

Alma Mater Studiorum
Università degli Studi di Bologna

**DOTTORATO DI RICERCA IN INGEGNERIA DELLE MACCHINE E
DEI SISTEMI ENERGETICI
- XX CICLO -**

Settore Scientifico-Disciplinare: ING-IND/14

*Sulla ricerca del minimo dei consumi per
vetture sportive*

Relatore:

Chiar.mo Prof. Pier Gabriele Molari

Coordinatore:

Chiar.mo Prof. Davide Moro

Candidato:

Dott. Ing. Enrico Dolcini

Esame finale anno 2008

Indice

Introduzione	pag. I
Capitolo 1 – Inquadramento del problema affrontato	pag. 1
1.1 Introduzione.....	pag. 1
1.2 La vettura Maserati Quattroporte.....	pag. 1
1.3 La normativa sul controllo di consumi/emissioni	pag. 7
1.4 Il laboratorio di acquisizione consumi di Ferrari S.p.a.....	pag. 15
1.4.1 La cella di pre-condizionamento	pag. 15
1.4.2 La cella di prova	pag. 16
Capitolo 2 – Il modello di calcolo	pag. 24
2.1 Introduzione.....	pag. 24
2.2 Il programma di calcolo.....	pag. 24
2.3 La simulazione di consumo	pag. 28
2.4 La simulazione di prestazioni	pag. 33
2.5 Il modello della Maserati Quattroporte.....	pag. 34
2.6 Correlazione del modello di calcolo.....	pag. 38
Capitolo 3 – Le analisi di sensibilità a calcolo	pag. 47
3.1 Introduzione.....	pag. 47
3.2 Analisi dei punti di funzionamento motore più battuti durante i cicli omologativi.....	pag. 47
3.3 Analisi di sensibilità ai termini della curva di resistenza all'avanzamento	pag. 52

3.4	Analisi di sensibilità all'allungamento dei rapporti del cambio	pag. 57
3.5	Analisi di sensibilità ai parametri motore	pag. 60
3.5.1	Sensibilità al consumo al minimo.....	pag. 60
3.5.2	Strategia di START & STOP	pag. 61
3.5.3	Sensibilità al regime di cut off durante i rilasci	pag. 63
3.5.4	Sensibilità alla riduzione del consumo specifico in determinati regimi di funzionamento	pag. 65
3.5.5	Sensibilità alla riduzione del consumo specifico nei punti di funzionamento a basso carico	pag. 68
3.5.6	Sensibilità all'inerzia motore	pag. 69
3.6	Analisi del potenziale di recupero energetico nei cicli omologativi	pag. 71

Capitolo 4 – Le modifiche proposte ai rapporti del cambio.....pag. 75

4.1	Introduzione.....	pag. 75
4.2	Le modifiche proposte ai rapporti del cambio	pag. 75
4.3	Risultati delle simulazioni di consumo con i rapporti modificati	pag. 80
4.4	Verifica prestazioni.....	pag. 82
4.5	Gestione dei cambi marcia:”shift pattern economy” “vs shift pattern standard”.....	pag. 89

Capitolo 5 – Le verifiche sperimentali sui nuovi rapporti proposti.....pag. 95

5.1	Introduzione.....	pag. 95
5.2	Verifiche sperimentali del consumo dei prototipi con rapporti modificati	pag. 95
5.2.1	Rilievi di consumo a velocità costante.....	pag. 95
5.2.2	Rilievi di consumo durante cicli homologativi	pag. 98

5.3	Correlazione del modello di calcolo per missioni di consumo	pag. 102
5.3.1	Correlazione sulle prove a velocità costante	pag. 102
5.3.2	Correlazione sulle prove di consumo nei cicli omologativi	pag. 105
5.4	Verifiche sperimentali lato prestazioni.....	pag. 111
5.5	Correlazione del modello di calcolo per le prestazioni di ripresa	pag. 114
Capitolo 6 – Confronto tra cambio elettro-attuato e automatico con convertitore.....		pag. 120
6.1	Introduzione.....	pag. 120
6.2	Descrizione prototipo di Maserati Quattroporte con cambio automatico ZF e convertitore di coppia.....	pag. 120
6.3	Confronto risultati di consumo sui cicli Europei	pag. 122
6.4	Confronto risultati di consumo sui cicli Statunitensi.....	pag. 136
6.5	Confronto consumo istantaneo calcolato e sperimentale per vettura con cambio F1 Step2	pag. 147
Capitolo 7 – Le resistenze all’avanzamento vettura: “coast down”		pag. 154
7.1	Introduzione.....	pag. 154
7.2	Analisi delle curve di “coast down”	pag. 154
7.3	Proposte di intervento per migliorare le resistenze aerodinamiche.....	pag. 159
7.4	Correlazione tra curva di “coast down” e curva di resistenza teorica	pag. 166
Conclusioni		pag. 171
Bibliografia		pag.174

Introduzione

La ricerca oggetto di questa tesi, come si evince dal titolo stesso, è volta alla riduzione dei consumi per vetture a forte carattere sportivo ed elevate prestazioni specifiche. In particolare, tutte le attività descritte nelle pagine che seguiranno, fanno riferimento ad un ben definito modello di vettura, ovvero la Maserati Quattroporte. Trattasi di un veicolo in cui il connubio tra lusso e prestazioni potrebbe far apparire pleonastica l'esigenza di ottimizzare gli aspetti di consumo ed emissioni; tuttavia, si avrà modo di vedere nel corso del primo capitolo del lavoro, che l'attuale situazione normativa non permette più di trascurare tali fattori in nessun caso. E' doveroso sottolineare che l'approccio seguito durante lo studio e la natura dei risultati conseguiti, sono tali da poter essere applicati direttamente ad altri modelli, tanto che tutta la famiglia di vetture Ferrari/Maserati beneficia correntemente delle indagini svolte durante i tre anni passati.

Lo scenario all'interno del quale questo lavoro si inquadra, è quello di una forte spinta alla riduzione dei cosiddetti gas serra, ossia dell'anidride carbonica, in linea con quelle che sono le disposizioni dettate dal protocollo di Kyoto. Oramai, nessun paese può esimersi dall'attuare politiche di forte contenimento degli inquinanti, indicati come responsabili della variazione climatica su scala mondiale. Pertanto, la necessità di ridurre l'immissione in atmosfera di CO₂ sta condizionando tutti i settori della società: dal riscaldamento degli edifici privati a quello degli stabilimenti industriali, dalla generazione di energia ai processi produttivi in senso lato. Nell'ambito di questo panorama, chiaramente, sono chiamati ad uno sforzo considerevole i costruttori di automobili, alle quali è imputata una percentuale considerevole dell'anidride carbonica prodotta ogni giorno e riversata nell'atmosfera.

A seguito dell'espansione di mercati attualmente in fase di sviluppo, su tutti quello cinese, si avrà nei prossimi 25 anni un incremento stimato in circa il 100 %, sul numero dei veicoli circolanti. Per ovviare al conseguente aumento del quantitativo di emissioni giornaliere, gli enti normativi di tutto il mondo stanno introducendo o esacerbando le normative che limitano il livello di CO₂ prodotto. E' evidente che un intervento del genere equivale all'imposizione di produrre vetture a minor impatto ambientale, ovvero a minor consumo complessivo di carburante.

Al delicato problema inquinamento, che tutte le amministrazioni nazionali si trovano a dover affrontare, ne va aggiunto uno di tipo forse ancor più contingente e diretto, legato a ragioni di carattere economico. I combustibili fossili, come tutti sanno, sono una fonte di energia non rinnovabile, la cui disponibilità è legata a giacimenti situati in opportune zone del pianeta e non inesauribili. Per di più, la situazione socio politica che il medio oriente sta affrontando, unita alla crescente domanda da parte di quei paesi in cui il processo di industrializzazione è partito da poco a ritmi vertiginosi, ha letteralmente fatto lievitare il prezzo del petrolio. Nel momento in cui vengono scritte queste righe, il greggio ha raggiunto e superato il costo di 100 dollari al barile, con le immediate ripercussioni sul costo della benzina. A causa di ciò, avere una vettura efficiente in senso lato e, quindi, a ridotti consumi, è a tutti gli effetti un contenuto di prodotto apprezzato dal punto di vista del marketing, anche per i segmenti vettura più alti.

Personalmente, ritengo molto significativo che un gruppo rinomato come quello Ferrari/Maserati decida di investire sul tema della riduzione dei consumi, soprattutto per il messaggio di sensibilizzazione che ciò comporta nel settore e le implicazioni che avrà sull'intero mercato.

Nell'ambito di questa ricerca il problema dei consumi è stato affrontato non a partire dall'analisi separata dei vari componenti, ma come una conseguenza del comportamento globale della vettura in termini di efficienza. Quello che vale la pena sottolineare sin d'ora, infatti, è che non è il singolo elemento, sia esso il motore o la trasmissione, piuttosto che non la resistenza all'avanzamento, a determinare il maggior o minor consumo, bensì la sinergia degli stessi. Non avrebbe senso concentrarsi esclusivamente sull'ottimizzazione del propulsore, senza premunirsi di farlo funzionare nelle zone in cui esso ha rendimento massimo. Analogamente, è inutile avere una perfetta

integrazione di motore e cambio, se poi la vettura dissipa un'eccessiva potenza in resistenze aerodinamiche ed attriti. A partire da quanto appena detto, è evidente che sin dalla fase di impostazione di un nuovo modello, risulta indispensabile al progettista avere uno strumento di simulazione che riesca a valutare la ripercussione sul consumo di determinate scelte progettuali. Si è quindi dedicata una buona parte del lavoro alla messa a punto di un modello di calcolo, caratterizzato dall'utilizzo di alcune considerazioni teoriche basate sulla dinamica della vettura e da una serie di curve sperimentali. In questa fase del lavoro, uno degli aspetti più importanti è stato valutare il tipo di acquisizioni e di misure necessarie per introdurre nel modello delle caratterizzazioni sufficientemente rappresentative della realtà. Come esempio diretto di quanto affermato, sono stati valutati i punti fondamentali di funzionamento motore durante le principali missioni di omologazione e si è così fornita una precisa richiesta della mappatura sperimentali da delineare in sala prova, intensificando i rilievi nelle aree più battute e limitandone il numero in quelle meno interessanti. In questa maniera si ottiene, a parità di spesa in sperimentazione, una caratterizzazione decisamente più mirata ed efficace del piano quotato del motore, da utilizzarsi per le simulazioni dei cicli di consumo ed emissioni.

Un ulteriore aspetto che è opportuno mettere in evidenza già nell'introduzione ai risultati della ricerca, è la necessità di non inficiare in maniera troppo evidente la risposta della vettura in termini di prestazioni. L'oggetto di questo lavoro, infatti, può essere visto più come una ottimizzazione del rapporto prestazioni/consumi, piuttosto che non una mera riduzione di questi ultimi. L'obiettivo latente che costituisce il filo conduttore delle soluzioni identificate, è senza dubbio l'estremizzazione dell'efficienza del veicolo, inteso come un sistema energetico il cui compito è convertire l'energia chimica fornita dal combustibile, in energia cinetica di avanzamento.

Veniamo ora ad una rapida descrizione dell'impostazione che si è data a questa tesi, nella quale l'elenco delle attività e dei temi affrontati non è strettamente legato all'ordine cronologico con cui essi sono stati svolti, ma segue esigenze di coerenza logica ed espositiva. In particolare, in molti casi le attività sono state portate avanti in parallelo e i risultati dell'una hanno influenzato e guidato nell'esecuzione delle altre. Un esempio evidente di tale affermazione, è l'affinamento *in fieri* del modello di calcolo, che ha potuto giovare delle successive acquisizioni sperimentali, quali la curva di "coast down" o l'infittimento del piano quotato del motore.

Il lavoro è articolato in sette capitoli, il primo dei quali si prefigge lo scopo di fornire al lettore alcune informazioni propedeutiche alla completa comprensione delle analisi svolte. In esso vengono descritte le principali caratteristiche meccaniche della vettura oggetto dello studio, ovvero la Maserati Quattroporte. Viene presentata, inoltre, una panoramica delle più importanti norme vigenti a livello mondiale in termini di emissioni e consumi e le modalità di esecuzione delle prove necessarie al loro rilevamento. Tali procedure sono vincolate dalle prescrizioni contenute nelle normative sopra citate e richiedono un'attrezzatura specifica, sia per l'acquisizione che per l'analisi dei risultati. L'azienda Ferrari S.p.a. possiede negli stabilimenti di Maranello un vero e proprio laboratorio emissioni, che viene utilizzato per l'esecuzione dei principali cicli omologativi durante la fase di messa a punto delle vetture e del quale viene fornita una breve descrizione nella parte finale del primo capitolo.

Nel corso del secondo capitolo, viene preso in esame il codice di calcolo utilizzato nell'ambito della ricerca e, soprattutto, il modello di vettura messo a punto. In primo luogo viene presentato a grandi linee il funzionamento del programma Simuwin, mettendo in evidenza i moduli di calcolo e le specifiche più incontrate nell'ambito del nostro lavoro. Terminata la fase di descrizione generale del programma, viene affrontata più in dettaglio l'analisi del modello della Maserati Quattroporte, soffermandosi sui principali valori numerici introdotti e sulle approssimazioni necessarie a rappresentare la vettura all'interno del programma di simulazione, sia per la parte di consumo che per quella di prestazioni.

L'ultimo paragrafo del capitolo è dedicato alla correlazione tra i risultati sperimentali e quelli simulati, con particolare riferimento alle più importanti operazioni di taratura ed al livello di attendibilità del modello così ottenuto.

Il terzo capitolo propone la valutazione per via numerica dell'influenza sul consumo complessivo dei diversi parametri che caratterizzano la vettura. Sono sintetizzate le analisi di sensibilità volte ad isolare il contributo di ciascun termine che interviene nella determinazione delle resistenze all'avanzamento, nonché quelli che influenzano il funzionamento del motore. In linea di massima, l'obiettivo principale di questa parte del lavoro, è quello di sfruttare lo strumento di calcolo per evidenziare i parametri vettura su cui si registri la massima efficienza di intervento, ovvero il maggior vantaggio in termini di consumo con il minor sforzo di modifica. Il più importanti degli aspetti che si evincono da queste analisi, è l'elevata sensibilità all'allungamento dei rapporti, sia nei cicli omologativi, che nel caso di funzionamento a velocità costante. Tali considerazioni, unite al fatto che la modifica della rapportatura può essere fatta in tempi sufficientemente rapidi e con costi contenuti, ha indirizzato proprio verso tale tipologia di intervento.

Oggetto del quarto capitolo, pertanto, è la descrizione delle soluzioni proposte in termini di allungamento rapporti, con enfasi specifica ai vincoli che hanno portato al loro concepimento ed i vantaggi a livello di consumo da essi attesi. In questa sezione, vengono monitorate anche le ripercussioni sul versante delle riprese, con grande attenzione al compromesso consumi/sportività. Nella parte finale del capitolo, poi, viene introdotta una differente gestione dei cambi marcia, la quale permette di sfruttare in maniera decisamente più efficiente il propulsore, in quelle fasi di guida in cui non si ricerchi in maniera preponderante la prestazione.

Il quinto capitolo è interamente dedicato alle verifiche sperimentali riguardanti l'efficacia degli interventi proposti sul cambio e sulla gestione delle marce. Durante il secondo anno di attività, infatti, sono stati allestiti due prototipi di Maserati Quattroporte con i rapporti modificati e su questi sono stati eseguiti i rilievi di consumo e prestazioni. Nel corso di questo capitolo, vengono riportate e commentate nel dettaglio le prove sperimentali svolte ed i risultati conseguiti, sia per quanto concerne le riduzioni di consumo, che per l'aspetto prestazioni. Per ciascuna delle missioni indagate, poi, si è effettuata la valutazione di quanto la previsione a calcolo si discosti dalle acquisizioni corrispondenti.

Il sesto capitolo della tesi è dedicato all'analisi del consumo di carburante per una versione prototipale della Maserati Quattroporte, allestita con cambio automatico e convertitore di coppia. Sono stati attentamente valutati i cicli europei e quelli statunitensi, comparando i risultati della vettura automatica con quelli relativi alla versione elettro-attuata. Grazie alla lettura del consumo istantaneo ed all'analisi di diverse catene di misura, è stato possibile entrare più nel dettaglio sulle effettive differenze di comportamento tra le vetture in esame, nonché sulla risposta del modello di calcolo e sulla sua correlazione con la realtà empirica.

L'ultimo capitolo del lavoro, infine, è focalizzato sull'oggettivazione dell'efficienza energetica del sistema vettura, intendendo con tale perifrasi la quota parte della potenza introdotta che viene utilizzata per vincere le resistenze all'avanzamento ad una data velocità. A questo scopo, sono state rilevate sperimentalmente le curve di "coast down" sia per la vettura oggetto del nostro studio, che per alcuni altri modelli dello stesso segmento. Tali acquisizioni hanno permesso una valutazione oggettiva del livello di efficienza aerodinamica ed a rotolamento raggiunto da ciascuna delle vetture analizzate, consentendo anche il confronto relativo. Si è così potuto individuare le maggiori criticità della Quattroporte rispetto alle concorrenti, e fornire alcune linee guida per migliorarne l'aerodinamica.

Le pagine finali della tesi, naturalmente, sono dedicate alle conclusioni generali desumibili dalla ricerca. Quest'ultime sono già messe in evidenza a mano a mano che si procede nella lettura, ma vengono sintetizzate e raccolte in un'apposita sezione di riepilogo, da cui si può cogliere anche una visione complessiva dei risultati ottenuti sulla vettura oggetto di analisi.

Capitolo 1 – Inquadramento del problema affrontato

1.1 Introduzione

L'obiettivo di questo primo capitolo è quello di fornire al lettore alcune informazioni utili alla completa comprensione del lavoro svolto, in quanto propedeutiche alle considerazioni che verranno nei capitoli seguenti. In particolare, saranno indicate le principali caratteristiche meccaniche della vettura oggetto del nostro studio, ovvero la Maserati Quattroporte, soffermandosi sui particolari architettonici e tecnici che più influenzano gli aspetti di prestazioni e consumi, a cui il nostro interesse si rivolge.

Successivamente, si darà una panoramica delle principali norme vigenti a livello mondiale in termini di emissioni e consumi. Verranno prese in considerazione prevalentemente le restrizioni afferenti ai due mercati principali delle vetture Maserati e Ferrari, ossia quelle statunitensi ed europee. Si tratta di uno scenario molto complesso e dettagliato, la cui piena descrizione esula dagli obiettivi del presente capitolo e per la quale si rimanda alle normative specifiche citate in bibliografia [2], [3], [4], [5], [6]. Qui ci si prefigge semplicemente di fornire gli elementi salienti, ovvero quelli che permettono di comprendere le motivazioni alla base di questa ricerca ed i risultati che verranno presentati.

Infine, il capitolo si conclude con una descrizione delle modalità di esecuzione delle prove per la rilevazione delle emissioni e dei consumi. Tali procedure sono vincolate dalle prescrizioni contenute nelle normative sopra citate e richiedono un'attrezzatura specifica sia per l'acquisizione che per l'analisi dei risultati. L'azienda Ferrari S.p.a. possiede negli stabilimenti di Maranello un vero e proprio laboratorio emissioni, che viene utilizzato per l'esecuzione dei principali cicli omologativi durante la fase di messa a punto delle vetture. La descrizione funzionale di tale impianto e dei principali elementi che lo compongono, è considerata indispensabile per una comprensione più critica di quanto verrà esposto nei capitoli successivi.

1.2 La vettura Maserati Quattroporte

La vettura assunta a riferimento per la presente ricerca è l'ultima versione della Maserati Quattroporte, ovvero quella presentata al salone di Ginevra nel 2003 ed immessa sul mercato a partire dal 2004.

Si tratta di una vettura che coniuga alla perfezione il binomio comfort/prestazioni, inserendosi da leader assoluta nel segmento delle ammiraglie sportive, quello in cui si trovano modelli quali la BMW serie 7 o l'Audi A8 e la Mercedes CLS. Lo stile, tipicamente italiano, nasce dalla mano di Pininfarina ed è un elemento molto caratteristico della vettura, perché incarna alla perfezione il lusso e l'eleganza che hanno sempre contraddistinto il marchio modenese, pur mantenendo tratti di aggressività che rimandano alla tradizione sportiva. Il collegamento con il passato e con l'eleganza classica delle GT anni sessanta è dovuto prevalentemente alla parte anteriore della vettura, dove le linee tese ed i profondi sbalzi del cofano chiudono su una calandra ampia e in rilievo rispetto alla zona arretrata dei fanali. Tale calandra, che sovrasta le prese d'aria anteriori, è attraversata da sette barrette metalliche orizzontali ed è resa ancora più imponente sia dal grosso tridente centrale, che dai fari, aventi a loro volta andamento orizzontale. La fiancata è percorsa da un gradino che si origina dalle luci anteriori e che, stringendo in prossimità del parabrezza, segue tutta la linea di cintura fino a disegnare quella della coda. Un altro spigolo attraversa il fianco della Quattroporte appena sotto la linea delle maniglie, collegando il passaruota anteriore alla coda. Tale soluzione stilistica trasmette sportività alla fiancata, anche grazie all'effetto delle tre branchie di sfogo con bordo cromato aperte subito a valle dei passaruota. La linea di cintura alta e la coda estremamente sinuosa, infine, si sposano bene al muso lungo ed affilato, contribuendo alla sobrietà generale.

La necessità a soffermarsi su tratti apparentemente estetici e di scarsa rilevanza tecnica, deriva dall'importanza che le forme e lo stile hanno sull'aerodinamica complessiva della vettura, la quale a sua volta influenza fortemente le resistenze all'avanzamento del veicolo e, conseguentemente, il consumo. E' evidente che molte volte le esigenze di stile sono in contrasto con quelle di efficienza aerodinamica, ma avremo modo di osservare nel corso di questo lavoro che è possibile intervenire anche su elementi a ridotto impatto visivo. Un aspetto che, in particolare, risulta non estremamente vantaggioso nei confronti delle perdite aerodinamiche, è la presenza sul fondo vettura di molte zone aperte e di prese d'aria utili al raffreddamento di alcune parti meccaniche. Il coefficiente complessivo di penetrazione aerodinamica rilevato in galleria del vento è di 0,35.

Di seguito si riporta un'immagine della Maserati Quattroporte:



Figura 1.1: Maserati Quattroporte

L'eleganza, che appare evidente dalla foto sopra riportata, è un elemento molto curato anche per gli interni vettura, la cui descrizione, tuttavia, non interessa ai fini di questa ricerca. Utile, invece, è il riferimento alle dimensioni vettura, le quali sono di tutto rispetto e permettono un'ottima vivibilità interna, sia sui posti anteriori che su quelli posteriori. La Maserati Quattroporte è lunga complessivamente 5052 mm con un passo di 3064 mm ed ha una larghezza massima di 1895 mm per 1438 mm di altezza.

Trattasi di dimensioni importanti che ne giustificano appieno la nomea di ammiraglia ed alle quali corrisponde un peso a vuoto di circa 1860 kg, con una capacità di bagagliaio di 405 litri. All'incremento della massa complessiva della vettura contribuisce la robusta struttura del telaio in acciaio, la quale garantisce l'osservanza alle più severe norme di sicurezza passiva e garantisce al veicolo la rigidità necessaria agli aspetti handling. L'alluminio, invece, è il materiale maggiormente utilizzato per le parti esterne di carrozzeria.

La maneggevolezza di guida e l'ottima risposta in condizioni miste, è assicurata dal sistema di sospensioni attive a doppio quadrilatero indipendenti, con portamozzi e bracci in alluminio forgiato e geometrie Antidive e Antisquat, che evitano, rispettivamente, l'affondamento dell'avantreno in frenata e del retrotreno in accelerazione. Gli ammortizzatori, a gas in alluminio, possono variare le loro caratteristiche smorzanti con continuità a seconda delle condizioni di guida. Trattasi del sistema Sachs che agisce sugli orifizi di passaggio del fluido all'interno degli ammortizzatore, permettendo di aumentare o ridurre la resistenza al beccheggio ed al rollio della vettura con ovvie ripercussioni sul comfort e sulle prestazioni. La logica di controllo a cui è demandata la gestione dell'assetto è nota con il nome di Skyhook, e garantisce assieme al controllo di stabilità la possibilità di portare al limite la vettura in condizioni di relativa sicurezza. In particolare, si può scegliere fra due caratteristiche di comportamento differenti: Normal (taratura morbida per il massimo comfort) e Sport (taratura più rigida per uno stile di guida vivace e prestazionale).

All'handling vettura influisce in maniera decisiva la ripartizione totale dei pesi, che garantisce con il 46,5 % di massa all'anteriore, un inserimento in curva estremamente efficace pur con un leggerissimo accenno di sottosterzo, variabile in funzione della velocità e dello stile di guida. In uscita di curva si può gestire l'acceleratore molto facilmente fino ad arrivare al sovrasterzo di potenza, mai improvviso, e raggiungibile solamente disinserendo completamente il sistema di controllo della stabilità. Quest'ultimo ha due logiche di lavoro: tutto inserito per avere massimo controllo e sicurezza, oppure una taratura Sport che modifica la risposta del motore e delle sospensioni attive, ma soprattutto del controllo della stabilità M.S.P (Maserati Stability Program), che consente di poter avere uno slittamento limitato in accelerazione con somma gioia di chi ama le sensazioni da vera sportiva.

Queste informazioni, oltre a descrivere la vettura oggetto di studio, hanno lo scopo di sottolinearne il carattere complessivo ed il tipo di cliente obiettivo. In questo modo risulta chiara sin d'ora l'esigenza a non inficiare le prestazioni, pur apportando miglioramenti dal punto di vista dei consumi. Nelle pagine a seguire, pertanto, si farà sempre grande attenzione a curare il compromesso fra piacevolezza di guida, prestazioni ed autonomia e non uno solo di questi aspetti.

Tornando alle caratteristiche tecniche, per quanto riguarda le ruote sono previsti anteriormente pneumatici 245/45 ZR 18, montati su cerchi 8,5Jx18; posteriormente, invece, sono utilizzati pneumatici 285/40 ZR 18 su cerchi 10,5Jx18. Di recente è stata immessa sul mercato anche una versione con cerchi da 19 pollici e recante i seguenti pneumatici: anteriori 235/40 R19 91 Y, cerchi 7Jx19; posteriori: 265/35 R19 93 Y, cerchi 9Jx19 .

Per quanto riguarda il motopropulsore, esso è la vera e propria anima sportiva di questo modello, l'elemento che lo contraddistingue rispetto alla concorrenza. Trattasi di un otto cilindri a V di novanta gradi, 4244 cc di cilindrata, compatto e molto leggero (183 kg), con struttura degna dei più evoluti motori da competizione e una potenza specifica di 95,2 CV/litro. La lubrificazione è a carter secco con gruppo pompe olio ed acqua unico ed esterno al monoblocco. La distribuzione è a quattro alberi a camme in testa azionati da catena, due per bancata, con quattro valvole per cilindro comandate da punterie idrauliche. Gli alberi a camme di aspirazione, dotati di un variatore di fase continuo ad alta pressione, sono caratterizzati da un profilo che ottimizza l'elasticità e garantisce una curva di coppia fluida e regolare. Il basamento e le teste cilindri sono in lega di alluminio e silicio, mentre l'albero a gomiti è in acciaio forgiato e bonificato montato su cinque supporti di banco. La farfalla è elettro-attuata e controllata tramite un potenziometro collegato al pedale dell'acceleratore ("drive by wire"), elemento che permette di sfruttare diverse mappe pedale in funzione delle condizioni di guida.



Figura 1.2: Motore V8 4244cc della Maserati Quattroporte e gruppo sospensione a quadrilateri indipendenti

La potenza massima disponibile è di ben 400 Cavalli a 7000 giri al minuto, con una coppia massima di 451 Nm già a 4500 giri al minuto. Tali valori giustificano le eccellenti prestazioni della Quattroporte capace di accelerare da 0 a 100 km/h in soli 5,2 secondi, raggiungendo la velocità massima di 275 km/h. Di contro a tali prestazioni, si hanno consumi decisamente elevati, come testimoniano i dichiarati sui cicli combinati europei e statunitensi, rispettivamente di 18,9 l/100km e 13,6 mpg. Per quanto concerne il post trattamento dei gas di scarico, si tratta di un sistema trivalente caratterizzato da due main cat più due pre catalizzatori, a due a due su ciascuna bancata. I due main cat sono del tipo a 350 celle per pollice quadrato (cpsi), mentre i due pre cat hanno una densità di 500 cpsi.

Riguardo all'impostazione vettura ed alle scelte di architettura, si tratta ovviamente di una trazione posteriore, nella quale il motore è longitudinale ed è disposto anteriormente, seppur all'interno del passo, cosa che favorisce lo spostamento della massa verso l'abitacolo. Il cambio è di tipo meccanico con attuazione elettro-idraulica di derivazione Ferrari ed è montato sul retrotreno in blocco col differenziale, quest'ultimo autobloccante a lamelle. La trasmissione del moto tra motore e cambio è garantita dalla configurazione trans-axle, caratterizzata dall'albero che attraversa il pianale vettura all'interno del tunnel. La frizione, bi-disco a secco con comando idraulico, è situata sull'anteriore direttamente a valle del motore ed ha un diametro di 215mm.

Di seguito un'immagine del sistema trans-axle:

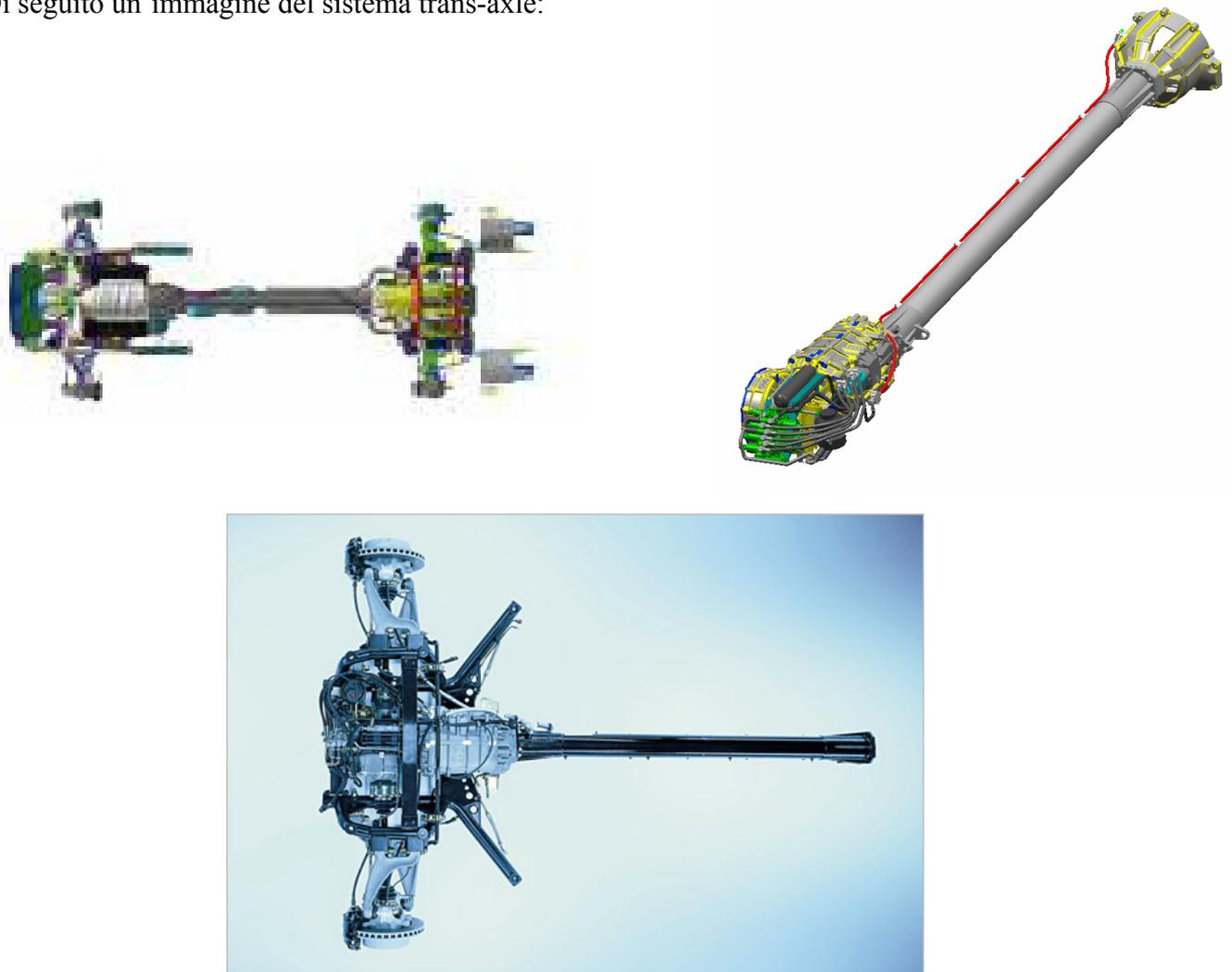


Figura 1.3: Disposizione Trans-axle Maserati Quattroporte con cambio meccanico elettro-attuato

Di recente, prevalentemente per esigenze di comfort e marketing sui mercati nord americani, è stata introdotta una versione di Maserati Quattroporte con cambio automatico e convertitore di coppia. Si tratta di un cambio prodotto dall'azienda tedesca ZF, in cui le diverse riduzioni di velocità sono ottenute con rotismi epicicloidali, nei quali viene fissato a mezzo di opportune frizioni uno degli assi di rotazione. Per una descrizione più accurata del principio di funzionamento di questo genere di trasmissioni si rimanda alla letteratura specifica, dato il carattere più che consolidato e noto di tali meccanismi. L'unica cosa che è nostro interesse precisare in questa sede è la diversa architettura della vettura associata a tale tipo di trasmissione. L'assenza di una vera e propria frizione che disaccoppi il motore dal resto della drive-line, infatti, rende necessario montare direttamente a valle dello stesso il cambio, il quale viene quindi ad essere sull'anteriore all'interno del passo, mentre il differenziale rimane sul posteriore e riceve il moto tramite un giunto snodato.

Riguardo al cambio meccanico elettro-attuato, che nel corso di questo lavoro verrà anche denominato semplicemente "cambio F1", vale la pena spendere qualche parola sulle modalità di funzionamento. Non ci si riferisce al principio meccanico di funzionamento che è quello caratteristico di un cambio meccanico longitudinale a due assi ed è dato per noto, bensì alle possibili modalità d'uso. Esso, infatti, può essere utilizzato sia in modalità manuale (MT), sfruttando le levette dietro al volante per scalare o incrementare le marce, sia in modalità automatica (AMT), ovvero lasciando alla centralina la gestione dei rapporti in base alla posizione dell'acceleratore ed al regime di rotazione del motore. In entrambi i casi non è previsto l'uso di alcun pedale frizione che, pertanto, non è presente in abitacolo e l'apertura/chiusura della frizione stessa avviene in maniera automatica. Da sottolineare che all'accensione la modalità prestabilita è sempre quella automatica e si deve selezionare un opportuno tasto per passare alla gestione manuale tramite levette. In fase di sosta non c'è l'esigenza di mantenere il piede sul freno, cosa che necessita, invece, nel caso di trasmissioni con convertitore di coppia.

E' doveroso aggiungere che la presenza di una frizione, seppur gestita automaticamente, consente di avere un vero e proprio collegamento diretto del motore con le ruote, con la possibilità di sfruttare il freno motore in rilascio e quindi ottenere una guida più precisa in ogni condizione. Per contro, si può dire che in valore assoluto il comfort di un cambio automatico con convertitore di coppia è leggermente superiore, anche se non può contare su tutti i vantaggi appena espressi dall'elettro-attuato, soprattutto dal punto di vista delle emozioni di guida. I rapporti previsti per questa trasmissione sono 6 più la retromarcia.

L'impianto frenante è fornito da Brembo ed è costituito da quattro dischi autoventilanti: anteriori 330 x 32 mm, posteriori 316 x 24 mm. Le pinze anteriori sono fisse con quattro pistoni a diametro differenziato, mentre le pinze posteriori hanno due soli pistoni. Sono presenti sia il sistema antibloccaggio ABS, che il ripartitore di frenata a controllo elettronico EBD, la cui azione permette di ottimizzare lo spazio di arresto (da 100 km/h a zero in soli 36,9 m).

Riassumiamo di seguito le principali caratteristiche tecniche della vettura, precedentemente descritte:

Sospensioni

Quadrilateri articolati con geometrie antidive-antisquat. Sistema Skyhook con ammortizzatori a gas in alluminio a variazione continua dello smorzamento.

Cerchi standard a 11 razze in lega leggera; anteriori 8.5J x 18, posteriori 10.5J x 18.

Freni

Impianto Brembo a quattro dischi autoventilanti: anteriori 330 x 32 mm; posteriori 316 x 28 mm. Pinze anteriori fisse a quattro pistoni a diametro differenziato; pinze posteriori a due pistoni. Sistema ABS ed EBD.

