

LA MISURA DI COPPIA IN UN VEICOLO DA TRASPORTO PUBBLICO URBANO DURANTE IL SERVIZIO DI LINEA

P. Puddu, M. Paderi, F. Nurzia

Dipartimento di Ingegneria Meccanica – Università degli Studi di Cagliari

Riassunto

Il presente lavoro illustra la metodologia di misura utilizzata per rilevare la coppia motrice all'albero di trasmissione di un veicolo da trasporto urbano durante il normale servizio di linea.

Le misure sperimentali sono state effettuate su di un veicolo messo a disposizione dal consorzio di trasporto e mobilità della città di Cagliari (CTM), durante la percorrenza di alcune tratte urbane significative per caratterizzare la morfologia dei percorsi cittadini.

La misura di coppia, quella di velocità di rotazione dell'albero di trasmissione unite alle caratteristiche cinematiche dei percorsi, anch'essi rilevati sperimentalmente durante la percorrenza delle tratte considerate, hanno consentito di valutare il flusso energetico durante le fasi motrici.

Le misure sperimentali e l'esecuzione di specifiche prove di accelerazione in piano, hanno poi permesso di determinare i coefficienti caratteristici di un modello dinamico del veicolo utilizzabile anche per definire le caratteristiche del sistema di propulsione ed accumulo di veicoli ibridi. Il confronto fra le misure sperimentali e quelle fornite dal modello, su alcuni tratti del percorso di prova, hanno mostrato un soddisfacente livello di accordo da far ritenere il modello attendibile per analisi del comportamento di veicoli da trasporto come quello considerato nel presente lavoro.

1. Introduzione

Nella progettazione moderna del sistema di propulsione di un veicolo occorre tener presente non solo delle caratteristiche prestazionali, ma anche di altri elementi legati alla mobilità, al risparmio energetico e alla riduzione delle emissioni. Benché recentemente vi sia stata una significativa evoluzione dei sistemi di propulsione dei veicoli stradali, che ha permesso di migliorare sia le prestazioni sia i consumi di combustibile, incrementando in tal modo il loro rendimento globale, è particolarmente significativo l'interesse che oggi viene riservato a quelle che sono le tecnologie più innovative nel campo dell'autotrazione. Le soluzioni che attualmente hanno le maggiori possibilità di concretizzarsi in tempi brevi sono quelle applicabili alle architetture convenzionali che portano ai cosiddetti *veicoli ibridi*. Infatti, con l'adozione di un sistema di propulsione ibrido si introducono differenti sorgenti di energia primaria a supporto del propulsore, che garantiscono significativi miglioramenti in termini di efficienza e riduzione dei consumi energetici [1].

Le applicazioni di trazione ibrida sviluppate sui veicoli per il trasporto pubblico urbano, hanno tra l'altro evidenziato la possibilità di introdurre dei dispositivi in grado di recuperare ed accumulare l'energia cinetica del veicolo durante le fasi di rallentamento e di marcia in discesa a velocità controllata [2].

Il corretto dimensionamento di un sistema di propulsione e del relativo sistema di accumulo deve tener conto delle specifiche richieste (percorrenza tratte ZEV) e delle caratteristiche morfologiche dei percorsi. Per tale motivo è particolarmente importante determinare le richieste di coppia, potenza ed energia dei singoli tratti e dell'intero percorso al variare delle condizioni di carico e di traffico. L'utilizzo di specifici modelli dinamici di simulazione del veicolo, se non adeguatamente

adattati alle specifiche caratteristiche del mezzo, non sempre può fornire le informazioni corrette. Infatti, non sempre sono noti i parametri caratteristici del veicolo che definiscono le perdite energetiche dei diversi apparati. Queste considerazioni impongono la necessità di effettuare una misura diretta della coppia richiesta per la trazione del veicolo al fine di poter dimensionare correttamente il sistema di trazione ausiliario. Inoltre la misura di coppia deve essere effettuata durante il normale servizio di linea del mezzo per ottenere le effettive condizioni di funzionamento in cui si troverà ad operare il nuovo veicolo. Ciò rende ancor più complessa la misura di coppia che, per quanto noto agli autori, non risulta abbia avuto molta ospitalità nella letteratura tecnica specialmente con riferimento al caso in cui i veicoli sono dotati di cambio manuale e non automatico.

In questo lavoro vengono presentati alcuni risultati sperimentali delle prove condotte su un veicolo da trasporto urbano durante il normale servizio di linea. In particolare si riferisce sulla tecnica di misura utilizzata per la rilevazione diretta della coppia motrice trasmessa dal sistema di propulsione alle ruote. Le misure di coppia e di velocità del veicolo sono state inoltre utilizzate per le valutazioni energetiche necessarie al dimensionamento del sistema di propulsione ed accumulo di un veicolo ibrido da utilizzarsi sui medesimi percorsi della città di Cagliari.

2. Le caratteristiche del veicolo e dei percorsi

Il veicolo impiegato nelle prove è un minibus basato sull'autotelaio *IVECO A49.10* (modello *Pollicino* della *Autodromo*), dotato di motore diesel sovralimentato *IVECO 8140.27S* capace di fornire una potenza massima di $76 \text{ kW @ } 3800 \text{ rpm}$ e una coppia massima di $235 \text{ Nm @ } 2200 \text{ rpm}$ (figura 1). Il cambio è di tipo meccanico a cinque rapporti con trazione posteriore ad assale rigido e differenziale con rapporto di riduzione di $5.86:1$. La tara in ordine di marcia è di 2600 kg , mentre la massa massima ammessa è di 5200 kg (carico utile 2600 kg). Le principali caratteristiche del veicolo sono riassunte nella tabella 1.

