

UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA
DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

SCUOLA DI DOTTORATO DI RICERCA IN INGEGNERIA INDUSTRIALE
INDIRIZZO CHIMICA, DEI MATERIALI E MECCANICA
CICLO VII

VEICOLI RICREATIVI PROGETTATI PER L'UTENTE QUOTIDIANO.

Direttore della Scuola : Ch.mo Prof. Paolo Colombo

Coordinatore d'indirizzo : Ch.mo Prof. Enrico Savio

Supervisore : Ch.mo Prof. Vittore Cossalter

Dottorando: Enrico Giolo

Sommario

Il presente lavoro illustra sinteticamente i risultati della progettazione e dello sviluppo dei metodi di progettazione di veicoli, principalmente in ambito due ruote.

Parte I. Progettazione della ciclistica di un veicolo rollante a tre ruote orientato alla mobilità urbana ed extraurbana. Il mezzo, equipaggiato da assistenza elettrica, permette il raggiungimento di alte velocità. Per scongiurare il ribaltamento in curva è stato implementato un sistema di rollio innovativo, sviluppato presso il gruppo di ricerca, ottimizzato con simulazione dinamica multibody.

Parte II. Il panorama delle motociclette da enduro non offre veicoli precisamente rispondenti alle necessità del praticante non professionista, è stata quindi progettata una motocicletta orientata alla maneggevolezza piuttosto che al conseguimento di prestazioni. La definizione preliminare di obiettivi differenti da quelli tradizionali ha guidato il progetto di un telaio a rigidità controllata ed unità propulsiva a ridotti effetti giroscopici.

Parte III. La necessità di misurare in modo oggettivo e quantificabile il comportamento del pilota alla guida un mezzo a due ruote fuori dai laboratori è ormai impellente in ricerca applicata. Solo pochi tentativi tuttavia sono stati compiuti, principalmente a causa di costo e difficoltà tecniche. L'utilizzo di tecniche di *image processing* ha permesso di mettere a punto un sistema di misura senza contatto che utilizza una sola *action camera* per ricostruire i movimenti del pilota in 6 gradi di libertà.

Parte IV. Il taglio laser dei tubi offre potenzialità tecnologiche non ancora sfruttate a fondo nell'ambito della costruzione di telai per veicoli. Sono state sviluppate tecniche di progettazione per l'assemblaggio rapido senza maschere e l'ottimizzazione strutturale di strutture tubolari. L'implementazione è immediata in ambito prototipazione, mentre sono state poste le basi per l'applicazione in ambito industriale.

Prototipi. La collaborazione con aziende del settore ha permesso di pervenire alla costruzione di prototipi di prova per tutti i progetti, sono state quindi approfondite alcune tematiche indispensabili alla progettazione completa dei veicoli. Aver affrontato tematiche trasversali al settore ha permesso di operare un proficuo travaso tecnologico tra gli ambiti affrontati.

Abstract

The present work summarizes the results of the design, and development of design methods for vehicles, mainly two wheeled.

Part I. Design of the tilting chassis for a three wheels vehicle for mid-range mobility. The vehicle, equipped by electric assistance, thus can achieve reasonable speed. To avoid the overturning in curve an innovative tilt system, developed by the research group, was implemented and optimized by means of multibody dynamics simulation.

Part II. The market of enduro motorcycles offers no vehicles specifically designed for the needs of non-professional users, therefore was developed a motorcycle designed for handling rather than performance. The early definition of design objectives different from the traditional ones led the development of a controlled stiffness chassis, and an engine characterized by reduced gyroscopic effects.

Part III. The need to objectively measure and quantify the behavior of the motorcycle driver out of the laboratory is now urgent in applied research. Only few attempts have been made, mainly because of cost and technical difficulties. The use of techniques of image processing allowed the development of a non-contact measurement system, using a single action camera to reconstruct the movements of the pilot in six degrees of freedom.

Part IV. Laser cutting of tubes provides technological potential not fully exploited in vehicle frame construction. Techniques have been developed of design for rapid assembly, and structural optimization of tubular structures. The implementation is immediate within prototyping, while the research acts as foreground for industrial application.

Prototypes. Collaboration with industry yielded to the construction of prototypes in all projects, consequently have been studied some themes essentials for the complete design of the vehicles. Having dealt with transversal themes allowed to operate a profitable technological transfer between the areas addressed.

Indice

1	Velomobile	1
1.1	Brevetto EP 1070658 A1	4
1.2	Dimensionamento preliminare	11
1.2.1	Specifiche iniziali del progetto:	11
1.2.2	Dimensioni risultanti	11
1.2.3	cuscinetti quadrilatero	14
1.2.4	Stima potenza richiesta	14
1.3	Trasferimento di carico	19
1.3.1	Veicolo non rollante	19
1.3.2	Veicolo rollante	20
1.3.3	Simulazioni dinamiche matlab	21
1.3.4	Simulazioni LMS inserire lane change	26
1.4	Puleggia anteriore	28
1.4.1	Normativa e verifiche strutturali	28
1.4.2	Sezione più sollecitata	31
1.5	Sospensione posteriore	32
1.6	Prototipo	34
2	Overfifty	35
2.1	Assetto	35
	Rapporto avancorse normalizzate	38
2.2	Telaio	40
2.2.1	Posizione del pignone e squat angle	40
2.2.2	Sospensione posteriore	46
2.2.3	Geometria e rigidità del telaio	47
2.2.4	Geometria e rigidità del forcellone	52
2.3	Motore	55
2.3.1	Effetto giroscopico generato dal motore	55
2.3.2	Progetto del motore	57
	Componenti forniti da terze parti:	57
	Componenti oggetto di modifica parziale:	58
	Componenti oggetto di progettazione:	59
2.4	Prototipo	61

3	Rider pose estimation	67
3.1	metodo	67
3.2	Pose estimation	69
3.3	Motociclo strumentato	70
3.4	Modello fisico	72
3.4.1	Calcolo della coppia generata dal pilota	73
3.4.2	Calcolo dell'angolo α	75
3.4.3	Modellizzazione del pilota secondo Dempster	76
3.4.4	Calcolo della coppia misurata dai sensori	77
3.5	Dati sperimentali	78
3.5.1	Risultati delle prove sperimentali	78
3.5.2	Analisi dei risultati	85
4	Telai e taglio laser	89
4.1	Metodo	89
4.1.1	Punti principali in cui si è articolato lo studio	89
4.1.2	La tecnologia taglio laser	90
4.2	Incastri	92
4.3	Cannotto	101
4.4	Prototipo	104
	Bibliografia	107

Capitolo 1

Velomobile

Velomobile è un veicolo a propulsione umana chiuso da una carenatura per garantire protezione da intemperie, urti e vantaggio aerodinamico. Tipicamente derivati da biciclette reclinate (*recumbent*) a due o tre ruote (*trike*) sono propulsi a pedali con pilota in posizione supina. La Velomobile nasce dalla voglia di adoperare un veicolo a pedali che sia pratico, veloce, comodo, sicuro e alternativo all'uso dell'auto.



Figura 1.1: dimensioni principali

1925 (Francia) Il costruttore di automobili Charles Mochet crea *Velocar*, il primo veicolo assimilabile ad un velomobile. Il veicolo a quattro ruote, a propulsione umana, che produceva ebbe più successo dei suoi mezzi motorizzati. Egli morì a metà degli anni '30 e la compagnia passò al figlio. Nonostante ci fosse un rinnovato interesse per i mezzi a propulsione umana durante e subito dopo la seconda guerra mondiale, a causa della carenza di materie prime, quando la popolazione ebbe i mezzi iniziò a preferire veicoli di taglia maggiore e propulsi da motori. La compagnia *Velocar* seguì il trend e tornò ad aggiungere il motore ai suoi veicoli, producendo automobili fino agli anni '50.

1940 (Svezia) A causa della carenza di materiali dovuta alla seconda guerra mondiale, i disegni di un veicolo a 3 ruote a propulsione umana iniziarono a essere distribuiti, nasceva il *Fantom*. Si stima che da allora siano stati venduti oltre 100'000 progetti del *Fantom*, tuttavia pochi esemplari completi esistono a tutt'oggi. A causa della sua struttura, in tubi d'acciaio rivestita di legno, era un veicolo pesante per la sua taglia.

1980 (Danimarca) L'ingegnere Carl-Georg Rasmussen incappò nei disegni del *Fantom* e la crisi energetica degli anni '70 (People Powered Vehicle (PPV) americani) gli fece da sprone per progettare una versione leggera e moderna del veicolo. Il veicolo era in vetroresina ed è conosciuto con il nome di *Leitra*. Questo velomobile pioneristico è in vendita dal 1983 e tutt'ora disponibile presso la *Leitra*.

1990 (Netherlands) Bart Verhees costruì il suo primo *Alleweder* (tutte-lestagioni) completamente in alluminio, il progetto era iniziato alla fine degli anni '80 e la produzione nel 1991 (le vendite non ebbero successo). *Flevobike* tuttavia gradì il progetto e creò un kit per l'*alleweder*, questo ebbe il successo commerciale ricercato. A metà degli anni '90 tuttavia la produzione di questa versione dell'*alleweder* cessò ed una parte dello staff di *Flevobike* fondò *Velomobiel.nl* creando i modelli *Quest* e *Mango*. Delle versioni aggiornate dell'*Alleweder* originale sono oggi prodotte da *VelomobileUSA (FAW+)* e *Alligt (a4)*.

La maggior parte dei velomobili odierni sono stati ispirati dai progetti *Leitra* e *Alleweder*.

Fin dai primi modelli le Velomobili vengono fate competere in gare dedicate agli HPV (Human Powered Vehicles) per dimostrare la loro velocità ed impiegate nei lunghi raid mettendone in luce notevoli doti di affidabilità e sicurezza.

Streamliner a parte (veicoli carenati a due ruote pensati per battere i record tra i veicoli HPV) la Velomobile, dotata solitamente di tre ruote, persegue invece la massima praticità per essere utilizzata nei percorsi abituali (lavoro, commissioni, gite...) con il minor dispendio di energia.

Tale rendimento nell'uso *normale* è garantito dal basso coefficiente di penetrazione aerodinamica (C_x), dalla posizione reclinata comoda ed efficace, dalla protezione dagli agenti atmosferici. Ora la diffusione delle biciclette elettriche impone di elettrificare i velomobili perché abbiano successo.

Eurosystems

Ricerca su velomobili ibridi esistenti:

- Velofuturo, di Gabriele Casali <http://www.velofuturo.com> (in fase di sviluppo)
- Aerorider, nederland, 2 modelli in vendita <http://www.aerorider.com>
- Organic Transit, vari modelli, in via di produzione <http://www.organictransit.com/>

Eventi internazionali recenti:

- 6th European seminar on Velomobile, Copenhagen 2009
- 7th International Velomobile Seminar, Dronten NL 2012

Articoli su velomobili ibridi: Dr. Andreas Fuchs, Switzerland sembra essere l'unico ad aver studiato il problema dell'accoppiamento in serie uomo-macchina per le finalità che ci proponiamo. Ha costruito un prototipo a fini di studio.

I Brevetti su sistemi trike rollanti sono oltre 12. Il sistema a quadrilatero è facilmente implementabile ed offre possibilità di personalizzazione della dinamica del mezzo. Questo fattore è da ritenersi di massima rilevanza per l'appetibilità al pubblico.

Ergonomia: sicuramente la posizione 'recumbent' è da adottarsi, è da considerare il movimento tipo 'step' anziché la pedalata per la generazione di energia: esso potrebbe risultare più efficiente e confortevole.

Prestazioni: i modelli più prestazionali tendono a posizionare il pilota disteso e vicino al suolo per migliorare la penetrazione aerodinamica.

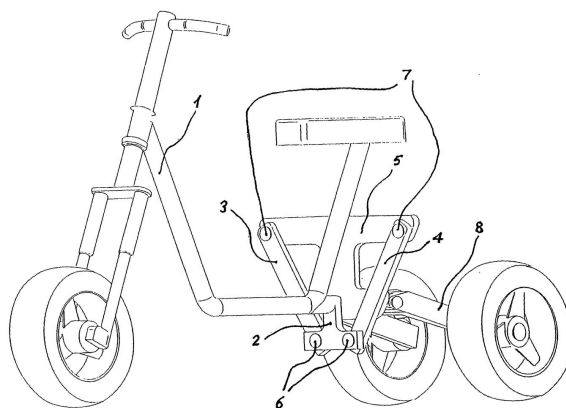
1.1 Brevetto EP 1070658 A1

(19) 	Europäisches Patentamt European Patent Office Office européen des brevets	(11)  EP 1 070 658 A1
(12) EUROPEAN PATENT APPLICATION		
(43) Date of publication: 24.01.2001 Bulletin 2001/04		(51) Int Cl.7: B62K 5/04
(21) Application number: 99114532.7		
(22) Date of filing: 23.07.1999		
(84) Designated Contracting States: AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU MC NL PT SE Designated Extension States: AL LT LV MK RO SI	(74) Representative: Grünecker, Kinkeldey, Stockmair & Schwanhäusser Anwaltssozietät Maximilianstrasse 58 80538 München (DE)	
(71) Applicant: APRILIA S.P.A. 30033 Noale (Venezia) (IT)	<u>Remarks:</u> Amended claims in accordance with Rule 86 (2) EPC.	
(72) Inventor: Cossalter, Vittore 35030 Selvazzano, Padova (IT)		

(54) **Mechanism for the construction of a three-wheeled vehicle with front rolling part**

(57) Mechanism for the construction of a three-wheeled vehicle with front rolling part (1). The front part of the vehicle is linked to the rear part (8) by a four-sided mechanism. During movement on a bend it is inclined as normally takes place in two-wheeled vehicles, and the rear part is not involved in the rolling movement. The mechanism is made up of four members: one member known as the front frame (2) is connected to the front

rolling part of the vehicle, a second member known as the rear frame (5) is connected to the non-rolling part of the vehicle, and the other two members (3,4) that link the two frames determine the position of the roll axis (y) of the front member with respect to the rear. The plane (v) on which the mechanism is positioned is perpendicular to the longitudinal plane of the vehicle. Variants will be produced.

Fig. 1

EP 1 070 658 A1

1

EP 1 070 658 A1

2

Description

[0001] This invention concerns a mechanism used in the construction of a three-wheeled rolling vehicle with one front and two rear wheels. The vehicle is made up of two parts, the front and the rear. The front rolling part (figs. 1-2) is made up of the structure of the vehicles, to which the steering tube, the fork with handlebars, the front wheel and the saddle are connected. The non-rolling rear part is made up of the rear fork with rear suspension, the engine installed either rigidly or elastically on the fork, and the load-bearing axle to the ends of the two rear wheels. The two rear wheels are connected to the engine through a differential mechanism.

[0002] The front part is connected to the rear part by an articulated four-sided mechanism. The member of the mechanism connected to the front part is referred to below as the front frame and the member of the mechanism connected to the rear part is known as the rear frame.

[0003] The mechanism that connects the front part to the rear has the purpose of enabling the rotating roll movement of the front part with respect to the rear, around an axis perpendicular to the plane of the mechanism itself. This rotation axis is carefully positioned and oriented towards the non-rolling rear part of the vehicle. The position and orientation depend on the geometry and kinetics of the four-sided mechanism (figs. 3-4).

[0004] In the current state of development of the technique, devices to construct three-wheeled vehicles with rolling front part are already known. The most widespread vehicle is made up of two parts, one front and one rear, connected to each other with a rotating coupling, or hinge, whose axis is situated on the longitudinal plane of the vehicle. This solution makes it possible to orient the roll axis but creates the restriction that the roll axis, due to construction reasons, cannot be close to the road level, unlike the solution produced by this invention.

[0005] In the known solution, the roll axis intersects the road level close to the points of contact of the rear wheels and is consequently inclined upwards, that is, it intersects the normal conduct at road level, passing through the front wheel at a certain distance, comparable with the dimensions of the front wheel. One of the limits of the known system is that on a bend the inside rear wheel undergoes a reduction in load while the outside rear wheel undergoes an equivalent increase in load. This behaviour is negative in the sense that as the speed of the vehicle increases and the bend radius decreases the vehicle may overturn.

[0006] The objective of this invention is to overcome these limits and make it possible to construct rolling three-wheeled vehicles in which the roll rotation axis is positioned in space and is suitably oriented in accordance with the different applications of the vehicle.

[0007] The control of the position and orientation of the roll axis, which takes place using the mechanism in-

involved in this invention, makes it possible to obtain vehicles with different dynamic characteristics, for example understeer or oversteer or with very good directional stability.

[0008] In addition, the invention makes it possible to reduce the load differences on the two rear wheels on a bend to the point where these are eliminated.

[0009] The invention will now be further clarified with reference to the attached drawings, which illustrate the operating concepts with forms of construction given merely by way of example, as a number of technical or constructive variations can always be made without leaving the context of this invention.

[0010] Figure 1 shows a perspective view of the essential elements of the three-wheeled vehicle, with the front rolling part and in particular the system that links the front and rear parts, as developed in the invention. The number 1 indicates the front part consisting of the steering tube and telescopic front fork.

3 and 4 indicate the two rigid members, known as rocker arms, which connect the front frame indicated by 2 with the rear frame, 5. 6 indicates the two kinetic elements, also known as pivots, which connect the front frame with the rocker arms. 7 indicates the pivots that connect the rocker arms with the rear frame 5.

[0011] Figure 2 shows an exploded view of the single members of the innovative three-wheeled vehicle.

[0012] Figure 3 shows the position of the instantaneous rotation centre of the front frame with respect to the rear frame. The instantaneous rotation centre of the front frame 2 with respect to rear frame 5 can be set at the height required at the design stage. This position may be at, below or above road level. The rotation axis of the rolling movement passes through the instantaneous rotation centre and is at right angles to the level at which the plane mechanism is situated.

[0013] Figure 4 shows a variant on the invention in which the plane of the four-sided mechanism is not at right angles to the road level. In this way, the roll axis may be inclined as necessary downwards or upwards and made to intersect the road level at the point required.

[0014] The advantage of using this mechanism, as can be seen from the figures, is that it becomes possible to position the roll axis as required. The different spatial positions of the roll axis make it possible to obtain vehicles with different dynamic behaviour.

[0015] Figure 5 shows a perspective view with the connection of the rear fork and the design of the rear suspension.

[0016] A variant that the invention can support is the use of front suspension different from that shown, for example of a four-sided type, with leading or trailing arm.

[0017] The rear fork is indicated by 8. The engine is fixed to the rear fork. This has an automatic gearbox or variable speed drive and differential rotation which are not shown in the drawings of this invention, as they are inessential.

3

EP 1 070 658 A1

4

[0018] The rear suspension system may be laid out in the traditional way using two springs with shock absorbers 9, which connect the frame 5 with the fork 8 as shown in figure 5. A variant that has no influence on the operation of the invention is a suspension using a kinetic system and fitted with a single spring and shock absorber group.

[0019] The construction of a vehicle with correctly positioned and oriented roll axis makes it possible to obtain specific dynamic behaviour. The roll axes positioned close to ground level make the vehicles more stable, with stability defined as the property that the vehicle possesses of returning spontaneously to the vertical position even at low speed if no torque is applied to the handlebars, with clear safety advantages. Axes closer to the centre of gravity of the vehicle, and consequently with rotation axes higher than road level, give more manoeuvrable and easier to handle vehicles, which therefore change their trajectory more easily.

[0020] In addition, with the variation of the axis height the method of loading the rear wheels during steering manoeuvres changes continuously. In particular, the vertical load difference between the inside and outside wheels of the vehicle varies. It is therefore possible to design the four-sided mechanism in such a way that the load is distributed as evenly as possible to both the wheels.

[0021] The mechanism can be fitted with a suitable locking system, to be inserted when in the vertical position. The locking system may be applied to one or more of a rotating kinetic pair of the four-sided mechanism indicated with 6 and 7.

[0022] To give the vehicle greater vertical stability, in such a way that it will remain vertical even when stationary, a suitable elastic element may be inserted, which will determine a recall action towards the vertical balance position, between front frame 2 and rear frame 5 or between 2 and the rocking arms 3 and 4, or between rear frame 5 and the rocker arms 3 and 4.

[0023] This elastic element may be of the torsion type, and therefore applied to one or more rotating pairs 6 and 7, or linear and therefore connected to two suitable points of two members of the four-sided mechanism.

Claims

1. Mechanism used to connect the rolling front part (1) with a wheel to the non-rolling rear part (8) with two wheels in a three-wheeled vehicle. This consists substantially of an articulated four-sided mechanism located on a plane (V) which is perpendicular to both the longitudinal plane and the roll axis (Y) of the vehicle.
2. Mechanism as described in claim 1, in which the rigid sides of the four-sided mechanism, which are connected to each other with rotating elements (6,

7) already known, consist of a first element or frame (2) which is solid with the front part (1) of the vehicle, a second element or frame (5) which is solid with the rear part, and a pair of oblique members or rocker arms (3, 4), in which the point of intersection of the axes of these rocking arms (3, 4) is on the roll axis (Y) of the vehicle and forms the instantaneous rotation centre (I.R.C.) between the two parts (1, 8) of the vehicle which, in accordance with the dimensions of the rigid sides (2, 3, 4, 5) of the articulated four-sided mechanism, is located above, below or at road level (P).

3. Mechanism as described in claims 1 or 2, in which the location plane (V) of the articulated four-sided mechanism is at right angles to the road level (P).
4. Mechanism as described in claims 1 or 2, in which the location plane (V) of the articulated four-sided mechanism is inclined with respect to the road level (P).
5. Mechanism as described in claims 2 to 4, fitted with elastic elements whose purpose is to lock the vehicle in the vertical position, even when it is stationary.
6. Mechanism as described in claim 5, in which the locking elements are of the torsion type and applied to at least one pair of the rotating elements (6, 7).
7. Mechanism as described in claim 5, in which the locking elements are a pair of linear parts, each of which is applied to two suitable points of at least one pair of sides (2, 3, 4, 5) of the articulated four-sided mechanism.
8. Mechanism as described in any of the previous claims, in which the articulated four-sided mechanism is connected to the rear part (8) of the vehicle by means of at least one dampened elastic element (9) acting along an inclined axis (Z) with respect to the roll axis of the vehicle.

Amended claims in accordance with Rule 86(2) EPC.

1. Mechanism used to connect a one wheel rolling front part (1) to a two-wheeled non-rolling rear part (8) in a three-wheeled vehicle, characterized in that it consists, substantially of an four-sided linking mechanism located on a plane (V) which is perpendicular to both the longitudinal middle plane (P) and the roll axis (Y) of the vehicle.
2. Mechanism as described in claim 1, characterized in that the rigid sides of the four-sided linking mechanism, which are connected to each other with kinetic elements (6, 7) already known, consist of a

5

EP 1 070 658 A1

6

first element or frame (2) which is solid with the front part (1) of the vehicle, a second element or frame (5) which is solid with the rear part, and a pair of oblique rigid members or rocker arms (3, 4), in which the point of intersection of the axes of these rocking arms (3, 4) is on the roll axis (Y) of the vehicle and forms the instantaneous rotation centre (I. R.C.) between the two parts (1, 8) of the vehicle which, in accordance with the dimensions of the rigid sides (2, 3, 4, 5) of the articulated four-sided mechanism, is located above, below or at road level (P).

3. Mechanism as described in claims 1 or 2, characterized in that the location plane (V) of the four-sided linking mechanism is at right angles to the road level (P).

4. Mechanism as described in claims 1 or 2, characterized in that the location plane (V) of the four-sided linking mechanism is inclined with respect to the road level (P).

5. Mechanism as described in claims 2 to 4, characterized in that it is provided with elastic elements whose purpose is to lock the vehicle, even when it is stationary in the vertical position.

6. Mechanism as described in claim 5, characterized in that the locking elements are of the torsion type and applied to at least one pair of the rotating elements (6, 7).

7. Mechanism as described in claim 5, characterized in that the locking elements are a pair of linear parts, each of which is applied to two suitable points of at least one pair of sides (2, 3, 4, 5) of the four-sided linking mechanism.

8. Mechanism as described in any of the previous claims, characterized in that the four-sided linking mechanism is connected to the rear part (8) of the vehicle by means of at least one dampened elastic element (9) acting along an inclined axis (Z) with respect to the roll axis (Y) of the vehicle.

50

55

4

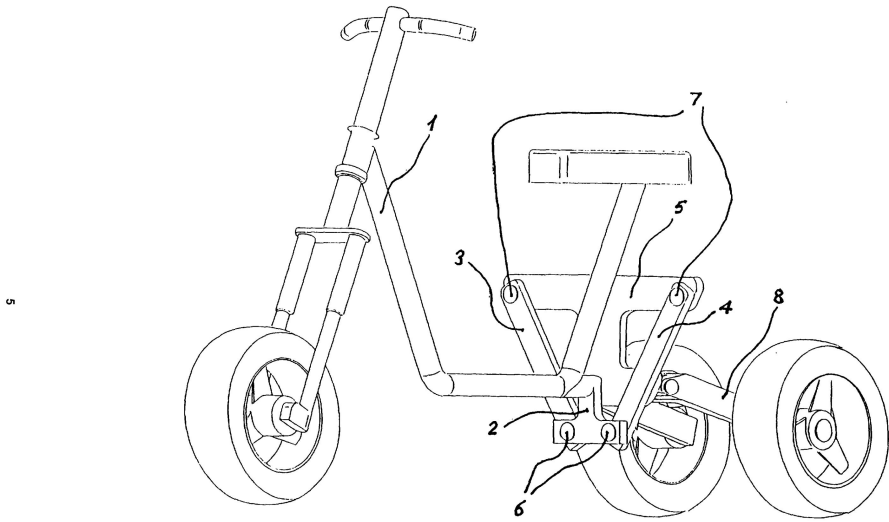


Fig. 1

EP 1 070 658 A1

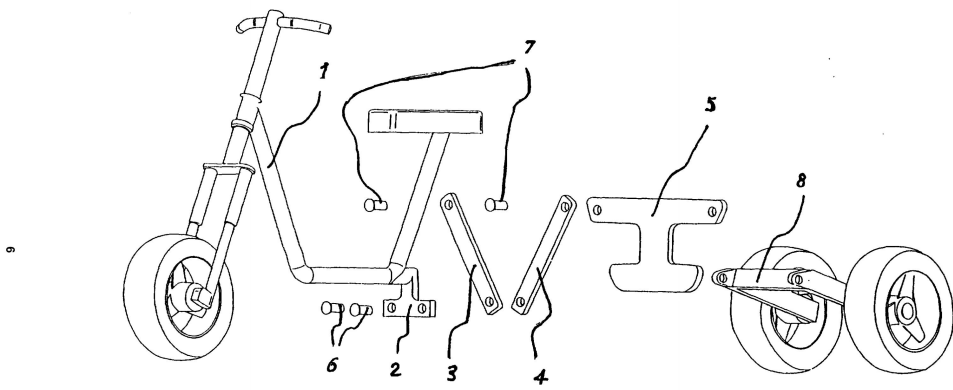


Fig. 2

EP 1 070 658 A1

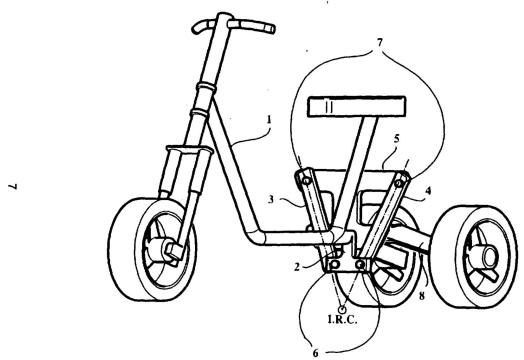


FIG. 3

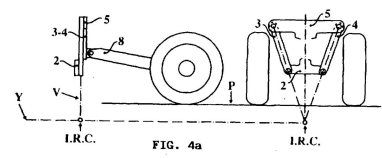


FIG. 4a

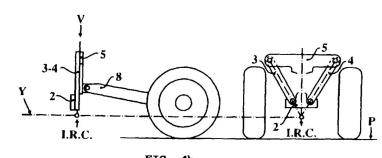


FIG. 4b

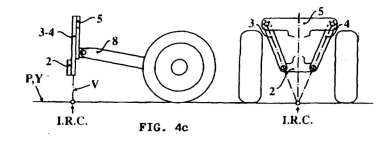


FIG. 4c

EP 1 070 658 A1

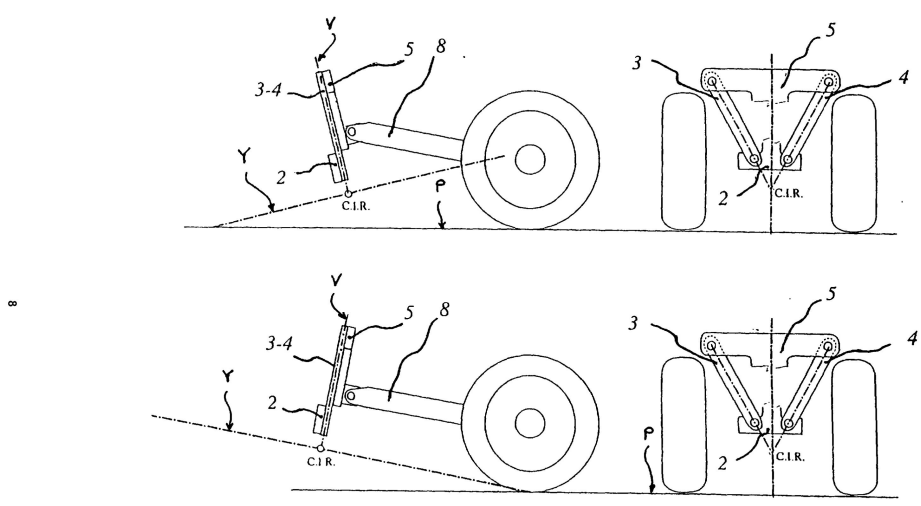


Fig. 4

EP 1 070 658 A1

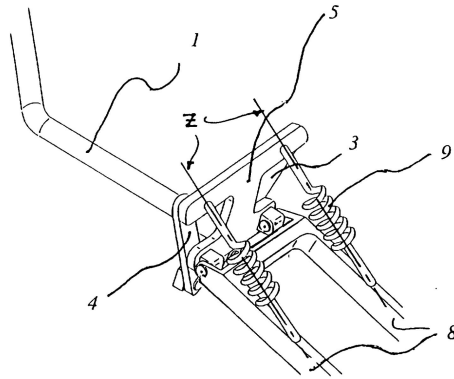


Fig. 5

9

EP 1 070 653 A1

1.2 Dimensionamento preliminare

1.2.1 Specifiche iniziali del progetto:

- Altezza max sedile da terra 420 mm
- Altezza massima della carenatura 1350 mm
- Larghezza circa 800 mm
- Lunghezza massima 2000 mm.
- Motori elettrici su ruote posteriori
- Carenatura portante
- Velocità massima con solo batterie 40 km/h
- Velocità massima con l' ausilio della dinamo azionata a pedali 60 km/h.
- Autonomia 50 Km con solo batterie.
- Veicolo rollante.
- Sedile integrato con schienale regolabile.
- Ventilazione forzata.
- vano di carico
- manovrabilità in spazi ristretti (raggio curva, retromarcia)
- 2 ruote posteriori Big Apple 60-406, (diametro rotolamento 625 mm)
- Valutare la possibilità di parcheggiarla in verticale per non occupare troppo spazio in garage.
- Accelerazione: rapida fino a 15-20 km/h e poi più graduale gestendo assorbimento da batteria.

1.2.2 Dimensioni risultanti

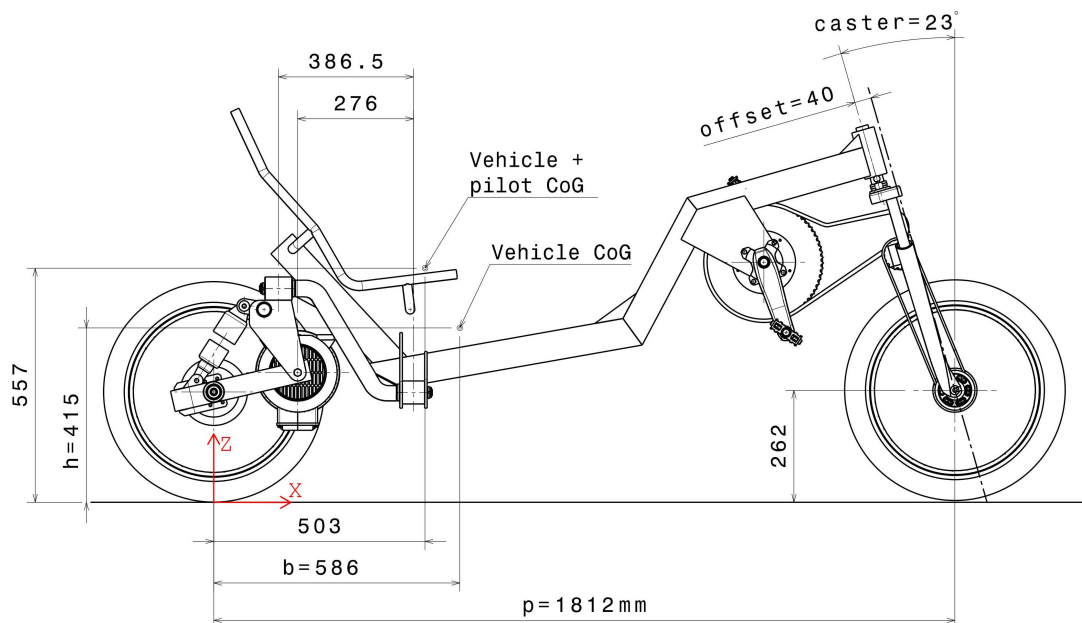


Figura 1.2: dimensioni principali

Masse e baricentri	m [kg]	Z Cog	X Cog
telaio anteriore	17	497	1190
telaio anteriore + uomo	102	690	537
telaio anteriore + uomo + batt	129	594	568
telaio anteriore + uomo + batt + carena	153	615	594
telaio posteriore	32	295	91
telaio posteriore + bilancieri	35	302	102
mezzo completo + uomo	188	557	503
pilota	85	729	404
e-velo	103	415	586

Le dimensioni del quadrilatero permettono di avere un angolo di rollio massimo di 25° e altezza da terra del centro di istantanea rotazione di circa 9mm.