Trasmissione

Schema Trans-axle con cambio longitudinale posteriore unito rigidamente al motore anteriore. Differenziale autobloccante a lamelle. Trasmissione meccanica elettro-attuata Maserati DuoSelect con attuazione idraulica della cambiata gestita elettronicamente. Frizione bi-disco a secco diametro 215 mm con comando idraulico.

Motore

Cilindrata:	4244 cm ³
Alesaggio:	92 mm
Corsa:	79,8 mm
Rapporto di compressione:	11:1
Potenza massima:	294 kW (400 CV)
Regime di potenza massima:	7000 giri/min
Coppia massima:	451 Nm (46 kgm)
Regime di coppia massima:	4500 giri/min
Regime di minimo:.....	800 giri/min

Dimensioni e pesi

Lunghezza:	5052 mm
Larghezza:	1895 mm
Altezza:	1438 mm
Passo:	3064 mm
Carreggiata anteriore:	1587 mm
Carreggiata posteriore:	1560 mm
Sbalzo anteriore:	1056 mm
Sbalzo posteriore:	932 mm
Diametro di sterzata:	12,3 m
Capacità bagagliaio:	450 l
Capacità serbatoio:	90 l
Peso a vuoto:	1860 kg
Peso in ordine di marcia:	1930 kg

Prestazioni

Velocità massima:	275 km/h
Accelerazione da 0 a 100 km/h:	5.2 s
Consumi (ciclo combinato):	18,90 l/100 km
Emissioni CO ₂ (ciclo combinato):	440 g/km
Omologazione:.....	Euro 4

1.3 La normativa sul controllo di consumi/emissioni

In questa breve descrizione delle principali normative antinquinamento, faremo riferimento allo scenario europeo e a quello statunitense, in particolare della California, dove i limiti sono più restrittivi. Questi, infatti, sono i paesi più all'avanguardia nel settore del controllo emissioni e sono tuttora il punto di riferimento di molti altri, sia industrializzati che in via di sviluppo, i cui standard di prova si rifanno a quelli americani o europei.

Negli USA l'ente che emana le norme sulle emissioni di gas in atmosfera si chiama EPA (Environment Protection Agency), ma lo stato della California possiede un ente proprio, chiamato CARB (California Air Resources Board) il quale ha sempre anticipato gli altri nell'emanazione di nuove norme (furono i primi ad introdurre nel 1963 limiti sulle emissioni per la circolazione).

Il CARB ha definito numerose "classi di inquinamento" ciascuna delle quali racchiude tutti i veicoli con un certo grado di emissioni di HC, CO ed NO_x.

A partire dal model year 1994, le prime classi stabilite dall'EPA furono TIER 1 e TLEV (Transition Low Emission Vehicle), oggi scomparse perché considerate troppo inquinanti. Si è poi passati a LEV 1 e, successivamente, a LEV 2 (Low Emission Vehicle) ancora oggi in uso, per poi arrivare all'introduzione di classi a ridottissimo livello di emissioni, come ULEV 1, ULEV 2 (Ultra Low Emission Vehicle) e SULEV (Super Ultra Low Emission Vehicle), fino a definire una classe ZEL (Zero Emission Vehicle) per i veicoli a zero emissioni inquinanti.

La tabella seguente riporta un quadro di sintesi delle classi che sono state definite dalla normativa californiana dal 1994, con il riferimento alla tolleranza ammessa per i diversi prodotti in grammi/miglio.

USA California					
Model Year	Standard	Endurance (miles)	NMOG ⁽¹⁾ (g/miles)	CO (g/miles)	NOx (g/miles)
1994	Tier 1	50.000	0,250	3,4	0,4
		100.000	0,310	4,2	0,6
2001 2003	Tier 1	50.000	0,250	3,4	0,4
		100.000	0,310	4,2	0,6
	TLEV	50.000	0,125	3,4	0,4
		100.000	0,156	4,2	0,6
LEV 1	50.000	0,075	3,4	0,2	
	100.000	0,090	4,2	0,3	
ULEV 1	50.000	0,040	1,7	0,2	
	100.000	0,055	2,1	0,3	
2004 2006	LEV 1	50.000	0,075	3,4	0,2
		100.000	0,090	4,2	0,3
ULEV 1	50.000	0,040	1,7	0,2	
	100.000	0,055	2,1	0,3	
2006 2009	LEV 2	50.000	0,075	3,4	0,05
		120.000	0,090	4,2	0,07
	ULEV 2	50.000	0,040	1,7	0,05
		120.000	0,055	2,1	0,07
SULEV	50.000	0	0	0	
	120.000	0,01	1	0,02	
ZEL	50.000	0	0	0	
	120.000	0	0	0	

Tabella 1.1: Classi di Emissioni secondo CARB

In Europa l'ente che emana le leggi antinquinamento è la commissione della Comunità Europea (CE) con sede a Bruxelles. Anche in questo caso si sono succedute nel corso degli anni diverse fasce di appartenenza per i vari veicoli, denominate FASE 1, FASE 2, FASE 3, FASE 4, FASE 5, più conosciute come EURO 1, EURO 2, EURO 3, EURO 4 ed EURO 5.

Per quanto riguarda l'ultima di queste fasce, la EURO 5, essa non è ancora del tutto definita, in quanto la Commissione Europea sta valutando quali valori di emissioni è possibile raggiungere entro la fine del 2008 e l'inizio del 2009.

Si osservi che la normativa europea non si limita a dare dei vincoli da rispettare per l'immatricolazione di un nuovo modello, ma impone che fino al quinto anno di vita del veicolo oppure fino a 100.000 km (che diventeranno 160.000 con la Euro 5) tali limiti continuino ad essere rispettati, seppur moltiplicando il valore delle emissioni per un fattore di deterioramento.

Nella tabella allegata sono riassunte le caratteristiche salienti delle diverse fasce previste dalla norma europea ed i rispettivi periodi di competenza:

EUROPA					
Primo anno di immatricolazione	Standard	Endurance (Km)/(anni)	HC (g/Km)	CO (g/Km)	NOx (g/Km)
	EURO 1	80.000 5 anni	-	2,72	-
01/01/1996	EURO 2	80.000 5 anni	-	2,20	-
01/01/2000	EURO 3	80.000 5 anni	0,20	2,30	0,15
01/01/2005	EURO 4	100.000 5 anni	0,10	1,00	0,08
2008/2009	EURO 5	160.000 5 anni	0,075	1,00	0,06

Tabella1. 2: Classi di emissioni secondo CE

Stante la grande dipendenza del consumo e delle emissioni dal tipo di percorso compiuto e dalla velocità tenuta, i valori di riferimento sono misurati sottoponendo le vetture a cicli di prova standard, da effettuare in condizioni ambientali ben definite e ripetibili. Ciò rende necessaria l'esecuzione delle missioni di omologazione in laboratorio, predisponendo il veicolo esaminando su banco a rulli ed imponendo una procedura di prova univoca e ben delineata.

Entrambi gli enti (CARB/EPA e CE) hanno messo a punto le proprie procedure per la misura degli inquinanti emessi e per la stima dei consumi. Si tratta dell'FTP 75 (Federal Test Procedure) per gli USA, e l' ECE-EUDC (Economic Commission for Europe – Extra-Urban Driving Cycle) per l'Europa.

Le normative prevedono che il veicolo segua un determinato profilo di velocità, definito in base alle situazioni reali che si presentano più frequentemente nell' utilizzo dei veicoli. Il profilo di velocità previsto dalla procedura FTP 75, ad esempio, è valutato secondo la media delle acquisizioni

effettuate a Los Angeles nelle ore di punta del mattino ed è composto da due fasi intervallate da una pausa di 10 minuti, in cui il motore viene spento.

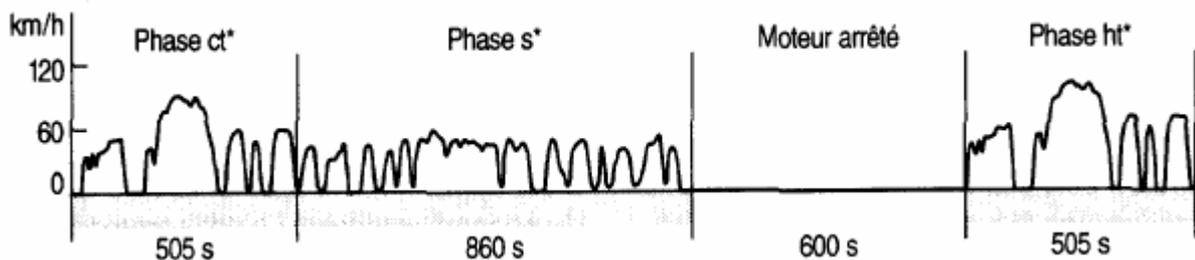


Figura 1.4: Profilo di velocità del ciclo Ftp75

Il primo tratto del ciclo è chiamato Ftp 72 ed è suddiviso a sua volta in due parti:

- La prima di 505 secondi chiamata “ cold transient”.
- La seconda di 860 secondi chiamata “ stabilized”.

La seconda fase è denominata “hot transient” ed ha una durata anch’essa di 505 secondi e lo stesso profilo di velocità della prima parte del Ftp 72.

Il ciclo Ftp 75 ha una durata complessiva di 1877 secondi e porta a percorrere 17,8 km con una velocità media di 34,1 km/h ed una massima di 91,2 km/h. Esso viene utilizzato per l’esecuzione di tre test a diversi valori della temperatura ambiente: 20/30 °C, 10 °C, -6,7 °C.

In aggiunta a queste prove, devono esserne eseguite altre tre per valutare l’influenza sulle emissioni, dell’aria condizionata (procedura SC03), di una guida aggressiva (procedura US06) o di un tracciato autostradale (procedura Highway).

Quest’ultimo ciclo, in particolare, merita di essere approfondito perché viene utilizzato assieme al Ftp 75 per calcolare il consumo combinato del veicolo, in base al quale vengono stabilite le tasse di immissione nel mercato e che sarà la missione di riferimento nell’ambito di questo lavoro.

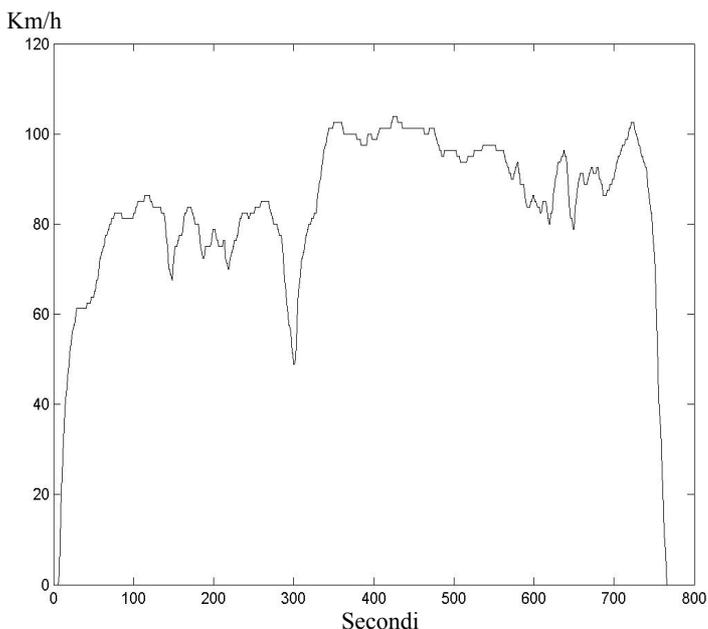


Figura 1.5: Profilo di velocità del ciclo Highway

Il ciclo autostradale, o Highway, ha una durata complessiva di 780 secondi durante i quali vengono compiuti 17,9 km alla media di 82,5 km/h, con una velocità massima pari a 103,8 km/h.

Si sottolinea sin d'ora che nell'ambito di questa ricerca, quando si farà riferimento all'esecuzione dei cicli statunitensi, si intenderanno sia l'Ftp 75 che l'Highway, eseguiti entrambi solo alla temperatura normalizzata di 20/30 °C.

Per quanto riguarda la procedura ECE-EUDC, essa è simile in linea di principio, ma utilizza un diverso profilo di velocità come si può notare dalla figura sottostante.

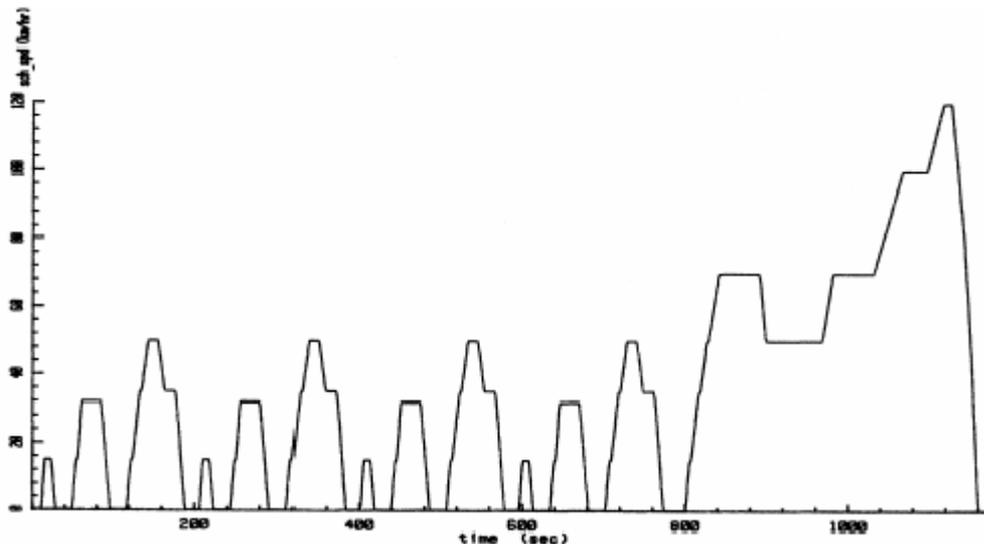


Figura 1.6: Profilo di velocità dei cicli ECE ed EUDC

Il ciclo riportato è da eseguire per due differenti valori di temperature ambiente: 20-30 °C e -7 °C. Così come per i cicli statunitensi, anche per quelli europei si considererà nell'ambito di questo studio solo l'esecuzione delle prove alla temperatura di 20-30 °C.

Dalla Figura 1.6 si evincono chiaramente due tratti:

- La prima fase consiste in un ciclo urbano chiamato ECE, il quale ha una durata complessiva di 780 secondi ed una percorrenza di 4,052 km alla media di 18,7 km/h con velocità massima di 50 km/h. Esso è a sua volta costituito dalla ripetizione di 4 tratti uguali.
- La seconda fase, invece, consiste in un ciclo extraurbano chiamato EUDC, la cui lunghezza è di 6,954 km percorsi in 400 secondi alla media di 62,6 km/h e con velocità massima di 120 km/h.

E' doveroso osservare che sia la normativa statunitense che quella europea prevedono un certo margine di errore sul profilo di velocità effettivamente realizzato dall'operatore durante la prova. Pertanto, più che da una linea teorica, il profilo di velocità effettivamente prescritto dalle norme risulta esprimibile tramite una fascia centrata sul valore teorico ed avente un'escursione di +/-2 mph per 1 secondo nel caso dell'FTP 75 e di +/-2 km/h per 0,5 secondi per l'ECE/EUDC.

Le modalità con cui vengono applicate queste procedure sono molto simili, sia per le normative americane che per quelle europee e descrivono nel dettaglio tutte le condizioni ed i passi da seguire per portare a termine le prove. Ciò ha naturalmente lo scopo di ridurre al minimo la dispersione dei risultati per effetto delle diverse condizioni al contorno con cui il rilievo può essere effettuato.

Di seguito viene riportata una schematizzazione mediante diagrammi a blocchi delle principali azioni richieste per la preparazione e l'esecuzione dei cicli:

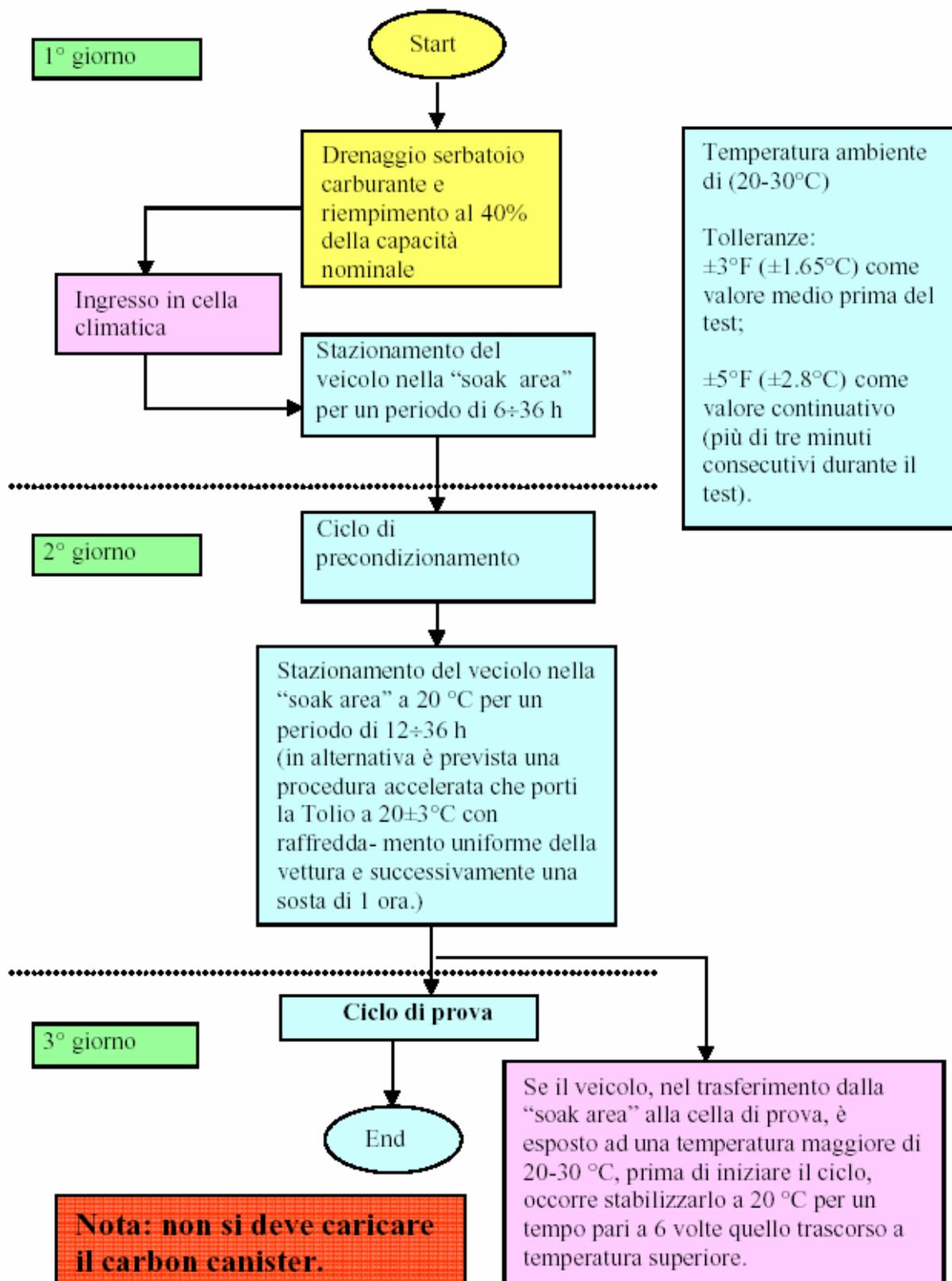


Figura 1.7: Flow Chart delle principali attività da eseguire in preparazione di un ciclo di prova e per la sua esecuzione

A conclusione di questa rapida illustrazione delle principali normative oggi in vigore, riportiamo alcuni grafici che visualizzano l'evoluzione nel tempo delle prescrizioni antinquinamento, sia in Europa che in America. Sottolineiamo che, pur non essendo direttamente confrontabili a causa delle differenze già citate nelle missioni di omologazione, entrambi i diagrammi evidenziano l'acuirsi molto deciso delle limitazioni imposte, tanto che esse sono ormai una delle specifiche dominanti nella progettazione dei nuovi modelli.

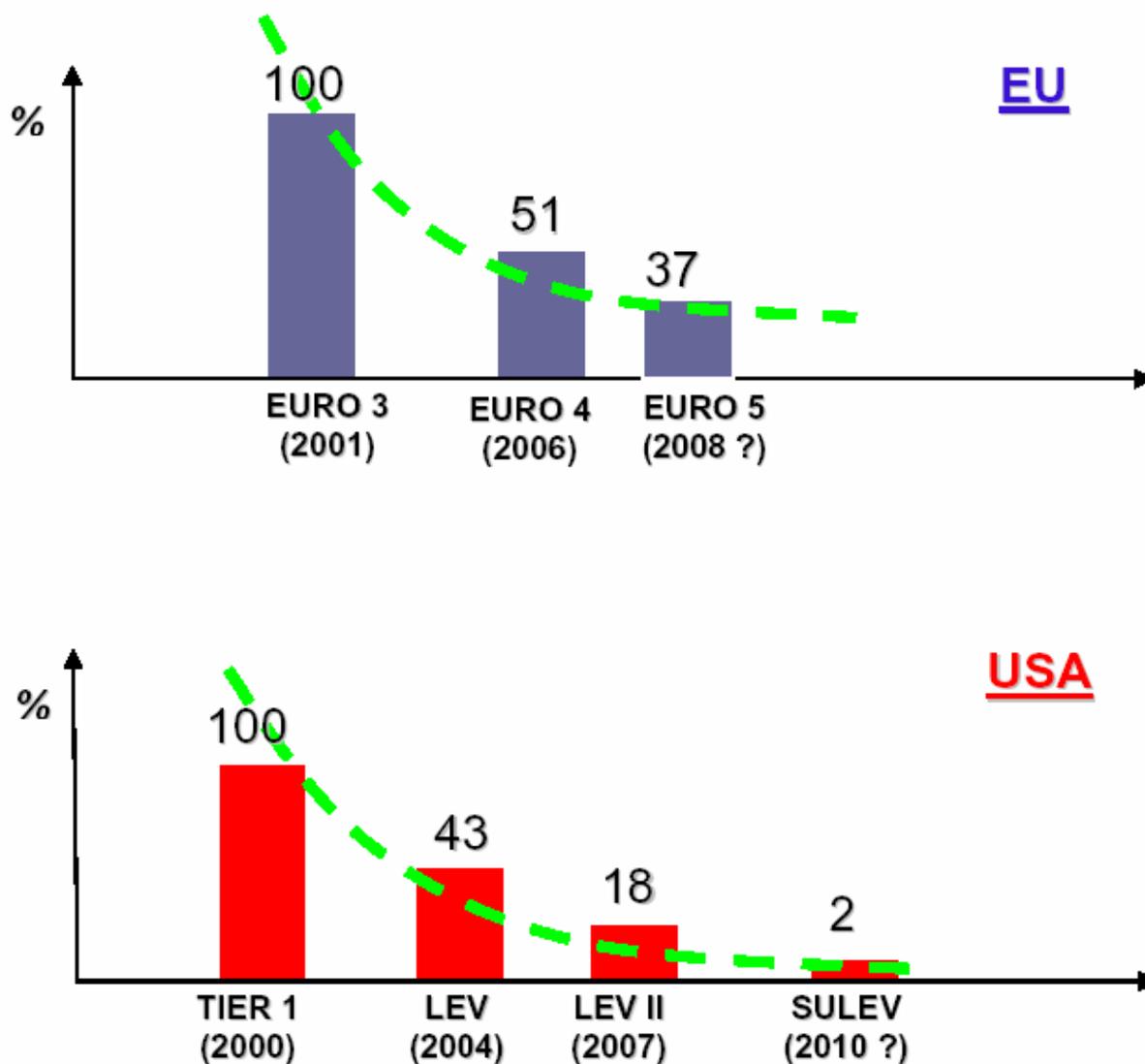


Figura 1.8: Andamento negli anni dei limiti di emissione/consumo in Europa ed USA

Oltre ai limiti sulle emissioni misurate al banco prova, sia la normativa europea che quella californiana prevedono l'utilizzo di un sistema di diagnosi a bordo dei veicoli, l'OBD, acronimo di "On Board Diagnostic". Lo scopo principale di tali sistemi è quello di rilevare tempestivamente eventuali malfunzionamenti o danneggiamenti del motore e dei sistemi di post trattamento dei gas, permettendo così di intervenire con efficacia e prontezza, riportando il livello di emissioni del veicolo a quello prestabilito. La prima regolamentazione riguardante la diagnostica di bordo è l'OBD 1, introdotta in California già nel 1988, alla quale ha fatto seguito l'OBD 2 attualmente in vigore e introdotta a cavallo tra il 1994 e il 1996. Il corrispondente riferimento europeo è l'EOBD.

Per quanto riguarda i consumi, è necessario precisare una particolarità della normativa americana. Solo essa, infatti, prevede dei limiti e delle vere e proprie “classi di consumo”¹. Queste hanno lo scopo di incentivare le case automobilistiche ad investire su veicoli che consumino sempre meno combustibile e abbiano, di conseguenza, emissioni di CO₂ sempre più contenute.

L’autonomia minima ammessa senza penalizzazioni è di 22,5 miglia per gallone. Al di sotto di tale valore di percorrenza per ogni gallone di carburante, le case costruttrici dovranno pagare una mora su ciascun veicolo venduto, la cui entità dipende dal livello di consumo medio nel ciclo combinato Ftp 75 più Highway. In particolare, tale ciclo prevede l’esecuzione separata delle due missioni citate e la determinazione per ognuna di esse del consumo in miglia per gallone (mpg). A partire da tali valori, si esegue una sorta di media pesata con un 55 % di influenza per l’Ftp 75 ed un 45 % per l’Highway, che costituisce il consumo combinato. In formule,

$$\text{Consumo combinato GGT (mpg)} = \frac{FTP75(\text{mpg}) * HIGHWAY(\text{mpg})}{0,45 * FTP75(\text{mpg}) + 0,55 * HIGHWAY(\text{mpg})}$$

Di seguito viene riportata una tabella che mostra le varie “classi di consumo” e l’importo corrispondente da pagare secondo le prescrizioni della Gas Guzzler Tax statunitense. Si precisa che è attualmente al vaglio un inasprimento di tali prescrizioni che potrebbe renderle obsolete, pertanto le si allega solo a fini esemplificativi, rimandando alla normativa per maggiori dettagli.

USA		
Min [mpg]	Max [mpg]	\$
21,5	22,5	1000
20,5	21,5	1300
19,5	20,5	1700
18,5	19,5	2100
17,5	18,5	2600
16,5	17,5	3000
15,5	16,5	3700
14,5	15,5	4500
13,5	14,5	5400
12,5	13,5	6400
	12,5	7700

Tabella 1.3: Classi di consumo GGT

Per dare una percezione più immediata e diretta, viene riportato anche un grafico delle classi più importanti per la vettura oggetto del nostro studio, in modo che sia evidente nel corso del lavoro e della sua esposizione, il genere di beneficio ottenibile dagli interventi che andremo ad illustrare:

¹In realtà è recentemente uscita una direttiva della CEE che esorta i costruttori all’obiettivo dei 130 g/km. Non si tratta ancora di una proposta definitiva, ma la volontà è quella di penalizzare con una tassa pari a 20 € per ogni g/km al di sopra del target, a partire dal 2012. Tale prescrizione dovrebbe salire progressivamente a 35 €, 60 €, 95 € rispettivamente nel 2013, 2014, 2015 e sarebbe una penale a carico dell’acquirente. Tuttavia non si tratta ancora di una norma effettiva e vigente.

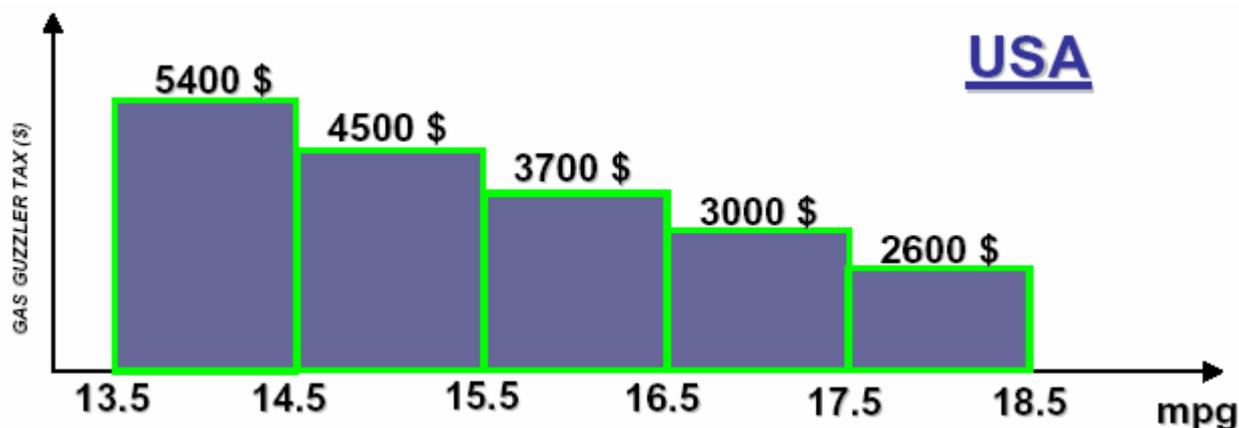


Figura 1.9: Gas Guzzler Tax per le diverse classi di consumo

Oltre a questa tassa che è valutata sul singolo modello, ne esiste un'altra calcolata in base alla media del consumo dell'intera flotta di vetture realizzate dallo stesso costruttore. Tale ulteriore imposta è denominata CAFE tax, acronimo di Corporate Average Fuel Economy ed ha un importo pari a:

$$\text{CAFE TAX (\$)} = (27,5 - \text{FE (mpg)}) * 50$$

essendo FE il valor medio pesato del consumo combinato dichiarato per tutti i modelli, con peso dato dal numero di vetture vendute per ciascun modello.

Esistono, infine, dei mercati on/off nei quali i veicoli non possono essere venduti se non rientrano nei limiti massimi di consumo. Un esempio di tale tipo è quello dell'isola di Taiwan.

Attualmente diversi altri paesi hanno impostato o stanno studiando delle proposte di legge che prevedano un tetto massimo ai consumi. Nel caso della Cina, in particolare, ci si sta orientando verso una soluzione on/off simile a quella di Taiwan. Più precisamente, ogni veicolo in base al suo peso deve rientrare in un certo limite di autonomia, altrimenti il costruttore non è abilitato alla vendita del prodotto nel territorio cinese. Va sottolineato, tuttavia, che è ancora in discussione la possibilità di introdurre una tassa di penalizzazione sul genere di quella statunitense.

Anche in questo caso, per chiarezza è opportuno rifarsi ad un grafico che chiarisca la situazione del mercato cinese, nel quale la normativa di riferimento per l'acquisizione del consumo rimane l'ECE/EUDC ed i limiti sono espressi in l/100km.

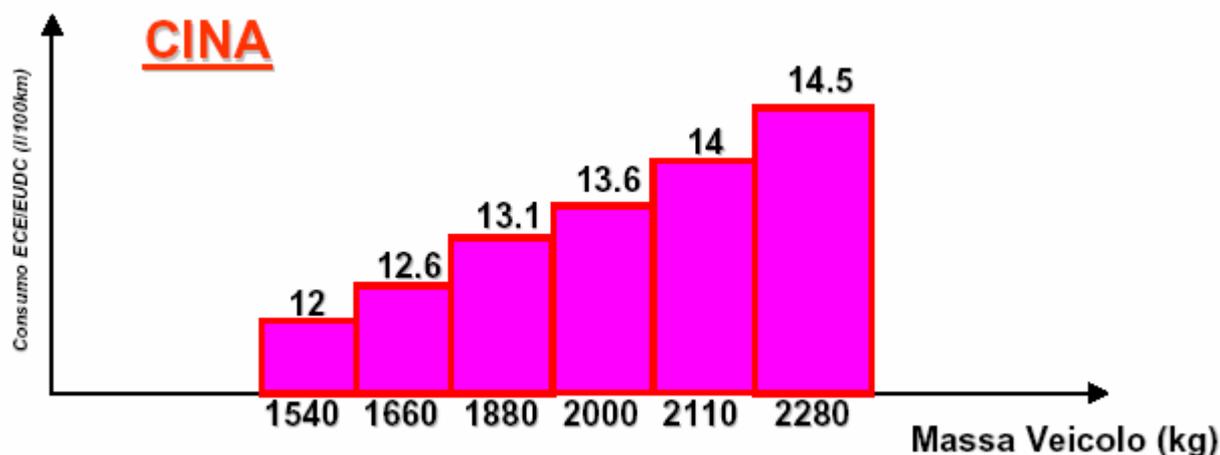


Figura 1.10: Limiti di consumo ammessi in Cina in base alla categoria di peso della vettura

Si precisa, da ultimo, che per le vetture aventi trasmissioni con più modalità di funzionamento, le normative prevedono che il consumo dichiarato sia la media dei due ottenuti singolarmente. Questo comporta l'esecuzione di un numero doppio di prove, a meno che il costruttore non si limiti a dichiarare il consumo peggiore fra i due. Un esempio di questo genere di trasmissione è dato proprio dal cambio meccanico elettro-attuato, che può essere utilizzato sia in modalità manuale che automatica. In linea di massima la politica tenuta dal gruppo Ferrari/ Maserati è sempre stata quella di omologare secondo il valore peggiore di consumo rispetto al mercato europeo, dove non vi sono aggravii di costo e duplicare il numero di prove per i cicli statunitensi, ove si impone l'esigenza di ridurre la Gas Guzzler Tax.

1.4 Il laboratorio di acquisizione consumi di Ferrari S.p.a.

Per poter effettuare dei test standardizzati, è necessario che le prove vengano eseguite con un attento monitoraggio delle condizioni al contorno e con la possibilità di controllare parametri quali la temperatura, il livello di umidità e la pressione atmosferica. Come già visto in precedenza, le normative definiscono delle procedure unificate di esecuzione dei test, le quali non si riferiscono solo ai profili di velocità da seguire, ma attribuiscono grande importanza anche alle condizioni ambientali in cui gli stessi vengono realizzati. Queste, infatti, possono influire pesantemente sull'emissione di sostanze inquinanti da parte del motore e vanno, pertanto, tenute in debita considerazione.

La miglior soluzione per ottenere delle condizioni ambientali standard durante l'esecuzione delle prove, è effettuarle in un laboratorio specifico e appositamente attrezzato, tanto più che la suddette normative forniscono delle prescrizioni stringenti anche sulla tolleranza degli strumenti di acquisizione.

Ferrari S.p.a. possiede all'interno dello stabilimento di Maranello un vero e proprio laboratorio emissioni, utilizzato durante la messa a punto e lo sviluppo delle proprie vetture.

Esso si compone dei seguenti tre ambienti climatizzati [1]:

- la sala di pre-condizionamento
- la cella di prova
- un locale contenente tutta la strumentazione di controllo e di misura.

Vediamo brevemente la funzione e le principali caratteristiche di ciascuna di queste aree.

1.4.1 La cella di pre-condizionamento

Come è noto dalla teoria dei motori endotermici a combustione interna, la fase di avviamento e riscaldamento del motore impatta notevolmente sulla produzione di inquinanti. In particolare, gli idrocarburi (HC) per i motori ad accensione comandata sono prodotti quasi interamente nei primi 50 secondi di funzionamento, ovvero quelli necessari a mandare in temperatura i catalizzatori. Per questo motivo è fondamentale che il veicolo sia già in condizioni standard al momento dell'accensione del motore, dato che una maggiore o minore temperatura dello stesso potrebbe aumentare o ridurre il tempo di light off dei catalizzatori, falsando il risultato della prova.



Figura 1.11: Sala di pre-condizionamento laboratorio emissioni Ferrari S.p.a.

La sala di pre-condizionamento nasce proprio per adempiere a questa esigenza e far sì che la vettura da esaminare raggiunga una ben determinata temperatura prima di essere posizionata sul banco a rulli. Il periodo di sosta dei veicoli in questo locale, che in gergo viene chiamato “ fase di pre-condizionamento ”, è solitamente lungo (da 12 a 36 ore) e precede ogni prova emissioni (la vettura deve rimanere ad una temperatura ambiente pressoché costante).

L’ ambiente di pre-condizionamento presente nel laboratorio Ferrari consente di predisporre le vetture per i cicli eseguiti con temperatura compresa tra 20 e 30 °C, ecco perché essi sono gli unici eseguiti direttamente in azienda.

1.4.2 La cella di prova

La cella di prova è la parte di laboratorio in cui viene effettuata la vera e propria missione di prova e consiste in un ambiente climatizzato, dotato di tutte le strumentazioni necessarie per l’esecuzione a norma dei test. I principali componenti della cella sono:

- un banco dinamometrico a rulli;
- il sistema di raffreddamento del veicolo;
- l’impianto di condizionamento;
- una stazione meteorologica;
- il sistema di campionamento dei gas.



Figura 1.12: cella di prova del laboratorio emissioni Ferrari S.p.a.