La scelta dei percorsi, con caratteristiche piuttosto diverse, su cui eseguire la sperimentazione è strettamente connessa con l'esigenza di stabilire le richieste energetiche e la capacità di percorrenza di entrambi i percorsi, ed eventualmente di tutti quelli intermedi, mediante un veicolo ibrido. In tal caso si conseguono due obiettivi principali. Il primo è legato principalmente ai vantaggi che un veicolo ibrido può avere rispetto ad un mezzo convenzionale in termini di impatto ambientale. Infatti in determinati ambiti e zone urbane (aree pedonali, aree ricreative, etc), il miglioramento della qualità dell'aria e in generale delle caratteristiche ambientali, può avere un valore aggiunto tale da compensare i maggiori costi di



Figura 1 Il veicolo "Pollicino" utilizzato nella sperimentazione su strada

Dimensioni	
Lunghezza [mm]	6320
Larghezza [mm]	2150
Altezza [mm]	2680
Altezza piano di calpestio [mm]	620
Passo [mm]	3600
Masse	
Tara in ordine di marcia [kg]	2600
Complessive a pieno carico [kg]	5200
Complessive massime emesse [kg]	5500
Prestazioni veicolo	
Velocità massima [km/h]	70
Pendenza massima superabile [%]	39
Consumo specifico [Km/l]	5-7

Tabella 1 Le caratteristiche principali del veicolo

acquisto e gestione di un veicolo ibrido. L'altro obiettivo, di natura prettamente tecnica, è quello di assicurare delle situazioni di test il più possibile varie, comprendendo le condizioni più critiche che il veicolo potrebbe incontrare nel suo impiego. In definitiva i percorsi scelti per la sperimentazione corrispondono a due linee, con caratteristiche morfologiche molto diverse, del servizio di trasporto pubblico del CTM (linee 10 e Park&Bus). Il loro tracciato sulla cartina dell'area urbana di Cagliari è riportato nella Figura 2. In ognuna di esse è stato individuato, sia l'intero percorso fra i due capolinea sia il tratto in cui il veicolo dovrà funzionare con la sola trazione elettrica, garantendo emissioni nulle (funzionamento ZEV).

Linea 10

E' una tratta completamente urbana che interessa una zona caratterizzata dalla presenza di numerose attività commerciali che per tale motivo determinano un regime di traffico generalmente intenso con picchi in concomitanza della massima richiesta da parte dell'utenza. La presenza di corsie riservate è limitata e il percorso si snoda sia lungo le vie aperte al traffico sia in zone a traffico limitato. L'andamento altimetrico del percorso (Figura 3) è caratterizzato dai due marcati dislivelli di cui uno nella zona di funzionamento ZEV che conseguentemente rappresenta una delle zone più critiche per il funzionamento del veicolo ibrido.

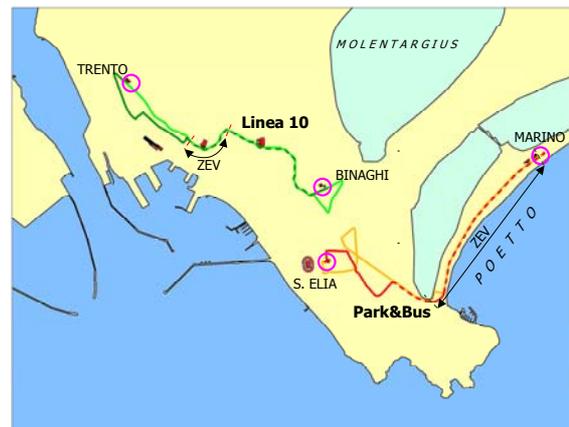


Figura 2 Tracciato delle Linea 10 e Park&Bus

Linea Park&Bus

La linea Park&Bus è relativa ad un servizio stagionale estivo di navetta che collega la zona del parcheggio dello stadio S. Elia con il litorale Poetto. Il percorso, interamente pianeggiante, può essere considerato interurbano, almeno per il tratto, dotato di corsia riservata, che unisce lo stadio al lungomare. Il tratto del percorso che costeggia l'arenile, pur essendo dotato di corsia riservata, presenta una condizione di traffico particolarmente congestionata, sia per l'intensità del flusso di veicoli che di pedoni. Proprio questo tratto è stato identificato come zona di rispetto, all'interno della quale è previsto il funzionamento del veicolo con modalità puramente elettrica (ZEV).

Le profonde differenze presenti tra le due tratte si ripercuotono sul veicolo sia in termini di prestazioni dinamiche che di richieste energetiche. Nella linea 10, le potenze e le coppie necessarie per il superamento delle forti pendenze (superiori al 10%), anche a bassa velocità, risultano sicuramente significative. Nel percorso Park&Bus la potenza esprimibile dall'apparato influenza fondamentalmente le capacità di accelerazione del veicolo e la velocità massima raggiungibile. Tali vincoli risultano sicuramente meno restrittivi rispetto ai precedenti. Infatti le accelerazioni massime accettabili su tali veicoli per un buon confort dei passeggeri sono molto modeste (1-1.5 m/s²), mentre, per quanto riguarda la velocità, lungo la tratta occorre rispettare il limite di 50 km/h relativo alle aree urbane.

3. La misura di coppia

La valutazione sperimentale della potenza trasferita dall'apparato di propulsione alle ruote richiederebbe la misura diretta della coppia applicata mediante l'inserimento di un trasduttore di

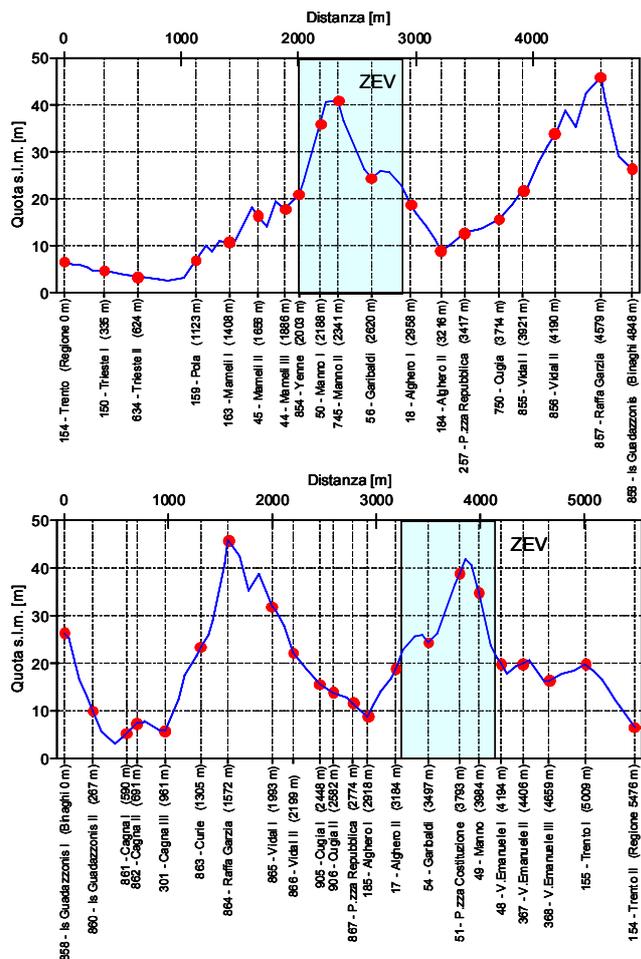


Figura 3 Altimetria e localizzazione delle fermate di servizio della Linea 10

L'inserimento di un torsiometro lungo la linea di trasmissione, vincolato al telaio e collegato al cambio e al differenziale con due giunti cardanici, se da un lato permette l'impiego di uno strumento con definite caratteristiche metrologiche, dall'altro comporta la modifica del sistema di trasmissione che può determinare la riduzione di affidabilità ma soprattutto richiede una nuova omologazione del veicolo modificato per il suo impiego su strada, soprattutto in previsione del suo utilizzo nel normale servizio di trasporto pubblico.

