139	0.1824751	0.1867757	100 %	Yes	0.0030776	0.0100625

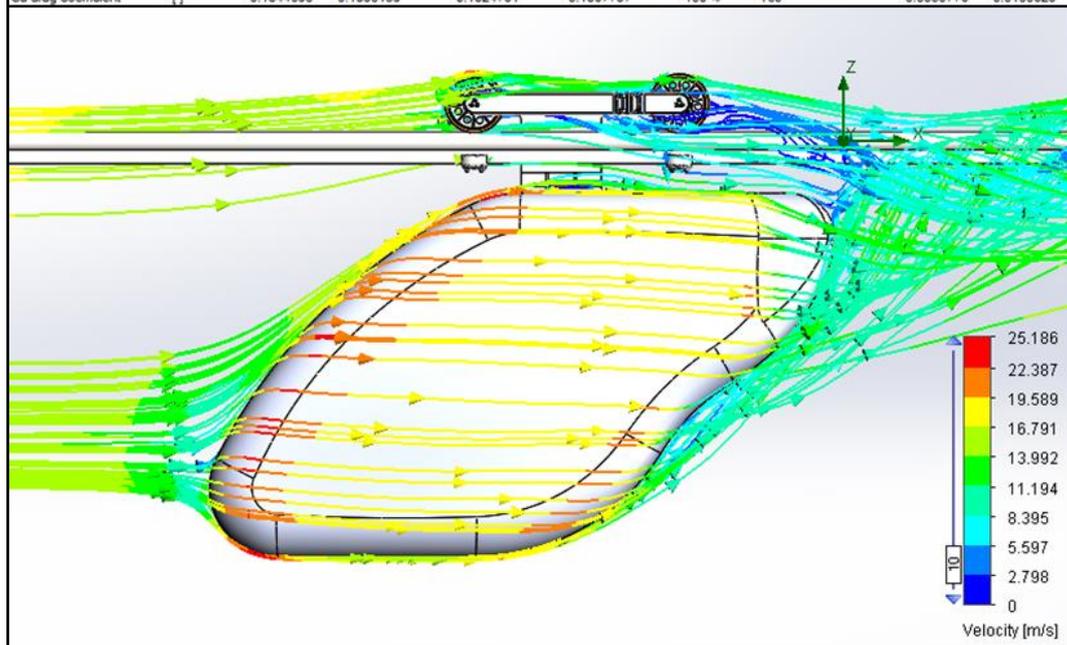


Figura 55 - Linee di flusso della simulazione aerodinamica del sistema complessivo

Confrontando i coefficienti del sistema progettato con altri sistemi, nella tabella seguente, si può affermare che esso ha un buon comportamento aerodinamico quindi la forma definita risulta adeguata per lo scopo del mezzo.

Coefficiente $C_D$ di alcuni sistemi	
Jet Interceptor subsonico	0.021
Dirigibile	0.025
Boeing 747	0.031
Ala di un velivolo	0.05
Velomobile	0.075
<b>Cabina sistema su rotaia sospesa</b>	<b>0.14</b>
<b>Sistema a pedalata assistita su rotaia sospesa</b>	<b>0.184</b>
Volkswagen XL1 (2014)	0.185-0.19
Pallottola	0.295
Macchina sportiva	0.2-0.3
City car	0.3-0.4
Uccello	0.4
Fuoristrada	0.5
Autocarro/Bus	0.6-0.7
Razzo	0.75
Bicicletta da corsa con ciclista	1.0
Persona in posizione eretta	1.1-1.3
Formula 1	1.4
Treno passeggeri/Moto con guidatore	1.8

## 4.2 Studio sistema di trasmissione del moto

### 4.2.1 Definizione tipo di trasmissione

La scelta di un sistema di trasmissione del moto è fatto in relazione alle caratteristiche dell'impianto quali: potenza da trasmettere, numero di giri, rapporto di trasmissione, spazio a disposizione, pesi, possibilità di installazione e manutenzione, ecc. Molte volte queste caratteristiche sono contrastanti e progettando un sistema di trasmissione è necessario valutare pregi e difetti e scegliere il compromesso ottimale. Oltre a questi elementi bisogna far notare che la valutazione economica ha un'influenza non trascurabile e deve tenere conto non solo del costo dell'impianto, ma anche di quello necessario alla manutenzione, installazione, esercizio e altri fattori. In ogni caso l'aspetto economico non sarà preso in considerazione in questa tesi, nonostante esso sia un aspetto rilevante.



**Figura 56 - Sistemi di trasmissione usati nel settore della propulsione umana: trasmissione a catena, sopra, e a cinghia dentata, sotto**

La progettazione del sistema di trasmissione passa in due fasi: una di scelta della tipologia e dei materiali e la seconda di dimensionamento degli organi e conseguente definizione del rapporto di trasmissione. In questo paragrafo viene studiata la prima fase, analizzando le tipologie principali di trasmissione del moto e mettendole a confronto.

I flessibili sono elementi utilizzati comunemente per trasmettere un moto rotatorio tra alberi paralleli. Tale soluzione viene adottata o quando la distanza tra gli alberi è notevole oppure quando, pur essendo gli alberi vicini, si vuole realizzare una trasmissione più economica rispetto ad esempio, al caso delle ruote dentate. Si intendono per flessibili: cinghie, funi, catene.

Nel ramo dei trasporti a propulsione umana, in particolare, vengono impiegate sostanzialmente due tipologie di sistemi a flessibile per trasmettere il moto dai pedali alla ruota motrice (figura 56):

- sistema di trasmissione a catena;
- sistema di trasmissione a cinghia.

La catena è un organo meccanico di trasmissione, suddivisa in tipologie differenti. Esse sono costituite da una serie di elementi meccanici rigidi collegati gli uni agli altri mediante accoppiamenti snodati. Ne esistono essenzialmente di due tipi: catene ordinarie e catene articolate.



Figura 57 - Catena ordinaria e catena Galle

Nella sua forma più semplice, quella ordinaria, la catena è costituita da una successione di anelli metallici, mentre nella sua forma articolata, è formata da una successione di perni collegati tra di loro tramite delle piastre dotate di una certa possibilità di movimento relativo, andando a formare la cosiddetta maglia. Generalmente quest'ultimo tipo viene utilizzato per trasmettere il moto tra due alberi rotanti.

Le catene ordinarie, di cui un esempio in figura 57 sinistra, sono costituite da anelli chiusi, spesso saldati e concatenati tra loro, e sono utilizzati generalmente per la trasmissione di forti carichi a bassa velocità (industria navale). Le ruote su cui si avvolgono tali catene sono munite di impronte entro cui si impegnano gli anelli della catena stessa.

Le catene articolate sono costituite da piastre collegate a perni mediante accoppiamenti rotoidali e sono utilizzati per trasmissioni veloci. Uno dei tipi più diffusi è la catena *Galle*: in questa catena i perni, privi di rulli, sono ribaditi sulle piastre e ciò comporta attrito ed usura anche notevole delle superfici in moto relativo. La catena *Galle*, riportata in figura 57 a destra, venne ideata per la prima volta da Leonardo da Vinci ma fu poi Meduel Gall a brevettarla nel 1832 ed applicarla alla trasmissione della bicicletta.

Le catene a rulli derivano dalle precedenti di cui costituiscono un perfezionamento (figura 58 sinistra). Questa volta sui perni sono montati rulli liberi: in tal modo all'attrito di strisciamento tra perni della catena e denti della ruota si sostituisce l'attrito di rotolamento, meno gravoso.

Le catene articolate si impegnano in apposite ruote dentate. Il passo della ruota è considerato rettilineo e corrisponde alla distanza fra gli assi di due perni successivi, il diametro primitivo della ruota corrisponde al diametro del cerchio passante per i centri dei perni.



Figura 58 - Catena a rulli e catena Renold

Se il passo della catena differisce dal passo della ruota (per effetti di montaggio o per usura) il funzionamento del sistema diventa irregolare e rumoroso. Per ovviare a ciò si usano le catene silenziose. Un esempio è costituito dalle catene *Renold*, rappresentate in figura 58 destra, in cui le piastre sono sagomate in modo da appoggiare contro i denti del rochetto permettendo un automatico recupero di eventuali giochi e un funzionamento cinematicamente corretto. Tali catene non sono dotate di rullo girevole, ma composte solo da perni e piastre di trazione e piastre guida. Le piastre guida possono essere centrali o esterne e possono essere a fila singola o multipla e devono garantire un allineamento della catena per evitare che si sposti lateralmente sull'ingranaggio. Le piastre di trazione devono invece garantire la trazione e sono generalmente molto più numerose rispetto a quelle guida. Queste catene sono più silenziose e possono raggiungere velocità maggiori.

La trasmissione di potenza fra due alberi che possono presentare un disallineamento assiale viene realizzata attraverso un sistema di cinghie e pulegge appositamente progettate, che di norma consentono di trasmettere potenze anche elevate. Permettono una trasmissione della potenza uniforme e a basso rumore, hanno un peso molto ridotto, e permettono nel frattempo di assorbire urti e variazioni improvvise del carico, proteggendo motori e supporti. Di contro, presentano una rigidità e una resistenza minore delle catene e degli ingranaggi, ma i recenti sviluppi nel campo permettono l'uso delle cinghie in applicazioni che storicamente erano esclusive del campo degli ingranaggi.

Una cinghia di trasmissione richiede una manutenzione minima e nessuna lubrificazione, possiede elevate tolleranze di disallineamento. Il suo costo non aumenta considerevolmente in funzione della distanza tra i due alberi, come invece accadrebbe con le trasmissioni ad ingranaggi.

Il campo di temperature delle cinghie varia usualmente tra  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$  e  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Di contro, la trasmissione può variare rispetto a quella nominale a causa dello slittamento e della distensione, problema che può essere risolto impiegando cinghie dentate.

Le cinghie piatte, di cui in figura 59 destra, sono la prima forma di cinghia utilizzata in larga misura per la trasmissione della potenza in ambito industriale. Possono trasmettere potenze elevate ad alta velocità. Richiedono, di contro, alti pretensionamenti e quindi carichi elevati, e in particolare per la trasmissione della potenza per interassi corti, sono state sostituite dalle cinghie di trasmissione trapezoidali. Siccome presentano la tendenza ad spostarsi verso il lato più alto della puleggia, queste vengono realizzate con una superficie leggermente convessa, per permettere il loro centraggio. Sono realizzate in gomma o plastica e di solito vengono unite dopo aver effettuato un mezzo giro, per distribuire l'usura su entrambi i lati. L'unione viene realizzata con punti metallici, adesivi, o nel caso delle cinghie con anima in fibra, vengono realizzate già chiuse.



Figura 59 - Esempi di trasmissione a cinghia tonda e piatta

Le cinghie di trasmissione tonde, esempio di figura 59 sinistra, sono progettate per essere accolte in una puleggia con una scanalatura circolare o a V. Sono utilizzate in applicazioni a bassa coppia e possono essere impiegate per collegare facilmente pulegge su piani differenti o con assi perpendicolari e inclinati. Sono in genere fatte con materiali più flessibili rispetto agli altri tipi di trasmissione a cinghia.

Le cinghie di trasmissione trapezoidali sono le più utilizzate per la trasmissione di potenza, risolvendo allo stesso tempo il problema dello slittamento e dell'allineamento. Offrono il migliore compromesso fra trazione, velocità, sollecitazione dei supporti e durata. La sua forma particolare, alloggiata in una scanalatura a V della puleggia, offre una protezione contro lo scivolamento radiale. Inoltre, all'aumentare del carico la cinghia di trasmissione si assesta maggiormente nella scanalatura, aumentando di conseguenza l'attrito e permettendo potenze di trasmissione più elevate. Se le potenze in gioco sono elevate, è possibile utilizzare più cinghie trapezoidali sulla stessa puleggia. Sono realizzate in diversi modi: avvolte con elementi tessili in cotone, con

elementi tessili rivestiti in gomma, con fasci di corde, cavi o fibre di poliestere inglobati nella gomma.

Come detto poc'anzi unendo più cinghie trapezoidali insieme si ottiene una trasmissione che resiste a potenze più elevate. Queste sono le cinghie scanalate (figura 40 sinistra), che si costruiscono unendo 5 o 6 cinghie trapezoidali insieme. Questo, a pari superficie a contatto, permette di ottenere una cinghia più sottile e quindi più flessibile, aumentando l'efficienza della trasmissione, riducendo il surriscaldamento e aumentando la durata nel tempo. La flessibilità inoltre permette di utilizzare una sola cinghia di trasmissione per collegare accessori multipli, realizzando percorsi complessi, spesso necessari per compattare gli ingombri. L'intera cinghia può essere pretensionata da una singola puleggia folle. Sono di fatto una soluzione intermedia tra cinghie e catene, realizzate in genere con corde di fibra di vetro o kevlar, con la parte a contatto rivestita di poliammide, per aumentare la resistenza all'usura. Fra gli svantaggi di questo tipo di soluzione, vi è la necessità di installare gli alberi con elevata precisione di parallelismo.



Figura 60 - Esempi di trasmissione a cinghia scanalata e a cinghia sincrona

Infine, le cinghie sincrone o cinghie dentate, come si vede in figura 40 a destra, presentano scanalature nella sezione trasversale alla lunghezza. Funzionano in modo diverso rispetto alle cinghie tradizionali, operando grazie al contatto con i fianchi delle scanalature e le sedi della puleggia. I denti sono solitamente a profilo trapezoidale o curvilineo, e solitamente gli elementi di trazione e i denti sono realizzati in materiali diversi. Particolari tipo di cinghie sincrone possono avere denti su entrambi i lati.

La trasmissione a cinghia dentata accoppia i vantaggi della catena e degli ingranaggi a quelli della cinghia, ma senza limitazioni normalmente associate a questi tipi convenzionali di trasmissione. Non esiste allungamento, nessun contatto di metallo su metallo, nessun bisogno di lubrificazione. Inoltre, l'installazione della cinghia dentata è eccezionalmente versatile, con

potenze trasmesse fino a 500 kW e per velocità periferiche variabili da meno di 0.5 m/s ad oltre 50 m/s.

Le cinghie dentate rendono possibili importanti risparmi in peso, spazio e costruzione, senza alcun sacrificio di rendimento. Sono adattabili a qualsiasi tipo di trasmissione: dai calcolatori elettronici ai laminatoi pesanti e alle rettificatrici. Esse sono progettate impiegando materiali speciali di gomma e resine sintetiche.

Le cinghie dentate sono costruite con un principio di funzionamento simile agli accoppiamenti delle ruote dentate: i denti stampati sulla cinghia sono progettati per accoppiarsi esattamente con le cave praticate sulla puleggia, ingranando le scanalature con dolcezza ed attrito trascurabile.

Di seguito si propone una tabella di confronto tra i sistemi a cinghia e quelli a catena, riportando i range di funzionamento per la velocità, il rapporto di trasmissione e il rendimento:

	Rapporto di trasmissione	Velocità periferica	Rendimento
Catene	1 – 6	0 – 12 m/s	0.97 – 0.99
Cinghie piatte	1 – 15	5 – 35 m/s	0.94 – 0.98
Cinghie trapezoidali	1 – 15	5 – 40 m/s	0.92 – 0.96
Cinghie dentate	1 – 50	5 – 75 m/s	0.96 – 0.99

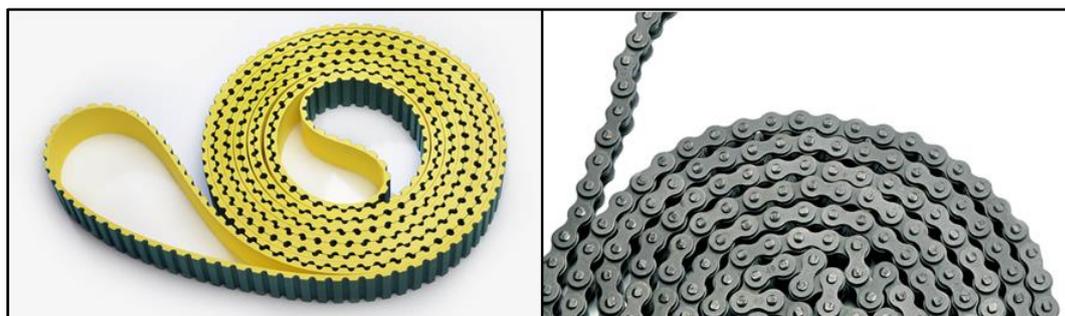


Figura 61 - I due sistemi principali di confronto: sistema a cinghia dentata e sistema a catena a rulli

Per le caratteristiche presentate la scelta si può restringere a due tipi: trasmissione a cinghia dentata e trasmissione a catena, figura 61. Nell'ambito impiego del sistema che si vuole progettare risulta più opportuno scegliere un sistema di trasmissione a cinghie sincrone piuttosto che a catene. Una delle caratteristiche che determinano tale scelta è il peso della trasmissione, che diventa molto minore nel caso della trasmissione a cinghia. Tanto più che, come vedremo nel paragrafo seguente, è necessario impiegare tre cinghie per il sistema a pedalata assistita su rotaia sospesa. Inoltre non necessita di lubrificazione ed è molto meno rumorosa, elementi da tenere in considerazione se si vuole progettare un sistema di trasporto. Il rendimento del sistema di

trasmissione non ne risente in quanto sono essenzialmente alla pari. Da ultimo, la cinghia dentata può essere impiegata per rapporti di trasmissione e velocità più elevati.

#### 4.2.2 Determinazione rapporto di trasmissione

Una volta definita la tipologia di trasmissione, a cinghia dentata, si procede alla definizione delle dimensioni delle pulegge che formeranno in sistema di trasmissione. Essendo un sistema di trasporto a propulsione umana, il sistema di trasmissione serve a trasmettere la potenza erogata dal guidatore attraverso i pedali e fino alla ruota motrice, per mettere far muovere il veicolo lungo la rotaia.

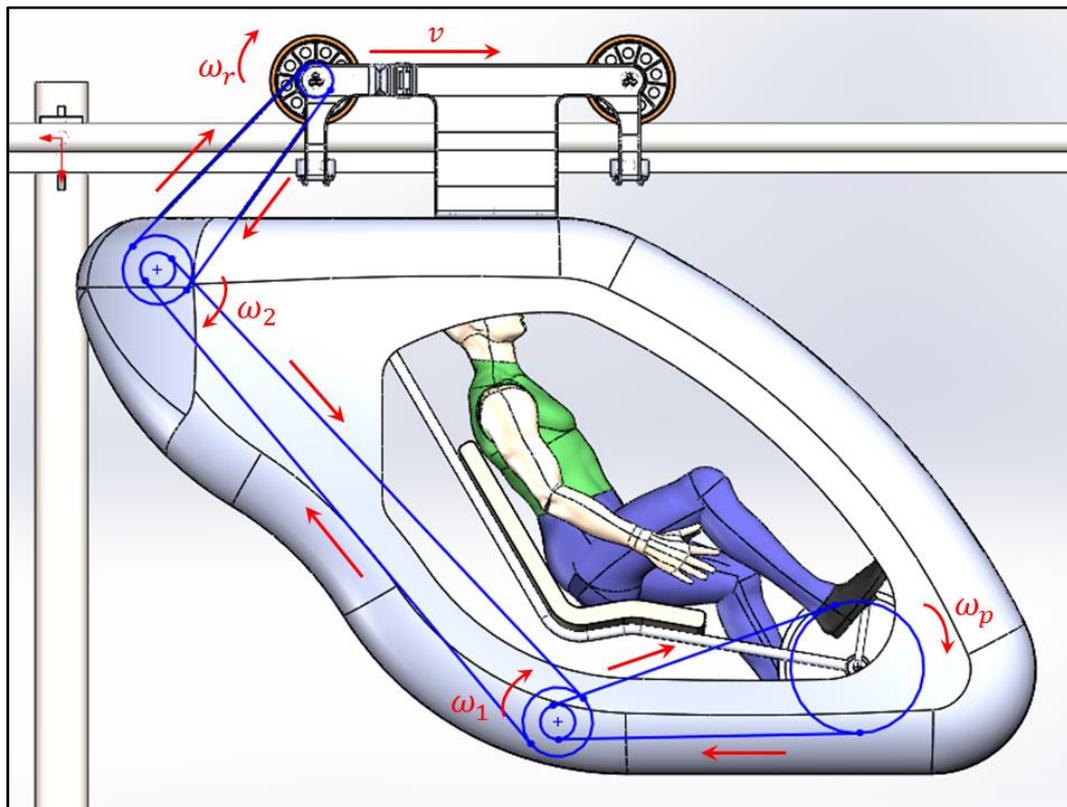


Figura 62 - Schema del sistema di trasmissione progettato

In figura 62 si riporta lo schema di collegamento, che trasmette la rotazione della puleggia, collegata allo stesso albero a cui sono collegati pedali e pedivelle, alla puleggia e conseguentemente all'albero della ruota di carico posteriore. Il sistema è composto da tre sistemi a cinghia uniti tra di loro in modo da moltiplicare la velocità di rotazione a cui sta pedalando il guidatore.