Per poter effettuare correttamente la prova, il guidatore dispone di uno schermo in cui può osservare, istante per istante, la traccia di velocità da seguire in base al particolare ciclo in esecuzione (FTP75-HIGHWAY o ECE-EUDC). Nel monitor, inoltre, viene letta la velocità attuale del veicolo e l'indicazione degli istanti in cui far avvenire il cambio marcia, nonché il rapporto da inserire. Riguardo a quest'ultimo aspetto, è doverosa una precisazione che risulterà utile nella comprensione di questo lavoro e che fa riferimento prevalentemente alla prescrizione delle normative statunitensi. Esse, infatti, non impongono in maniera obbligatoria ed univoca la gestione delle marce durante il ciclo, ma lasciano al costruttore il compito di indicare, per il modello in esame, la modalità di utilizzo del cambio, in base a ciò che viene considerato attendibile per il reale funzionamento su strada. Si tratta del cosiddetto " shift pattern", ovvero l'indicazione della velocità a cui far effettuare l' "upshift" o il "downshift" tra due rapporti consecutivi. L'unico vincolo che la norma contiene in merito allo "shift pattern", è la necessità di distanziare di almeno 5 miglia per ora ciascuna cambiata e di non saltare delle marce. Naturalmente, quanto detto vale nel caso la trasmissione venga utilizzata in modalità manuale, dato che nel funzionamento automatico è la centralina cambio a gestire le scalate. Per quanto riguarda la normativa europea, essa permette a sua volta di definire dei cambi marcia concordati con il costruttore, che saranno poi inseriti nel monitor come indicazione per chi esegue il ciclo. Quest'ultima affermazione può non apparire evidente ad una prima lettura del testo normativo, dato che è presente una ben determinata prescrizione delle marce da usare. Tuttavia, in uno degli allegati al documento è precisato che per i cambi semiautomatici è possibile stabilire con il costruttore il tipo di funzionamento più rappresentativo.

Prendiamo ora in considerazione l'impianto di condizionamento, la cui presenza risulta fondamentale per controllare e gestire la situazione climatica all'interno della cella. Come già accennato precedentemente, il laboratorio presente in Ferrari S.p.a non è strutturato per eseguire prove a bassa temperatura, pertanto nei cicli eseguiti internamente ci si limita alle seguenti condizioni ambientali:

- temperatura compresa tra 293 e 303 K (20 e 30°C).
- umidità assoluta dell'aria (H) tale che $5,5 \leq H \leq 12,2$ grammi di H₂O / kg di aria secca.

Il raggiungimento di tali valori ed il loro mantenimento entro le tolleranze prescritte dallo standard, è garantito dalla stazione meteorologica, la quale è costituita da:

- barometro: la pressione atmosferica deve essere misurata e registrata con un'approssimazione di $\pm 0,1$ kPa.
- igrometro: l' umidità assoluta (H) si deve poter determinare con una approssimazione del 5% e deve anch'essa essere registrata.
- termometro: le temperature devono essere misurate e registrate con una precisione di $\pm 1,5$ K.

Oltre alla stazione computerizzata, che in automatico controlla l'impianto di condizionamento e trasmette i dati misurati sullo schermo di un personal computer, è utilizzata anche una seconda stazione meteorologica che registra l'andamento di temperatura e umidità in cella, ma secondo metodi molto affidabili e poco soggetti a guasti. Entrambe le strumentazioni sono illustrate nella Figura 1.13



Figura 1.13: Stazioni meteorologiche elettronica e meccanica presenti nel laboratorio emissioni Ferrari S.p.A.

L'elemento sicuramente più importante della cella di prova è il banco a rulli dinamometrico, sul quale il veicolo viene posto avendo cura di disporre le ruote motrici a contatto con i rulli.

L'accoppiamento tra gli pneumatici ed i rulli durante l'esecuzione del ciclo avviene secondo lo stesso principio con cui agiscono le ruote di frizione cosa che permette un controllo diretto della velocità durante la prova (gli slittamenti tra rulli e pneumatici sono trascurabili). Per simulare la resistenza all'avanzamento e le inerzie del veicolo, vengono impiegati rispettivamente un freno elettrico e dei volani, tali da riprodurre la massa traslante equivalente del veicolo e la sua inerzia durante le fasi di accelerazione e decelerazione.

Il banco può essere mono-rullo, cosa che permette di simulare con miglior approssimazione il reale contatto tra la ruota e la strada, o bi-rullo come quello in dotazione presso Ferrari S.p.a.

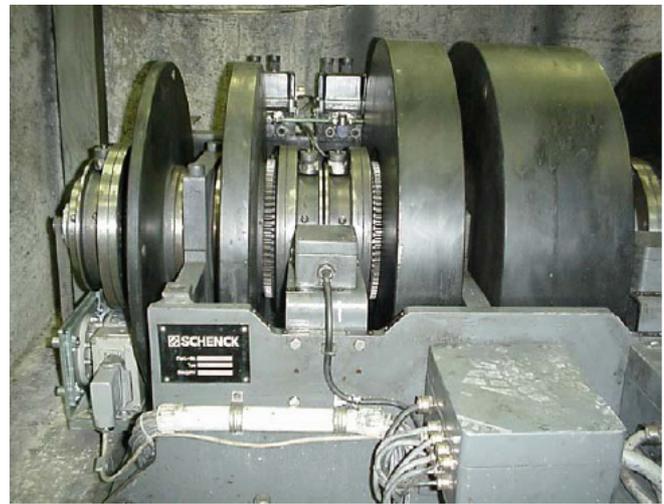


Figura 1.14: Sistema bi-rullo presente sul banco di Ferrari S.p.a. per simulare il contatto strada pneumatico (a sinistra); Volani equivalenti atti a simulare l'inerzia complessiva del veicolo

La scelta del volano più idoneo a rappresentare l'inerzia equivalente della vettura riportata all'asse ruote, è fatta in base a classi normalizzate in funzione del peso della vettura stessa. Tali classi sono prescritte per il modello in esame all'interno della procedura di prova. La figura 1.14 mostra il meccanismo presente nel banco Ferrari S.p.a. al fine di selezionare il volano più opportuno.

Generalmente la prova viene eseguita considerando il peso della vettura in ordine di marcia (ossia con il pieno dei liquidi), con l'aggiunta di due passeggeri da 75 kg ciascuno (normative statunitensi), oppure di un passeggero da 75 kg ed un bagaglio da 25 kg (normative europee). Per quello che riguarda la curva di potenza assorbita dal freno elettrico, essa viene implementata seguendo precise indicazioni normative che fanno riferimento alla cosiddetta curva di "Coast Down" vettura. Trattasi della curva di decelerazione del veicolo a partire dalla velocità di 125 km/h fino all'arresto e deve essere acquisita secondo opportuni criteri. Essa rappresenta le resistenze complessive, di rotolamento ed aerodinamiche, che la vettura incontra durante il moto ed è un aspetto molto importante per il consumo totale durante i cicli. Generalmente la resistenza all'avanzamento di un veicolo può essere rappresentata con buona approssimazione tramite un polinomio di terzo grado nella velocità con termine noto pari a zero:

$$P_{\text{assorbita}} \text{ (kW)} = A \cdot V + B \cdot V^2 + C \cdot V^3$$

Ciò che viene fatto, pertanto, è ricavare dalle acquisizioni su strada del "coast down" un polinomio interpolante del terzo ordine che viene implementato nel controllo del freno elettrico e ne guida la legge di resistenza, ovvero la potenza assorbita al variare della velocità dei rulli. In tal modo è possibile ripristinare con ottima approssimazione le resistenze che il veicolo subisce durante l'effettivo funzionamento in strada.

Inoltre, allo scopo di riprodurre il vento di corsa che la vettura sperimenta durante il moto e che risulta indispensabile al raffreddamento, sono presenti dei ventilatori disposti nella parte anteriore del veicolo. Tutto il sistema è azionato da un software programmato per garantire un flusso d'aria sufficiente e proporzionale alla velocità del veicolo. Ovviamente le normative definiscono anche questo parametro: la velocità dell'aria deve essere correlata entro 5 Km/h con la velocità dei rulli, mentre la superficie dei ventilatori deve essere almeno 0,2 m².

L'ultimo argomento su cui vale la pena di soffermarsi nella descrizione del laboratorio di prova, è la catena di acquisizione che permette di valutare il consumo e le emissioni del veicolo a partire dall'analisi dei gas di scarico prodotti. Si cercherà di fornirne una visione di massima, rimandando alla bibliografia per avere informazioni di maggior dettaglio.

Il sistema di campionamento in uso presso il laboratorio di Ferrari è del tipo Constant Volume Sampling (CVS). Trattasi del sistema più usato nel campo delle emissioni fin dal 1950 ed è sempre risultato un metodo molto robusto per determinare le masse dei gas inquinanti prodotte dai veicoli.

Il principio di funzionamento del metodo di campionamento CVS consiste nel raccogliere i gas esausti emessi dall'auto, diluirli con aria ambiente, in modo che l'H₂O non condensi portandosi via una parte degli inquinanti e raccogliere dei campioni utili per l'analisi [1], [12].

E' importante sottolineare che, per la misura delle emissioni, non si analizza tutta la massa di gas esausti e di diluizione, bensì una piccola quantità rappresentativa che viene prelevata dal flusso complessivo.

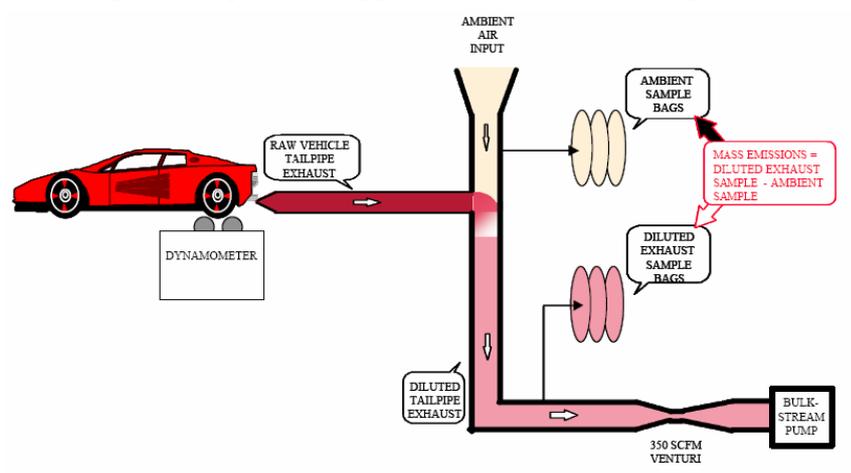


Figura 1.15: Schema della catena di misura delle emissioni durante un ciclo di prova su banco Ferrari S.p.a.

Il sistema provvede a mantenere costante la portata dei gas diluiti tramite un tubo di venturi in condizioni di blocco sonico. Ciò risulta necessario per poter valutare il volume totale di gas che attraversa il sistema e risalire alla massa dei principali inquinanti analizzati, nota che sia la loro concentrazione.

Anche il campionamento dei gas diluiti avviene tramite un tubo di venturi in blocco sonico. Solo così, infatti, si riesce a mantenere in qualsiasi condizione, la proporzionalità tra il flusso di campionamento ed il flusso che attraversa il CVS. I gas prelevati vengono inviati ad alcuni sacchi chiamati “sacchi di campionamento”, ai quali in seguito gli analizzatori accedono prelevandone la quantità utile per l’analisi.

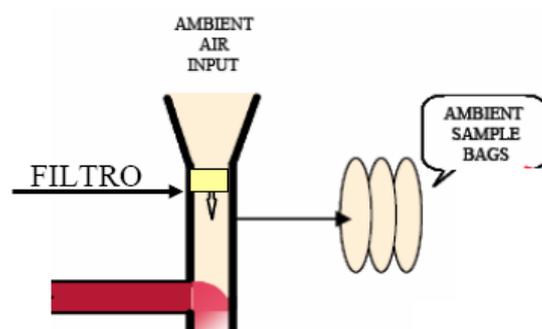


Figura 1.16: Torretta di aspirazione dell’aria atmosferica di diluizione dei gas di scarico

La raccolta dei gas esausti viene effettuata mediante condotti termicamente isolati ed ermeticamente agganciati agli scarichi. Durante l’attraversamento di tali condotti avviene la diluizione a mezzo di aria atmosferica prelevata dalla torretta di aspirazione mostrata in Figura 1.16.

La diluizione serve per evitare, come già accennato, che parte del vapore acqueo contenuto nei gas esausti condensi, portando via con se parte dei composti chimici interessanti per l’analisi. Il sistema deve quindi essere in grado di garantire una diluizione, tale che la temperatura di condensazione del gas diluito risulti inferiore a quella ambiente. In questi sistemi il livello di diluizione è determinato dalla scelta delle dimensioni del tubo di venturi, in quanto da esso dipende la portata di gas del sistema. In particolare, nella fase di dimensionamento di questo componente si deve accettare il compromesso fra opposte esigenze: da una parte l’aumento della portata di diluizione per evitare la condensa e dall’altra una sua riduzione per una lettura più precisa delle concentrazioni.

Come si evince dallo schema in Figura 1.16, l’aria atmosferica prima di venire a contatto con i gas di scarico viene filtrata a mezzo di un filtro a carboni attivi e successivamente campionata. L’esigenza di campionare ed analizzare anche il fluido di diluizione nasce dalla considerazione che anche l’aria ambiente contiene una certa percentuale di inquinanti, che deve essere monitorata per non introdurre errori nella misura complessiva delle concentrazioni.

I gas diluiti a valle della torretta si avviano verso il ciclone, il quale mettendo in rotazione il gas, elimina le polveri e tutte le parti più grossolane dal flusso principale. L’altra funzione del ciclone è quello di amalgamare l’aria di diluizione e i gas esausti, in modo da non permettere il formarsi di zone a concentrazioni di inquinanti diverse l’una dall’altra. Le polveri e le parti pesanti cadono sul fondo in una trappola estraibile, la quale può essere periodicamente pulita o sostituita.

Proseguendo il percorso del gas si incontrano tre tubi di venturi, tutti utilizzati in condizione di blocco sonico.

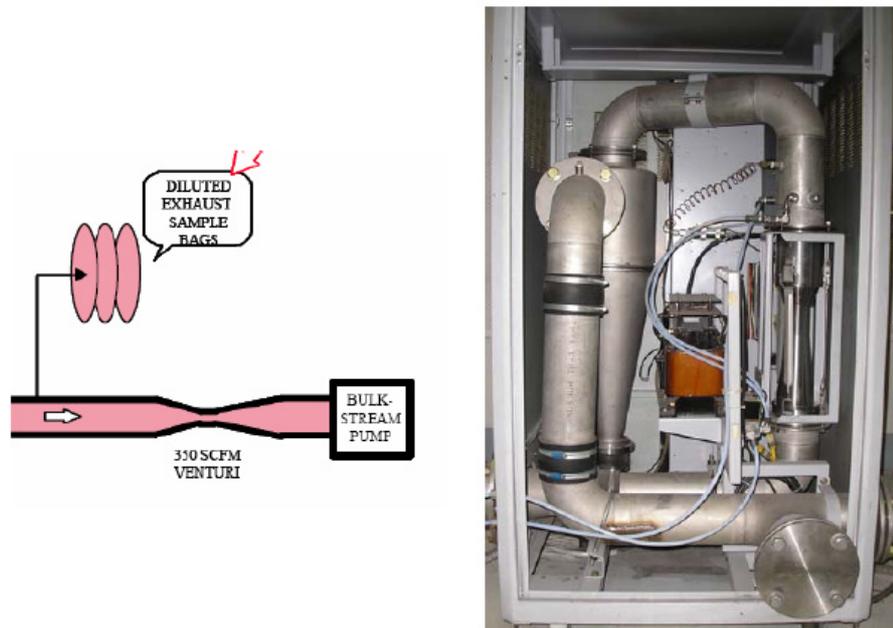


Figura 1.17: Venturi per il campionamento dei gas diluiti e per la determinazione della portata attraverso il CVS

I primi due venturi che si incontrano lungo il percorso sono quelli utilizzati per il campionamento proporzionale del gas esausto diluito (se ne usa uno da scegliere tra i due a disposizione) e garantiscono una portata di 5 l/min e 10 l/min. Questi si trovano sostanzialmente nella stessa posizione, in quanto la funzione che devono svolgere è esattamente la medesima. La scelta di quale dei due venturi usare, dipende essenzialmente dalla durata della prova che si sta eseguendo, in quanto per una corretta analisi si deve sempre garantire il riempimento dei sacchi. Questo è particolarmente vero se si effettua anche la stima del CH_4 che richiede, da parte dell'analizzatore, una quantità di gas notevole per risalire alla concentrazione. Il secondo venturi (CFV) è quello principale ("main venturi" da $9 \text{ m}^3/\text{min}$) che permette di mantenere costante la portata del sistema. Per chiarezza si ricordano rapidamente i principi che regolano il blocco sonico, grazie al quale questo componente funziona. Esso è basato sul principio di Bernoulli e si può verificare quando un fluido (gas) passa attraverso una strozzatura all'interno in una tubatura ed avente un determinato rapporto critico tra il diametro di ingresso e quello minimo, che dipenderà dalla pressione iniziale. In questo caso, al decrescere del diametro della condotta la velocità del fluido cresce e la sua pressione si abbassa. Quando la condizione geometrica di rapporto critico è soddisfatta, si raggiunge anche un valore critico per il rapporto tra la pressione nella sezione iniziale e quella corrispondente al minimo diametro (per l'aria questo rapporto vale $1/0,528$). In queste condizioni la velocità del fluido raggiunge quella del suono ($\text{Mach} = 1$) e avviene, per l'appunto, il fenomeno suddetto: il flusso di gas si blocca ad una velocità pari a quella del suono e la portata risulta anch'essa fissata al valore corrispondente a tale velocità. Chiaramente, la portata in blocco sonico dipende dalle condizioni di pressione e temperatura presenti all'ingresso del venturi e per poter effettuare un calcolo preciso della portata che attraversa il sistema, sono stati inseriti gli strumenti per misurare queste due grandezze fisiche. Per garantire la condizione di blocco sonico, inoltre, è necessario mantenere il rapporto critico di pressione nel venturi, compito che nel CVS è affidato ad un grosso aspiratore posizionato alla fine del condotto principale (a valle del "main venturi").

La conoscenza della portata totale che attraversa il sistema CVS e della porzione convogliata all'interno dei sacchi, permette, una volta nota la concentrazione degli inquinanti nei campioni, di risalire alla quantità totale emessa durante il ciclo in esame. In particolare, le sostanze prese in considerazione sono HC, CO, CO₂ ed NO_x, le cui quantità percentuali sono valutate con un'opportuna correzione, che tiene conto della diluizione. Una volta nota la massa di ciascun componente prodotta durante l'intero ciclo, è possibile quantificare quella emessa per ogni singolo chilometro (g/Km) o miglio (g/mi). In base alla normativa europea, ciò viene fatto semplicemente dividendo la massa totale per il tragitto percorso; l'EPA, invece, impone di dare un peso diverso alle varie fasi del ciclo FTP 75.

$$m_{\text{totali}} = \frac{0,43(\text{grammi fase 1} + \text{grammi fase 2})}{(\text{miglia fase 1} + \text{miglia fase 2})} + \frac{0,57(\text{grammi fase 2} + \text{grammi fase 3})}{(\text{miglia fase 2} + \text{miglia fase 3})}$$

Rimane da calcolare, infine, il "Fuel Economy", ovvero il consumo medio della vettura sul ciclo in esame. Anche in tal caso, la stima viene fatta in maniera differente a seconda che si tratti di un test europeo o di un test americano.

Per l'Europa l'equazione utilizzata non è altro che il bilancio del carbonio tra ingresso (carbonio introdotto con la benzina) e uscita (carbonio espulso con i gas di scarico del motore):

$$FC = \frac{0,1154}{\rho} [(CWF * THC) + (0,429 * CO) + (0,273 * CO_2)]$$

Le prescrizioni statunitensi, viceversa, tengono conto anche delle caratteristiche del carburante in termini di potere calorifico inferiore, in modo tale da svincolare il più possibile il consumo ottenuto dalla qualità del combustibile stesso:

$$FC = \frac{[CWF * THC + (0,429 * CO) + (0,273 * CO_2)] * [(R_f * \rho * NHV) + 5471]}{(5174 * 10^4) * CWF * \rho}$$

dove:

FC = fuel economy.

CWF = carbon weight fraction del combustibile (86,6 % per la benzina).

ρ = densità del combustibile (per la benzina vale 0,739 Kg/l).

THC = massa di THC prodotta per unità di distanza percorsa.

CO = massa di CO prodotta per unità di distanza percorsa.

0,429 = carbon weight fraction del CO.

CO₂ = massa di CO₂ prodotta per unità di distanza percorsa.

0,273 = carbon weight fraction della CO₂.

NHV = Net Heating Value (btu/lb).

R_f = R-factor (0,6).

A conclusione di questo paragrafo dedicato al laboratorio emissioni/consumi, aggiungiamo che la strumentazione di analisi dei gas di scarico consiste in due "rack", contenenti ciascuno una serie di analizzatori in grado di misurare le concentrazioni gassose degli inquinanti.

Un primo "rack" è dedicato alla misura dei gas prelevati a monte del catalizzatore sulla linea detta "PRE", ovvero quella ad elevate concentrazioni. Tale linea viene utilizzata nelle comuni fasi di

ricerca e sviluppo, in cui sono sempre effettuati dei prelievi per l'analisi modale. Quest'ultima consiste nella valutazione delle concentrazioni istantanee di CO, CO₂, THC, CH₄, O₂, NO_x e prevede tre prelievi in zone diverse. Il primo a monte dei catalizzatori ("PRE" , per l'appunto); il secondo a valle dei catalizzatori ("TAILPIPE" o "TP") ed il terzo subito prima del main venturi, dove il gas è già stato diluito e viene utilizzato per l'analisi in continuo della CO₂.

Il fine dell'analisi modale è quello di fornire informazioni istante per istante sul comportamento del motore, allo scopo di ottimizzare la calibrazione delle funzioni di controllo da centralina (mappatura). A questo scopo, l'analisi "PRE" visualizza le emissioni "engine", mentre l'analisi "TP" permette di verificare se effettivamente i catalizzatori stanno lavorando bene.

A causa delle diverse concentrazioni tra monte e valle dei catalizzatori, i gas prelevati devono essere inviati a strumenti diversi, i quali utilizzano delle scale di misura adeguate. Ecco da cosa nasce la necessità dei due "rack" di analisi. In particolare, gli strumenti del "PRE" hanno un fondo scala molto più elevato, dovendo analizzare gas non ancora post trattati e aventi alte concentrazioni di inquinanti, mentre quelli del "TP" utilizzano fondi scala più bassi a vantaggio della precisione di lettura. Il secondo "rack" è dedicato proprio alle basse concentrazioni gassose della linea "TP". Ad esso è affidata anche l'analisi dei sacchi, dove i gas sono diluiti e si hanno concentrazioni basse.

Riassumendo, i prelievi a monte del catalizzatore vengono inviati alla strumentazione che chiamiamo "PRE" (fondo scala degli strumenti elevato), mentre gli altri prelievi vengono analizzati dalla strumentazione "TP" (fondo scala degli strumenti basso).

Entrambi i "rack" a cui si è accennato contengono gli analizzatori di CO e CO₂, THC e O₂, NO e NO_x, che sfruttano rispettivamente le seguenti tecnologie:

- Analizzatori HC: Flame Ionization Detector
- Analizzatore CO,CO₂,CH₄: Non Dispersive Infrared
- Analizzatore O₂: Magnetopneumatic Detector
- Analizzatore NO_x: Chemiluminescent Detector



Figura 1.18: Analizzatori del laboratorio Ferrari S.p.a.

Capitolo 2 – Il modello di calcolo

2.1 Introduzione

Scopo di questo capitolo è fornire una rapida descrizione del codice di calcolo utilizzato nel corso della nostra ricerca per eseguire le simulazioni di consumo e prestazioni e valutare, successivamente, il livello di correlazione del modello.

Verrà dapprima presentato a grandi linee il funzionamento del programma Simuwin, mettendo in evidenza i moduli di calcolo e le specifiche più incontrate nell'ambito del nostro lavoro. Si precisa sin d'ora che l'obiettivo dei paragrafi a seguire non è quello di descrivere il funzionamento del software nel suo complesso, cosa per la quale si rimanda ai manuali specifici [7], bensì di puntualizzare le possibilità che esso offre contestualmente agli scopi della nostra indagine, mettendone in evidenza limiti ed approssimazioni.

Si vuole sottolineare che l'approccio di calcolo tenuto in questo lavoro è fortemente euristico e parte da una concreta caratterizzazione sperimentale dei diversi sottogruppi componenti la vettura, per poi determinarne la mutua interazione nel funzionamento complessivo. In altre parole, quello che il modello fa è determinare le condizioni di utilizzo del veicolo in base alle missioni imposte dalla simulazione, per poi risalire alla risposta, in tali condizioni, dei diversi sottogruppi e combinarle per avere il comportamento vettura.

Terminata la fase di descrizione generale del programma, verrà descritto il modello della Maserati Quattroporte, con riferimento ai principali valori numerici introdotti ed alle semplificazioni necessarie a rappresentare la vettura all'interno del programma di simulazione, sia per la parte di consumo che per quella di prestazioni.

Infine, l'ultimo paragrafo del capitolo sarà dedicato alla correlazione tra i risultati sperimentali e quelli simulati, con particolare riferimento alle principali operazioni di taratura ed al livello di attendibilità del modello così ottenuto.

Come si potrà appurare dalle pagine seguenti, la fase di validazione del modello di calcolo non è stata assolutamente effettuata a discapito della fisicità dei dati introdotti. Infatti, si è deciso di non alterare assolutamente nessuno di quei valori che derivassero da una precisa ed accurata caratterizzazione sperimentale, limitando invece la fase di taratura ai soli parametri affetti da incertezze ed indeterminazioni.

2.2 Il Programma di calcolo

In base a quanto visto nel primo capitolo, l'esecuzione di un ciclo emissioni/consumi su banco a rulli richiede parecchio tempo di preparazione, nonché l'impegno di più addetti e di una vettura appositamente dedicata. Ciò rende le prove costose ed è necessario, quindi, ridurle al minimo. Per far ciò si è fatto ricorso nell'ambito di questa ricerca ad un opportuno modello di calcolo, la valutazione della cui affidabilità e la cui messa a punto sono stati obiettivi importanti del lavoro.

Il codice di calcolo che si è utilizzato prevalentemente è Simuwin, un prodotto sviluppato in ambiente Windows dal Centro Ricerche Fiat e utilizzato all'interno di tutto il gruppo Fiat per calcoli di prestazioni e consumi. E' importante sottolineare subito che, oltre all'utilizzo di questo programma, sono stati messi a punto diversi codici in linguaggio Matlab utili ad implementare alcune funzionalità non previste dal programma stesso e che sono serviti per ottenere alcune delle informazioni e dei risultati discussi nel proseguo. La maggior parte delle simulazioni, tuttavia, sono state eseguite con l'ausilio di Simuwin, pertanto pare opportuno descrivere il principio di funzionamento del programma, anche al fine di inquadrare alcuni aspetti teorici che stanno alla base dei calcoli eseguiti.

Come già accennato, Simuwin è un software che permette di eseguire sia simulazioni di consumo che calcoli di prestazioni. In particolare, si possono ricavare i consumi sia nei principali cicli omologativi, che in un qualunque percorso stradale definito dall'utente, nonché per le condizioni di velocità costante. Per quel che riguarda la parte prestazioni, invece, si effettuano simulazioni di riprese, sia da fermo che per valori di velocità e marcia imposti.

Entrambi i moduli fanno riferimento ad un database comune per quanto concerne le caratteristiche tecniche della vettura, mentre possiedono un'interfaccia distinta per le specifiche peculiari del tipo di calcolo a cui sono dedicati. Il codice fornisce all'utente la possibilità di definire una struttura omogenea di informazioni tramite la quale gestire le varie simulazioni. Tale struttura dati accoppia il motore al veicolo ed è chiamata "Progetto" (files .prj). I dati che identificano il progetto sono:

- Vettura (file .vet)
- Motore (file .mot)
- Pneumatici (file .pnm)
- Missioni da simulare (cicli guida standard, cicli sperimentali acquisiti su strada files .mss)
- Riprese da simulare nel calcolo prestazioni
- Tempi di cambio marcia
- Regime di limitatore
- Regime di spunto
- Pendenza da simulare
- Piano quotato (file .stz)
- Modalità di calcolo delle resistenze all'avanzamento
- Regime di cut-off
- Regime e consumo al minimo (opzionali)
- Cilindrata del piano quotato (per simulazione con diverse cilindrata)
- Scala potenza (per simulazione con diverse cilindrata)
- Peso specifico del combustibile
- Indicazioni delle velocità dei cambi marcia nei cicli
- Velocità e marcia a cui calcolare i consumi in condizioni stazionarie



Figura 2.1: Interfaccia grafica del programma di calcolo consumi/prestazioni SIMUWIN

All'interno del file vettura sono presenti le principali indicazioni relative al veicolo in esame. In particolare, viene fornito il coefficiente di penetrazione aerodinamica, il quale può essere espresso

in funzione della velocità semplicemente immettendo una curva per punti. E' poi richiesta la superficie frontale a cui l'efficienza aerodinamica fa riferimento, in modo da poter calcolare la resistenza all'avanzamento prodotta dall'aria. Altre importanti informazioni contenute in tale documento sono il tipo di trazione, il passo e l'altezza del baricentro e la ripartizione di carico, in base alle quali viene calcolata l'accelerazione limite durante le riprese. Importante è anche il peso in ordine di marcia e l'eventuale presenza di fattori aggiuntivi, quali possono essere i passeggeri o eventuali bagagli. Da notare la possibilità di inserire nello stesso file vettura diversi valori di massa da utilizzarsi rispettivamente per il calcolo prestazioni e per quello consumi. Per quest'ultimo, è prevista anche la possibilità di inserire il momento del volano equivalente in luogo della massa, per simulare il banco a rulli. Sono inoltre richiesti i rapporti del cambio, ciascuno con il proprio rendimento, nonché la curva di resistenza all'avanzamento. Essa può essere fornita sia per punti, tramite due vettori di ugual lunghezza, che attraverso i tre coefficienti di un polinomio di terzo grado privo di termine noto. Entrambe queste informazioni devono essere presenti nel file .vet, in quanto è attraverso il file di progetto che si decide con quale modalità stimare la potenza resistente. Per completare le informazioni sul veicolo, è associato a ciascun progetto anche un file relativo agli pneumatici. In esso si trovano il raggio di rotolamento delle ruote motrici ed il loro momento d'inerzia polare rispetto all'asse di rotazione. Si tratta di grandezze necessarie al calcolo della massa traslante equivalente che, come vedremo, serve in tutte le fasi del calcolo per determinare la potenza richiesta ad accelerare la vettura.

In questo file devono essere precisati anche i coefficienti di resistenza al rotolamento ("roll"), forniti di solito dal produttore degli pneumatici e ricavati su un opportuno banco di prova dotato di pedana e dinamometro. Anche in questo caso si tratta di una curva data per punti, nella quale ad ogni valore di velocità fa riferimento una forza resistente per tonnellata di peso applicato. In altre parole, ciò che ciascun coefficiente "roll" esprime è la forza resistente all'avanzamento in kg forza, per ogni tonnellata di carico verticale gravante. Sempre all'interno del .pnm deve essere definito anche il coefficiente di aderenza longitudinale tra pneumatici e strada, utile per avere il valore dell'accelerazione limite nel calcolo prestazioni.

Gli altri due files indicati nel progetto riguardano il motopropulsore. Essi, come precedentemente accennato, sono rispettivamente il "motore.mot" ed il "piano quotato.stz". Nel primo sono contenute la curva di potenza erogata, il tipo di combustibile utilizzato ed il numero di tempi, nonché l'inerzia equivalente delle diverse masse in moto dei manovellismi, ridotte all'albero motore. Il piano quotato, invece, descrive il funzionamento termodinamico del motore, in quanto presenta il consumo istantaneo per ogni coppia di valori di regime e pressione media effettiva. Esso viene implementato come tabella strutturata, in cui la prima colonna contiene i valori di regime in ordine crescente, mentre la seconda reca i valori di pme, anch'essi in ordine crescente per ciascun regime. La terza colonna contiene l'indicazione della potenza sviluppata ed è, ovviamente, legata alle prime due dalla nota formula:

$$P = \frac{pme * V * n}{\tau / 2}$$

dove:

pme = pressione media effettiva;

V = cilindrata;

τ = numero di tempi del motore;

n = regime motore.

La quarta e la quinta colonna, infine, forniscono rispettivamente il consumo orario ed il consumo specifico con riferimento alla condizione di funzionamento descritta dai corrispondenti valori di

regime e potenza. E' chiaro che anche i valori delle ultime due colonne sono tra loro dipendenti, essendo vera la seguente formula:

$$C_h = P * c_s$$

nella quale:

C_h = consumo orario;
 c_s = consumo specifico;
 P = potenza erogata.

In realtà, il file .stz prevede nel suo formato originale, anche un'ulteriore colonna, anteposta a tutte le altre, nella quale sono contenuti i valori di riferimento del regime motore, ovvero i valori obiettivo durante la sperimentazione, ai quali dovrebbe corrispondere nella seconda colonna il valore effettivamente realizzato sul banco di prova.

Nelle pagine precedenti è stata fornita una breve descrizione dei files che costituiscono il data base del codice di calcolo, cercando per ognuno di soffermarsi sui parametri salienti o, comunque, su quelli che sono stati utilizzati e modificati nel corso di questo studio. Non si è fatto menzione, invece, di altri parametri effettivamente presenti nei files succitati e che servono al calcolo di indici di prestazione e consumo secondo standard Fiat, perché non sfruttati durante il nostro lavoro. Allo stesso modo, non verrà fatto riferimento ad un'applicazione di Simuwin espressamente dedicata all'analisi statistica delle zone di funzionamento motore più battute durante i cicli omologativi. Infatti, in luogo di tale strumento si è preferito utilizzare uno script Matlab appositamente realizzato ed adattato alle nostre esigenze.

Tornando alle informazioni necessarie all'esecuzione dei calcoli, prevalentemente quelli di consumo, i files .mss contengono il profilo di velocità da seguire e la marcia da utilizzare per ogni tratto. Sono presenti in database quattro files principali, ovvero quelli relativi alle missioni statunitensi e a quelle europee:

Ftp75.mss
Highway.mss
Ece.mss
Eudc.mss

Si sottolinea che tutti i files citati fino ad ora sono documenti di testo e, pertanto, apribili e modificabili direttamente tramite un qualunque editor. Nel caso dei files missione sono da impostare tre vettori, rispettivamente relativi all'istante di calcolo, la corrispondente velocità vettura e la marcia inserita. Da ciò si desume immediatamente come sia possibile inserire un qualunque profilo di velocità e di cambio marcia, eventualmente derivante da una reale acquisizione su strada o su banco.

Per quanto riguarda i risultati dei calcoli, essi sono espressi all'interno dei files .cns e .pre, rispettivamente per i consumi e per le prestazioni. Si tratta di un formato compatibile con excel, ed in ciascuno di questi files si ha, innanzitutto, una sintesi dei dati di input, molto utile per verificare di non aver sbagliato nell'immissione di qualche parametro. Successivamente sono presenti nel .cns l'andamento del consumo istantaneo per ognuna delle missioni analizzate, nonché una tabella finale di sintesi contenente il consumo complessivo, sia sotto forma di autonomia (km/l, l/100km), che di combustibile per km (g/km). E' anche riportato il bilancio energetico relativo a ciascuna missione, nonché il consumo nelle velocità costanti richieste all'interno del progetto. Nel .pre, invece, si hanno per ciascun rapporto l'andamento della potenza disponibile alle ruote, la potenza esuberante e la pendenza superabile per ogni regime dal minimo al limitatore. Ciò rende possibile anche la visualizzazione della velocità massima raggiungibile e della marcia in cui la si realizza.

Successivamente, sono riportati gli andamenti istante per istante di accelerazione, velocità e spazio percorso durante le riprese richieste. Da tali informazioni è immediato risalire ai tempi di percorrenza sullo 0-100 km/h, sullo 0-200 km/h o i tempi impiegati a percorrere 1000 m o altre distanze significative.