La soluzione adottata risulta meno invasiva in quanto prevede invece di trasformare direttamente una porzione dell'albero di trasmissione originale in un trasduttore di coppia. L'albero di trasmissione che è infatti costituito da tre segmenti tubolari connessi tra loro da giunti di cardano e agli estremi con il cambio e il differenziale.

Si è intervenuti sul segmento centrale in quanto la condizione di omocineticità esclude la presenza di coppie spurie dovute all'azione del giunto di cardano in condizioni di non allineamento degli alberi [3]. Inoltre, l'elemento tubolare centrale essendo vincolato alle traverse del telaio tramite dei supporti elastici dotati di cuscinetti ha una limitata possibilità di movimento e, fattore non meno importante, tale posizione risulta particolarmente protetta.

Il principio di misura della coppia utilizza la deformazione elastica dell'albero di trasmissione prodotta dal momento torcente applicato. Mediante degli estensimetri, incollati su una porzione dell'albero di trasmissione lungo direzioni poste a 45° rispetto all'asse di rotazione e collegati fra

coppia interposto tra il differenziale e i pneumatici e la misura della velocità angolare. Mentre quest'ultima può essere facilmente eseguita impiegando, ad esempio, un pick-up magnetico e una ruota fonica, per la misura di coppia, le soluzioni ideali, basate su semiassi e cerchi strumentati, presentano problemi applicativi e un costo elevato per la necessità di duplicazione dell'apparato di misura. Una soluzione più semplice (quando applicabile), è quella che prevede la misura di coppia sull'albero di trasmissione tra l'uscita del cambio e il differenziale. Ovviamente in questo caso il sistema è sensibile anche al rendimento del differenziale e degli altri organi di trasmissione interposti tra il punto di misura e le ruote.

Nel caso specifico tale soluzione risulta particolarmente conveniente in quanto il veicolo impiegato nei rilevamenti è dotato di motore anteriore e trazione posteriore a ponte rigido con l'albero di trasmissione che attraversa longitudinalmente tutto il pianale.

loro secondo la configurazione a ponte di Wheatstone, è possibile ottenere il massimo segnale in uscita dal ponte, compensando al tempo stesso le azioni assiali, quelle flessionali e gli effetti termici.

Nell'applicazione sono stati utilizzati due estensimetri (*KFG-2-350-D2-11 della KYOWA*), aventi una lunghezza di griglia pari a 2 mm, una resistenza di $350.9 \pm 1.5 \Omega$. e un gage factor pari a $2.07 \pm 1\%$. La caratteristica principale di questi sensori è che ogni estensimetro è dotato di due griglie già disposte a 45° su un supporto comune e quindi particolarmente indicato per la misura di coppia. Il segnale in uscita dal ponte, alimentato a 5 Vdc, è compreso tra ± 7 mV all'interno del campo di misura di coppia, stimato in base alla potenza massima del motore termico, che è compreso fra ± 1600 Nm. Il segnale fornito dal ponte deve essere pertanto opportunamente amplificato e filtrato prima di essere trasmesso al sistema di acquisizione dei dati.

La catena di misura

Ovviamente il problema più importante che si presenta in questa applicazione è che il sistema di misura è solidale con l'albero di trasmissione che si trova in rotazione per cui tutta l'elettronica di alimentazione del ponte, di filtraggio ed amplificazione del segnale devono essere posti direttamente sull'elemento mobile. In tal caso, il segnale in uscita verrà trasmesso mediante un sistema di trasmissione radio al sistema di immagazzinamento dei dati.

Poiché la disponibilità commerciale di tale apparati utilizzabili per la presente applicazione è alquanto ridotta, si è deciso di realizzare autonomamente il sistema. Utilizzando delle schede RF bidirezionali preassemblate, si è realizzato sia l'hardware di interfaccia con il sistema di acquisizione dei dati, sia l'interfaccia di condizionamento del segnale proveniente dal ponte [4].

Le schede utilizzate sono i moduli *WIZ-434-SML-LA/5V della AUREL*, che permettono la trasmissione dati wireless half-duplex in radio frequenza sulla banda 433.92 MHz, con velocità di trasmissione seriale di 57600 bps tramite un protocollo di tipo RS232, ma con livello di segnale TTL. Per l'interfacciamento con il sistema di immagazzinamento dei dati si è deciso di impiegare una porta RS232, inserendo un sistema di conversione del livello di segnale da TTL a quello del protocollo RS232. Poiché la comunicazione tra i moduli RF avviene a livello digitale, è stato necessario, prima di eseguire la trasmissione del segnale proveniente dal ponte, procedere al suo condizionamento e alla sua acquisizione e digitalizzazione.

Per quanto riguarda il condizionamento del segnale si è utilizzato un filtro RC differenziale con banda passante a 100 Hz in modo da eliminare il rumore ad alta frequenza. Per la valutazione della coppia e della potenza trasmessa nonché dei flussi energetici associati, tale banda passante risulta adatta alla tipologia del veicolo e del suo apparato di propulsione.

Il segnale dopo essere stato filtrato viene amplificato con un fattore di guadagno di circa 200 in modo da rendere il segnale in tensione maggiormente immune ai disturbi e contemporaneamente semplificare la successiva fase di conversione analogico-digitale. Il segnale così condizionato viene campionato e digitalizzato tramite un microcontrollore (*Microchip PIC16F873*) appositamente programmato. Tale dispositivo è dotato di convertitori analogici a 10 bit con una frequenza di clock di 20 MHz che oltre ad eseguire l'elaborazione del segnale, gestisce la trasmissione dei dati sia a livello di interfaccia con la scheda RF, sia a livello superiore con il software di gestione dell'acquisizione. Infatti tutta la strumentazione impiegata durante le prove viene gestita da un unico calcolatore portatile con un apposito software proprietario.