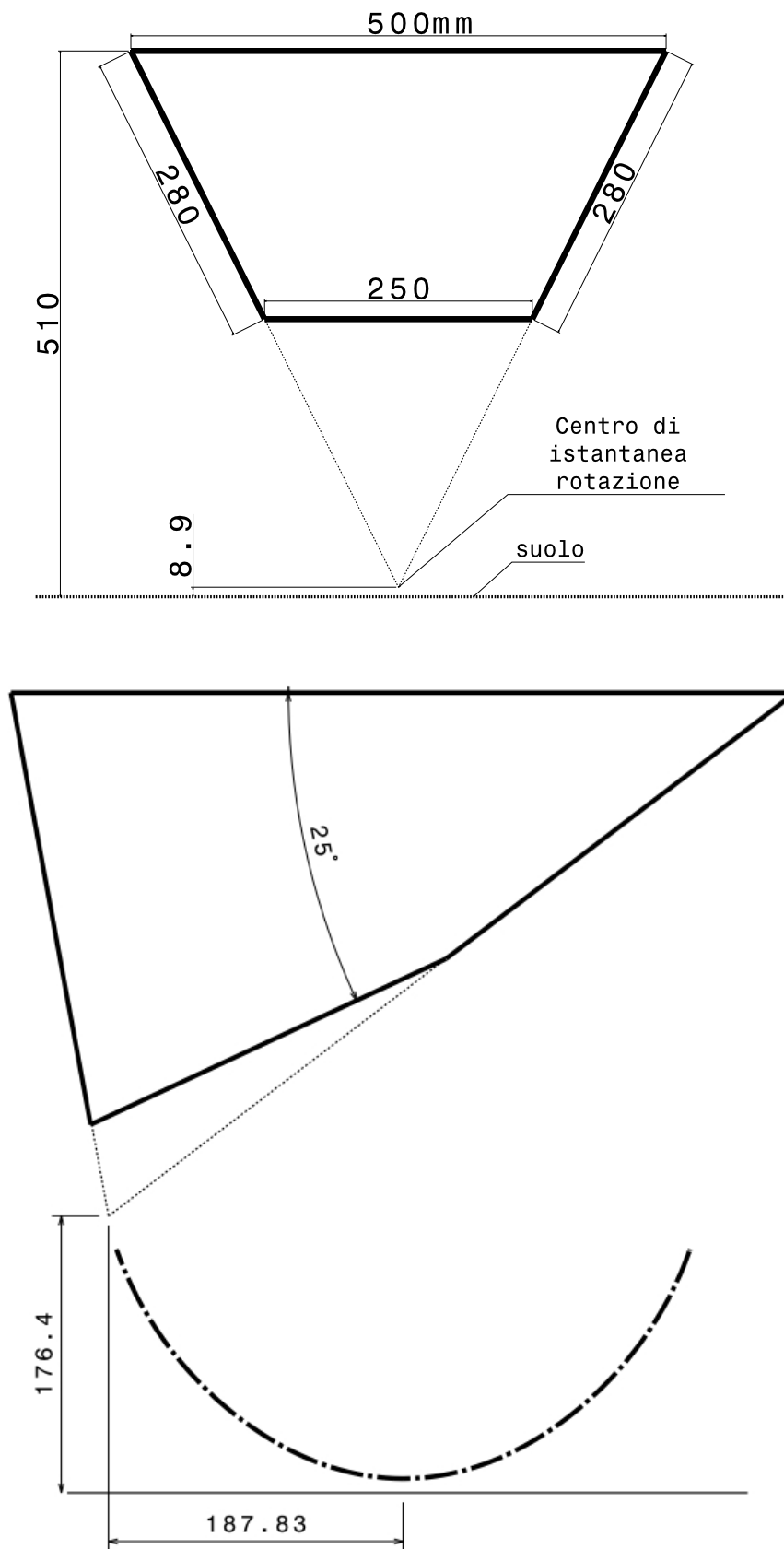


Figura 1.3: schema quadrilatero

1.2.3 cuscinetti quadrilatero

calcolo carichi e validazione cuscinetti

Dalla distribuzione delle masse prevista risultano maggiormente sollecitati i cuscinetti che realizzano la coppia rotoidale tra i bilancieri ed il telaio posteriore, con la seguente configurazione di carico:

forza radiale	506 N
forza assiale	200 N
momento	285 Nm

Per questi carichi si consiglia di utilizzare la medesima soluzione adottata nel veicolo costruito presso l'università:

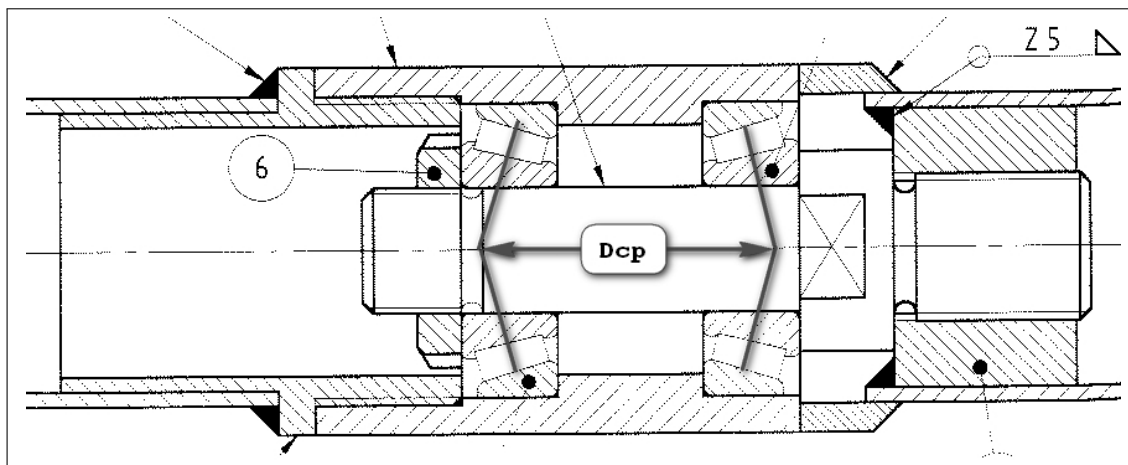


Figura 1.4: configurazione cuscinetti

Cuscinetti SKF 30203 in configurazione ad O con distanza dei centri di pressione (Dcp) di almeno 50mm per ottenere un carico equivalente sul cuscinetto pari al limite di fatica.

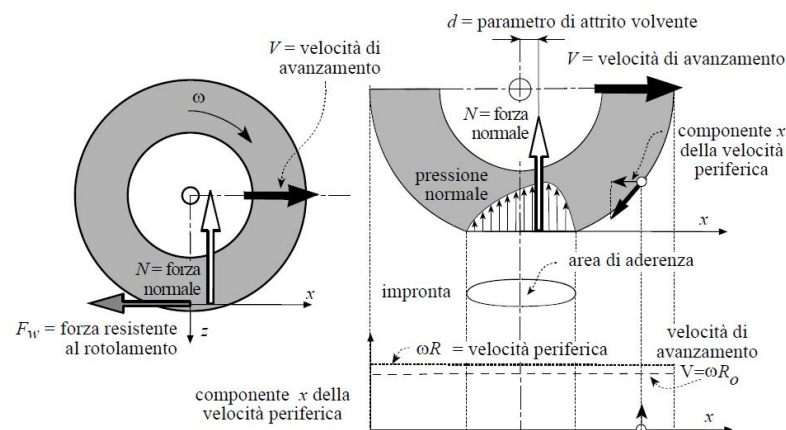
1.2.4 Stima potenza richiesta

La stima preliminare della potenza richiesta dal veicolo, necessaria per il dimensionamento del motore elettrico, è stata condotta a partire dalle prestazioni richieste, da alcuni dati di letteratura e dalla misura degli pneumatici che verranno utilizzati. Dato che a bassa velocità il consumo di energia per l'avanzamento è dovuto principalmente agli pneumatici questi sono stati caratterizzati con lo speciale macchinario *mototiremeter* utilizzato all'Università di Padova.

Dal testo [9] una breve spiegazione del fenomeno:

Durante il rotolamento dello pneumatico, la porzione di circonferenza che arriva a contatto con il terreno subisce una deformazione. [...]

A causa dell'isteresi del materiale dello pneumatico, parte dell'energia spesa nel deformare la carcassa non viene restituita nella successiva fase di distensione. Ciò comporta un cambio nella distribuzione delle pressioni di contatto, che pertanto non sono simmetriche, ma sono maggiori nella zona davanti all'asse della ruota. Come



mostrato in figura, la risultante delle pressioni di contatto normali è spostata in avanti della distanza d rispetto al centro della ruota. Tale spostamento è chiamato il *parametro di attrito volvente*. Quindi, per muovere la ruota a velocità di avanzamento costante, è necessario vincere un momento di attrito volvente pari a:

$$M_w = d N$$

La resistenza al rotolamento è espressa tramite una forza resistente che si oppone al moto di avanzamento, ed il cui valore è dato dal prodotto del coefficiente di attrito di rotolamento $f_w = d/R$ per il carico verticale:

$$F_w = f_w N = \frac{d}{R} N$$

Oltre al tipo di pneumatico (a struttura radiale o a tele incrociate), alle sue dimensioni, alla temperatura ed alle condizioni di utilizzo, la resistenza al rotolamento dipende principalmente dalla velocità di avanzamento e dalla pressione di gonfiaggio. La resistenza di rotolamento aumenta con l'angolo di rollio.

Dalle misure effettuate a Padova su pneumatici di misura 37-622, è risultato un parametro di attrito volvente $d \simeq 2mm$, alla pressione di 4 bar e velocità di 2 km/h. Non avendo informazioni attendibili su altri pneumatici utilizziamo questo dato per i calcoli.

Massa [kg]	150	veicolo pilota
velocità [km/h]	45	
d [m]	0.002	parametro d'attrito al rotolamento
F_n [N]	1470.9	forza normale
M resist [Nm]	-2.9418	momento resistente
Roll rad [m]	0.25	raggio ruota
F_w [N]	-11.767	forza resistente
fw (Crr)	0.008	Coefficiente attrito rotolamento
Circumference [m]	1.5708	
omega [rad/s]	50	velocità angolare
P [W]	-147.09	potenza spesa

Per quanto riguarda le perdite aerodinamiche si ha:

CdA [m ²]	0.15	coefficiente resistenza aerodinamica
Fdrag [N]	-11.719	Forza resistente
Pdrag [W]	-146.48	potenza spesa

Con questi presupposti è necessaria una potenza di circa 300W, equamente ripartiti tra aerodinamica e rotolamento.

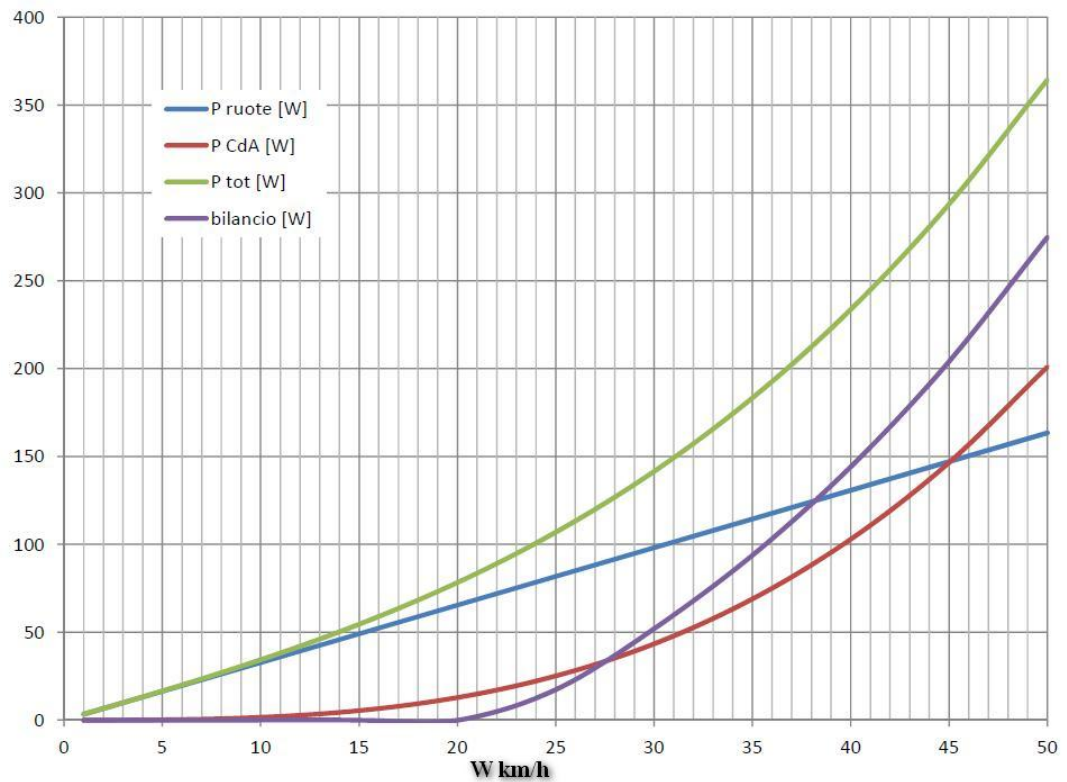
Un raffronto con misure eseguite su velomobili esistenti conferma che la stima della potenza richiesta è in linea con quella degli altri veicoli.

Velocità a 210W, peso e raggio di sterzata di alcuni velomobili:

modello	km/h	kg	m
Leitra		30	
Quest	43.7	33.8	10.7
Waw	43.2	8.25	
Mango	41.2	32.7	7.8
Flevo-Allewedder	40.0	32.0	6
Go-One	37.8	29.0	6.15
Alligt-Allewedder	37.8		
Cab Bike	37.6		
Speedster	36.2		
Versatile	34.0		6

Nel grafico si evidenzia come la resistenza aerodinamica (curva rossa) sia veramente poco importante alle basse velocità, e tutta la potenza si spende per vincere l'attrito di rotolamento (curva blu). Dato che la grandezza che più influenza la forza resistente al rotolamento è il peso del veicolo, conviene puntare su una riduzione delle masse prima di preoccuparsi eccessivamente dell'aerodinamica.

La curva viola denominata *bilancio* tiene conto di un contributo di 100W dato dalla pedalata, sottraendolo alla potenza totale richiesta al motore elettrico (curva verde). Considerato il rendimento della trasmissione nei seguenti termini:



rendimenti meccanici

albero ingranaggi conici	96%
albero doppio cardano	96%
cambio	97%

rendimento trasmissione 89%

Restano circa 90W, sufficienti a far avanzare il mezzo fino ad una velocità di 23km/h.

Considerando il profilo standard di prestazione per un utente normale (figura 1.5) è evidente come una potenza di 100W sia sostenibile per lungo tempo senza affaticare.

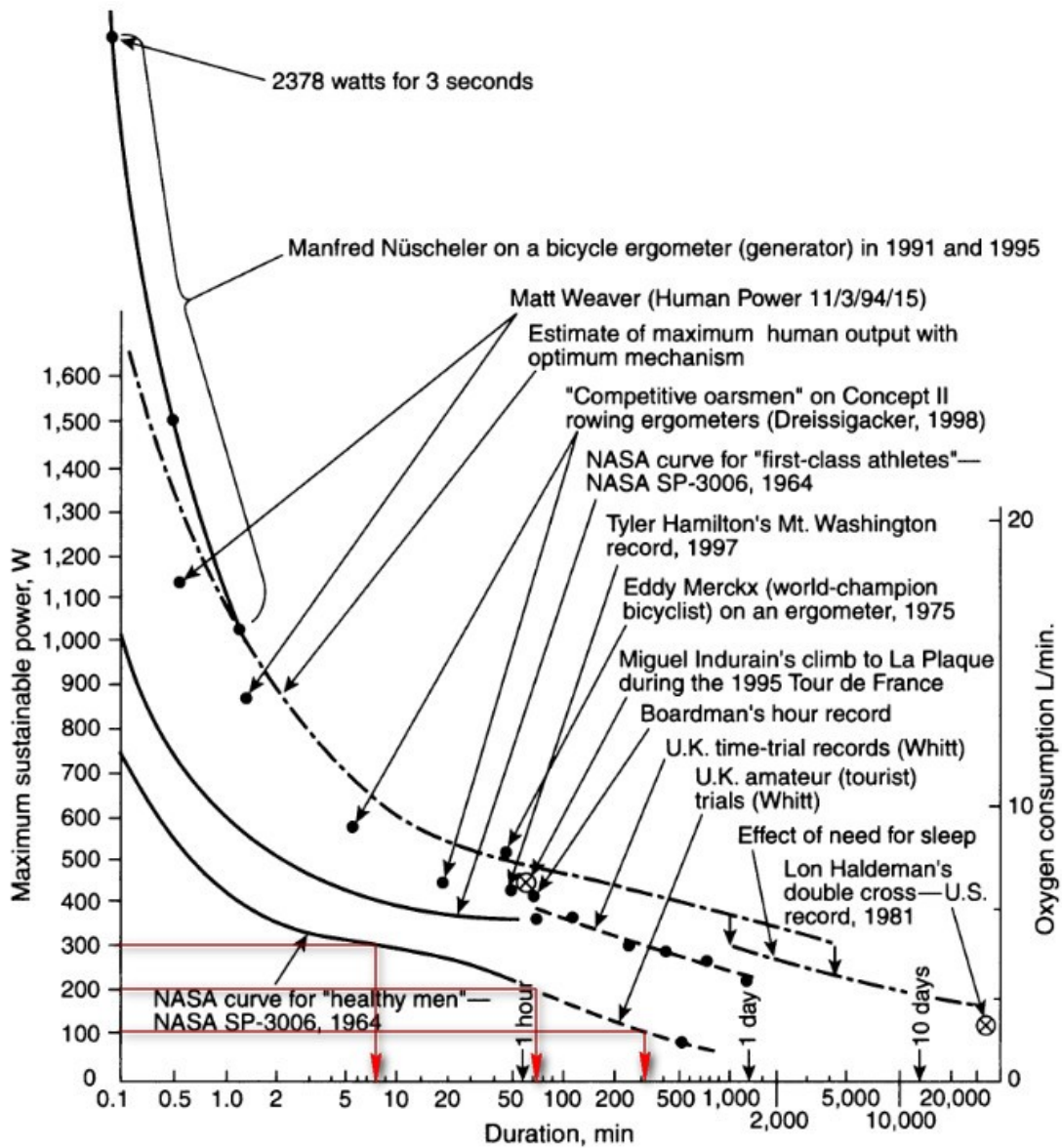


Figura 1.5: curve di prestazione per ciclisti

1.3 Trasferimento di carico

In questo capitolo verrà analizzato il dimensionamento del sistema di rollo, implementazione del sistema a quadrilatero brevettato. Verrà analizzata l'influenza dei principali parametri di progetto sulla stabilità del veicolo. Saranno esposti i risultati delle simulazioni con codice *multibody*.

1.3.1 Veicolo non rollante

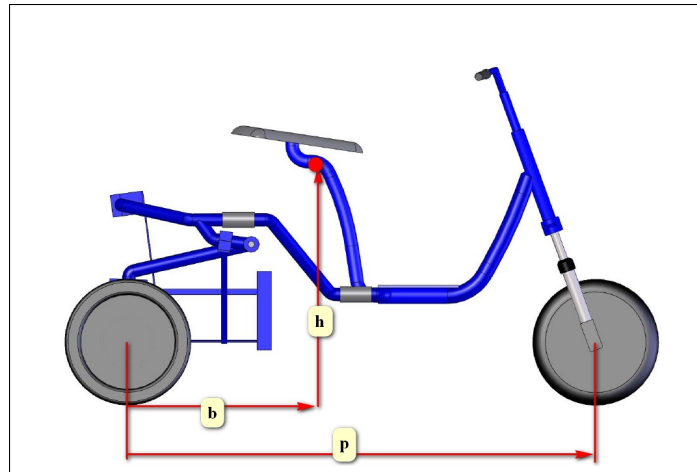


Figura 1.6: veicolo non rollante

Consideriamo un veicolo a tre ruote non rollante che percorra una curva a raggio costante, il trasferimento di carico tra le ruote posteriori ΔN è esprimibile risolvendo l'equilibrio alla rotazione del retrotreno:

$$\Delta N = \frac{v^2}{R_c} M \frac{h}{t}$$

dove:

t è la distanza tra le ruote posteriori (carreggiata)

M la massa dell'intero veicolo

p il passo

b, h le coordinate del centro di massa

v la velocità di percorrenza della curva

R_c il raggio della curva

Il carico agente sulla singola ruota posteriore è pari alla metà del carico totale afferente al retrotreno N_r :

$$\frac{N_r}{2} = \frac{M}{2} g$$

da cui il trasferimento di carico normalizzato

$$\frac{\Delta N}{N_r/2} = 2 \frac{v^2}{R_c} \frac{h}{t} g$$

L'espressione indica come il trasferimento di carico dipenda esclusivamente da altezza del baricentro e carreggiata del veicolo.

1.3.2 Veicolo rollante

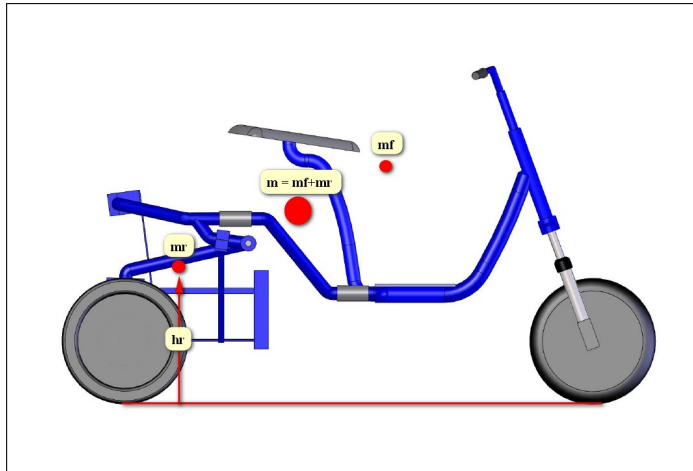


Figura 1.7: veicolo rollante

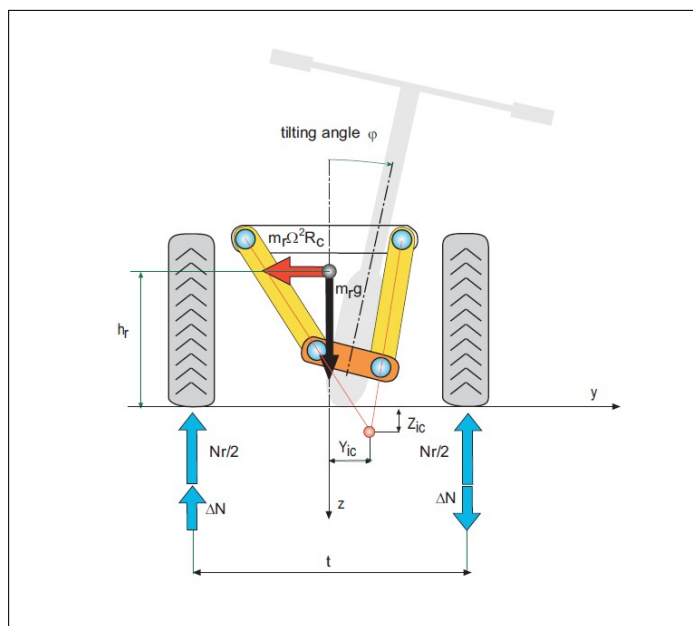


Figura 1.8: veicolo rollante

Per il veicolo rollante, con sistema a quadrilatero, il carico agente sulla singola ruota posteriore è il medesimo del caso non rollante:

$$\frac{N_r}{2} = \frac{M}{2} \frac{(p-b)}{p} g$$

Il trasferimento di carico però acquista nuovi termini che tengano conto del contributo dell'avantreno rollante:

$$\Delta N = \frac{v^2}{R_c} m_r \frac{h_r}{t} - \Delta M_r \left(\frac{v^2}{R_c} Z_{ic} + g Y_{ic} \right) \frac{1}{t}$$

$\frac{v^2}{R_c} m_r \frac{h_r}{t}$ rappresenta il trasferimento del solo retrotreno non rollante, m_r, h_r sono infatti massa e altezza della sola parte non rollante (non il peso gravante sul retrotreno).

$\Delta M_r = M \frac{(p-b)}{p} - m_r$ è la differenza tra la massa gravante sul retrotreno e la massa della parte non rollante.

(Z_{ic}, Y_{ic}) sono le coordinate del centro di istantanea rotazione del quadrilatero, positive come indicate in figura.

La formula deve essere risolta per date velocità e raggio di curvatura, calcolando la posizione di equilibrio del mezzo (angolo di rollio) che permetta di percorrere la traiettoria.

Il trasferimento di carico tra le ruote, a parità di carreggiata, diminuisce se:

- ΔM_r cresce, quindi la massa della parte non rollante è piccola ed il baricentro di quella rollante arretrato
- (Z_{ic}, Y_{ic}) crescono, quindi l'asse di rollio del mezzo è sotto il terreno

L'altezza del centro di massa della parte anteriore non compare nella formula, non ha quindi influenza diretta sul trasferimento di carico.

1.3.3 Simulazioni dinamiche matlab

Con il modello matematico del mezzo sono state condotte delle analisi preliminari atte ad indagare l'effetto delle principali caratteristiche geometriche del mezzo. E' stata simulata la percorrenza di una curva a raggio costante (30m) a velocità crescente.

In figura 1.9 si apprezza la differenza nel trasferimento di carico tra veicolo tiltante e non tiltante. Il veicolo non tiltante, a parità di caratteristiche geometriche, solleva la ruota interna a velocità superiori ai 45km/h. Quello tiltante ha un trasferimento di carico pari ad appena 1/4 del carico agente sulle ruote posteriori.

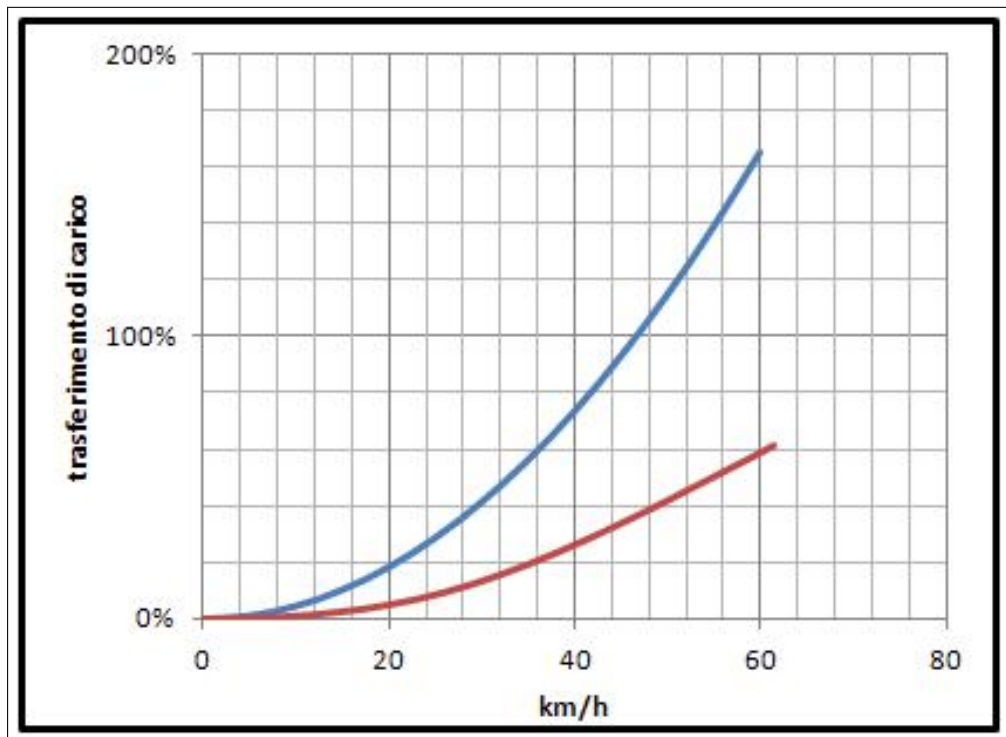


Figura 1.9: traserimento di carico del veicolo rollante (rosso) e non rollante (blu)

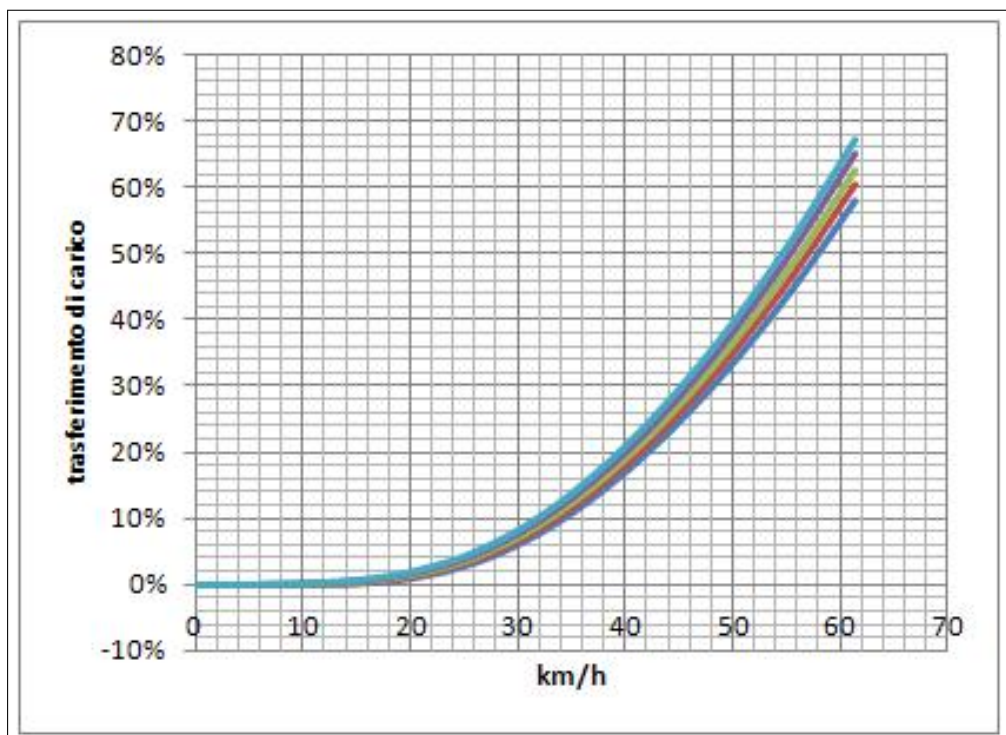


Figura 1.10: Altezza del baricentro del retrotreno non rollante.
Aumentando l'altezza del baricentro del retrotreno da 250 a 350 mm da terra, si aumenta leggermente il trasferimento di carico.

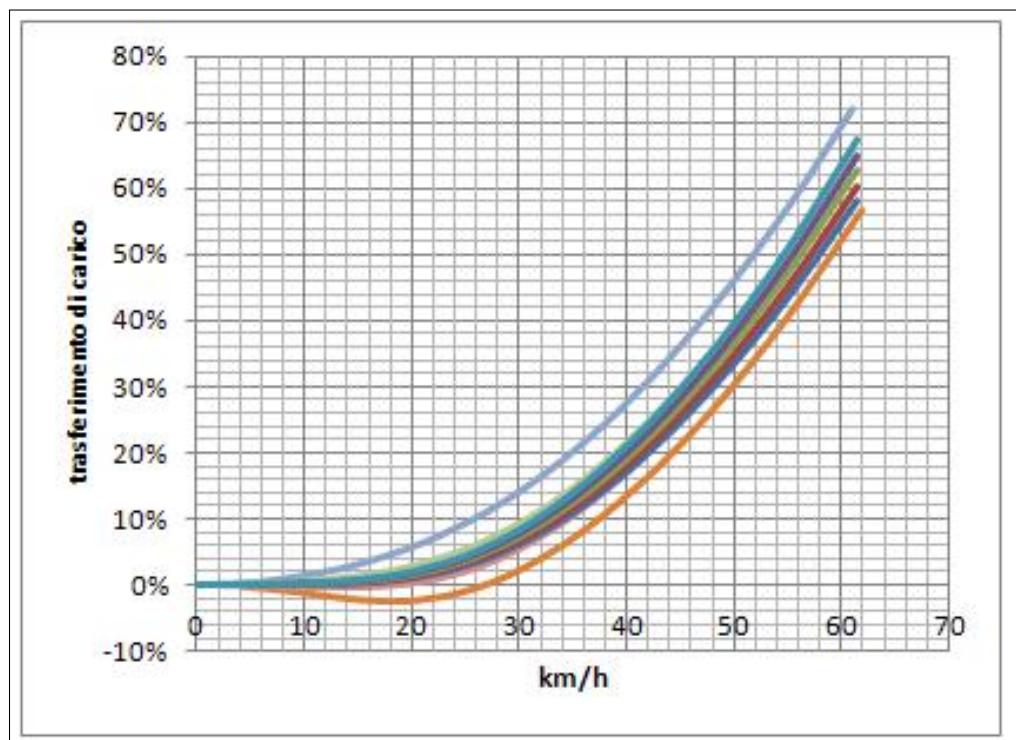


Figura 1.11: *Spostamento in avanti baricentro avantreno.*

Con il baricentro della parte rollante molto arretrato si può avere un trasferimento di carico negativo, la ruota interna alla curva è dunque più caricata di quella esterna.

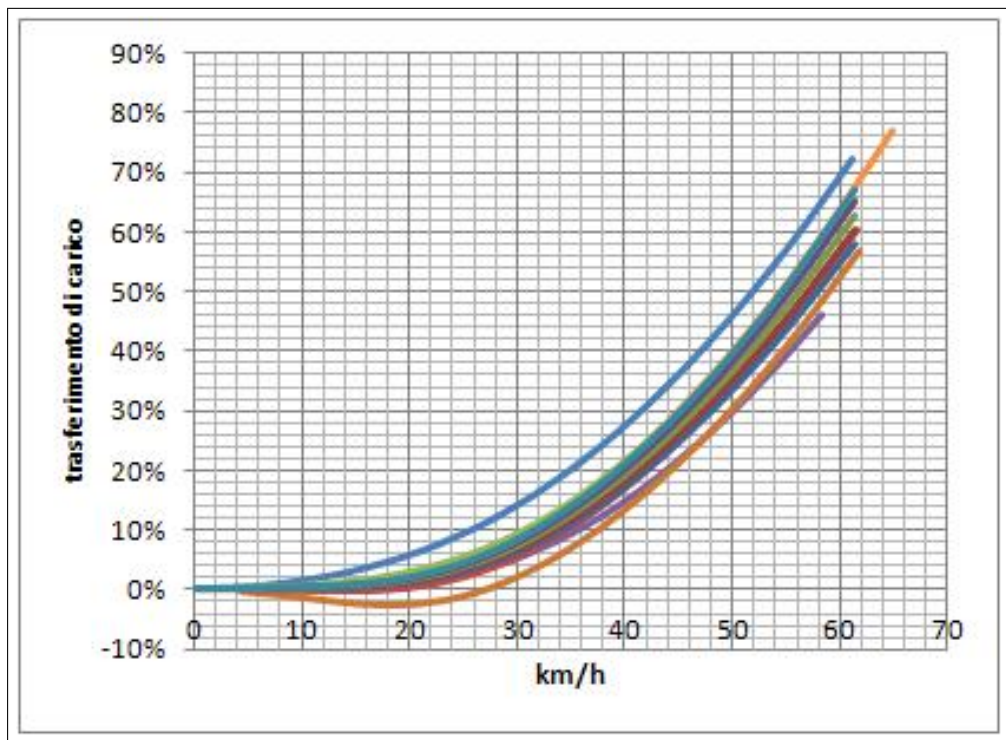


Figura 1.12: *Spostamento verso l'alto del centro di rollio.*

Spostando verso l'alto il quadrilatero, senza variarne la geometria, si alza l'asse di tilt del mezzo. Solo per grandi angoli di piega l'effetto è di aumentare il trasferimento di carico.