Terminata questa fase di descrizione generale del programma e dei principali files che ne permettono la gestione, si entrerà nei prossimi due paragrafi nel dettaglio di quelle che sono le operazioni eseguite dal codice per effettuare le simulazioni. Concludiamo questa sezione con la seguente schematizzazione del database appena illustrato:

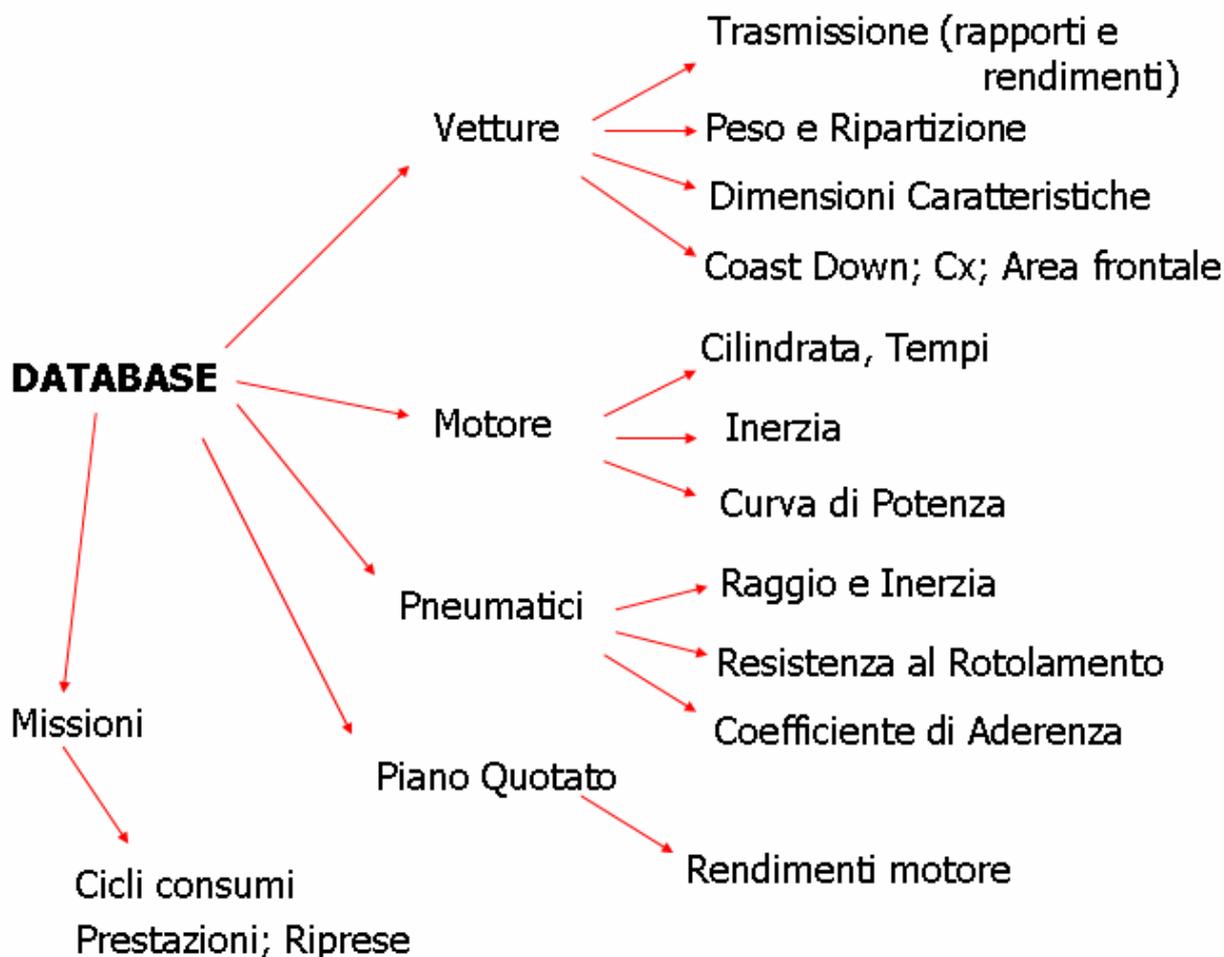


Figura 2.2: Database del programma di calcolo consumi/prestazioni SIMUWIN

2.3 La simulazione di consumo

I vari applicativi integrati in Simuwin adempiono al ruolo di solutori e sono strutturati in moduli software indipendenti, ciascuno dei quali è composto da algoritmi specifici. Alcuni calcoli, tuttavia, sono comuni per tutti i moduli e tra questi il più importante è quello della resistenza all'avanzamento. Si darà nel seguito una rapida panoramica delle possibilità offerte dal programma per modellare le resistenze al moto della vettura, soffermandoci soprattutto su quelle utilizzate nel corso di questo lavoro.

La resistenza all'avanzamento di una vettura deriva in generale da due contributi: le resistenze al rotolamento degli pneumatici e delle parti rotanti all'interno della drive-line; le perdite di natura

aerodinamica. Il calcolo della potenza resistente complessiva in Simuwin può essere eseguito in cinque modi differenti, a discrezione dell'utente.

Per quanto riguarda i primi quattro, viene sempre calcolata la resistenza aerodinamica in funzione del coefficiente di penetrazione e dell'area frontale della vettura, con la seguente formula:

$$F_{aer} = \frac{1}{2} * \rho * C_x * S * V^2$$

da cui si desume la potenza assorbita, semplicemente moltiplicando ancora una volta per la velocità:

$$R_{aer} = \frac{1}{2} * \rho * C_x * S * V^3$$

essendo,

- ρ : Densità dell'aria in condizioni standard (considerata 1,23 kg/m³)
- C_x : Coefficiente di penetrazione aerodinamica alla velocità considerata
- S : Superficie frontale vettura a cui è riferito il C_x
- V : Velocità vettura per la quale si calcolano le resistenze

La parte di resistenze imputabili agli attriti per rotolamento, invece, può essere ottenuta tramite la formula SAE che tiene conto del peso complessivo del veicolo e della sua ripartizione su ciascun assale, nonché della pressione di gonfiaggio delle gomme [7]:

$$R_r = 0,0037 * [f_1 * m_1 + f_2 * m_2] * V \quad [Cv]$$

dove i coefficiente f_1 ed f_2 sono dati da:

$$f_n = K_n * [5,1 + (5,5 + 9 * m_n) / P_n + (8,5 + 3 * m_n) / P_n * (V/100)^2] \quad [kg/ton]$$

con $n = 1$ per assale anteriore ed $n = 2$ per assale posteriore; velocità in km/h e masse in kg.

Qualora si decida di utilizzare questo metodo di calcolo, i valori della pressione di gonfiaggio (P_n) e del coefficiente K_n , per la cui definizione si rimanda alle normative SAE [3], vanno inseriti all'interno del file .vet. Nel nostro caso non si è fatto ricorso a tale formulazione.

Altri due dei quattro metodi precedentemente citati, si avvalgono della formula sopra riportata, seppur in una sua versione semplificata, in quanto non compare il riferimento alla pressione di gonfiaggio, né alla ripartizione di massa sui due assali. Tale versione semplificata della formula precedente assume il seguente aspetto:

$$R_r = 0,0037 * [B_1 + B_2 * V] * M * V \quad [Cv]$$

In cui,

M = massa totale del veicolo [kg]

B_1 e B_2 coefficienti inseriti dall'utente all'interno del file .vet.

Qualora non vi siano valori particolari per tali coefficienti, il programma considera la seguente espressione:

$$R_r = 0,0037 * [7,6 + 0,056 * V] * M * V \quad [Cv]$$

Neppure queste ultime espressioni delle resistenze al rotolamento sono state da noi utilizzate nell'ambito del nostro lavoro, mentre si è fatto uso della curva dei coefficienti "roll", precedentemente accennati quando si è descritto il contenuto del file pneumatici (.pnm). Questi parametri, derivanti da specifiche caratterizzazioni sperimentali, forniscono l'andamento della forza resistente longitudinale, al variare della velocità e del peso vettura. Per ciascun valore della velocità, il calcolatore esegue un'interpolazione sulla curva dei coefficienti "roll". Dal valore così ricavato si determina la potenza resistente al rotolamento semplicemente attraverso la seguente formula:

$$R_r = C_{roll_v} * M * V$$

I quattro metodi sopra citati hanno tutti in comune il fatto di mantenere separati i contributi delle perdite aerodinamiche da quelli dovuti agli attriti volventi.

Tale distinzione, invece, non esiste nella quinta ed ultima delle modalità con cui Simuwin determina la potenza resistente e che si basa proprio sulla curva sperimentale di "coast down" della vettura in esame. In questo caso, si fornisce direttamente all'interno del file .vet la potenza assorbita per mantenere il veicolo ad una certa velocità e lo si può fare in due modi distinti: dando direttamente per punti la curva sperimentale acquisita, ovvero sotto forma di due vettori (velocità, potenza assorbita); approssimando la curva tramite un polinomio di terzo grado con termine noto nullo e fornendo semplicemente i tre coefficienti del polinomio. Questi coefficienti sono indicati come FTA (acronimo di forza totale assorbita) e sono gli stessi che vengono inseriti nel controllo del freno sul banco di prova a rulli, per riprodurre le resistenze all'avanzamento.

Si vuole sottolineare sin da questa fase, che la scelta del metodo da utilizzare è fortemente legata alle informazioni disponibili. Infatti, qualora si abbiano a disposizione rilievi sperimentali diretti è sempre meglio far riferimento ad essi, perché si introduce un errore sicuramente inferiore rispetto a quello insito in una qualunque modellazione teorica. Questo porta a scartare, ad esempio, le formule SAE per il calcolo delle resistenze a rotolamento, qualora si abbiano dal fornitore le caratterizzazioni su pedana degli specifici pneumatici utilizzati. Allo stesso modo, la conoscenza del "coast down" complessivo della vettura permette risultati migliori di quelli che si ottengono dalla somma dei contributi aerodinamici e di rotolamento presi singolarmente. L'utilità a mantenere distinti i contributi all'interno del calcolo, tuttavia, può derivare in primo luogo dalla non disponibilità di una vera e propria curva di "coast down", ad esempio in una fase di impostazione di un nuovo modello, oppure dalla volontà di stimare l'effetto di una singola modifica nell'aerodinamica o nel tipo di gomme.

Un altro calcolo preliminare che viene fatto sia per il modulo consumi che per quello prestazioni, è il calcolo, per ogni rapporto, della massa equivalente traslante della vettura. Essa è la massa complessiva che deve essere accelerata, tenendo conto anche dei moti rotatori delle ruote e di quelli all'interno del motopropulsore e della drive-line. Non è nostra intenzione fornire in questa sede l'esatta procedura di calcolo, per la quale si rimanda al manuale del programma, ma si sottolinea che il concetto alla base di questa è la conservazione dell'energia cinetica. Si impone che l'energia cinetica complessiva della vettura traslante alla velocità V più quella delle varie masse rotanti, ciascuna con la propria velocità di rotazione, sia uguale a quella della massa totale equivalente in moto puramente traslatorio alla velocità V. Da tale uguaglianza si ricava la seguente espressione della massa traslante equivalente che, in sostanza, è la medesima utilizzata all'interno del codice [8]:

$$M_{eq} = M_{vettura} + J_r / R_e^2 + J_t / (R_e * \tau_{ponte})^2 + J_m / (R_e * \tau_{tot})^2$$

J_r = momento d'inerzia polare delle ruote (trattasi della somma delle quattro ruote se sono uguali i

raggi di rotolamento. Se i raggi fossero diversi si dovrebbe prevedere un ulteriore termine per l'assale trascinato) ;

J_t = momento d'inerzia equivalente delle masse rotanti alla velocità dell'albero secondario del cambio;

J_m = momento d'inerzia equivalente delle masse rotanti alla velocità dell'albero motore;

R_e = raggio di rotolamento statico delle ruote motrici;

τ_{ponte} = rapporto di trasmissione della ruota conica del differenziale;

τ_{tot} = rapporto di trasmissione complessivo del particolare rapporto;

Una volta eseguiti i calcoli della massa equivalente traslante, è possibile, seguendo la traccia di velocità imposta dal ciclo consumi, ricavare istante per istante la potenza accelerante richiesta e la potenza resistente in funzione della particolare velocità.

Dividendo la somma di queste per il rendimento complessivo della drive-line, avremo la potenza richiesta al motore. In base alla conoscenza della velocità vettura e del rapporto di trasmissione, inoltre, saremo in grado di ricavare il regime motore, pertanto avremo la completa conoscenza del punto di funzionamento a cui esso si trova all'interno del piano quotato. Ciò ci permette, istante per istante, di ricavare il consumo orario, ottenendo successivamente, per integrazione, il valore di consumo complessivo all'interno di ciascuno dei cicli in esame.

Il concetto è esattamente lo stesso anche per il rilevamento del consumo a velocità costante, nella determinazione del quale sarà semplicemente nullo il contributo della potenza accelerante nel computo di quella complessivamente richiesta al motore.

Va aggiunto che la conoscenza del rapporto di trasmissione in cui la vettura si trova per ciascun istante del ciclo, oltre ad essere contenuta nei file missione .mss, come già detto, può anche essere ricavata in funzione della velocità stessa. Infatti, all'interno del progetto è possibile indicare una soglia di velocità attraverso cui far avvenire i cambi marcia, imponendo così al programma di non seguire le marce lette nel file missione, ma di selezionarle in base alla velocità vettura. Si fa anche notare che esiste un controllo da parte del codice sull'effettiva disponibilità della potenza richiesta al motore al regime considerato. Qualora essa non fosse sufficiente, Simuwin si porta automaticamente nella marcia inferiore e prosegue fino a che la potenza erogabile dal motore non è tale da permettere di seguire il profilo di velocità. Ciò coincide sostanzialmente con quello che un vero driver farebbe, se sentisse il propulsore andar giù di giri e non aver abbastanza coppia per accelerare la vettura.

Un altro aspetto importante da sottolineare, è la possibilità di eseguire un arricchimento percentuale del consumo istantaneo letto dal piano quotato. Esso, infatti, è ricavato in condizioni stazionarie su banco, pertanto non tiene conto dei transitori presenti in vettura durante le accelerazioni. Simuwin consente di incrementare il valore del consumo ricavato dal piano quotato, tramite un fattore moltiplicativo che cresce linearmente con l'accelerazione vettura. L'entità di tale correzione è definita dall'utente tramite due coefficienti che danno il valore di arricchimento per due particolari valori di accelerazione, come si evince dalla figura seguente:

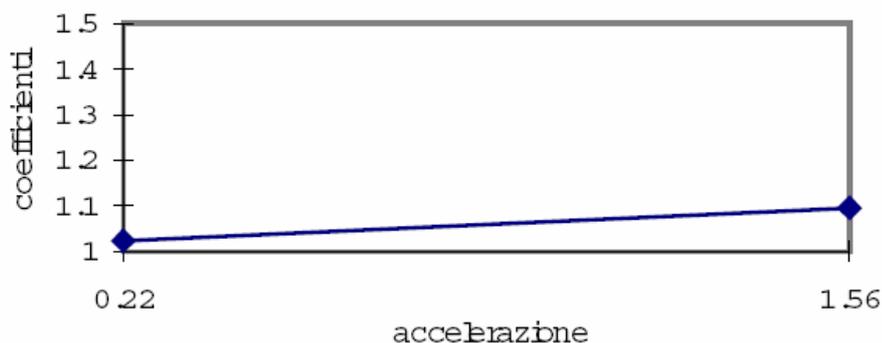


Figura 2.3: Coefficienti di correzione del consumo nei transitori di accelerazione

In particolare, si tratta delle accelerazioni in m/s^2 minima e massima, registrate durante i cicli europei ECE ed EUDC.

Un'ulteriore possibilità che il programma offre, ma che non è stata utilizzata nel corso di questo studio se non in misura molto ridotta, è quella di eseguire una correzione sul consumo complessivo del ciclo NEDC, per tener conto delle fasi fredde all'avviamento del motore.

Prima di riassumere con uno schema il principio di funzionamento del calcolo consumi, si vogliono dare tre ulteriori precisazioni riguardanti la gestione del consumo al minimo, quella del cut off e dei cambi marcia.

Per quanto riguarda il primo, esso può essere espressamente indicato all'interno del progetto, sia in termini di regime che di consumo orario; oppure può essere ricavato direttamente dal piano quotato del motore preso in considerazione.

Per quanto concerne il cut off, si deve precisare nel file .prj il regime al quale interrompere la gestione di taglio del motore in rilascio. In base a tale valore, si avrà che nelle fasi in cui il pedale dell'acceleratore è alzato, quando il motore si trova a regimi superiori, il suo consumo è posto uguale a zero. Quando la sua velocità di rotazione scende al di sotto del limite di cut off, invece, si considera un consumo pari a quello al minimo. Qualora il regime di cut off fosse posto uguale a zero, si assumerebbe in tutte le fasi di rilascio un consumo uguale a quello di minimo.

Infine, i cambi marcia possono essere letti direttamente all'interno del file missione che descrive il profilo di velocità da tenere, come già detto, oppure possono essere settati dall'utente nel .prj sotto forma di soglie di velocità. In altre parole, è possibile indicare al programma 5 valori di velocità in base ai quali lui eseguirà automaticamente il passaggio tra prima e seconda, seconda e terza e così via fino alla sesta marcia, sia in "upshift" che in "downshift".

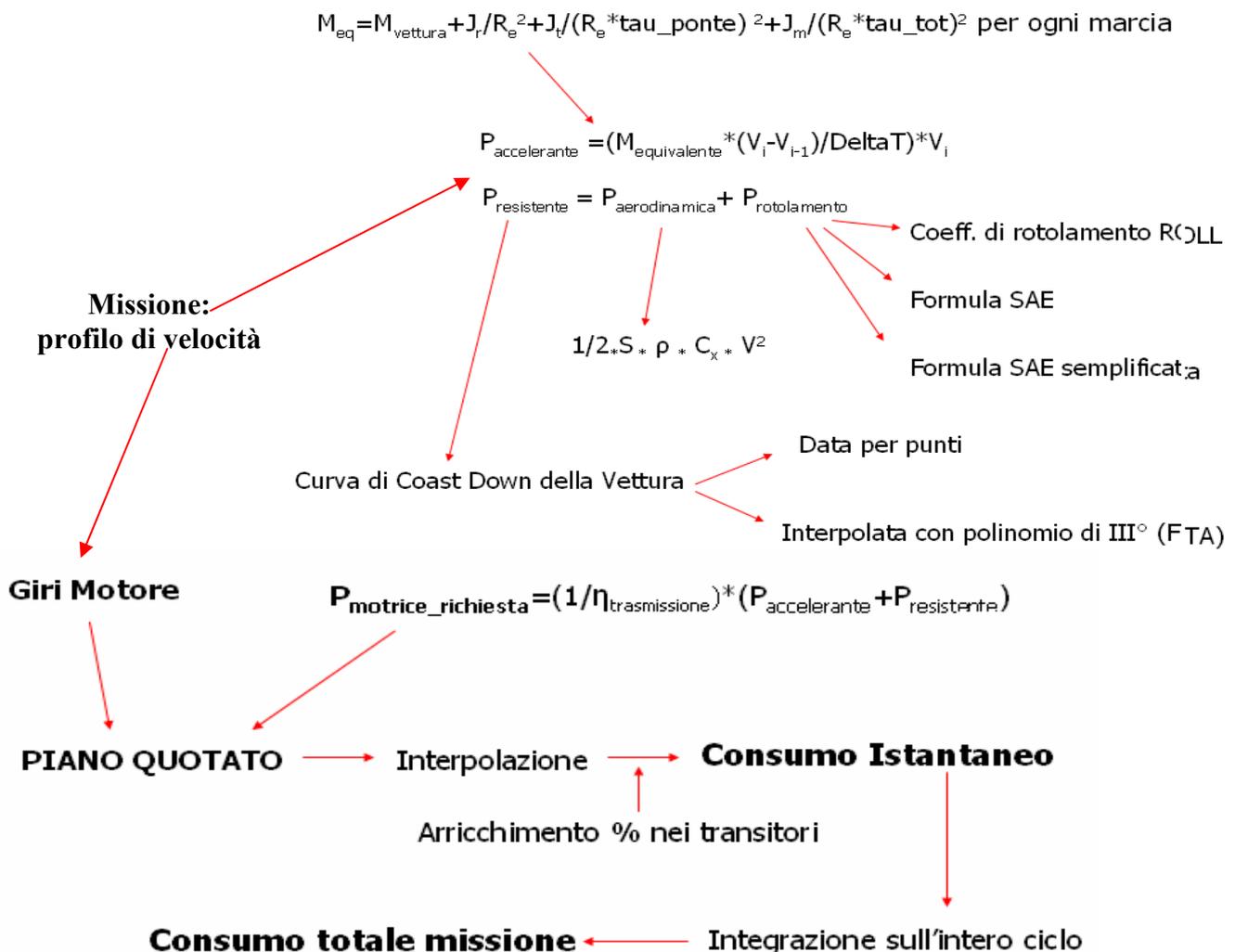


Figura 2.4: Principio di funzionamento del modulo di calcolo CONSUMI in SIMUWIN

2.4 La simulazione di prestazioni

L'esecuzione dell'applicativo prestazioni prevede innanzitutto il calcolo della potenza resistente all'avanzamento, nonché la massa traslante equivalente per ogni rapporto. Si tratta esattamente delle stesse grandezze utilizzate anche per il modulo consumi e già descritte precedentemente.

Oltre a queste, viene stimato il valore limite dell'accelerazione longitudinale ottenibile in funzione dei parametri immessi per il veicolo e gli pneumatici. In particolare, tenendo conto del trasferimento di carico, per vetture a trazione posteriore quali quella da noi analizzata, si ha la seguente espressione dell'accelerazione massima:

$$a_{\text{lim}} = \frac{M_p}{M_t} * \mu * g * \frac{1}{(1 - \eta * \frac{h}{l})}$$

dove:

M_p = massa al posteriore;

M_t = massa totale;

μ = coefficiente di aderenza pneumatici;

g = accelerazione di gravità;

h = altezza del baricentro;

l = passo.

Una volta ottenuti i valori delle resistenze all'avanzamento, dell'accelerazione limite e della massa equivalente traslante, il calcolo può aver luogo semplicemente dalla determinazione per ogni marcia e per ogni regime motore del bilancio fra potenza disponibile alle ruote e potenza richiesta alla data velocità. La differenza tra queste due grandezze fornisce la potenza esuberante, che permette di accelerare il veicolo:

$$\frac{dT}{dt} = M_{eq} * a * V = \eta * P_M - P_R = P_{ES}$$

essendo:

T = Energia cinetica del veicolo considerato come corpo rigido traslante;

M_{eq} = Massa equivalente traslante del veicolo, calcolata senza considerare l'inerzia delle ruote motrici;

P_M = Potenza motrice al regime motore corrispondente alla velocità V ;

P_R = Potenza resistente all'avanzamento alla velocità V ;

P_{ES} = Potenza esuberante alla velocità V ;

a = Accelerazione longitudinale vettura;

V = Velocità di avanzamento vettura;

η = Rendimento della trasmissione nel rapporto considerato.

L'approccio seguito è semplicemente quello di applicare il teorema delle forze vive al moto del veicolo, considerato come un punto materiale. Dall'equazione sopra riportata è immediato ricavare, istante per istante, il valore dell'accelerazione che determina il moto della vettura ed utilizzarlo per ricavare quello della velocità all'istante successivo. Nel far questo il codice utilizza una banale integrazione secondo la regola dei trapezi ed assume come costante di integrazione la velocità al passo precedente. E' opportuno notare che, qualora il valore di accelerazione derivante dall'esubero di potenza fosse maggiore dell'accelerazione limite, quest'ultima sarebbe utilizzata per la

determinazione della successiva velocità. In altre parole, è prevista la saturazione della coppia scaricabile a terra, cosa che diventa molto importante negli spunti da fermo con vetture fortemente sportive, le quali generalmente tendono a slittare in partenza.

Il calcolo descritto viene iterato per ciascuna marcia nell'intervallo compreso tra il regime di minimo e quello imposto dal limitatore. In questo modo vengono eseguite:

- riprese con partenza da fermo mediante l'uso del cambio, per le quali vengono espresse istante per istante accelerazione, tempi e spazi percorsi.
- riprese con partenza da velocità e marcia predefinite e senza l'uso del cambio.

Da queste elaborazioni vengono estrapolate, fra le altre informazioni, la velocità massima, il tempo e lo spazio percorsi nel passare da 0 a 100 km/h, nonché i tempi per coprire le distanze di 400 m e 1000 m e le corrispondenti velocità di uscita.

E' opportuno precisare che per la partenza da fermo in prima marcia il programma si avvale delle seguenti ipotesi:

- a) il motore viene portato al regime di coppia massima;
- b) agendo opportunamente sul disco condotto della frizione, si effettua la partenza mantenendo il valore di coppia massima costante, fino ad innesto completo.

Un'ulteriore informazione che si può ricavare per ogni marcia e per ogni velocità, è la pendenza massima superabile, valutata considerando l'azione della forza peso ed imponendo il bilancio delle potenze motrice e resistente per un veicolo che proceda alla velocità V lungo una salita avente una determinata pendenza α . Il valore massimo di α si ottiene dall'ipotesi che la vettura avanzi con accelerazione nulla, ovvero risolvendo la seguente equazione:

$$\eta * P_M = P_R + M * g * \sin(\alpha) * V$$

dove i simboli hanno lo stesso significato visto nella formula precedente e la massa M deve essere considerata senza quella delle ruote motrici e delle altre parti rotanti della drive-line. Ciò è dovuto al fatto che esse vengono accelerate direttamente dal motore.

2.5 Il modello della Maserati Quattroporte

In questo paragrafo si cercherà di descrivere il modello di calcolo utilizzato per rappresentare la vettura oggetto del nostro studio all'interno di Simuwin. Saranno rapidamente indicati i valori delle grandezze introdotte nei diversi files precedentemente citati, nonché le principali ipotesi ed approssimazioni fatte.

Per quanto riguarda il file .vet, ove sono contenute le caratteristiche dimensionali, il peso e la rapportatura, si sono utilizzati i valori propri del modello in esame, quelli già indicati nel primo capitolo. In particolare, esplicitiamo nel seguito il dettaglio delle grandezze utilizzate per i diversi tipi di calcoli:

Area frontale	= 2,213 m ²
Altezza da terra baricentro	= 536 mm
Passo	= 3064 mm
Peso in ordine di marcia	= 1970 kg
Peso aggiuntivo	= 150 kg per cicli consumo/emissioni statunitensi e per il calcolo delle prestazioni
	= 100 kg per i cicli consumo ed emissioni europei

Ripartizione peso	= 46,5 %
Rapporto di I	= 3,286
Rapporto di II	= 2,158
Rapporto di III	= 1,609
Rapporto di IV	= 1,269
Rapporto di V	= 1,034
Rapporto di VI	= 0,878 (0,848 per la vettura destinata al mercato europeo)
Rapporto di Ponte	= 4,182 (4,1 per la vettura destinata al mercato europeo)

Si fa notare immediatamente che, per quanto riguarda i valori di area frontale, altezza baricentro e passo, si tratta di valori ricavati dai modelli matematici a CAD. Il rilievo diretto di tali grandezze è estremamente opinabile e tutt'altro che deterministico, pertanto non c'è nessun altro modo che affidarsi a valori nominali, consci del fatto che si introdurrà un errore di entità contenuta entro i limiti accettati nella fase di correlazione teorico sperimentale. Anche per quanto riguarda il peso, si è riscontrata una certa variabilità, nell'ordine dei 15 kg, e si è utilizzata una media fra più rilievi effettuati su modelli caratterizzati dalla stessa configurazione complessiva.

Relativamente ai rendimenti della trasmissione, si è optato per un unico valore comune a tutti i rapporti ed a tutte le condizioni di utilizzo. Si tratta di un'approssimazione piuttosto forte, dato che in realtà il rendimento del cambio non solo è diverso tra una marcia e l'altra, ma soprattutto è fortemente dipendente dal punto di funzionamento in termini di regime e coppia impiegati. Ciò che si è cercato di fare è stato assegnare un valore diverso alle missioni di consumo, laddove i valori di carico utilizzati sono più bassi, rispetto a quello previsto nei calcoli di prestazioni. In particolare, per questi ultimi si è considerata un'efficienza complessiva del 94 % per la drive-line, contro un 92 % relativo alle simulazioni dei cicli emissione. Si sottolinea, comunque, che questo parametro, stante il grosso livello di approssimazione introdotto, è stato uno di quelli oggetto di ridiscussione e messa a punto durante la prima fase di validazione del modello.

Per quanto concerne il coefficiente di penetrazione aerodinamica, si è utilizzato un valore indipendente dalla velocità di avanzamento e pari a 0,353, derivato da prove sperimentali effettuate in galleria del vento sul modello in scala ridotta della vettura. Anche in questo caso, è evidente l'introduzione di una semplificazione non corrispondente alla realtà dei fatti. Tuttavia, la si è considerata accettabile perché nel campo di velocità relativo alle missioni di consumo, la variabilità del C_x non è particolarmente significativa e ciò rimane vero con buona approssimazione fino alla massima velocità raggiungibile dalla vettura.

Veniamo ora ai dati contenuti nel file .pnm, ovvero quelli che descrivono gli pneumatici e le ruote. Per quanto riguarda i momenti polari d'inerzia, essi sono stati desunti dai modelli matematici ed è stata eseguita una media dei valori delle ruote anteriori e di quelle posteriori. Ciò è dovuto ad un limite del programma, che consente di inserire un solo numero per il calcolo della massa traslante equivalente, nonostante le ruote anteriori e posteriori siano differenti. Si è assunto il valore di 2,16 kg*m². Il raggio di rotolamento inserito, invece, è quello delle ruote motrici, ossia delle posteriori e lo si è ricavato sulla base delle normative ETRTO (European Tire and Rim Technical Organisation), che tengono in conto lo schiacciamento dello pneumatico sotto carico. Il valore così ottenuto è di 332,5 mm. Va precisato che Simuwin non permette di simulare l'incremento del raggio di rotolamento dovuto alla forza centrifuga. L'entità di tale effetto è trascurabile per le velocità alle quali sono svolti i cicli di consumo/emissioni e diviene significativa solo per la stima della velocità massima raggiungibile. Per eseguire il calcolo di quest'ultima, pertanto, si è inserito un raggio di rotolamento pari a 342,5 mm, ricavato da curve appositamente dedicate e messe a disposizione dal fornitore, che mostrano un incremento di circa 10 mm alla velocità di 300 km/h.

Le informazioni più importanti contenute nel .pnm sono i coefficienti "roll", per i quali si è effettuata una media dei valori relativi alle ruote anteriori ed a quelle posteriori, ricavando la curva sotto riportata:

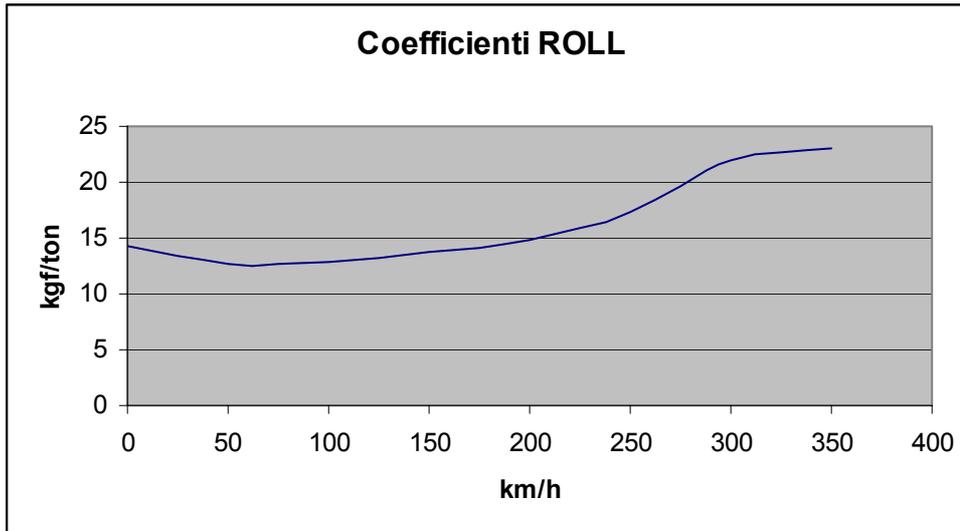


Figura 2.5: Coefficienti per il calcolo della resistenza all'avanzamento dovuta al rotolamento pneumatici

Il coefficiente d'attrito tra pneumatico ed asfalto è stato stimato in base alle acquisizioni in pista ed è stato fissato pari a 1,1. Va detto che esso è uno dei valori su cui si è operato in fase di taratura del modello, stante l'elevata incertezza che gravita attorno alla sua determinazione sperimentale.

Passiamo adesso alle informazioni riguardanti il motopropulsore. Per quanto concerne il file .mot, anche in questo caso le inerzie delle parti roto-traslanti sono state ricavate dai modelli matematici e riportate all'asse motore con il valore di $0,27 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$. Si sarebbe potuto eseguire un'indagine sperimentale più accurata per valutare questo parametro, ma si è valutato che l'effetto dello stesso sul risultato delle simulazioni fosse tale da non meritare un'attività a parte. I risultati dell'analisi di sensibilità che mostreremo nel prossimo capitolo sembrano confermare questa ipotesi. La cilindrata è di 4244 cm^3 , mentre per la curva di potenza si è utilizzato il risultato delle prove sperimentali eseguite a banco su motore completamente allestito, ovvero nelle stesse condizioni in cui esso viene a funzionare in vettura.

Sempre da sala prove derivano i valori utilizzati per scrivere il file .stz, ossia il piano quotato del motore. Per ricavare la mappa dei consumi specifici del motore, esso viene fatto funzionare in condizioni stazionarie per un determinato valore di regime e carico. In particolare, viene eseguito un controllo in coppia per il quale si cerca di mantenere per 60 secondi il propulsore ai valori di velocità e carico impostati. Il consumo viene stimato tramite una bilancia che pesa la quantità di combustibile impiegata per mantenere la condizione di funzionamento obiettivo. Note così la potenza richiesta ed il tempo entro il quale si è eseguito il rilievo, è facile risalire al consumo orario, da cui si determina il consumo specifico.

E' evidente che tanto più sono i punti di funzionamento indagati sperimentalmente, tanto migliori saranno i risultati in termini di consumo, tuttavia è necessario per motivi di tempo mantenere entro un numero ragionevole i rilievi richiesti alla sala prove. Per fare questo si è valutato in maniera preliminare le zone di funzionamento più battute dal propulsore durante i cicli emissioni e si è deciso di intensificare le acquisizioni solo nell'intorno di tali zone, andando a diradare con gradualità i rilievi nei punti di funzionamento meno sfruttati. Si è in questo modo definito un reticolo di valori in termini di pressione media effettiva e regime, tale da avere per ogni regime indagato un'acquisizione compresa tra 0,5 bar e 10 bar di pme, con incremento di 0,5 bar. Per quanto riguarda le velocità di rotazione analizzate, invece, si è partiti dal regime di minimo e si è proceduto con incrementi di 250 giri al minuto fino ai 3000, per poi incrementare di 500 rpm fino al valore di 7500. Per ovviare alla dispersione dei dati sperimentali si sono eseguite 5 ripetizioni per

ognuna delle condizioni di funzionamento con pme maggiore di 2 bar, mentre se ne sono eseguite ben 10 per ciascuno dei punti aventi un valore minore o uguale ad 1 bar. Questo è stato necessario data la maggior instabilità del funzionamento ai bassissimi valori di carico, che risultano caratterizzati da una maggior variabilità dei risultati.

Per quanto concerne il regime di cut off, esso è impostato a 1600 giri al minuto, così come avviene durante il normale funzionamento in vettura. Lo stazionamento al minimo, invece, risulta essere a 800 giri al minuto ed è caratterizzato dal consumo di 2020 g/h, ricavato sempre da prove su banco motore.

Di seguito si riportano le curve derivanti dalla caratterizzazione sperimentale, ovvero il piano quotato e la curva di potenza:

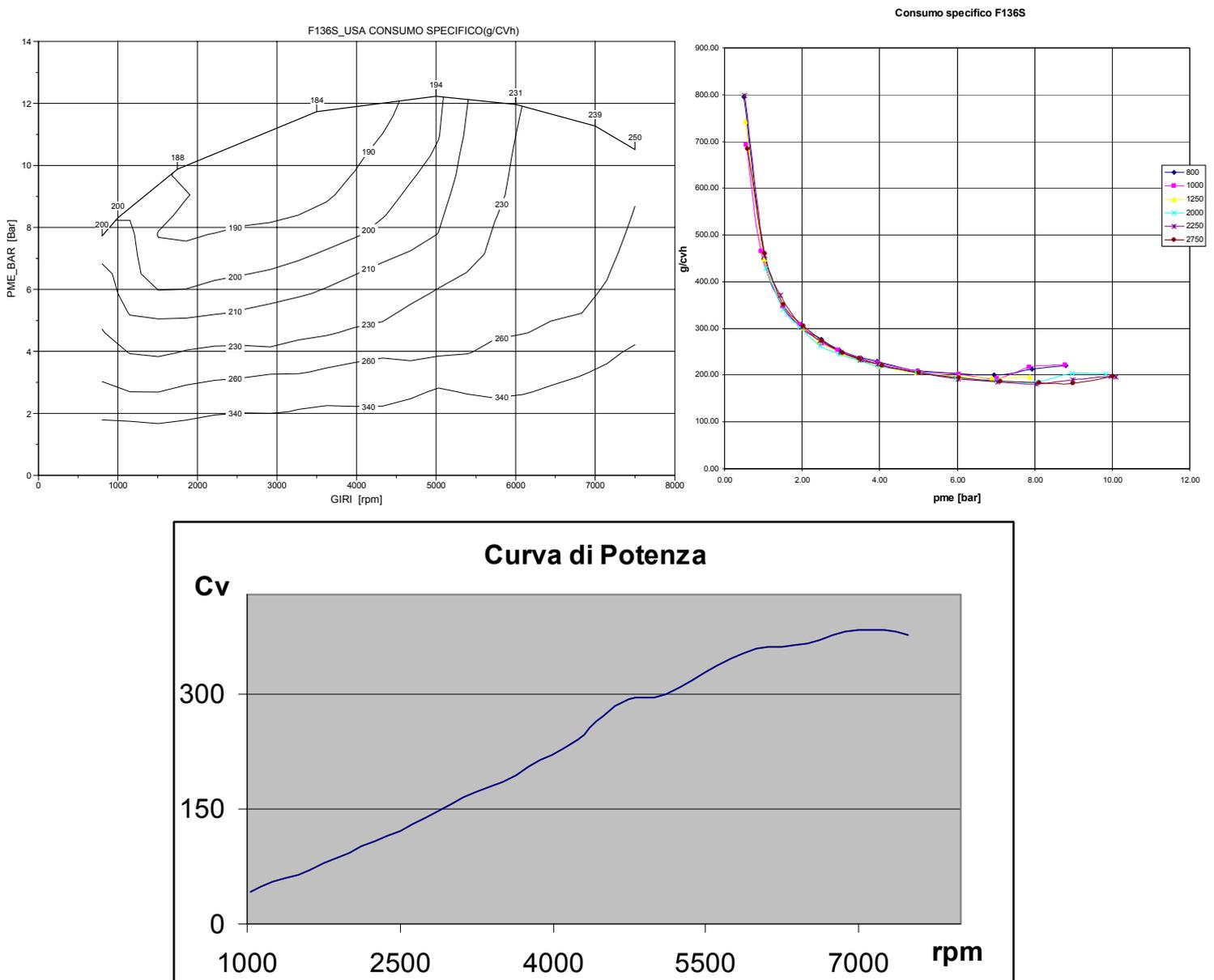


Figura 2.6: Caratteristiche del motore per il calcolo consumi/prestazioni: Piano Quotato consumi e curva di potenza

Nell'ambito delle simulazioni di prestazione, infine, si è considerato un tempo di cambio marcia di 0,2 secondi, pari a quello necessario con il cambio elettro-attuato a gestire con strategie *ad hoc* gli

innesti tra le varie marce. Più in dettaglio, si tratta del lasso di tempo per il quale si osserva una caduta della coppia trasmessa durante il passaggio tra un rapporto ed il successivo.