Tutto il sistema viene alimentato tramite una batteria di 4 elementi al Ni-Cd da 1.2 V e 2000 mAh (formato 4/3 A), che fornisce una tensione variabile tra i 4.8 e 5.3 V in relazione a loro stato di carica. Tale fluttuazione della tensione non è accettabile per l'alimentazione diretta dei diversi

componenti del sistema di misura, in quanto essi sono fondamentalmente raziometrici. Si è quindi provveduto a inserire nel circuito degli appositi dispositivi di alimentazione: un riferimento di tensione (*REF198*), che fornisce una tensione nominale di 4.096 V con una stabilità dell'uscita di alcune parti per milione per alimentare il ponte estensimetrico, per impostare l'offset dell'amplificatore e come riferimento superiore del convertitore A/D del microcontrollore, mentre per l'alimentazione dell'amplificatore si è fatto ricorso ad un alimentatore duale (*TMA0505D*).

La catena di misura utilizzata è schematizzata nella figura 4 mentre l'immagine del corrispondente circuito elettrico realizzato è riportata in figura 5.

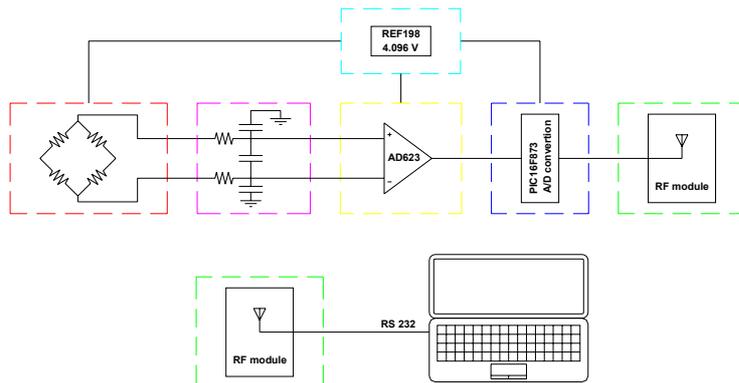


Figura 4 Schema della catena di misura del sistema torsionometrico



Figura 5 Circuito elettronico di condizionamento del segnale

Il firmware installato sul microcontrollore è stato sviluppato in modo da implementare in maniera sufficientemente robusta i protocolli di gestione dell'acquisizione del segnale, di trasmissione dell'informazione e di dialogo con il software di gestione [5-7]. Il protocollo di acquisizione comprende le subroutine di campionamento (sample and hold) del segnale e di conversione analogico-digitale, scritte e impostate secondo le indicazioni fornite dal costruttore del microcontrollore. I tempi richiesti per tali operazioni (dell'ordine della decine di microsecondi) non hanno posto particolari limitazioni alle frequenze di campionamento utilizzabili.

Il protocollo di comunicazione (trasmissione e dialogo) possono essere suddivisi in due livelli. Uno inferiore comune ad entrambi, costituito dalle subroutine di lettura e scrittura dei byte in protocollo RS232 sulla specifica porta di comunicazione, ed uno superiore specifico per le due funzionalità. Per quanto riguarda il dialogo con il software di gestione, al livello superiore sono implementate le procedure di ricezione, interpretazione, esecuzione e risposta dei comandi provenienti dall'esterno (operatore tramite notebook).

Il protocollo di trasmissione avanzato invece prevede l'applicazione di quelle che sono le regole di impacchettamento e numerazione progressiva dei dati campionati. Infatti affinché il sistema ricevente possa verificare la coerenza dei dati essi devono essere contenuti in una struttura la cui integrità sia accertabile senza ambiguità. Inoltre nell'eventualità di perdita di uno dei pacchetti esso deve essere comunque identificabile: per questo motivo è stato incluso in ognuno di essi un "tag" rappresentato da un numero progressivo.

Tutte le routine descritte vengono richiamate ciclicamente in una sequenza temporizzata a frequenza costante che corrisponde alla frequenza di campionamento. Poiché essa include delle subroutine di ritardo, tale frequenza può essere variata semplicemente modificando la loro durata, anche se in tutte le campagne di prova è stata impiegata un frequenza di circa 100 Hz.

Taratura del sistema di misura della coppia

Poiché lo strumento è stato realizzato appositamente per questa applicazione, esso deve essere preventivamente tarato, per ricavare la relazione coppia applicata-segnale elettrico in uscita e le caratteristiche metrologiche (risoluzione, incertezza, etc). La caratterizzazione del sistema è stata effettuata considerando l'intera catena di misura che fornisce un segnale digitale in uscita avente la risoluzione di 10 bit. La taratura è stata eseguita realizzando un apposito banco prova che consente l'applicazione statica delle coppie di intensità nota al tratto di albero strumentato (figura 6), ottenendo una curva di taratura lineare (figura 7). In figura 8 è infine rappresentato l'albero di trasmissione strumentato durante la fase di taratura e montato sul veicolo insieme al collare della strumentazione di trasmissione dei dati.