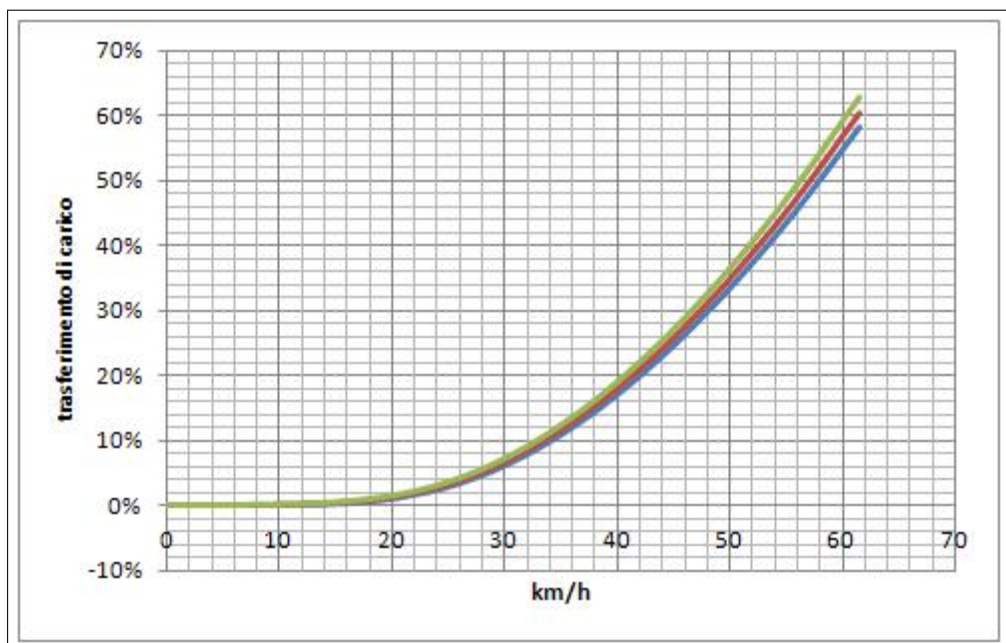


Figura 1.13: *Spostamento in alto del baricentro avantreno.*

Aumentando l'altezza del baricentro della parte rollante il trasferimento di carico non varia.

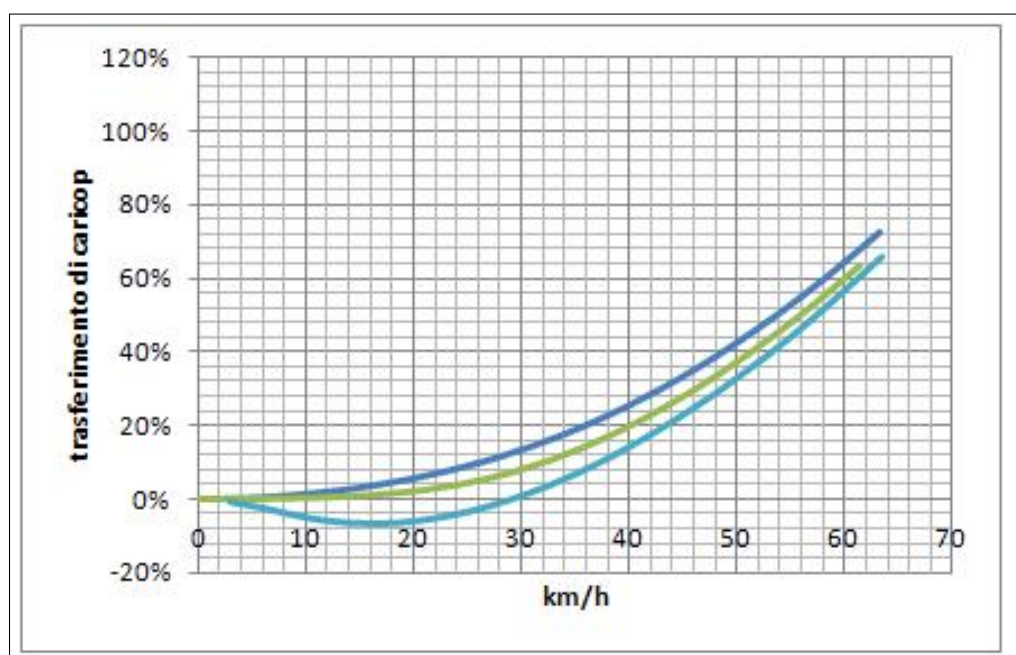


Figura 1.14: *Spostamento in basso del centro di rollio.*

Aumentando la lunghezza della biella nel quadrilatero si porta sotto il terreno l'asse di tilt del veicolo, l'effetto è di annullare o rendere negativo il trasferimento di carico.

1.3.4 Simulazioni LMS inserire lane change

Le simulazioni con codice Multibody permettono una descrizione più accurata delle caratteristiche dinamiche del mezzo e degli pneumatici. Nello specifico è stato utilizzato il software commerciale *LMS Virtual Lab* per costruire un modello dinamicamente equivalente al veicolo reale e studiarne il comportamento in manovre tipiche al fine di avere una predizione realistica sulla stabilità del mezzo.

Trasferimento di carico in curva di raggio costante. E' stato simulato il comportamento del mezzo in una tipica manovra di *steady turning* per valutare il trasferimento di carico atteso tra le ruote posteriori.

velocità km/h	Rcurva m	ϕ rollio deg	ζ sterzo deg	trasf. carico $\Delta N/N$
25	40	18°	5.0°	8%
50	80	25°	2.1°	28%

Le simulazioni, in accordo con il modello matematico (fig. 1.9), prevedono un margine di sicurezza sufficiente a garantire che il veicolo non vada incontro a ribaltamento nelle condizioni d'uso previste.

Si attende tuttavia la sperimentazione con il primo prototipo per meglio definire un utilizzo *tipico* di questo mezzo, data la scarsità di dati reperibili per le previsioni.

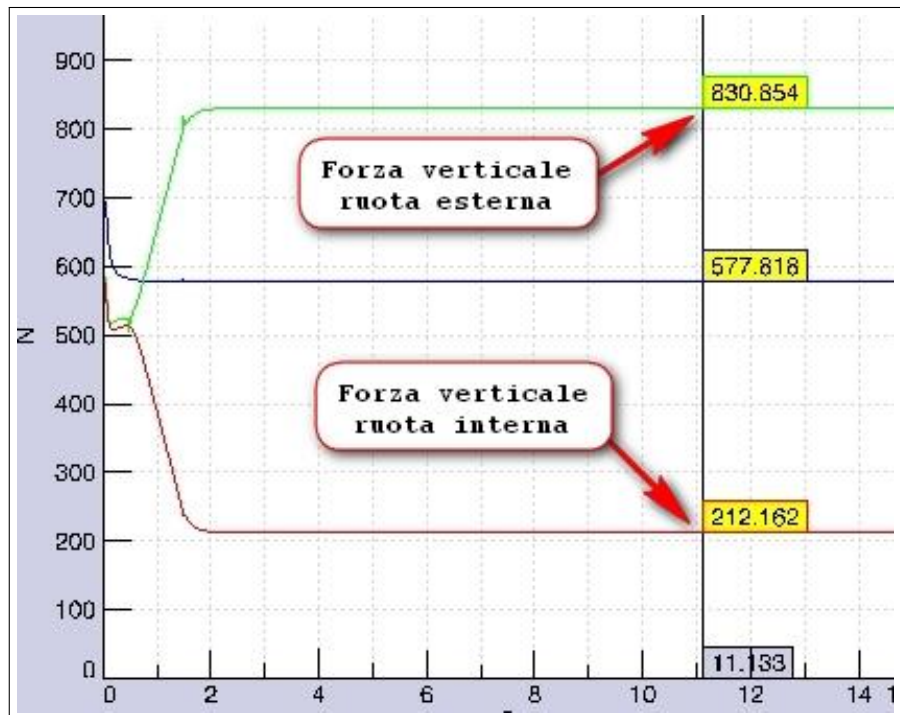


Figura 1.15: 25 km/h, veicolo non rollante.

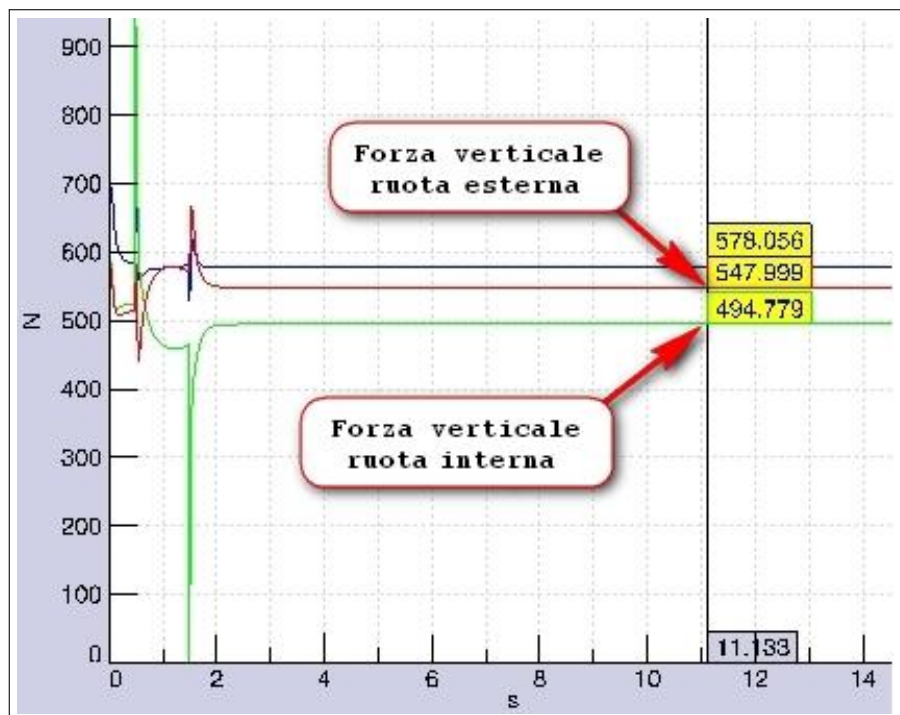


Figura 1.16: 25 km/h, veicolo rollante

1.4 Puleggia anteriore

L'integrazione della propulsione umana con quella elettrica è stata risolta disaccoppiando fisicamente i due sistemi: elettrico per le ruote posteriori e umano sulla ruota anteriore. Si pone a questo punto il problema di integrare le funzioni di sterzo, sospensione e propulsione nell'avantreno del mezzo.

Il meccanismo ideato permette di disaccoppiare il movimento dello sterzo da quello dei pedali, garantendo la trazione sulla ruota anteriore sia in rettilineo che in curva.

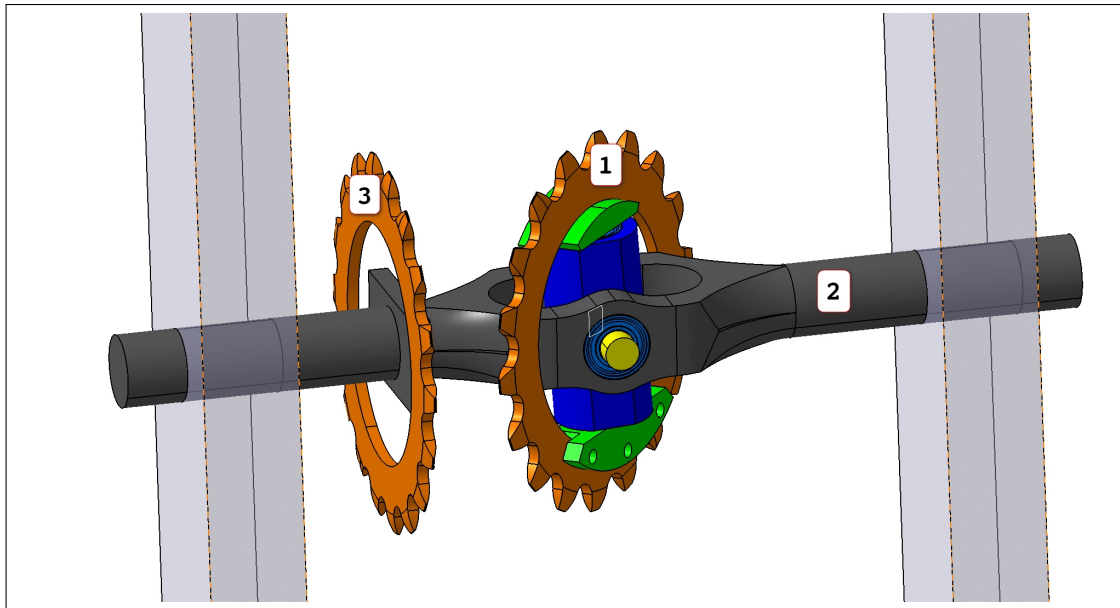


Figura 1.17: schema del meccanismo

La catena di trasmissione muove la ruota 1 che equivale all'albero di ingresso in un giunto di cardano. L'albero 2, montato con cuscinetti sulla forcella anteriore, trasmette il moto in uscita alla ruota 3. Una seconda catena è parallela alla forcella e collega la ruota 3 al mozzo ruota anteriore.

I componenti all'interno della ruota 1 costituiscono un giunto di Cardano che permette di mantenere un angolo costante tra i piani delle ruote 1 e 3 durante la rotazione dell'albero 2.

Secondo la classica analisi del giunto l'omocineticità è garantita nel normale range di utilizzo: il rapporto di trasmissione ha una variazione inferiore all' 1% con 8° di sterzo.

1.4.1 Normativa e verifiche strutturali

UNI EN 14764

4.13.6 Sistema di azionamento - Prova di resistenza statica

4.13.6.1 Requisito

In caso di prova con il metodo descritto nel punto 4.13.6.2, non devono verificarsi fratture di alcun componente del sistema di azionamento e la capacità di azionamento non deve andare perduta.

4.13.6.2 Metodo di prova

4.13.6.2.1 Generalità

Eseguire la prova di carico statico del sistema di azionamento su un gruppo costituito da telaio, pedali, sistema di trasmissione, gruppo ruota posteriore e, se appropriato, meccanismo di cambio marcia. Sostenere il telaio con il piano centrale verticale e con la ruota posteriore trattenuta in corrispondenza del cerchione per impedirne la rotazione.

4.13.6.2.2 Sistema a una velocità

Con la pedivella sinistra in posizione in avanti, applicare una forza, F , che incrementa progressivamente fino a 1500 N verticalmente verso il basso al centro del pedale sinistro. Mantenere questa forza per 1 min. Se il sistema cede o i pignoni di trasmissione si serrano al punto che la pedivella ruota in assenza di carico in una posizione oltre 30° gradi sotto l'orizzontale, rimuovere la forza di prova, riportare la pedivella in posizione orizzontale o in una posizione appropriata sopra l'orizzontale per tenere conto del cedimento e ripetere la prova. Al completamento della prova sulla pedivella sinistra, ripetere la prova con la pedivella destra in posizione in avanti e con la forza applicata al pedale destro.

Dato il metodo di prova ed i carichi richiesti in normativa, sono stati calcolati i carichi e gli sforzi sui vari componenti dell'azionamento, con particolare attenzione ai componenti della puleggia orientabile per assicurarne l'idoneità (tabella 1.1).

Sono state ipotizzate tre configurazioni di carico: quella da *normativa*, la pedalate di un utente *sportivo* e quella di un utente *normale*.

Tabella 1.1: calcolo dei carichi sui componenti del pignone-cardano

		Normativa	Sportivo	Normale
P pedivella	N	1500	500	130
Lp pedivella	mm	170	170	170
coppia albero pedale	Nm	255	85	22
R trasmissione		3/10	3/10	3/10
M albero cardano	Nm	76.5	25.5	6.63
Dp corona Z60	mm	242.7	242.7	242.7
T tiro catena	N	1071	357	93
Perno Crociera				
Lc/2	mm	22.0	22.0	22.0
Fc cuscinetto	N	3477	1159	301
Crociera				
L p/2	mm	26.0	26.0	26.0
Fp cuscinetto	N	2942	981	255
Pignone ruota				
L /2 pignone ruota	mm	41.15	41.15	41.15
F perno ruota	N	1859	620	161
cuscinetti 628-8				
	C	1330	1330	1330
	C0	570	570	570
	Pu	24	24	24
	S0 > 0.5	0.16	0.49	1.89

Tabella 1.2: sforzi su albero crociera

		Normativa	Sportivo	Normale
d	mm	8	8	8
Wf	mm ³	50.27	50.27	50.27
L braccio	mm	5	6	8
F	N	2942	981	255
M	Nmm	14'712	5'885	2'040
σ_{max}	MPa / Mpa	293	117	41

1.4.2 Sezione più sollecitata

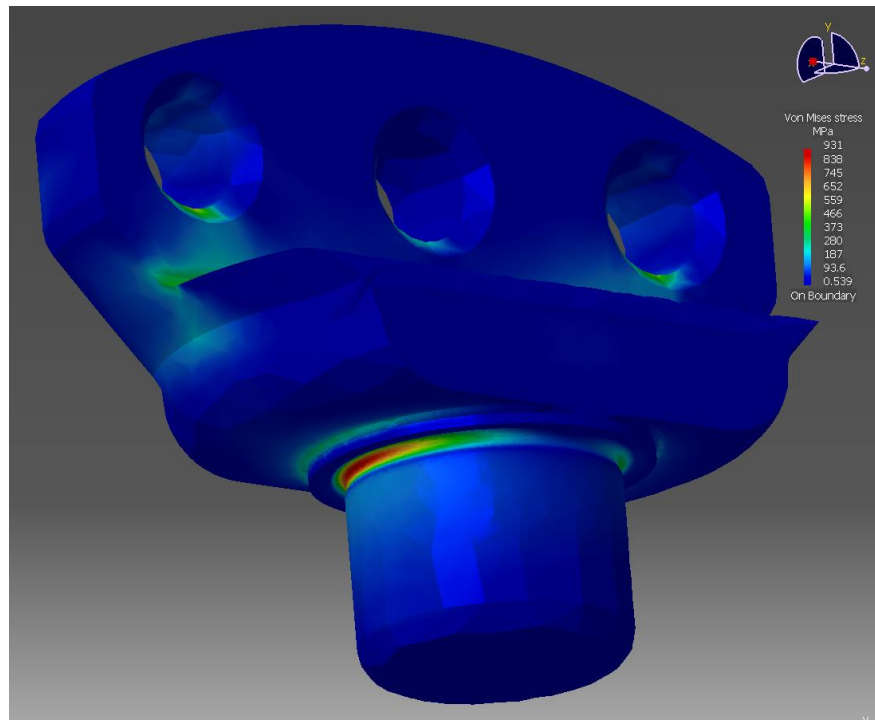


Figura 1.18: verifica strutturale perno corona, componente più sollecitato della trasmissione.

Come si evince dall'immagine il punto più sollecitato è il raccordo alla base del perno corona. Con il carico previsto da normativa la tensione massima prevista è di oltre 900MPa, quindi si consiglia di utilizzare un acciaio di adeguata resistenza. Nelle condizioni di carico più comuni invece gli sforzi saranno ridotti di un ordine dei grandezza.

1.5 Sospensione posteriore

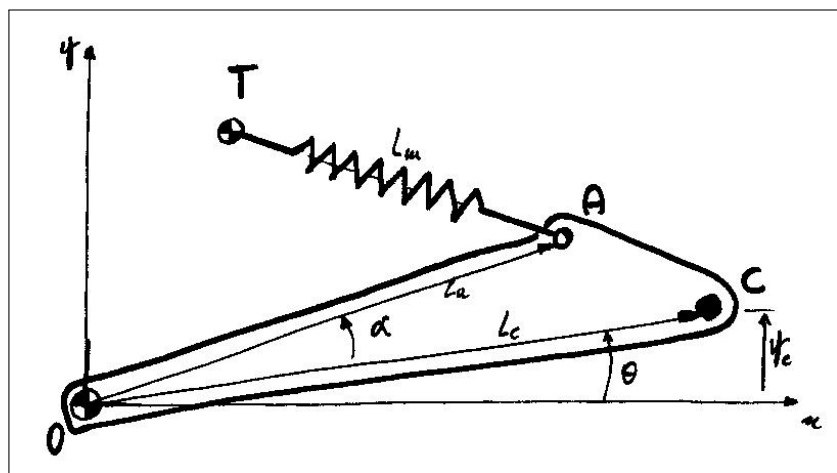


Figura 1.19: schema di calcolo per sospensione posteriore

Delle molte soluzioni testate è stata scelta una configurazione che permetta di alloggiare l'ammortizzatore scelto. Con la molla fornita ($K = 6 \text{ daN/mm}$) la posizione statica risulta a circa $1/3$ della corsa con forcellone orizzontale.

$L_m \text{ max}$	290.0 mm	lunghezza ammortizzatore
$L_m \text{ c}$	60.0 mm	corsa ammortizzatore
T_x	132.0 mm	
T_y	210.0 mm	
L_c	205.0 mm	
L_a	170.0 mm	
α	-15.0°	
$Y_c \text{ min}$	-45.6 mm	completamente esteso
$Y_c \text{ max}$	33.0 mm	completamente compresso
$Y_c \text{ travel}$	78.6 mm	corsa ruota

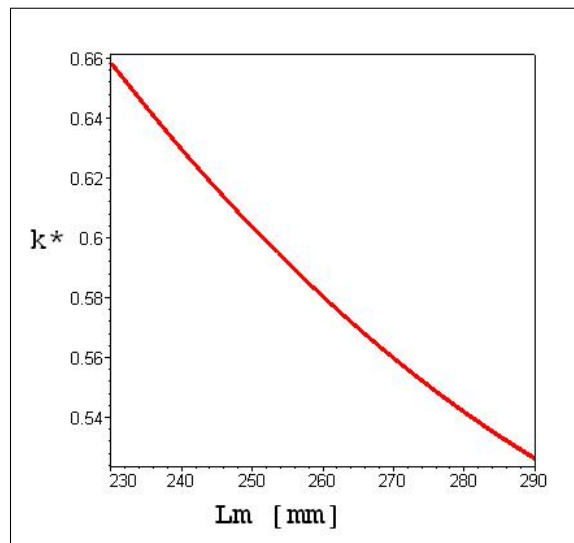


Figura 1.20: rigidezza ridotta normalizzata, alla ruota $K^* = \frac{K_{ridotta}}{K_{molla}}$

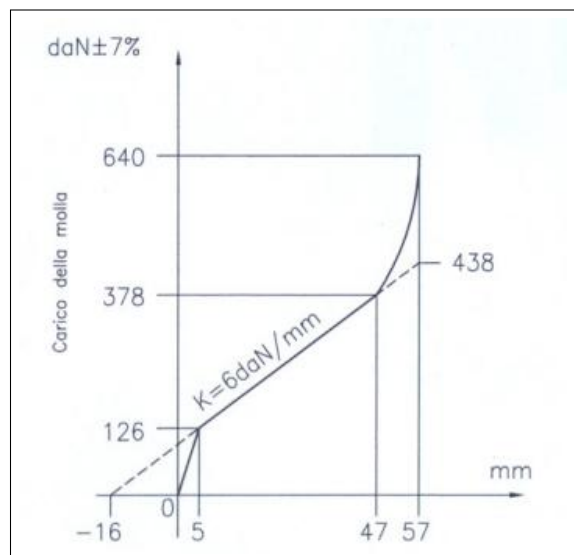


Figura 1.21: rigidezza della molla prevista per il prototipo

1.6 Prototipo



Figura 1.22: prototipo

Il primo prototipo ha percorso ad oggi 5'000km.

Capitolo 2

Overfifty

Le motociclette disponibili sul mercato per il settore enduro sono principalmente derivate da quelle per la pratica del motocross, portandone le caratteristiche distintive di veicoli votati alle massime prestazioni per gare di breve durata. Di contro richiedono grande abilità ed impegno nella guida, caratteristiche antitetiche a quelle necessarie nell'enduro.

La disciplina dell'enduro predilige percorsi lunghi ed accidentati, preferibilmente nella stagione fredda e piovosa, mettendo alla prova la resistenza del pilota nelle più avverse condizioni climatiche. Non di rado la *cavalcata* dell'endurista prevede di percorrere 100km tra fango e sassi, passando molte ore nella pioggia o nel sottobosco.

La guida è a bassa velocità con frequenti cadute nel tentativo di superare gli ostacoli più critici. Durante l'uscita enduristica qualche membro del gruppo porta sempre una fune per issare le motociclette di chi non riesce a superare le salite più impervie o scivola nelle scarpate. Se una frana blocca il sentiero è necessario girare la moto nello spazio lasciato tra la prete rocciosa ed il precipizio.

2.1 Assetto

Grazie all'impiego del software *Fast Bike* sviluppato presso il gruppo di ricerca è stato possibile creare un modello schematico del veicolo e valutarne le principali caratteristiche in fase di sviluppo. È stato inoltre possibile valutare l'influenza dei principali parametri di progetto sulle prestazioni attese.

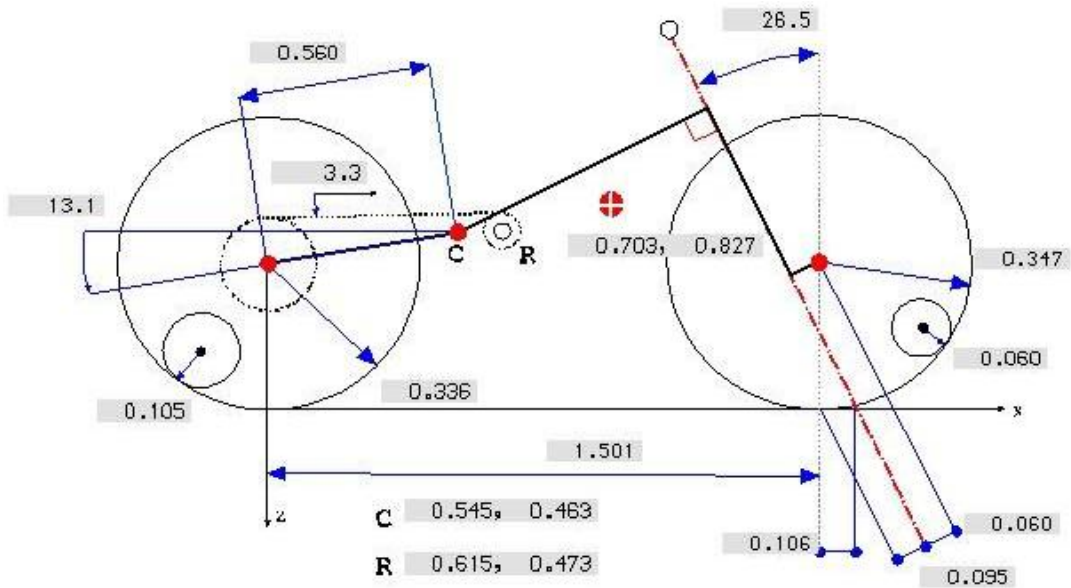


Figura 2.1: geometria del veicolo.

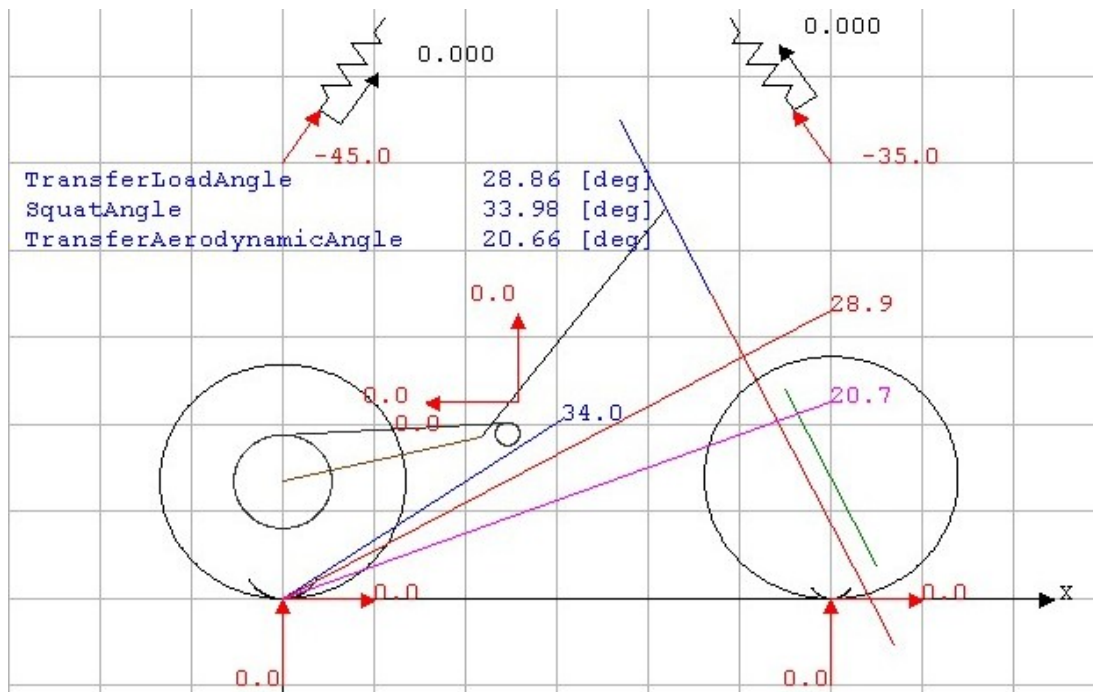


Figura 2.2: forze agenti sul veicolo.

In figura 2.3 si vede come l'unico modo di vibrare che, a bassa velocità, può dare instabilità è il *wobble*. Questo comportamento è comune e soprattutto nelle motociclette di questo tipo, non da considerarsi deleterio poiché le frequenti manovre di cambio di direzione possono essere favorite dalla tendenza del veicolo a serpeggiare.

Modi di vibrare in figura 2.3

1. weave
2. wobble
3. front wheel hop
4. rear wheel hop
5. moto hop
6. front hop moto
7. rear hop moto

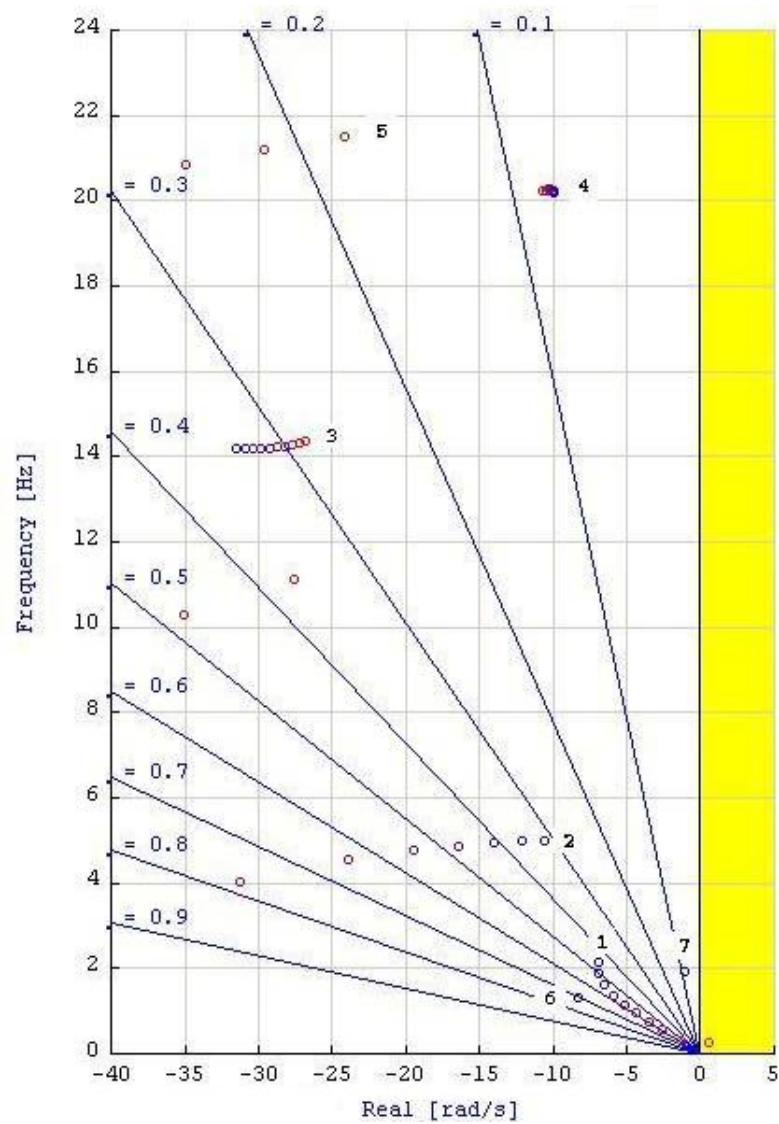


Figura 2.3: modi di vibrare della motocicletta da 5 a 20 m/s.

Rapporto avancorse normalizzate

Durante il moto in curva, la tenuta di strada è assicurata dalle forze laterali d'attrito, che sono ortogonali alla linea d'intersezione del piano della ruota con il piano stradale. Le forze laterali anteriori e posteriori esplicano momenti attorno all'asse dello sterzo, proporzionali rispettivamente alle distanze a_n e b_n , che sono collegate al passo e all'avancorsa dalle equazioni:

$$a_n = a \cos(\varepsilon)$$

$$b_n = (p + a) \cos(\varepsilon)$$

dove a_n rappresenta l'avancorsa normale anteriore e b_n può essere considerata l'avancorsa normale della ruota posteriore.

Questa semplice considerazione mostra come il passo e l'avancorsa siano intimamente collegate tra loro e vanno quindi considerate insieme. Pertanto non è del tutto corretto definire un'avancorsa piccola o grande senza il riferimento al passo della motocicletta. Come parametro di confronto, si può utilizzare il rapporto tra l'avancorsa normale anteriore e quella posteriore:

$$R_n = \frac{a_n}{b_n}$$

A rigore, il rapporto dovrebbe tener conto della distribuzione del carico sulle ruote. Una motocicletta con elevato carico sulla ruota anteriore necessita di un'avancorsa minore. Infatti, carichi maggiori sulla ruota anteriore generano forze laterali d'attrito più elevate, a parità di moto di strisciamento laterale della ruota. Pertanto, per avere la stessa coppia di allineamento che agisce attorno all'asse dello sterzo, è sufficiente un'avancorsa più corta. Il corretto rapporto, sulla base della ripartizione del carico, è espresso dall'equazione:

$$R_n = \left(\frac{a_n}{b_n} \right) \left(\frac{N_f}{N_r} \right)$$

dove N_f è il carico sulla ruota anteriore ed N_r il carico sulla ruota posteriore.

Per il veicolo progettato i valori sono espressi in tabella 2.1.