2.6 Correlazione del modello di calcolo

Nell'ultimo paragrafo di questo capitolo si vuole descrivere le operazioni eseguite per correlare il modello teorico con i dati sperimentali ed il livello di attendibilità raggiunta. Prima di procedere nell'illustrazione suddetta, però, si vuole puntualizzare un aspetto importante. Come si evince da quanto riportato durante la descrizione del codice di calcolo, esso è un programma molto semplice che non cerca di modellare i diversi macro elementi costituenti la vettura, bensì si limita a ricavare le condizioni di funzionamento del veicolo nel suo complesso ed estrapolare il comportamento generale dello stesso, combinando opportunamente le risposte dei gruppi funzionali. Tali risposte sono derivate dalla caratterizzazione sperimentale, come avviene per il motore, ad esempio, che è implementato sotto forma di piano quotato e curva di potenza. In altre parole, si ha un approccio euristico, in cui il livello di attendibilità del calcolo non è tanto influenzato dagli assunti teorici che vi stanno alla base, quanto piuttosto dalla correttezza con cui sono caratterizzati i parametri sperimentali e dalla rispondenza tra le modalità di prova con cui essi sono ricavati e l'effettivo funzionamento in vettura. Diventa fondamentale, pertanto, cercare di riprodurre con la massima fedeltà le missioni che si vogliono simulare e restringere l'ambito della taratura esclusivamente a quei coefficienti per i quali non si abbia una diretta e certa determinazione sperimentale. La modifica di una curva sperimentale o di una mappa di rendimenti ricavata al banco, infatti, verrebbe ad introdurre una non fisicità nella modellazione tale da rendere non prevedibili e controllabili gli errori nel passare da una missione ad un'altra.

La validazione del modello riguarda sia le simulazioni di consumo che quelle di prestazioni. In particolare, si valuteranno le seguenti risposte:

- Missioni di consumo:
 - Consumo in VI marcia a velocità costante;
 - Consumo nei cicli europei;
 - Consumo nei cicli statunitensi.

- Missioni di prestazioni:
 - Accelerazione da 0 a 100 km/h;
 - Velocità massima raggiunta;
 - Riprese da velocità diversa da zero.

Per quanto riguarda il consumo in regime di moto uniforme e stabilizzato, sono stati effettuati dei rilievi in sesta marcia per le velocità di 70, 90, 100, 120, 130, 160 km/h. I dati sperimentali fanno riferimento alla media di 5 misurazioni per ciascuna delle velocità indicate, onde limitare l'effetto della dispersione.

Pare opportuno partire dal livello di correlazione su tale tipologia di missione, perché è quella su cui hanno influenza il minor numero di fattori. Essa, quindi, permette di verificare il livello di attendibilità di alcune informazioni introdotte nel modello, quali le resistenze all'avanzamento e la risposta del piano quotato motore in condizioni stazionarie.

Riportiamo il confronto tra i valori sperimentali e quelli simulati sotto formula di tabella e di istogramma, al fine di avere sia un'informazione quantitativa, che una diretta impressione visiva del buon livello di correlazione raggiunto.

Velocità Km/h	Sperim km/l	Simulato km/l	Diff%
70	10.5	10.8	3.0%
90	9.3	9.5	2.6%
100	8.7	8.9	3.1%
120	7.6	7.8	2.5%
130	7.1	7.2	2.6%
160	5.7	5.9	3.8%

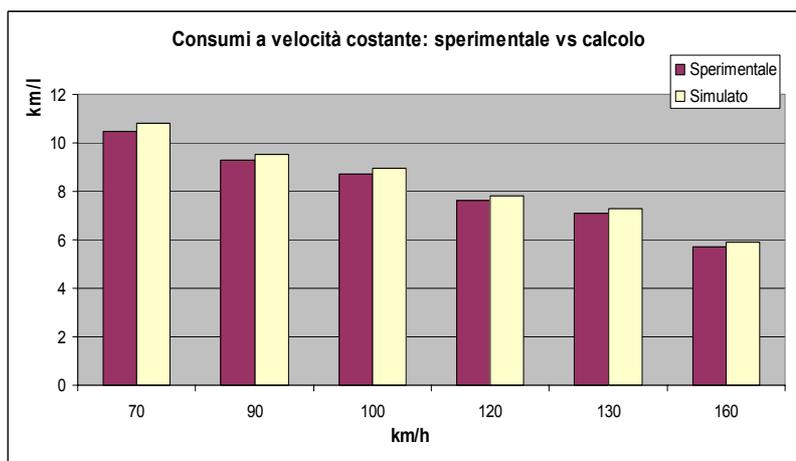


Figura 2.7: Confronto tra consumo calcolato e misurato per andamento a velocità costante in sesta marcia

Ritornando a quanto accennato nelle righe sopra, nella valutazione del consumo a velocità costante non entrano elementi di incertezza quali l'arricchimento benzina nei transitori di accelerazione, oppure le strategie di cut off e di funzionamento motore al minimo, quindi il margine di taratura è ristretto al solo valore del rendimento trasmissione. L'errore è sempre per difetto sul consumo, ovvero il modello tende a non essere cautelativo nel valutare l'autonomia vettura. Tuttavia, lo scarto percentuale è sempre contenuto al di sotto del 4 % e, in generale, non supera quasi mai il 3 %, segno che la caratterizzazione della vettura è estremamente attendibile ed efficace.

Determinato il livello di rispondenza sul consumo a velocità costante, passiamo alla verifica del comportamento per i cicli standard di omologazione consumo/emissioni, in cui la complicazione diventa decisamente maggiore, stante la variabilità della velocità, l'utilizzo di rapporti diversi, nonché la presenza di molti punti di funzionamento al minimo. Anche in questo caso si è seguito un approccio ordinato secondo un livello crescente di difficoltà, ovvero si è partiti dai cicli europei, nei quali il profilo di velocità è decisamente più semplice per poi verificare su quelli statunitensi il livello di taratura maturato.

Prima di entrare nel dettaglio dei risultati, riportiamo una tabella sintetica che descrive il "gear shift pattern" tenuto durante l'esecuzione dei cicli e riprodotto al calcolatore. L'informazione contenuta nella riquadro è molto semplice e può essere spiegata valutando, ad esempio, l'utilizzo del rapporto di quarta. Esso, stando al "gear shift pattern" riportato, verrà utilizzato tra i 50 ed i 70 km/h per le prove ECE e tra i 64 ed i 76 km/h per quelle FTP.

cambiata	<i>Nedc</i>	<i>Ftp75, Highway</i>	
	velocità	velocità	
	[km/h]	[mph]	[km/h]
I->II	15	15	24
II->III	35	25	40
III->IV	50	40	64
IV->V	70	47	76
V->VI	100	56.5	91

Tabella 2.1: Confronto tra le modalità di cambio marcia all'interno dei cicli omologativi ("gear shift pattern")

Passiamo ora ad illustrare la correlazione sui cicli ECE ed EUDC, sempre sotto forma grafica e tabulare:

	Sperimentale l/100km	Calcolo con Correzione l/100km		Calcolo No correzione l/100km	
ECE	26.3	22.6	-14%	21.4	-19%
EUDC	12.9	13.6	5%	13.0	1%
NEDC	17.8	16.9	-5%	16.1	-10%

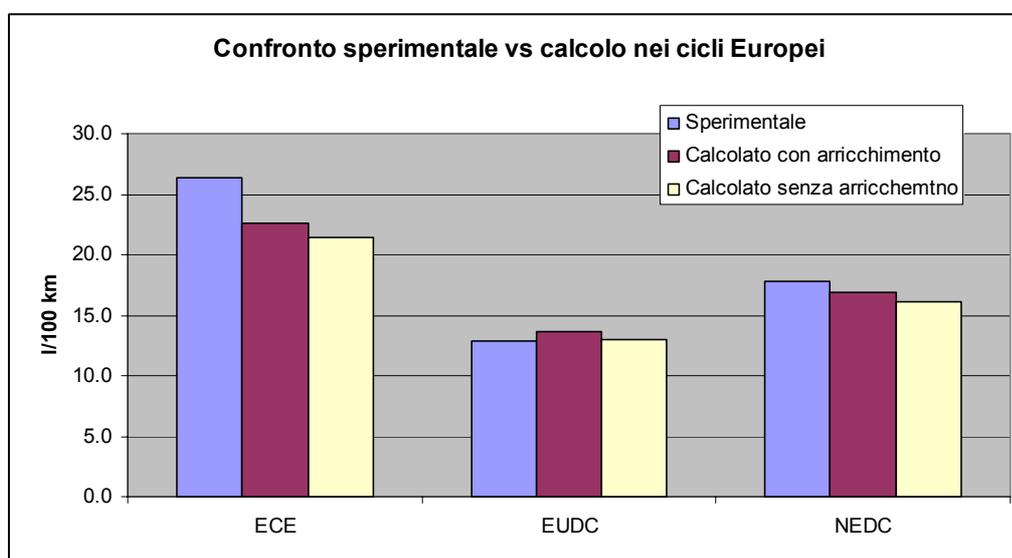


Figura 2.8: Confronto tra consumo calcolato e misurato per i cicli omologativi europei ECE ed EUDC

Il confronto riportato riguarda da un lato i rilievi sperimentali eseguiti sul banco a rulli di Ferrari S.p.a., dall'altro i calcoli eseguiti con e senza coefficienti di arricchimento nei transitori. Come si evince immediatamente dagli istogrammi, sul ciclo extra urbano il livello di correlazione è molto buono per entrambe le simulazione e, soprattutto, per quella senza alcun arricchimento. Questo non deve stupire dato il profilo di velocità di questa missione, nella quale la più parte del tempo (circa il 52 %) viene speso a velocità costante. In essa, anche il contributo del consumo al minimo è trascurabile, quindi i margini di incertezza rispetto alle missioni di velocità costante precedentemente analizzati non sono di tanto differenti. Quando si prende in considerazione il tratto urbano, tuttavia, si osserva la necessità di introdurre una certa correzione, per quanto la quantità di transitori sia piuttosto limitata anche in questa missione. Si sottolinea che, in realtà, all'interno dei coefficienti di arricchimento dei transitori vengono inserite anche le inevitabili incertezze sul profilo di velocità realmente tenuto dal pilota, rispetto a quello ideale descritto dalla normativa. Infatti, la presenza di un pilota più abile nel seguire la traccia, evitando ad esempio inutili accelerate per rientrare in soglia, permette di ottenere consumi più contenuti. Dato che da un punto di vista operativo non vi è modo di tener conto di tali discrepanze, si congloba questo fattore di potenziale errore all'interno della correzione sui transitori, pur sapendo che fisicamente tali coefficienti

dovrebbero semplicemente permettere di passare da un piano quotato stazionario ad un funzionamento dinamico del motore.

Al di là di questa precisazione, si osserva che la discrepanza esistente tra calcolo e sperimentazione nel ciclo urbano, è da imputarsi prevalentemente alla gestione della prima fase del ciclo, ovvero quella durante il quale avviene il riscaldamento dei catalizzatori, necessario per l'abbattimento delle emissioni. Un'altra grossa fonte di errore è il consumo al minimo che nell'ambito delle nostre simulazioni viene assunto come costante. In realtà, esso è tutt'altro che univoco, ma dipende dalla logica con cui viene controllato il motore durante la fase di sosta, con riferimento particolarmente alla gestione dell'anticipo di accensione. Infatti, se si vuole favorire una certa prontezza nella risposta del motore, ad esempio per garantire un supplemento di potenza necessario al trascinarsi di eventuali accessori (si pensi all'attivazione del sistema A/C durante una sosta), si può agire sulla riduzione dell'anticipo, sfruttando la "riserva di coppia" dovuta alla possibilità di ripristinare il valore ottimale dello stesso. Così facendo, tuttavia, si viene a regolare il minimo motore su livelli di consumo non ottimali, dato che se ne fa avvenire il normale funzionamento in condizioni di anticipo non ideali. Questo sposta la combustione verso le zone di corsa discendente del pistone, con conseguente riduzione del rendimento termodinamico. Il ricorso a tale strategia è massimo nelle fasi iniziali del ciclo al fine di ottenere gas più caldi allo scarico, favorendo così il light off dei catalizzatori. Sempre a tal scopo si utilizza miscela grassa per ottenere post combustione a valle della valvola di scarico.

Nell'ambito di questa ricerca, si è deciso di trascurare, almeno nella prima fase del lavoro, l'errore dovuto alla non perfetta simulazione del consumo al minimo. La scelta è derivata dalla volontà di creare uno strumento solido e robusto che ci permettesse di confrontare l'influenza percentuale di eventuali modifiche introdotte per migliorare il consumo, senza la preoccupazione primaria di inseguire l'esatta quantità di combustibile bruciata nello specifico ciclo. Si tenga conto, infatti, di due fattori: in primo luogo l'errore introdotto nella non perfetta modellazione degli istanti iniziali del ciclo non è di tipo sistematico, ma circoscritto ad una singola fase di funzionamento. Quindi, esso si presenta come una quantità da aggiungere al consumo complessivo simulato e si compensa qualora si mettano a confronto soluzioni diverse. In secondo luogo, poi, la stessa gestione della fase di riscaldamento catalizzatori non è peculiare di ogni modello e, come tale, oggettivabile tramite taratura, ma dipende fortemente dai limiti di emissioni per i quali si esegue il ciclo. Se le soglie di inquinanti tollerate risultano inferiori, sarà necessario accelerare al massimo il riscaldamento dei catalizzatori, peggiorando così maggiormente il consumo nei primi secondi. L'analisi critica dei risultati sopra esposti ci consente di definire accettabili i livelli di correlazione ottenuti, dato che nella versione con correzione si ha un errore contenuto entro il 5 % sul consumo combinato, con un picco del 14 % sul tratto urbano, per il quale conosciamo la fonte principale di errore. Si vuole mostrare nel seguito l'andamento della portata istantanea di consumo, onde avere un'ulteriore confronto fra il modello di calcolo e la realtà fisica. Si precisa che le acquisizioni a cui si fa riferimento sono state ottenute tramite l'analisi modale dei gas di scarico, della quale si è parlato brevemente alla fine del primo capitolo. In realtà, non si tratta di un vero e proprio valore puntuale della portata di combustibile, bensì di un campionamento con tempi di acquisizione variabili da 3 a 20 secondi in base alle fasi del ciclo. La quantità di combustibile emessa in ciascun periodo di campionamento, è stata espressa come portata rapportandola all'intervallo di tempo corrispondente.

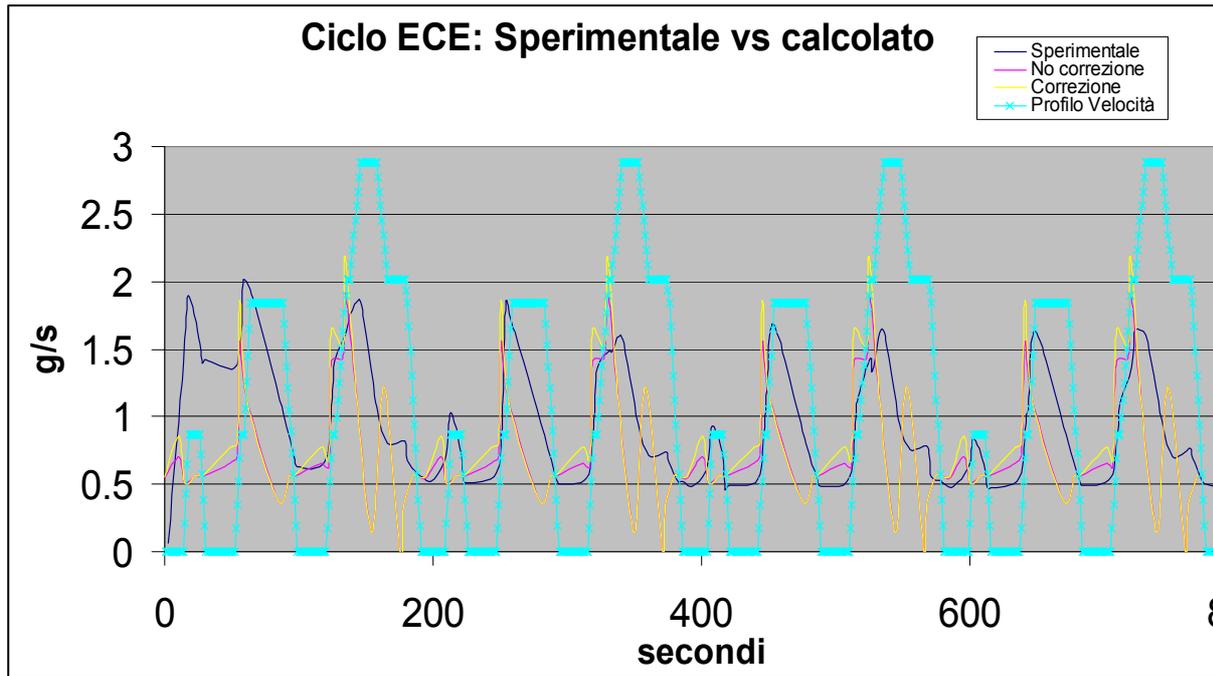


Figura 2.9: Confronto tra consumo istantaneo calcolato e misurato per il ciclo ECE

Dal grafico sopra appare evidente la forte discrepanza tra consumo simulato e rilevato nei primi 50 secondi del ciclo. Tuttavia, come già sottolineato precedentemente, tale errore è localizzato solo in questa zona e si può ritenere discreta la rispondenza del modello per la restante parte della missione. La curva blu è quella che rappresenta l'acquisizione sperimentale, mentre la gialla e la magenta riportano il valore del consumo simulato, rispettivamente nell'ipotesi di correzione e non correzione nei transitori. La medesima semantica cromatica è applicata anche al seguente diagramma, relativo al ciclo EUDC.

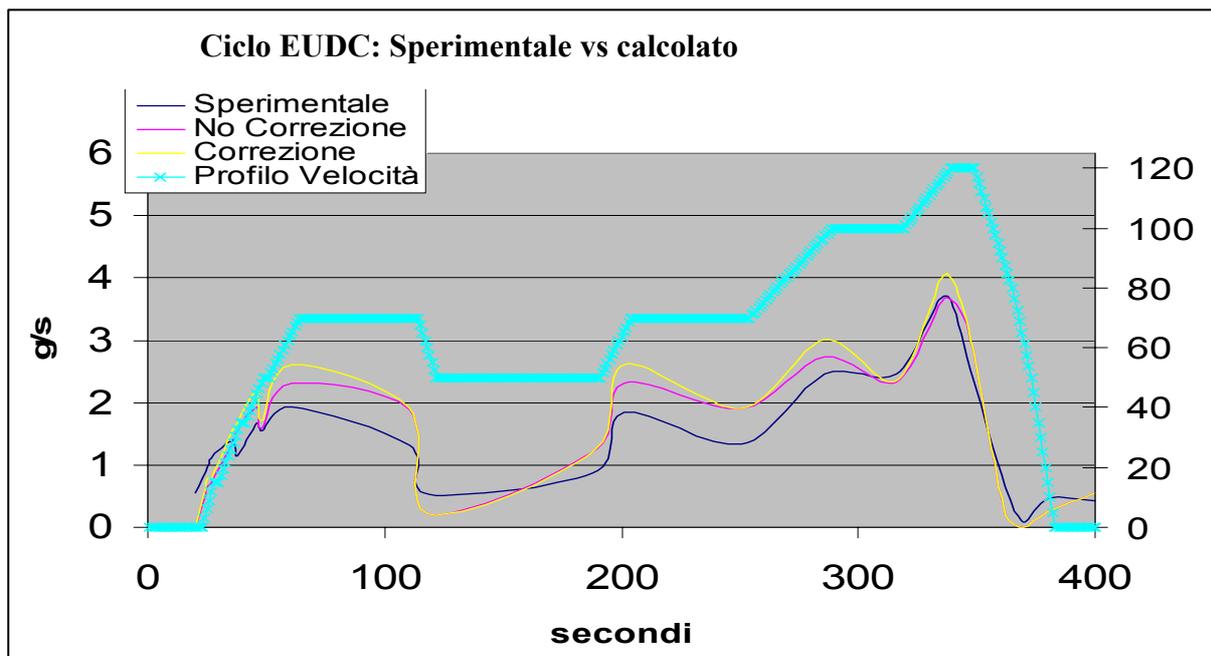


Figura 2.10: Confronto tra consumo istantaneo calcolato e misurato per il ciclo EUDC

Anche per quanto riguarda il tratto extra-urbano dei cicli europei, si può osservare un buon livello di correlazione sia in termini di consumo complessivo, che di andamento “istantaneo”.

Concludiamo la trattazione relativa alla correlazione del modello di consumo, mostrando i risultati ottenuti sui cicli statunitensi. Si sottolinea che nel valutare tali missioni si sono mantenuti invariati tutti i parametri, fuorché i coefficienti di arricchimento. Per questi ultimi si sono assunti dei valori più alti, come si evince dal diagramma sotto allegato:

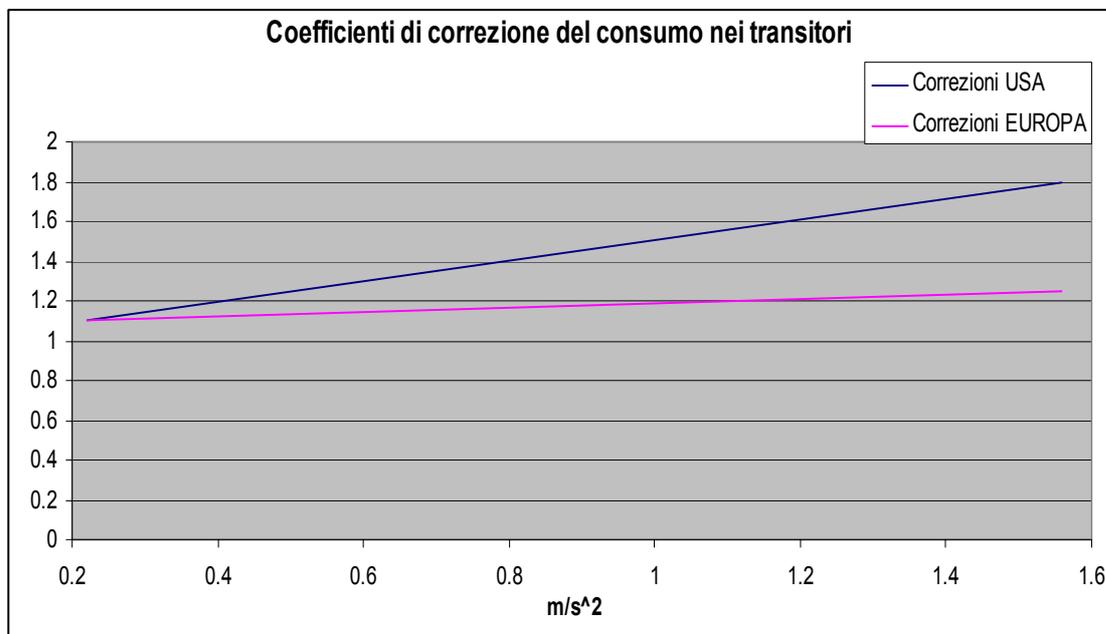


Figura 2.11: Arricchimenti utilizzati nei transitori di accelerazione

Le rette che appaiono nel grafico rappresentano l’andamento con l’accelerazione vettura dei fattori di arricchimento. Esse si riferiscono ai cicli statunitensi per quanto riguarda la retta blu e a quelli europei per la magenta. L’esigenza di aumentare l’entità della correzione deriva dalle potenze in gioco più alte, nonché dalla maggior variabilità del profilo di velocità, al quale consegue patologicamente una discrepanza più significativa tra missione reale e missione simulata.

Si riassume con una tabella ed un istogramma il confronto tra simulazioni e rilievi per i cicli statunitensi.

	Sperimentale mpg	Calcolo con Correzione mpg		Calcolo No correzione mpg	
FTP75	11.7	11.7	0.5%	14.4	23 %
HIGHWAY	17.8	18.5	4 %	20.2	13%
Combinato	13.8	14.0	1 %	16.5	20%

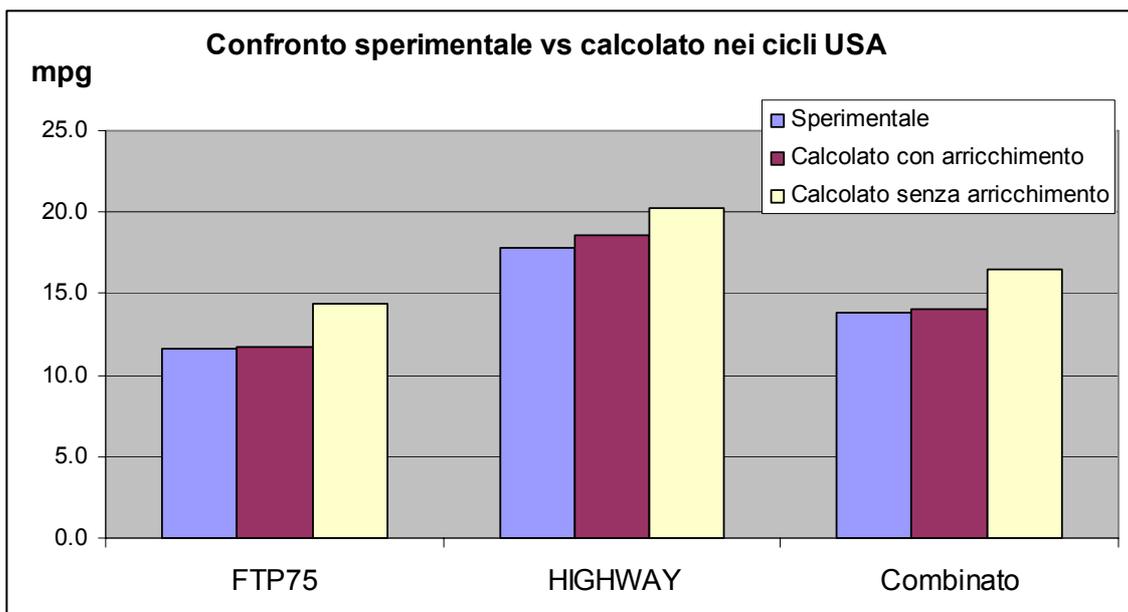


Figura 2.12: Confronto tra consumo calcolato e misurato per i cicli omologativi statunitensi FTP75 ed HIGHWAY

Da quanto riportato si evince un ottimo livello di rispondenza tra modello di calcolo e realtà, ma si nota anche la grande importanza di intervenire con la correzione nei transitori di accelerazione, cosa che, invece, non era altrettanto importante nelle missioni europee. Notiamo, infine, che i valori assunti per gli arricchimenti sono frutto di taratura, attraverso un'opportuna valutazione della pendenza della retta che fornisce i coefficienti, in modo tale da ottimizzare il comportamento su entrambe le missioni, Ftp75 ed Highway.

Concludiamo questo capitolo con la valutazione del modello di calcolo per le prestazioni.

Abbiamo già accennato ad inizio paragrafo quali sono le missioni analizzate, ma è necessario ripeterle in questa sede con maggior dettaglio. Sottolineiamo subito che i rilievi sperimentali fanno riferimento alla media di due acquisizioni e sono stati effettuati nell'anello veloce della pista di Nardò, per quel che riguarda la velocità massima; nell'impianto di Balocco, per quel che concerne le altre prove citate. Inoltre, l'allestimento vettura utilizzato per le acquisizioni è quello destinato al mercato europeo.

Nel seguito andremo a valutare in primo luogo la risposta delle simulazioni per la velocità massima, cosa che ci permette di discriminare in maniera isolata il contributo della curva di resistenza all'avanzamento e di quella di potenza. Per questo genere di prova, infatti, non si risente il disturbo di altri elementi plausibilmente affetti da incertezze, quali il tempo di cambiata o l'attrito tra pneumatici e strada. Successivamente, prenderemo in esame le seguenti prestazioni di ripresa in movimento, per ciascuna delle quali è stato acquisito il tempo di passaggio ai 50 ed ai 100 m:

- Ripresa da 20 km/h in II
- Ripresa da 30 km/h in III
- Ripresa da 50 km/h in IV
- Ripresa da 50 km/h in V
- Ripresa da 70 km/h in VI
- Ripresa da 120 km/h in VI (rilevati 0-400m e 0-1000m)

Le missioni sopra citate ci permettono un'ulteriore verifica delle resistenze all'avanzamento, con in più la presenza della parte di accelerazione. Quest'ultima consente da un lato di monitorare l'effettivo valore della potenza alle ruote, dall'altro l'efficacia della rappresentazione della massa traslante equivalente.

Infine, si potranno utilizzare i parametri ricavati fino a questo punto dell'operazione di taratura, per valutare il comportamento sulla ripresa da fermo e, in particolare, sullo 0-100 km/h. Tale tipo di prova consente di definire l'ultimo dei coefficienti caratteristici del modello prestazioni, ovvero il limite di aderenza tra gomme e strada, dal quale dipende l'accelerazione massima conseguibile.

In queste poche righe introduttive si è cercato di mettere in evidenza che anche per il modello di simulazione prestazioni, così come per quello di consumo, l'approccio seguito è stato quello di procedere isolando i contributi dei singoli parametri di correlazione, attribuendo loro un valore quanto più fisico possibile. Una volta identificato il valore di un coefficiente dalla taratura in una specifica missione, non lo si è più modificato nelle successive, proprio come è stato fatto per quei dati che hanno una diretta derivazione sperimentale. Ciò può comportare un limite sul risultato finale e l'impossibilità a ridurre in maniera arbitraria l'errore percentuale tra simulato e rilevato, tuttavia, permette di mantenere un forte legame fisico tra il modello di calcolo e la realtà che esso vuole rappresentare.

La tabella sotto riportata sintetizza il confronto tra la massima velocità registrata in pista e quella simulata al calcolatore:

	Velocità massima km/h	diff %
Calcolato	273.6	-0.5%
Rilevato	274.9	

Tabella 2.2: Confronto velocità massima simulata e sperimentale

Come si vede, il risultato è in ottimo accordo con il valore rilevato dalla sperimentazione ed appare anche lievemente cautelativo, nel senso che la velocità realmente testata è maggiore di quella calcolata. Tale esubero può essere spiegato dall'incremento del raggio di rotolamento dovuto all'effetto "centrifuga", che non è contemplato in quella simulazione. Si osserva, infatti, che la velocità massima registrata, non deriva dall'incrocio tra potenza disponibile e potenza resistente, bensì dal raggiungimento del regime di limitatore. Pertanto, un aumento del raggio di rotolamento equivale ad un allungamento del rapporto complessivo di trasmissione ed alla possibilità di raggiungere una maggiore velocità. A riprova di tale ragionamento, si osservi che la simulazione effettuata con un raggio di rotolamento maggiorato di 10 mm, tale è l'incremento stimato per effetto centrifugo a 270 km/h, porterebbe ad un valore di velocità massima di circa 278 km/h. Il fatto, poi, che essa non superi nella realtà i 274,9 km/h, è dovuto probabilmente all'effettivo valore delle resistenze aerodinamiche, che possono essere leggermente superiori di quanto non ipotizzato assumendo un C_x costante.

Appurata l'efficacia del modello per quanto riguarda le resistenze all'avanzamento e la potenza disponibile alle ruote, per la quale si conferma il rendimento complessivo di 0,94 della drive-line, vediamo il comportamento nelle riprese in movimento:

Missione		Rilevato (sec)	Simulato (sec)	Diff%
Riprese in II da 20 km/h	0-50 m	4.02	3.94	-2.0%
	0-100 m	6.04	5.95	-1.5%
Riprese in III da 30 km/h	0-50 m	3.86	3.75	-2.8%
	0-100 m	6.13	6.02	-1.8%
Riprese in IV da 50 km/h	0-50 m	3.07	2.94	-4.2%
	0-100 m	5.37	5.14	-4.3%

Riprese in V da 50 km/h	0-50 m	3.08	3.05	-1.0%
	0-100 m	5.53	5.45	-1.4%
Riprese in VI da 70 km/h	0-50 m	2.39	2.38	-0.4%
	0-100 m	4.49	4.48	-0.2%
Riprese in VI da 120 km/h	0-400 m	10.02	10.04	0.2%
	0 -1000 m	21.40	21.34	-0.3%

Tabella 2.3: Confronto tra tempi di ripresa simulati e sperimentali

Anche in questo caso si osserva un ottimo livello di correlazione tra i risultati delle simulazioni ed i relativi valori sperimentali. Gli unici dati nei quali si registra un errore percentuale attorno al 4% sono quelli relativi alle riprese in IV marcia. Si tratta, comunque, di una percentuale del tutto soddisfacente, ma stupisce la maggior entità dello scarto rispetto a quello nelle altre marce. Ciò non è spiegabile direttamente dal punto di vista fisico, se non ipotizzando un comportamento del motore lievemente peggiore di quanto non emerga dal banco, oppure semplicemente pensando a condizioni di prova peculiari e non riprodotte al calcolatore (ad esempio la presenza di vento non espressa nei report di prova). In assenza di informazioni più mirate, ci limitiamo a prendere atto di questa leggera discrepanza senza “*ingere ipotesi*” ulteriori.

Quello che è importante evidenziare da questi calcoli, è la verifica dell’ottima risposta da parte del modello anche in condizioni di accelerazione, cosa che è abbondantemente confermata dall’ultimo dei rilievi analizzati, ovvero quello sullo 0-100 km/h.

	Tempo secondi	diff %
Calcolato	5.35	2.8%
Simulato	5.20	

Tabella 2.4: Confronto tra tempi simulati e sperimentali sull’accelerazione 0-100 km/h

In particolare, in quest’ultima missione diventano molto importanti i valori di aderenza degli pneumatici ed il tempo di cambio marcia, che sono stati oggetto di specifica taratura. Per quanto concerne il tempo necessario ad eseguire la cambiata, non si è voluto intervenire in maniera troppo decisa sul numero inizialmente impostato, perché considerato attendibile sulla base delle informazioni reperite durante la costruzione del modello. E’ chiaro che, in generale, non si avrà un tempo univoco di durata dell’operazione di “upshift”, ma esso sarà funzione dell’abilità del pilota, nonché delle condizioni di guida. Tuttavia, si può ritenere che 0,2 secondi sia una stima abbastanza accurata per vettura guidata al limite delle prestazioni e pilota esperto.

Più incertezza, invece, c’era sul coefficiente di attrito tra pneumatici e strada che è stato portato al valore di 1,1 anche considerando le curve di pacejka degli pneumatici in gioco.

Concludendo questo paragrafo e questo capitolo, si può ritenere che il codice di calcolo ed il modello di Maserati Quattroporte implementato, siano sufficientemente robusti e versatili per essere d’ausilio nel corso di questo lavoro. In particolare, nel prossimo capitolo ci si avvarrà delle simulazioni per eseguire un’analisi di sensibilità del consumo vettura ai diversi parametri fisici. Tale studio condotto a calcolo, permetterà di discriminare fra le varie aree di intervento, quelle a maggior efficienza, consentendo di risparmiare tempo e denaro rispetto alla pura valutazione sperimentale. Si sottolinea che il buon livello di correlazione raggiunto dal modello di calcolo ed evidenziato nelle pagine precedenti, consentirà di avere non solo un ordine di grandezza dell’efficacia percentuale dei diversi interventi proposti, bensì una diretta quantificazione numerica del delta di consumo da essi apportato.