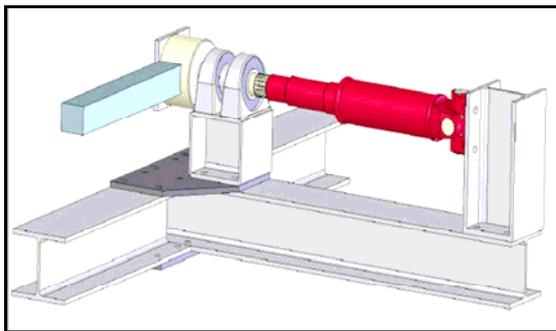


Figura 6 Banco prova taratura albero strumentato

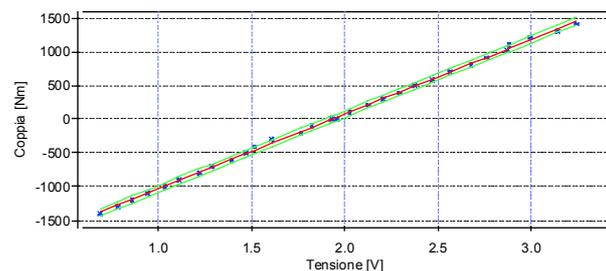


Figura 7 Curva di taratura

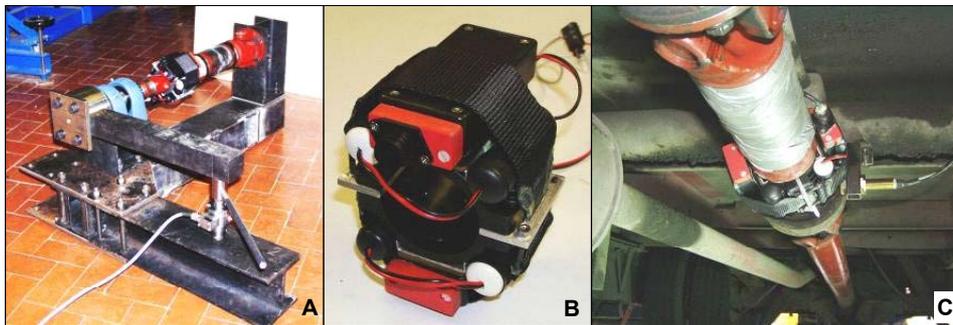


Figura 8 (A) Torsiometro montato sulla bilancia a torsione durante la fase di taratura. (B) Particolare dell'assemblato costituito dall'elettronica e dal collare impiegato per il suo fissaggio all'albero. (C) Torsiometro montato sul veicolo.

4. Risultati sperimentali

Il percorso della linea 10, relativamente alla tratta fra via Trento e l'ospedale Binaghi, si sviluppa attraverso un percorso la cui lunghezza è di poco superiore ai 4.8 km con una durata complessiva di circa 21 minuti (figura 9). La prima parte del tracciato presenta dei tratti con pendenze importanti (circa il 10%), e questo incide sulla coppia richiesta (valore massimo di circa 600 Nm). Lungo questo percorso è inoltre previsto un tratto di attraversamento del centro storico da percorrere in modalità ZEV pari a circa 1 km e la cui durata è di circa 7 min. Questa fase prevede una prima parte in cui si presenta il superamento di una pendenza massima dell'10% e la restante parte in discesa con modesti tratti a bassa pendenza.

Il tratto da percorrere in pura trazione elettrica si presenta quindi come particolarmente impegnativo non solo per la sua lunghezza ma soprattutto perché si prevede una bassa velocità di

percorrenza con diverse situazioni di stop-and-go da effettuarsi lungo il tratto in salita (figura 9). A conferma di ciò si osserva che le coppie all'albero di trasmissione sono più elevate soprattutto nella prima parte e decisamente meno importanti nella fase finale del tratto ZEV. Ancora una volta le potenze più elevate si presentano nei tratti che vengono percorsi con la velocità più elevata, raggiungendo il valore massimo di circa 60 kW.

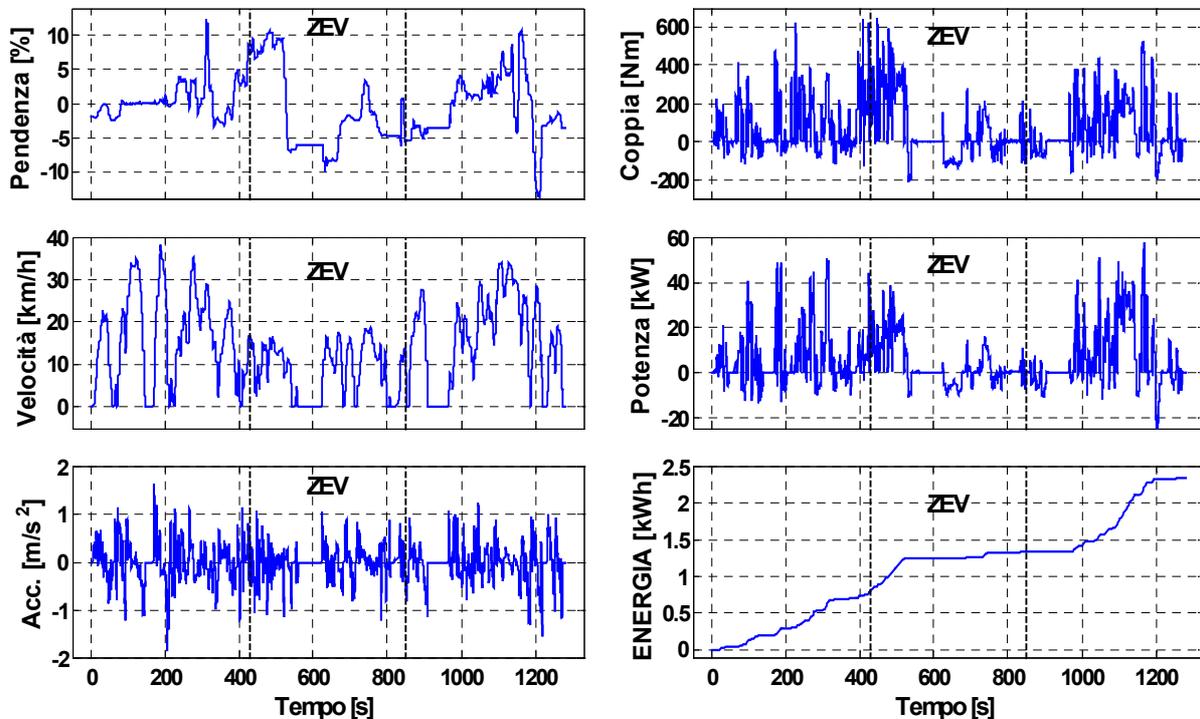


Figura 9 Linea 10 tratta da viale Trento - ospedale Binnaghi

Sulla base di questi primi risultati si possono trarre alcune considerazioni sulle energie in gioco. Il consumo energetico complessivo richiesto durante le fasi di trazione per la percorrenza di tutta la tratta è leggermente superiore a 2.3 kWh mentre l'energia necessaria per la percorrenza del tratto ZEV è di circa 0.53 kWh pari a circa il 23% di quella totale. Si tenga presente che tali valutazioni non tengono conto del possibile recupero dell'energia cinetica del mezzo. Il recupero dell'energia cinetica delle fasi di decelerazione e dei tratti in discesa, che forniscono coppie negative, porterebbe infatti ad una riduzione della richiesta energetica che tuttavia non può essere valutata con le sole misure di coppia e di velocità angolare sull'albero di trasmissione per l'azione incognita dei freni meccanici.

Considerazioni differenti devono essere fatte per la linea pianeggiante Park&Bus in quanto si registrano valori di coppia e potenza che in media risultano nettamente più bassi. Anche se non vengono riportati gli andamenti relativi a questa tratta, i valori medi di coppia sono inferiori a 200 Nm con picchi di circa 400 Nm in corrispondenza delle fasi di accelerazione mentre i valori di potenza sono in generale molto contenuti e raggiungono punte di 40 kW durante le rapide variazioni di velocità. Benché in questo caso i carichi richiesti siano decisamente inferiori a quelli necessari per la percorrenza della linea 10, la lunghezza del tratto ZEV, pari a circa 3 km per ciascuna tratta fra i due capolinea, richiede circa 1 kWh di energia, ossia circa metà di quella di complessivamente necessaria per le fasi di trazione.