Infatti la progettazione del sistema di trasmissione ha come obiettivo trasmettere il moto dai pedali alla ruota motrice, ma oltre a questo riuscire a portare il veicolo alla velocità massima prestabilita. Richiamando un dato già spiegato, si ipotizza che il veicolo possa muoversi mediante assistenza al massimo a una velocità di  $50 \text{ km/h}$ . Per quanto riguarda il guidatore viene considerata una cadenza di pedalata di  $n_p = 80 \text{ rpm}$  che, come già detto, risulta essere una cadenza ottimale oltre la quale si ha un calo delle prestazioni dello sforzo fisico di pedalata.

Sotto l'ipotesi di aderenza delle ruote di carico, si può calcolare la velocità di rotazione che devono avere quando il veicolo si muove a  $50 \text{ km/h}$ . Tramite le equazioni 4.3 e 4.4, si calcola una velocità di rotazione della ruota motrice  $\omega_r = 111 \text{ rad/s}$  che corrisponde a  $n_r = 1060 \text{ rpm}$ . Il raggio della ruota di carico come studiato nel capitolo 3, è  $r = 125 \text{ mm} = 0.125 \text{ m}$ .

$$\omega_r = \frac{v}{r} \quad (4.3)$$

$$n_r = \omega_r * \frac{60}{2\pi} \quad (4.4)$$

$$\tau = \frac{n_r}{n_p} \quad (4.5)$$

Il rapporto di moltiplicazione complessivo calcolato così risulta essere  $\tau = 13.25$ . Questo rapporto di trasmissione è il valore obiettivo della progettazione del sistema di trasmissione a cinghia.

Prima di fare questo bisogna capire dove inserire il sistema a cinghie sincrone date le dimensioni della cabina. La cabina e il sistema di trasmissione si influenzano a vicenda perché come già studiato, la lunghezza della cabina è aumentata proprio per permettere l'inserimento delle cinghie e delle pulegge, ma allo stesso modo la trasmissione si adatta agli ingombri della cabina.

In questo modo è necessario far passare dietro il guidatore e sotto il sedile le pulegge e le cinghie del sistema. La prima cinghia unisce l'albero  $p$  dei pedali all'albero  $1$  posizionato sotto il sedile (figura 62). L'albero  $1$  è disassato verso il basso rispetto all'albero  $p$  perché la cinghia striscerebbe contro il sedile. Poi l'albero  $1$  è collegato all'albero  $2$  mediante una cinghia che passa interamente alle spalle del guidatore. fino a quasi alla "coda" del veicolo.

La scelta di far passare le cinghie secondo questa geometria è dettata da una parte da una scelta estetica, ovvero si preferisce evitare di bloccare la visuale al guidatore con il sistema di trasmissione. Dall'altra, è più sicuro inserirla nella zona posteriore del sistema di trasporto, in modo che il guidatore non possa per sbaglio interagirvi (oltre alla normale interazione della trasmissione del moto dai pedali). Terzo e più importante motivo, per trasmettere il moto alla

ruota di carico posteriore, che è la ruota motrice, è più semplice progettare un sistema che si colleghi nella parte posteriore del veicolo.

Come accennato prima la trasmissione è composta da tre cinghie che collegano 4 alberi. A questi alberi non corrispondono però altrettante pulegge: per poter moltiplicare la velocità di rotazione da  $80 \text{ rpm}$  in entrata nel sistema a  $1060 \text{ rpm}$  in uscita dal sistema è necessario che gli alberi intermedi 1 e 2 abbiano due pulegge, una per estremità dell'albero. Se impiegassi una puleggia per albero non riuscirei a raggiungere il rapporto di trasmissione prestabilito. O meglio, potrei farlo, ma avrei bisogno di pulegge molto grandi, troppo ingombranti e più difficili da movimentare.

Le pulegge degli alberi intermedi 1 e 2 sono una di diametro maggiore e l'altra di diametro minore, così che si ottiene una moltiplicazione maggiore rispetto al caso, ad esempio di una puleggia con due alloggiamenti per altrettante cinghie. Con un montaggio in questa configurazione le cinghie si alternano rispetto al piano di mezzeria della cabina.

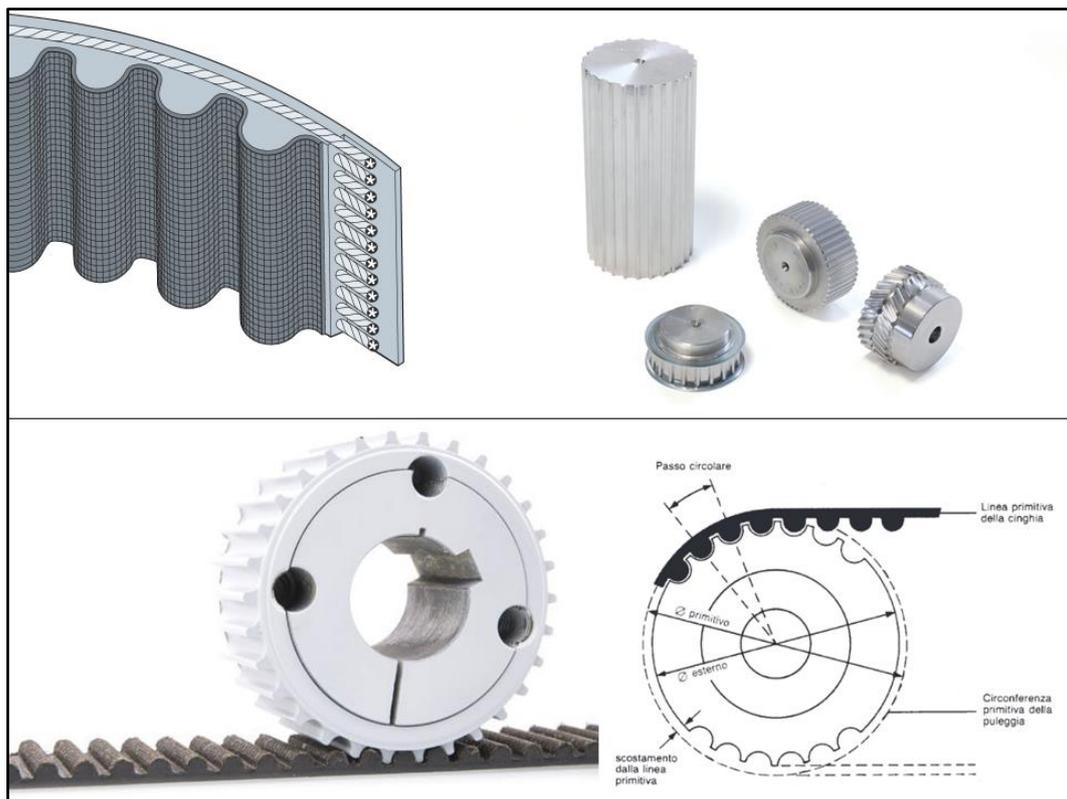


Figura 63 - Rappresentazione del tipo sistema di trasmissione scelto, dimensioni e materiali

Passando al dimensionamento delle singole pulegge va prima fatta una considerazione importante: i diametri delle cinghie calettate sugli alberi intermedi non devono essere troppo diversi, così da minimizzare i momenti flettenti scaricati su tali alberi. In più bisogna fare

attenzione al diametro minimo di costruzione delle pulegge e le potenza massima trasmissibile delle cinghie.

	Puleggia minore		Puleggia maggiore	
	$d$ [mm]	$z$ [-]	$D$ [mm]	$Z$ [-]
<b>Albero <math>p</math></b>	—	—	366.69	144
<b>Albero 1</b>	122.23	48	203.72	80
<b>Albero 2</b>	96.77	38	203.72	80
<b>Albero <math>r</math></b>	96.77	38	—	—

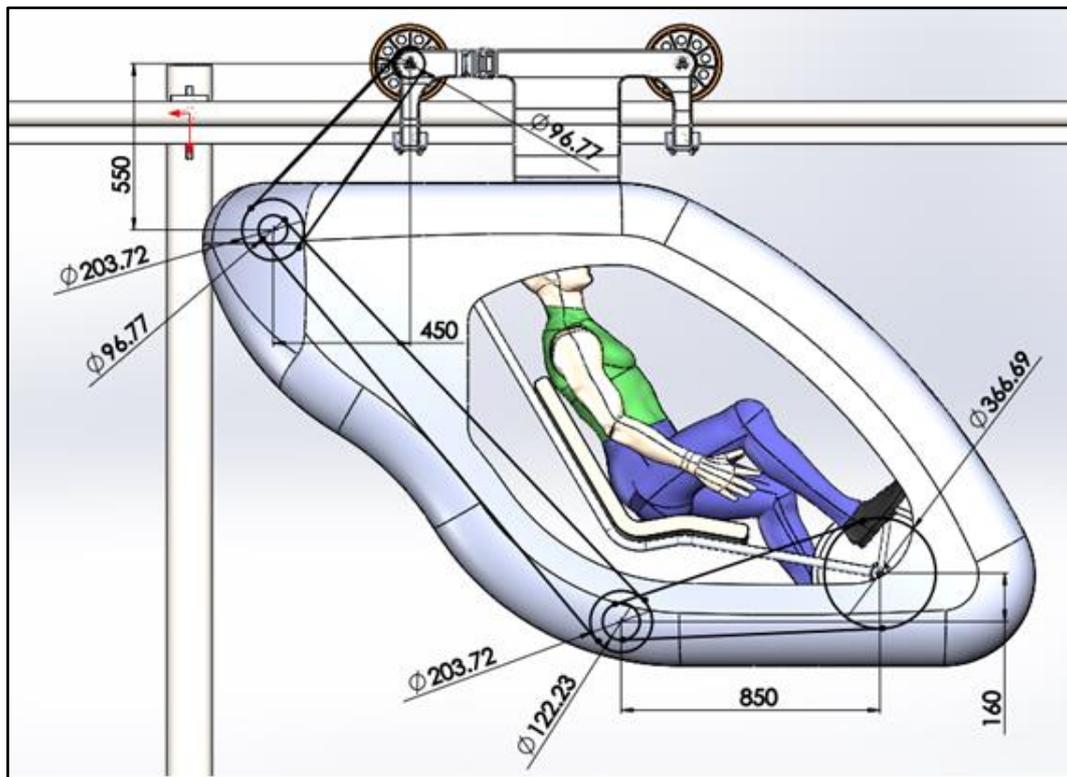


Figura 64 - Schema del sistema di trasmissione con le dimensioni delle pulegge

In tabella sopra si riportano i diametri primitivi delle pulegge montate sui 4 alberi della trasmissione. I materiali di costruzione sono lega di alluminio per le pulegge e gomma con elementi di trazione in fibra di vetro e tessuto di rinforzo in poliammide (figura 64). Il sistema di trasmissione può essere semplificato, come già fatto all'inizio del capito, mediante le curve primitive delle pulegge e delle cinghie collegate.

Andando a selezionare opportunamente i vari diametri primitivi delle pulegge si può ottenere il rapporto di trasmissione desiderato. Richiamando quando detto poc'anzi, si cerca di scegliere i diametri delle pulegge intermedie non troppo diversi: le pulegge dell'albero 1 sono in

rapporto 1 : 1.7, mentre quelle dell'albero 2 in rapporto 1 : 2.1. Il diametro minimo di costruzione fornito a catalogo dal costruttore è  $D_{min} = 45.84 \text{ mm}$ , figura 6, ben sotto il diametro della puleggia più piccola della trasmissione del veicolo.

Ora si possono calcolare i salti di velocità e i relativi rapporti di trasmissione dei collegamenti a cinghia. Utilizzando le equazioni 12 – 13, si ottiene  $\tau_{p-1} = 3.0$ ,  $\tau_{1-2} = 2.105$  e  $\tau_{2-r} = 2.105$ . In tabella sotto vengono riassunte le velocità di rotazione degli alberi a ogni rinvio di cinghia, alla cadenza massima di pedalata  $n_p = 80 \text{ rpm}$ .

$$\tau_{p-1} = \frac{D_p}{d_1} = \frac{n_1}{n_p} \quad (4.6)$$

$$\tau_{1-2} = \frac{D_1}{d_2} = \frac{n_2}{n_1} \quad (4.7)$$

$$\tau_{2-r} = \frac{D_2}{d_r} = \frac{n_r}{n_2} \quad (4.8)$$

	Velocità di rotazione [rpm]
Albero di ingresso velocità $p$	80
Albero intermedio 1	240
Albero intermedio 2	505.2
Albero di uscita $r$	1063.5

La velocità finale è quasi uguale a quella che si voleva ottenere, leggermente maggiore. Il rapporto di moltiplicazione totale del sistema di trasmissione è  $\tau = 13.3$ , appena superiore a quello obiettivo di 13.25. In figura 65 vengono riportati i dati delle pulegge da catalogo del costruttore utilizzati per il dimensionamento.

Passando alle cinghie bisogna verificare la massima potenza trasmissibile dalla stessa. Con riferimento ai dati dichiarati dal costruttore, figura 66, si sceglie una cinghia 8M larga 20 mm, dimensione che risulta uguale a quella delle pulegge su cui si impegna. La massima potenza diminuisce al diminuire della velocità di rotazione e del diametro della puleggia minore del collegamento.

Come si vedrà nel capitolo successivo, la massima potenza che deve trasmettere il sistema è poco più di 900 W, e avviene intorno alla velocità di 40 km/h. La puleggia che ruota a velocità più bassa è la puleggia minore dell'albero intermedio 1 a quasi 200 rpm. La massima potenza trasmissibile da catalogo risulta 5.47 kW, ben più alta di quella trasmessa attraverso il sistema.

Codice	N° denti	Tipo	E [mm]	R [mm]	S [mm]	U [mm]	H [mm]	d [mm]	W [mm]	Y [mm]	Z [mm]
HD 18 - 8M 20	18	1	51,0	45,84	44,46	-	32,0	-	28	38	10
HD 20 - 8M 20	20	1	57,0	50,93	49,56	-	36,0	-	28	38	10
HD 22 - 8M 20	22	1	60,0	56,02	54,65	-	43,0	-	28	38	10
HD 24 - 8M 20	24	1	66,0	61,12	59,74	-	45,0	-	28	38	10
HD 26 - 8M 20	26	1	70,0	66,21	64,84	-	48,0	-	28	38	10
HD 28 - 8M 20	28	1	75,0	71,30	70,08	-	55,0	-	28	38	10
HD 30 - 8M 20	30	1	83,0	76,39	75,13	-	60,0	-	28	38	10
HD 32 - 8M 20	32	1	87,0	81,49	80,16	-	64,0	-	28	38	10
HD 34 - 8M 20	34	1	91,0	86,58	85,21	-	70,0	-	28	38	10
HD 36 - 8M 20	36	1	97,0	91,67	90,30	-	75,0	-	28	38	10
HD 38 - 8M 20	38	1	102,0	96,77	95,39	-	80,0	-	28	38	10
HD 40 - 8M 20	40	1	106,0	101,86	100,49	-	85,0	-	28	38	10
HD 44 - 8M 20	44	1	120,0	112,05	110,67	-	96,0	-	28	38	10
HD 48 - 8M 20	48	1	128,0	122,23	120,86	-	104,0	-	28	38	10
HD 56 - 8M 20	56	5	150,0	142,60	141,23	117	80,0	12	28	38	10
HD 60 - 8M 20	60	5	158,0	152,79	151,42	127	80,0	12	28	38	10
HD 64 - 8M 20	64	5	168,0	162,97	161,60	137	80,0	12	28	38	10
HD 72 - 8M 20	72	5	192,0	183,35	181,97	158	80,0	12	28	38	10
HD 80 - 8M 20	80	5A	-	203,72	202,35	179	90,0	12	28	38	10
HD 84 - 8M 20	84	5A	-	213,90	212,53	190	90,0	12	28	38	10
HD 90 - 8M 20	90	5A	-	229,18	227,81	204	90,0	12	28	38	10
HD 112 - 8M 20	112	5B	-	285,21	283,83	260	90,0	18	28	38	10
HD 144 - 8M 20	144	5B	-	366,69	365,32	342	90,0	20	28	38	10
HD 168 - 8M 20	168	5B	-	427,80	426,44	403	100,0	20	28	38	10
HD 192 - 8M 20	192	5B	-	488,92	487,54	465	100,0	20	28	38	10

Figura 65 - Catalogo della puleggia 8M 20 Mustang Torque, del produttore SIT

In ogni caso, il rapporto di trasmissione è fisso mentre la cadenza di pedalata può variare e dipende dal guidatore. La cadenza massima è stata valutata, come già spiegato, a 80 *rpm* il che non significa che non possa essere maggiore di tale valore. Anzi, nel ciclismo agonistico si hanno cadenze che di norma superano tale valore. In questo studio però è stato definito tale valore prendendo come riferimento una persona media che non si occupa di ciclismo agonistico.

Un paio di osservazioni finali riguardano il montaggio del sistema di trasmissione a cinghia. La prima riguarda il montaggio dell'ultima cinghia, che si unisce alla puleggia della ruota di carico posteriore: per rendere possibile il collegamento è necessario eseguire un taglio nel tetto della cabina in modo da far passare la cinghia, in figura 67. Non solo, ma anche la distanza laterale di quest'ultima rispetto al piano di mezzeria della cabina è molto importante in quanto deve essere grande abbastanza da non interferire con la rotaia.

Potenza trasmissibile in kW dalla cinghia SIT MUSTANG® TORQUE HTD 8M larga 20 mm																	
N° dei denti	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	44	48	52	56	64	72	
Diametro primitivo [mm]	56,02	61,12	66,12	71,30	76,39	81,49	86,58	91,67	96,77	101,86	112,05	122,23	132,42	142,60	162,97	183,35	
Puleggia minore Giri/min.	20	0,231	0,263	0,296	0,33	0,36	0,40	0,43	0,47	0,51	0,54	0,61	0,67	0,73	0,79	0,88	0,94
	50	0,53	0,60	0,68	0,76	0,84	0,92	1,01	1,09	1,17	1,25	1,41	1,57	1,71	1,84	2,06	2,19
	100	0,97	1,12	1,26	1,42	1,57	1,72	1,88	2,04	2,19	2,35	2,65	2,95	3,22	3,47	3,87	4,12
	200	1,78	2,05	2,33	2,61	2,90	3,19	3,48	3,78	4,07	4,36	4,93	5,47	5,98	6,44	7,19	7,64
	300	2,53	2,91	3,31	3,71	4,12	4,54	4,96	5,38	5,79	6,21	7,02	7,79	8,51	9,16	10,21	10,83
	400	3,22	3,72	4,22	4,74	5,27	5,80	6,34	6,87	7,41	7,93	8,96	9,94	10,85	11,67	12,97	13,73
	500	3,88	4,48	5,09	5,72	6,35	7,00	7,64	8,28	8,92	9,56	10,79	11,96	13,03	14,00	15,53	16,38
	600	4,50	5,20	5,91	6,64	7,38	8,13	8,87	9,62	10,36	11,09	12,51	13,84	15,07	16,17	17,9	18,8
	700	5,10	5,89	6,70	7,53	8,36	9,20	10,05	10,89	11,72	12,54	14,12	15,61	16,98	18,2	20,0	21,0
	800	5,67	6,55	7,45	8,37	9,30	10,23	11,16	12,09	13,01	13,91	15,65	17,27	18,8	20,1	22,0	23,0
	950	6,48	7,49	8,52	9,57	10,62	11,68	12,74	13,78	14,81	15,83	17,77	19,6	21,2	22,6	24,7	25,6
	1000	6,74	7,79	8,86	9,95	11,05	12,14	13,24	14,32	15,39	16,43	18,4	20,3	22,0	23,4	25,5	26,4
	1200	7,74	8,94	10,16	11,40	12,65	13,89	15,12	16,33	17,53	18,7	20,9	22,9	24,7	26,2	28,3	29,0
	1450	8,88	10,26	11,65	13,05	14,46	15,85	17,22	18,6	19,9	21,2	23,5	25,7	27,5	29,0	30,9	31,2
	1600	9,52	10,99	12,47	13,96	15,45	16,9	18,4	19,8	21,1	22,5	24,9	27,1	28,9	30,4	32,1	32,0
	1800	10,32	11,90	13,49	15,08	16,7	18,2	19,7	21,2	22,6	24,0	26,5	28,7	30,4	31,8	33,1	32,5
	2000	11,06	12,74	14,43	16,1	17,8	19,4	21,0	22,5	23,9	25,3	27,8	29,9	31,6	32,7	33,5	32,2
	2200	11,75	13,52	15,3	17,0	18,8	20,4	22,1	23,6	25,1	26,4	28,9	30,9	32,3	33,2	33,4	31,4
	2500	12,69	14,6	16,4	18,3	20,1	21,8	23,4	25,0	26,4	27,7	30,0	31,7	32,8	33,2	32,2	-
2850	13,7	15,6	17,6	19,5	21,3	23,0	24,6	26,1	27,5	28,7	30,6	31,8	32,3	32,0	-	-	
3000	14,0	16,0	18,0	19,9	21,7	23,4	25,0	26,5	27,7	28,9	30,6	31,6	31,7	-	-	-	
3500	15,1	17,2	19,2	21,0	22,8	24,4	25,8	27,0	28,0	28,8	29,7	29,7	-	-	-	-	
4000	15,9	18,0	19,9	21,7	23,3	24,7	25,8	26,7	27,3	27,7	-	-	-	-	-	-	
4500	16,5	18,5	20,3	22,0	23,3	24,4	25,2	25,6	25,7	-	-	-	-	-	-	-	
5000	16,8	18,7	20,4	21,8	22,8	23,5	23,8	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
6000	16,9	18,4	19,5	20,2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	

Figura 66 - Catalogo della cinghia 8M 20 Mustang Torque del costruttore SIT

L'altra considerazione riguarda il tensionamento della cinghia: bisogna osservare che la cinghia che collega gli alberi intermedi è molto lunga quindi potrebbe avere problemi di tensionamento. Per ovviare a questa possibilità conviene montare un galoppino esterno per aumentare la tensione del collegamento.