Capitolo 3 – Le analisi di sensibilità a calcolo

3.1 Introduzione

Oggetto di questo capitolo è la valutazione per via numerica dell'influenza sul consumo dei diversi parametri che caratterizzano la vettura. Verranno presentati i risultati delle analisi di sensibilità svolte al calcolatore, con lo scopo di isolare il contributo di ciascun termine che interviene nella determinazione delle resistenze all'avanzamento, nonché quelli che influenzano il funzionamento del motore.

Il primo argomento che verrà preso in considerazione è l'effettivo sfruttamento del motore durante i cicli omologativi europei e statunitensi. Nel primo paragrafo si andranno a evidenziare i punti di funzionamento in termini di pressione media effettiva più battuti dal motore per ciascuna missione, al fine di evidenziare le zone del piano quotato più importanti per il consumo. Tali valutazioni sono molto utili anche per guidare la sperimentazione al banco, dalla quale viene ricavata la mappa dei consumi specifici. Infatti, note le aree a maggior sfruttamento si può andare ad infittire i rilievi sperimentali nell'intorno dei punti più interessanti, ottimizzando i tempi di prova e la precisione del modello di calcolo.

Il secondo argomento che verrà trattato è l'importanza delle resistenze all'avanzamento. In particolare, saranno analizzati separatamente gli effetti della massa vettura, dei coefficienti di rotolamento degli pneumatici e quelli delle resistenze aerodinamiche. Le analisi svolte mostrano chiaramente l'importanza di ottimizzare la curva di potenza assorbita e la necessità di considerare il consumo non già come una conseguenza del solo motore, bensì dell'intero sistema vettura. Essa nel suo complesso è, a tutti gli effetti, una macchina che converte energia chimica in energia meccanica ed ha, pertanto, un rendimento globale al quale il motore contribuisce non come unico attore.

Altro argomento discusso in questa sezione è l'influenza della trasmissione, ovvero la variazione di consumo indotta dall'utilizzo di rapporti del cambio diversi, a cui consegue un differente sfruttamento del motopropulsore. Oggetto di speculazione sarà anche il rendimento complessivo della drive-line.

L'ultima parte del capitolo è dedicata all'analisi di sensibilità verso aspetti più direttamente legati al motopropulsore. Si valuterà l'impatto del consumo al minimo e di eventuali strategie di "start and stop" e cut off. Inoltre, si verificherà l'influenza della riduzione di consumo specifico in determinate zone del piano quotato, sia in termini di regime che di pressione media effettiva. Infine, si cercherà di appurare per le diverse missioni le potenzialità derivanti dal recupero di energia durante le fasi di decelerazione.

In estrema sintesi, l'obiettivo principale che questa parte del lavoro si prefigge è quello di sfruttare lo strumento di calcolo per evidenziare i parametri vettura su cui vale maggiormente la pena intervenire, onde ottenere con il minimo sforzo il maggior vantaggio in termini di consumo complessivo.

3.2 Analisi dei punti di funzionamento motore più battuti durante i cicli omologativi

Le prime considerazioni per le quali ci si è avvalsi del modello di calcolo messo a punto, riguardano l'indagine dei punti di funzionamento maggiormente percorsi dal motore durante l'esecuzione dei cicli di consumo/emissioni. Più in dettaglio, ciò che è stato fatto è ricavare le zone del piano quotato più battute, in termini di pressione media effettiva e regime, al fine di valutare da un lato quali fossero i punti da analizzare ed ottimizzare con più cura su banco prova, dall'altro il livello di impegno del propulsore durante le missioni.

A partire dai dati di uscita del programma Simuwin, si è ricavato con un semplice algoritmo di elaborazione in Matlab, il numero di rilievi per determinati punti di funzionamento e li si è espressi

in termini percentuali, onde avere una sorta di mappa statistica delle zone di funzionamento motore. Indicheremo d'ora in avanti con il termine "pallogrammi" tali tipi di diagrammi, dato che questo è il termine con il quale vengono convenzionalmente definiti all'interno di Ferrari S.p.A. A seguire vengono riportati i pallogrammi relativi al ciclo ECE, eseguito con vettura in configurazione europea e "shift pattern" caratteristico di tale tipo di prova, ovvero:

Cambiata	Velocità [km/h]
I→II	15
II→III	35
III→IV	50
IV→V	70
V→VI	100

Tabella 3.1: Velocità di cambio marcia per ogni coppia di rapporti ("Shift pattern")

Si è voluto riportare nuovamente le soglie di cambio marcia, per sottolineare che esse sono estremamente importanti nella determinazione del funzionamento motore. Infatti, è decisamente intuitivo capire che, fissata la velocità vettura, l'utilizzo di un rapporto più lungo comporta un regime di rotazione inferiore per il propulsore e, a parità di potenza richiesta, un maggior livello di coppia impiegata.

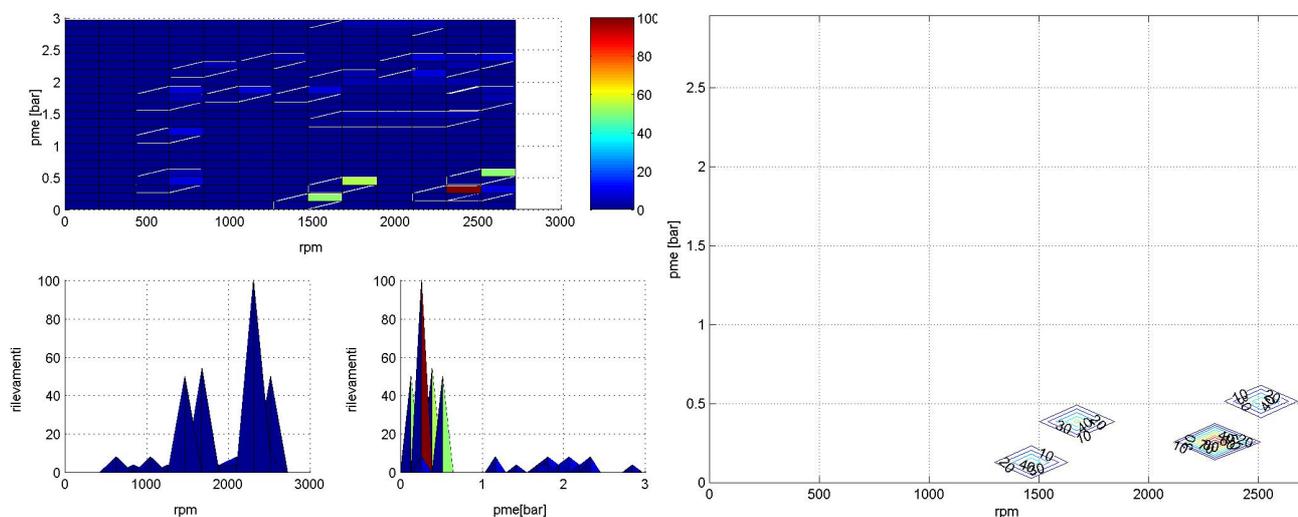


Figura 3.1: Pallogrammi ciclo ECE con cambi marcia standard

Le immagini allegare, mostrano in maniera molto chiara che l'impegno del motore durante la missione cittadina europea è veramente irrisorio, tanto da avere la maggior parte dei rilievi nell'intorno di 0,3 bar di pressione media effettiva e 2300 rpm di regime. In generale, si può osservare come siano pochissime le zone di stazionamento su valori di pme maggiori di un bar, cosa che comporta inevitabilmente un utilizzo in condizione di forte parzializzazione del motore. Di fatto si può dire che tutto il ciclo viene eseguito con l'aspirazione quasi completamente strozzata, per controllare l'esubero di potenza di un propulsore decisamente sovradimensionato per tale tipo di

funzionamento. Ciò ha chiaramente ripercussioni molto negative sul rendimento indicato, dato che aumenta la quota parte di lavoro di pompaggio in ciascun ciclo motore, al quale consegue un netto calo dell'efficienza ed un aumento dei consumi specifici. Per maggior dovizia di particolari, si osserva che il massimo valore di pme registrato dal calcolatore nell'esecuzione del ciclo ECE è di circa 3 bar, mentre la massima potenza richiesta al motore è di 31 Cv, ben poca cosa rispetto ai circa 400 erogabili dal V8 Maserati.

Procediamo l'indagine esaminando la parte extra-urbana delle missioni europee:

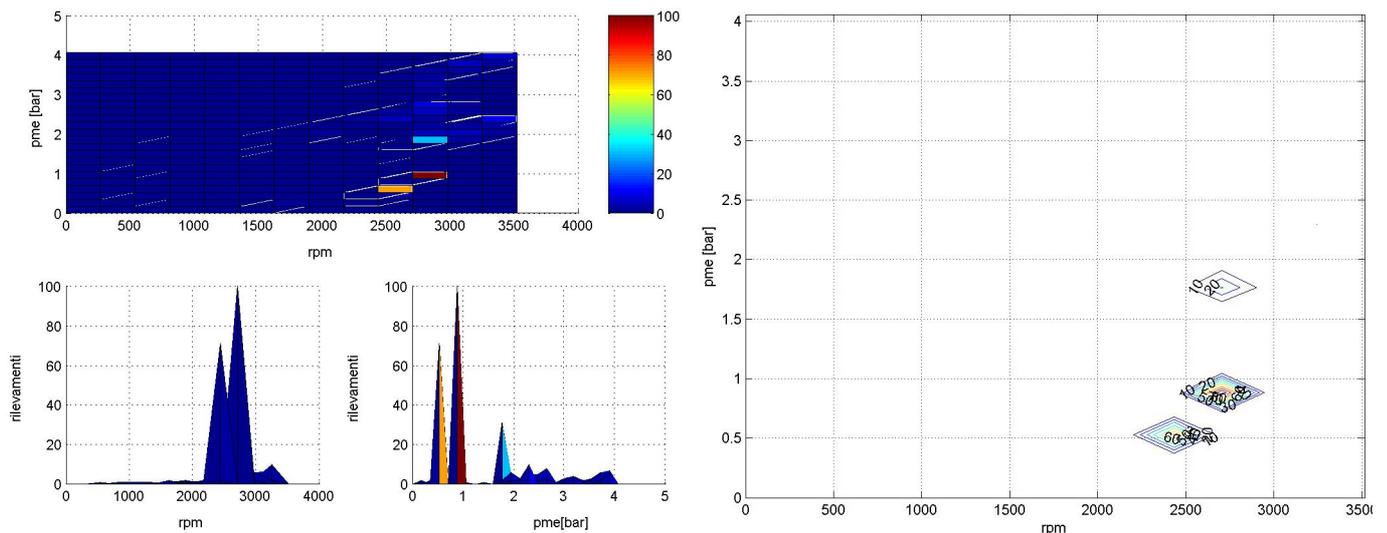


Figura 3.2: Pallogrammi ciclo EUDC con cambi marcia standard

I pallogrammi della figura 3.2 mostrano senza dubbio un miglioramento in termini di potenza impiegata da parte del motore, ma rimangono a livelli estremamente bassi, dato che anche in questo caso il punto di funzionamento più incontrato non supera il bar di pressione media effettiva. Inoltre, in conformità al profilo di velocità di questa missione, si ha pochissima variazione delle condizioni operative del propulsore, che si trova per la più parte del tempo tra i 2500 ed i 3000 rpm e con valori di pme compresi tra 0,5 ed 1 bar. In questo caso i massimi di potenza e pressione media effettiva rilevati sono, rispettivamente, di 68 Cv e 4,3 bar.

Prima di procedere nell'analisi delle missioni statunitensi, sottolineiamo ancora una volta che il genere di prove fin qui esaminate è estremamente penalizzante per una vettura dal carattere marcatamente sportivo come quella oggetto del nostro studio, che risulta ottimizzata per tutt'altri valori di potenze in gioco. Ciò appare evidente se si vanno ad osservare le curve di consumo specifico al variare della pme, per quelle velocità tipiche dei cicli omologativi.

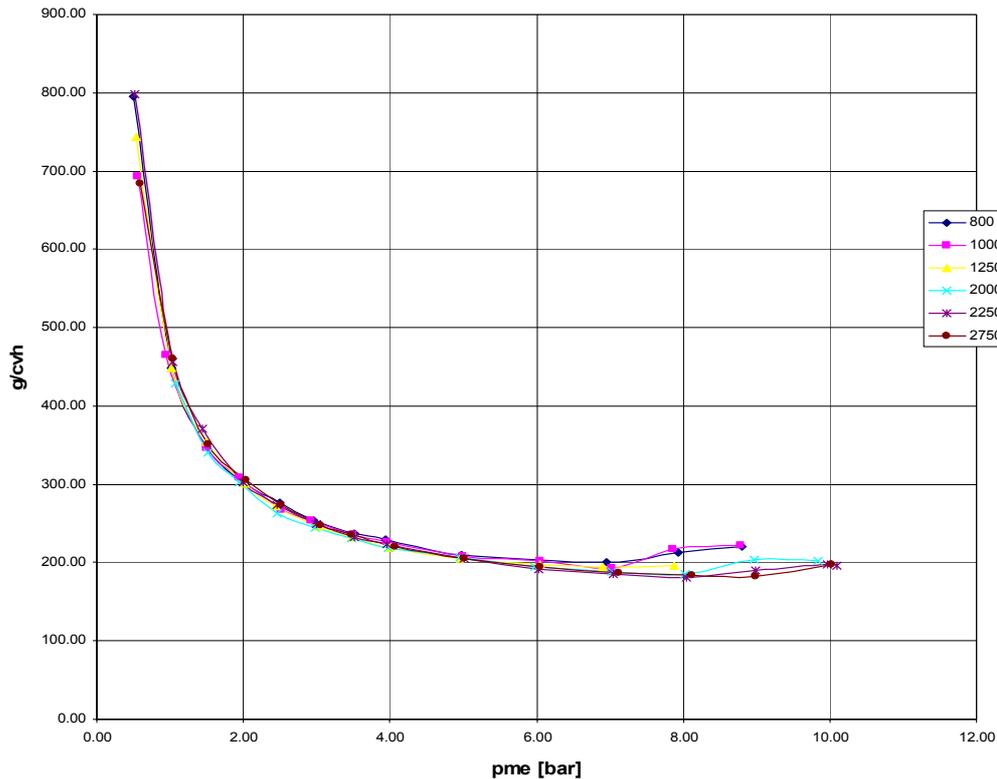


Figura 3.3: Curve di consumo specifico al variare della pme con regime motore costante

La prima cosa che appare dalla figura 3.3, è la quasi indipendenza del consumo specifico dal regime di rotazione del motore, almeno per quei valori di velocità riportati nel diagramma (fino a 2750 giri al minuto). Per le basse velocità, infatti, il rendimento che domina è decisamente quello legato agli aspetti termo-fluidodinamici, mentre ha un peso percentualmente minore quello afferente alle perdite per attrito. Queste ultime, dipendendo fortemente dal regime di rotazione, diventano importanti al crescere dello stesso. Da qui si spiega la sostanziale insensibilità a tale parametro osservata nel diagramma, in cui le curve relative a regimi diversi sono praticamente sovrapposte. L'altro elemento che risulta evidente, è l'andamento fortemente iperbolico con il quale il consumo specifico cresce al ridursi della pressione media effettiva, con un gradiente di variazione veramente elevato. Tanto per quantificare il concetto, si osservi che nel passare da 1 a 2 bar di pme, si dimezza letteralmente il consumo specifico, cosa che lascia capire l'importanza del punto di funzionamento e che è in linea con la teoria dei motori ad accensione comandata. Infine, l'ultimo aspetto che si vuole sottolineare, è il carattere marcatamente asintotico delle curve al crescere della pme, tanto che al di sopra dei 5 bar il consumo specifico si attesta nell'intorno di 200 g/Cvh, ottimo valore per motori benzina in base alle indicazioni di letteratura [10]. In altre parole, il propulsore è tutt'altro che inefficiente, cosa che peraltro sarebbe in contrasto con la necessità di erogare elevate potenze specifiche. Tuttavia, la necessità di utilizzarlo in condizioni di estrema parzializzazione ne compromette il rendimento e causa gli elevati valori di consumo durante le prove su banco a rulli. Prendiamo ora in considerazione i pallogrammi dei cicli statunitensi partendo da quello cittadino, ovvero l'Ftp 75. L'immagine a seguire mostra chiaramente una maggiore variabilità dei punti di funzionamento rispetto alle missioni europee, fattore sintomatico di un profilo di velocità decisamente più articolato. Anche in questo caso, però, lo sfruttamento del motore è limitato a bassissimi valori di pressione media effettiva. La più parte dei rilevamenti rimane nell'intorno di un bar per un regime di circa 2500 rpm e solo di rado il propulsore staziona tra 1,5 e 2 bar di pme. In particolare, al di sopra dei 4 bar i rilevamenti diventano pochissimi ed i massimi registrati sono di circa 6 bar per quanto riguarda la pressione media effettiva e di 70 Cv per la potenza. Valori

sicuramente più favorevoli di quelli trovati per i cicli ECE ed EUDC, ma ancora troppo bassi per avere un rendimento adeguato.

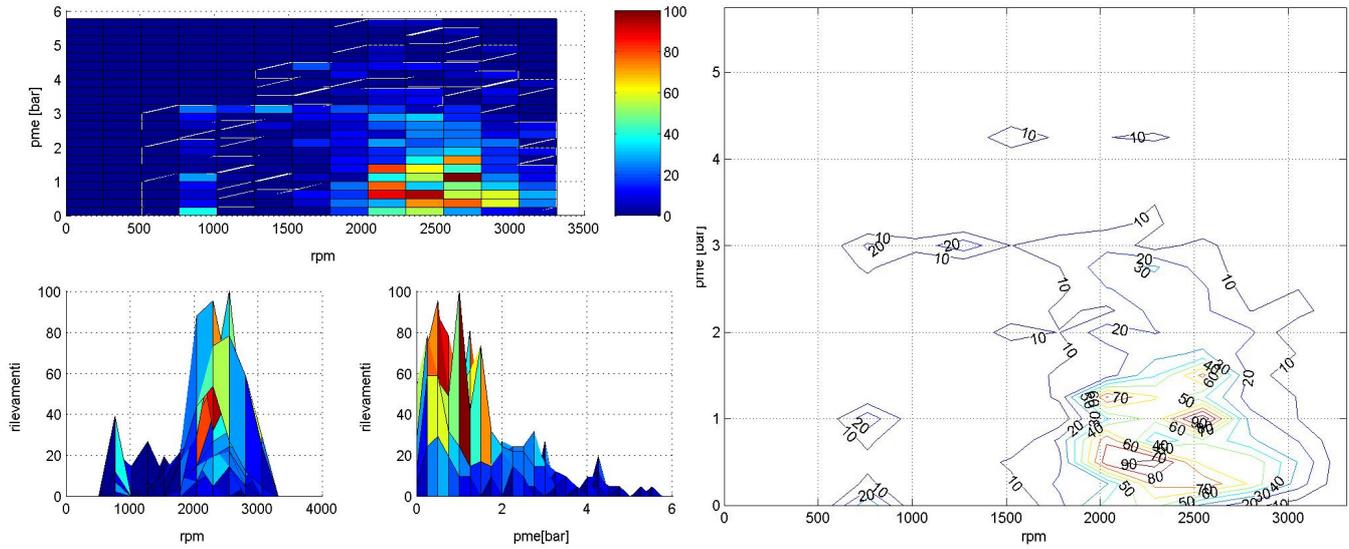


Figura 3.4: Pallogramma ciclo FTP 75 con cambi marcia standard

I ragionamenti fatti per il ciclo Ftp 75 valgono sostanzialmente anche per la parte extra-urbana Highway, come si evince dai grafici a seguire:

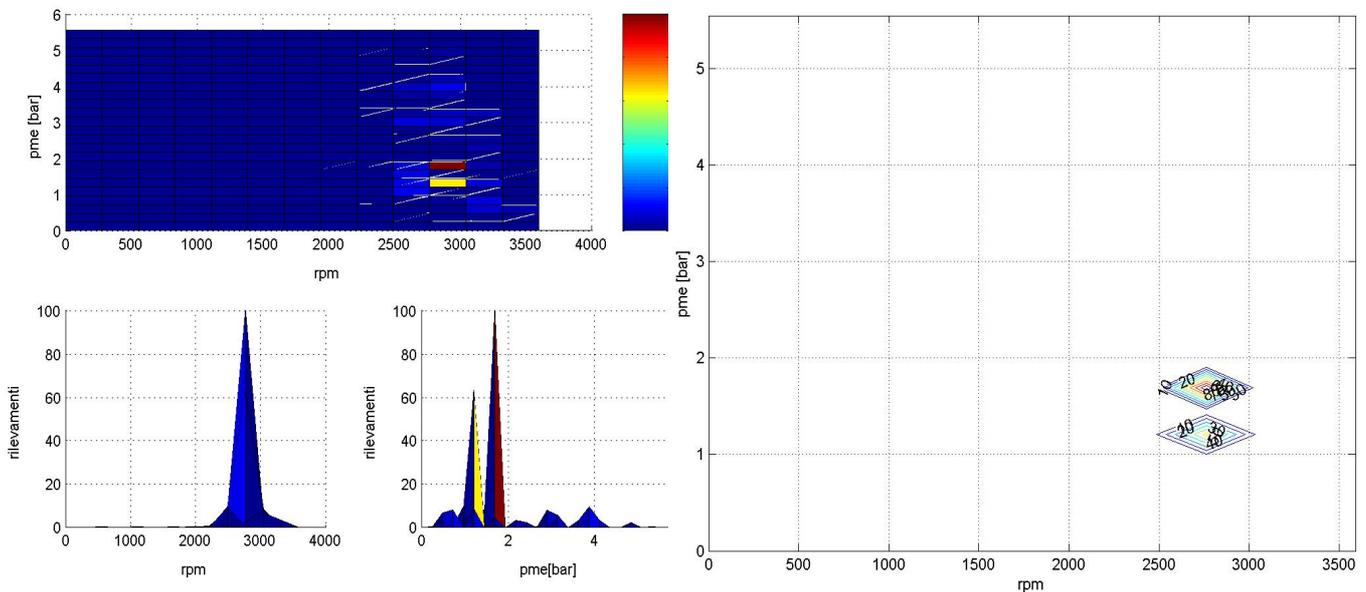


Figura 3.5: Pallogramma ciclo HIGHWAY con cambi marcia standard

In essi si nota una quasi totalità dei rilevamenti attorno a 1,8 bar per un regime di circa 3000 rpm. L'altro punto ricorrente è nell'intorno di 1,2 bar, sempre al regime di 3000 giri al minuto. Per completezza riportiamo anche per questo ciclo i valori massimi di pressione media effettiva e potenza, rispettivamente di 5,6 bar e 85 Cv.

Abbiamo così completato la panoramica delle missioni di consumo/emissione, mettendo in luce il bassissimo impegno in termini di coppia e carico termico a cui è sottoposto il motore della nostra

vettura durante l'esecuzione degli stessi. Ciò, come avremo modo di ripetere nel corso del lavoro, è uno degli aspetti che maggiormente contribuisce all'elevato consumo registrato durante le prove di omologazione.

3.3 Analisi di sensibilità ai termini della curva di resistenza all'avanzamento

Nel paragrafo precedente abbiamo identificato uno degli aspetti che maggiormente influenzano il consumo della vettura durante i cicli omologativi, ora prenderemo in considerazione un altro elemento fondamentale, ovvero la resistenza all'avanzamento incontrata dal veicolo.

In particolare, la potenza spesa per seguire un determinato profilo di velocità si compone di un'aliquota necessaria ad accelerare il veicolo, più una quota parte impiegata per vincere le resistenze al rotolamento e quelle aerodinamiche. La ripercussione della potenza complessivamente richiesta dalla vettura durante una qualunque missione, è di primo ordine sul consumo, come appare evidente dall'espressione del consumo istantaneo:

$$C_h = c_s * P_{richiesta} / \eta$$

essendo,

$P_{richiesta}$ = Potenza richiesta a seguire la missione di prova all'istante considerato e definito da un preciso valore di velocità ed accelerazione;

c_s = Consumo specifico del motore per le condizioni di funzionamento all'istante considerato;

C_h = Consumo orario del motore per le condizioni di funzionamento all'istante considerato;

η = rendimento complessivo della drive-line;

$P_{richiesta} / \eta$ = Potenza richiesta al motore a fronte della potenza richiesta alle ruote per seguire il profilo di missione.

La formula riportata è estremamente semplice e mostra come il consumo della vettura sia direttamente proporzionale alla potenza necessaria ad accelerarla e a mantenerla alla velocità di missione. Questa considerazione è molto importante e ci spinge a focalizzare la nostra attenzione non già al solo motore, bensì al "sistema veicolo" nella sua interezza.

E' fondamentale puntualizzare con grande enfasi tale aspetto, ovvero che il consumo di una vettura è frutto della sua efficienza complessiva, la quale, a sua volta, comprende un buon rendimento motore, ma anche una bassa dissipazione di energia in attriti, resistenze aerodinamiche e contributi di accelerazione.

Per rendere ancora più chiara questa osservazione, basti pensare alla composizione del termine $P_{richiesta}$ che, per una determinata vettura, ovvero per opportuni coefficienti di rotolamento pneumatici, peso e coefficiente di penetrazione aerodinamica, dipende esclusivamente dal profilo di velocità. Evidenziamo quanto detto, esplicitando l'espressione dei contributi che compongono la potenza richiesta:

$$P_{richiesta} = P_{acc} + P_{diss} = P_{acc} + P_{rot} + P_{aer}$$

Dove,

P_{acc} = potenza richiesta ad accelerare la vettura;

P_{diss} = potenza necessaria a mantenere la vettura alla velocità V ;

P_{rot} = potenza necessaria a vincere le resistenze al rotolamento alla velocità V ;

P_{aer} = potenza necessaria a vincere le resistenze aerodinamiche alla velocità V .

Non riportiamo in questa sede le formule che permettono di calcolare i termini sopra citati, per le quali si rimanda al secondo capitolo, ma sottolineiamo che le potenze dissipate sono funzioni cubiche della velocità, mentre la potenza accelerante dipende linearmente dalla velocità e dall'accelerazione.

Stante la grande importanza degli elementi appena evidenziati, si è reputato utile eseguire una vera e propria analisi di sensibilità ai diversi parametri vettura che influenzano, in maniera più o meno diretta, le resistenze all'avanzamento. Tra questi sono stati presi in considerazione:

- la massa vettura;
- i coefficienti "roll" degli pneumatici;
- il coefficiente di penetrazione aerodinamica.

Sono stati valutati a calcolo gli scostamenti del consumo su diversi tipi di missione, variando in una certa misura i fattori suddetti. Le simulazioni sono state condotte sia per i cicli statunitensi, che per quelli europei, ma verranno illustrati di seguito solo i risultati relativi a questi ultimi, perché sufficienti ad esprimere l'andamento complessivo di quanto emerso. In aggiunta a tali missioni verranno indicate anche le ripercussioni sul consumo in sesta marcia alla velocità costante di 110 km/h e di 150 km/h, in quanto ritenute un buon indice dell'impiego autostradale.

Per quanto riguarda la sensibilità al peso vettura, a partire dal peso standard di 1970 kg, sono stati simulati gli incrementi ed i decrementi del 10 %, del 20 % e del 30 %, ottenendo le differenze di consumo riportate nell'istogramma a seguire:

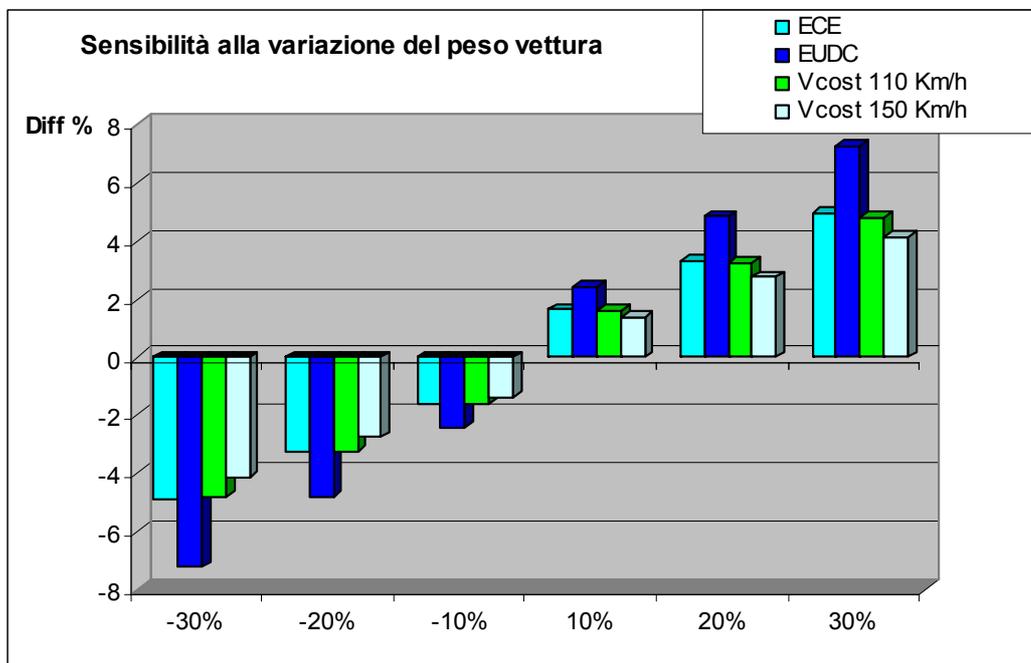


Figura 3.6: Sensibilità del consumo alla variazione del peso vettura

Come si evince dalla figura 3.6, le ripercussioni in termini di consumo hanno un andamento piuttosto lineare con la variazione di peso in ognuna delle quattro missioni analizzate. In particolare, la maggior sensibilità la si registra nel ciclo extra-urbano, per il quale si può sintetizzare un gradiente di consumo di circa 2,2 % per ogni 10 % di variazione del peso. Non stupisce che la minor influenza in termini percentuali la si registri sul consumo a 150 km/h, dato che al crescere dell'andatura diventano sempre più significative dal punto di vista percentuale le perdite aerodinamiche, le quali non dipendono dalla massa del veicolo.

Si sottolinea che dal punto di vista teorico il termine peso agisce sotto due punti di vista. In primo luogo esso interviene sulla potenza accelerante, la quale varia in maniera lineare con la massa traslante equivalente, a sua volta dominata dal peso statico della vettura. Secondariamente, esso rientra nel contributo delle resistenze al rotolamento, dato che queste vengono computate attraverso dei coefficienti adimensionalizzati rispetto alla massa che grava sugli pneumatici. Infine, vi è un ulteriore aspetto legato al peso vettura che non appare direttamente da questi calcoli, ma che riveste grande importanza soprattutto in fase di impostazione di un nuovo modello. Trattasi del rapporto peso/potenza, che deve essere mantenuto sufficientemente basso se si vogliono garantire adeguate prestazioni. Ebbene, l'aumento del peso richiede necessariamente di installare una potenza utile maggiore, la quale passa per cilindrata più elevate e, in generale, per consumi più alti. Questo ultimo aspetto non è banale da quantificare, ma va tenuto presente al pari degli altri quando si valuta l'importanza di ridurre i pesi al fine di ottenere un veicolo più efficiente in senso lato, anche dal punto di vista energetico.

Veniamo ora al contributo del coefficiente di penetrazione aerodinamica, per valutare il quale si sono effettuati i calcoli aumentando e riducendo, anche in questo caso, il valore nominale del 10 %, del 20 % e del 30 %. Premettiamo che quanto diremo per il C_x è completamente ripetibile per ciò che riguarda la superficie frontale vettura, dato che la resistenza aerodinamica dipende dal prodotto di questi due fattori.

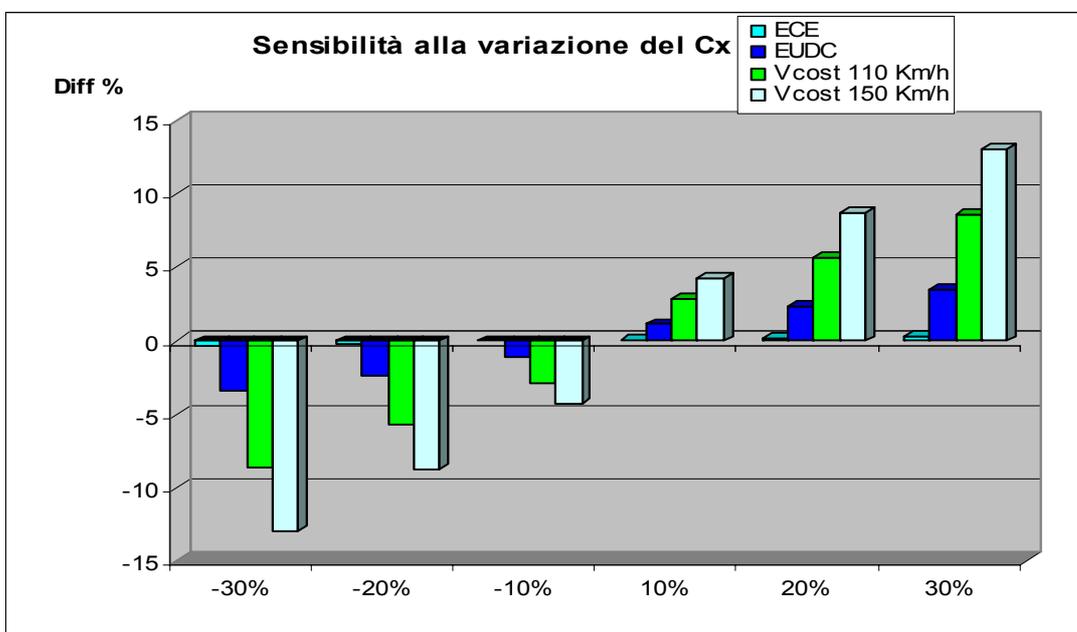


Figura 3.7: Sensibilità del consumo al coefficiente di penetrazione aerodinamica

La figura 3.7 conferma quanto è logico aspettarsi dalla teoria, ovvero l'importanza vieppiù crescente dell'efficienza aerodinamica per quelle missioni che registrino velocità elevate. Di contro, si osserva una sostanziale indipendenza del ciclo urbano da tale parametro e un impatto piuttosto

basso anche nel tratto EUDC. In generale, anche per il C_x si è osservato un andamento pressoché lineare tra una sua variazione e la corrispondente ripercussione sul consumo. Il massimo gradiente lo si registra alla percorrenza di 150 km/h, missione per la quale aumentare o ridurre del 10 % il C_x comporta rispettivamente un aggravio o una diminuzione del consumo di circa il 4,3 %.

Si vuole ora presentare la dipendenza del consumo dai coefficienti di rotolamento degli pneumatici, ossia quelli che nel Capitolo 2 sono stati indicati con il nome di coefficienti ROLL. L'approccio di calcolo seguito è lo stesso utilizzato per le altre analisi di sensibilità, pertanto si sono imposti a tali coefficienti degli scostamenti del 10 %, del 20 % e del 30 %, andando a verificare la variazione sul consumo complessivo. La figura 3.8 propone un istogramma di sintesi dei risultati:

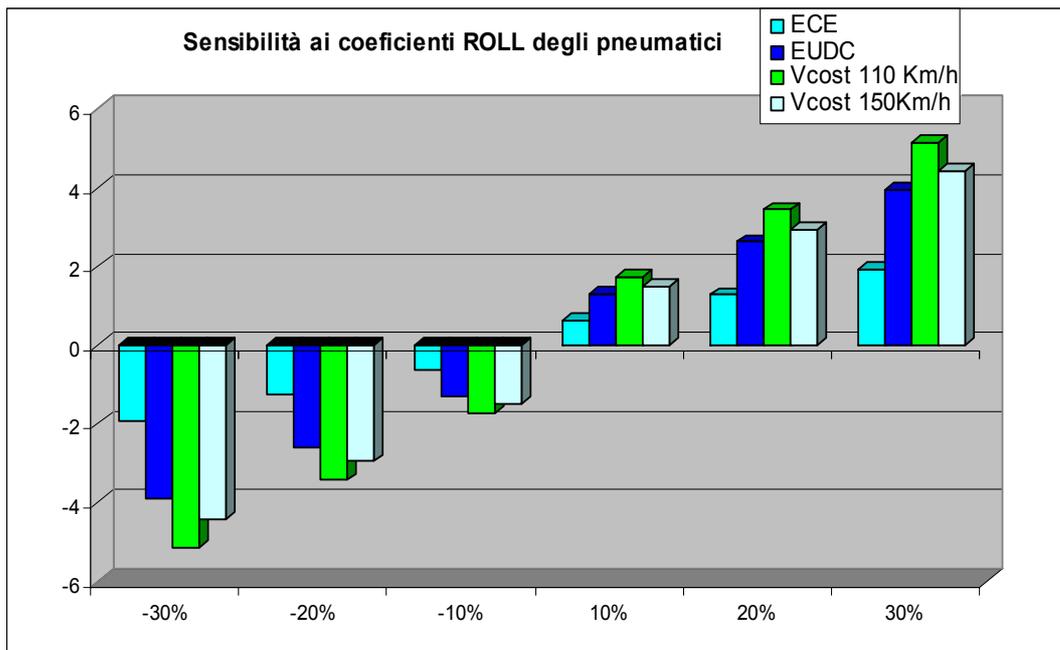


Figura 3.8: Sensibilità del consumo ai coefficienti di rotolamento degli pneumatici

Così come per gli altri parametri analizzati, anche per i coefficienti “roll” c'è un rapporto all'incirca costante in ogni missione tra la variazione percentuale ad essi imposta e la corrispondente ripercussione sul consumo. Questo è sintomatico di una certa linearità nella loro influenza. La missione su cui si osserva la massima incidenza è l'andatura alla velocità costante di 110 km/h, per la quale si guadagna (perde) circa l'1,7 % di consumo per ogni 10 % di riduzione (aumento) dei valori dei coefficienti. Il fatto che la maggior sensibilità la si abbia per tale velocità e non per i 150 km/h non stupisce, se si pensa che le perdite per rotolamento pneumatici hanno un andamento leggermente crescente con la velocità, ma decisamente meno importante rispetto a quello delle resistenze aerodinamiche. Inoltre, le dissipazioni per rotolamento hanno un valore diverso da zero anche per velocità nulla, o comunque molto bassa, cosa che giustifica la ripercussione, seppur contenuta, sul ciclo ECE.