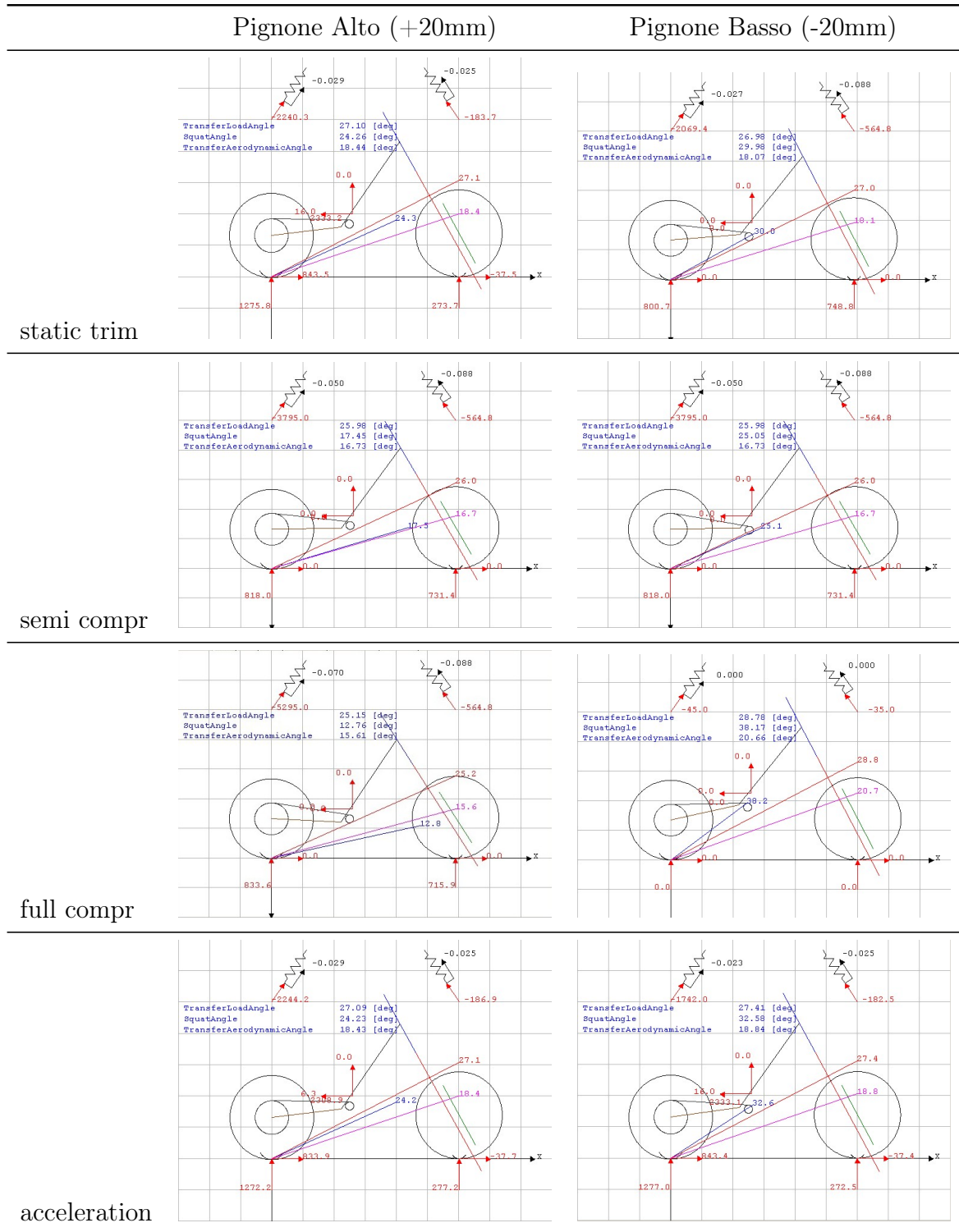
Il valore $R_n = 6.07\%$ è al limite inferiore del range tipico per questo tipo di motociclette, caratterizzando quindi un veicolo propenso ad essere maneggevole alle basse velocità anche se non stabile alle alte.

Tabella 2.1: rapporto delle avancorse normalizzate

p	1.475	[m]
a	0.103	[m]
a_n	0.092	[m]
caster	26.5	[deg]
bn	1.412	[m]
a_n/b_n	6.51	%
N_f	747.3	[N]
N_r	802.2	[N]
N_f/N_r	93.16	%
R_n	6.07	%

- Il punto A si trova al di sotto della retta del trasferimento di carico, ovvero $\sigma < \tau$; in questo caso $\mathfrak{R} > 1$: il momento generato dalla risultante F_r causa una compressione addizionale della molla oltre a quella creata dal carico statico;
- Il punto A si trova al di sopra della retta del trasferimento di carico, ovvero $\sigma > \tau$; in questo caso $\mathfrak{R} < 1$: il momento generato dalla risultante F_r causa l'estensione della molla.

Data l'importanza del rapporto del tiro catena è stato condotta un'indagine sulla posizione in cui porre il pignone motore rispetto al perno forcellone. Il pignone è stato spostato di 20mm sopra e sotto la posizione di riferimento, tracciando la variazione dello *squat angle*.



In figura 2.5 sono graficate le principali grandezze in un confronto tra *Over Fifty* e la motocicletta commerciale *Honda CRF250*. In funzione delle corsa verticale della ruota posteriore vediamo l'angolo del tiro catena σ e l'angolo del trasferimento di carico τ .

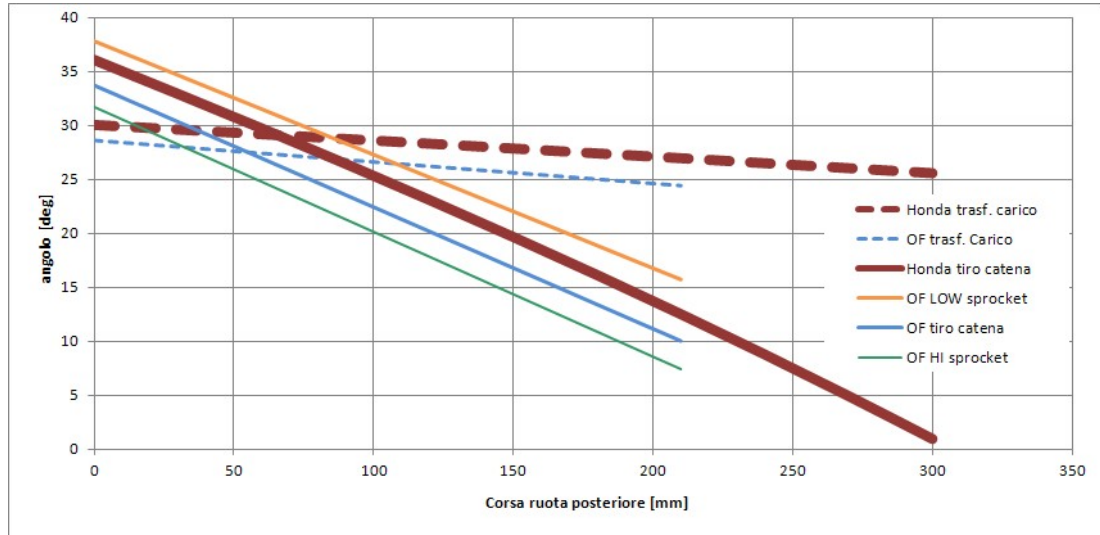


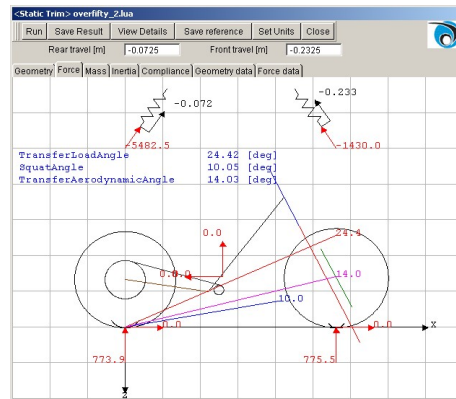
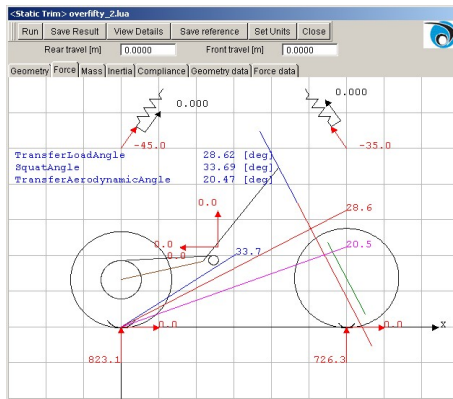
Figura 2.5: confronto Honda Overfifty

La variazione degli angoli del trasferimento di carico e del tiro catena sono del tutto simili nei due veicoli. Il punto in cui si incontrano le due rette segna l'inversione del rapporto \mathfrak{R} , che per la motocicletta progettata avviene ad una corsa minore in virtù del fatto che anche la corsa totale della sospensione è inferiore a quella della motocicletta Honda da cross. Le configurazioni con pignone alto e basso sono riportate per confronto.

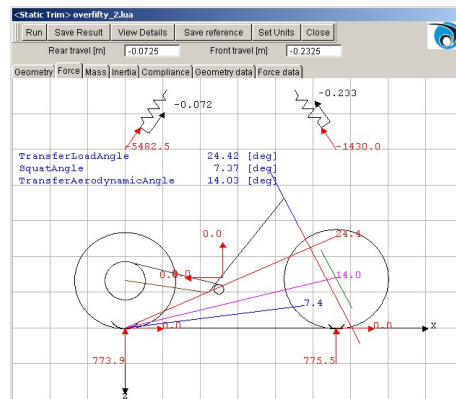
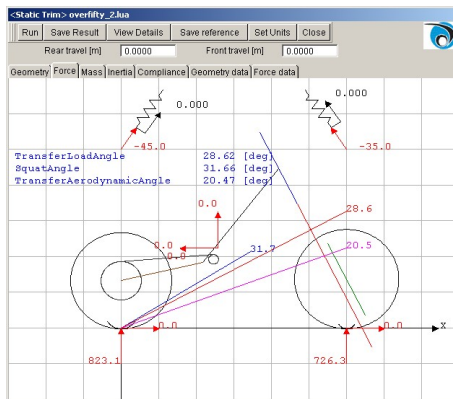
Full Ext

210mm compr

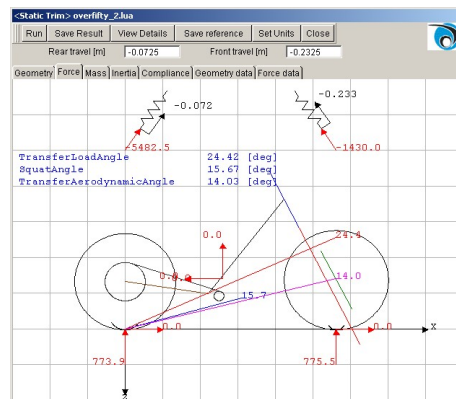
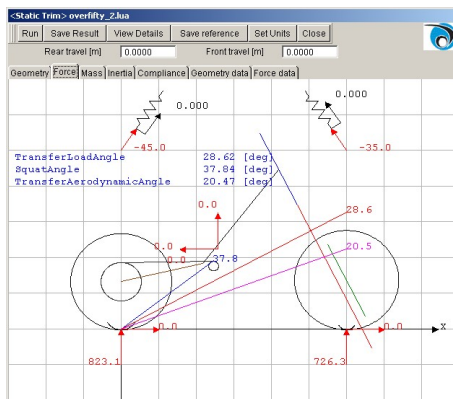
design



Hi sprocket



Lo sprocket



Corsa	Honda	Overfifty	Pignone +20mm	Pignone -20mm
full extended	0.83	0.85	0.90	0.76
210mm compr	2.44	2.16	3.30	1.55

Tabella 2.2: Rapporto del tiro catena \mathfrak{R} , confronto Honda-Overfifty:

2.2.2 Sospensione posteriore

È stato creato un modello cinematico della sospensione posteriore per ottimizzarne i principali parametri. Gli spazi limitati impongono vincoli di progetto ristretti per il posizionamento dei punti di attacco, si è reso quindi necessario trovare la migliore soluzione di compromesso tra:

- escursione della ruota (230mm)
- carico statico (90kg)
- carico massimo (300kg)
- progressività

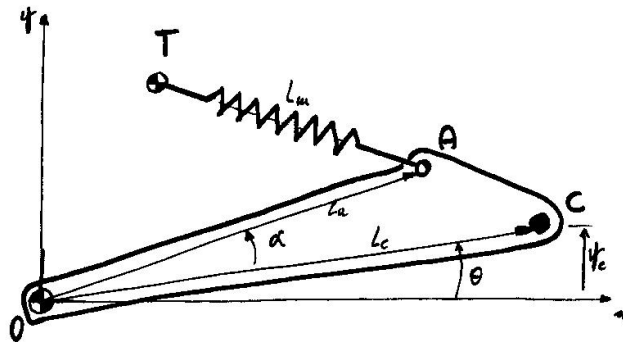


Figura 2.6: schema sospensione posteriore.

All'aumentare dell'inclinazione iniziale della molla, le curve di rigidezza ottenute sono caratterizzate da una maggiore progressività. Posizionare il punto di collegamento della molla vicino al perno del forcellone causa parimenti un aumento della progressività.

La curva ottenuta per il veicolo è la seguente:

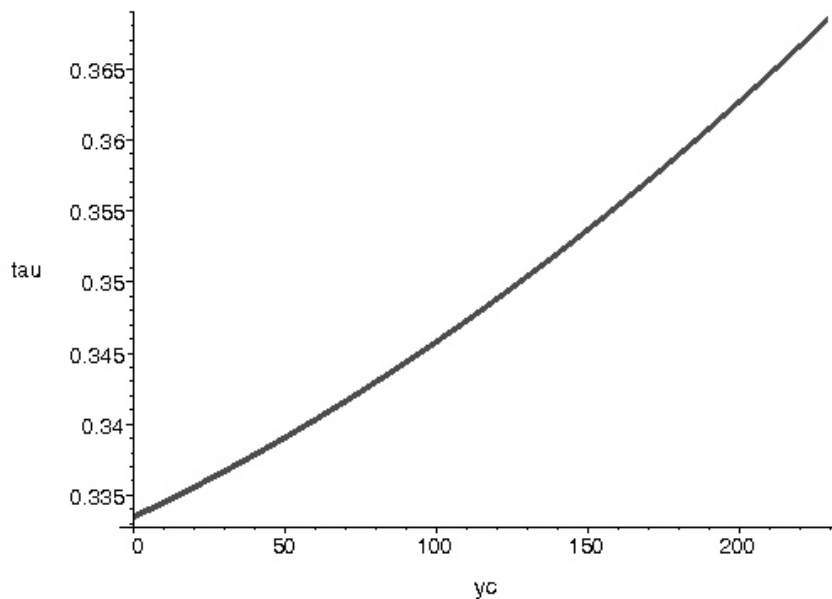


Figura 2.7: rapporto di velocità della sospensione posteriore.

2.2.3 Geometria e rigidezza del telaio

La progettazione del telaio deve soddisfare requisiti derivanti da varie funzioni:

Geometria: una volta posizionati la forcella, il forcellone, il motore, la sospensione, le pedane e la sella, il telaio deve connettere questi componenti. Bisogna inoltre considerare gli ingombri dati da serbatoio e catena di trasmissione, nonché i vincoli dovuti all'ergonomia.

Rigidezza: il telaio è parte della catena di rigidità che connette il punto di contatto della ruota anteriore ed il punto di contatto della ruota posteriore. Non è quindi l'unico componente a determinare la rigidità totale del veicolo, ma ha un peso significativo nel computo della rigidità totale della motocicletta.

Peso: uno degli obiettivi principali del progetto è contenere il peso, quindi è necessario sfruttare al meglio il materiale impiegato organizzandolo in una geometria che minimizzi l'uso di elementi non sollecitati. Dato che alcune componenti sono necessarie per la geometria non è sempre possibile raggiungere l'ottimo.

Resistenza: la maggiore incognita nella progettazione di un mezzo per un'utenza eterogenea ed un uso vario è la determinazione dei sollecitazioni cui sarà sottoposto. Per una motocicletta da gran premio è possibile prevedere con data accuratezza tutte le condizioni di carico, in qualità e quantità. Per una motocicletta da enduro andranno fatte delle ipotesi ragionevoli sul tipo di percorsi che dovrà affrontare, ammettendo che si possa deformare plasticamente fuori dalle condizioni di progetto.

La scelta del materiale porta a prediligere tubi in acciaio ad alta resistenza del tipo 25CrMo4 (UNI 6403) comunemente impiegati per telai di veicoli sportivi. Questa soluzione permette una certa libertà e semplicità di progettazione essenziale in fase di costruzione di un prototipo, costi contenuti, disponibilità del materiale, senza penalizzare resistenza e rigidità in rapporto al peso.

Il controllo della rigidità è stata eseguito suddividendo la rigidità in tre componenti principali: flessione, imbardata e torsione. Essa viene determinata con e senza motore, per quantificare l'influenza del motore sulla rigidità totale del mezzo.

La rigidità a *imbardata* (unità di misura [Nm/deg]) viene determinata vincolando con una cerniera l'asse perno forcellone. Si esercita una forza parallela all'asse del perno forcellone, applicata lungo l'asse del canotto di sterzo e posizionata sul *centro di taglio* del telaio. Presuppone la determinazione di b posizione del centro di taglio rispetto alla mezzeria del canotto di sterzo.

La rigidità a *flessione* (unità di misura [Nm/deg]) viene determinata vincolando con una cerniera l'asse del canotto di sterzo. Si esercita una forza parallela all'asse canotto di sterzo, applicata lungo l'asse perno forcellone e posizionata sul *centro di taglio* del telaio. Presuppone la determinazione di b' posizione del centro di taglio rispetto alla mezzeria del veicolo.

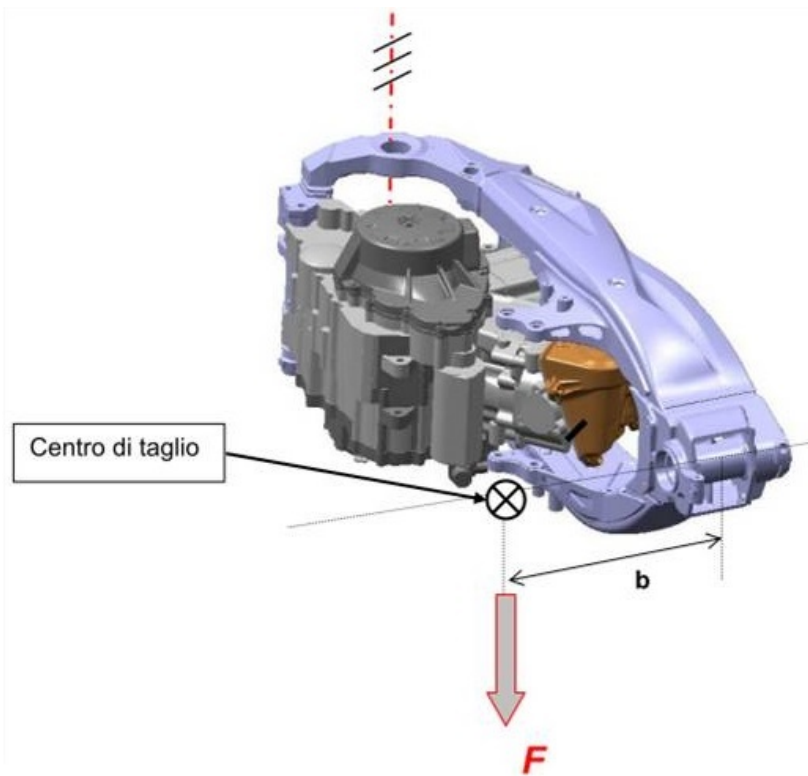


Figura 2.8: determinazione della rigidezza di imbardata

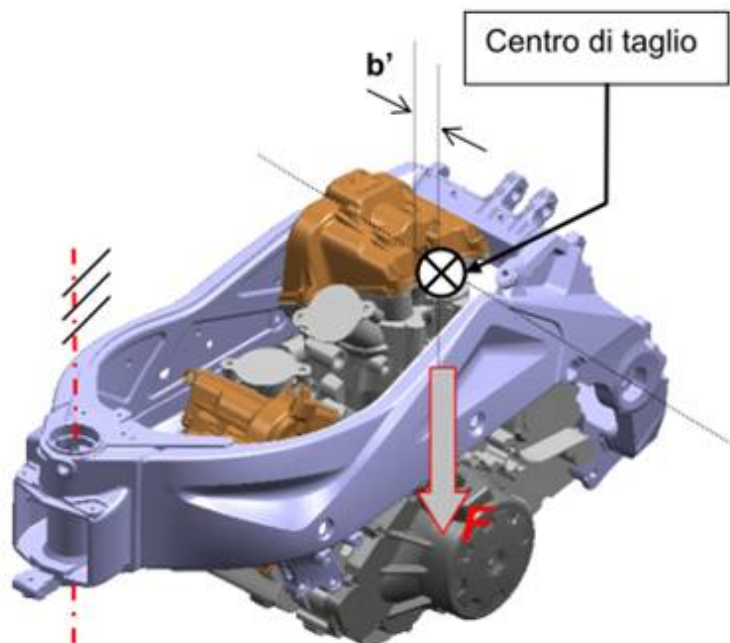


Figura 2.9: determinazione della rigidezza a flessione

La rigidezza *torsionale* (unità di misura [Nm/deg]) viene determinata vincolando con una cerniera l'asse perno forcellone. Si esercita un momento sull'asse del

cannotto di sterzo, applicato ortogonalmente all'asse cannotto di sterzo e parallelo al piano longitudinale del veicolo.

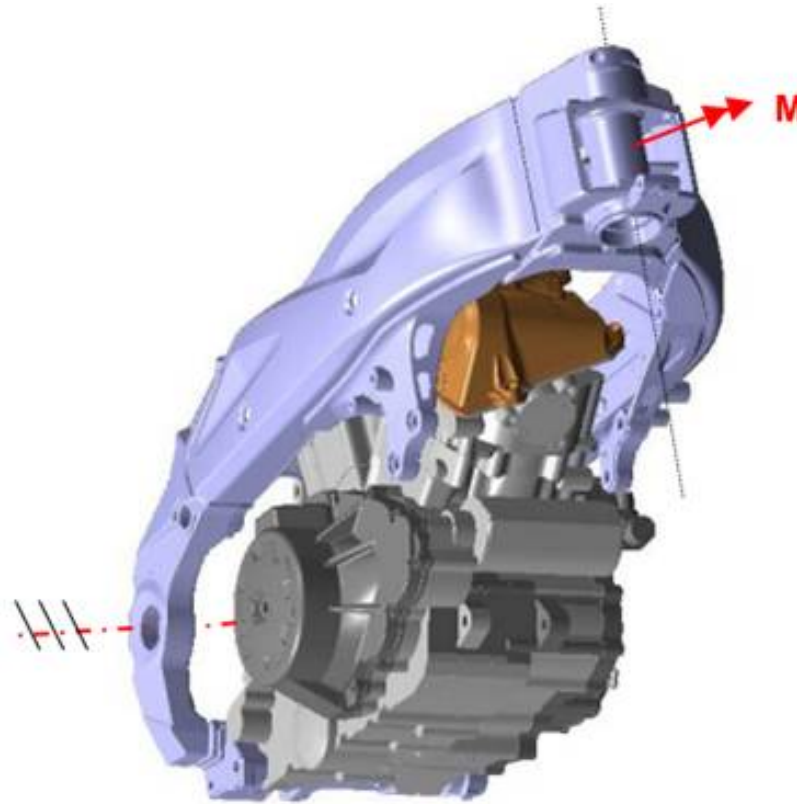


Figura 2.10: determinazione delle rigidità a torsione

Come si vede in tabella 2.3 le rigidità non vengono sostanzialmente alterate dalla presenza del motore aumentando mediamente del 40%, da cui si evince che il motore non risulta molto stressato dai carichi agenti sul veicolo. Questa condizione è vantaggiosa per poter dimensionare i carter motore mirando alla massima leggerezza, dato che - dopo il pilota - è il motore stesso il componente più pesante di tutto il veicolo. Ponendo a confronto il telaio progettato con quello di una motocicletta da cross commerciale (Yamaha YZF 250) si può vedere come il peso sia dimezzato e parimenti la rigidità flessionale. La rigidità di imbardata diminuisce proporzionalmente meno, mentre è la rigidità a torsione a portarsi ad un terzo di quella della moto da cross. Questo fatto è dovuto principalmente all'utilizzo del telaio a tubi anziché in scatolato di lega d'alluminio, permettendo quest'ultimo una distribuzione del materiale che massimizzi il momento d'inerzia a torsione della zona cannotto di sterzo.

Descrizione telaio. figure fem e analisi punti critici.

La struttura del telaio è esposta in figura 2.11. Gli elementi A, B, C, D formano un tradizionale telaio perimetrale che circonda il motore con una doppia culla inferiore e doppia trave superiore. La scelta è dettata dalla necessità di collocare il materiale più esternamente possibile rispetto alla mezzeria del veicolo

configurazione	flessione	torsione	imbardata	massa telaio
	kg/mm	kgm/deg	kg/mm	kg
telaio OF senza motore	53	38	38	6.1
telaio OF con motore	69	54	56	6.2
commerciale con motore	121	166	73	12.3
rapporto OF/commerciale	57%	33%	77%	50%

Tabella 2.3: Rigidezze rilevate con analisi fem

per aumentarne il momento d'inerzia di figura a parità di massa. La doppia culla inferiore inoltre deve essere continua per offrire riparo al motore da urti.

Questa configurazione è sufficientemente rigida ad imbardata, ma non a flessione e torsione. In flessione l'applicazione della forza della sospensione posteriore sulla curva superiore destra è critica anche per la resistenza, le sollecitazioni in frenata sono eccessive per gli attacchi dei tubi al canotto. In torsione i quattro tubi perimetrali, non collegati da traversi, non offrono alcuna rigidezza a torsione.

Per superare questi problemi è stata messa a punto la particolare struttura che controlla la rigidezza del telaio *Overfifty* composta dagli elementi L, M, N, O, P, Q, R. La parte posteriore della reticolare (O, P, Q, R) forma un pentaedro, simmetrico rispetto al piano di mezzeria del veicolo, atto a rinforzare le curve sui tubi A, B ed in particolare su A dove l'ammortizzatore è vincolato a telaio.

La parte anteriore della reticolare (L, M, N) forma un tetraedro, asimmetrico, atto a trasmettere i carichi dal trave superiore alla culla inferiore senza gravare sul canotto di sterzo.

Il nodo al vertice del pentaedro posteriore è connesso al vertice del tetraedro anteriore ma essi non coincidono, collegati da un breve tratto rettilineo. La lunghezza del tratto di tubo che li connette determina la rigidezza del collegamento tra il doppio trave superiore e la doppia culla inferiore divenendo la chiave di registro della rigidezza della struttura, nonché la zona più stressata di tutto il telaio.

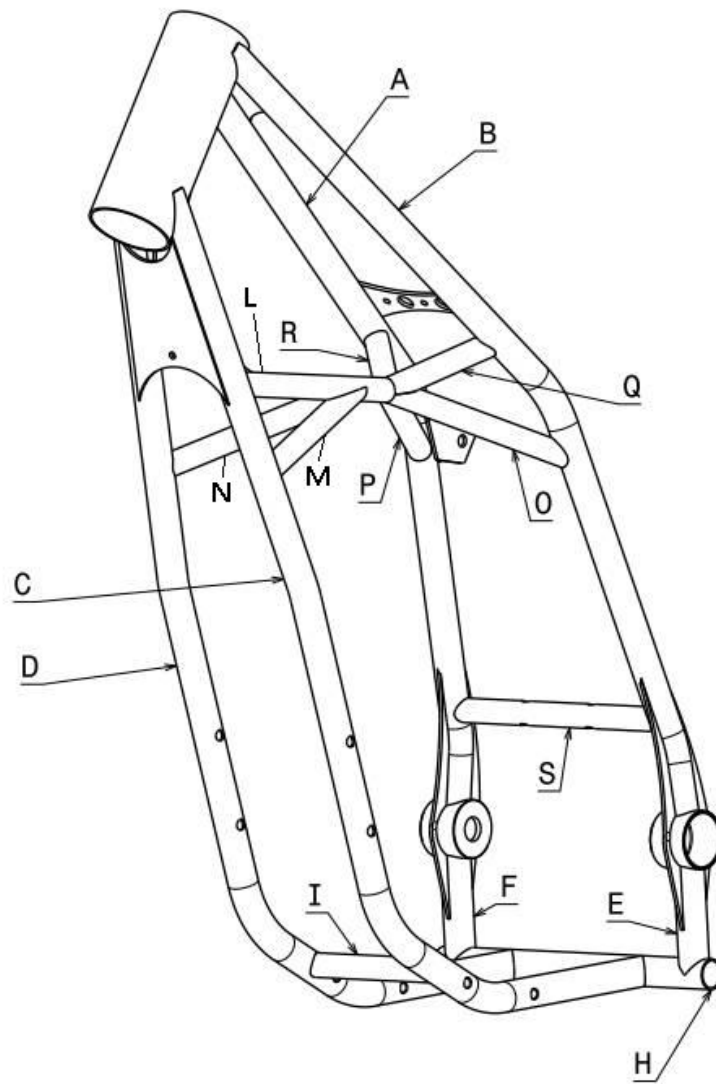


Figura 2.11: struttura del telaio

2.2.4 Geometria e rigidità del forcellone

La progettazione del forcellone si basa sul medesimo principio seguito per il telaio, connettendo con una struttura reticolare gli elementi funzionali della geometria. Il lato sinistro deve alloggiare la catena di trasmissione, mentre al lato destro è alloggiato l'ammortizzatore (la posizione centrale è occupata da carburatore e filtro aria).

Gli elementi A e D connettono l'asse forcellone all'asse ruota. L'ammortizzatore è collegato ai due assi menzionati dagli elementi B e C formando il triangolo di destra ABC. Lo spostamento laterale viene bloccato dall'elemento I. Si tratta ora di rendere solidale la parte sinistra alla parte destra. Il triangolo di sinistra deve essere rovesciato a causa dell'ingombro della catena di trasmissione. Lo spostamento verticale viene vincolato dall'elemento G connesso all'ammortizzatore, e quello laterale dall'elemento N. Viene così formata una reticolare costituita da tutti e soli gli elementi necessari a garantire l'osservanza dei vincoli.

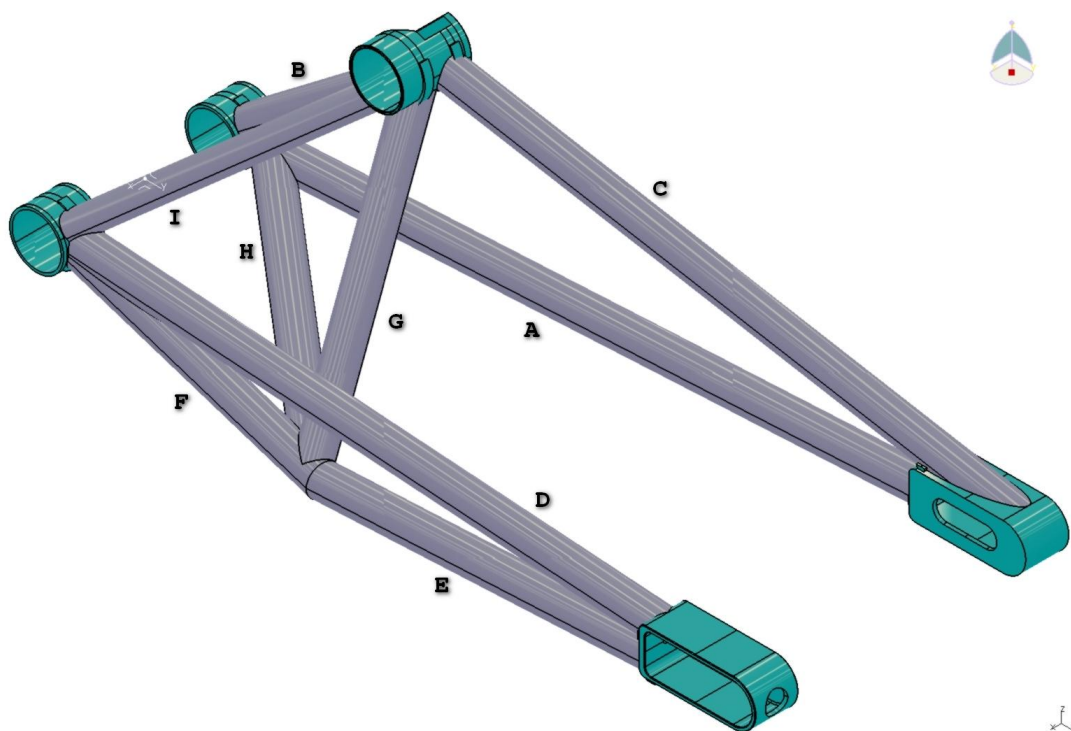


Figura 2.12: forcellone posteriore

La rigidità a *flessione* (unità di misura [N/mm]) viene determinata vincolando con una cerniera l'asse del perno forcellone, ed inserendo un'asta al posto dell'ammortizzatore. Si esercita una forza normale al piano contenente gli assi ruota e forcellone, applicata lungo l'asse perno ruota e posizionata sul *centro di taglio*. Presuppone la determinazione della posizione del centro di taglio rispetto alla mezzeria del veicolo.

La rigidità ad *imbardata* (unità di misura [N/mm]) viene determinata vincolando con una cerniera l'asse del perno forcellone. Si esercita una forza applicata

parallelamente all'asse perno ruota su un piano ortogonale al piano della congiungente gli assi ruota e forcellone e posizionata sul *centro di taglio*. Presuppone la determinazione della posizione del centro di taglio.

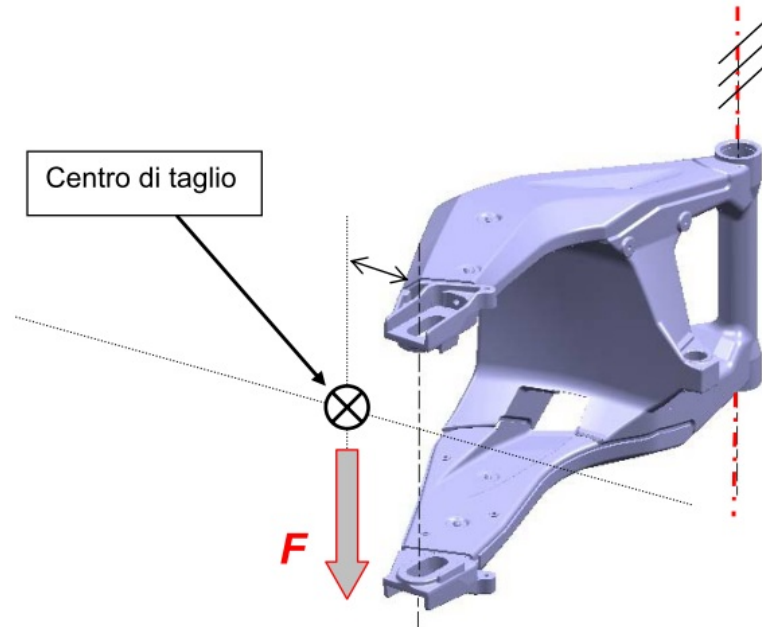


Figura 2.13: determinazione della rigidità ad imbardata

La rigidità *torsionale* (unità di misura [Nm/deg]) viene determinata vincolando con una cerniera l'asse perno forcellone. Si esercita un momento sull'asse ruota, applicato ortogonalmente all'asse ruota e parallelo al piano contenente gli assi ruota e forcellone.