Il galoppino esterno aumenta il numero di denti in presa su entrambe le pulegge ma, d'altra parte è causa di flessione della cinghia con conseguente riduzione di durata. Qualora si debba impegnare il tenditore esterno, che deve avere superficie piatta, il suo diametro deve essere almeno 1.25 volte quello della puleggia minore e va posizionato il più vicino possibile alla stessa.

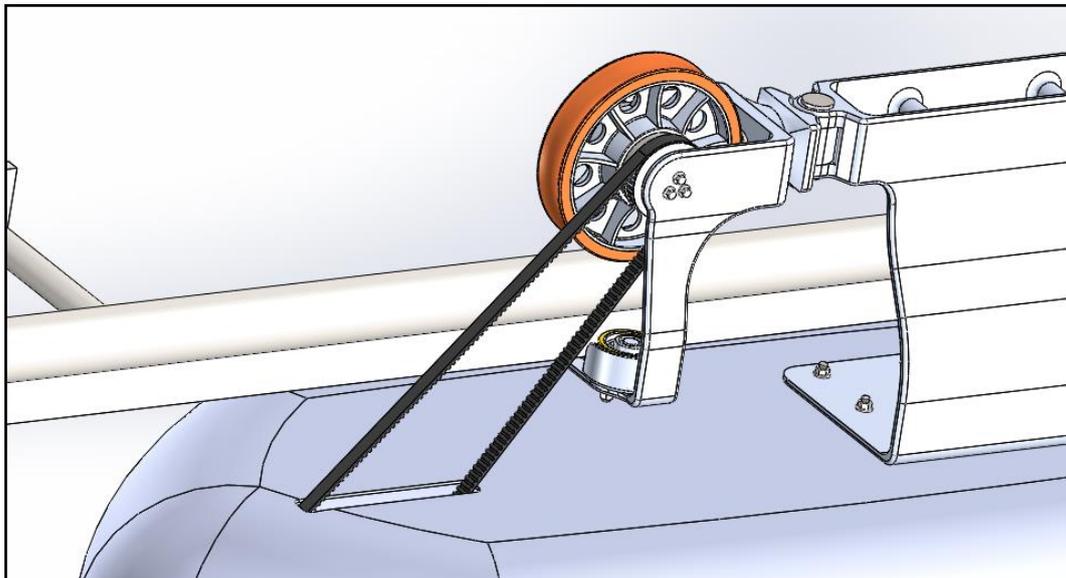


Figura 67 - Dettaglio di montaggio dell'ultima cinghia che compone il sistema di trasmissione



# 5. Gruppo assistenza elettrica

---

Il gruppo di assistenza elettrica è composto essenzialmente da 3 parti, spesso collegate insieme in un unico blocco:

- motore elettrico;
- batteria;
- centralina di controllo assistenza
- sensoristica e collegamenti.

Il motore elettrico fornisce la potenza e la coppia necessarie a far muovere il veicolo, insieme a quelle erogate dal guidatore. La batteria elettrica invece è la fonte di alimentazione del motore, che ne assorbe la corrente durante l'assistenza di pedalata. La centralina è il sistema elettronico che controlla l'assistenza elettrica, quindi quanta coppia e potenza il motore elettrico deve erogare e quando farlo.

Nei prossimi paragrafi viene dimensionato il sistema di assistenza elettrica, escludendo il sistema di controllo dell'assistenza, che viene rimandato a uno specifico studio futuro. Quindi di seguito vengono scelti le tipologie di motore elettrico e di batterie e le taglie necessarie ad assistere la pedalata del sistema di trasporto su rotaia sospesa.

## 5.1 Tipologie motore elettrico e batteria

Prima di dimensionare la taglia del motore elettrico e della batteria, risulta opportuno indagare sulle tipologie esistenti e scegliere quella più adatta. Per una progettazione ottimale è importante scegliere adeguatamente la tipologia di motore elettrico e di alimentazione, a seconda delle proprietà di questi. Di seguito vengono descritte diverse tipologie e le loro caratteristiche.

### – Motore elettrico

Considerando le moderne biciclette a pedalata assistita, *e-bike* e *pedelec*, queste montano al loro interno motori elettrici in corrente continua. Essenzialmente la scelta di un motore elettrico DC è strettamente connessa al sistema di stoccaggio dell'energia elettrica a bordo del veicolo. Infatti, per alimentare questo tipo di motore si usano delle normali batterie che erogano corrente continua. Sarebbe impossibile alimentare un motore elettrico a corrente alternata con delle

batterie, se non per mezzo di un inverter installato tra di essi, con conseguente aumento di costi, peso e complessità del sistema di propulsione.

Il motore a corrente continua è costituito principalmente da due parti, statore e rotore, come si vede in figura 68. Lo statore è la parte fissa del motore ed è quella che genera un campo magnetico. Il rotore, detto anche armatura, ruota all'interno del campo magnetico fisso generato dallo statore. Un interruttore rotante, chiamato commutatore o collettore a spazzole, inverte ad ogni giro la direzione della corrente elettrica che percorre i fili conduttori avvolti sull'armatura, generando un campo magnetico che entra ed esce dal rotore. Si creano così delle forze di attrazione e repulsione con i magneti permanenti fissi che mettono in moto il rotore.

Generalmente le spazzole sono in grafite per ridurre l'attrito oppure in particolari leghe metalliche bianche, composte principalmente da stagno, antimonio e piombo. Quello appena descritto è un particolare tipo di motore a corrente continua detto *brushed* ed è il più semplice da costruire, quindi anche il meno caro. Tuttavia esso presenta diversi svantaggi d'impiego: la presenza del contatto tra spazzole e commutatore impone dei limiti sulla massima velocità di rotazione del motore in quanto lo strisciamento tra le parti produce calore e problemi di usura. La presenza degli avvolgimenti di armatura appesantisce il motore, aumentando le inerzie e rallentando di conseguenza la risposta del sistema.

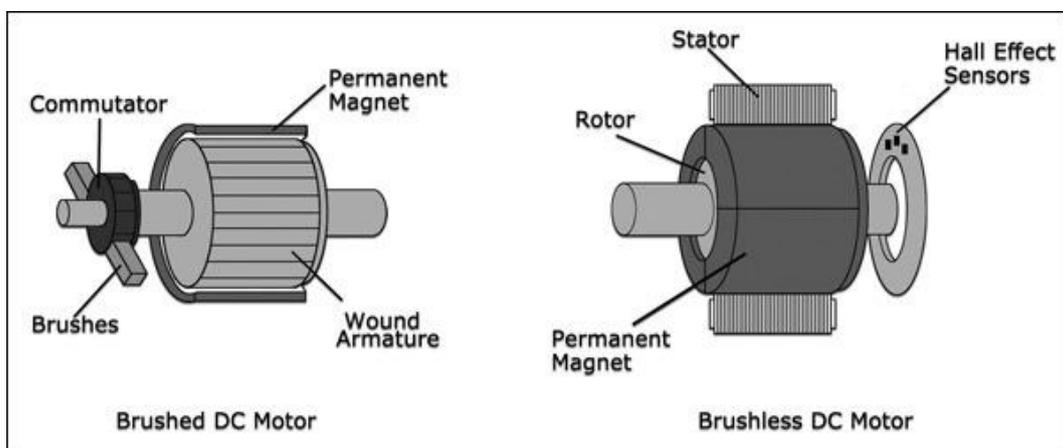


Figura 68 - Schemi dei motori brushed e brushless

Per ovviare agli inconvenienti descritti poc'anzi, si possono impiegare i motori a corrente continua senza spazzole, detti *brushless*, di cui uno schema in figura 68. Questi presentano gli avvolgimenti sullo statore e magneti permanenti sul rotore, al contrario di come è costruito un *brushed*, mentre l'inversione della corrente elettrica degli avvolgimenti viene eseguita attraverso un controllo elettronico di potenza. I motori *brushless* costruiti così risolvono i problemi che possono insorgere in quelli a spazzole, consentendo un funzionamento più efficiente e per periodi più lunghi. Inoltre è possibile ridurre massa e dimensioni del rotore impiegando materiali

magnetici pregiati, come ad esempio le leghe samario-cobalto, diminuendo l'inerzia durante la rotazione e aumentando le prestazioni del motore.

## – Batteria

Le pile, comunemente chiamate batterie, sono dispositivi che consentono di convertire energia chimica in energia elettrica. Tale trasformazione avviene attraverso reazioni di ossidoriduzione, in cui una sostanza si ossida, cedendo elettroni a una seconda sostanza che li acquisisce e si riduce. Il flusso di elettroni che migra da una sostanza all'altra può essere sfruttato per la produzione di corrente elettrica continua. Questo flusso di elettroni si muove all'interno di una terza sostanza, chiamata elettrolita, che può essere liquida, come nella maggior parte delle batterie, ma anche solida. Nella batteria si mantengono i reagenti separati ma si garantisce comunque il contatto tra i due tramite materiali conduttori. La presenza di una struttura ordinata e a strati all'interno della batteria permette di intercettare il flusso di elettroni e reindirizzarlo in una direzione precisa: dall'anodo (polo negativo), dove si trova la sostanza che cede elettroni, al catodo (polo positivo), dove si trova la sostanza che riceve elettroni.

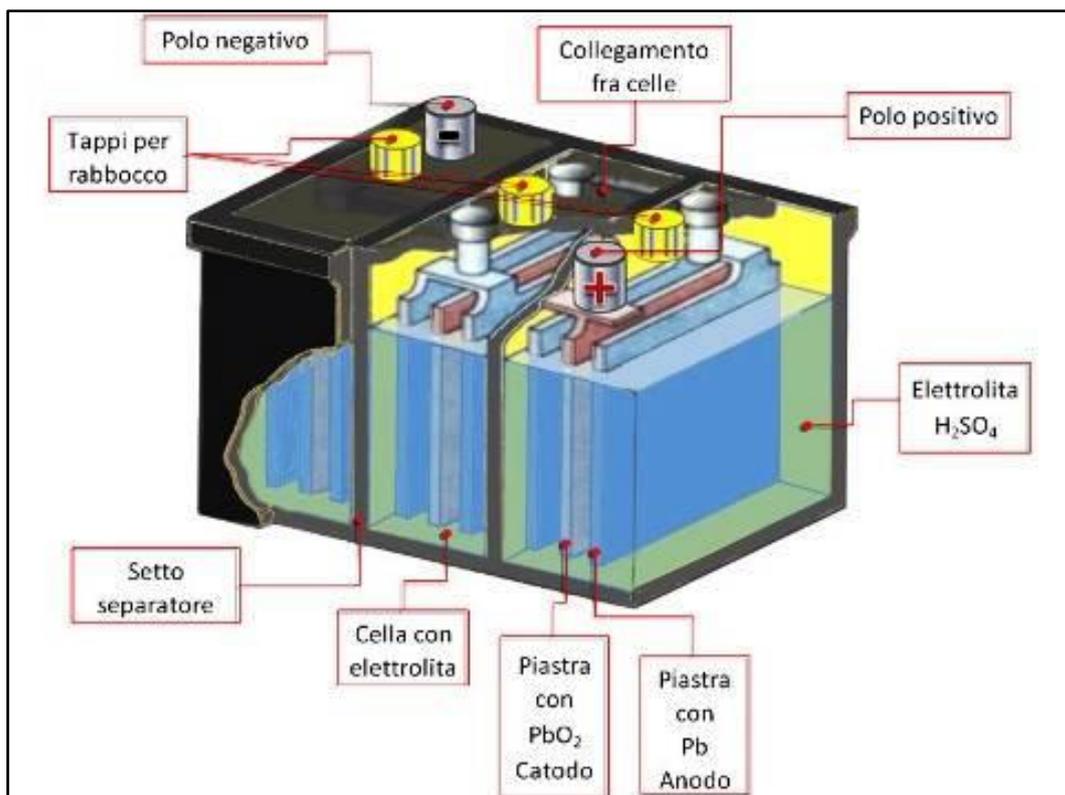


Figura 69 - Schema di un accumulatore al piombo acido

Una prima distinzione riguardante le batterie consiste nella reversibilità della reazione chimica di ossidoriduzione. Batterie primarie si dicono quelle in cui la reazione chimica è

irreversibile, nelle quali quindi non possono essere ripristinate le sostanze reagenti una volta che la reazione raggiunge l'equilibrio chimico. Il secondo tipo sono le batterie secondarie o accumulatori di carica elettrica, che consentono l'inversione della reazione redox a seguito dell'applicazione di energia elettrica, ripristinando le sostanze reagenti a scapito dei prodotti. Tale reversibilità però non può essere perpetuata all'infinito: a ogni ciclo di carica – scarica si riduce la vita utile della pila; in particolare si osserva una riduzione della capacità della batteria all'aumentare del numero di cicli scarica – ricarica.

Per quanto spiegato sopra, le batterie secondarie risultano opportune per l'utilizzo come alimentazione di motori elettrici. Infatti queste devono poter essere riutilizzate una volta esaurita la carica. Esistono numerosi tipi di batterie secondarie; di seguito vengono illustrati quelli più utilizzati nel ramo dei veicoli a propulsione elettrica.

La batteria di gran lunga più usata nei trasporti in passato è la batteria al piombo (figura 69). Con questo nome ci si riferisce in realtà a quelle che sarebbe più corretto definire accumulatori al piombo acido. Rappresentano il primo tipo di batterie ricaricabili e sono state realizzate per la prima volta nella seconda metà dell'800. Funzionano per mezzo di un catodo al perossido di piombo ( $PbO_2$ ) e un anodo di piombo, immersi in una soluzione di acido solforico. Questo tipo di batterie, che oggi sono impiegate ormai solo nelle vetture tradizionali con motori a combustione interna, sono state usate fino agli anni '90 anche per alimentare veicoli elettrici. Oggi il suo uso sta scemando e vengono montate solo su mezzi non autorizzati alla circolazione su strada, come carrelli elevatori e transpallet.

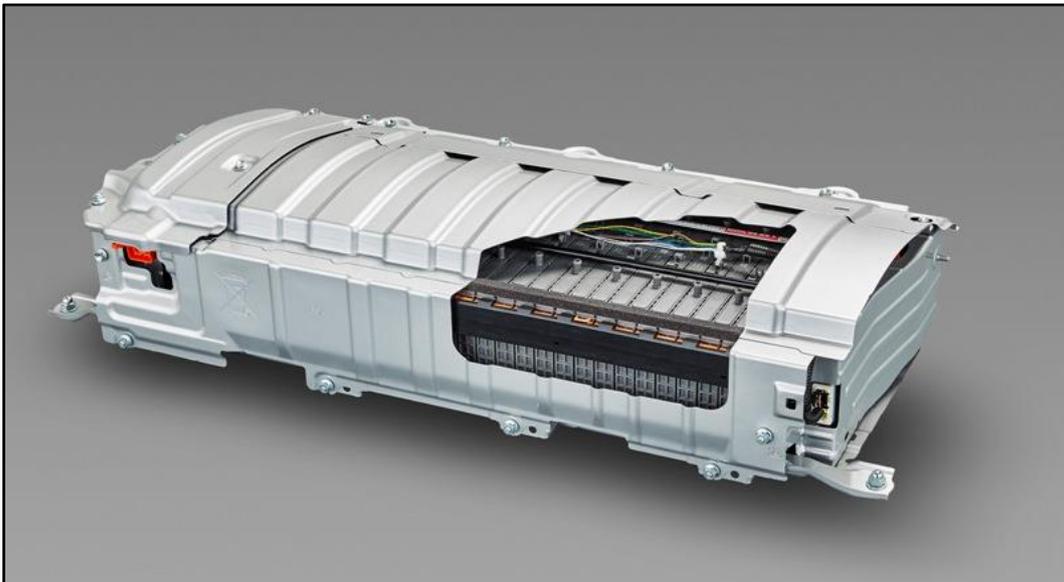
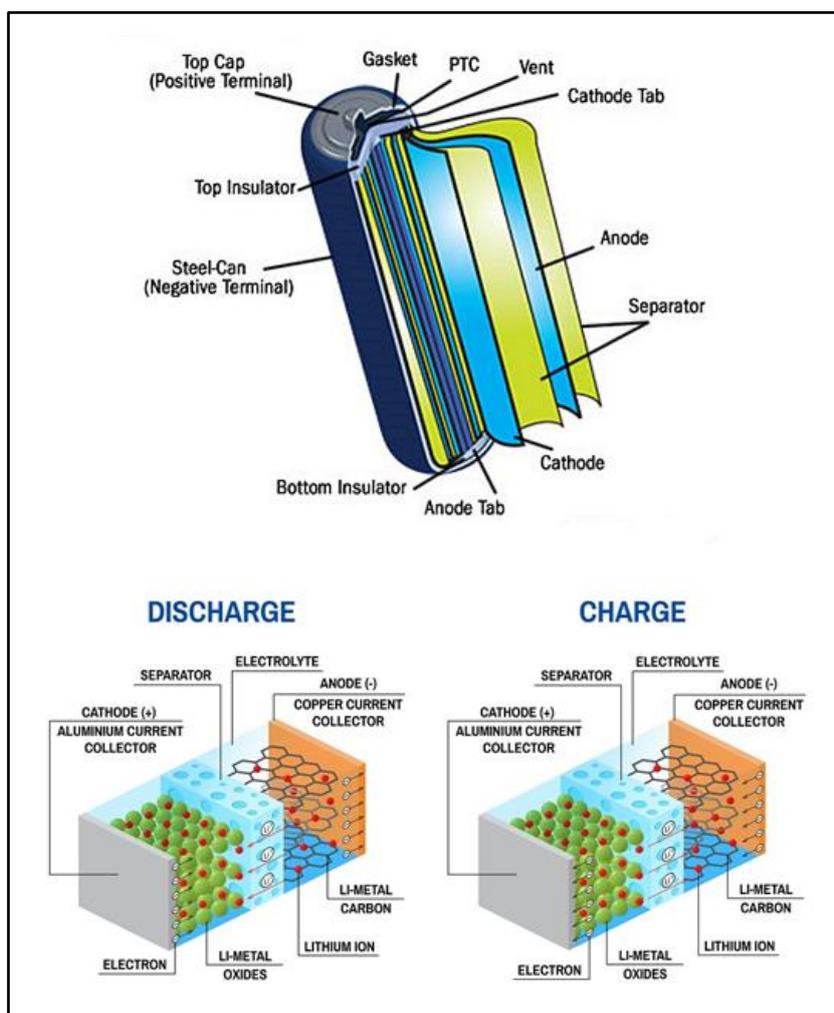


Figura 70 - Batteria al Nichel-metallo-idruro

Poi ci sono le batterie al nichel-metallo-idruro, immagine di figura 70, che differiscono da quelle al piombo precedentemente descritte per i diversi materiali adottati. Nelle batterie al

nichel-metallo idruro (*NiMH*) l'anodo è composto da una lega metallica, mentre il catodo è in nichel. Di questo tipo sono le normali stilo ricaricabili "AA" o "AAA". Nelle auto le batterie *NiMH* hanno trovato applicazione diffusa soprattutto grazie a Toyota, che le ha utilizzate fino a poco tempo fa su diversi molti dei suoi modelli. Oggi sono state quasi completamente sostituite dalle batterie agli ioni di litio, sia da Toyota sia dagli altri costruttori, perché più efficienti. Tra i maggiori difetti delle batterie al nichel-metallo idruro il cosiddetto "effetto memoria" che di fronte a ricariche parziali riduce progressivamente la capacità di ricarica della batteria abbassando conseguentemente l'autonomia della vettura. Rispetto ad altre batterie, però, quelle *NiMH* possono contare su un ciclo di vita piuttosto lungo, anche di 8 o 10 anni.



**Figura 71 - Schema di una batteria al Litio (Li-ion)**

Le batterie ormai oggi più impiegate sono quelle agli ioni di litio. Queste sfruttano un meccanismo un po' diverso rispetto alle precedenti per generare corrente continua, ma essenzialmente si può sempre parlare di un anodo e di un catodo. Come si vede in figura 71, il primo è in litio, mentre il secondo è in carbonio. Le batterie agli ioni di litio (*Li-ion*) godono di una densità energetica molto elevata e ciò significa che batterie relativamente compatte e leggere

generano maggiori quantità di energia elettrica rispetto ad altri tipi. Diffusissime per alimentare ogni tipo di dispositivo elettronico, dai telefoni cellulari ai computer, hanno preso il sopravvento anche nel settore automotive, con relativi pro e contro. Tra i primi, il già citato grado di efficienza, che permette di risparmiare spazio e peso. A questo si aggiunge il fatto che non soffrendo del già citato “effetto memoria” non necessitano di cicli di carica e di utilizzo completi: possono essere ricaricate spesso e parzialmente senza perdere il loro potenziale. Tra i contro, però, si deve elencare una ridotta vita utile: le batterie *Li-ion* iniziano a decadere a livello prestazionale fin da quando sono prodotte, anche se non utilizzate. Infine, oltre ad essere altamente infiammabili, lavorano correttamente soltanto in un range ristretto di temperature che va da  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $+30\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Al di fuori di questo intervallo degradano velocemente.