Come ultimo argomento di questo paragrafo, andiamo a valutare la sensibilità del consumo al rendimento della trasmissione nei cicli europei. Si precisa che questo è un parametro non direttamente riconducibile né alle resistenze all'avanzamento, né all'efficienza del motore. La scelta di affrontarlo in questa sezione deriva dal fatto che esso costituisce l'anello di giunzione tra la potenza richiesta al motore e quella necessaria a vincere le resistenze all'avanzamento per un determinato profilo di velocità. Si tratta, sostanzialmente, di un indice delle perdite incontrate sulla drive-line, la cui stima sperimentale è contenuta in parte nella curva di “coast down”. Questo è il motivo per il quale si è deciso di aggiungere l'argomento come appendice di questo paragrafo.

Le simulazioni sono state svolte riducendo il valore nominale del rendimento del 20 %, del 10%, del 5% e del 2,5% e, successivamente, aumentandolo del 2,5% e del 5%. Un aumento ulteriore porterebbe ad un valore superiore all'unità, con evidente assurdità fisica, pertanto ci si è limitati a valutare il caso ideale di rendimento uno, come ultima ipotesi. A seguire l'istogramma di sintesi dei risultati, nel quale a un decremento del rendimento corrisponde ovviamente una differenza percentuale positiva, ossia un peggioramento del consumo, a contrario di quanto visto per gli altri grafici:

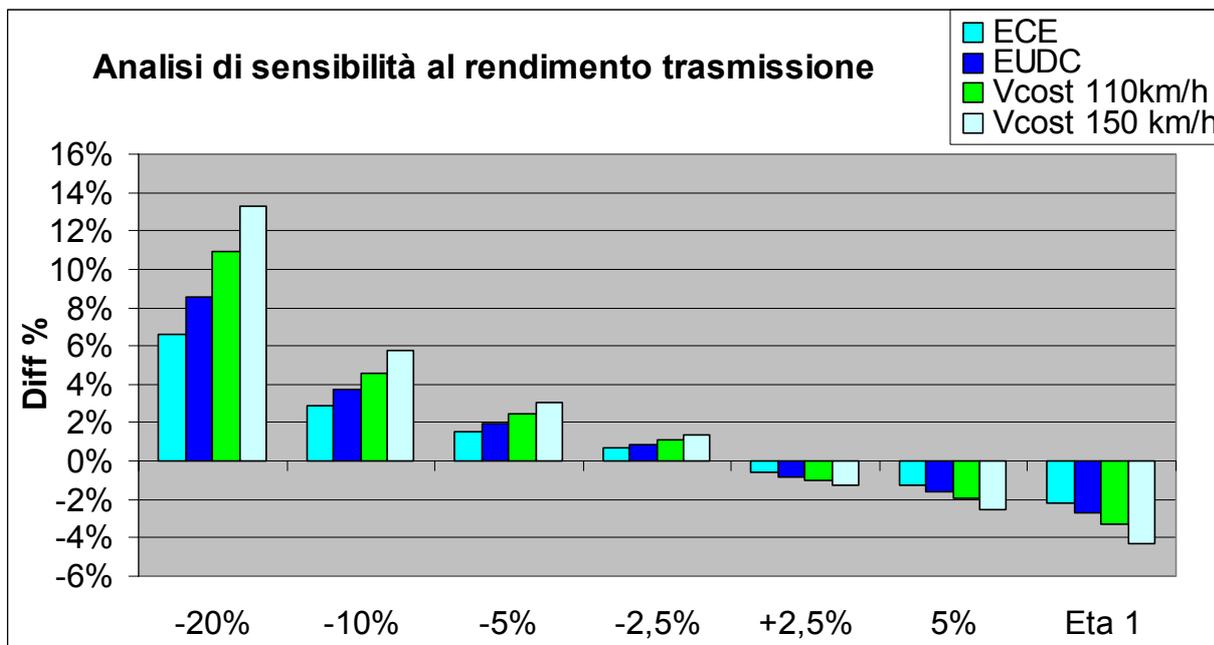


Figura 3.9: Sensibilità del consumo al rendimento della trasmissione

Come si evince dalla figura 3.9, l'influenza del rendimento della trasmissione dipende dal tipo di missione e non è strettamente proporzionale al consumo complessivo, come si potrebbe desumere da una lettura superficiale della formula riportata ad inizio paragrafo. In particolare, si osserva che ad un peggioramento del x % nel rendimento non corrisponde la stessa percentuale di aumento del consumo e la stessa cosa vale anche nel caso di miglioramento. La spiegazione di ciò risiede nel fatto che il peggioramento (miglioramento) del rendimento trasmissione, a parità di potenza resistente, comporta una richiesta di potenza al motore maggiore (minore), ovvero uno spostamento del punto di funzionamento verso pme più alte (basse), come approfondiremo nel prossimo paragrafo. A questa variazione del punto di funzionamento motore corrisponde una variazione del consumo specifico, come si evince dalla figura 3.3, che in parte compensa l'aumento o la riduzione della potenza richiesta nell'espressione del consumo istantaneo. Ecco il motivo per cui non vi è una diretta corrispondenza tra il miglioramento del rendimento drive-line e quello del consumo. A riprova di quanto detto, si considerino le due missioni di consumo a velocità costante e si osservi che, all'aumentare dell'impegno del motore, l'influenza percentuale della variazione del rendimento trasmissione tende a crescere a sua volta. Questo si verifica perché ci si sposta verso zone del piano quotato motore in cui le curve consumo specifico/pme tendono ad appiattirsi asintoticamente. Seppur non riportati nel grafico, durante le nostre prove abbiamo eseguito anche i calcoli per velocità costanti fino a 250 km/h e ciò che si è visto è la tendenza al valore unitario del rapporto tra variazione del rendimento trasmissione e corrispondente variazione del consumo istantaneo.

In conclusione a quanto osservato nelle pagine precedenti, possiamo affermare che le analisi effettuate sui diversi elementi che concorrono alla generazione delle resistenze all'avanzamento,

confermano il grande vantaggio lucrabile dall'ottimizzazione dell'efficienza dell'intero veicolo, a partire dal peso fino ad arrivare all'aerodinamica ed agli attriti volventi.

3.4 Analisi di sensibilità all'allungamento dei rapporti del cambio

Nel paragrafo precedente abbiamo riportato la formula che lega il consumo istantaneo a quello specifico ed alla potenza richiesta al motore ad un generico istante della missione. Tale espressione, a dispetto della sua immediatezza e semplicità, contiene molte informazioni, tra le quali abbiamo già sottolineato la grande importanza della potenza resistente. In questo paragrafo andremo a valutare un'altra conseguenza di quella relazione legata, però, al primo fattore a secondo membro, ovvero al consumo specifico. Esso, in base a quanto abbiamo visto dal piano quotato del nostro motore, è praticamente insensibile al regime, almeno per le basse velocità di rotazione, ma non si deve fare l'errore di ritenere che ciò sia vero anche per il consumo orario. Infatti, ipotizziamo di eseguire un ciclo di prova emissioni e di trovarci al generico istante i -esimo con valori determinati di velocità ed accelerazione, è evidente che tali esigenze vincolano, a parità di vettura, la potenza complessivamente necessaria a seguire il ciclo e di conseguenza la potenza che il motore deve erogare.

Alla luce di queste considerazioni, è bene ricordare la nota relazione che lega la potenza espressa da un motore endotermico alternativo alla cilindrata, al regime ed alla pressione media effettiva:

$$P = \frac{pme * V_c * n}{\tau / 2}$$

dove,

V_c = cilindrata motore;

pme = pressione media effettiva;

n = regime di rotazione motore;

τ = numero di tempi del motore.

E' chiaro che se la potenza richiesta è una costante, per ciascun punto di funzionamento i valori di regime di rotazione e pressione media effettiva saranno tra loro inversamente proporzionali. In altre parole, il propulsore potrà soddisfare la richiesta di lavoro nell'unità di tempo sia tramite un maggior numero di rotazioni, ovvero con una velocità più alta, che con un maggior carico termico impegnato, ossia con pme superiori. Tale possibilità è in realtà eliminata dai vincoli cinematici che derivano dall'utilizzo di un preciso rapporto di trasmissione e che, fissata la velocità di avanzamento vettura, rendono univoca la condizione di pme richiesta e, di conseguenza, il livello di parzializzazione dell'aspirazione. A conclusione di questo ragionamento, e tenendo presente l'andamento fortemente crescente del consumo specifico al calare della pme , appare evidente che per una determinata velocità di avanzamento vettura, avere un rapporto di trasmissione che favorisca alti regimi di rotazione motore porta inevitabilmente a far lavorare lo stesso in condizioni di minor efficienza, aumentando di molto il consumo complessivo.

Al fine di oggettivare quanto più possibile questo aspetto, è stata eseguita un'analisi di sensibilità a calcolo sia per i cicli europei che per quelli statunitensi. In questo caso, a contrario di quanto fatto nel paragrafo precedente, pare opportuno riportare i risultati relativi ad entrambe le tipologie di prova, dato che la ripercussione dell'allungamento di un rapporto piuttosto che un altro è fortemente condizionata dallo specifico profilo di velocità e varia, dunque, da ciclo a ciclo.

Partiamo nell'esposizione dai cicli europei, per i quali sono stati eseguiti i calcoli ipotizzando di allungare ciascun rapporto di trasmissione separatamente del 5% e rilevando la riduzione di consumo corrispondente. La sintesi di quanto trovato è contenuta nel seguente istogramma:

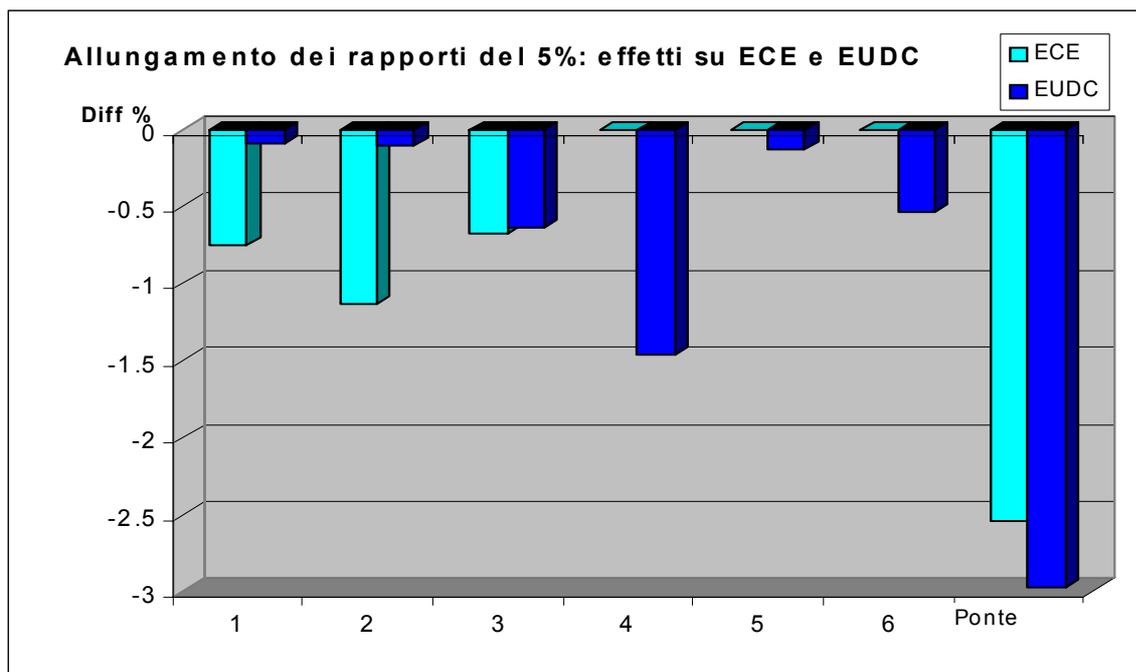


Figura 3.10: Sensibilità del consumo all'allungamento dei rapporti nei cicli europei

La prima cosa che appare è l'impatto delle marce basse prevalentemente sul ciclo urbano, e della quarta su quello extraurbano, dovuti semplicemente alle diverse percentuali di utilizzo dei rapporti durante le missioni di prova. Per entrambi i cicli, poi, il maggior livello di sensibilità lo si ha per il cosiddetto rapporto di ponte, ovvero la coppia conica che manda a differenziale. Ciò è banalmente legato al fatto che tale rapporto di trasmissione è costante e presente a prescindere dagli altri, quindi è ovvio che agire su tale ingranaggio comporta il massimo dell'efficacia e del risultato.

Al di là delle banalità evidenziate nelle righe precedenti, quello che a mio avviso deve essere rimarcato, è l'ordine di grandezza dell'impatto che l'intervento sul cambio sembra avere, rispetto a quanto rilevato nel paragrafo precedente. Infatti, ciò che questi calcoli ci dicono è che un allungamento del 5 % sul rapporto di seconda, ad esempio, ci consente un risparmio del 1,2 % circa sul ciclo ECE, cosa che richiederebbe, invece, una riduzione del 10 % circa del peso, oppure del 20 % delle resistenze al rotolamento. Allo stesso modo, un allungamento del rapporto di quarta sempre del 5 %, permetterebbe un risparmio del 1,5 % sul ciclo EUDC, al quale sarebbe necessaria la riduzione di circa il 10 % delle resistenze al rotolamento, oppure del 20 % del C_x . Per non parlare, infine, della coppia conica che, ad un allungamento del 5 %, fa corrispondere un risparmio di consumo di circa il 2,6 % e del 3 %, rispettivamente nei tratti urbano ed extra-urbano. Si tratta di valori decisamente significativi, ma che comportano necessariamente un compromesso dal punto di vista delle prestazioni, in quanto un allungamento dei rapporti implica una minor coppia disponibile alle ruote, ovvero minor forza accelerante per la vettura. Questo è un aspetto molto importante da pesare nel confronto tra gli interventi sulla rapportatura e quelli sulle resistenze all'avanzamento: mentre i primi comportano un inevitabile compromesso sul versante prestazioni, i secondi sono favorevoli sotto tutti i punti di vista, poiché agiscono migliorando l'efficienza complessiva del sistema vettura.

In termini di uso autostradale, è evidente che allungare il rapporto di ponte oppure quello di sesta è del tutto equivalente e il risultato che si è osservato dall'incremento del 5 % nel rapporto di trasmissione, è stato un calo di circa un 3,5 % del consumo alla velocità di 110 km/h, contro il 2,5 % alla percorrenza di 150 km/h. La differenza in termini percentuali e, in particolare, la minor efficacia al crescere della velocità, deriva dal fatto che l'azione di allungamento rapporti riduce sì il

consumo, ma non ha alcun effetto sulla potenza richiesta all'avanzamento. Tale intervento, infatti, contribuisce a spostare il punto di lavoro del propulsore in una zona del piano quotato a maggior efficienza, ma non aiuta a ridurre le dissipazioni al moto. Al crescere della velocità all'interno della formula che ci fornisce il consumo istantaneo, il termine della potenza richiesta prevale su quello relativo al consumo specifico, pertanto il miglioramento apportato al rendimento motore diventa percentualmente meno rilevante.

Concludiamo questo paragrafo con i risultati dell'analisi fatta sui cicli americani, per i quali si è proceduto allungando ogni rapporto separatamente del 5 %, esattamente come per quelli europei.

In questo caso, dato che le norme vigenti negli stati uniti richiedono di esprimere il consumo in miglia per gallone, ossia in termini di autonomia, si riportano le differenze percentuali in maniera coerente. Ciò significa che una riduzione di consumo apparirà negli istogrammi come una differenza percentuale positiva, essendo ad essa associato un aumento di autonomia.

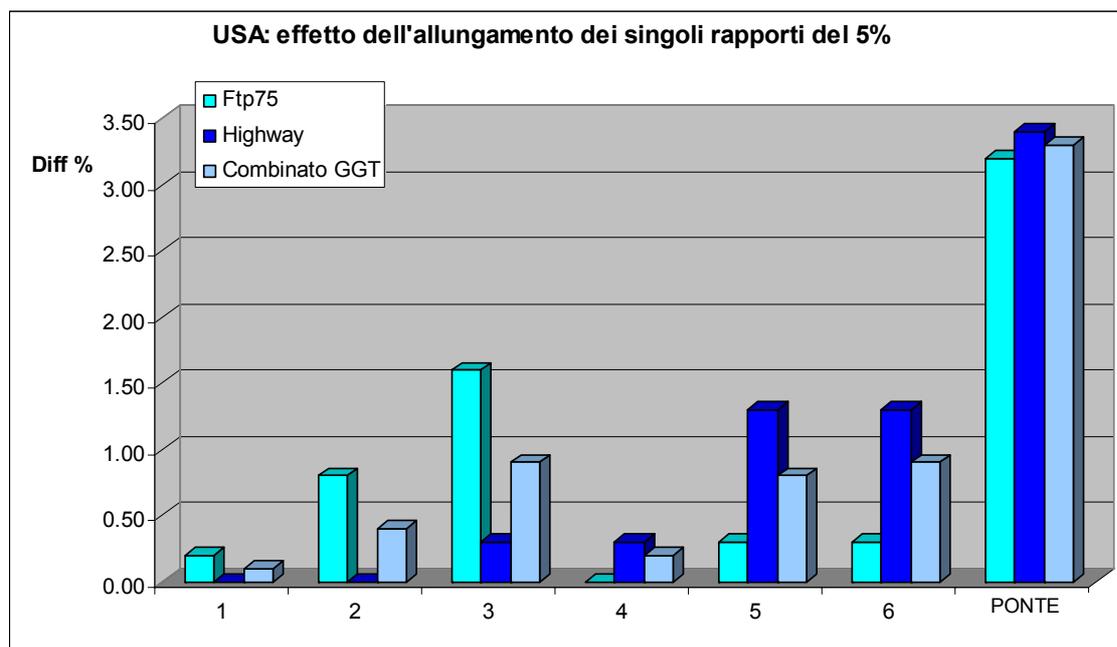


Figura 3.11: Sensibilità dell'autonomia vettura all'allungamento dei rapporti nei cicli statunitensi

Nella figura 3.11, oltre all'influenza percentuale sui cicli Ftp 75 ed Highway, si è deciso di riportare anche l'effetto sul consumo combinato, ovvero quello che determina la classe di appartenenza della vettura nell'ambito della Gas Guzzler Tax. Si tratta certamente del ciclo di maggior importanza pratica dal punto di vista aziendale, dato che ad esso sono associati dei costi non trascurabili, come evidenziato nel corso del primo capitolo. E' naturale, dunque, che tutte le valutazioni in ottica di potenziali interventi migliorativi, debbano avere tale missione come linea guida e questa è proprio la ragione per cui si è voluto metterla in evidenza.

Anche in questo caso, così come già visto nelle missioni europee, si osserva una buona efficacia dell'allungamento, con particolare riferimento ai rapporti di terza, quinta e sesta, nonché naturalmente al rapporto di ponte, per il quale si supera il 3 % di miglioramento dell'autonomia a fronte del solito 5 % di incremento.

Si fa notare, infine, che sia per le missioni europee che per quelle americane, gli effetti migliorativi derivanti dalla modifica dei rapporti del cambio risultano cumulativi. In altre parole, se noi agiamo sia sul ponte che su alcune marce singolarmente, l'effetto complessivo di miglioramento sarà dato dalla somma dei contributi trovati per ciascun intervento.

Quest'ultima considerazione rende ancora più appetibile l'ipotesi di agire direttamente sui rapporti del cambio, al fine di ottenere una soluzione che sia efficace in termini di riduzione consumo, ma che non risulti troppo intrusiva sulla vettura originaria.

3.5 Analisi di sensibilità ai parametri motore

Nelle prossime pagine verranno presentati i risultati delle simulazioni svolte al fine di indagare la sensibilità ad alcuni parametri legati al motopropulsore ed al suo utilizzo nei cicli omologativi. Il modello base di vettura è lo stesso già utilizzato per le precedenti analisi di sensibilità.

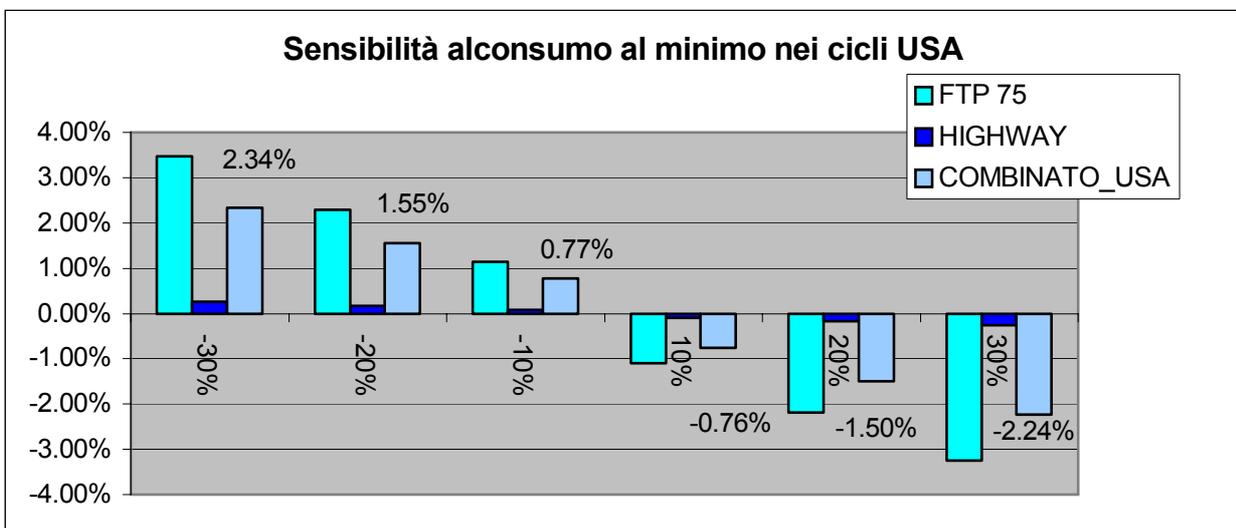
Le indagini effettuate fanno riferimento al consumo durante i cicli omologativi americani ed europei e sono elencate di seguito:

- sensibilità al consumo al minimo;
- potenzialità di un eventuale strategia di START & STOP;
- sensibilità al regime di cut off durante i rilasci;
- sensibilità alla riduzione del consumo specifico in determinati regimi di funzionamento;
- sensibilità alla riduzione del consumo specifico nei punti di funzionamento a basso carico;
- sensibilità all'inerzia motore.

3.5.1 Sensibilità al consumo al minimo

Per valutare la sensibilità al consumo al minimo sono stati eseguiti i calcoli con incrementi e decrementi rispettivamente del 10 %, del 20 % e del 30 % del valore iniziale, che nel nostro caso è di 2020 g/h. Tale consumo orario di riferimento deriva da un rilevamento sperimentale eseguito su un propulsore montato al banco e fatto girare ad un regime di minimo di 800 rpm. In realtà, come già accennato nel Capitolo 2, non è corretto ipotizzare un unico valore costante di consumo al minimo, dato che esso dipende fortemente dalla strategia di gestione dello stesso. Tuttavia, si può ipotizzare che quello qui assunto e riportato sia il miglior consumo raggiungibile nelle fasi di sosta, avendo cura di ottimizzare l'anticipo e la posizione del variatore di fase. Avere una sensibilità alla variazione di tale parametro, ci fornisce sicuramente un valore cautelativo dell'effettivo vantaggio conseguibile, dato che nella realtà la quota parte di consumo imputabile alle fasi di minimo è senza dubbio maggiore.

Di seguito vengono riportati gli istogrammi riassuntivi dei risultati ottenuti. Si fa notare che nel proseguo del capitolo anche le variazioni percentuali sui cicli europei verranno indicate con riferimento all'autonomia, onde avere un più diretto confronto con le missioni americane. Questo, come già affermato in precedenza, comporta che un valore positivo della differenza percentuale letta sui grafici, fa riferimento ad una riduzione del consumo, mentre un segno negativo è indice di un peggioramento.



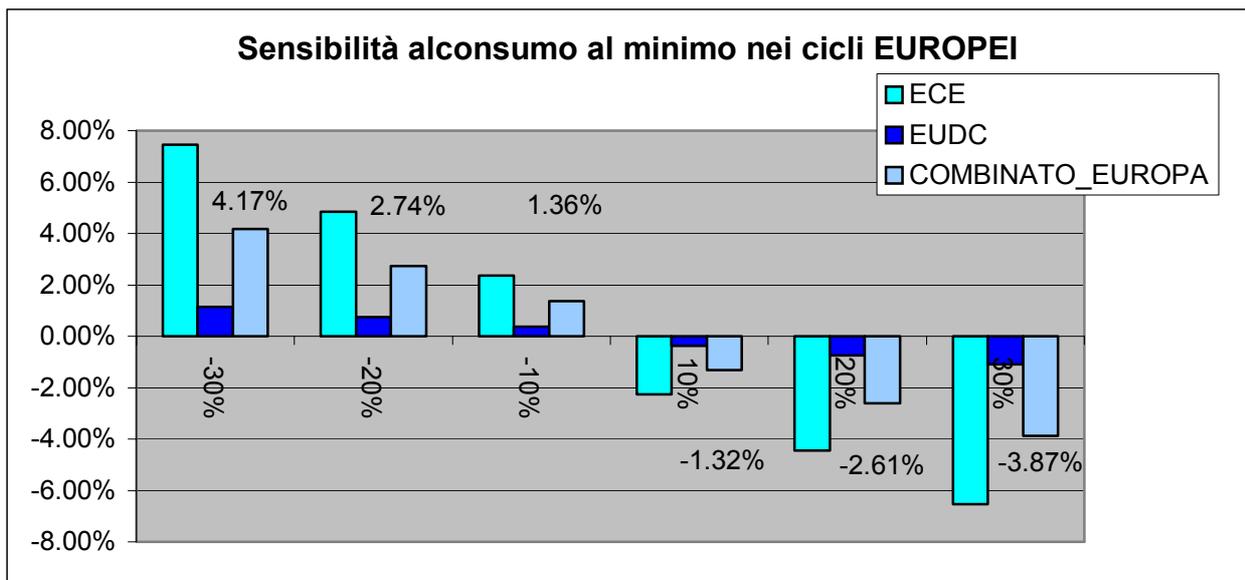


Figura 3.12: Sensibilità al consumo al minimo nei cicli europei ed USA

In estrema sintesi, si osserva su entrambi i cicli combinati, sia europei che statunitensi, una riduzione o un incremento del consumo complessivo all'incirca lineare al variare del consumo al minimo.

In particolare, possiamo dire che ad un incremento (decremento) del 10 % del consumo orario al minimo fa seguito un peggioramento (miglioramento) del consumo totale di circa lo 0.8 % per il ciclo combinato USA e del 1.4 % per il combinato EUROPA.

Come è ovvio attendersi in base al profilo di velocità, l'influenza del minimo motore è molto più marcata per i due cicli urbani, ovvero FTP 75 ed ECE, mentre è pressoché nulla sulle missioni extra-urbane. Il ciclo ECE, poi, è in assoluto quello su cui si può ottenere il maggiore vantaggio dalla riduzione del consumo al minimo, alla cui riduzione del 10 % fa seguito un aumento del 2.3 % dell'autonomia complessiva.

3.5.2 Strategia di START & STOP

I calcoli discussi nel paragrafo precedente hanno fatto capire il potenziale di riduzione consumo correlato all'ottimizzazione del minimo motore. Come estremizzazione di tale concetto va attentamente presa in considerazione l'ipotesi di ricorrere a strategie di START & STOP, ovvero a dispositivi che consentano di spegnere il motore durante le fasi di sosta del veicolo, per poi riaccenderlo prontamente qualora il guidatore manifesti la volontà dei ripartire.

I principali fornitori del settore "automotive" già reclamizzano l'esistenza di sistemi di questo tipo, i quali, peraltro, sono già in commercio su alcune vetture, seppur non dirette concorrenti della Quattroporte (ad es. Citroen C3, Toyota Vitz). Tali sistemi permettono la riaccensione spontanea del propulsore qualora venga rilasciato il pedale della frizione, ad esempio, o attraverso altri parametri di controllo.

Si tratta, ovviamente, di dispositivi di non semplice messa a punto perché lo spegnimento e la successiva riaccensione devono avvenire in maniera tale da non arrecare situazioni di discomfort in abitacolo, nonché ritardi di risposta del veicolo nelle fasi di ripartenza (si pensi, ad esempio, alle situazioni di arresto agli incroci o in prossimità di un semaforo).

Relativamente a questi ed altri problemi di carattere applicativo non sono state ancora fatte analisi o osservazioni dirette, mentre ci si è soffermati sulla valutazione a calcolo dell'entità del vantaggio che tali accorgimenti potrebbero apportare alla riduzione complessiva dei consumi vettura.

Al solito, le simulazioni sono state effettuate con riferimento ai quattro cicli principali di omologazione ed i risultati vengono riassunti negli istogrammi sotto allegati:

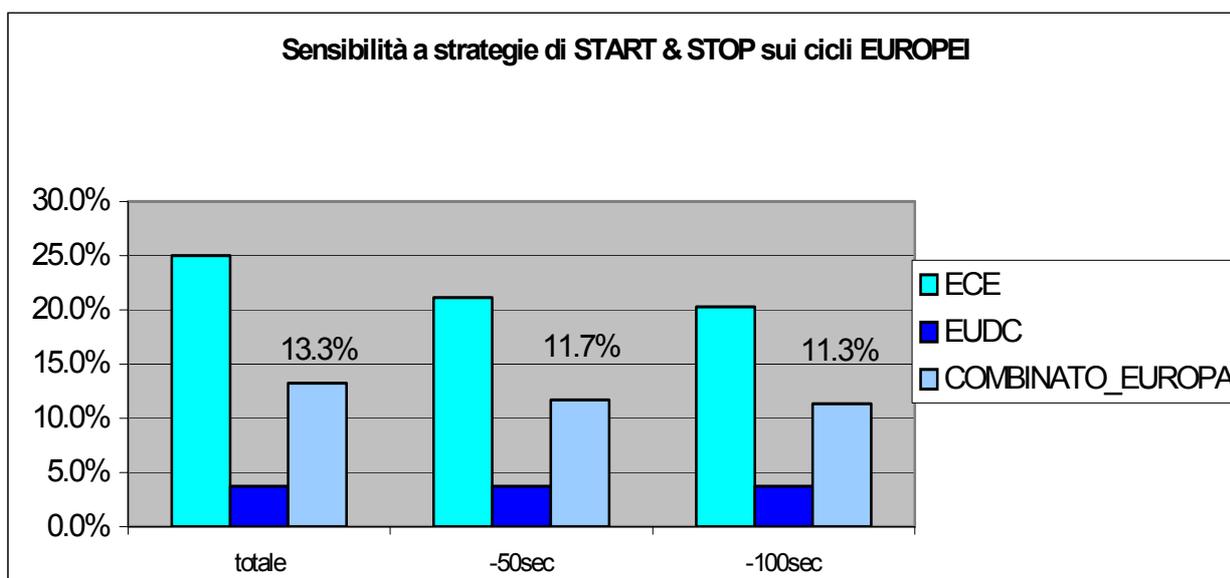
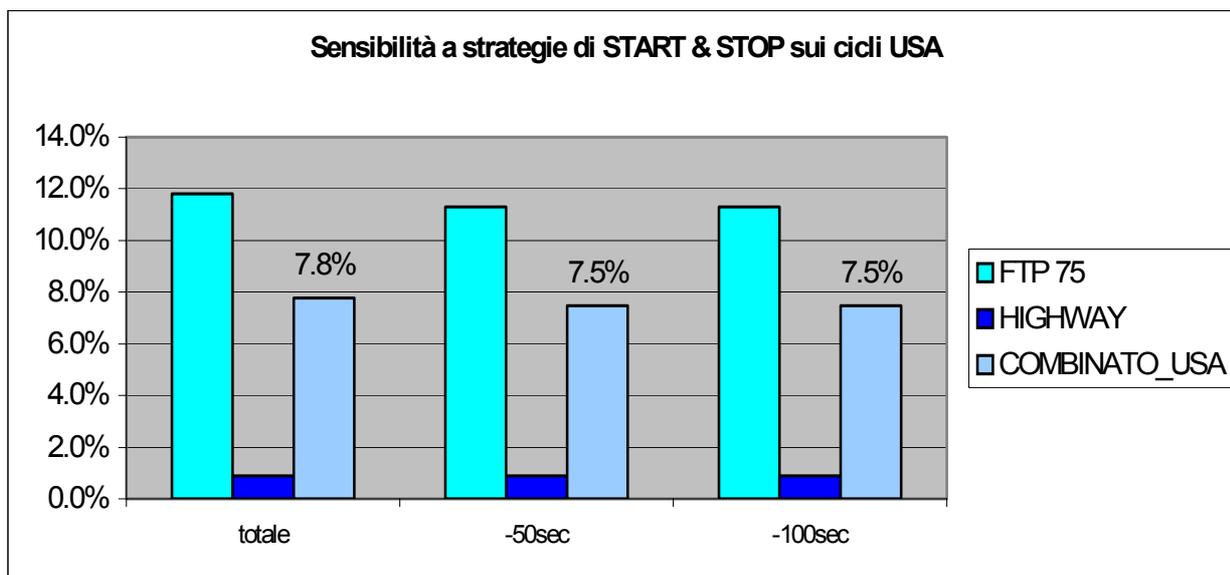


Figura 3.13: Sensibilità alla strategia di START & STOP durante i cicli

Le analisi fatte riguardano tre tipologie diverse di applicazione della strategia di START & STOP. Si è indicato con “totale” il risultato delle simulazioni nelle quali il motore è stato spento in ogni fase di arresto del veicolo, ovvero in ogni punto del profilo missione per cui la velocità presentasse il valore nullo. Successivamente, sono state prese in considerazione le ipotesi di mantenere un funzionamento tradizionale per i primi 50 secondi di funzionamento sui due cicli urbani (FTP 75 ed ECE) e, infine, per i primi 100 secondi. Tali condizioni anomale di funzionamento, indicate rispettivamente con le etichette “-50sec” e “-100sec”, sono dovute alla volontà di rendere leggermente più realistici i risultati del calcolo, tenendo conto dell’inevitabile esigenza di mandare i catalizzatori in temperatura il prima possibile. E’ infatti ben noto che la maggior parte delle emissioni inquinanti di HC e CO avvengono nella fase iniziale di accensione della vettura, ossia laddove il funzionamento dei catalizzatori è parzialmente inibito dalla temperatura non ottimale per il loro rendimento. Osservando le curve caratteristiche ricavate dai fornitori dei sistemi di post

trattamento utilizzati, le quali forniscono il tempo necessario al loro completo riscaldamento durante i cicli di omologazione, si è osservato un tempo compreso proprio tra i 50 ed i 100 secondi. Ricordiamo che si tratta di un sistema trivalente, caratterizzato da due “main cat” più due pre catalizzatori, a due a due su ciascuna bancata. I due “main cat” sono del tipo a 350 cpsi, mentre i due “pre cat” hanno una densità di 500 cpsi.

In base a quanto affermato, dall’esigenza di un “light off” quanto più rapido possibile derivano le due situazioni considerate, che rendono l’analisi più realistica in quanto sarebbe impensabile riuscire a soddisfare i limiti di emissione se si spegnesse il motore e lo si riaccendesse prima di aver mandato completamente in temperatura i catalizzatori.

Eseguite queste considerazioni preliminari, possiamo commentare in maniera estremamente sintetica i risultati emersi dai calcoli, i quali evidenziano l’estrema efficacia delle strategie di START & STOP, soprattutto sul ciclo combinato europeo. Questo non stupisce se si considera la quantità di soste previste per il ciclo ECE, durante l’esecuzione del quale la vettura rimane in fase di sosta per il 32 % circa del tempo, contro il 19 % del ciclo FTP 75.