Come si vede in tabella 2.4 la rigidità a flessione è estremamente elevata, circa un ordine di grandezza più del telaio. La rigidità ad imbardata è invece simile a quella del telaio, mentre la torsione presenta il valore meno elevato.

componente	flessione	torsione	imbardata	massa
	kg/mm	kgm/deg	kg/mm	kg
telaio OF con motore	69	54	56	6.2
forcellone	573	15	64	3.4

Tabella 2.4: Rigidezze rilevate con analisi fem

In figura 2.15 è riportata l'analisi fem della condizione di lavoro normale del forcellone, come si vede il materiale è sollecitato in modo uniforme e completo. Il punto critico si trova nel nodo inferiore del triangolo di destra, ma il dimensionamento non evidenzia situazione di stress critica per il materiale.

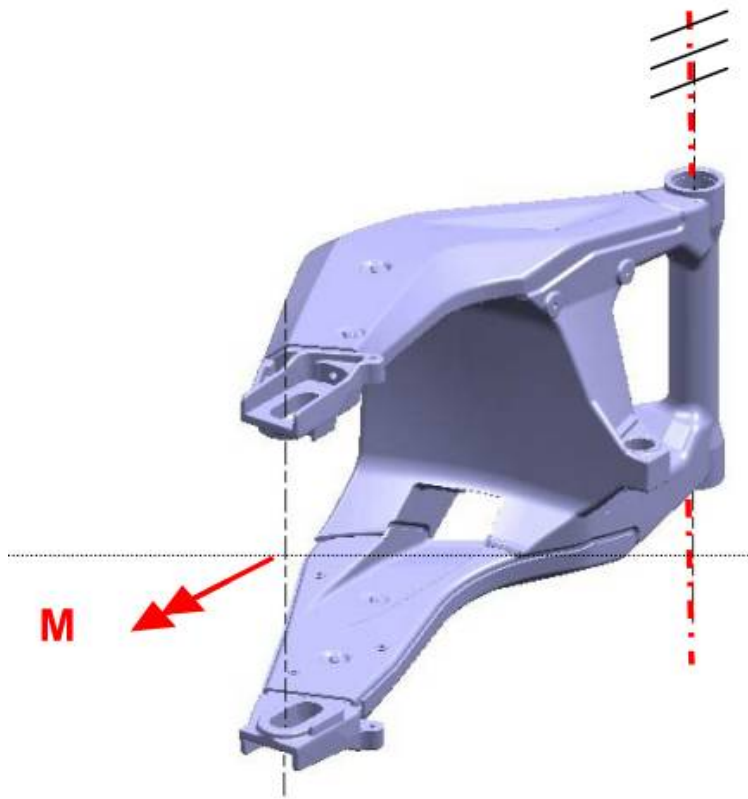


Figura 2.14: determinazione delle rigidezza a torsione

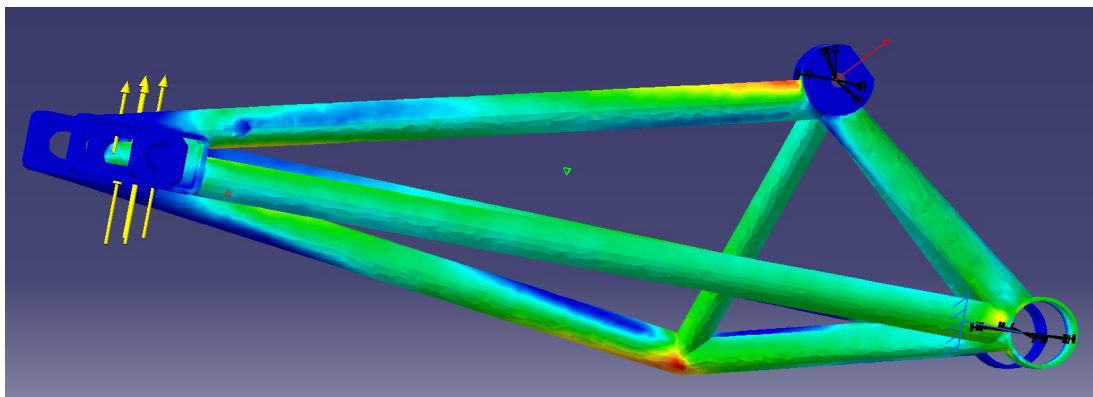


Figura 2.15: stress Von Mises forcellone

2.3 Motore

2.3.1 Effetto giroscopico generato dal motore

Effetto giroscopico generato da motore montato trasversalmente (rotazione del motore – moto d'imbardata) L'effetto giroscopico generato dal motore è determinato dalla velocità di rotazione del motore stesso, che a sua volta dipende dalla marcia inserita. Si assuma un motociclo in moto stazionario in curva e si trascuri l'inerzia delle ruote. In altre parole, si sta considerando l'effetto giroscopico generato soltanto dalla rotazione del motore. Di solito l'albero motore ruota nella medesima direzione delle ruote, come mostrato in Fig. 2.16.

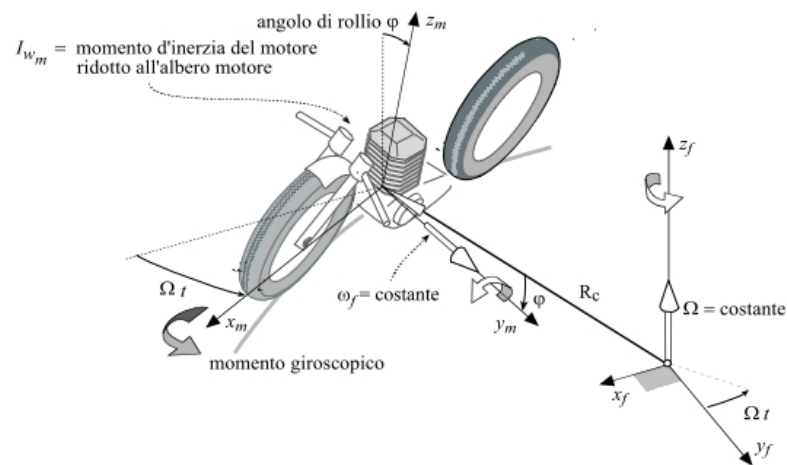


Figura 2.16: schema di calcolo per sospensione posteriore

A causa dell'effetto giroscopico generato dal motore si genera una coppia che tende a raddrizzare il veicolo, quindi l'equilibrio viene raggiunto inclinando la motocicletta di un angolo di rollio reale maggiore di quello che sarebbe necessario in assenza del momento giroscopico.

Il termine $I_{w_m}^* \omega_m$ esprime la quantità di moto complessiva del motore, comprese la quantità di moto angolare dell'albero motore, degli alberi di trasmissione e di qualsiasi altro albero parallelo all'asse della ruota posteriore e rotante nello stesso verso:

$$I_{w_m}^* \omega_m = \sum I_{w_i}^* \omega_i$$

Nel calcolo della quantità di moto angolare risultante, si assume che il segno della velocità angolare sia positivo se la direzione di rotazione dell'albero è concorde con la direzione di rotazione delle ruote. Altrimenti, si assume che sia negativo. Ad esempio, se la rotazione del motore è concorde con la rotazione delle ruote, l'albero primario ruota con velocità opposta e pertanto il suo contributo è negativo.

Sicuramente il contributo del motore deve essere aggiunto o sottratto al contributo delle ruote, secondo la convenzione sulla direzione di rotazione appena spiegata (aggiunto, se la direzione di rotazione è concorde con la rotazione delle ruote, sottratto, in caso contrario).

Per ridurre l'effetto giroscopico, deve essere ridotta la quantità di moto dei corpi rotanti. Poiché i materiali leggeri possono essere utilizzati solo per ridurre

il momento d'inerzia, un'ipotesi interessante consiste nel ridurre la quantità di moto angolare del motore, od addirittura conferirle segno negativo, scegliendo una rotazione in direzione opposta a quella della ruota. Ad esempio, in alcuni motori bicilindrici da competizione, i due alberi motori ruotano in senso opposto. Pertanto, gli effetti giroscopici dei due alberi a gomiti si annullano a vicenda, e rimane solo l'effetto degli alberi del cambio. Tuttavia, l'albero primario e la trasmissione contribuiscono in misura minore all'effetto giroscopico rispetto all'albero motore, in quanto possiedono inerzia minore e ruotano ad una velocità angolare inferiore.

A tale proposito la valutazione fatta sul veicolo *Overfifty* è così riassunta:

Il rapporto tra le inerzie delle ruote e degli organi motore è costante, come la velocità angolare relativa a parità di marcia inserita. È possibile esprimere il contributo relativo del motore alla quantità di moto degli organi rotanti, in ogni marcia, come rapporto tra le inerzie ridotte:

$$I_{\tau}^* = \Sigma I_i \tau_i$$

Definito $\tau_i = \omega_i/V$ il rapporto di velocità tra l' i -esimo corpo rotante e la velocità di avanzamento del veicolo. A questo punto è possibile evidenziare la diminuzione dei momenti giroscopici generati nel caso di motore normale e contro-rotante Tab 2.5.

Tabella 2.5: Inerzia e rapporti di velocità

marcia	I	II	III	IV	V
diminuzione momenti giroscopici	19%	14%	11%	8%	5%

2.3.2 Progetto del motore

La progettazione di dettaglio degli organi motore, e la costruzione dei componenti, hanno richiesto il superamento di innumerevoli difficoltà. Non è mancata l'occasione per approfondire tematiche specifiche della progettazione motoristica, nè della pratica tecnica nella costruzione dei componenti fisici.

Lo sforzo necessario a passare da un disegno al computer ad un prototipo funzionante è ben noto a chiunque abbia intrapreso sperimentazioni, tuttavia non sono state apportate significative innovazioni dal punto di vista scientifico, per cui il lavoro verrà brevemente riassunto nei suoi punti salienti.

Tabella 2.6: Specifiche motore

Corsa	mm	70
Alesaggio	mm	79
Cilindrata	cm ³	343
Rapporto compressione		11.0
Numero di valvole		4
Distribuzione tipo		SOHC
Raffreddamento		aria
Lubrificazione		olio
Peso	kg	30.00
Rapporti	in	out
Albero motore / frizione	21.00	53
I	13.00	33
II	17.00	29.00
III	20.00	25
IV	23.00	23
V	24.00	21
Trasmissione finale	13.00	53

Componenti forniti da terze parti:

testata completa di valvole, bilancieri e geometria condotti di aspirazione/scarico

GM engines modello speedway 250

pistone *Asso Werke* $\phi 79$ per *GM engines* modello speedway 250

biella *GM engines* modello speedway 250

catena trasmissione primaria ISO B-2, Regina C221

catena valvole ISO 06 B-1, Regina C121

pompa olio ad ingranaggi interni *GM engines* modello 250 griffon

componenti frizione interni quali dischi, piatto porta-dischi interno e spingidisci *Moto Villa*

cambio da base *Moto Villa* successivamente modificato

alternatore e accensione elettronica *Vering* successivamente modificata

motorino avviamento *Mitsuba* modello SM14-233, modificato rotazione antioraria

bendix *Mitsuba* modello 51425-172
carburatore *Dell'Orto, Keihin*

Componenti oggetto di modifica parziale:

testata inserimento circuito di lubrificazione forzata per albero a camme
albero primario cambio adattamento alle specifiche di progetto per inserimento frizione
albero secondario cambio adattamento alle specifiche di progetto per tenuta lato pignone
desmodromo cambio definizione nuovi profili a camma cilindrica, basati su splines, per il comando delle forchette
alternatore progetto nuovo rotore con magneti integrato con la ruota dentata d'avviamento
pistone modifiche per raggiungere Rc di progetto

Componenti oggetto di progettazione:

coperchio testa sviluppato il labirinto per la condensazione dei vapori d'olio .
albero a camme sviluppato il sistema decompressore di avviamento con ottimizzazione del punto di intervento.

profili camme determinazione della fasatura ottimale con simulazioni fluidodinamiche tramite il codice *Lotus Engine Simulation*, calcolo delle leggi di alzata con metodo *polydyne* e generazione dei profili di taglio delle camme con codice sviluppato in ambiente *matlab*.

sistema di scarico e aspirazione dimensionamento ottimale ottimale con simulazioni fluidodinamiche tramite il codice *Lotus Engine Simulation*.

cilindro progetto del cilindro motore in lega G- AlSi7Mg , oggetto di ottimizzazione per peso, deformazioni da carichi termici e precarico di serraggio prigionieri.

carter motore progetto dei carter motore in lega G- AlSi7Mg , oggetto di ottimizzazione per peso e nervature per resistenza a fatica .

albero motore progetto geometrico dell'albero, circuito di lubrificazione interno, bilanciamento, verifiche di resistenza, dimensionamento accoppiamento forzato con spinotto.

circuito di lubrificazione comprendente pompa olio, linee di portata all'albero a camme, al piede di biella, al cielo del pistone, agli ingranaggi del cambio, camere di recupero e filtraggio a due stadi.

sistema avviamento dimensionato per minimizzare la taglia del motorino di avviamento.

campana frizione integrata nella trasmissione primaria, ricavata dal pieno in Ergal 7075-T6.

trasmissione primaria dimensionamento per interasse minimo.

trasmissione distribuzione calcolo interasse per raggiungere R_c di progetto, rispettando i vincoli (interasse, freccia) dati dalla catena.

tenditori catene trasmissione dimensionamento per tensione controllata e recupero giochi secondo specifiche di progetto.

attuatore frizione idraulica progetto di cilindro, stantuffo e tenute. Prescrizioni sui materiali per compatibilità chimica con il fluido operativo.

Tabella 2.7: Peso dei componenti

componente	kg
carter	8.00
spallamenti albero motore	3.81
testa	3.10
albero secondario	2.31
cilindro	2.04
frizione	1.60
albero primario	1.40
avviamento elettrico	1.36
meccanismo cambio	1.00
olio	1.00
distribuzione	0.80
accensione	0.60
pistone e biella	0.57
viteria	0.50
carburatore	0.50
perno manovella	0.47
catena C221	0.46
ruote catena distr e primaria	0.33
albero a camme completo	0.33
catena C121	0.33
ruota avviamento	0.27
coperchio testa	0.23
lubrificazione	0.20
tendicatena	0.15
cuscinetti albero motore	0.05
TOTALE	31.40

2.4 Prototipo

Tabella 2.8: Peso dei componenti

componente	kg
MOTORE	31.40
forcella+manubrio+perno	10.50
ruota post + disco	8.60
telaio	7.00
ruota ant	6.90
benzina 5L	3.50
forcellone	3.45
mono ammo	2.50
disco ant + silenziatore	2.20
batteria	2.10
impianto elettrico	2.00
sella	1.60
catena	1.50
telaio reggisella	1.25
parafanghi	1.00
camera d'aria post	1.00
guidacatena	1.00
impianto freno ant.	0.80
impianto freno post	0.75
serbatoio	0.50
tubo scarico	0.50
perno forcelone	0.50
frizione pompa	0.20
MOTO COMPLETA	90.75



Figura 2.17: studio ergonomia



Figura 2.18: motocicletta

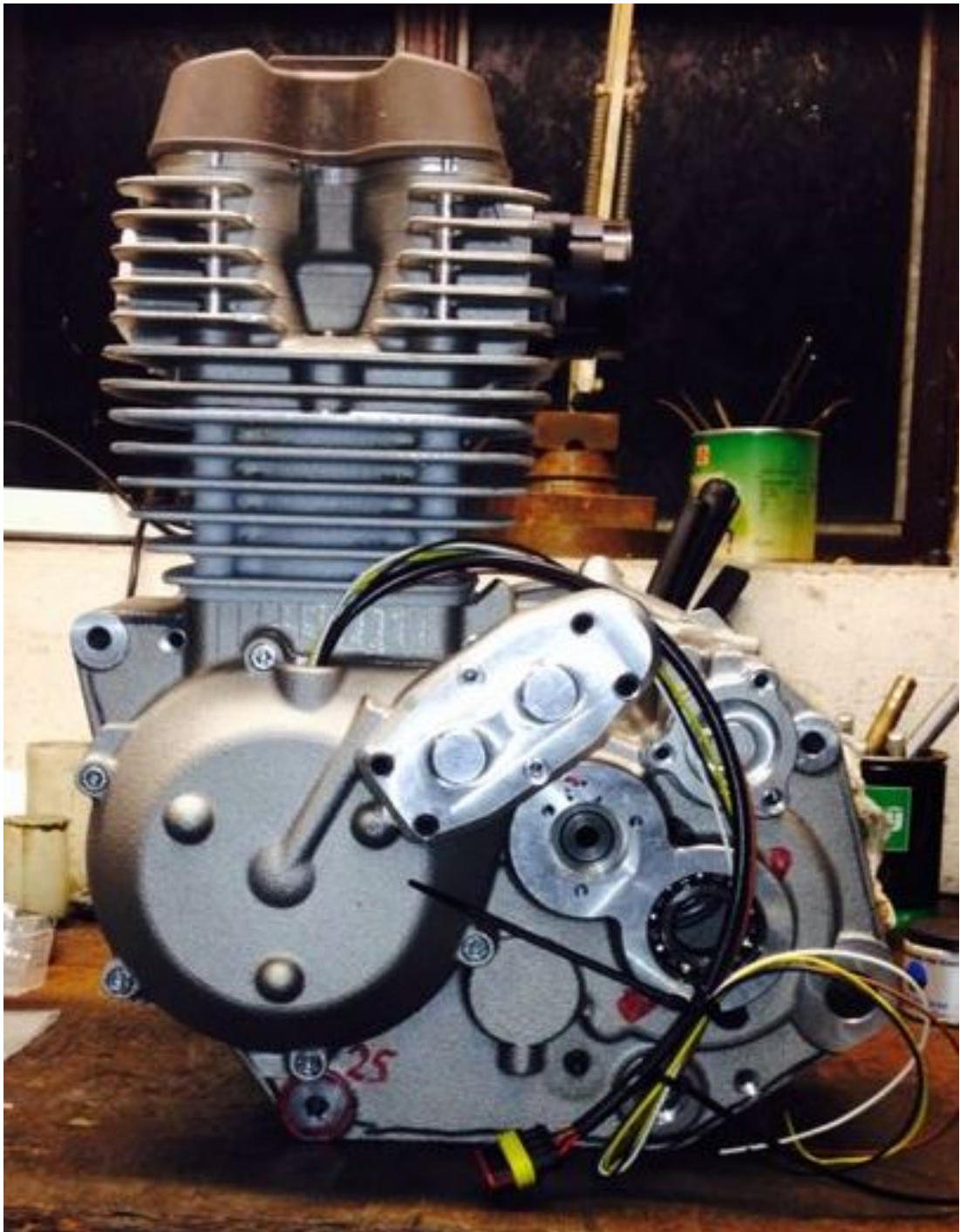


Figura 2.19: motore

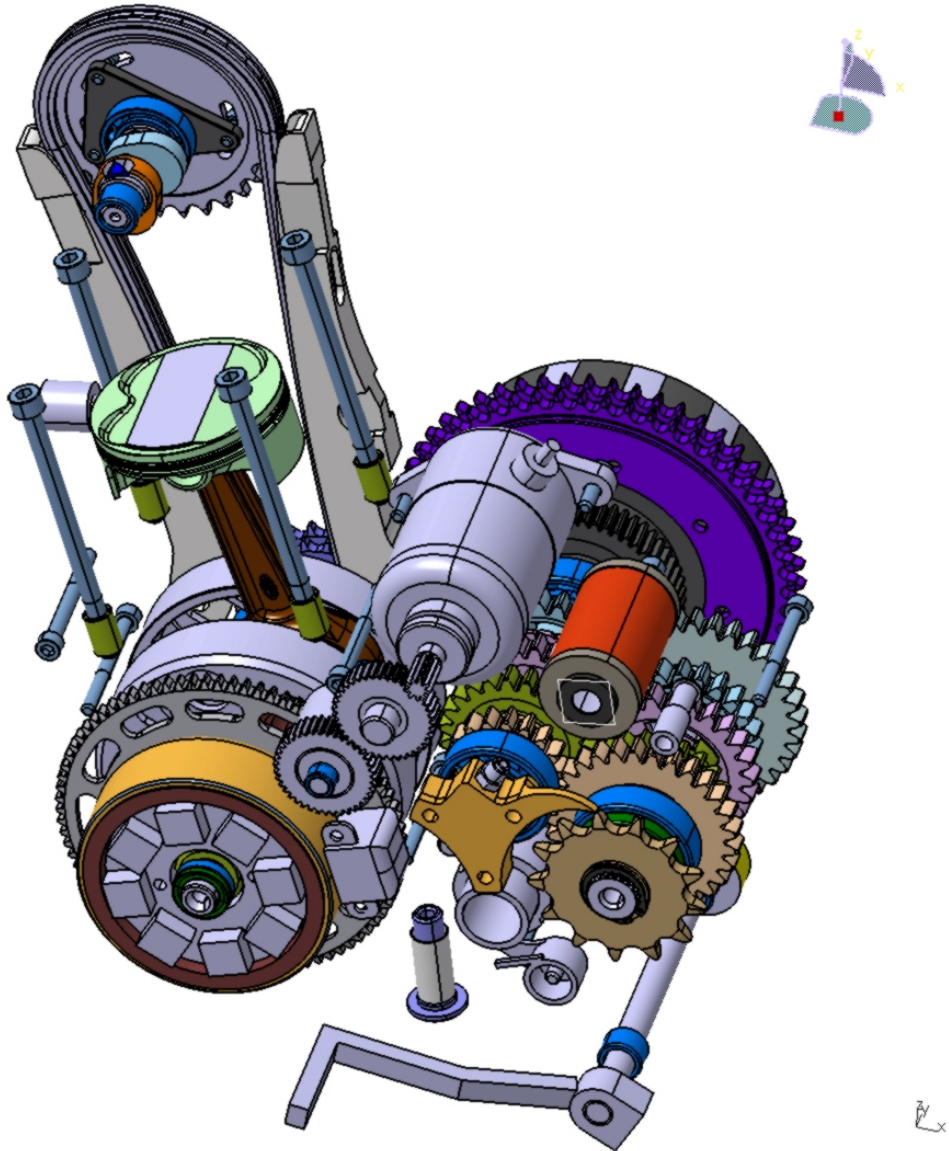


Figura 2.20: organi motore

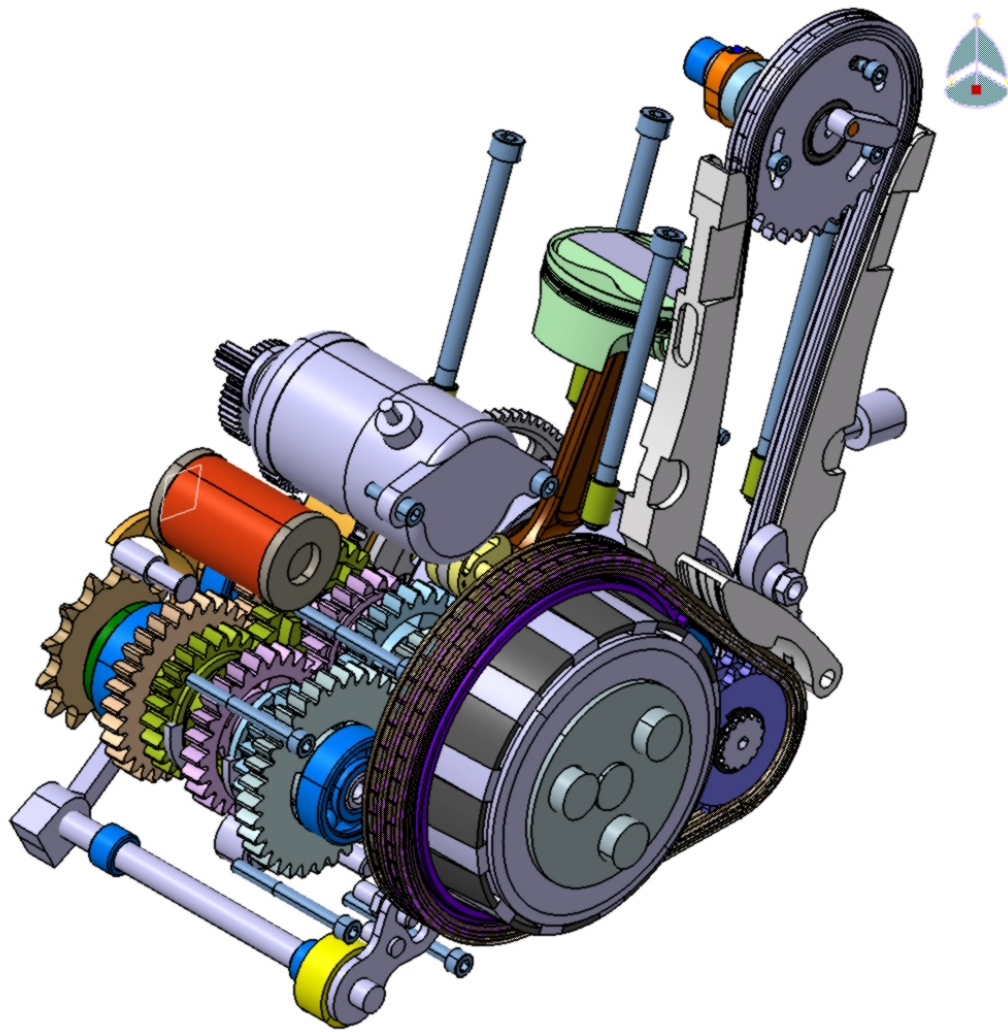


Figura 2.21: trasmissione primaria



Capitolo 3

Rider pose estimation

Il problema della manovrabilità, cioè della ricerca della prestazione massima del mezzo, è scarsamente influenzato in fase progettuale dalla prestazione umana poiché i veicoli destinati alle competizioni sono guidati da piloti professionisti. Il progettista di mezzi dedicati ai *non professional drivers* deve invece tenere in gran conto l'interazione del pilota con il mezzo, in particolare quando il pilota non lo conduce in modo *ottimo*. Si aggiunga a ciò la sfavorevole circostanza per cui, in Europa, il numero di utenti delle due ruote e la distanza annua percorsa da questi sono drasticamente diminuiti, mancando così la possibilità di fare esperienza.

A tale proposito è quantomai utile poter caratterizzare il comportamento degli utenti di mezzi a due ruote durante la guida su strade pubbliche, in questo progetto si è voluta sviluppare una soluzione che sia implementabile con semplicità ed a basso costo.

Sarà messo a punto un sistema in grado di determinare la posizione e l'orientamento del pilota durante la guida di una motocicletta, utilizzando una telecamera montata sul codone della moto che riprende i movimenti del pilota. Tramite le immagini acquisite dalla telecamera si andrà a stimare la posizione del pilota rispetto alla moto. Dopo aver messo a punto il metodo tramite una procedura di calibrazione, verranno effettuate delle prove sperimentali con una motocicletta strumentata con dei sensori di coppia che misurano le forze scambiate dal pilota e si confronteranno i risultati ottenuti dai sensori, con un modello che utilizza la posizione del pilota ottenuta dalla telecamera per calcolare la coppia di rollo esercitata dal pilota.

3.1 metodo

Il sistema consiste di 3 componenti:

- *camera* è una comune *action camera* fissata alla motocicletta
- T_m è un bersaglio solidale alla motocicletta usato per definire il sistema di riferimento associato al mezzo
- T_p è un bersaglio fissato alla schiena del pilota che definisce la terna associata al corpo del guidatore

Il sistema prevede di eseguire alcune operazioni di calibrazione preliminare:

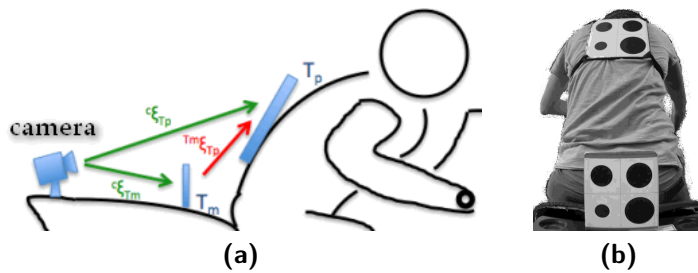


Figura 3.1: (a): System components, (b): image from camera

- calibrazione della fotocamera (unica e perpetua per ogni fotocamera) [6]
- posizionamento del bersaglio sulla motocicletta (unico e perpetuo per ogni mezzo)
- misura delle caratteristiche antropometriche del pilota (unico e perpetuo per ogni individuo) [5]
- posizionamento del bersaglio sul pilota, rilevandone la posizione sull'individuo

In seguito è possibile eseguire le acquisizioni su strada, avendo cura di sincronizzare il video con gli eventuali altri strumenti di acquisizione di cui è dotato il mezzo. La fase di post processing consiste dei seguenti passaggi :

- preparazione del filmato: il video viene diviso nei singoli fotogrammi, ogni immagine acquisita viene binarizzata (da colore a bianco e nero) con un metodo di sogliatura adattativo rispetto alle variazioni di luminosità
- individuazione dell'area di interesse: l'area contenente l'immagine del bersaglio viene individuata in ogni fotogramma a partire dalla posizione nei fotogrammi precedenti così da minimizzare la dimensione dei dati da analizzare nel passaggio successivo
- individuazione dei target in ogni immagine (bubble analysis): un algoritmo standard di *bubble analysis* [8] riconosce area e baricentro dei quattro cerchi
- correzione della distorsione dovuta alle lenti: grazie alla calibrazione preliminare della fotocamera è possibile eliminare l'effetto *fisheye* in modo efficiente solo sui quattro punti di interesse
- stima della posizione dei bersagli rispetto alla fotocamera (pose estimation [3])
- calcolo della posizione relativa di (T_p) rispetto a (T_m) [4]

Il tempo richiesto per eseguire queste operazioni è pari a circa 2.5 volte la durata del filmato, dato che non è stata eseguita un'ottimizzazione completa di tutti gli algoritmi utilizzati è ragionevole pensare di poter eseguire l'elaborazione in tempo reale.

I bersagli sono costituiti da superficie piane, bianche, non riflettenti su cui vengono disegnati 4 cerchi di colore nero. Il numero di 4 punti è il minimo necessario per ricostruire la posizione di un oggetto tridimensionale nello spazio da un'immagine bidimensionale. I punti di riferimento sono i centri dei quattro cerchi, disposti ai vertici di un quadrato. Il diametro dei cerchi è tale per cui l'area di ogni cerchio è un multiplo di quella del cerchio più piccolo. Questa accortezza

permette di poter ordinare in modo semplice i quattro punti, indispensabile nel momento in cui è necessario mappare le coordinate dei punti fotografati su quelle del bersaglio teorico.

3.2 Pose estimation

La determinazione della posizione ${}^C\xi_T$ del sistema di riferimento $\{T\}$ di un target rispetto al sistema di riferimento della fotocamera C è possibile se:

- sono note le dimensioni del target e le coordinate $(X_i, Y_i, Z_i), i \in [1, N]$ di un numero di N punti del target rispetto a $\{T\}$;
- sono noti i parametri intrinseci della fotocamera;
- sono note le coordinate (u_i, v_i) degli N punti del target proiettate sul piano dell'immagine della fotocamera.

Il problema di stimare la posizione usando le coordinate dei punti $(u_i, v_i), (X_i, Y_i, Z_i), i \in [1, N]$, e i parametri intrinseci della fotocamera è detto *Perspective-n-Point Problem*, o *PnP Problem*. Negli ultimi anni sono stati proposti vari algoritmi per la soluzione di questo problema. In questo lavoro verrà utilizzato l'algoritmo proposto da *Vincent Lepetit, Francesc Moreno-Noguer e Pascal Fua* denominato *EPnP: An Accurate $O(n)$ Solution to the PnP Problem* [3]. Si tratta di un algoritmo non iterativo la cui complessità computazionale cresce linearmente con il numero dei punti n , $O(n)$ a differenza di altri algoritmi nei quali la complessità computazionale cresce con $O(n^5)$ oppure $O(n^8)$. Questo algoritmo non iterativo presenta una migliore precisione e una minore complessità computazionale rispetto agli altri algoritmi non iterativi e rispetto agli algoritmi iterativi è molto più veloce con una piccola perdita di precisione. L'algoritmo è applicabile per $n \geq 4$ e gestisce sia punti complanari che non complanari.

Per mostrare il funzionamento di questo algoritmo si consideri una fotocamera calibrata, ad esempio la GoPro Hero 1. Siano date, inoltre le coordinate di quattro punti del target:

$$\mathbf{P} = \begin{bmatrix} X_{P_1} & X_{P_2} & X_{P_3} & X_{P_4} \\ Y_{P_1} & Y_{P_2} & Y_{P_3} & Y_{P_4} \\ Z_{P_1} & Z_{P_2} & Z_{P_3} & Z_{P_4} \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

e le coordinate di questi punti proiettati sul piano dell'immagine:

$$\mathbf{p} = \begin{bmatrix} ux_1 & ux_2 & ux_3 & ux_4 \\ vy_1 & vy_2 & vy_3 & vy_4 \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

La posizione del target rispetto alla fotocamera è:

$$\gg T_est = \text{cam.estpose}(\mathbf{P}, \mathbf{p})$$

T_est è la matrice 4×4 che rappresenta la trasformazione ${}^C\xi_T$ cercata.

È importante che, le coordinate del punto $\{p_j\}$ che si trovano nella colonna j -esima della matrice $[\mathbf{p}]$, corrispondano alla proiezione del punto $\{P_j\}$ le cui coordinate dovranno essere rappresentate anch'esse dalla colonna j -esima della matrice $[\mathbf{P}]$. In altre parole, l'ordine dei punti, nelle due matrici che vengono elaborate dall'algoritmo, *deve* essere lo stesso.

3.3 Motociclo strumentato

Il sistema sviluppato è stato testato su di un mezzo strumentato per poter confrontare le misure fornite con quelle della strumentazione classica attraverso un modello fisico del sistema moto-pilota.



Figura 3.2: Motocicletta Aprilia Mana 850.

La motocicletta impiegata è una *Aprilia Mana 850*, mostrata in figura 3.2, dotata di cambio automatico. La cilindrata del motore è di 839.3 cc e la potenza massima dichiarata di 56 kW a 8000 rpm.

Una motocicletta dotata di cambio automatico permette al pilota di concentrarsi esclusivamente sulla guida del veicolo ed inoltre non è presente l'azione di cambiata esercitata dal pilota che, nel caso di una motocicletta con il cambio manuale, implicherebbe l'applicazione di forze sulla moto che non sono dovute alla pura azione di controllo del veicolo.

I sensori installati permettono di misurare:

- sensore di coppia al manubrio lungo l'asse di sterzo;
- sensore di coppia al manubrio normale all'asse di sterzo;
- potenziometro per angolo di sterzo;
- sensore laser per angolo di rollio;
- sensore di coppia alla sella;
- piattaforma inerziale 3A+3G;
- GPS;
- datalogger per la raccolta dati.

Questa strumentazione ha l'obiettivo di analizzare il comportamento del pilota durante la guida e l'interazione pilota-motocicletta.