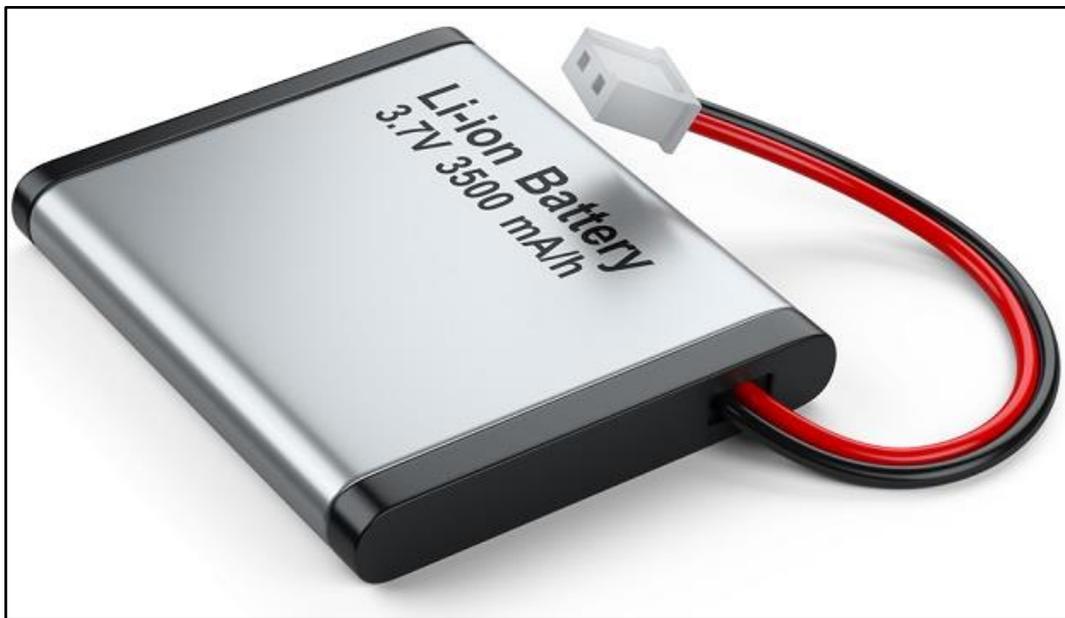


Figura 72 - Batteria ai polimeri di Litio

Infine vi sono le batterie allo stato solido o ai polimeri di litio (figura 72), evoluzione delle batterie agli ioni di litio, che sfruttano una sostanza solida anziché liquida come elettrolita. Questa soluzione aumenta la densità energetica della batteria, incrementandone di conseguenza la capacità di generare energia rispetto alle dimensioni. Questa caratteristica si traduce, in ambito dei trasporti, nella capacità di percorrere lo stesso numero di chilometri con batterie più piccole o con batterie meno cariche. Tra i vantaggi, anche il fatto che questo tipo di batterie è molto meno infiammabile e concede maggiore libertà nell'organizzazione degli spazi interni, permettendo ad esempio di realizzare moduli sottilissimi. Le batterie allo stato solido, infine, riescono a contenere anche meglio le temperature. Sono state utilizzate per la prima volta su larga scala da Tesla, che le impiega per le sue vetture elettriche.

Per le caratteristiche sopracitate verrà impiegato un motore a corrente continua *brushless* e una batteria ai polimeri di litio. Entrambe queste soluzioni risultano opportune in quanto il motore

*brushless* è leggero e in corrente continua, in modo da poterlo usare con un batteria ricaricabile, installata a bordo veicolo. La batteria ai polimeri di litio permette di ridurre il peso e ingombri a parità di energia immagazzinata, permettendo un'autonomia maggiore a parità di peso; o in altri termini, a parità di capacità un peso minore, che incide sui consumi.

## 5.2 Dimensionamento gruppo elettrico

Dopo aver scelto le tipologie di motore elettrico e di batteria, si procede al dimensionamento di questi. Al fine di ciò, vengono analizzate le potenze in gioco durante il funzionamento del veicolo.

Facendo riferimento al diagramma di corpo libero di figura, si possono esprimere le forze e le coppie agenti sul sistema, equazione 5.1. Tramite le equazioni è possibile calcolare le forze agenti sul sistema di trasporto a pedalata assistita su rotaia sospesa, e da esse le potenze.

Il calcolo di queste potenze è propedeutico al corretto dimensionamento del motore elettrico e in seguito della batteria. In particolare il motore dovrà essere in grado di assistere la pedalata nella condizione di massima necessità, quindi deve poter erogare la potenza necessaria a muovere il veicolo. L'applicazione di una coppia e di una potenza al sistema da parte del motore elettrico avviene solo se il guidatore sta pedalando, e fino alla velocità massima di 50 km/h. Infatti la computazione delle potenze viene effettuata nel range di velocità 0-50 km/h, perché oltre il motore elettrico non sarebbe implicato nel moto del veicolo.

$$M * \dot{v} = F_{mot} - F_{drag} - F_R \quad (5.1)$$

$$F_R = F_{rot,m} + F_{rot,t} = \mu_R * M * g \quad (5.2)$$

$$F_{drag} = \frac{1}{2} * A_f * \rho * C_D * (v + v_w)^2 \quad (5.3)$$

$$P_{mot} = F_{mot} * v \quad (5.4)$$

$$\dot{v} = \dot{v}_0 - \frac{3.6}{50} * v \quad (5.5)$$

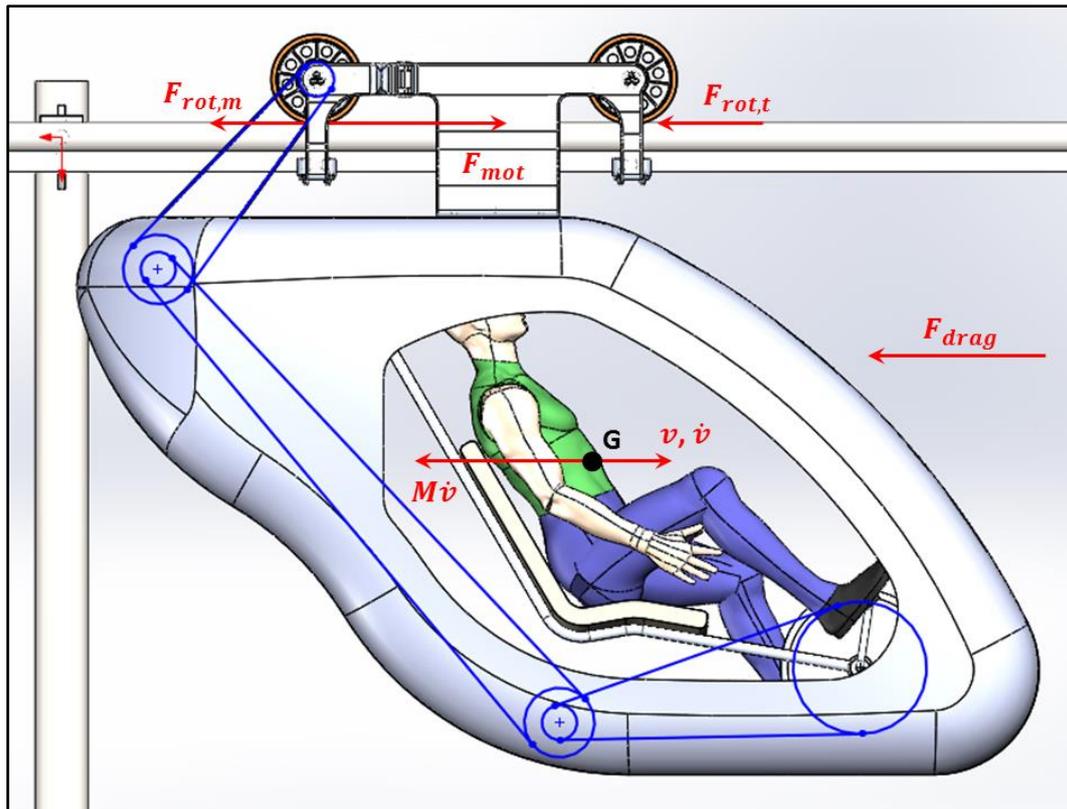


Figura 73 - Schema delle forze agenti sul sistema di trasporto a pedalata assistita su rotaia sospesa

Con riferimento allo schema di figura 73, si può vedere che le forze agenti sul sistema in modo passivo sono sostanzialmente dovute a 3 effetti:

- Resistenza aerodinamica, chiamata anche *drag force* in gergo;
- Forza di attrito volvente, che è la resistenza al rotolamento delle ruote;
- Forza di inerzia.

La resistenza aerodinamica è una forza che, come visto nei capitoli precedenti, dipende molto dall'aerodinamica della cabina. Essa dipende da diversi fattori, equazione 5.3, tra cui i più importanti:  $A_f$  area frontale del veicolo,  $C_D$  coefficiente di resistenza aerodinamica e velocità  $v$ .

La forza di attrito volvente è una forza resistente che subisce ciascuna ruota di carico (ipotizzando che le ruote guida siano in contatto per un periodo trascurabile del periodo di viaggio) e nasce dalla deformazione delle ruote. Infatti, come si osserva in figura 74, avendo queste una rigidità non infinita, la normale al contatto con la superficie di appoggio non passa per il centro della ruota ma è spostata in avanti di una certa misura. Motivo per cui si genera una forza resistente opposta al moto. La forza di attrito volvente è costante una volta determinato il coefficiente  $\mu_R$  della ruota, equazione 5.2.

La forza d'inerzia esercita il suo effetto solo durante l'accelerazione del veicolo e dipende essenzialmente da questo parametro, come si capisce da equazione 5.1. Nel caso di studio di questo sistema si è ipotizzata un'accelerazione dipendente dalla velocità,  $\dot{v} = f(v)$ , con

andamento decrescente lineare che parte dal valore massimo a velocità nulla e si annulla a velocità massima (equazione 5.5). Questa ipotesi è stata fatta considerando che il motore stacca alla velocità massima considerata, e l'accelerazione oltre questo valore sia dovuta alla sola forza del guidatore.

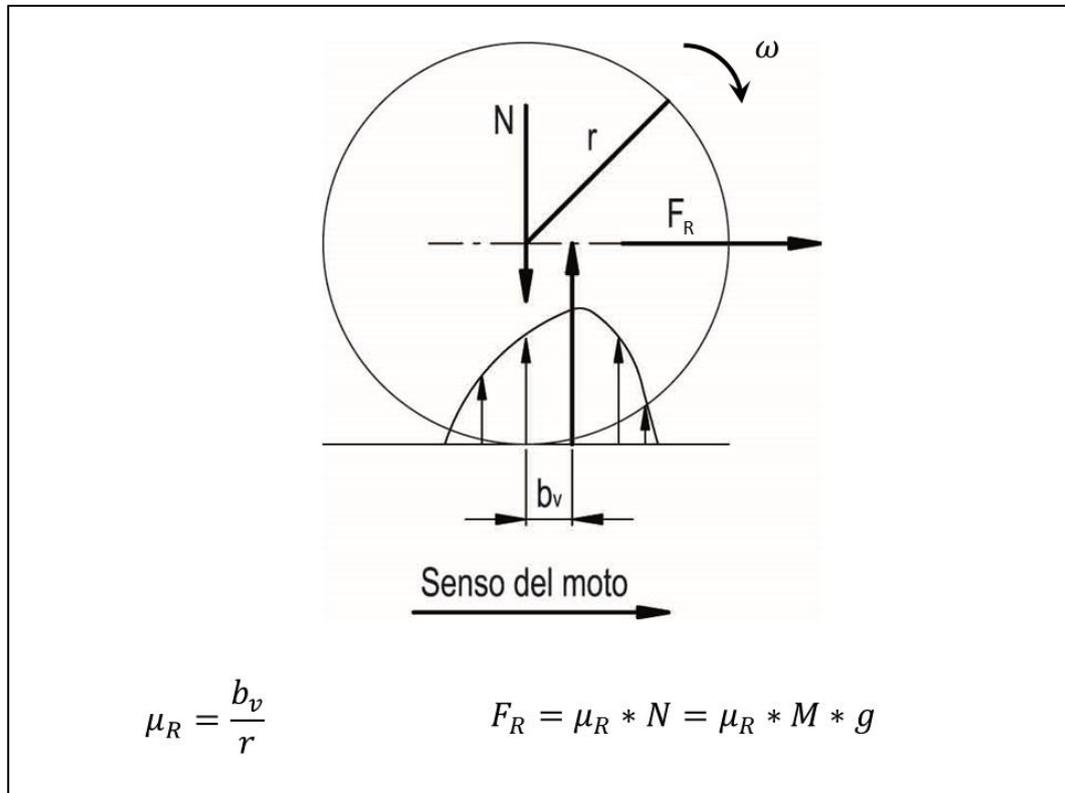


Figura 74 – Schema della deformazione della ruota nel contatto e conseguente generazione della forza di attrito volvente

Una volta calcolate queste tre potenze dissipative, si può calcolare la forza e la potenza motrice necessaria alla ruota di carico posteriore a far muovere il veicolo, equazione 5.4. Un'ulteriore fonte di perdite di potenza è dovuta al sistema di trasmissione: per ogni sistema di rinvio con cinghia si verifica una perdita di potenza, come si capisce dalle equazioni 5.6 e 5.7.

Infine la potenza erogata dal motore è calcolata come somma di queste potenze dissipative, al netto della potenza applicata dal guidatore all'albero del blocco pedali, equazioni 5.8 e 5.9. In figura 75 si riporta lo schema delle potenze che agiscono sull'albero dei pedali.

$$P_{mot} = \eta_T * P_{car} \quad (5.6)$$

$$\eta_T = \eta_c^3 \quad (5.7)$$

$$P_{car} = P_{ped} + P_{me} \quad (5.8)$$

$$P_{me} = \frac{1}{\eta_T} * (F_{drag} + F_R + M * \dot{v}) * v - P_{ped} \quad (5.9)$$

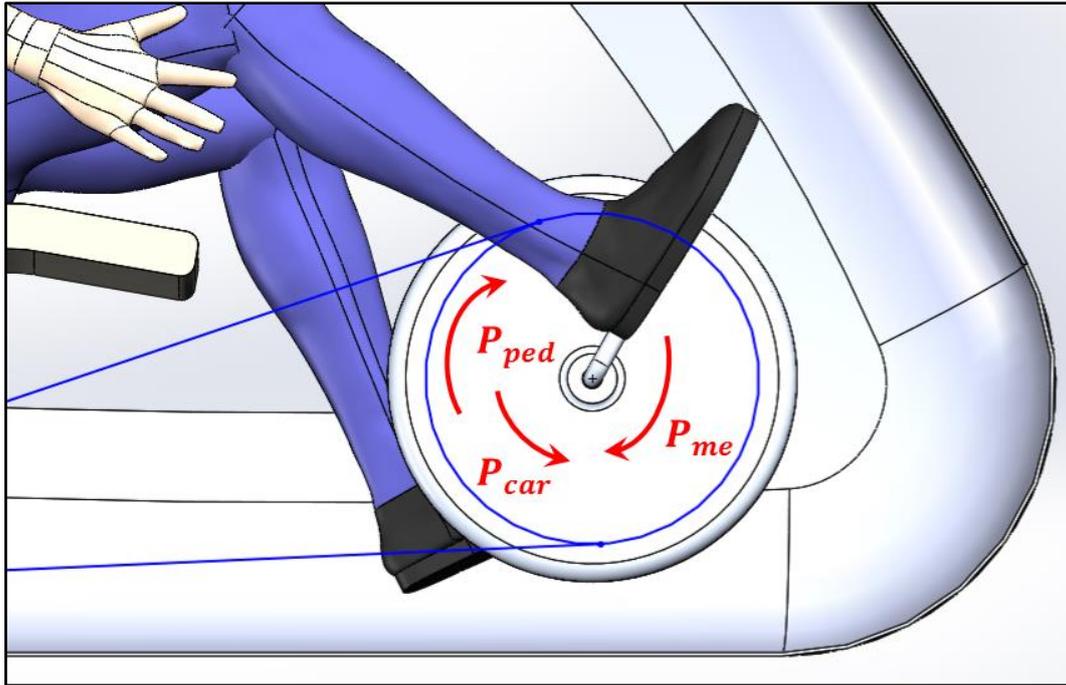


Figura 75 - Schema delle potenze agenti sull'albero dei pedali

In tabella si riassumono i dati impiegati nella computazione delle forze e potenze, eseguita in ambiente MATLAB. I valori usati sono raccolti dalle fasi precedenti dello studio, presenti nei capitoli fin qui trattati e riportati sommariamente di seguito.

Parametro	Descrizione	Valore
$m$	massa del veicolo	150 [kg]
$g$	accelerazione gravitazionale	9.81 [ $m/s^2$ ]
$\mu_R$	coefficiente di attrito volvente	0.008 [-]
$A_f$	area frontale del veicolo	1.43 [ $m^2$ ]
$\rho$	densità dell'aria	1.225 [ $kg/m^3$ ]
$C_D$	coefficiente di resistenza aerodinamica	0.184 [-]
$v_w$	velocità del vento	3 [ $m/s$ ]
$\dot{v}_0$	massima accelerazione del veicolo	1 [ $m/s^2$ ]
$\eta_c$	rendimento della trasmissione a cinghia	0.96 [-]

Partendo dal primo parametro  $m$ , esso rappresenta la massa totale del sistema a pedalata assistita su rotaia sospesa. Questo valore è la somma della massa del guidatore, stimata a 90 kg, la massa del carrello, uguale a 30 kg (approssimata per eccesso), e la massa della cabina stimata a 30 kg comprensiva della massa del gruppo di assistenza elettrica.

Due parametri presi dalla letteratura sono  $\rho$  e  $g$ : densità dell'aria in condizioni standard e accelerazione gravitazionale.

Il coefficiente di attrito volvente, dichiarato dal costruttore, è stato preso dal catalogo delle ruote in poliuretano (capitolo 3). Lo stesso è stato fatto per il rendimento della trasmissione a cinghia dentata  $\eta_c$ , prendendo conservativamente il valore più basso del range fornito dal costruttore.

In maniera conservativa è stato valutato anche il valore di  $v_w$ , velocità del vento, considerando che il motore deve essere in grado di assistere anche in condizioni di vento avverso, nonostante la direzione del vento possa essere in tratti diversi a favore oppure contrario durante un tragitto generico.

Per il valore massimo di accelerazione  $\dot{v}_0$  si è fatto riferimento ai mezzi urbani, usando un valore medio del range  $0.9 - 1.2 \text{ m/s}^2$ , che sono i valori massimi di accelerazione consentiti rispettivamente per una scala mobile e un veicolo della metropolitana.

Infine, due valori ricavati nel capitolo precedente sono  $A_f$  e  $C_D$ , area frontale del veicolo e coefficiente di attrito aerodinamico.

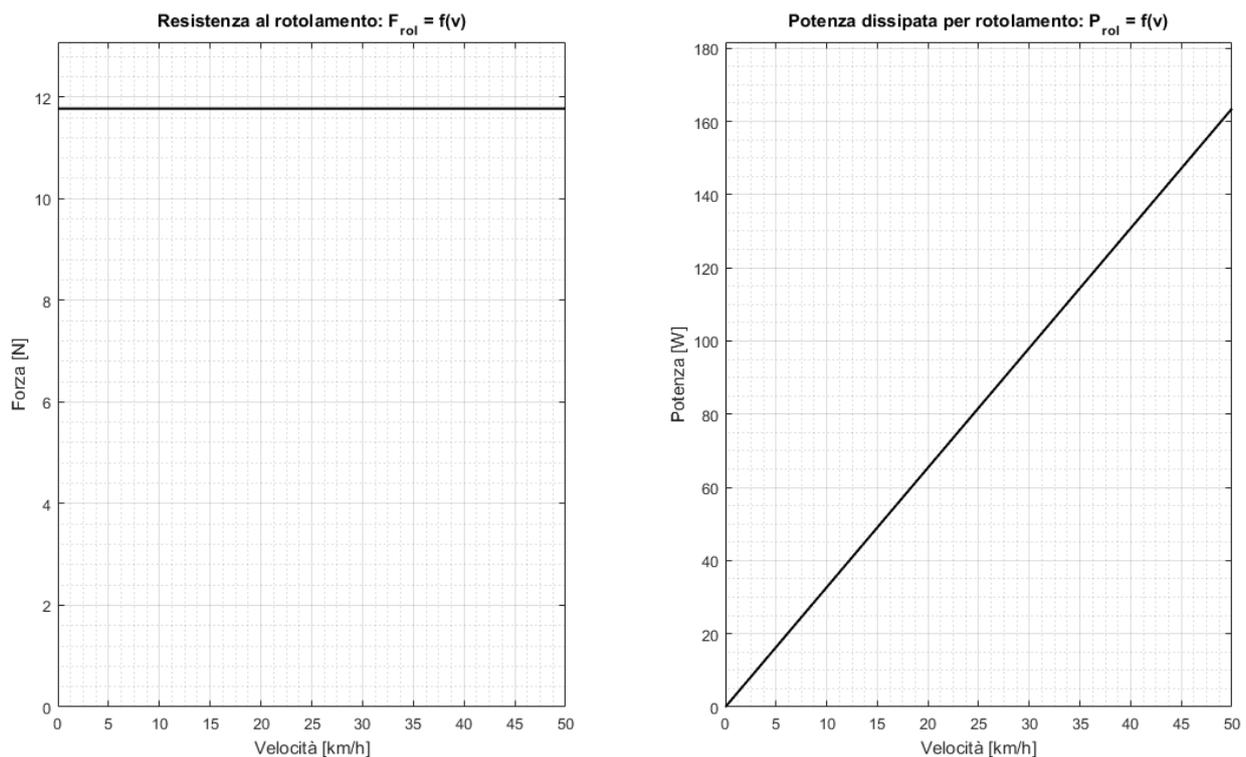


Figura 76 - Andamento della forza di attrito volvente e relativa potenza

Analizzando gli andamenti delle forze e delle potenze studiate poc'anzi, si può determinare la potenza minima necessaria a far muovere il veicolo, elemento che influenza la scelta del motore e in seguito della batteria.