La capacità energetica richiesta nei tratti di funzionamento ZEV risulta pertanto più elevata per il percorso della linea Park&Bus. Infatti benché la linea 10, caratterizzata principalmente da forti

dislivelli e basse velocità di percorrenza, possa far pensare a una maggiore criticità per la richiesta di energia necessaria alla percorrenza del tratto ZEV, nella linea Park&Bus, la maggiore distanza percorsa in modalità ZEV e la più elevata velocità media di percorrenza, risultano determinanti per la maggiore energia richiesta. Per un funzionamento ottimale del sistema, in entrambe le linee risulta fondamentale l'efficienza del sistema rigenerativo di frenata. Nella linea 10 esso è chiamato in causa soprattutto nel recupero e immagazzinamento dell'energia potenziale del veicolo lungo i tratti in discesa, mentre nella linea Park&Bus esso agisce principalmente durante le decelerazioni, per le quali il contributo energetico risulta significativo per la maggiore velocità media.

5. Il modello dinamico del veicolo

Il sistema di misura della coppia che è stato messo a punto, consente di fornire risposte alle richieste energetiche delle fasi di trazione del veicolo durante la percorrenza delle tratte cittadine ma non permette di rilevare correttamente la coppia durante le fasi frenanti per la presenza dell'azione incognita dei freni dissipativi convenzionali. Risulta quindi impossibile una valutazione diretta delle potenzialità di rigenerazione. Tali informazioni risultano però indispensabili per la progettazione di un apparato di propulsione ibrido rigenerativo, in quanto esso è destinato ad assorbire, in percentuale più o meno elevata, tale energia. Si è quindi cercato di stimare la coppia frenante e i relativi valori di potenza ed energia facendo ripercorrere ad un modello cinematico del veicolo le tratte registrate sperimentalmente, sia in termini di velocità e accelerazione, che di pendenza e carico.

Il modello adottato, che esprime il comportamento dinamico di un veicolo in moto rettilineo, è basato sull'equazione di equilibrio dinamico:

$$M_{V,eq} \frac{d^2 s_v}{dt^2} = TE - RE$$

L'azione inerziale è definita dal prodotto dell'accelerazione (derivata seconda dello spostamento s_v) per la massa equivalente del veicolo $M_{V,eq}$, mentre la risultante delle forze motrici è indicata con TE (Tractive Effort) e di quelle resistenti con RE (Resistive Effort). TE rappresenta la risultante della forza di trazione misurata alle ruote, generata dalla coppia fornita dall'apparato di propulsione. RE invece tiene conto delle azioni resistenti dovute all'attrito di rotolamento dei pneumatici (R_{RP}), dell'azione aerodinamica (R_A) e della componente del peso che si oppone al moto nel caso di percorso non piano (R_P). La prima di queste resistenze può essere modellata tenendo conto di un primo contributo statico dipendente dalla sola massa del veicolo e di un'altro invece dipendente dalla velocità [8]. Spesso questo legame viene espresso mediante un polinomio ma nel caso specifico si ritiene sufficiente una dipendenza lineare dalla velocità, anche in relazione alle modeste velocità raggiunte:

$$R_{RP} = M_V g \cos(\alpha_{st}) \left(r_s + r_v \frac{ds_v}{dt} \right)$$

M_V è la massa effettiva del veicolo, g è l'accelerazione di gravità, α_{st} l'angolo formato dal piano stradale rispetto alla direzione orizzontale, r_s il coefficiente di rotolamento statico ed r_v quello dinamico. L'azione aerodinamica è espressa invece dalla relazione:

$$R_A = \frac{1}{2} \rho_a C_x S_{Cx} \left(\frac{ds_v}{dt} - v_W \right)^2$$

dove C_x è il coefficiente di resistenza aerodinamica, S_{Cx} la sezione frontale del veicolo, ρ_a la densità dell'aria e v_W la velocità del vento. Infine la componente del peso agente nella direzione del moto è:

$$R_p = M_V g \sin(\alpha_{st})$$

Esplicitando rispetto alla forza di trazione TE e sostituendo le espressioni dei diversi contributi alla resistenza RE, si ottiene la seguente espressione:

$$TE = M_{V,eq} \frac{d^2 s_p}{dt^2} + M_V g \cos(\alpha_{st}) \left(r_s + r_v \frac{ds_p}{dt} \right) + \frac{1}{2} \rho_a C_x S_{Cx} \left(\frac{ds_p}{dt} - v_W \right)^2 + M_V g \sin(\alpha_{st})$$

Poiché TE è il valore della forza riferita alle ruote, si tiene conto della presenza del differenziale e degli elementi della trasmissione compresi tra tale componente e le ruote, introducendo un coefficiente che tenga conto del rendimento complessivo η_{Dif} di questi organi. Durante la fase motrice risulta che l'azione $TE_{A.T.}$ ricondotta all'albero di trasmissione è maggiore di quella alle ruote a causa delle perdite intermedie:

$$TE_{A.T.} = \frac{TE}{\eta_{Dif}}$$

Tale relazione ha solo valore formale e permette di tener conto delle perdite dovute alla catena di trasmissione presente tra il differenziale e le ruote senza esplicitare la coppia applicata all'albero, e quindi, anche lo specifico rapporto di riduzione.