Data Logger Il *Data Logger* è un componente hardware che permette di organizzare e gestire la strumentazione installata nella motocicletta e registrare i dati provenienti dai sensori. Il *Logger* può interfacciarsi al software di gestione tramite porta seriale Ethernet o porta USB. Nel nostro caso il collegamento con il pc avviene tramite porta Ethernet.

Piattaforma inerziale La piattaforma inerziale 2D[®] permette di misurare:

- accelerazione longitudinale A_x ;
- accelerazione laterale A_y ;

Output range [V]	0 – 5
Output range @ lower resolution [°]	±40°
Max range of linearity [°]	±40°

Tabella 3.1: Potenzimetro rotativo: caratteristiche.

- accelerazione verticale A_z ;
- velocità angolare G_x ;
- velocità angolare G_y ;
- velocità angolare G_z ;

con una risoluzione di $0.02 [m/s^2]$ ed un fondo scala di $\pm 6 \text{ textg}$.

Inoltre se dotato di antenna *GPS* questo strumento permette di misurare e ricostruire il tracciato percorso. L'antenna *GPS* acquisisce ad una frequenza di 6 Hz i seguenti canali:

- latitudine;
- longitudine;
- velocità assoluta sulla superficie terrestre [km/h];
- accelerazione longitudinale assoluta (riferita alla traiettoria ricostruita) [m/s^2];
- accelerazione laterale assoluta (riferita alla traiettoria ricostruita) [m/s^2];

Sensore di coppia allo sterzo e di coppia al manubrio Il sensore di coppia allo sterzo è stato realizzato dal gruppo di ricerca *MDRG Motorcycle dynamics research group*. La coppia allo sterzo viene rilevata direttamente nel punto di fissaggio del manubrio. Il sensore risulta essere sensibile sia ai bassi valori di coppia, tipici delle manovre stazionarie in percorrenza di curva, che agli alti valori, tipici di manovre di emergenza o di cambio improvviso di direzione. Il sensore misura valori positivi per momenti applicati in senso orario, osservando la moto dall'alto verso il basso. Infine la taratura di questo sensore risultava già tarato in un precedente lavoro di tesi.

Il sensore di coppia applicata al manubrio misura il momento ortogonale all'asse di sterzo applicato dal pilota. La coppia è positiva se applicata il senso orario.

Sensore per la misura dell'angolo di sterzo La misura dell'angolo di sterzo è effettuata tramite un potenziometro rotativo magnetico $2D^{\text{®}}$ ad alta risoluzione. In tabella 3.1 sono riassunte le sue caratteristiche. Il sensore misura valori positivi ruotando lo sterzo in senso orario (rotazioni verso il lato destro della moto).

Celle di carico sulle pedane Come per il sensore di coppia allo sterzo, anche questi due sensori sono stati interamente progettati ed assemblati dal gruppo di ricerca *MDRG*. La strumentazione consiste in due celle di carico per la misura delle forze normali applicate dal pilota sulle pedane.

Tabella 3.2: Caratteristiche dei sensori laser *E-shock*[®] *RAY* per misura di distanze.

Measurement range]	<i>from 100 mm to 1000 mm</i>
Laser Power	<i>< 5 mW</i>
Wave lenght	<i>7801, nm</i>
Temperature range	<i>from - 10°C to + 70°C</i>

Sensore di coppia alla sella Il sensore per la misura della coppia alla sella è stato realizzato dall'ing. Giolo del gruppo di ricerca *MDRG*. La sella originale è stata sostituita con una nuova sella montata su un supporto in grado ruotare attorno all'asse longitudinale della motocicletta. Questo supporto a sua volta è collegato ad una cella di carico che misura il momento applicato in direzione longitudinale, è in grado quindi di misurare la coppia sulla sella dovuta al rollio del pilota. Il momento è positivo se il pilota rolla verso destra.

Sensori ottici per la misura della distanza I sensori installati sono il modello *E-shock*[®] *RAY*. Si tratta di sensori laser a triangolazione per la misura di distanze appositamente studiati per applicazioni motociclistiche. In tabella 3.2 sono riassunte le caratteristiche principali.

Telecamera La telecamera per la misura della posizione del pilota installata sulla moto è la *GoPro Hero HD* ed è stata posizionata nel codone della moto a soli *25 cm* dal pilota però, grazie all'ampio fov di questa camera (170°) il pilota è ripreso interamente.

Software di gestione dei dati I dati delle misurazioni ottenuti dalle centraline *2D* vengono gestiti dal software *2D WinARace* appositamente creato per questo scopo. Tramite questo software è stato possibile visualizzare i dati acquisiti per ogni canale/sensore, selezionare i tratti di interesse ed esportare i dati in formato di testo da poter essere gestiti in MatLab. Questo software inoltre ricostruisce il tracciato percorso con i dati ottenuti dal *GPS* (se disponibili).

3.4 Modello fisico

The position of the T_p target can be associated with the driver's position by means of a physical model. In the simplest model the driver is splitted in two rigid bodies, the lower body (pelvis and legs) are solidal with the motorcycle, while the upper body (trunk and head) is joined to the motorcycle's saddle by a spherical joint. Using a human body model [5] to determine the upper body center of mass, the CoG position of the pilot is calculated from the T_p position.

In questo capitolo saranno elaborate le prove effettuate con la motocicletta strumentata vista nel capitolo precedente. In particolare si valuterà se è possibile determinare la coppia di rollio applicata dal pilota considerando il solo spostamento laterale del pilota rispetto alla motocicletta. Questa coppia sarà confrontata con

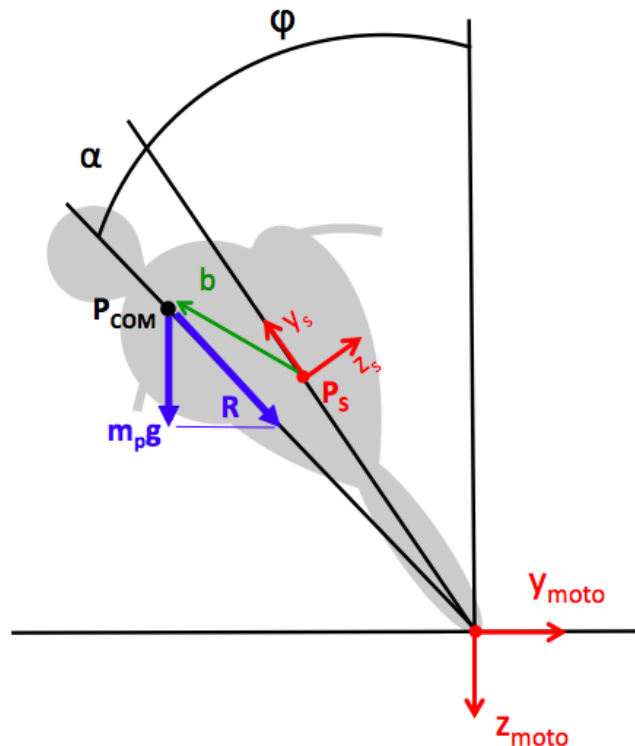


Figura 3.3: Modello per il calcolo della coppia del pilota.

la coppia totale misurata dai sensori installati sulla motocicletta e sarà calcolato il coefficiente di correlazione tra le due coppie.

3.4.1 Calcolo della coppia generata dal pilota

La figura 3.3 mostra il modello implementato per il calcolo della coppia generata dallo spostamento laterale del pilota rispetto al piano della motocicletta, spostamento che viene quantificato dall'angolo α ovvero l'angolo fra la retta passante per il punto di contatto e il baricentro del pilota e la retta passante per il punto di contatto e il baricentro della moto (che assumiamo appartenere al piano di simmetria della moto). In questo modello sono presenti le seguenti semplificazioni:

- il sistema è considerato in equilibrio;
- si assume che la direzione della risultante \vec{R} passi per il punto di contatto della ruota posteriore.

In condizioni di equilibrio, la risultante R della forza centrifuga e della forza peso attraversa la linea che congiunge i punti di contatto dei pneumatici sul piano stradale. Questa linea giace sul piano del motociclo se le ruote hanno spessore nullo e l'angolo di sterzata è molto piccolo. Questa condizione di equilibrio corrisponde alla percorrenza di una curva a raggio costante ed a velocità costante, inoltre considerare nullo lo spessore del pneumatico comporta avere un angolo di rollio leggermente più piccolo dell'angolo di rollio effettivo.

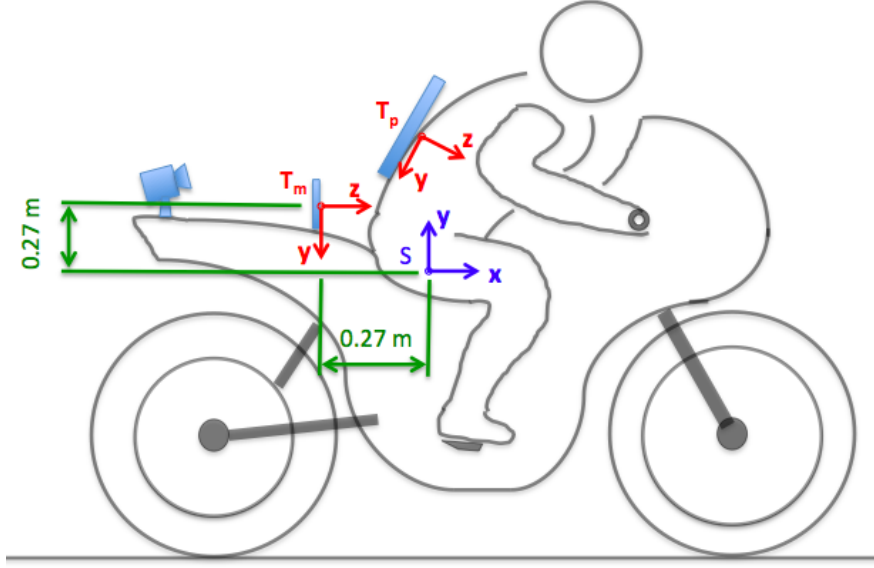


Figura 3.4: Sistemi di riferimento: target-moto, target-pilota e punto sella.

La coppia generata dallo spostamento laterale del pilota è calcolata rispetto al *punto-sella* (P_S in figura 3.3) ed è data dalla seguente:

$$\vec{M}_p = \vec{b} \times \vec{R} \quad (3.3)$$

Si ha che:

$$R = \frac{m_P \cdot g}{\cos(\varphi + \alpha)} \quad (3.4a)$$

$$b = (z_s - y_s \tan \alpha) \cdot \cos \alpha \quad (3.4b)$$

l'angolo α è piccolo quindi si può considerare $\cos \alpha \approx 1$, si ottiene:

$$b \simeq (z_s - y_s \tan \alpha) \quad (3.4c)$$

la coppia è quindi:

$$M_p = (z_s - y_s \tan \alpha) \cdot \frac{m_P \cdot g}{\cos(\varphi + \alpha)} \quad (3.5)$$

y_s e z_s sono le coordinate del baricentro del pilota rispetto al sistema di riferimento centrato sul *punto-sella* (figura 3.4).

La posizione del pilota ${}^{Tm}\mathbf{T}_{Tp}$ che si ottiene dal sistema di *pose-estimation* è espressa rispetto al sistema di riferimento del *target-moto* (figura 3.4). È necessario perciò trasformare questo sistema di riferimento nel sistema di riferimento centrato nel *punto-sella* per ottenere la posizione del pilota espressa rispetto ad esso ed orientare inoltre il sistema di riferimento del *target pilot* come il sistema di riferimento del *punto-sella*.

La trasformazione si può scrivere:

$${}^S[\mathbf{T}]_{Tps} = {}^S[\mathbf{T}]_{Tm} \cdot {}^{Tm}[\mathbf{T}]_{Tp} \cdot {}^{Tp}[\mathbf{T}]_{Tps} \quad (3.6)$$

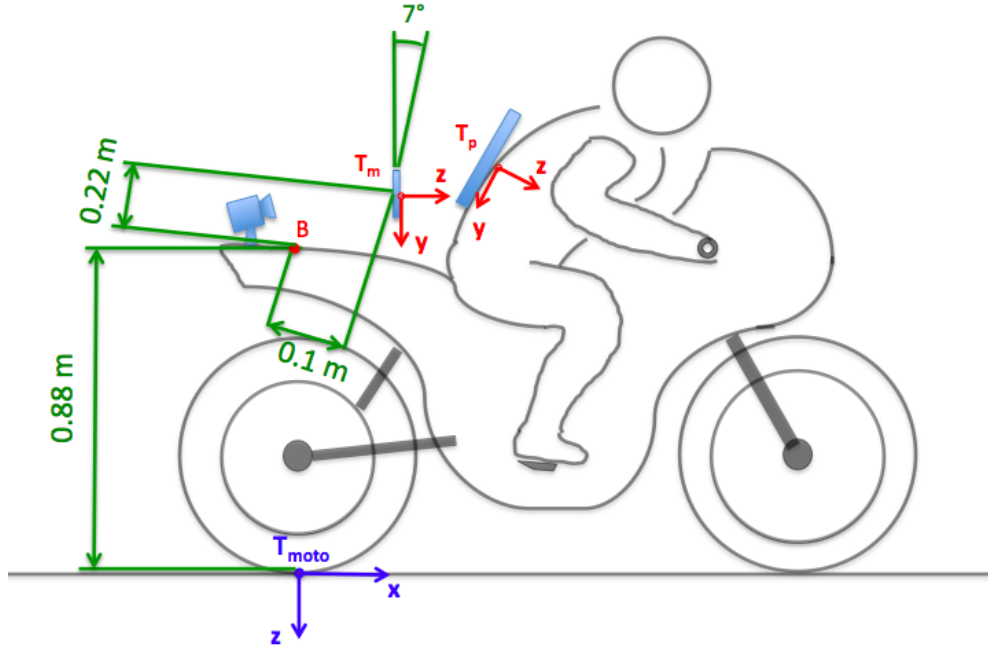


Figura 3.5: Sistemi di riferimento: target-moto, target-pilota e sistema di riferimento motocicletta.

con:

$${}^S[\mathbf{T}]_{T_m} = T_{trasl}(-0.270, 0.270, 0) \cdot [T_{roty}(\pi/2) \cdot T_{rotz}(\pi)] \cdot T_{rotx}\left(-7^\circ \frac{\pi}{180^\circ}\right) \quad (3.7)$$

$${}^{T_p}[\mathbf{T}]_{T_{ps}} = [T_{roty}(\pi/2) \cdot T_{rotz}(\pi)]^{-1} \quad (3.8)$$

dalla matrice ${}^S[\mathbf{T}]_{T_{ps}}$ si ricavano le coordinate (x_p, y_p, z_p) del pilota rispetto al sistema di riferimento centrato nel *punto-sella*.

La formula 3.5 necessita del valore di α , φ ed m_p che verranno determinati nei paragrafi che seguono.

3.4.2 Calcolo dell'angolo α

In riferimento alla figura 3.3, l'angolo α è dato dalla seguente:

$$\alpha = \arctan\left(\frac{y_p}{-z_p}\right) \quad (3.9)$$

dove y_p e z_p sono le coordinate del baricentro del pilota rispetto al sistema di riferimento della motocicletta.

Anche in questo caso la posizione del pilota ${}^{T_m}\mathbf{T}_{T_p}$ che si ottiene dal sistema di *pose-estimation* è espressa rispetto al sistema di riferimento del *target-moto* (figura), quindi come prima, è necessario trasformare rispetto al sistema di riferimento della motocicletta (figura 3.5) per ottenere la posizione del pilota espressa rispetto

ad esso ed orientare inoltre il sistema di riferimento del *taget pilot* come il sistema di riferimento della moto. La trasformazione si può scrivere:

$${}^{moto}[\mathbf{T}]_{TpM} = {}^{moto}[\mathbf{T}]_{Tm} \cdot {}^{Tm}[\mathbf{T}]_{Tp} \cdot {}^{Tp}[\mathbf{T}]_{TpM} \quad (3.10)$$

con:

$${}^{moto}[\mathbf{T}]_{Tm} = {}^{moto}[\mathbf{T}]_{cam} \cdot {}^{cam}[\mathbf{T}]_B \cdot {}^B[\mathbf{T}]_{Tm} \quad (3.11)$$

$${}^{moto}[\mathbf{T}]_{cam} = T_{roty}(\pi/2) \cdot T_{rotz}(\pi/2) \quad (3.12a)$$

$${}^{cam}[\mathbf{T}]_B = T_{trasl}(0, -0.880, 0) \cdot T_{rotx}\left(-7^\circ \frac{\pi}{180^\circ}\right) \quad (3.12b)$$

$${}^B[\mathbf{T}]_{Tm} = T_{trasl}(0, -0.220, 0.100) \quad (3.12c)$$

$${}^{Tp}[\mathbf{T}]_{TpM} = {}^{moto}[\mathbf{T}]_{cam}^{-1} \quad (3.12d)$$

La matrice ${}^{moto}[\mathbf{T}]_{TpM}$ contiene le coordinate del pilota rispetto al sistema di riferimento della motocicletta.

3.4.3 Modellizzazione del pilota secondo Dempster

Il pilota è stato modellizzato secondo i parametri del modello di *Dempster*. Questo modello prevede la suddivisione del corpo in *segmenti* collegati da *articolazioni*.

Dempster, tramite i risultati ottenuti da uno studio effettuato su numerosi soggetti, ha definito lunghezze, masse e baricentri dei *segmenti* normalizzati rispetto all'altezza e massa totale del corpo. In tabella 3.3 sono riportati i valori, in percentuale rispetto alla massa e altezza totale.

Tenendo presente lo scopo del calcolo, cioè stimare la massa del pilota m_P da introdurre nella formula 3.5, si può considerare in prima approssimazione i segmenti *busto* e *testa+collo* mobili rispetto alla moto mentre gambe e braccia si considerano fermi. Quindi, dati peso e altezza del pilota, tramite i parametri di Dempster è possibile calcolare la massa e la posizione del baricentro per il modello del pilota, ora dato solamente dalle parti mobili: *busto + testa+collo* dato che le parti che rimangono ferme rispetto alla moto non danno momento.

Le caratteristiche del pilota sono:

- $m_{tot} = 70 \text{ kg}$;
- $H_{tot} = 1,7 \text{ m}$.

Si ottiene quindi:

$$m_P = 41.3 \text{ kg}$$

$${}^{pilot}COM = (0.011; 0.000; 0.306) [m].$$

dove ${}^{pilot}COM$ sono le coordinate del baricentro (*COM*) rispetto al bacino. La testa è stata considerata leggermente inclinata in avanti rispetto al piano frontale del tronco.

È necessario che le misure di posizione siano *riferite al baricentro del pilota*; il sistema di *pose-estimation* però, calcola la posizione del centro del target.

Tabella 3.3: Parametri di Dempster: massa, lunghezza e posizione dei segmenti.

Segmenti	$\frac{m_{link}}{m_{tot}} \%$	$\frac{L_{link}}{H_{tot}} \%$	$\frac{L_{COM}}{L_{link}} \%$
Mano	0.6	4.0	50.6
Avambraccio	1.6	15.4	43.0
Braccio	2.7	17.2	43.6
Testa e collo	7.9	17.7	56.7
Tronco	51.1	29.9	46.7
Coscia	9.7	24.7	43.3
Gamba	4.5	23.3	43.3
Piede	1.4	15.2	26.4

Quindi, riferendoci allo schema di figura 3.6, è necessario effettuare la seguente trasformazione:

$${}^{Tm}\mathbf{T}_{Tp} = {}^{Tm}[\mathbf{T}]_{Tt} \cdot T_{trasl}(D_X, D_Y, D_Z) \quad (3.13)$$

dove:

- $D_X = 0.021 m$ rappresenta lo scostamento in direzione x del centro del target rispetto al piano sagittale del pilota ed è stato determinato estraendo dai test dei tratti di rettilineo nei quali il pilota era ben centrato e rimaneva fermo sulla motocicletta;
- $D_Y = zt - zb$, con:
 - * $zt = (h_{tr} - h_t)$, $h_t = 0.24 m$ (misurato durante i test);
 - * $zb = z_{COM}$.
- $D_Z = 0.16 + x_{COM}$.

3.4.4 Calcolo della coppia misurata dai sensori

La coppia totale misurata dai sensori è data dalla somma dei contributi delle componenti in direzione x delle varie coppie (figura 3.7). Quindi:

$$M_{2D} = M_{ped} + M_s + M_m \cdot \cos \epsilon + M_{st} \cdot \sin \epsilon \quad (3.14)$$

dove:

- M_{ped} è la coppia applicata dal pilota sulle pedaline e vale:

$$M_{ped} = (F_{pedDX} - F_{pedSX}) \cdot \frac{d}{2}$$

con d si è indicata la distanza fra le due pedaline;

- M_s è la coppia applicata sulla sella;
- M_m è la coppia applicata sul manubrio;
- M_{st} è la coppia allo sterzo;
- ϵ è l'angolo di inclinazione dello sterzo ($\epsilon = 25.5^\circ$).

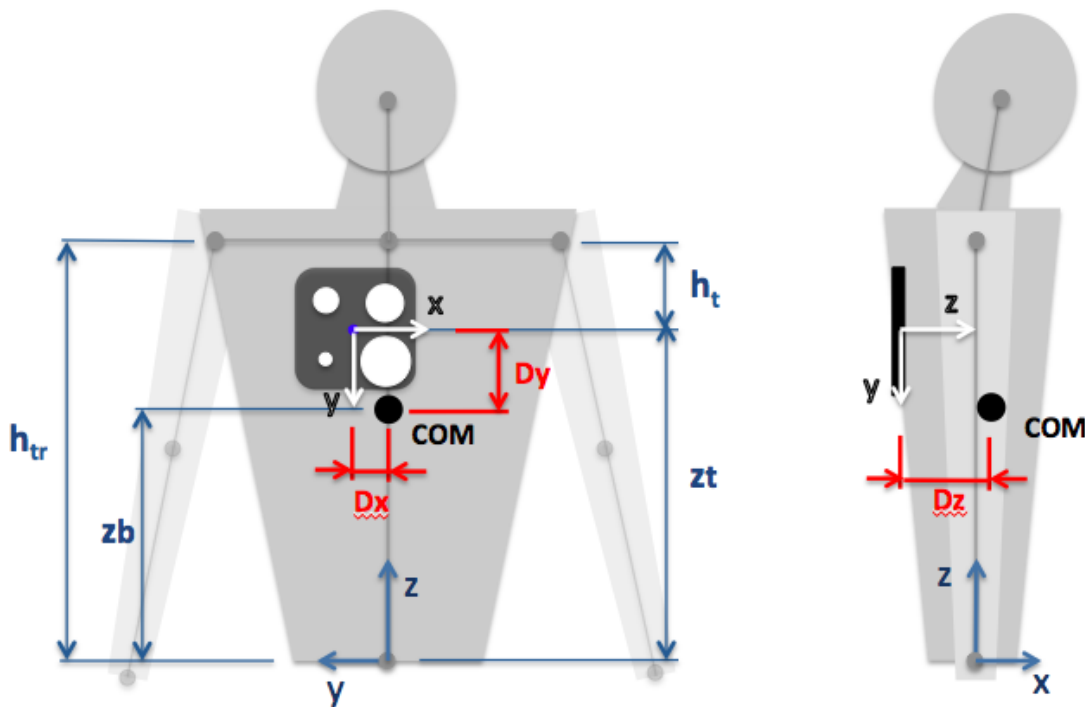


Figura 3.6: Modello del pilota.

3.5 Dati sperimentali

3.5.1 Risultati delle prove sperimentali

Le prove sono state effettuate in un tratto di strada pubblica che presenta delle ottime curve con una buona visibilità. Il tratto (lunghezza 1.6 km) è rappresentato in figura 3.8, le prove sono state suddivise in due parti¹:

andata con senso di percorrenza da A a B (2 volte);

ritorno senso di percorrenza da B ad A (2 volte).

I dati del sistema di *pose-estimation* e della telecamera sono stati sincronizzati tramite l'algoritmo di *cross-correlation* incrociando il canale della coppia sulla sella M_s con la coppia ottenuta dal sistema di pose estimation M_p . Questo perchè, in linea teorica, lo sfasamento fra queste due coppie ci si aspetta sia nullo dato che la coppia alla sella risente in modo diretto dello spostamento del pilota. Infine i dati sono stati filtrati a 2 Hz tramite un filtro passa basso di ordine 10.

I risultati dei test sono riportati dalla figura 3.9 alla 3.12, con il seguente ordine:

andata 1 in figura 3.9

andata 2 in figura 3.10

ritorno 1 in figura 3.11

ritorno 2 in figura 3.12

In ogni figura è riportato rispettivamente:

¹Entrambe le prove non sono riferite all'intero percorso di figura 3.8 ma ad un tratto più corto (1.2 km) a causa del traffico locale che ha ostacolato in parte la guida.

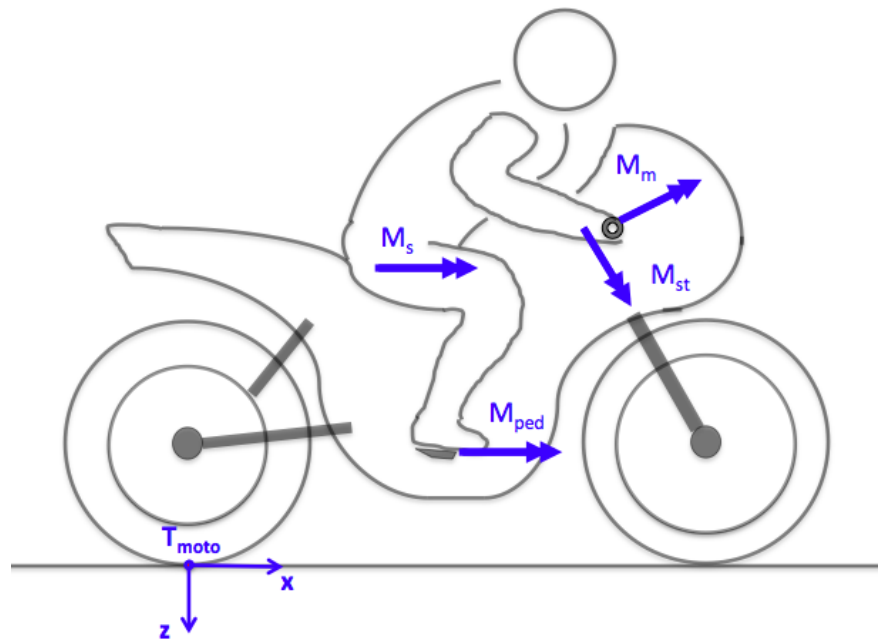


Figura 3.7: Coppie rilevate sulla motocicletta.

1. un grafico che riporta l'andamento della velocità di avanzamento in $[km/h]$ e l'accelerazione longitudinale a_x in $[m/s^2]$, per il tratto percorso;
2. un grafico che riporta l'andamento dell'angolo di rollio φ in gradi e l'andamento dell'angolo α del pilota sempre in gradi, per il tratto percorso;
3. un grafico che riporta il confronto tra la coppia totale misurata dai sensori (eq. 3.14) indicata nei grafici con Coppia 2Dtot e la coppia misurata dal *pose-estimation* (eq. 3.5) indicata con Coppia Pilota, per il tratto percorso;

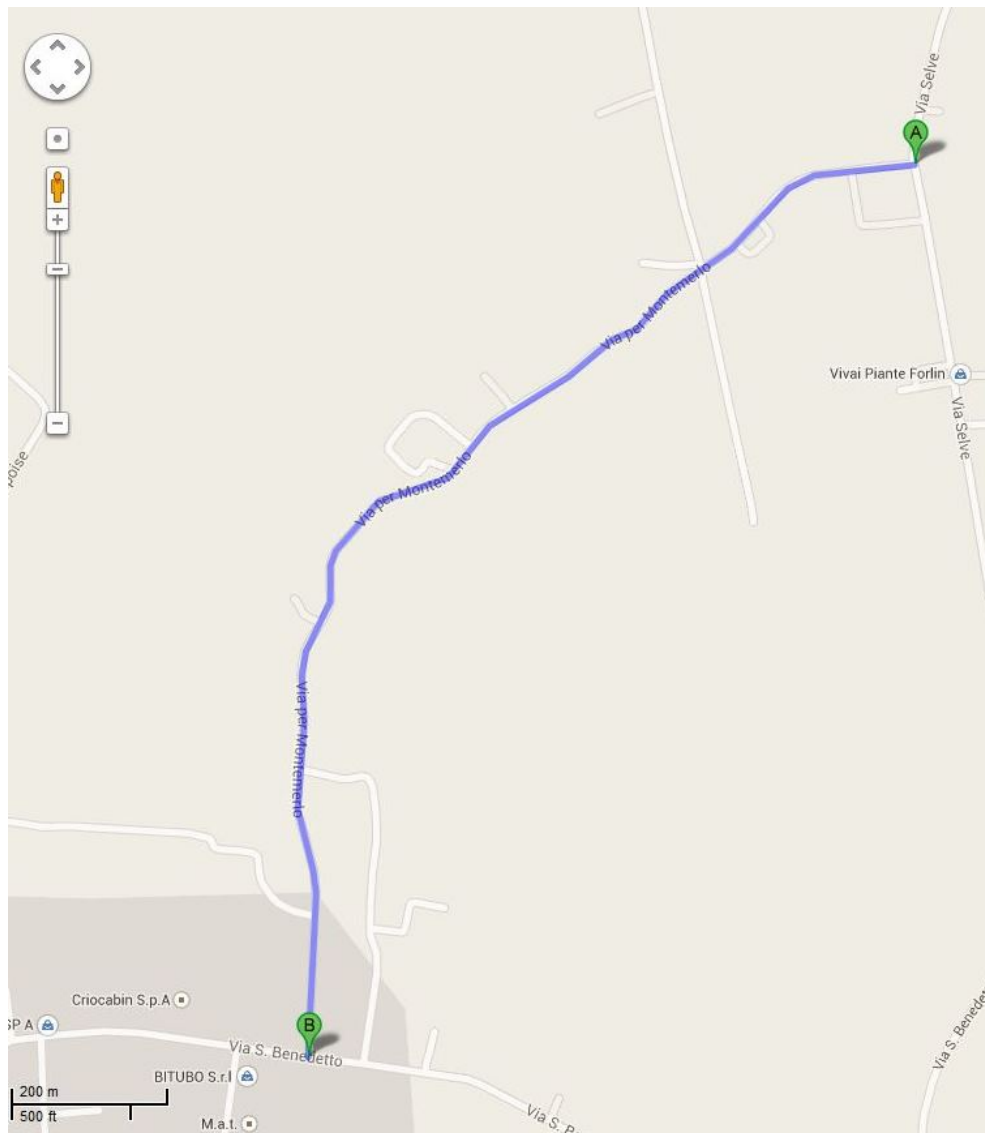


Figura 3.8: Tratto di strada percorso durante i test. *Fonte:* Google Maps.