Una volta scelta la ruota del carrello questa forza risulta costante, equazione 5.4, in quanto sono costanti la massa del veicolo, l'accelerazione di gravità e il coefficiente di attrito volvente, considerato costante. La potenza quindi è una funzione lineare della velocità e risulterà massima al massimo valore di questa, come si può osservare in figura 76.

Con riferimento alla figura 77, la resistenza aerodinamica del sistema è una forza che dipende quadraticamente dalla velocità, equazione 5.3. A velocità nulla è comunque presente una piccola forza derivante dall'opposizione del vento. La potenza da essa dissipata risulta una funzione cubica della velocità e sarà massima alla massima velocità.

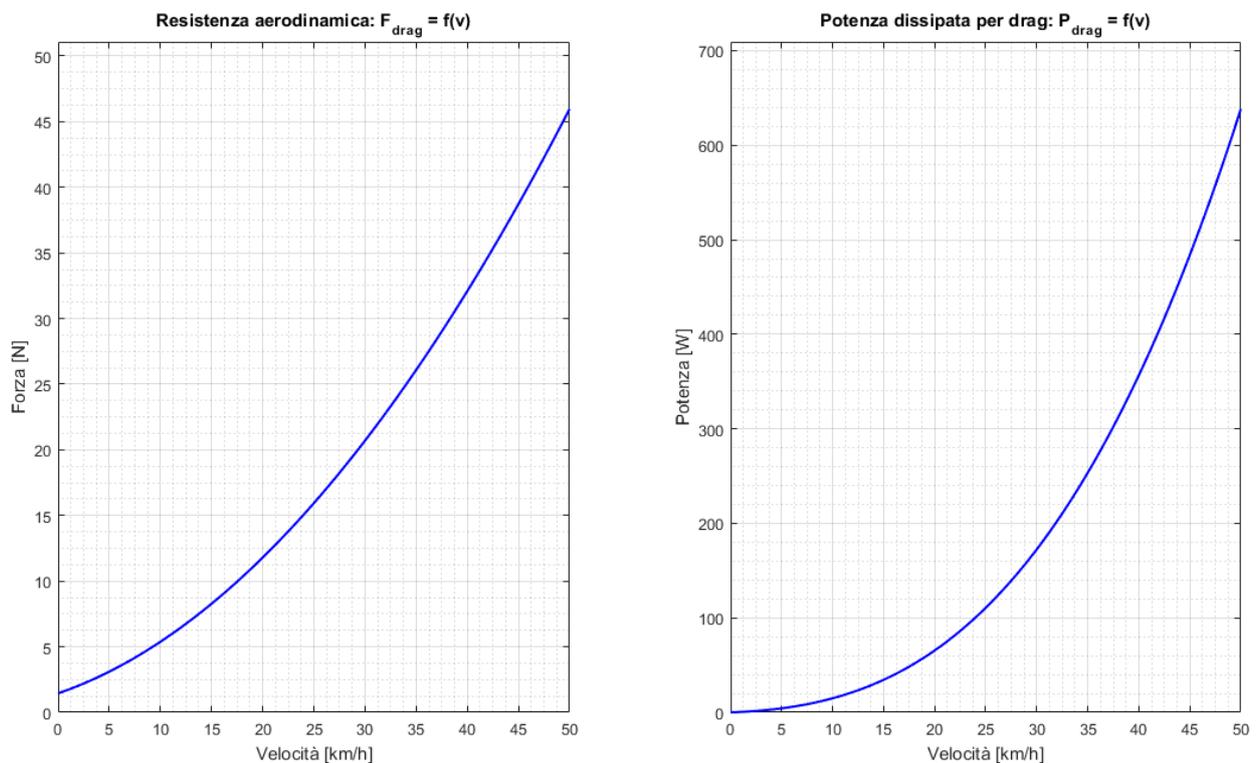


Figura 77 - Andamento della forza aerodinamica resistente e relativa potenza

La somma di queste due potenze, potenza dissipata per rotolamento e potenza dissipata per resistenza aerodinamica, rappresentano il maggiore contributo alla potenze perse durante il moto del veicolo. Esse sono presenti sia in condizioni stazionarie sia in condizioni transitorie di accelerazione. Osservando l'andamento della potenza complessiva persa a causa di questi due effetti, figura 78, si osserva che fino a 20 km/h è maggiore la potenza persa per rotolamento; oltre la componente aerodinamica prevale. In ogni caso la potenza complessiva è massima per la velocità massima, 50 km/h.

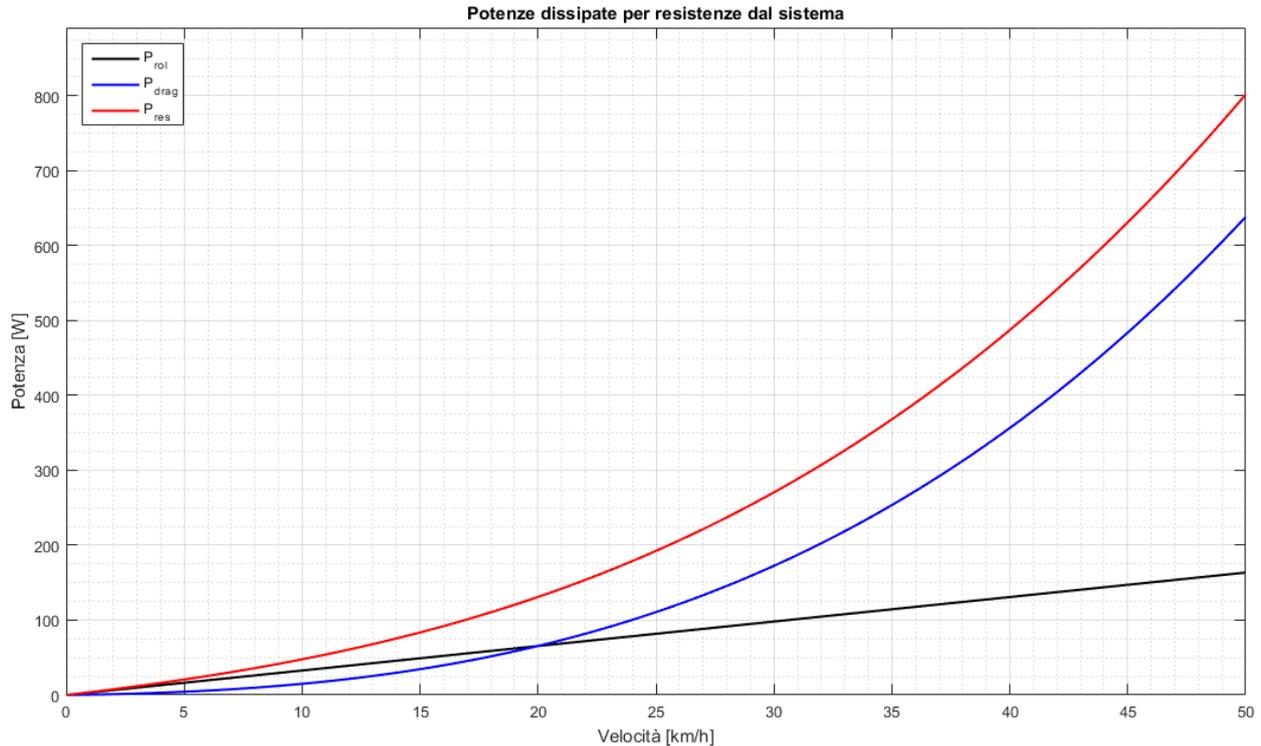


Figura 78 - Andamento delle potenza complessiva dissipata per forze resistenti: forza di attrito volvente e resistenza aerodinamica

La forza d'inerzia invece è una funzione che dipende molto da come viene definita l'accelerazione, figura 79. Nel caso studio l'accelerazione è una funzione lineare decrescente, che varia al variare della velocità: a velocità nulla risulta la massima accelerazione, in quanto si vuole mettere in moto il veicolo nel minor tempo possibile, diventando nulla alla massima velocità, poiché il motore si stacca (nonostante il guidatore ha la possibilità di continuare a pedalare). La forza d'inerzia risulta direttamente proporzionale alla velocità e di conseguenza la sua potenza è una funzione quadratica concava, con massimo a metà dell'intervallo 0 – 50 km/h.

Complessivamente questi tre effetti avversi al moto, attrito volvente, resistenza aerodinamica e inerzia, rappresentano le forza da vincere per poter muovere il veicolo. Più precisamente, è la forza e la potenza motrice che bisogna applicare alla ruota di carico posteriore per vincere questi effetti. In figura 80 si riportano gli andamenti delle potenze opposte al moto e la loro somma. Si osserva che il massimo non corrisponde alla massima velocità bensì minore di questo valore: la potenza motrice della ruota raggiunge il valore massimo  $P_{mot_{max}} = 821.8 W$  e il corrispondente valore di velocità risulta  $v_{P_{mot}} = 41.9 km/h$ .

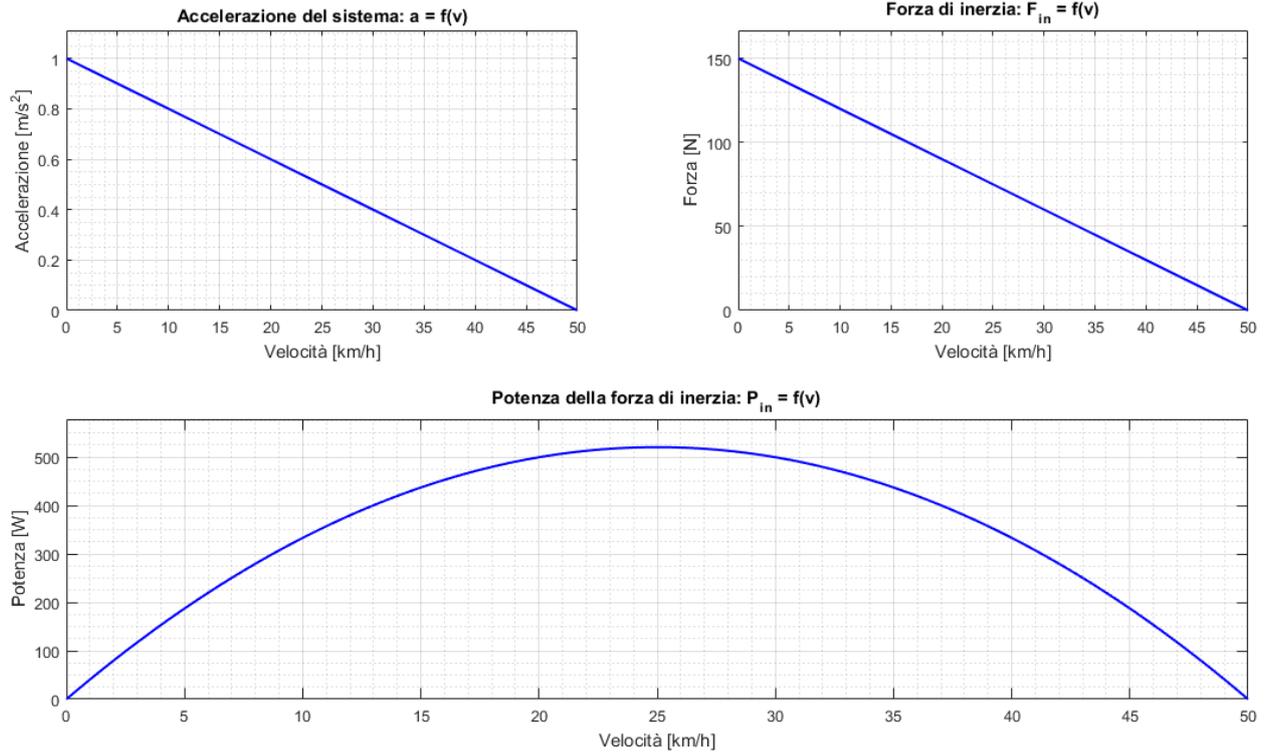


Figura 79 - Andamento dell'accelerazione, della forza d'inerzia e della relativa potenza

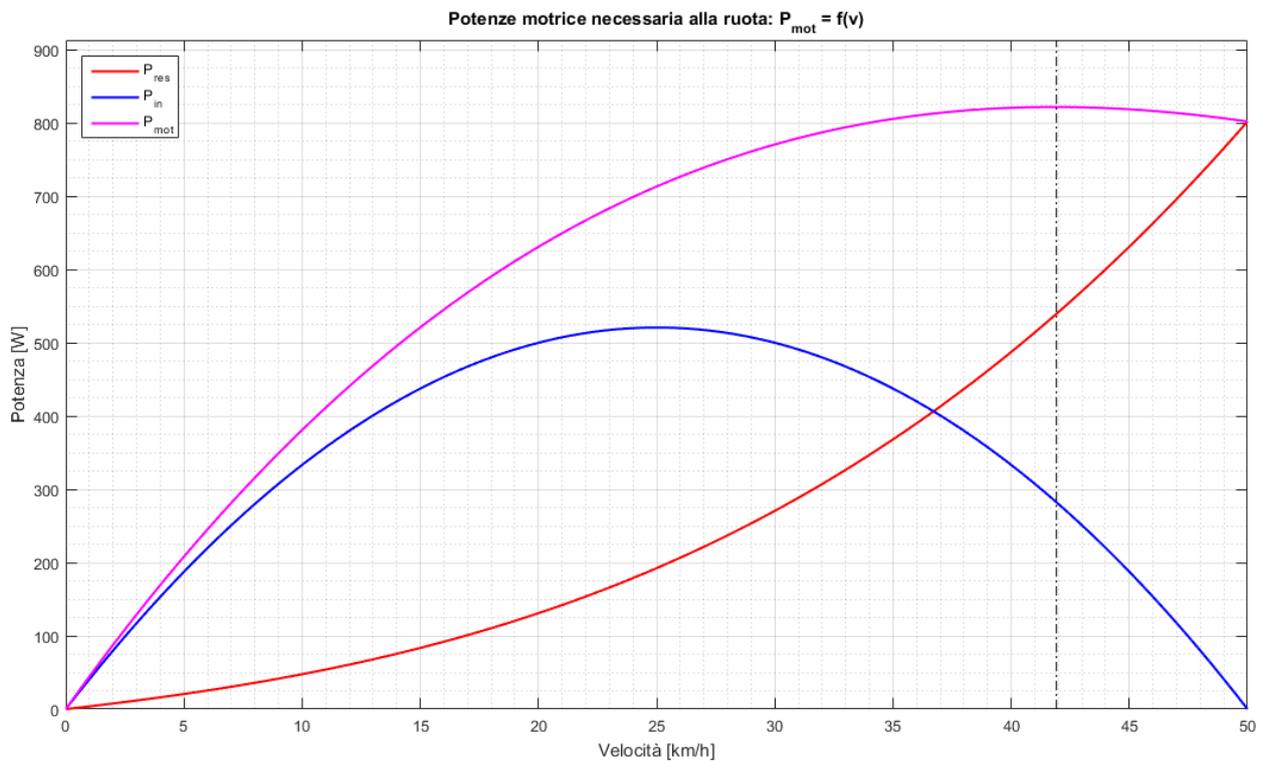
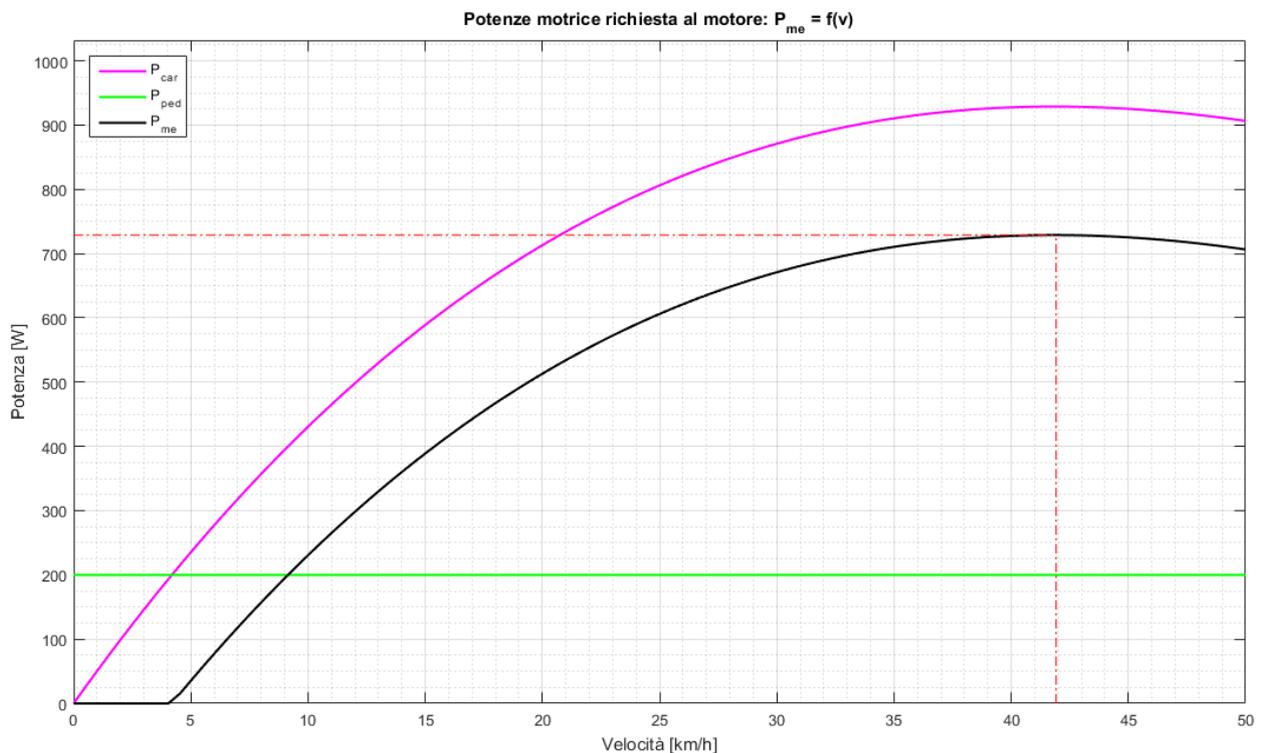


Figura 80 - Potenza motrice richiesta alla ruota posteriore per mantenersi in moto

Infine, si può calcolare la potenza richiesta al motore per vincere gli effetti dissipativi, figura 81. Questa viene determinata per differenza tra la potenza resistente all'albero dei pedali  $P_{car}$  e la potenza fornita dal guidatore  $P_{ped}$ . Per quanto riguarda quest'ultima, essa viene valutata prendendo come riferimento quanto detto nel capitolo 2: una persona normale sana è in grado di generare potenze intorno ai 700 W per pochi secondi, mentre la potenza scende notevolmente per sforzi prolungati. Ipotizzando tragitti lunghi anche di un'ora, si considera una potenza costante di 200 W sviluppata in pedalata.



**Figura 81 - Andamenti della potenza resistente trasmessa all'albero di pedalata e della conseguente potenza erogata dal motore per muovere il sistema**

Da notare che la potenza carico all'albero del blocco pedali non coincide con quella motrice applicata alla ruota di carico: nella trasmissione della potenza dai pedali alla ruota motrice attraverso il sistema di cinghie dentate e pulegge si perde una parte di potenza, dipendente dal rendimento del sistema di trasmissione del moto.