Durante le fasi di frenata, ossia quando la risultante dei contributi inerziale, potenziale e di spinta del vento, risultano favorevoli al moto e superiori alle azioni dissipative permanenti, è necessario, al fine di controllare la velocità del veicolo, esercitare un'azione resistente. L'espressione di tale forza, se riferita al livello delle ruote, è ancora esprimibile dall'espressione precedente ma i valori assunti saranno logicamente negativi. Invece, riportando tale azione al livello dell'albero di trasmissione, si dovrà scrivere:

$$TE_{A.T.} = TE \eta_{Dif}$$

in quanto stavolta il flusso energetico è diretto dalle ruote all'albero. Tale azione rappresenta la grandezza incognita che si vuole valutare, e tramite la quale è possibile calcolare la coppia, la potenza e l'energia potenzialmente disponibili in fase di rigenerazione. Il modello è stato tarato eseguendo delle prove a velocità costante, in piano, in assenza di vento e a carico costante. Si sono così eliminati i contributi dovuti alle azioni inerziali e quella diretta della forza peso. L'espressione dell'azione motrice semplificata ricondotta all'albero di trasmissione risulta:

$$TE_{A.T.,tar} = \frac{M_V g \cos(\alpha_{st}) \left(r_s + r_v \frac{ds_p}{dt} \right) + \frac{1}{2} \rho_a C_x S_{Cx} \left(\frac{ds_p}{dt} - v_W \right)^2}{\eta_{Dif}}$$

nella quale sono incogniti i due coefficienti r_s ed r_v relativi alla resistenza di rotolamento dei pneumatici, il C_x del veicolo e il rendimento η_{Dif} . In totale sono state eseguite otto prove, con quattro velocità diverse per ciascuno dei due valori del carico di prova. I valori impiegati sono stati ottenuti come medie delle grandezze acquisite in finestre temporali di alcuni secondi. I dati sperimentali (figura 11) hanno fornito dei valori dei coefficienti coerenti con quanto indicato in letteratura [8, 9]. E' stato però necessario ipotizzare il rendimento del differenziale η_{Dif} in quanto

esso è fattore comune a tutti i contributi e di conseguenza non può essere determinato semplicemente cambiando le condizioni di prova. I parametri incogniti del modello matematico del veicolo che permettono di approssimare in maniera ottimale i dati sperimentali sono raccolti nella tabella 2. Il modello dinamico è stato implementato su Simulink, utilizzando come dati sperimentali di ingresso del modello la velocità del veicolo, la pendenza del percorso e le condizioni di carico del veicolo.

<i>Parametro</i>	<i>Valore</i>	<i>Origine</i>
$S_{Cx} [m^2]$	5.76	Dati tecnici veicolo
η_{Dij}	0.97	Ipotesi
C_x	0.697	Interpolazione
r_s	0.011	
$r_p [s/m]$	$4.6e-4$	

Tabella 2 Valori dei parametri di taratura del modello

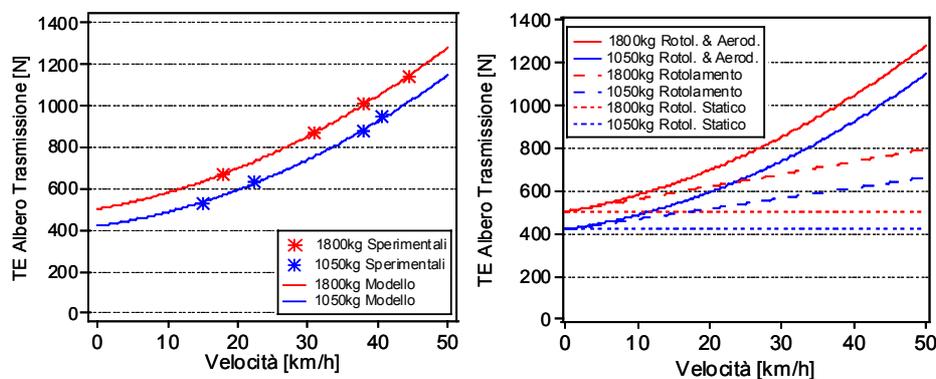


Figura 11 (Sinistra) Dati sperimentali impiegati per la taratura del modello cinematico del veicolo e loro interpolazione. (Destra) contributi all'azione resistente dovuti all'attrito di rotolamento e alla resistenza aerodinamica.

Poiché la modellazione Backward-Facing esplicita impiegata rende strettamente deterministica la posizione del veicolo ad ogni istante, si sono potuti esprimere i valori di ingresso di velocità, accelerazione, pendenza e carico direttamente in funzione del tempo.

Per il calcolo delle azioni inerziali, il segnale di velocità viene derivato direttamente all'interno del modello implementato in Simulink, previo utilizzo di un filtro passa-basso. Quest'ultimo accorgimento risulta necessario al fine di eliminare le fluttuazioni ad alta frequenza presenti nel segnale di velocità, dovute fondamentalmente alle vibrazioni dell'albero di trasmissione e alla disuniformità della risposta del segnale del pick-up al passaggio dei diversi denti della ruota fonica. Utilizzando una frequenza di taglio del filtro a 10 Hz, si realizza un buon filtraggio di tali irregolarità mantenendo invariato il contenuto d'informazione relativo alla reale dinamica del veicolo.

In Figura 12 è mostrato il confronto tra gli andamenti dell'energia richiesta per la fase motrice (coppie positive) e quella totale, comprensiva cioè anche delle fasi in cui la coppia è negativa, ottenuti sia dai dati sperimentali che da quelli forniti dal modello per una delle prove effettuate. Le curve relative alla sola fase motrice mostrano un'ottima corrispondenza con un errore limitato a qualche punto percentuale. Questo comportamento è stato confermato nella maggioranza delle prove effettuate. Solo in alcuni casi l'errore ha raggiunto valori massimi superiori al 10% derivanti

sia da fattori di natura metrologica che legati alle ipotesi semplificative del modello. Innanzitutto occorre considerare che le prove eseguite in piano per determinare i coefficienti incogniti del modello presentavano valori di coppia compresi tra 30 e 70 Nm. Tali valori risultano di poco superiori all'ampiezza dell'intervallo di fiducia dello strumento il che rende elevata la probabilità di un errore al di fuori delle condizioni considerate. Inoltre l'incertezza sulla pendenza della strada e sull'azione aerodinamica può comportare errori più elevati come si è verificato sul percorso della linea Park&Bus per la quale non è stato eseguito un accurato rilievo della pendenza e si può ipotizzare una maggiore sensibilità all'azione del vento dovuta alla più elevata velocità media ed alla maggiore esposizione del percorso alla sua azione. I valori ottenuti possono comunque essere ritenuti accettabili per le valutazioni energetiche che si vogliono effettuare. Per quanto riguarda invece l'energia totale, comprensiva quindi anche del recupero di energia relativo alle fasi di frenata, i risultati sperimentali mostrano valori di energia più elevati di quelli indicati dal modello, ovvero le misure sottostimano le fasi a coppia negativa in quanto non consentono di tener conto delle fasi d'intervento dei freni meccanici. Il modello, per contro, dovendo rispettare il profilo di velocità sperimentale imposto, fornisce la coppia negativa necessaria anche per le fasi di frenata e non solo per quelle motrici, per cui si ottiene una energia netta inferiore.