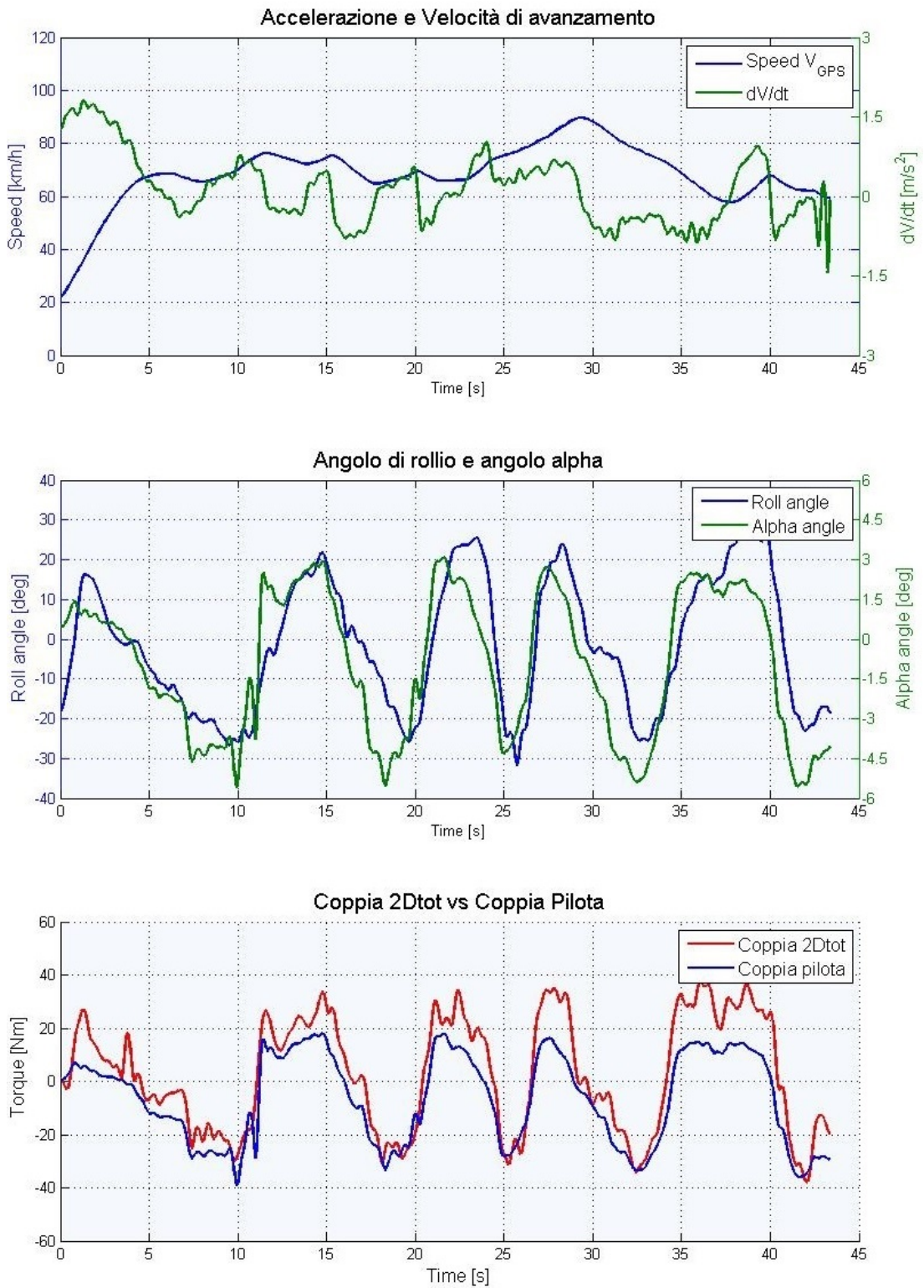


Figura 3.9: Andata 1

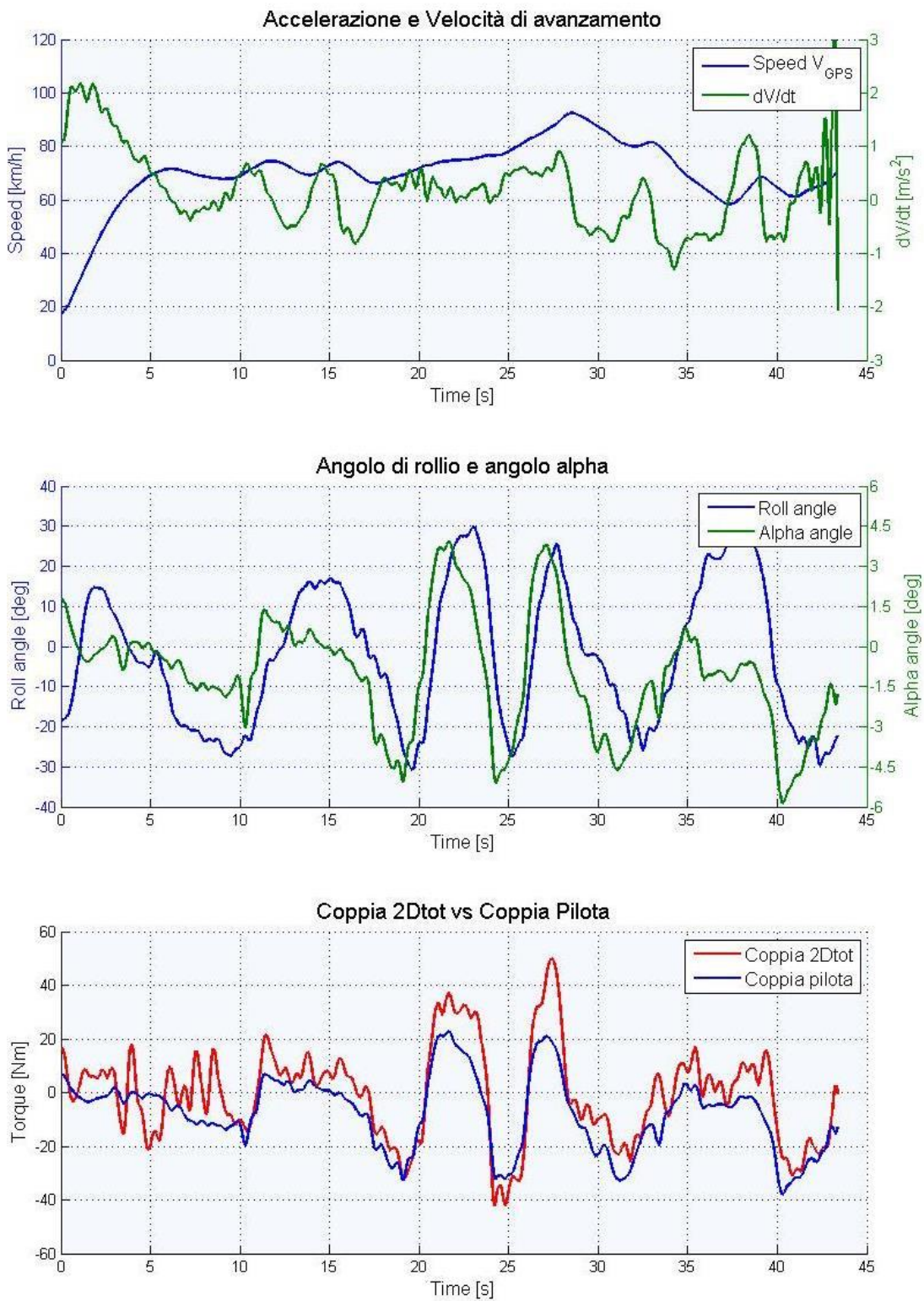


Figura 3.10: Andata 2

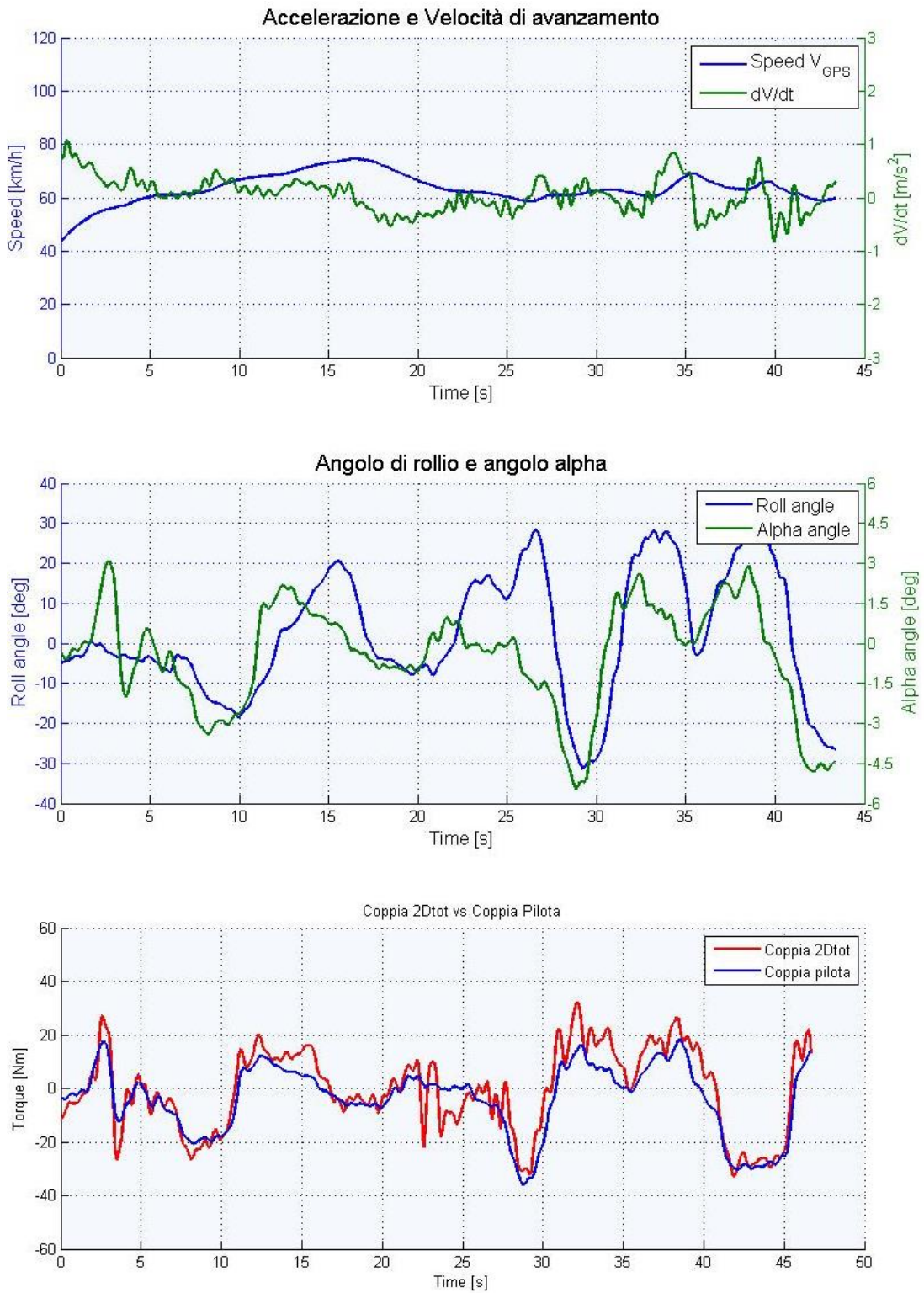


Figura 3.11: Ritorno 1

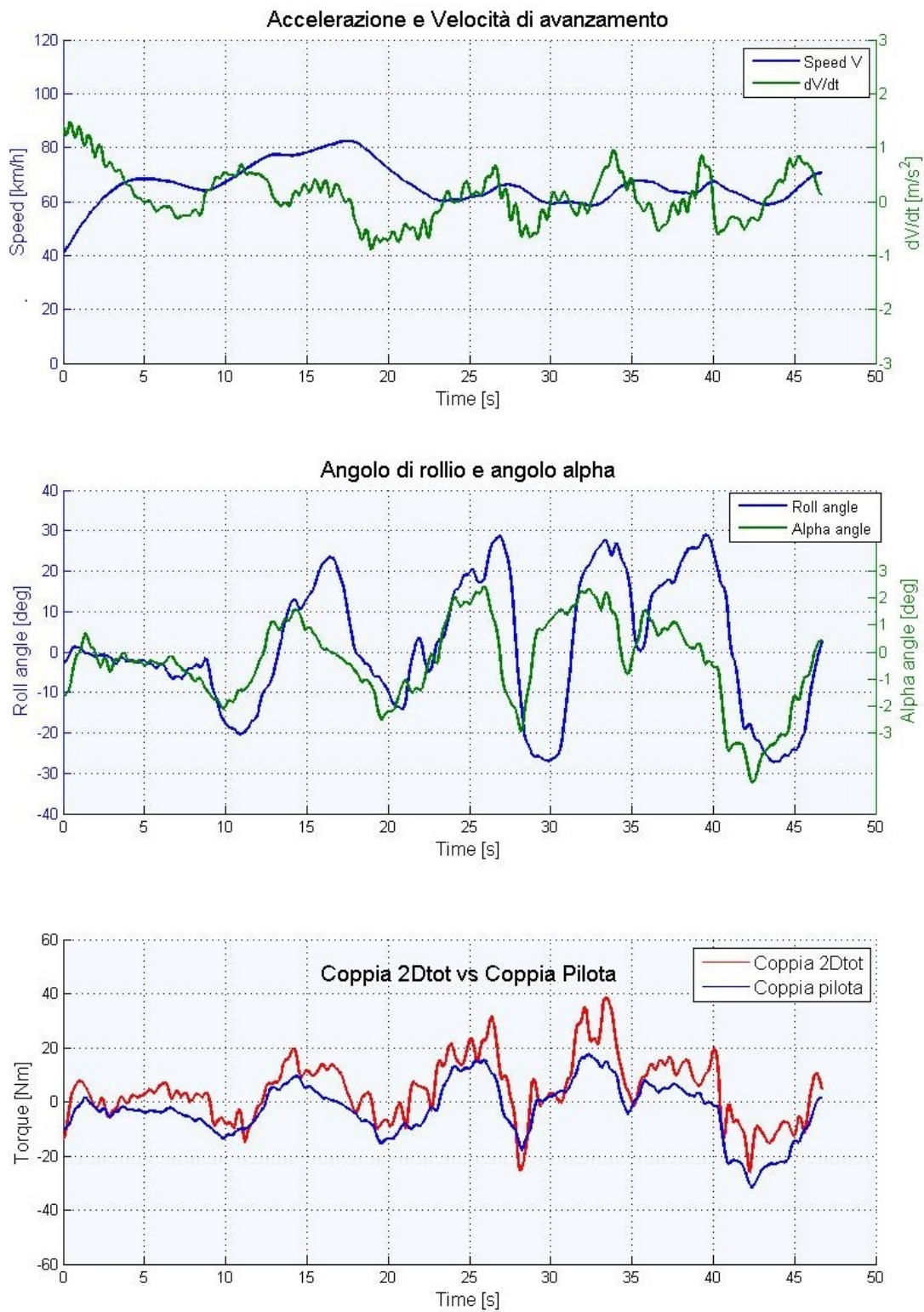


Figura 3.12: Ritorno 2

Tabella 3.4: Correlazione fra le coppie misurate con le due metodologie e correlazione fra φ e α .

	<i>Cross Correlation Coefficients</i>		<i>Lags</i>
	$\{C_P \text{ vs } C_{2D}\}$	$\{\varphi \text{ vs } \alpha\}$	$\{\varphi \text{ vs } \alpha\}$ [s]
Andata 1	0.842	0.886	0.53
Andata 2	0.802	0.718	0.73
Ritorno 1	0.893	0.759	0.90
Ritorno 2	0.694	0.792	1.16

3.5.2 Analisi dei risultati

Dai grafici si nota subito una buona correlazione fra l'andamento della *Coppia Pilota* e la coppia misurata dai sensori. In tabella 3.4 sono riportati i valori degli indici di correlazione, calcolati con l'algoritmo *Cross Correlation*.

I valori trovati fra la coppia calcolata con la 3.5 e la coppia ottenuta dai sensori (tabella 3.4) evidenziano che esiste un'ottima correlazione per le prove di *Andata1*, *Andata2* e *Ritorno1* mentre nel caso della prova *Ritorno2* la correlazione è leggermente più bassa.

Oltre ai valori di correlazione fra le coppie, in tabella 3.4 è riportato anche l'indice di correlazione e il ritardo (*lag*) fra l'angolo di rollio della motocicletta φ e l'angolo α del pilota. I dati indicano che l'angolo di rollio e l'angolo α sono ben correlati in tutte quattro le prove inoltre l'angolo α risulta sempre in anticipo rispetto a φ . Questo dimostra come il pilota agisca spostando il proprio baricentro verso la direzione in cui intende far rollare la moto. Questo si traduce in una coppia di rollio e il ritardo dipenderà dall'entità della coppia applicata oltre che dall'inerzia della moto.

Osservando il valore del *lag*, fra le prove di *Andata* e di *Ritorno* si nota che quest'ultimo varia anche del 100% il che sta ad indicare che il pilota in ha guidato in modo nettamente diverso tra le due prove. Infatti dai grafici delle prove in *Andata*, dove il *lag* è inferiore rispetto al *Ritorno*, si può osservare che le coppie applicate sono mediamente più elevate rispetto ai tratti di ritorno il che significa che il pilota ha guidato con uno stile più aggressivo cercando di far rollare la moto rapidamente, di conseguenza ne risulta una coppia applicata più elevata e uno sfasamento basso tra φ e α . Nel tratto di *Ritorno* il *lag* è doppio rispetto all'*andata* e anche la coppia è nettamente minore, il quindi in questo caso il pilota ha guidato con uno stile meno aggressivo, questo fatto si può apprezzare anche dall'entità dell'angolo α nettamente inferiore nel tratto di *ritorno* rispetto all'*andata*.

In tabella 3.5 sono riportati i coefficienti di correlazione tra l'angolo di rollio ottenuto confrontando le due prove di *andata* e le due prove di *ritorno*. Lo stesso si è fatto per l'angolo α . La correlazione fra l'andamento dell'angolo di rollio indica quanto "*simili*" sono le traiettorie seguite dalla moto ($1 =$ traiettorie identiche), mentre la correlazione fra l'andamento dell'angolo α indica quanto differente è stato lo stile di guida fra una prova e l'altra. Come si può notare l'angolo di rollio

Tabella 3.5: Confronto tra le prove ripetute.

<i>Cross Correlation Coefficient</i>		
	Andata1 vs Andata2	Ritorno1 vs Ritorno2
φ	0.892	0.923
α	0.797	0.607

Tabella 3.6: Correlazione fra le coppie misurate 2.

<i>Cross Correlation Coefficients</i>			
	C_P vs C_{2Dtot}	C_P vs $C_{2Dnosteer}$	C_P vs C_{sella}
Andata 1	0.842	0.895	0.970
Andata 2	0.802	0.817	0.952
Ritorno 1	0.893	0.840	0.961
Ritorno 2	0.694	0.787	0.930

è ben correlato, mentre vi è una scarsa correlazione nell'angolo α nel caso delle prove di *ritorno*: in questo caso quindi il pilota ha adottato due stili diversi tra la prova *Ritorno1* e *Ritorno2*.

Nei grafici che seguono (da figura 3.13 a figura 3.16) sono riportati gli andamenti delle coppie misurate dai sensori (prese singolarmente) per le prove effettuate.

Come si può notare la coppia alla sella e la coppia alla pedane sono le componenti che influiscono maggiormente sulla coppia totale.

La coppia allo sterzo si mantiene sempre al di sotto dei $10 Nm$ in tutte e quattro le prove, e si nota che il suo andamento è molto simile tra le prove ripetute. Un contributo maggiore lo dà invece la coppia al manubrio che in certi tratti raggiunge i $20 Nm$.

È chiaro che il modello usato per valutare la coppia applicata dal pilota M_p considerando solo lo spostamento laterale del pilota, è molto semplificato e le componenti della coppia che sono applicate allo sterzo, che il pilota applica usando la forza delle braccia non sono conteggiate correttamente. Questo modello inoltre non tiene conto degli effetti dinamici che invece sono presenti durante la guida.

Correlando infatti la coppia M_p con la coppia data dai sensori senza le componenti allo sterzo si ottiene una correlazione mediamente più elevata rispetto ai dati ottenuti precedentemente. Mentre correlando la coppia M_p con la sola coppia misurata alla sella si ottengono coefficienti di correlazione elevatissimi, prossimi all'unità. Questo era abbastanza prevedibile in quanto lo spostamento laterale del pilota si trasmette perfettamente alla sella, mentre per quanto riguarda le azioni sul manubrio e in percentuale minore sulle pedane, la dinamica è più complessa.

In tabella 3.6 sono riportati i coefficienti di correlazione tra la coppia M_p e la coppia senza le componenti sullo sterzo e tra M_p e la coppia alla sella.

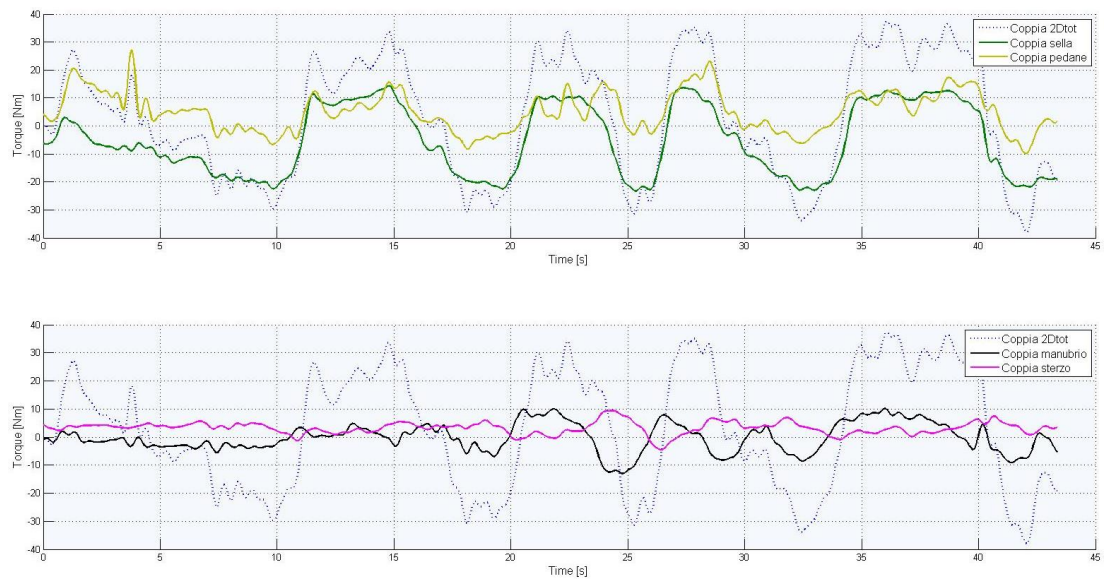


Figura 3.13: Andata1: coppie rilevate dai sensori.

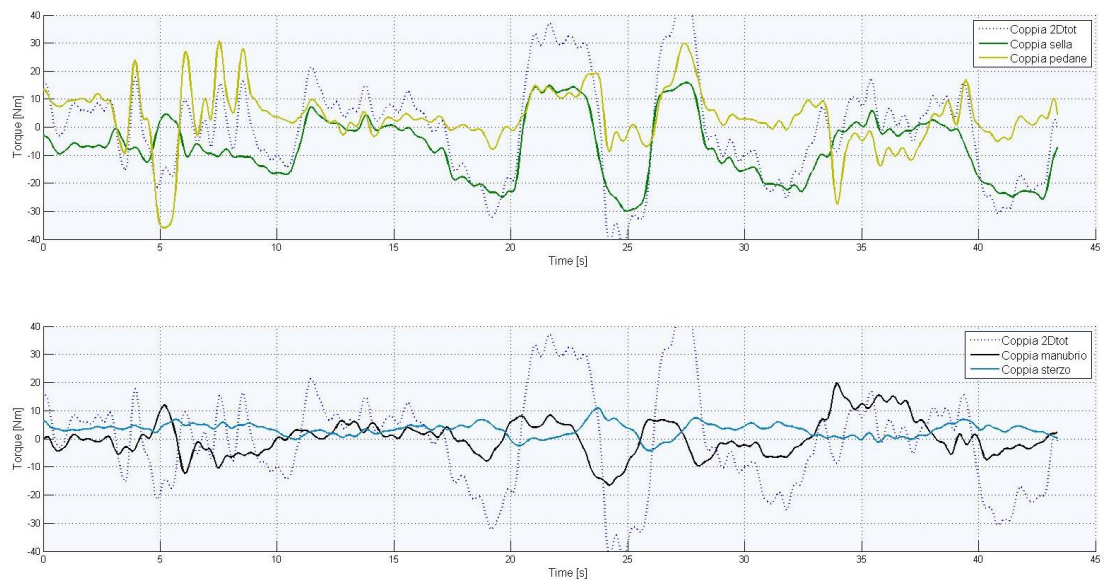


Figura 3.14: Andata2: coppie rilevate dai sensori.

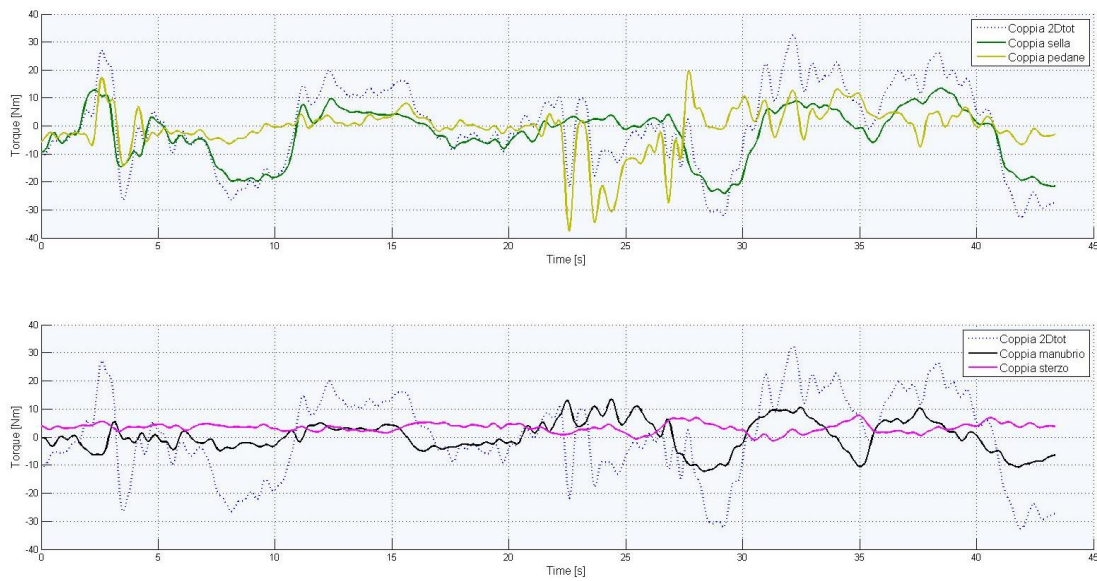


Figura 3.15: Ritorno1: coppie rilevate dai sensori.

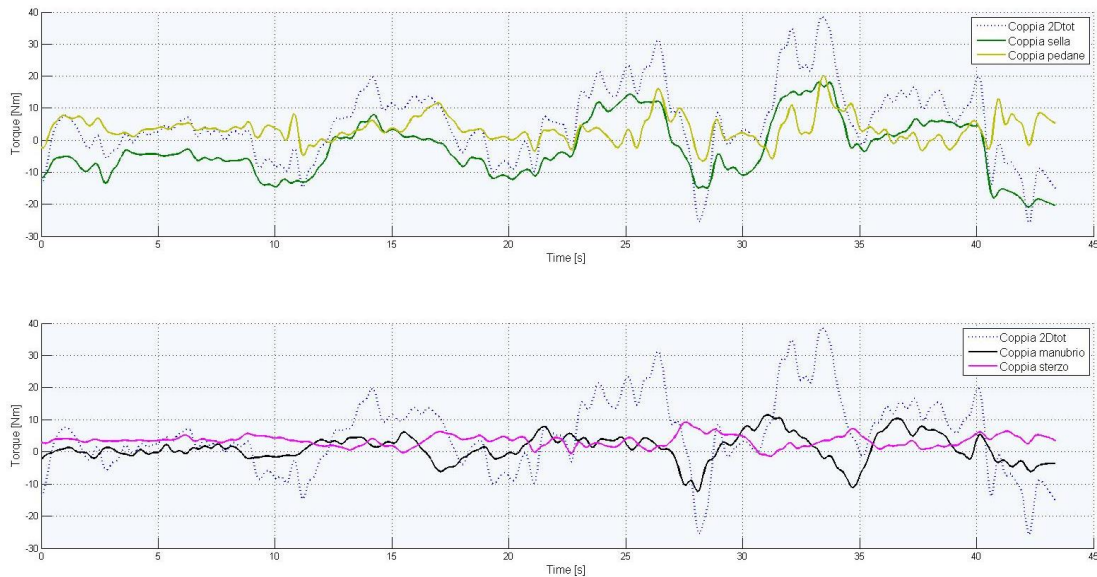


Figura 3.16: Ritorno2: coppie rilevate dai sensori.

Capitolo 4

Telai e taglio laser

L'esperienza acquisita con il progetto della motocicletta *Overfifty* ha portato a considerare la criticità della fase di prototipazione del telaio in tubi d'acciaio. Per Costruire anche un solo esemplare di telaio è stato necessario approntare una maschera di saldatura il cui costo in termini di tempo e denaro è un multiplo di quello per il telaio vero e proprio. Questo modo di operare inoltre è consolidato e valevole per produzioni di serie ma non presenta sufficiente flessibilità per la fase di sviluppo o piccoli lotti di produzione.

La tecnologia taglio laser è oggi utilizzata per preparare i tubi dei telai che dovranno essere saldati assieme poiché permette di preparare le superficie di accoppiamento delle giunzioni in modo ottimale, le potenzialità di questo processo non sono però sfruttate appieno.

In questo progetto sono state sviluppate particolari tecniche di progettazione che permettano di sfruttare maggiormente il taglio laser per limitare in seguito l'uso di maschere di saldatura. Parallelamente è stata esplorata una soluzione innovativa e razionale per la geometria del telaio motociclistico, non esplorata in passato poiché implementabile solo sfruttando il taglio laser.

Il progetto è stato sviluppato in collaborazione con la società *ADIGE SPA* parte di *BLM GROUP*, unico costruttore al mondo a proporre per il tubo tutte le possibili tecnologie e ad integrarle in sistemi complessi.

4.1 Metodo

4.1.1 Punti principali in cui si è articolato lo studio

1. Analisi delle possibili giunzioni tra tubi e ideazione di nuove tipologie di connessione. Saranno trattate giunzioni tra due tubi a T, ad angolo retto, ad angolo a 45° sia con tubi di uguale diametro e sia con tubi di diametro diverso.
2. Modellazione delle connessioni in ambiente CAD per la successiva analisi FEM e la produzione di prototipi.
3. Analisi con codici FEM delle caratteristiche delle diverse connessioni. Scopo delle analisi è la determinazione delle caratteristiche di rigidità flessionali e torsionali nonché la determinazione degli stati tensionali e delle deformazioni.

4. Confronto delle connessioni innovative con le connessioni tradizionali in particolare per quanto concerne le difficoltà di esecuzione e di assemblaggio.
5. Progetto di un telaio innovativo ultraleggero di tipo motociclistico allo scopo di evidenziare le potenzialità della metodologia innovativa nel campo della costruzione di telai tubolari per veicoli sia a 2 che a 4 ruote.

4.1.2 La tecnologia taglio laser

Il taglio laser viene oggi largamente utilizzato a livello industriale nella lavorazione sia di elementi piani (con spessori variabili da pochi millesimi di millimetro fino a 30mm circa), sia di componenti a geometria 3D estremamente complessa, grazie all'elevato grado di automazione ottenibile con questa tecnologia.

La possibilità di concentrare elevatissime densità di potenza su spot di dimensioni ridotte (in alcuni casi anche inferiori al micron) ha reso alla tecnologia laser un ruolo di primissima importanza anche nel microprocessing.

Durante il processo, il materiale investito direttamente dal fascio laser verrà fuso e/o vaporizzato (a seconda del tipo di materiale trattato ed a seconda dell'energia fornita) mentre un getto di gas coassiale al fascio provvederà ad allontanare il materiale dalla zona interessata. Verrà a generarsi un canale verticale detto key hole che si sviluppa lungo tutto lo spessore e che garantisce la separazione dei pezzi. L'energia fornita dal fascio laser in parte permetterà il passaggio di fase del materiale, in parte verrà dissipata per conduzione all'interno del materiale ed in parte verrà assorbita e/o riflessa dal plasma che viene a formarsi all'interno della stessa key hole, in seguito alla vaporizzazione del materiale stesso.

I principali vantaggi derivanti dall'adozione di un sistema di taglio mediante laser sono i seguenti:

- Processo estremamente rapido: la velocità di taglio è tra le più elevate che si riescano ad ottenere con le tecnologie a fascio energetico, soprattutto per bassi spessori.
- Qualità elevata: la qualità dei lembi ottenuti è generalmente molto buona, tanto da non richiedere ulteriori lavorazioni di finitura. Tolleranze ristrette grazie alla precisione data dal controllo CNC della macchina.
- Processo flessibile: il passaggio dal modello CAD 3D alle specifiche per il taglio richiede tempi minimi senza necessità di un setup fisico della macchina.
- Esecuzione di geometrie complesse: con le tecnologie tradizionali non è solitamente possibile o conveniente eseguire le medesime lavorazioni. È possibile di conseguenza utilizzare soluzioni strutturalmente più efficienti.
- precisione di posizionamento dei componenti: i tubi si incastrano l'uno con l'altro senza possibilità di errore. Piccole o grandi variazioni della geometria sono quindi trasparenti all'operatore.
- rapidità di assemblaggio: l'intero telaio può essere assemblato senza maschere di posizionamento e trasportato in seguito alla postazione di saldatura.

I principali svantaggi del processo di taglio mediante laser sono i seguenti:

- Costo del sistema: i sistemi laser sono piuttosto costosi, sia in termini di costo d'acquisto che, in misura minore, in termini di costo d'esercizio e manutenzione.
- Difficoltà di progettazione: per sfruttare appieno le potenzialità offerte dal taglio laser è necessaria una progettazione specifica dei particolari di interesse che richiede tempo, creatività e buona conoscenza della modellazione solida in ambiente CAD.

Il maggiore sforzo richiesto in progettazione è compensato da un risparmio in fase di assemblaggio, flessibilità della produzione ed innovatività del prodotto, è pertanto importante sviluppare tecniche di progettazione strutturate che permettano di utilizzare facilmente la *progettazione orientata al taglio laser*.

4.2 Incastri

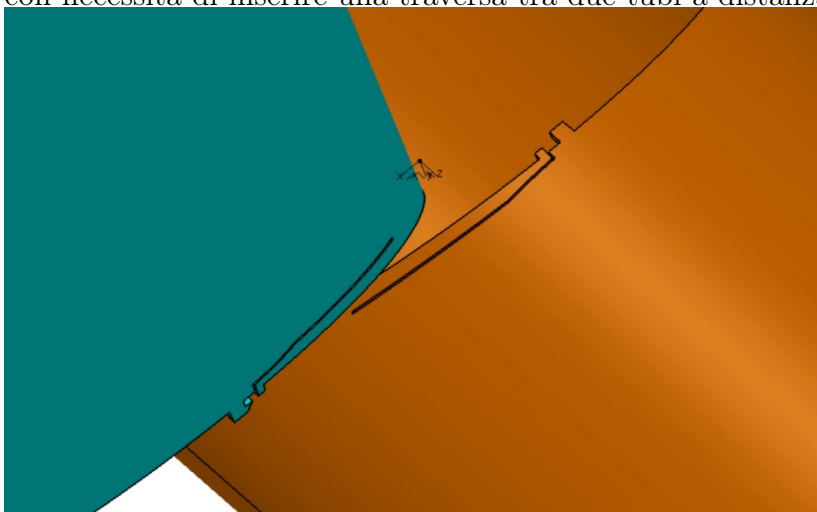
erire tutte le
immagini

Verranno elencate le tipologie di incastri analizzate ed il risultato dei prototipi fabbricati:

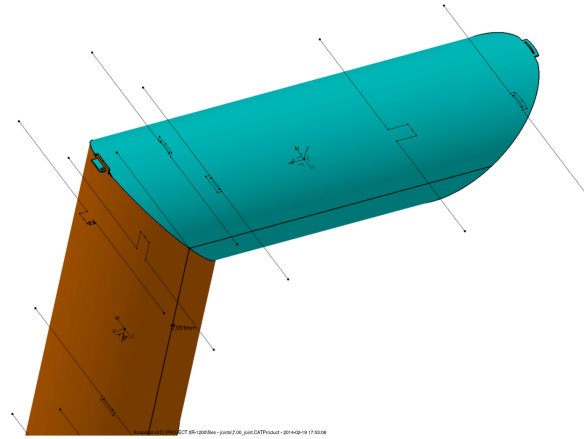
joint	description
6.02	T con inserimento laterale
7.00	L con linguette
8.00	clip arrow long
8.10	clip arrow short
9.00	angle continuous + hole
9.10	angle continuous + disc
9.40	angle continuous + stiffener
10.00	dovetail
12.00	twist turn equal clips
12.10	twist turn different clips
13.00	clip side
14.00	spring
15.00	arrow ext

Tabella 4.1: lista delle giunzioni trattate

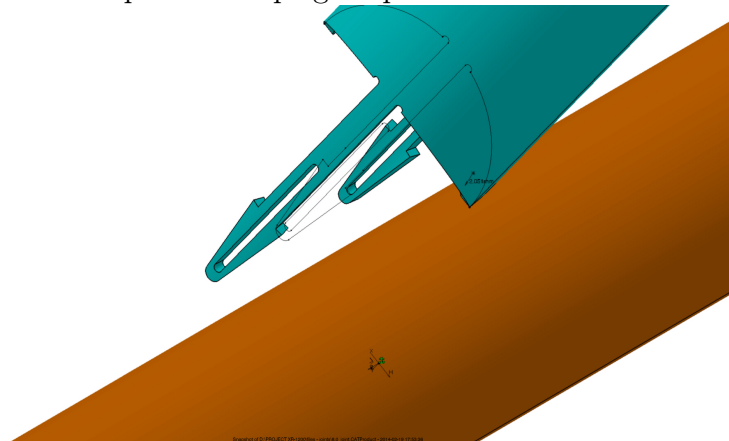
6.02 Giunzuine a T con inserimento laterale. Le linguette si piegano elasticamente durante l'inserimento per poi bloccare il giunto in posizione. Applicato con necessità di inserire una traversa tra due tubi a distanza fissata.



7.00 Giunzuine ad L di 90°. Le linguette si piegano elasticamente durante l'inserimento per poi bloccare il giunto in posizione.