In figura 81 si può osservare l'andamento della potenza richiesta al motore: essa sarà nulla per un breve tratto iniziale, dove risulta sufficiente la potenza del guidatore per vincere le forze avverse. Oltre la potenza è crescente fino a raggiungere un valore massimo  $P_{me} = 728.9 W$  e si

verifica in corrispondenza di  $v = 41.9 \text{ km/h}$ , che è lo stesso valore in cui si ha il massimo della potenza dissipata totale, visto sopra.

Una volta completato lo studio delle potenze in gioco durante il moto del sistema, si procede alla scelta di un motore opportuno. Il motore selezionato, figura 82, è un motore *DC brushless Bafang RM G060.750.DC*, con potenza nominale  $P_N = 750 \text{ W}$ , voltaggio nominale  $V_N = 48 \text{ V}$ , massima coppia  $C_N = 80 \text{ Nm}$  ed efficienza  $\eta_{me} \geq 0.80$ . La potenza nominale è superiore alla massima potenza delle forze dissipative, per cui risulta adeguato. Il voltaggio del motore deve essere lo stesso della batteria di alimentazione, quindi anche la batteria avrà lo stesso voltaggio nominale.

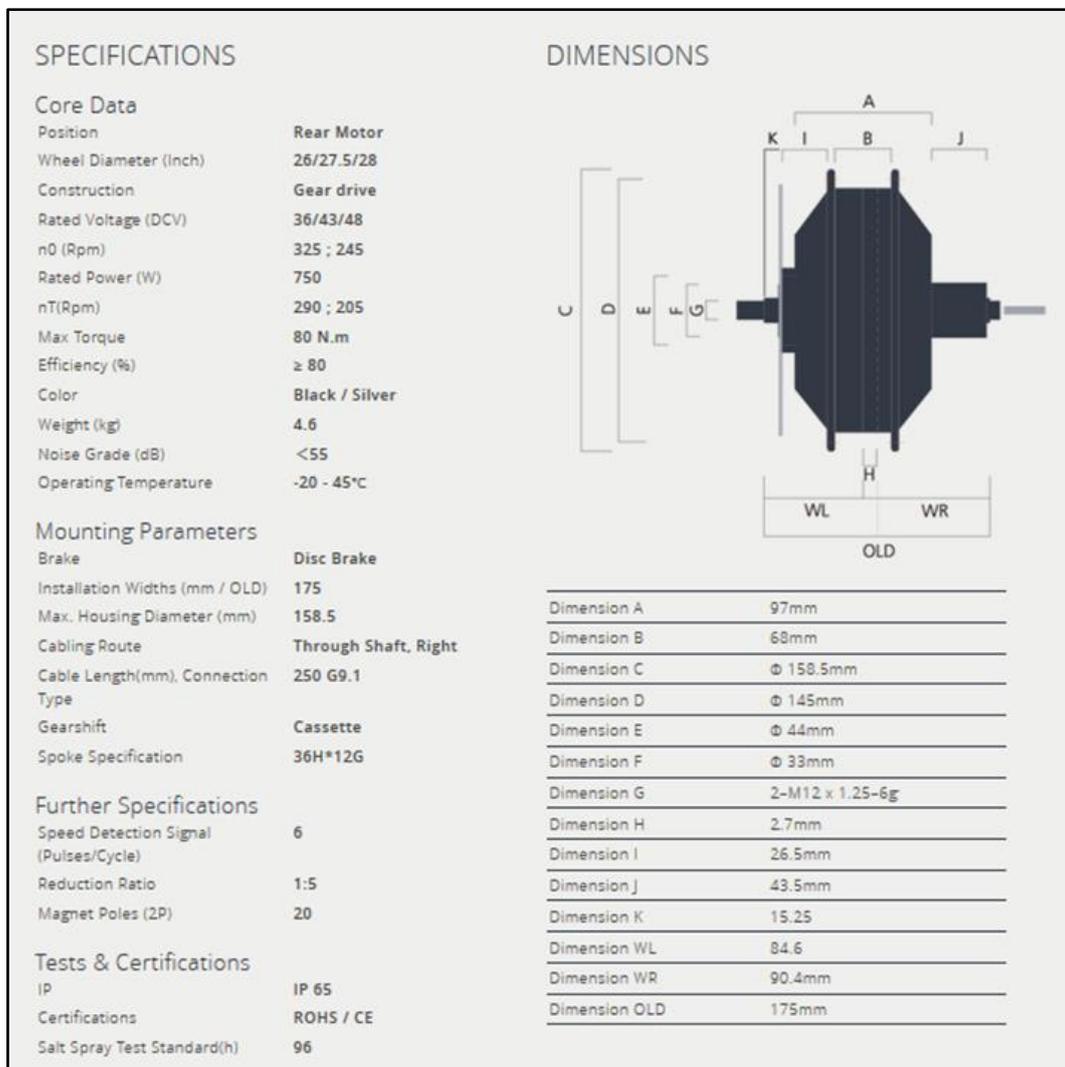


Figura 82 - Specifiche del motore elettrico scelto per la propulsione elettrica del sistema

Per il dimensionamento della batteria risulta utile calcolare il consumo specifico nel caso di massime potenze dissipative, equazione 5.10:

$$E_{sp} = \frac{P_{max}}{v_{P_{max}}} \quad (5.10)$$

$$P_{max} = \frac{P_{me_{max}}}{\eta_{me}} \quad (5.11)$$

Tramite equazione 5.11 si calcola la massima potenza richiesta alla batteria:  $P_{max} = 911.1 W$ , avendo preso un rendimento del motore conservativamente uguale a  $\eta_{me} = 0.80$ . Di conseguenza il consumo specifico risultante è  $E_{sp} = 21.7 Wh/km$ , alla velocità di  $v_{P_{max}} = 41.9 km/h$ . Diventa necessario ipotizzare un'autonomia minima del veicolo, che in questo caso viene valutato a  $L_{max} = 50 km$  guardando ad esempio alle e-bike, in modo da poter scegliere la capacità della batteria.

E-motor battery pack	
Nominal Voltage	48V
Nominal Capacity	720 ~ 1200Wh
Charging mode	CC-CV
Max. output power	2 ~ 3kW
Other function	N/A
PCM Protection Feature	Over charge/ over discharge voltage/ over discharge current/ over temperature protection
Weight	3~5kg

Figura 83 - Specifiche della batteria scelta per alimentare il motore elettrico

La batteria scelta per l'alimentazione del motore elettrico è un pacco batterie *E – motor battery pack Celxpert* con voltaggio nominale di  $V_N = 48 V$ . La potenza massima di uscita della batteria è  $P_{out_{max}} = 3 kW$ , molto più grande della massima potenza assorbita dal motore. Infatti potenza assorbita alla batteria deve essere sempre minore del massimo valore dichiarato per non rischiare di causare danni per surriscaldamento. Risulta sufficiente anche come capacità in quanto  $W_N = 1200 Wh$  è maggiore della capacità necessaria a percorrere 50 km, equazione 5.12:  $W_{max} = 1085 Wh$ .

$$W_{max} = E_{sp} * L_{max} \quad (5.12)$$



# 6. Conclusioni finali

---

Quest'ultimo capitolo rappresenta la conclusione del lavoro di tesi riportato in questo scritto. Esso riassume in breve i punti e le fasi del lavoro e le tematiche trattate. Inoltre propone diversi spunti di studio futuri, come proseguimento del lavoro.

## 6.1 Conclusioni del lavoro di tesi

In quest'ultima parte si possono raccogliere brevemente le idee espresse nella tesi e i temi trattati in precedenza. Il lavoro di tesi parte da un quadro della situazione globale della mobilità urbana, confrontando attraverso alcuni dati interessanti i diversi sistemi di trasporto esistenti. Da questo confronto scaturisce la possibilità di porsi in modo critico di fronte a questo quadro ed analizzare due sistemi che presentano caratteristiche innovative e sostenibili: bici elettrica e monorotaia sospesa. Allo stato dell'arte questi due sistemi non hanno nulla in comune, ma proprio per i vantaggi che li uniscono si procede alla progettazione di un sistema di trasporto alternativo. Nasce così l'idea di un sistema di trasporto a pedalata assistita su rotaia sospesa, la cui progettazione è proprio l'obiettivo del lavoro svolto in questa tesi.

La prima fase di progettazione è una fase per lo più concettuale e serve a definire il layout del sistema, nonché i parametri di funzionamento. Attraverso analisi di ergometria, antropometria ed ergonomia vengono studiati gli ingombri necessari al veicolo, le potenze fornite in pedalata e la posizione di guida. In seguito si riesce ad analizzare l'influenza dei parametri della struttura di sostegno sul comportamento in curva del mezzo.

Successivamente, si procede alla progettazione del sistema definendo geometria e materiale della struttura di sostegno e il carrello di locomozione del veicolo. Quest'ultimo punto risulta nello studio di diversi aspetti, che inizia nell'analisi della configurazione delle ruote e della scelta dei materiali e delle dimensioni di queste, passando attraverso lo studio della guidabilità e della struttura del telaio, fino al montaggio del carrello complessivo.

Progettato il sistema di locomozione, si passa a caratterizzare la cabina del veicolo. Quindi vengono ripresi i concetti di antropometria ed ergonomia, applicandoli alla progettazione della cabina, senza dimenticare l'aspetto aerodinamico. Infatti, quest'ultimo elemento è al centro della fase successiva, ovvero la simulazione aerodinamica della cabina e del sistema complessivo, determinandone il coefficiente di resistenza aerodinamica.

Contestualmente viene progettato il sistema di trasmissione del moto, dai pedali alla ruota motrice, elemento questo che concorre a definire le dimensioni della cabina stessa e la sua forma. La progettazione del sistema di trasmissione passa attraverso uno studio delle tipologie possibili

da impiegare e si riduce alla scelta della tipologia e delle dimensioni di questa, senza trascurare il rapporto di trasmissione ottenuto.

La simulazione CFD della cabina, effettuata mediante strumento *Flow Simulation*, risulta propedeutica al dimensionamento del gruppo di assistenza elettrica, ultima fase della progettazione del sistema. Anche qui, si analizzano i diversi componenti che compongono il gruppo e se ne scelgono le tipologie, stabilendone le dimensioni più opportune, previo studio delle potenze in gioco nel sistema.

Ne risulta alla fine un modello 3D sviluppato in ambiente *Solidworks*, e studiato mediante l'ausilio di altri strumenti come *MATLAB*, per la computazione numerica, e *Flow Simulation*, strumento specifico del software *Solidworks*, per l'analisi aerodinamica CFD.

In ogni caso il modello finale non è un modello completo, ma studiato funzionalmente solo nelle sue parti più importanti, e che richiede ancora diverse fasi di studio per poter essere costruito. Riassumendo il sistema di trasporto a pedalata assistita così studiato presenta i seguenti elementi definiti tramite questa tesi:

- design concettuale e funzionamento;
- struttura di sostegno necessaria a sospendere il veicolo in aria;
- materiali, geometria e configurazione delle ruote del carrello;
- materiali, geometria e configurazione del telaio del carrello;
- composizione e assemblaggio del carrello nelle sue parti;
- design della cabina e parametri aerodinamici;
- tipo di sistema di trasmissione e rapporto di moltiplicazione;
- sistema di propulsione e taglia dello stesso.

## 6.2 Ulteriori possibili sviluppi

Come già accennato, il sistema di trasporto è stato progettato nei suoi vari aspetti, andando più o meno nel dettaglio a seconda delle fasi di progettazione. Il livello di dettaglio è stato determinato dalla necessità di progettare innanzitutto un modello 3D che funzionasse nel modo voluto e con le caratteristiche auspiccate. Quindi certi aspetti non sono stati considerati, rimandandone a studi futuri la definizione più appropriata e più dettagliata. Tra gli aspetti considerati suscettibili di ulteriori approfondimenti figurano:

- lubrificazione dei cuscinetti nel carrello;
- ammortizzazione del sistema di locomozione;
- protezione e sostegno del sistema di trasmissione;
- accessori della cabina del veicolo;
- accessori del gruppo di assistenza elettrica e modalità di sostegno
- sistema frenante.

Riguardo agli studi che potrebbero completare il modello, si possono citare:

- studio della dinamica del sistema, con i parametri definiti finora;
- studio della meccanica strutturale statica e a fatica del sistema;
- studio del controllo dell'assistenza elettrica;
- studio di un sistema di frenata o di frenata rigenerativa.

Lo studio fatto in questa tesi presenta anche ulteriori possibilità di sviluppo. Si potrebbe progettare un sistema che possa trasportare più persone, mantenendo la caratteristica di pedalata assistita. Inoltre come accennato, sarebbe utile sviluppare un sistema di frenata rigenerativa e di controllo del sistema di propulsione elettrica, che renderebbe il sistema più sicuro, controllando la velocità nei momenti massimo bisogno, e più efficiente e sostenibile, aumentando l'autonomia del sistema.



# Appendice A: Listati MATLAB

---

## STUDIO PRELIMINARE - velocità veicolo in curva

In questo script viene implementato uno studio preliminare per capire come si comporta il veicolo durante il moto in curva. In un caso si trascura l'attrito e la velocità calcolata è quella massima affinché non ci sia slittamento. Nell'altro caso vengono ricavati gli andamenti della velocità ipotizzando condizione di aderenza con coefficiente di attrito determinato.

a. Inizializzazione script .....	118
b. Definizione vettori necessari .....	118
1. Ciclo for - velocità veicolo in curva [caso senza attrito vs caso con attrito] .....	118

### a. Inizializzazione script

```
close all
clear
clc
```

### b. Definizione vettori necessari

```
R=linspace(0,80,100); % definisco un vettore dei raggi di curvatura [m]
alfa=linspace(0,30,100); % definisco un vettore inclinazione [deg]

R_val=[5 10 20 50 80]; % serve nei cicli for
alfa_val=[5 10 15 20 30]; % serve nei cicli for

alfa_0=15; % inclinazione della struttura di supporto in curva [deg]
fs_0=0.7; % coefficiente d'attrito statico della ruota: poliuretano su metallo [-]
g=9.81; % accelerazione gravitazionale [m/s]
```

### 1. Ciclo for - velocità veicolo in curva [caso senza attrito vs caso con attrito]

```
figure

for idx=1:length(R_val)

    v=3.6*sqrt(g*R_val(idx)*(tand(alfa)));
    s=['R=',num2str(R_val(idx)), ' [m]'];
    Legenda(idx,1:length(s))=s;

    subplot(1,2,1)
    plot(alfa,v,'Linewidth',1.5)
    hold on

end
```

```

title('Comportamento in curva: v = f(\alpha), attrito trascurato')
xlabel('Inclinazione [deg]')
ylabel('Velocità [km/h]')
legend(Legenda, 'Location', 'northwest')
axis([0 30 0 100])
grid on
grid minor
hold off

Legenda='0';

for idx=1:length(R_val)

    v=3.6*sqrt(g*R_val(idx)*(tand(alfa)+fs_0)./(1-fs_0*tand(alfa)));
    s=['R=', num2str(R_val(idx)), ' [m]'];
    Legenda(idx,1:length(s))=s;

    subplot(1,2,2)
    plot(alfa,v, 'Linewidth',1.5)
    hold on

end

title('Comportamento in curva: v = f(\alpha), \mu_s = 0.7')
xlabel('Inclinazione [deg]')
ylabel('Velocità [km/h]')
legend(Legenda, 'Location', 'southeast')
axis([0 30 0 100])
grid on
grid minor
hold off

Legenda='0';

figure

for idx=1:length(alfa_val)

    v=3.6*sqrt(g*R*(tand(alfa_val(idx))));

    s=['\alpha=', num2str(alfa_val(idx)), ' [deg]'];
    Legenda(idx,1:length(s))=s;

    subplot(1,2,1)
    plot(R,v, 'Linewidth',1.5)
    hold on

end

title('Comportamento in curva: v = f(R), attrito trascurato')
xlabel('Raggio di curvatura [m]')
ylabel('Velocità [km/h]')
legend(Legenda, 'Location', 'northwest')
axis([0 80 0 100])
grid on
grid minor
hold off

```

```

Legenda='0';

for idx=1:length(alfa_val)

    v=3.6*sqrt(g*R*(tand(alfa_val(idx))+fs_0)/(1-fs_0*tand(alfa_val(idx))));

    s=['\alpha=',num2str(alfa_val(idx)), ' [deg]'];
    Legenda(idx,1:length(s))=s;

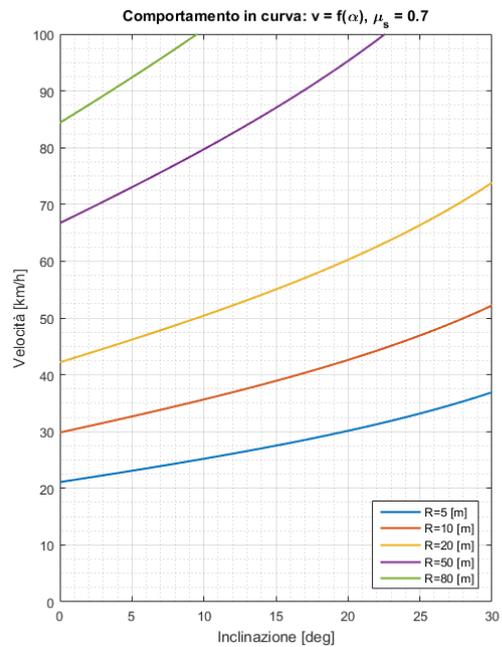
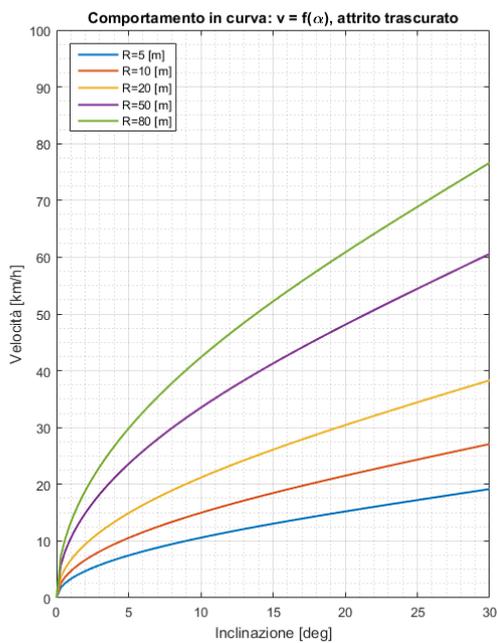
    subplot(1,2,2)
    plot(R,v,'Linewidth',1.5)
    hold on

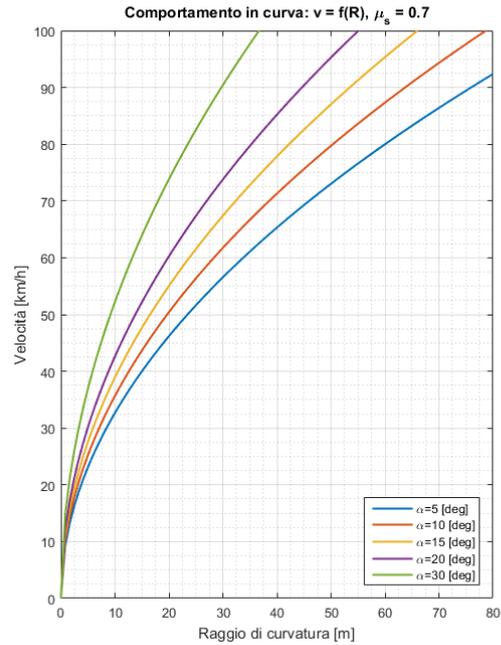
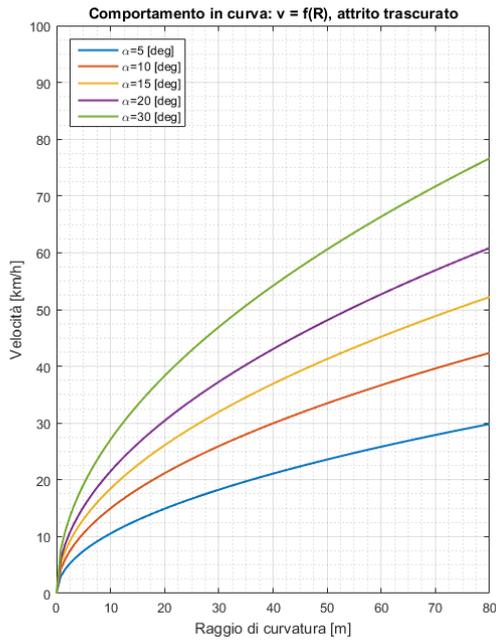
end

title('Comportamento in curva: v = f(R), \mu_s = 0.7')
xlabel('Raggio di curvatura [m]')
ylabel('Velocità [km/h]')
legend(Legenda,'Location','southeast')
axis([0 80 0 100])
grid on
grid minor
hold off

Legenda='0';

```





## STUDIO POTENZA MOTRICE NECESSARIA

In questo script viene implementato il calcolo delle potenze che vengono impiegate durante il moto del sistema. Questo calcolo è propedeutico al dimensionamento del gruppo di assistenza elettrica. Sostanzialmente vi sono tre fattori che si sommano come azioni dissipative: la resistenza dell'aria, al rotolamento e la forza d'inerzia. In più una piccola parte è dissipata nel sistema di trasmissione a cinghie dentate.