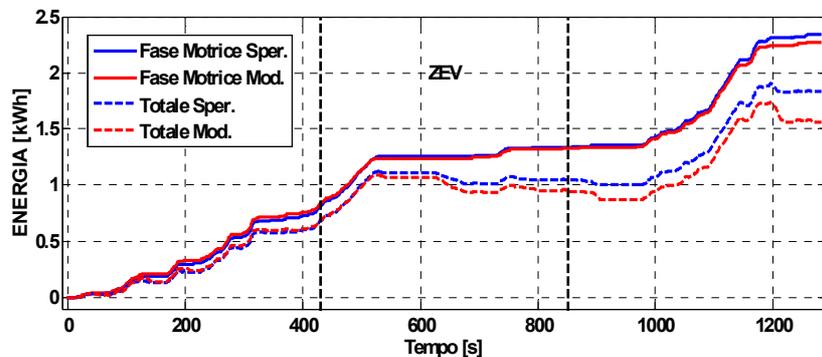


Figura 12 Confronto andamento progressione energia motrice [kWh] tra dati test e modello cinematico sulla linea 10 andata (Trento-Binaghi) con massa totale 4400 kg.

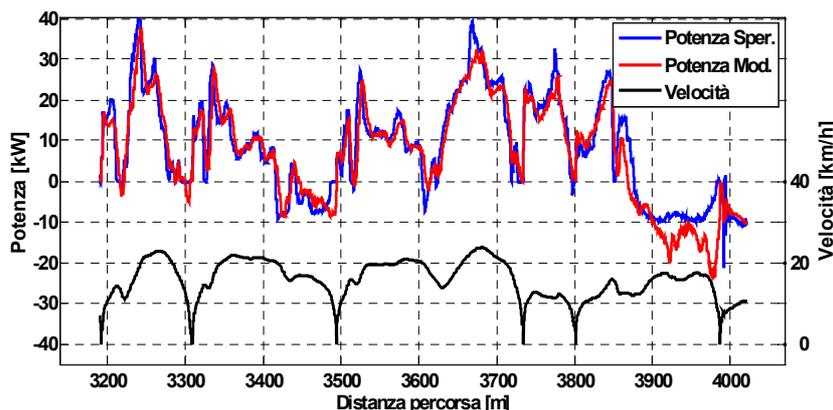


Figura 13 Confronto andamento potenza all'albero di trasmissione [kW] dati test e modello cinematico sulla linea 10 ritorno (Binaghi- Trento) con massa totale 4400 kg.

Nella Figura 13 è riportato l'andamento delle potenze all'albero di trasmissione (relativo ad un breve tratto del percorso), che mostra sostanzialmente la medesima concordanza vista nel caso dell'energia motrice. Ovviamente tale corrispondenza permane solo nella fase motrice, in quanto,

come detto precedentemente, i dati sperimentali non permettono la valutazione dell'azione dei freni meccanici. Questo è evidente nel confronto di figura 13, per il tratto compreso tra 3900 e 4000 metri, dove all'azione frenante del motore, registrata dalla strumentazione, si è sommata l'azione dei freni meccanici.

6. Conclusioni

La progettazione di un veicolo ibrido da utilizzare su alcuni percorsi specifici della città di Cagliari ha richiesto la definizione dei carichi e delle richieste energetiche del veicolo su strada. Per tale motivo sono state condotte delle misure sul veicolo durante il servizio di linea definendo non solo i parametri cinematici del percorso quali velocità e pendenza ma anche i carichi trasportati e le richieste della coppia motrice. Per la misura della coppia si è individuato e realizzato un metodo di misura che utilizza direttamente l'albero di trasmissione del veicolo, superando in tal modo le difficoltà legate alle modifiche strutturali e alle successive omologazioni necessarie per l'impiego del veicolo su strada. Il sistema di misura della coppia è basato sulla deformazione elastica dell'albero di trasmissione rilevata mediante un ponte estensimetrico e su un sistema di trasmissione radio del segnale al sistema di acquisizione. Un tale sistema ha consentito efficacemente di valutare coppia ed energia richiesta durante le fasi motrici ma non ha permesso di ottenere le informazioni relative alle fasi di frenata, utili per definire il potenziale energetico di rigenerazione. Per ottenere queste informazioni si è utilizzato un modello dinamico del veicolo che è stato opportunamente calibrato tramite specifiche misure sperimentali. Il modello ha fornito risultati comparabili con quelli sperimentali per la maggior parte dei percorsi analizzati nelle differenti condizioni di carico e di traffico.

Ringraziamenti

Il presente lavoro è stato svolto nell'ambito di un più ampio progetto di Ricerca Nazionale PON finanziato dal MIUR e che vedeva quali componenti il Centro Ricerche Fiat (CRF), il Consorzio Trasporti e Mobilità (CTM) della città di Cagliari e l'azienda G.G.G. Elettromeccanica di Catania.

Gli autori ringraziano tutti i partecipanti al progetto ed in particolare il personale del CTM per la loro importante collaborazione, per aver messo a disposizione il veicolo e consentito la pubblicazione dei risultati.

Bibliografia

- [1] Husain I., *Electric and Hybrid Vehicles – Design Fundamentals*, Crc Press
- [2] J. Conley, N. N. Clark, "Optimal hybrid vehicle design using real world data to determine actual regenerative braking energy recovery", *West Virginia University, U.s., "Institution of Mechanical Engineers Conference: Total Vehicle Technology", November 2002, University of Sussex, U.K.*
- [3] G.Jacazio, B.Piombo, "Meccanica Applicata alle Macchine - Vol II - La trasmissione del Moto", *Levrotto & Bella, pagg 3-13*
- [4] J. Catsoulis, O'Really "Designing Embedded Hardware",
- [5] M. Barr, O'Really "Programming Embedded Systems",
- [6] D. Albertini, D. Brizzolara, M. Evangelista, P. Laveni, "Introduzione alla programmazione dei PIC16F876",
- [7] "PIC16F87XA Data Sheet 28/40/44-Pin Enhanced Flash Microcontrollers", *document DS39582B, Microchip Technology Inc, 2003. Web site: <http://www.microchip.com>*
- [8] Kenneth J. Kelly, "Modelling Tools for Predicting the Impact of Rolling Resistance on Energy Usage and Fuel Efficiency for Realistic Driving Cycles", *National Renewable Energy Laboratory, "International Tire Exhibition and Conference", Paper #31C, 2002*
- [9] R. Stone, J.K. Ball, "Automotive Engineering Fundamentals", *SAE International.*