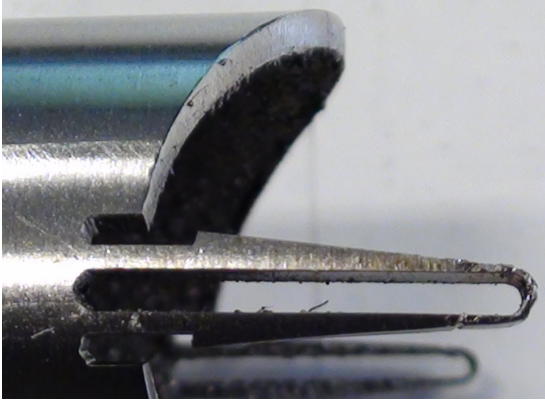
8.00 Clip a freccia passante attraverso tutto il tubo. Utilizzabile in giunzioni a T, anche con angolazione e diametri differenti. Il collegamento è smontabile, ma l'estremità può essere piegata per bloccarlo.



Spessori troppo sottili impediscono ritorno elastico, è possibile aumentare lo spessore. Problemi di tolleranze non permettono l'ancoraggio (frece corte). Esecuzione a volte imprecisa della geometria.

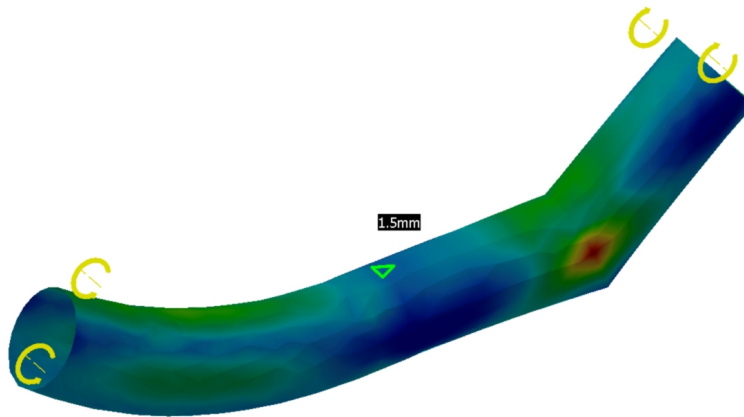


8.10 Clip a freccia non passante. Il collegamento perfettamente funzionante, l'esecuzione sempre accettabile. Smontabile per alcune volte esercitando forza.

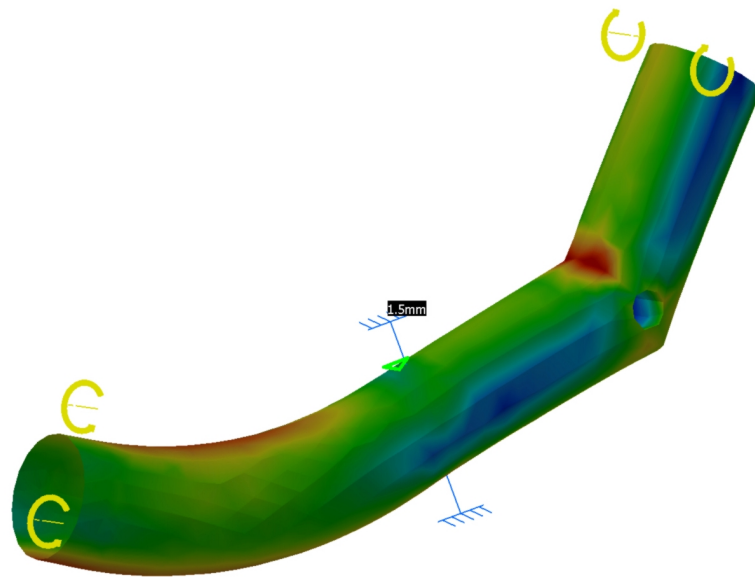


9.00 - 9.30 Esecuzione di base per le curve. Questo collegamento è stato oggetto di particolare attenzione poiché la sostituzione di una piega con un tratto saldato destava preoccupazione.

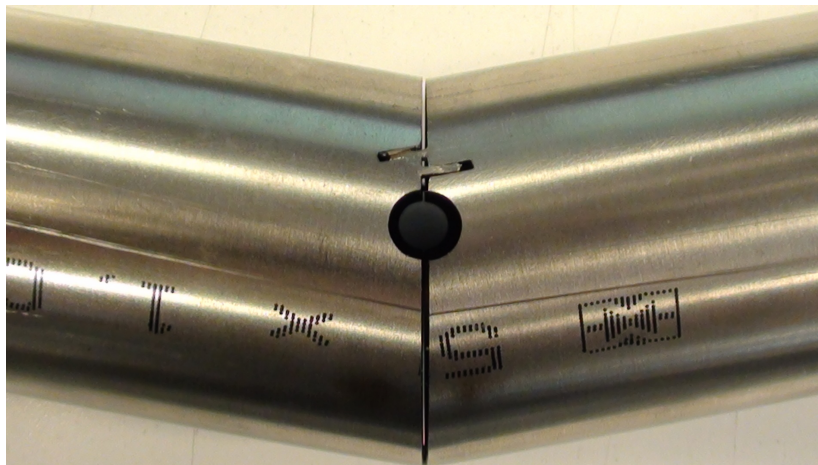
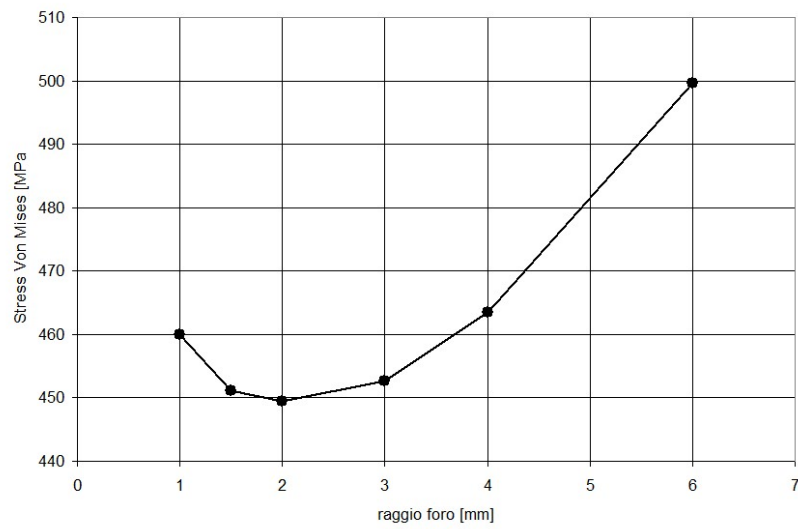
Un'analisi fem ha evidenziato come le tensioni siano maggiori nel caso della giunzione saldata:



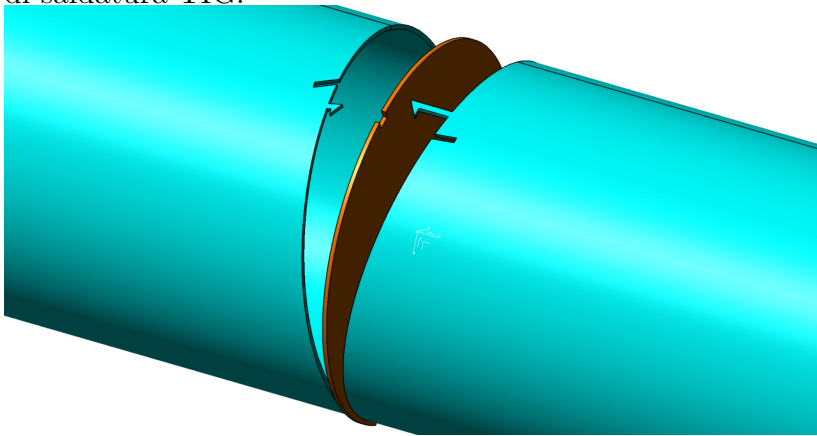
si è quindi modificata la geometria inserendo un tubo di piccolo diametro nella sezione di materiale più sollecitata, con asse normale a quello del tubo principale. Lo stato tensionale è in questo modo riportato ai valori del normale tubo piegato:



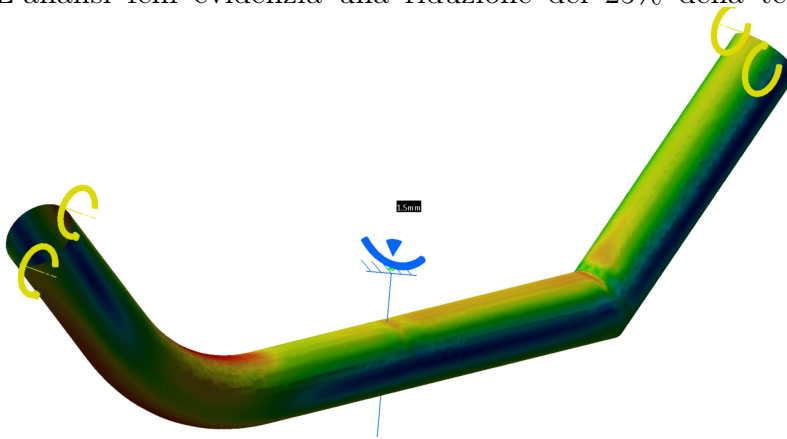
La posizione ed il diametro del foro sono stati oggetto di studio. Come si evince dal grafico sottostante esiste un valore ottimo per la dimensione del foro.



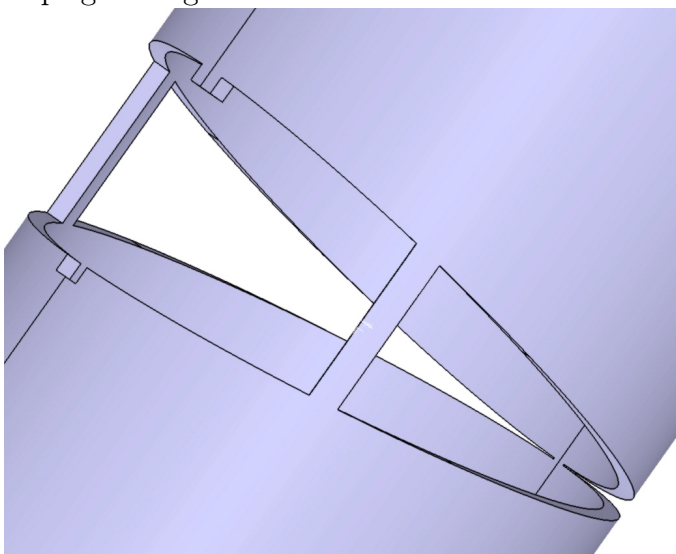
- 9.10** la possibilità di inserire un disco di diametro maggiore del tubo, al centro della curva, permette di predisporre il materiale d'apporto utile con processo di saldatura TIG.



L'analisi fem evidenzia una riduzione del 25% della tensione massima.

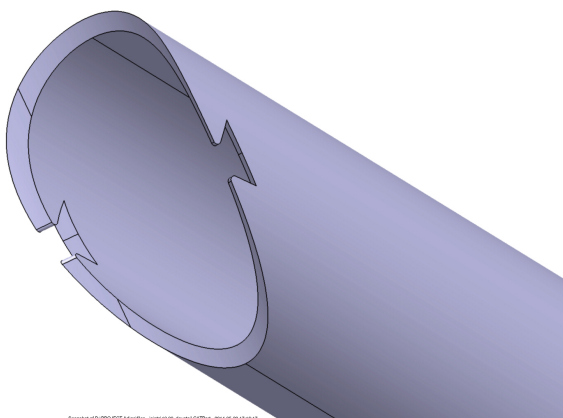


- 9.40** è la tipologia che verrà utilizzata come primo tentativo nel telaio sperimentale. De aste collegano i tronconi di tubo con la funzione di dare continuità e supporto durante il taglio laser, Verranno rimosse manualmente al momento di piegare la giunzione.

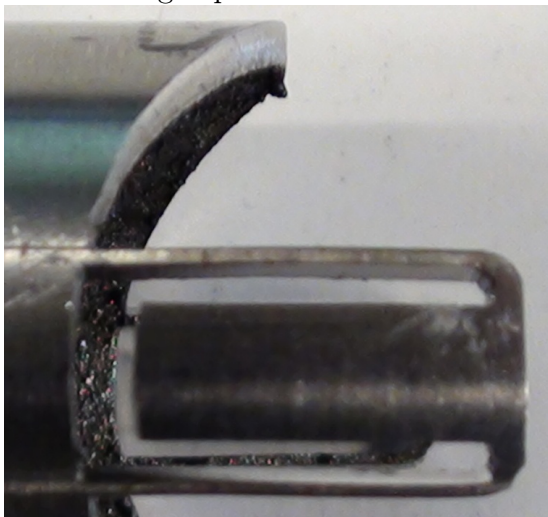


- 10.00** Il collegamento dei tubi con elementi del telaio non lavorabili con taglio laser

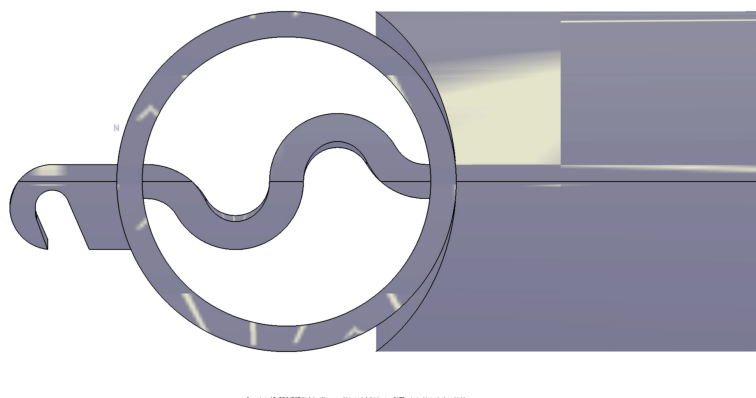
può essere garantito da accoppiamenti di forma come questo in figura. Una sagoma complementare viene tornita creando i sottosquadri che permettono l'accoppiamento.



13.00 Collegamento a T non smontabile. Testato funziona correttamente, è utile aumentare gli spessori minimi.



14.00 Le prime prove realizzate hanno evidenziato come sia necessario mantenere in tensione gli accoppiamenti ad incastro per garantire l'assenza di giochi e di conseguenza buone tolleranze nell'assemblaggio.

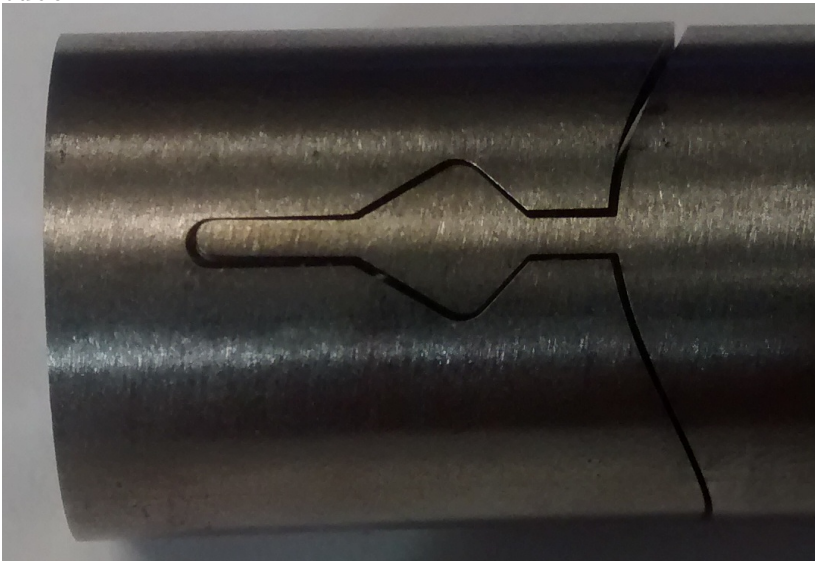


Con questo tipo di geometria viene creata una molla al taglio laser, la tensione che genera è sufficiente a mantenere in posizione i componenti e può essere agganciata senza sforzo.

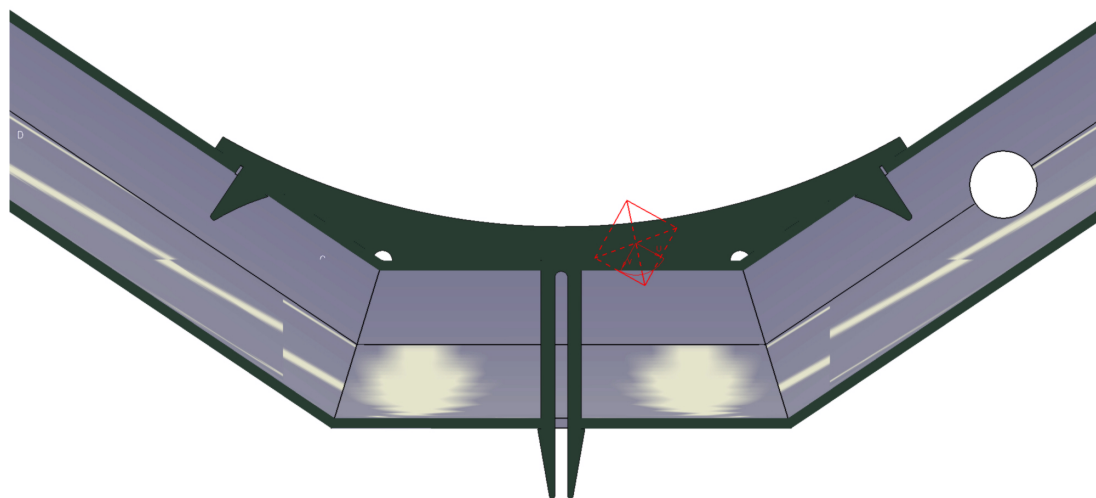


15.00 Un esempio di come la progettazione per il taglio laser richieda particolari accorgimenti: in questa lavorazione non è possibile sfilare lo sfrido dalla clip a causa della conicità creata dal taglio normale alla superficie. Risulta necessario sezionare lo sfrido in due metà.

Come previsto al fem le due alette si deformano plasticamente inserendo il tubo.

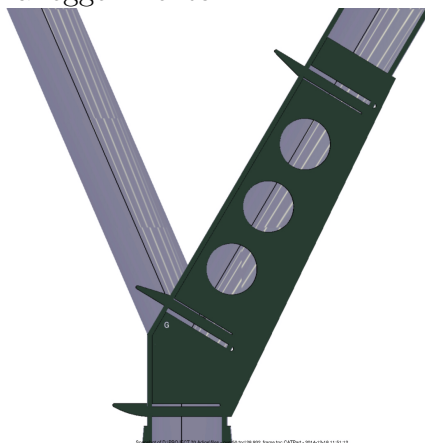


Fazzoletti esterni al tubo sono modellati con *clip* di ritegno centrale atta a mantenerli in posizione e *clips* laterali che blocchino assieme le tre parti rettilinee di cui si compone la curva



Snapshot of D:\PROJECT 70\Adige\files - over50\trac28_892_frame trc.CATPart - 2014-12-18 11:54:52

Fazzoletti passanti attraverso tutto il tubo permettono di fissare assieme i due tratti di curva durante l'assemblaggio e garantiscono un rinforzo migliore dei fazzoletti esterni tradizionali. È imperativo disegnarli considerando le operazioni necessarie all'assemblaggio. I fori interni esemplificano le possibilità di alleggerimento.



Snapshot of D:\PROJECT 70\Adige\files - over50\trac28_892_frame trc.CATPart - 2014-12-18 11:55:12

L'analisi fem evidenzia il vantaggio nell'utilizzare questa soluzione che riduce del 30% il valore massimo delle tensioni nella zona critica all'apice della saldatura del fazzoletto:

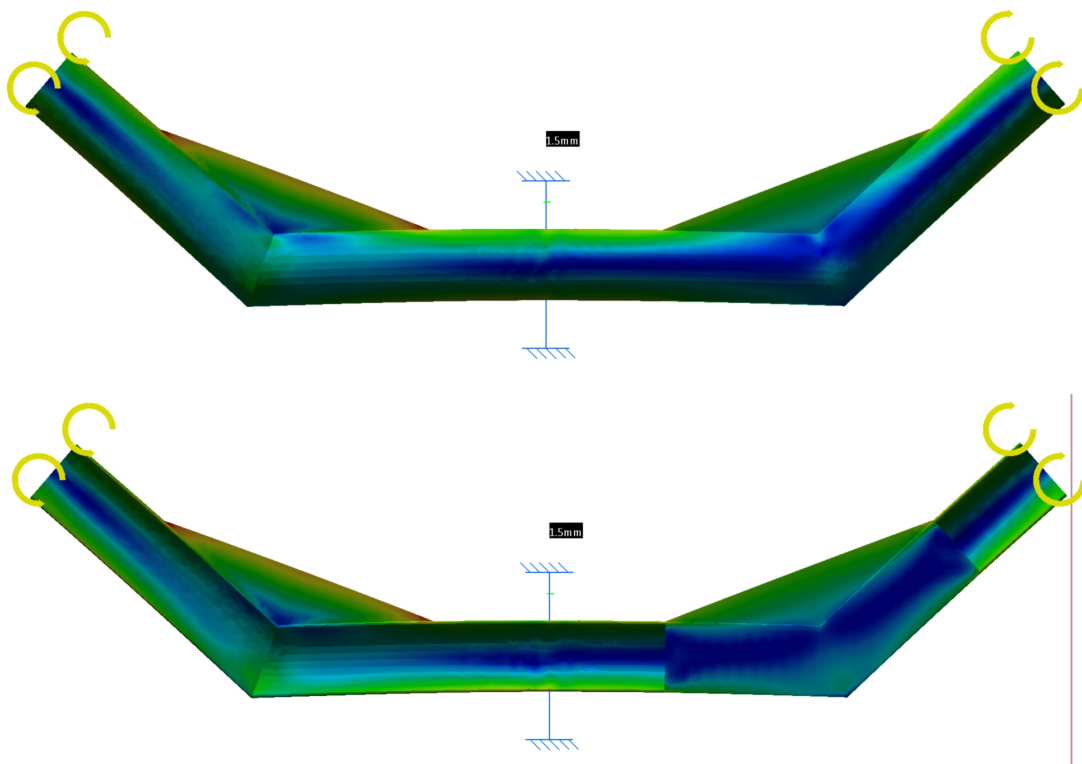


Figura 4.1: Von Mises stress in fazzoletti normali (sx) e passanti (dx)

4.3 Cannotto

In questa parte verrà dato un esempio di come il taglio laser possa essere vantaggiosamente impiegato per migliorare una soluzione strutturale.

Il cannotto di sterzo è la zona di massima concentrazione di tensioni di tutto il telaio motociclistico. Se da un lato rappresenta il punto critico per la sicurezza dall'altro lo è per la rigidità di tutta la struttura, di conseguenza questa zona è divenuta più massiccia con l'aumentare delle prestazioni richieste ai mezzi in termini di sicurezza e rigidità.

Normalmente il cannotto del telaio in tubi è composto di un tubo di diametro maggiore in cui sono calettati i due cuscinetti che reggono l'asse di sterzo. A questo vengono saldati i tubi del telaio, creando in corrispondenza del cannotto la zona di maggiore concentrazione di tensioni di tutta la motocicletta.

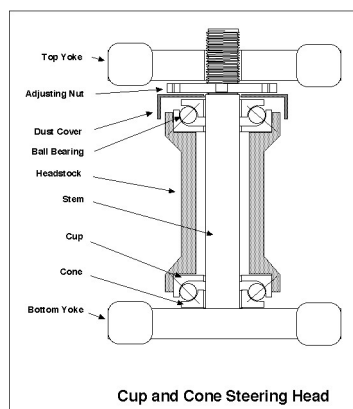


Figura 4.2: canotto tradizionale

La soluzione tradizionale è pertanto schematizzabile come una trave incastrata, mentre sarebbe preferibile poter implementare uno schema di tipo doppio appoggio. La soluzione con doppio appoggio permette di distribuire maggiormente le forze al vincolo ed aumentare la rigidità del sistema a parità di peso.

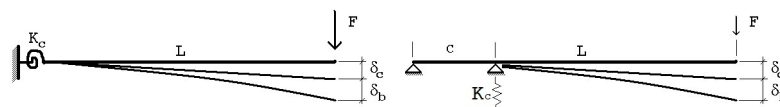


Figura 4.3: trave incastrata vs doppio appoggio

Considerando una trave di sezione tubolare tonda è possibile calcolare analiticamente la deflessione, in termini di freccia all'estremità, come somma dello spostamento dovuto alla flessione della trave (δ_b) e del vincolo (δ_c):

$$\delta_f = \delta_b + \delta_c$$

Dall'analisi fem è possibile conoscere il valore δ_f mentre δ_b è calcolabile analiticamente, in questo modo è possibile ricavare la freccia dovuta al vincolo δ_c :

$$\delta_c = \delta_f - \delta_b$$

La rigidità del vincolo viene quindi espressa come:

$$K_c = \frac{F}{\delta_c}$$

Nel caso di incastro la freccia della trave è:

$$\delta_b = \frac{F L^3}{3 E J}$$

da cui si ricava la rigidità dell'incastro:

$$K_c := \frac{3 F E J}{3 \delta_f E J - F L^3}$$

e nel caso di doppio appoggio la freccia della trave è:

$$\delta_b = \frac{F (L + c) c^2}{3 E J}$$

da cui la rigidità del vincolo doppio appoggio:

$$K_c = -3 \frac{F E J}{-3 \delta_f E J + F b^3 + F b l}$$

In entrambi i casi il momento d'inerzia della sezione vale:

$$J = \frac{\pi \left(\frac{D_e^4}{16} - \frac{D_i^4}{16} \right)}{4}$$

Con questa metodologia è possibile valutare il vantaggio in termini di rigidità nell'adottare la soluzione a doppio appoggio. Per condurre una breve analisi su di un modello semplice è stata scelta una geometria semplice con rigidità dello stesso ordine di grandezza di un telaio motociclistico.

La soluzione con doppio appoggio è attuabile utilizzando un tubo di grande diametro come canotto, in cui i tubi del telaio saranno passanti e saldati ad entrambe le superficie. In figura 4.4 è riportato il confronto tra le due soluzioni in una analisi fem a parità di forza applicata. Si nota come la soluzione tradizionale, con tubo saldato di testa, comporti una deformazione locale della parete del canotto oltre alla flessione del telaio.

È inoltre evidente in figura 4.6 come sia vantaggioso in termini di stress (riduzione del valore massimo del 55%) poter utilizzare

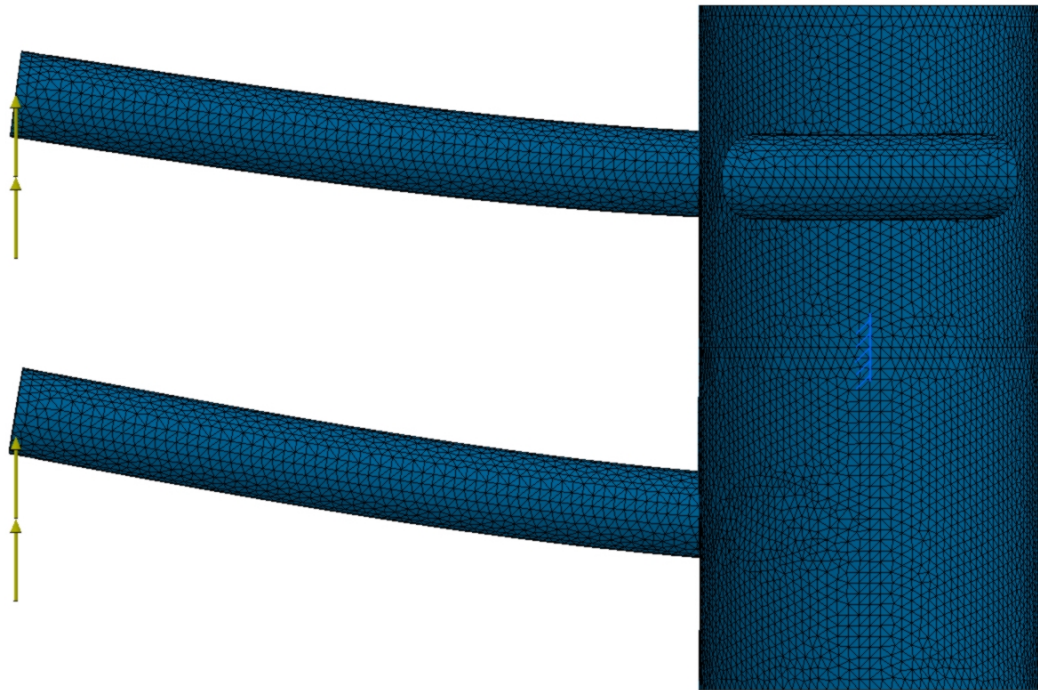


Figura 4.4: mesh shell

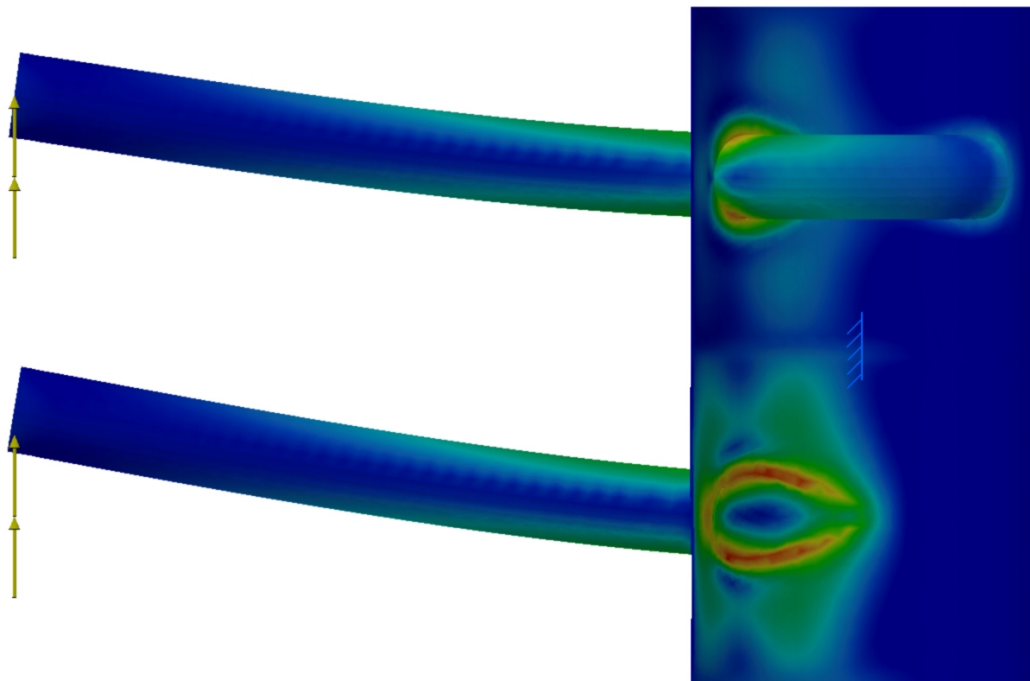


Figura 4.5: Von Mises stress

Le considerazioni riguardanti l'architettura del cannotto portano a concludere che vi sia convenienza nel preferire un doppio appoggio per ridurre lo stress, di



Figura 4.6: junction failure

contro si crea in questo modo una zona di concentrazione della rigidità eccessiva considerando la cedevolezza del resto della struttura. Ne consegue la facoltà di utilizzare una differente soluzione costruttiva per questa coppia rotoidale che contenga gli sforzi ma garantisca uniforme rigidità alla motocicletta.

Il risultato consiste nella separazione nella sostituzione del canotto con i soli supporti per i cuscinetti di sterzo. Si realizza in questo modo una configurazione in cui è possibile allontanare tra loro i vincoli dati dai cuscinetti, riducendo lo sforzo radiale su di essi. I foderi forcella sono anch'essi sottoposti ad un momento minore limitando le deformazioni che ne compromettono l'efficienza.

4.4 Prototipo

Gli studi illustrati nei paragrafi precedenti sono stati applicati al telaio della motocicletta *Overfifty* per provarne la fattibilità. Disponendo del modello cad completo di questa motocicletta è stato progettato un telaio con le medesime dimensioni di quello tradizionale, sostituendo alle lavorazioni ordinarie quelle esposte innanzi.

Il prototipo presenta le principali caratteristiche oggetto dello studio:

- i tubi sono stati preparati con taglio laser da *Adige s.p.a.* e spediti presso l'università
- le pieghe su tubi continui sono state eseguite a mano, in pochi minuti, senza l'ausilio di macchinari
- i fazzoletti di rinforzo sono stati posizionati stabilmente
- il telaio è stato assemblato in tutti i suoi componenti senza l'ausilio di attrezzi
- l'assemblaggio non ha richiesto manodopera specializzata
- non è stato necessario utilizzare strumenti di misura o riferimenti
- l'assemblaggio è stabile ed il manufatto pronto per la fase di saldatura



Figura 4.7: telaio costruito

I principali problemi riscontrati in questa fase:

- rottura di alcune giunzioni durante il trasporto: è necessario prevedere le sollecitazioni durante tutta la fase di lavorazione e trasporto del materiale
- procedura di assemblaggio che saltuariamente necessita di uno specifico ordine nel montaggio dei componenti: l'ordine di assemblaggio è da prevedersi in fase di progettazione
- identificazione rapida dei componenti e loro verso di posizionamento: è utile prevedere marcature ed asimmetrie che agevolino l'operatore



Figura 4.8: telaio costruito

Bibliografia

- [1] F. Cheli, M. Pezzola, N. Taroni, P. Mazzoleni, E. Zappa : *Driver's movements influence on the lateral dynamic of a sport motorbike*, 19th Mediterranean Conference on Control and Automation, 2011
- [2] F. Cheli, P. Mazzoleni n , M. Pezzola, E. Ruspini, E. Zappa : *Vision-based measuring system for rider's pose estimation during motorcycle riding*, Mechanical Systems and Signal Processing (MSSP) , 2013
- [3] V. Lepetit, F.M. Noguier, P. Fua : *EPnP: An Accurate $O(n)$ Solution to the PnP Problem*, International Journal of Computer Vision, 2008
- [4] Peter Corke : *Machine Vision Toolbox*, 2012
- [5] W.T. Dempster, G.R.L. Gaughran : *Properties of Body Segments Based on Size and Weight*, 1967
- [6] Jean-Yves Bouguet : *Camera Calibration Toolbox for Matlab*, California Institute of Technology, 2012
- [7] M.V.C. Evertse BSc. : *Rider Analysis using a fully instrumented motorcycle*, Master of Science Thesis, Delft University of Technology, 2010
- [8] Peter Corke : *Robotics, Vision and Control*, Springer, 2011
- [9] V. Cossalter : *Motorcycle Dynamics*, edizioni Lulu, 2006
- [10] V. Cossalter, A. Doria, M. Ferrari
Potentialities of a light three-wheeled vehicle for sustainable mobility
DETC 2012-70048
- [11] Vitore Cossalter, Mauro Da Lio, Alberto Doria *Meccanica Applicata Alle Macchine, 3° edizione*
Edizioni Progetto 1999

Ringraziamenti

Ai membri del Motorcycle Dynamics Research Group
con cui ho condiviso l'entusiasmo ogni giorno, anche lontano dalla scrivania.

Al Prof. Vittore Cossalter
che mi ha dato più d'una volta l'opportunità di mettermi alla prova, e non manca
di ricordarmi come le cose belle della vita sono modellate:
a colpi di passione.

A Giuseppe
che mi ha dato fiducia per realizzare un una cosa sognata, e non manca di
ricordarmi che certi traguardi sono sicuramente irraggiungibili:
quelli in cui non credi.