a. Inizializzazione script .....	121
b. Definizione vettori e parametri necessari .....	122
1. Dissipazioni per attrito volvente .....	122
2. Dissipazioni per attrito aerodinamico (drag) .....	123
3. Potenza totale dissipata per forze resistenti.....	124
4. Potenza necessaria per vincere la forza d'inerzia .....	125
5. Potenza motrice necessaria alla ruota .....	126
6. Potenza erogata dal motore.....	127

### a. Inizializzazione script

```
close all
clear
clc
```

## b. Definizione vettori e parametri necessari

```
m=150; % massa del sistema 90(guidatore)+30(carrello)+30(cabina) [kg]
g=9.81; % accelerazione gravitazionale [m/s^2]
mu_r=0.008; % coefficiente attrito volvente ruote di carico [-]

A_front=1.43; % area frontale stimata del sistema [m^2]
rho=1.225; % densità dell'aria in condizioni standard [kg/m^3]
C_d=0.184; % coefficiente di resistenza aerodinamica [-]
v_w=3; % velocità del vento, ipotizzata opposta al moto [m/s]
a_0=1; % accelerazione massima ipotizzata [m/s^2]

eta_c=0.96; % rendimento della singola trasmissione a cinghia sincrona [-]
eta_t=eta_c^3; % rendimento del sistema di trasmissione con 3 cinghie sincrone [-]

v=linspace(0,50,100); % vettore di velocità [km/h]
```

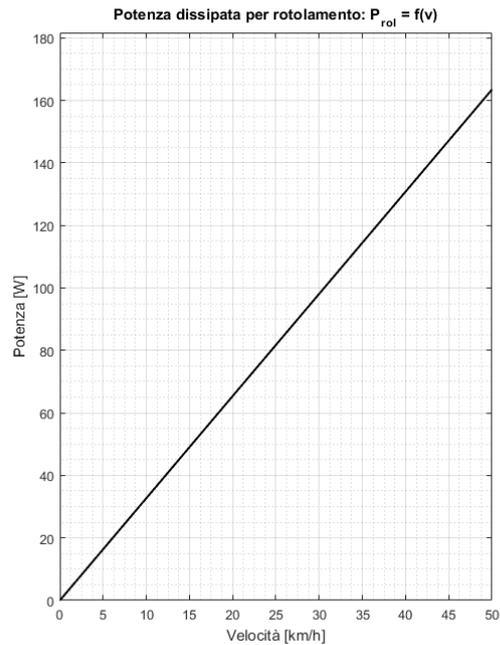
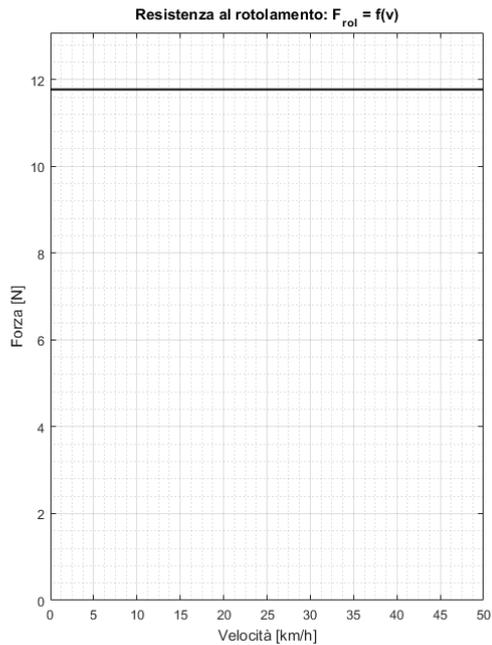
## 1. Dissipazioni per attrito volvente

```
F_ro1=mu_r*m*g*ones(size(v));
P_ro1=F_ro1.*(v/3.6);

figure

subplot(1,2,1)
plot(v,F_ro1,'k','Linewidth',1.5)
title('Resistenza al rotolamento: F_r_o_1 = f(v)')
xlabel('velocità [km/h]')
ylabel('Forza [N]')
axis([0 v(end) 0 1/0.9*max(F_ro1)])
grid on
grid minor

subplot(1,2,2)
plot(v,P_ro1,'k','Linewidth',1.5)
title('Potenza dissipata per rotolamento: P_r_o_1 = f(v)')
xlabel('velocità [km/h]')
ylabel('Potenza [W]')
axis([0 v(end) 0 1/0.9*max(P_ro1)])
grid on
grid minor
```



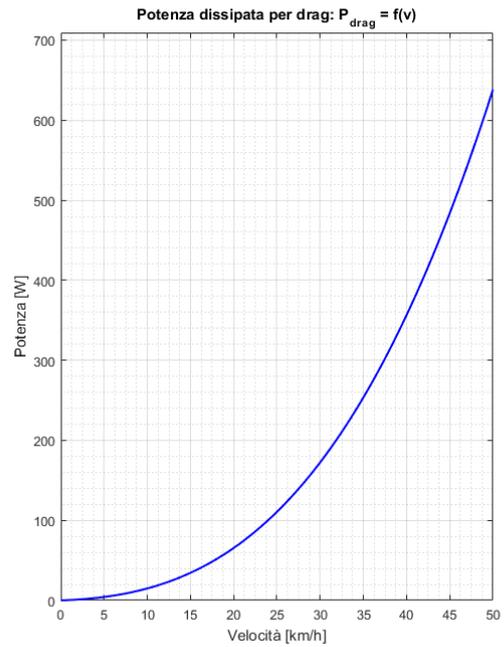
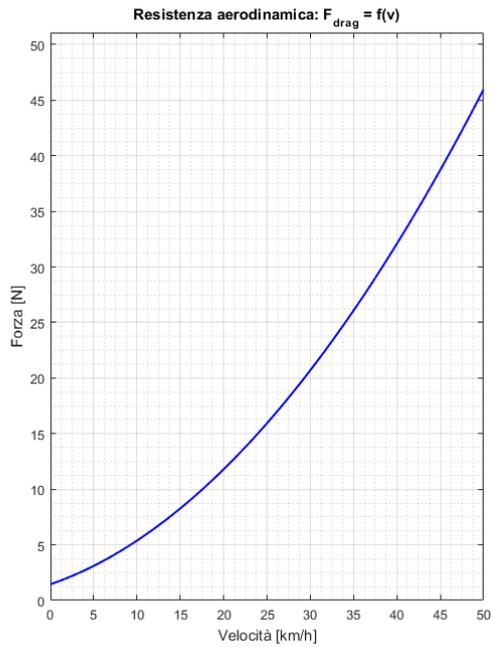
## 2. Dissipazioni per attrito aerodinamico (drag)

```
F_drag=0.5*A_front*rho*C_d*(v/3.6+v_w).^2;
P_drag=F_drag.*(v/3.6);
```

figure

```
subplot(1,2,1)
plot(v,F_drag,'b','Linewidth',1.5)
title('Resistenza aerodinamica: F_d_r_a_g = f(v)')
xlabel('velocità [km/h]')
ylabel('Forza [N]')
axis([0 v(end) 0 1/0.9*max(F_drag)])
grid on
grid minor

subplot(1,2,2)
plot(v,P_drag,'b','Linewidth',1.5)
title('Potenza dissipata per drag: P_d_r_a_g = f(v)')
xlabel('velocità [km/h]')
ylabel('Potenza [W]')
axis([0 v(end) 0 1/0.9*max(P_drag)])
grid on
grid minor
```



### 3. Potenza totale dissipata per forze resistenti

```
P_res=(P_ro1+P_drag);
```

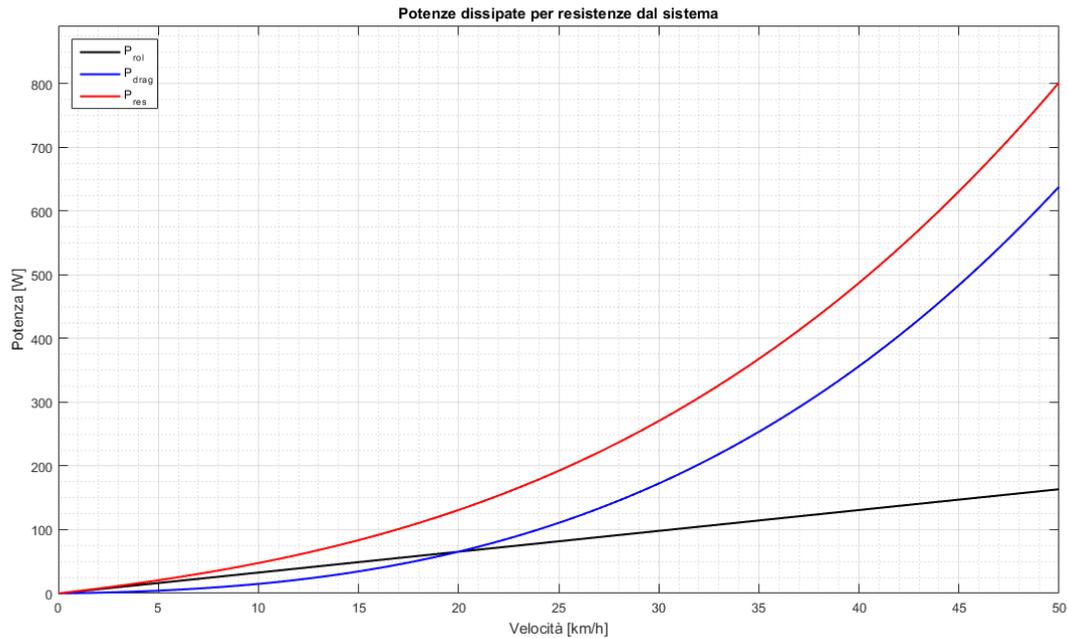
```
figure
```

```
plot(v,P_ro1,'k','Linewidth',1.5)
hold on
```

```
plot(v,P_drag,'b','Linewidth',1.5)
hold on
```

```
plot(v,P_res,'r','Linewidth',1.5)
hold on
```

```
title('Potenze dissipate per resistenze dal sistema')
xlabel('velocità [km/h]')
ylabel('Potenza [W]')
legend('P_r_o_1','P_d_r_a_g','P_r_e_s','Location','northwest')
axis([0 v(end) 0 1/0.9*max(P_res)])
grid on
grid minor
hold off
```



#### 4. Potenza necessaria per vincere la forza d'inerzia

```
a=-(3.6/50)*(v/3.6)+a_0;
F_in=m*a;
P_in=F_in.*(v/3.6);
```

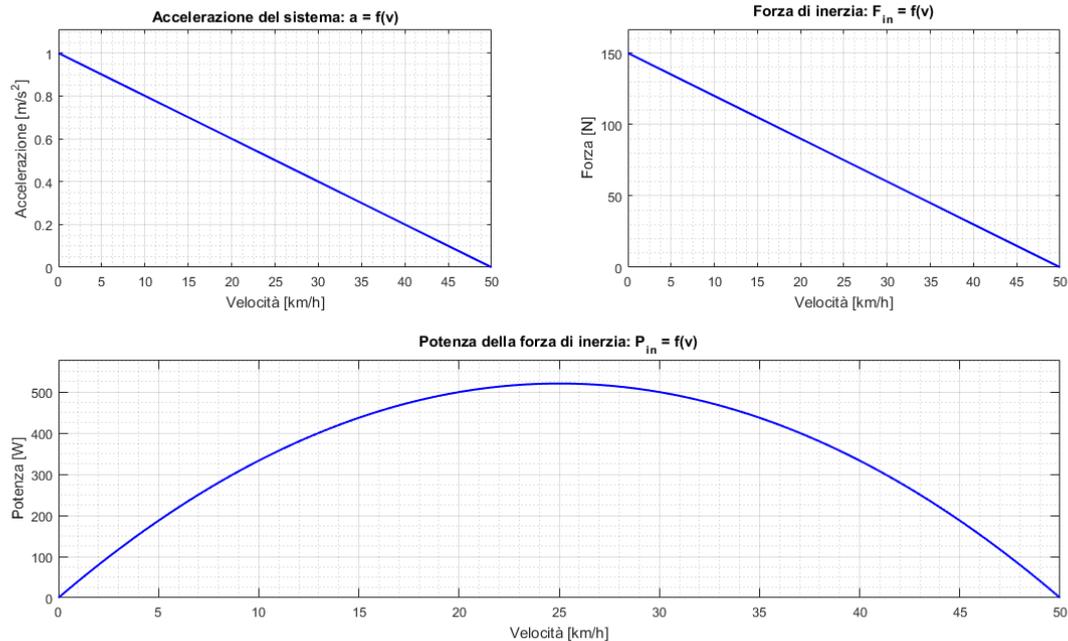
figure

```
subplot(2,2,1)
plot(v,a,'b','Linewidth',1.5)
title('Accelerazione del sistema: a = f(v)')
xlabel('velocità [km/h]')
ylabel('Accelerazione [m/s^2]')
axis([0 v(end) 0 1/0.9*max(a)])
grid on
grid minor
```

```
subplot(2,2,2)
plot(v,F_in,'b','Linewidth',1.5)
title('Forza di inerzia: F_i_n = f(v)')
xlabel('velocità [km/h]')
ylabel('Forza [N]')
axis([0 v(end) 0 1/0.9*max(F_in)])
grid on
grid minor
```

```
subplot(2,2,[3 4])
plot(v,P_in,'b','Linewidth',1.5)
title('Potenza della forza di inerzia: P_i_n = f(v)')
xlabel('velocità [km/h]')
ylabel('Potenza [W]')
axis([0 v(end) 0 1/0.9*max(P_in)])
```

```
grid on
grid minor
```



## 5. Potenza motrice necessaria alla ruota

```
P_mot=(P_res+P_in);

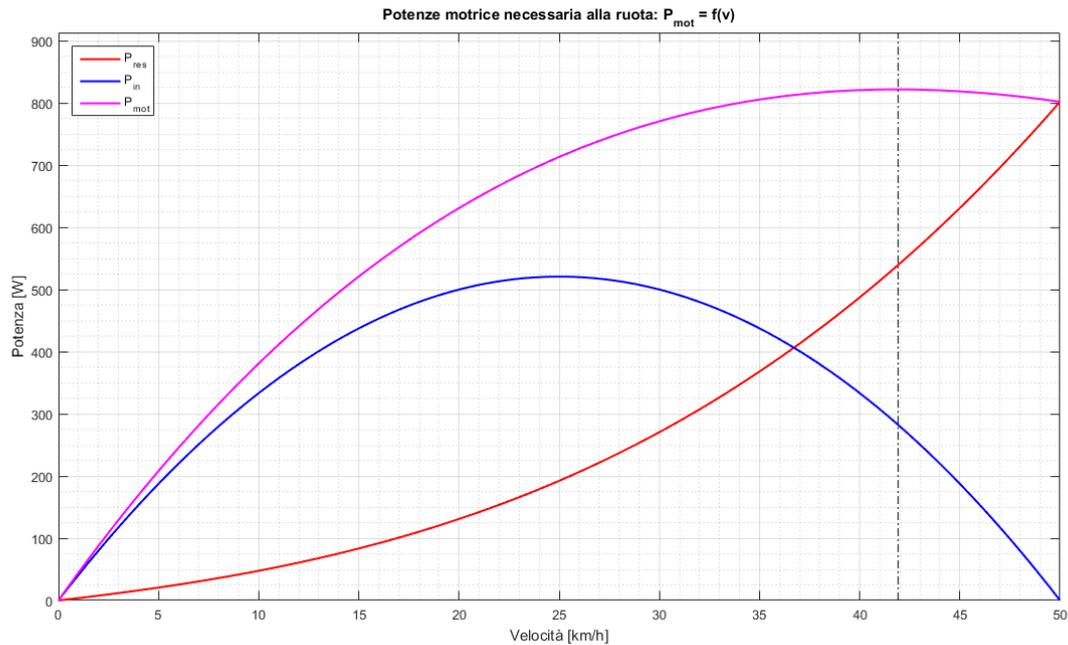
figure

plot(v,P_res,'r','Linewidth',1.5)
hold on

plot(v,P_in,'b','Linewidth',1.5)
hold on

plot(v,P_mot,'m','Linewidth',1.5)
hold on

title('Potenze motrice necessaria alla ruota: P_m_o_t = f(v)')
xlabel('velocità [km/h]')
ylabel('Potenza [W]')
legend('P_r_e_s','P_i_n','P_m_o_t','Location','northwest')
axis([0 v(end) 0 1/0.9*max(P_mot)])
line([v(P_mot==max(P_mot)) v(P_mot==max(P_mot))],[0 1/0.9*max(P_mot)],'Color','k','LineStyle','-.'')
grid on
grid minor
hold off
```



## 6. Potenza erogata dal motore

```

P_ped=200*ones(size(v));
P_car=P_mot/eta_t;
P_me=P_car-P_ped;
P_me(P_me<0)=0;

figure

plot(v,P_car,'m','Linewidth',1.5)
hold on

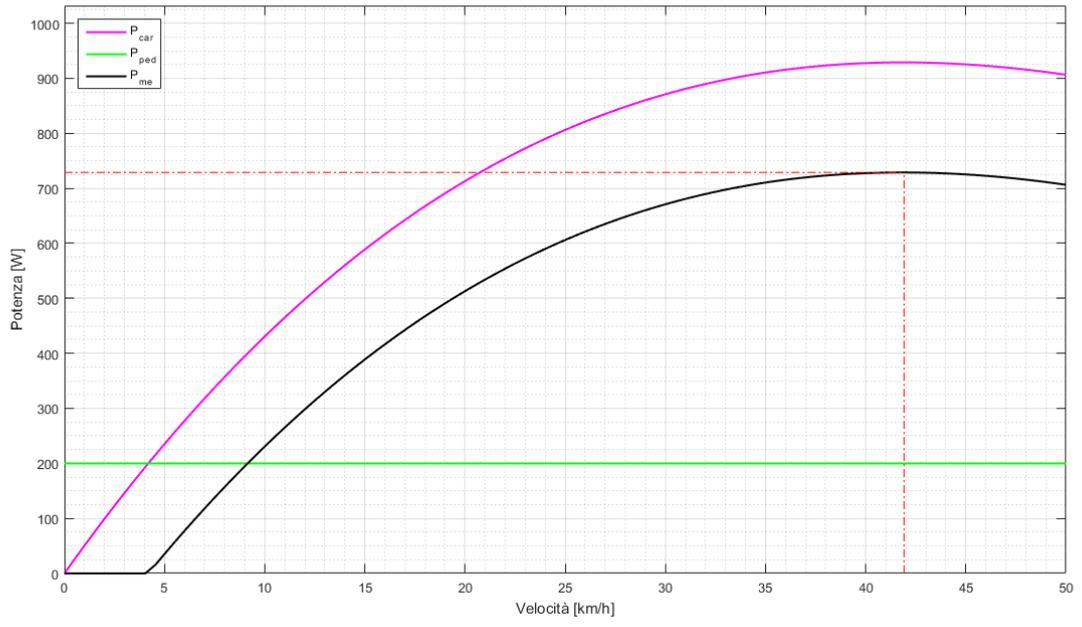
plot(v,P_ped,'g','Linewidth',1.5)
hold on

plot(v,P_me,'k','Linewidth',1.5)
hold on

title('Potenze motrice richiesta al motore:  $P_{m_e} = f(v)$ ')
xlabel('velocità [km/h]')
ylabel('Potenza [W]')
legend('P_c_a_r','P_p_e_d','P_m_e','Location','northwest')
axis([0 v(end) 0 1/0.9*max(P_car)])
line([v(P_me==max(P_me)) v(P_me==max(P_me))],[0 max(P_me)],'color','r','LineStyle','-.-')
line([0 v(P_me==max(P_me))],[max(P_me) max(P_me)],'color','r','LineStyle','-.-')
grid on
grid minor
hold off

```

Potenze motrice richiesta al motore:  $P_{me} = f(v)$





# Appendice B: Report *Flow Simulation*

---

## CFD CABINA - FULL REPORT

### *System Info*

Product	Flow Simulation 2014 SP3.0. Build: 2686
Processors	Intel(R) Core(TM) i7-5500U CPU @ 2.40GHz
Memory	3995 MB / 134217727 MB
Operating system	(Build 9600)
CAD version	SolidWorks 2014 SP3.0
CPU speed	2397 MHz

### *General Info*

Model	cabina.SLDPRT
Project name	CFD cabina
Units system	SI (m-kg-s)
Analysis type	External (not exclude internal spaces)
Exclude cavities without flow conditions	Off
Coordinate system	Global coordinate system
Reference axis	X

## INPUT DATA

### **Initial Mesh Settings**

Automatic initial mesh: On

Result resolution level: 6

Advanced narrow channel refinement: Off

Refinement in solid region: Off

### ***Geometry Resolution***

Evaluation of minimum gap size: Automatic

Evaluation of minimum wall thickness: Automatic

### **Computational Domain**

#### ***Size***

X min	-3.900 m
X max	1.000 m
Y min	-1.000 m
Y max	1.800 m
Z min	-1.000 m
Z max	2.600 m

#### ***Boundary Conditions***

2D plane flow	None
At X min	Default
At X max	Default
At Y min	Default
At Y max	Default
At Z min	Default
At Z max	Default

### **Physical Features**

Heat conduction in solids: Off

Time dependent: Off

Gravitational effects: On

Flow type: Laminar and turbulent

High Mach number flow: Off

Humidity: Off

Default roughness: 0 micrometer

### ***Gravitational Settings***

X component	0 m/s <sup>2</sup>
Y component	0 m/s <sup>2</sup>
Z component	-9.81 m/s <sup>2</sup>

Default wall conditions: Adiabatic wall

### **Ambient Conditions**

Thermodynamic parameters	Static Pressure: 101325.00 Pa Temperature: 293.20 K
Velocity parameters	Velocity vector Velocity in X direction: -16.888 m/s Velocity in Y direction: 0 m/s Velocity in Z direction: 0 m/s
Turbulence parameters	Turbulence intensity and length Intensity: 0.10 % Length: 0.010 m

### **Material Settings**

#### ***Fluids***

Air

#### **Goals**

##### ***Global Goals***

GG Av Density (Fluid) 1

Type	Global Goal
Goal type	Density (Fluid)
Calculate	Average value
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On

GG Av Velocity (X) 1

Type	Global Goal
Goal type	Velocity (X)
Calculate	Average value
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On

GG Normal Force (X) 1

Type	Global Goal
Goal type	Normal Force (X)
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On

**Equation Goals**

Cd drag coefficient

Type	Equation Goal
Formula	$-GG \text{ Normal Force (X) } 1 / (0.5 * 1.4 * GG \text{ Av Density (Fluid) } 1 * GG \text{ Av Velocity (X) } 1^2)$
Dimensionality	No units
Use in convergence	On

**Calculation Control Options**

**Finish Conditions**

Finish conditions	If one is satisfied
Maximum travels	4
Goals convergence	Analysis interval: 5e-001

**Solver Refinement**

Refinement level	1
------------------	---

Approximate maximum cells	3300000
Refinement strategy	Tabular refinement
Units	Travels
Relaxation interval	2e-001
Refinements	2

### ***Results Saving***

Save before refinement	On
------------------------	----

### ***Advanced Control Options***

Flow Freezing

Flow freezing strategy	Disabled
------------------------	----------

## **RESULTS**

### **General Info**

Iterations: 227

CPU time: 543 s

### **Calculation Mesh**

#### ***Basic Mesh Dimensions***

Number of cells in X	48
Number of cells in Y	26
Number of cells in Z	36

#### ***Number Of Cells***

Total cells	147107
Fluid cells	137275
Solid cells	4088
Partial cells	5744

Irregular cells	0
Trimmed cells	0

Maximum refinement level: 2

### Goals

Name	Unit	Value	Progress	Use in convergence	Delta	Criteria
GG Av Density (Fluid) 1	kg/m <sup>3</sup>	1.20	100	On	3.43924656e-007	7.00916675e-007
GG Av Velocity (X) 1	m/s	-17.138	100	On	0.00118971684	0.011658021
GG Normal Force (X) 1	N	-34.896	100	On	0.808022216	0.880024411
Cd drag coefficient	[-]	0.14099	100	On	0.00325383531	0.00384916939

### Min/Max Table

Name	Minimum	Maximum
Pressure [Pa]	101104.74	101521.70
Temperature [K]	293.01	293.34
Density (Fluid) [kg/m <sup>3</sup> ]	1.20	1.21
Velocity [m/s]	0	25.771
Velocity (X) [m/s]	-25.561	1.858
Velocity (Y) [m/s]	-16.543	16.614
Velocity (Z) [m/s]	-14.834	14.802
Temperature (Fluid) [K]	293.01	293.34
Mach Number [-]	0	0.08
Vorticity [1/s]	0.035	570.680
Shear Stress [Pa]	0	2.33
Relative Pressure [Pa]	-220.26	196.70

Heat Transfer Coefficient [W/m <sup>2</sup> /K]	0	0
Surface Heat Flux [W/m <sup>2</sup> ]	0	0

## Engineering Database

### Gases

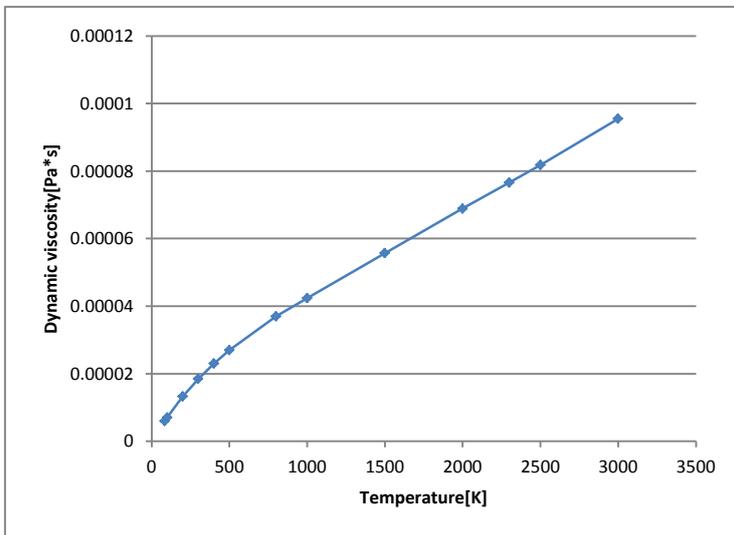
#### *Air*

Path: Gases Pre-Defined

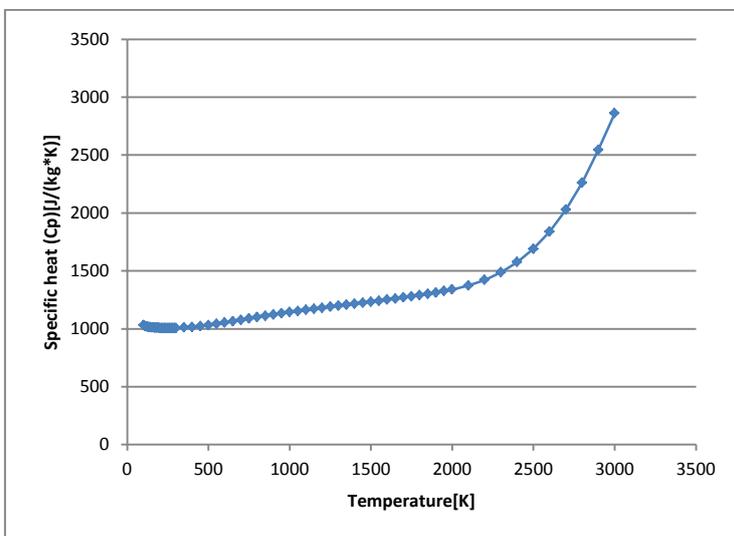
Specific heat ratio (Cp/Cv): 1.399

Molecular mass: 0.0290 kg/mol

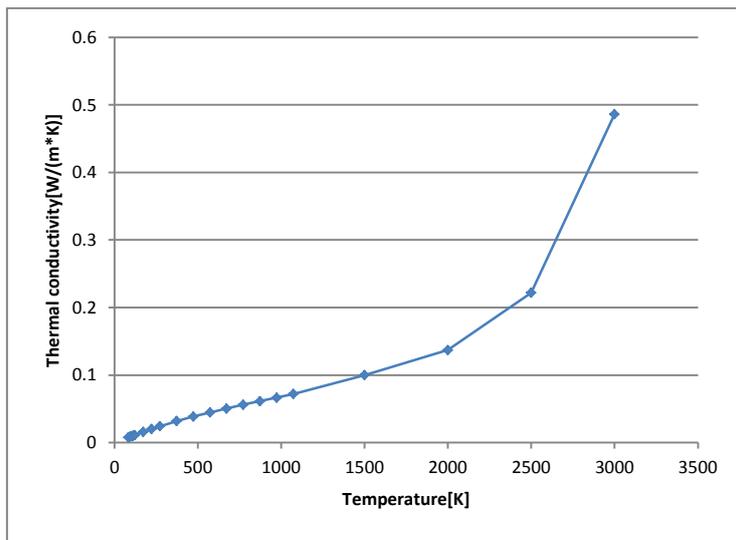
Dynamic viscosity



Specific heat (Cp)



## Thermal conductivity



## CFD SISTEMA DI TRASPORTO - FULL REPORT

### System Info

Product	Flow Simulation 2014 SP3.0. Build: 2686
Processors	Intel(R) Core(TM) i7-5500U CPU @ 2.40GHz
Memory	3995 MB / 134217727 MB
Operating system	(Build 9600)
CAD version	SolidWorks 2014 SP3.0
CPU speed	2397 MHz

### General Info

Model	sistema_rotaia_sospesa.SLDASM
Project name	CFD sistema rotaia sospesa
Units system	SI (m-k-g-s)
Analysis type	External (not exclude internal spaces)
Exclude cavities without flow conditions	Off

Coordinate system	Global coordinate system
Reference axis	X

## INPUT DATA

### Initial Mesh Settings

Automatic initial mesh: On

Result resolution level: 6

Advanced narrow channel refinement: Off

Refinement in solid region: Off

### Geometry Resolution

Evaluation of minimum gap size: Automatic

Evaluation of minimum wall thickness: Automatic

### Computational Domain

#### Size

X min	-3.800 m
X max	1.000 m
Y min	-1.000 m
Y max	1.000 m
Z min	-2.500 m
Z max	1.000 m

### Boundary Conditions

2D plane flow	None
At X min	Default
At X max	Default
At Y min	Default
At Y max	Default
At Z min	Default

At Z max	Default
----------	---------

### Physical Features

Heat conduction in solids: Off

Time dependent: Off

Gravitational effects: On

Flow type: Laminar and turbulent

High Mach number flow: Off

Humidity: Off

Default roughness: 0 micrometer

### Gravitational Settings

X component	0 m/s <sup>2</sup>
Y component	0 m/s <sup>2</sup>
Z component	-9.81 m/s <sup>2</sup>

Default wall conditions: Adiabatic wall

### Ambient Conditions

Thermodynamic parameters	Static Pressure: 101325.00 Pa Temperature: 293.20 K
Velocity parameters	Velocity vector Velocity in X direction: 16.888 m/s Velocity in Y direction: 0 m/s Velocity in Z direction: 0 m/s
Turbulence parameters	Turbulence intensity and length Intensity: 0.10 % Length: 0.010 m

## Material Settings

### *Fluids*

Air

### Goals

#### *Global Goals*

GG Av Density (Fluid) 1

Type	Global Goal
Goal type	Density (Fluid)
Calculate	Average value
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On

GG Av Velocity (X) 1

Type	Global Goal
Goal type	Velocity (X)
Calculate	Average value
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On

GG Normal Force (X) 1

Type	Global Goal
Goal type	Normal Force (X)
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On

#### *Equation Goals*

Cd drag coefficient

Type	Equation Goal
------	---------------

Formula	$GG \text{ Normal Force (X)} \frac{1}{(0.5 * 1.43 * GG \text{ Av Density (Fluid)} * GG \text{ Av Velocity (X)}^2)}$
Dimensionality	No units
Use in convergence	On

## Calculation Control Options

### *Finish Conditions*

Finish conditions	If one is satisfied
Maximum travels	4
Goals convergence	Analysis interval: 5e-001

### *Solver Refinement*

Refinement level	1
Approximate maximum cells	3300000
Refinement strategy	Tabular refinement
Units	Travels
Relaxation interval	2e-001
Refinements	2

### *Results Saving*

Save before refinement	On
------------------------	----

### *Advanced Control Options*

Flow Freezing

Flow freezing strategy	Disabled
------------------------	----------

## RESULTS

### General Info

Iterations: 251

CPU time: 804 s

## Calculation Mesh

### *Basic Mesh Dimensions*

Number of cells in X	48
Number of cells in Y	20
Number of cells in Z	34

### *Number Of Cells*

Total cells	167320
Fluid cells	141862
Solid cells	11696
Partial cells	13762
Irregular cells	0
Trimmed cells	0

Maximum refinement level: 2

## Goals

Name	Unit	Value	Progress	Use in convergence	Delta	Criteria
GG Av Density (Fluid) 1	kg/m <sup>3</sup>	1.20	100	On	2.27925634e-007	3.74390445e-007
GG Av Velocity (X) 1	m/s	16.823	100	On	0.00362617003	0.00427376492
GG Normal Force (X) 1	N	44.934	100	On	0.659643342	2.38014194
Cd drag coefficient	[-]	0.1844690	100	On	0.00307759793	0.0100624991

## Min/Max Table

Name	Minimum	Maximum
Pressure [Pa]	101055.63	101750.45
Temperature [K]	293.01	293.34

Density (Fluid) [kg/m <sup>3</sup> ]	1.20	1.21
Velocity [m/s]	0	25.186
Velocity (X) [m/s]	-6.537	23.897
Velocity (Y) [m/s]	-16.910	16.924
Velocity (Z) [m/s]	-14.445	14.459
Temperature (Fluid) [K]	293.01	293.34
Mach Number [ ]	0	0.07
Vorticity [1/s]	0.025	615.942
Shear Stress [Pa]	0	1.95
Relative Pressure [Pa]	-269.37	425.45
Heat Transfer Coefficient [W/m <sup>2</sup> /K]	0	0
Surface Heat Flux [W/m <sup>2</sup> ]	0	0

## Engineering Database

### Gases

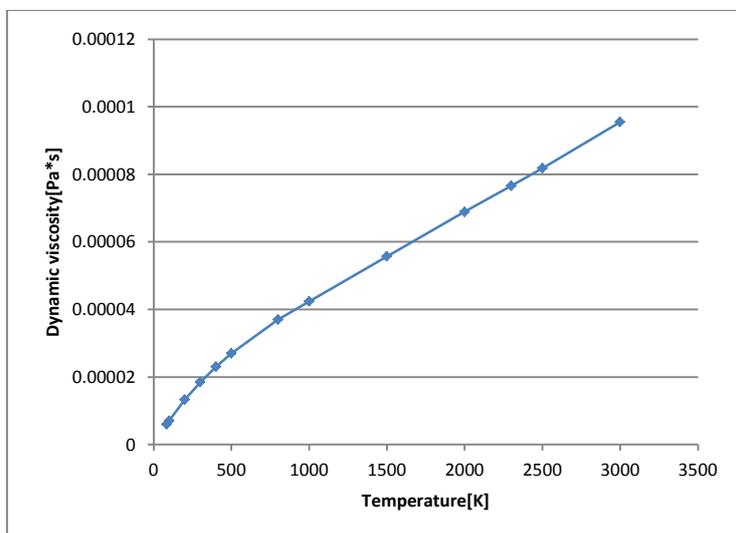
#### *Air*

Path: Gases Pre-Defined

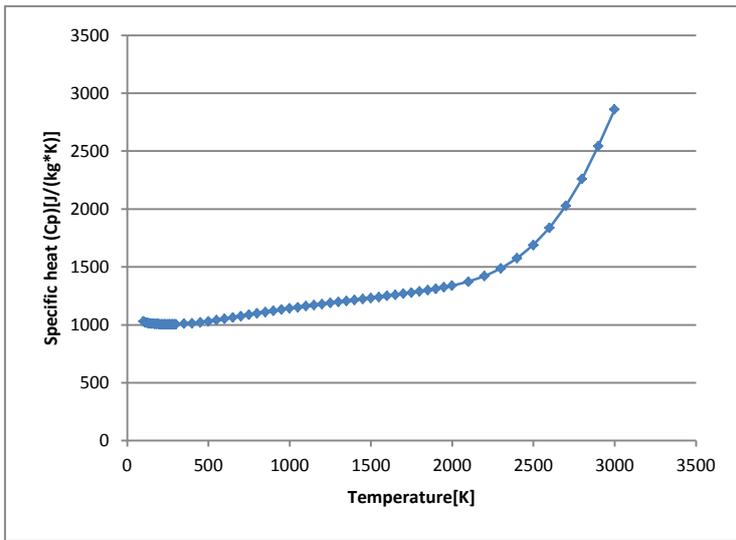
Specific heat ratio (Cp/Cv): 1.399

Molecular mass: 0.0290 kg/mol

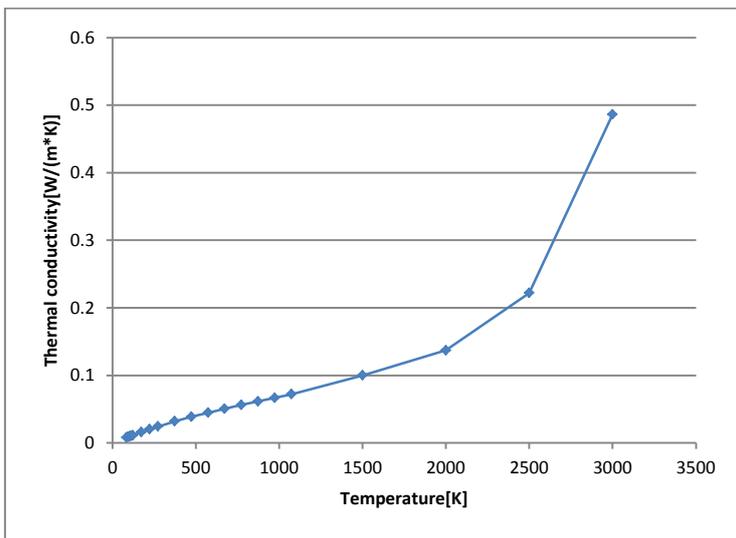
Dynamic viscosity



### Specific heat (Cp)



### Thermal conductivity





# BIBLIOGRAFIA

---

- [1] – P. Mazzoldi, M. Nigro, C. Voci – *“Fisica Volume I”* – Seconda Edizione, EdiSES.
- [2] – C. Ferraresi, T. Raparelli – *“Meccanica Applicata”* – Terza Edizione, CLUT.
- [3] – T. Berruti, E. Brusa – *“Elementi di Disegno e Costruzione di Macchine, appunti del corso”* – A.A. 2014-15.
- [4] – E. Chirone, S. Tornincasa – *“Disegno Tecnico Industriale, Volume I e II”* – Terza Edizione, Il Capitello.
- [5] – S. Kikuchi, A. Onaka – *“Monorail Development and Application in Japan”* – Journal of Advanced Transportation, Vol 22, 1988.
- [6] – A. Nehashi – *“New Types of Guided Transport”* – Japan Railway & Transport Review, 2001.
- [7] – The Monorail Society Website – [www.monorails.org](http://www.monorails.org).
- [8] – Innovative Transportation Technologies Website – [faculty.washington.edu/jbs/itans](http://faculty.washington.edu/jbs/itans).
- [9] – Advanced Transit Association Website – [www.advancedtransit.org](http://www.advancedtransit.org)
- [10] – H. Brunner, M. Hirz, W. Hirschberg, K. Fallast – *“Evaluation of Various Means of Transport for Urban Areas”* – articolo, 2018.
- [11] – The Economist – *“The Hidden Cost of Congestion”* – articolo, 2018.
- [12] – G. Graber – *“Electric Mobility: Smart Transportation in Smart Cities”* – tesi di dottorato, Università degli Studi di Salerno, A.A. 2014-15.
- [13] – A. Carraro – *“Dimensionamento di un Veicolo a Pedalata Assistita”* – tesi di laurea, Politecnico di Torino, A.A. 2012-13.
- [14] – A. Peraro – *“Analisi delle Principali Caratteristiche Elettriche di una Bicicletta a Pedalata Assistita”* – relazione di tirocinio, A.A. 2009-10.
- [15] – C. Abagnale, M. Cardone, P. Iodice, R. Marialto, S. Strano, M. Terzo, G. Vorraro – *“Design and Development of an Innovative E-Bike”* – articolo, 2016.
- [16] – N. Weisenberger – *“Coasters 101: An Engineer’s Guide to Roller Coaster Design”* – Terza Edizione, 2013.
- [17] – G. Alli, S. Formentin, S. M. Savaresi – *“On the Sustainability of EPACs in Urban Use”* – articolo, 2010.

- [18] – D. G. Wilson, J. Papadopoulos – *“Bycycling Science”* – Terza Edizione, 2004.
- [19] – R. K. Josephson – *“Mechanical Power Output from Striated Muscle During Cycling Contraction”* – 1984.
- [20] – T. Carnevale, G. A. Gaesser – *“Effects of Pedaling Speed on the Power-Duration Relationship for High-Intensity Exercise”* – articolo, 1991.
- [21] – D. Too, G.E. Landwer – *“Maximizing Power in Human Powered Vehicles: A Literature Review and Directions for Future Research”* – articolo, 2008.
- [22] – D. Linden, T. B. Reddy – *“Handbook of Batteries”* – Terza Edizione, McGraw-Hill, 2002.
- [23] – Brauer Clams USA Website – [www.brauerclampsusa.com](http://www.brauerclampsusa.com).
- [24] – Blickle Website – [www.blickle.com](http://www.blickle.com).
- [25] – SIT Drive Solutions Website – [www.sitspa.it](http://www.sitspa.it).
- [26] – Bafang Website – [www.bafang-e.com](http://www.bafang-e.com).
- [27] – Celxpert Energy Corporation Website – [www.celxpert.com.tw](http://www.celxpert.com.tw).
- [28] – Organizzazione Mondiale della Sanità OMS Website – [www.euro.who.int](http://www.euro.who.int).