Molto minori sono le percentuali di sosta nei cicli extra-urbani, in particolare abbiamo il 3 % per il ciclo Highway, contro il 10 % del corrispondente europeo.

Si osserva molto chiaramente, inoltre, come l’esigenza di mantenere il motore acceso al minimo durante le soste per i primi 50 o 100 secondi, non comporti alcuna riduzione del vantaggio realizzabile per i cicli americani, mentre faccia perdere un 2 % circa nei cicli europei. Tale differenza è ovviamente imputabile alla differenza nel profilo di velocità imposto, dato che nei cicli USA, dopo la prima fase di accensione e successiva permanenza al minimo, non si hanno soste tra i 50 ed i 100 secondi, mentre nel ciclo ECE ve ne è una.

In definitiva, i calcoli ci danno conferma del fatto che le soluzioni di START & STOP consentono una riduzione compresa tra il 7 % e l’11 % nei cicli combinati USA ed Europa rispettivamente. Tali strategie, pertanto, meritano di essere approfondite da un punto di vista applicativo.

3.5.3 Sensibilità al regime di cut off durante i rilasci

Un altro aspetto valutato attraverso le simulazioni, è l’influenza sul consumo del regime di “cut off” durante i rilasci dell’acceleratore. Con tale termine si indica il regime di rotazione a cui si torna ad accendere, ovvero ad iniettare un quantitativo minimo di carburante, qualora il motore venga ad eseguire una fase di decelerazione. Supponiamo, infatti, di avanzare ad una velocità vettura alla quale corrisponda il regime di rotazione di 4000 rpm e di lasciare l’acceleratore senza disinnestare la frizione. La vettura incomincerà a decelerare e con essa il motore, al quale non viene più somministrato combustibile, fino a che il pilota non torni a premere il pedale del gas. Qualora ciò non avvenisse prima che il regime motore scenda al di sotto di un determinato valore, tuttavia, l’attuale strategia di controllo prevede una riaccensione del propulsore con la somministrazione di un quantitativo di combustibile sufficiente ad evitare lo spegnimento del motore stesso, a causa delle proprie resistenze interne. Altro motivo che rende necessaria la riaccensione al di sotto di un certo regime, inoltre, è garantire una rapida ripresa a fronte di un’improvvisa richiesta di potenza da parte del pilota, senza che si abbiano problemi di combustione, nonché fenomeni di “strappo” della vettura a seguito del subitaneo caricamento elastico della drive-line.

In funzione dei problemi sopra accennati e di considerazioni peculiari relative al motore utilizzato, ad oggi la velocità di rotazione a cui avviene la riaccensione durante le fasi di rilascio è di 1600 rpm e questo è il regime che si è assunto come base nei calcoli effettuati.

Vale la pena sottolineare che la gestione del cut off da parte del modello di calcolo è notevolmente semplificata rispetto al reale funzionamento della centralina, in quanto nel programma qui utilizzato ci si limita a considerare un consumo costante e pari a quello al minimo, non appena il motore scende al di sotto del regime suddetto. Non si tiene conto, pertanto, che il regime stesso di “cut off” è leggermente variabile a seconda che il propulsore sia caldo o meno e che, soprattutto, il consumo reale dipende dalla portata d’aria che attraversa il motore, quindi dalla sua velocità di rotazione.

Le analisi svolte sono riportate negli istogrammi a seguire, ove vengono riportate per i cicli USA ed Europa, rispettivamente, l'effetto dell'incremento del regime di "cut off" a 1800 e 2000 rpm, nonché della riduzione dello stesso a 1200 e 1400 rpm.

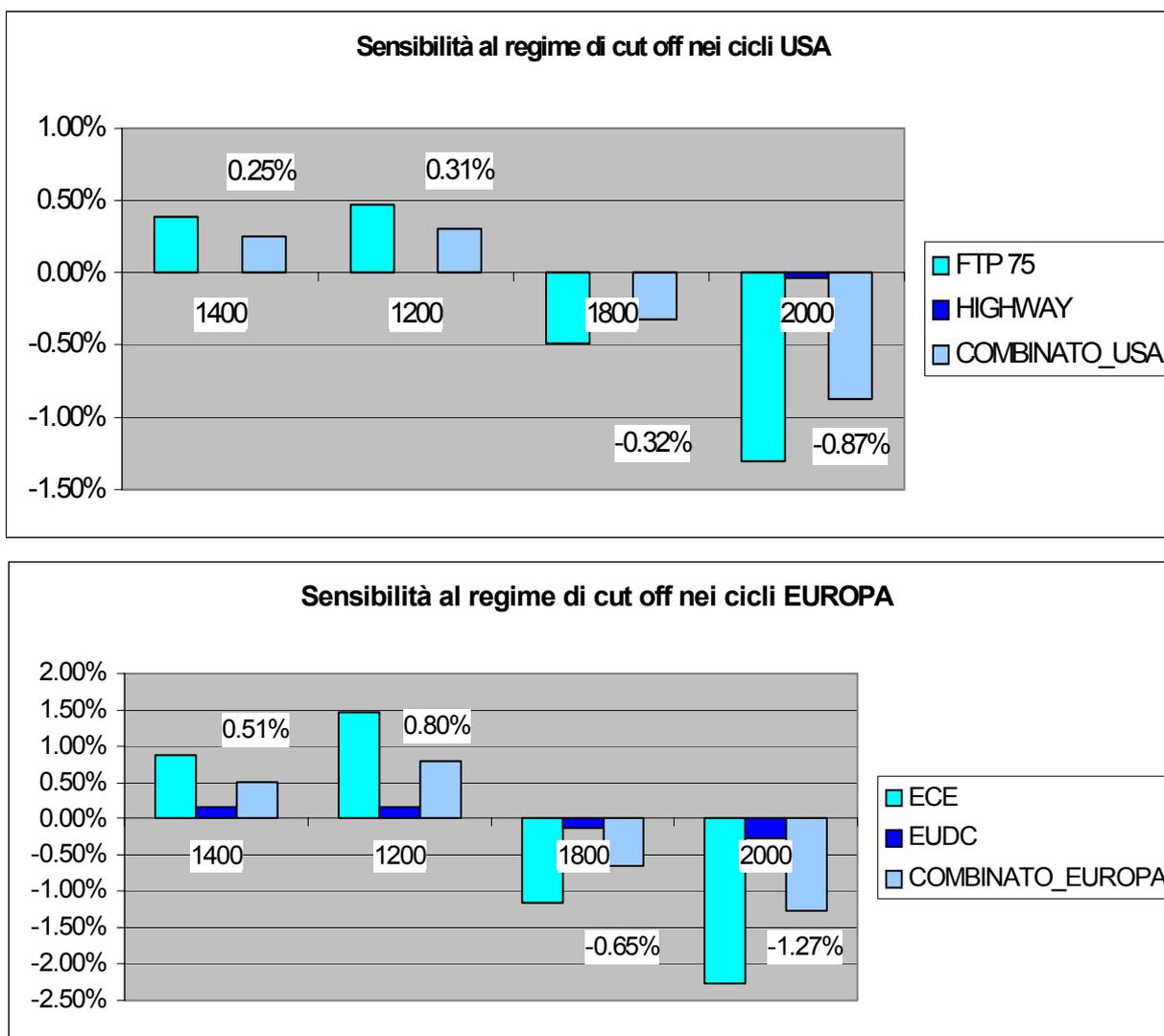


Figura 3.14: Sensibilità al regime di cut off durante i cicli europei ed USA

Dai diagrammi presentati si può osservare come l'effetto del regime di "cut off" sia piuttosto limitato e, comunque, più importante nei cicli europei. In particolare, il profilo di velocità del ciclo Highway lo rende completamente insensibile a qualunque ulteriore diminuzione del regime di riaccensione motore.

Un'altra considerazione emergente, è che il peggioramento osservato nel caso di aumento del regime di "cut off", risulta sempre più significativo del potenziale vantaggio conseguibile riducendolo della stessa quantità. Questa ultima affermazione appare ancora più evidente dai risultati dei calcoli fatti nelle due situazioni estreme, ovvero cut off al regime di minimo motore e assenza totale del "cut off":

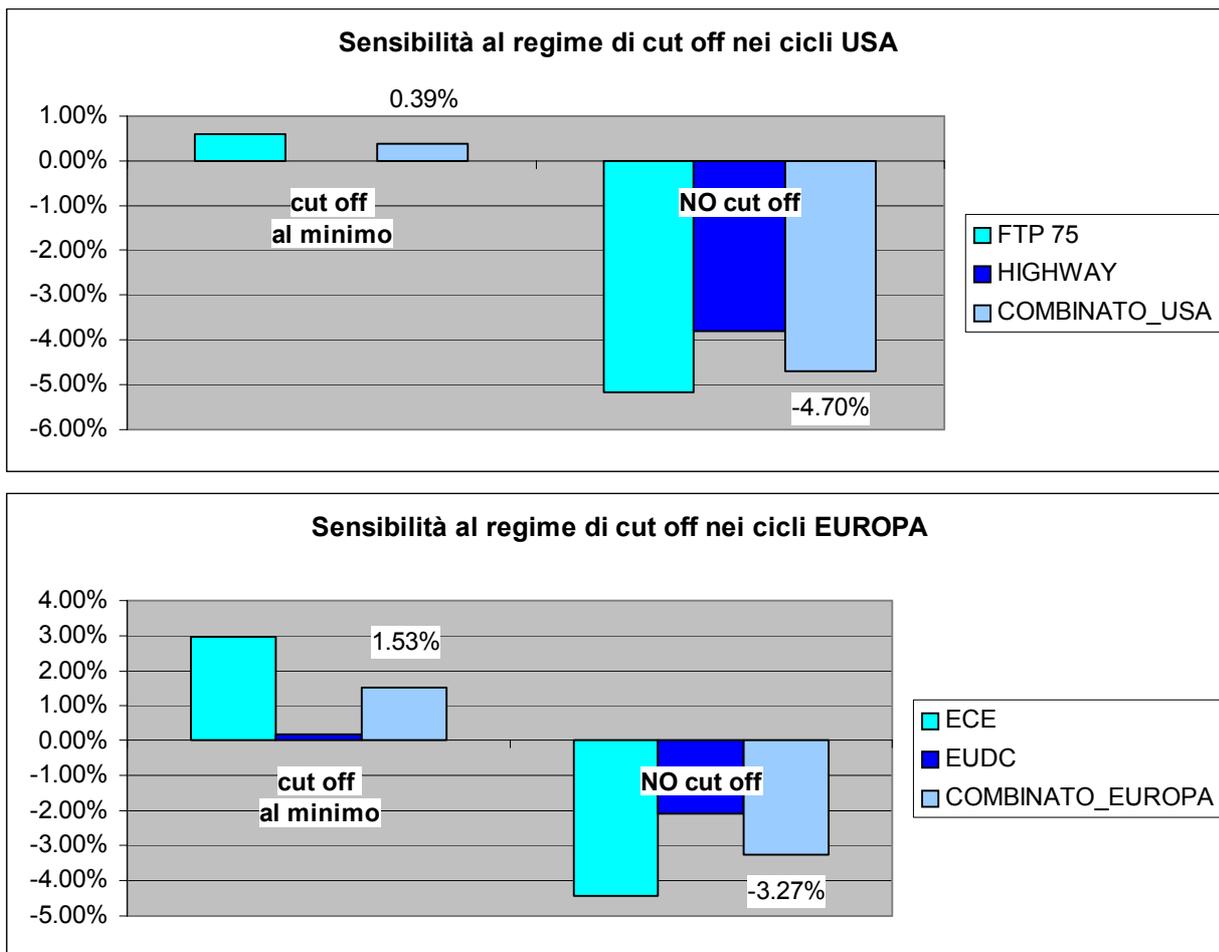


Figura 3.15: Sensibilità al regime di cut off in condizioni estreme

Da queste simulazioni relative a condizioni limite (e neppure realizzabili nel caso del “cut off” al minimo), si evince chiaramente come non vi siano significative riduzioni di consumo nell’abbassare ulteriormente il regime di “cut off” rispetto all’attuale. Vi sarebbe, invece, un deciso peggioramento non effettuando lo spegnimento nei rilasci, prevalentemente per i cicli americani, dove si potrebbe incrementare il consumo quasi del 5 %.

3.5.4 Sensibilità alla riduzione del consumo specifico in determinati regimi di funzionamento

L’ultima serie di analisi svolte a livello di simulazione, riguarda l’eventualità di intervenire direttamente sul piano quotato del motore, riducendone il consumo specifico in determinati punti di funzionamento. La ragione che anima questo genere di indagine, è quella di poter discriminare tra i diversi tipi di modifica apportabili al motore, quelle a maggior impatto sulla riduzione del consumo durante le prove di omologazione. E’ fondamentale, dunque, capire su quali punti del piano quotato andare ad ottimizzare il rendimento, consapevoli del fatto che la progettazione di una macchina complessa come il motore comporta necessariamente dei compromessi e non presenta un ottimo assoluto. In quest’ottica sono state eseguite delle simulazioni al calcolatore, andando a ridurre dapprima del 5 % e successivamente del 10 % il consumo specifico in tre fasce dell’intero spettro di funzionamento del motore, in termini di regimi di rotazione. Le tre fasce considerate sono rispettivamente quella che va dal minimo ai 2000 rpm, quella compresa tra 2000 e 4000 rpm e, infine, quella racchiusa tra i 4000 ed il regime di limitatore, che corrisponde a 7500 giri per il propulsore in esame. La stessa serie di calcoli sono stati ripetuti anche per aumenti del 5 % e del 10 % del consumo specifico, eseguiti con le medesime modalità appena descritte.

Si presentano di seguito alcuni istogrammi esemplificativi dei risultati ottenuti, per i quali si è sempre fatto uso delle condizioni di cambio marcia prescritte dallo standard ed adottate tradizionalmente dalle vetture Ferrari e Maserati:

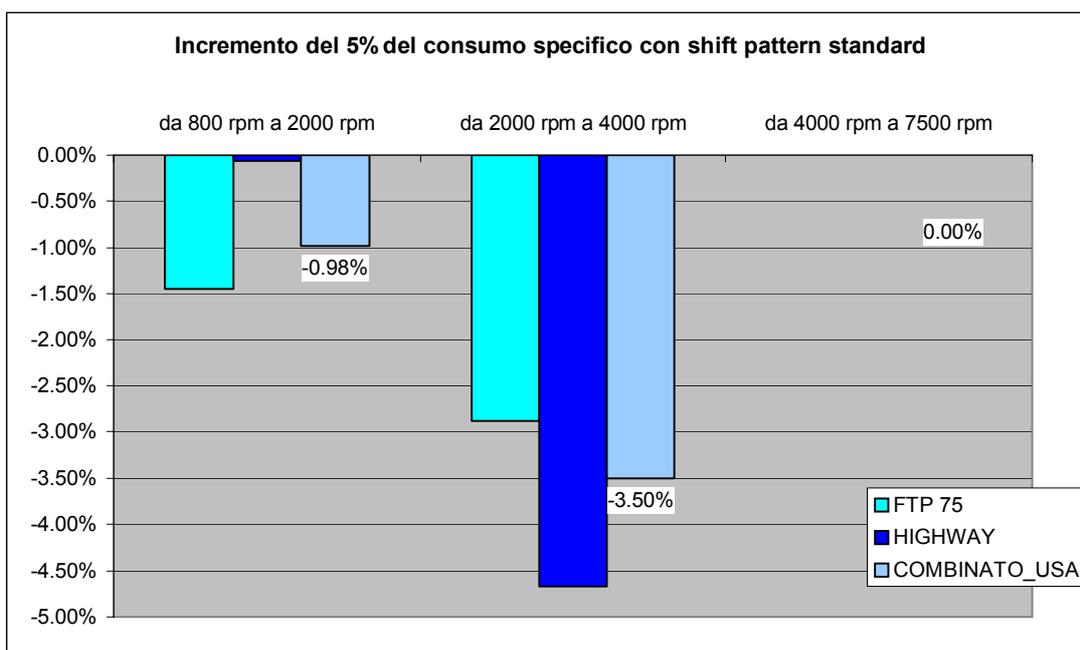
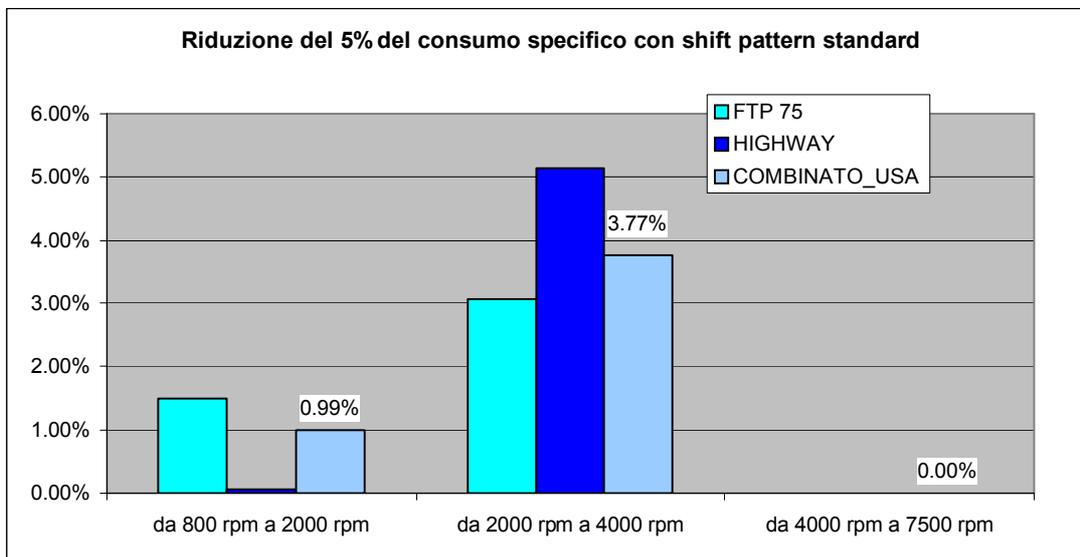


Figura 3.16: Sensibilità alla riduzione del consumo in diverse fasce di regime per cicli USA

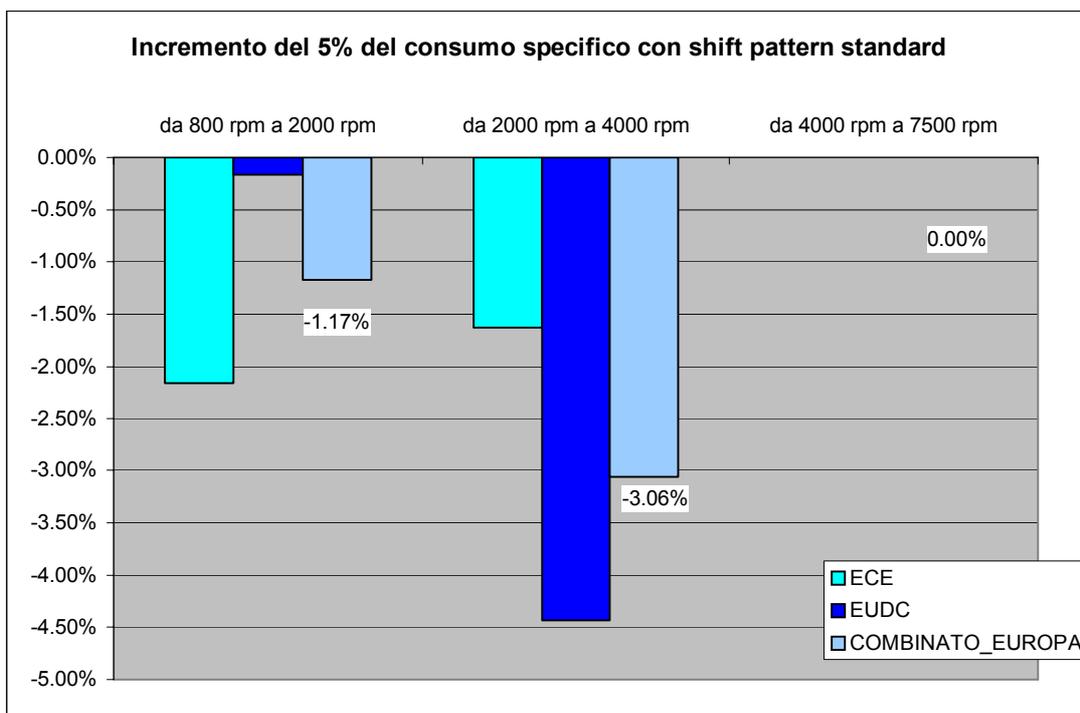
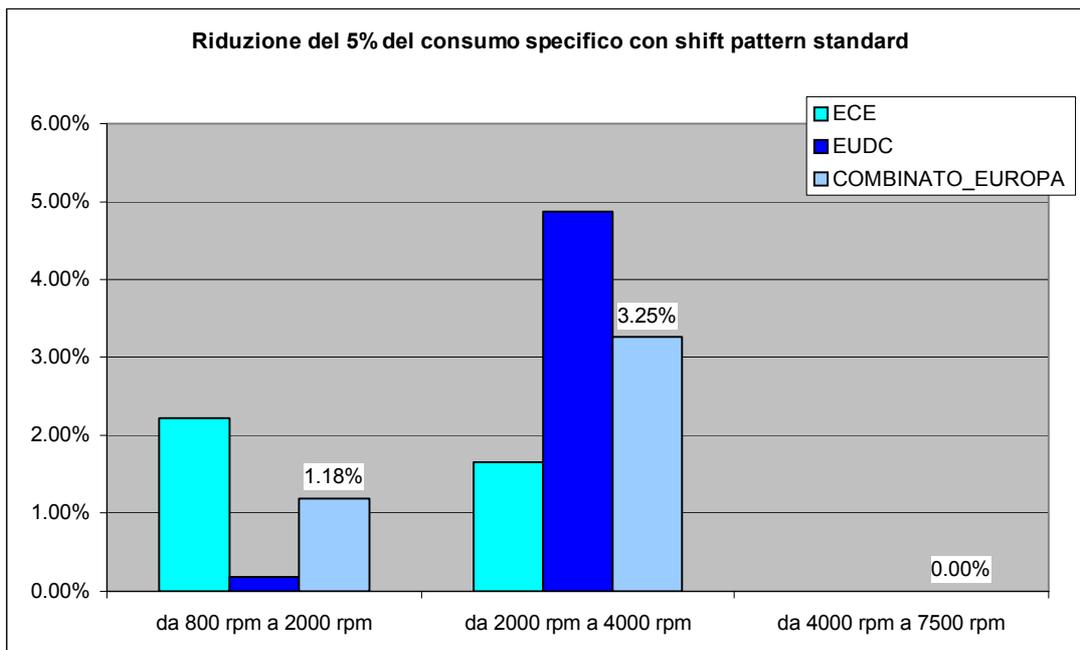


Figura 3.17: Sensibilità alla riduzione del consumo in diverse fasce di regime per cicli EUROPA

Dalla figura 3.17 si osserva, sia per i cicli europei che per quelli americani, una maggior sensibilità alla zona di consumo tra i 2000 ed i 4000 rpm, indice del fatto che questa fascia di funzionamento motore è quella maggiormente impiegata nell'esecuzione delle missioni omologative con "shift pattern standard". Non si tratta di un risultato particolarmente sorprendente, avendo già osservato in un'altra fase dell'attività il pallogramma di utilizzo durante i cicli per la stima di consumi ed emissioni. Risulta particolare, tuttavia, l'assoluta assenza di variazioni nel risultato finale qualora si intervenga sulle zone di piano quotato al di sopra dei 4000 rpm. Da tale informazione si può capire come ogni intervento che ottimizzi l'efficienza del propulsore vicino alle zone di coppia e potenza massima, non abbia alcuna ripercussione benefica in termini di consumo sul ciclo. E' questo un

risultato da rimarcare perché fa capire quale è il grosso problema di un motore come quello in esame, per cui la ricerca delle prestazioni massime ha senza dubbio portato all'ottimizzazione dei rendimenti, ma in zone assolutamente non sfruttate durante le missioni di omologazione.

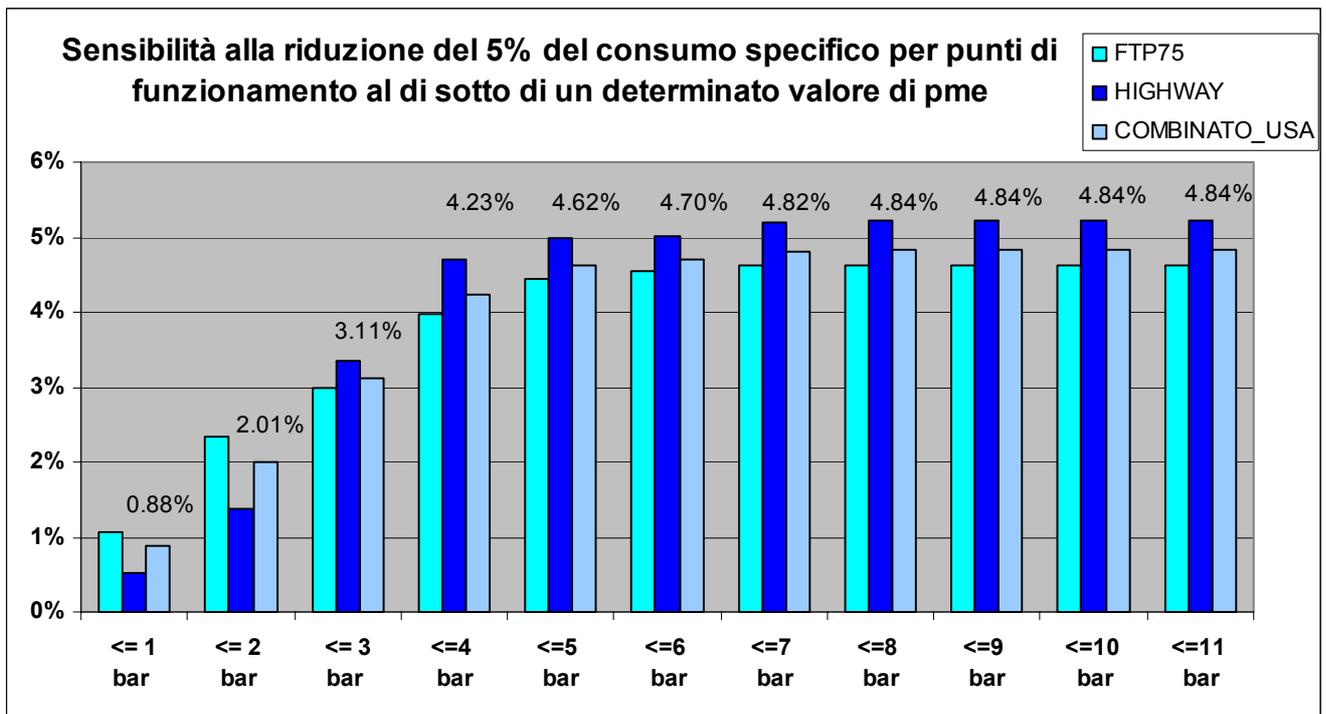
E' opportuno sottolineare che in questa serie di simulazioni non è stato modificato il consumo al minimo, neppure laddove si è intervenuti a variare il consumo specifico tra gli 800 rpm ed i 2000 rpm. Questa scelta è motivata dalla precisa volontà di non sovrapporre gli effetti dell'influenza del minimo, aspetto già studiato in separata sede e che avrebbe solo confuso le idee nella valutazione dei risultati di queste analisi.

Per non appesantire troppo la trattazione, si omettono i diagrammi relativi all'incremento/riduzione del consumo specifico del 10 %. Facciamo notare, comunque, che vi è un andamento pressoché lineare del peggioramento/miglioramento, con l'entità dell'intervento. In altre parole, il raddoppio della causa porta ad un raddoppio anche dell'effetto in termini percentuali, quindi i risultati trovati in questa serie di calcoli sono qualitativamente uguali a quelli già esposti, ma con una riduzione o un aumento percentuale del consumo di entità doppia.

3.5.5 Sensibilità alla riduzione del consumo specifico nei punti di funzionamento a basso carico

Una volta effettuata la valutazione dei punti più influenti sul consumo in zona ciclo, in termini di regime di rotazione, è stata eseguita un'analisi sostanzialmente simile, e per certi versi complementare, sui punti del piano quotato aventi opportuni valori di pressione media effettiva. Sono state ipotizzate riduzioni del 5 % del consumo specifico per tutte le zone della mappa motore, caratterizzate da un valore di pme minore o uguale ad x, essendo x variabile tra 1 ed 11 con incremento unitario. In questo modo sono stati svolti, per ognuno dei cicli americani ed europei, 11 differenti calcoli, sempre con riferimento alla condizione di shift pattern standard.

Vengono riportati a seguire gli istogrammi di sintesi delle simulazioni eseguite sia per cicli statunitensi, che per quelli europei:



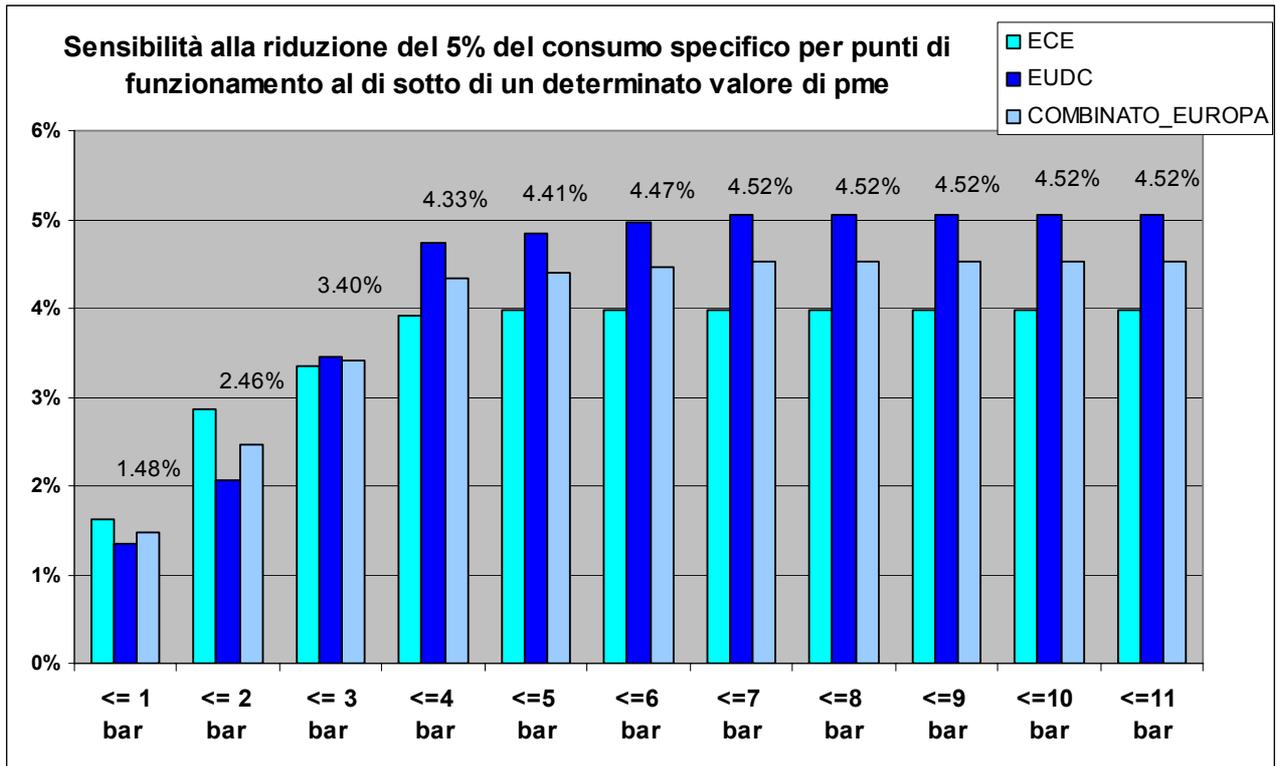


Figura 3.18: Sensibilità alla riduzione del consumo in diverse fasce di pme per cicli USA ed EUROPA

Dai grafici della figura 3.18 si evince chiaramente come le zone su cui intervenire siano quelle a basso carico, in particolare fino ai 4 bar di pme, sia per le prove di omologazione americane che per quelle europee. Eventuali ottimizzazioni nelle zone di funzionamento a farfalla più aperta non hanno alcuna ripercussione sull'esecuzione dei cicli di controllo consumo/emissioni, cosa che risulta dalla saturazione del vantaggio percentuale indotto estendendo la riduzione del consumo specifico a punti del piano quotato con valori di pme superiore a quattro.

Si osservi, inoltre, che per i cicli americani la fascia di carico a maggior impatto è per il tratto urbano decisamente quella tra 1 e 2 bar; tra 2 e 3 bar per la missione extra urbana. Per il ciclo ECE, poi, vale la stessa considerazione del corrispondente americano, mentre nell'EUDC la maggior differenza percentuale la si osserva senza dubbio tra 3 e 4 bar. Tutto ciò è in linea con i pallogrammi già evidenziati ad inizio capitolo.

Si vuole sottolineare, infine, che anche in questo caso non si sono alterati i valori originali del consumo al minimo, sempre per non sovrapporre gli effetti di un contributo già analizzato altrove. Questo è il motivo per cui il massimo vantaggio percentuale trovato non raggiunge il 5%, bensì si attesta sul 4,8 % nelle missioni americane e sul 4,5 % in quelle europee dove le fasi di sosta sono più rilevanti.

3.5.6 Sensibilità all'inerzia motore

Sempre avvalendosi del modello di calcolo fin qui utilizzato, e' stata effettuata una serie di simulazioni variando il valore dell'inerzia motore riportata all'asse di rotazione. Tale grandezza compare nell' equazione che fornisce la massa equivalente traslante della vettura, ovvero nella formula che porta alla determinazione della potenza accelerante. Si tratta di uno dei due termini che contribuiscono alla potenza richiesta istantaneamente, per seguire un determinato profilo di velocità ed è già stato menzionato nel secondo capitolo.

L'analisi è stata svolta al solito sia per i cicli americani che per quelli europei, con variazioni del 10 %, del 20 % e del 30 % del parametro suddetto sia in eccesso che in difetto, così come già fatto per le grandezze che determinano le resistenze all'avanzamento. Anche in questo caso non si è modificato il consumo al minimo per mantenere isolati i contributi, benché a rigor di logica un intervento volto a migliorare le inerzie del motore potrebbe avere effetti benefici sullo stesso consumo al minimo.

Si riportano sotto gli istogrammi esplicativi dei risultati ottenuti, dai quali si evince la scarsissima sensibilità a questo parametro e, quindi, l'assenza di interesse ad una sua modifica nell'ambito di questo lavoro. Ciò diventa ancora più evidente se rapportato alla difficoltà nella riduzione delle masse traslanti e rotanti, all'interno di un motore già di per sé estremamente ottimizzato sotto questo punto di vista, dato il carattere fortemente sportivo:

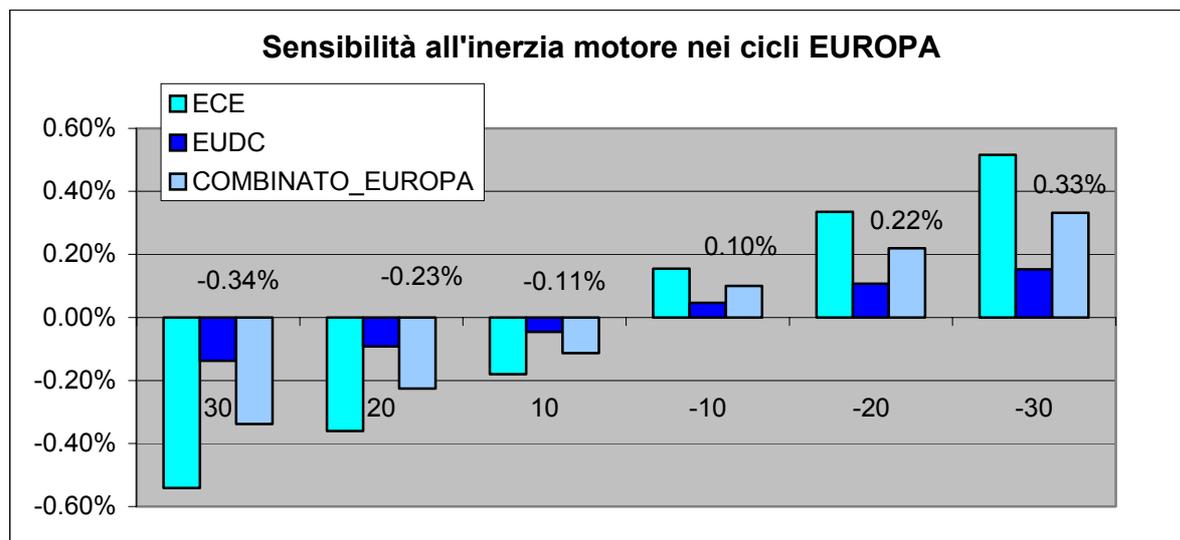
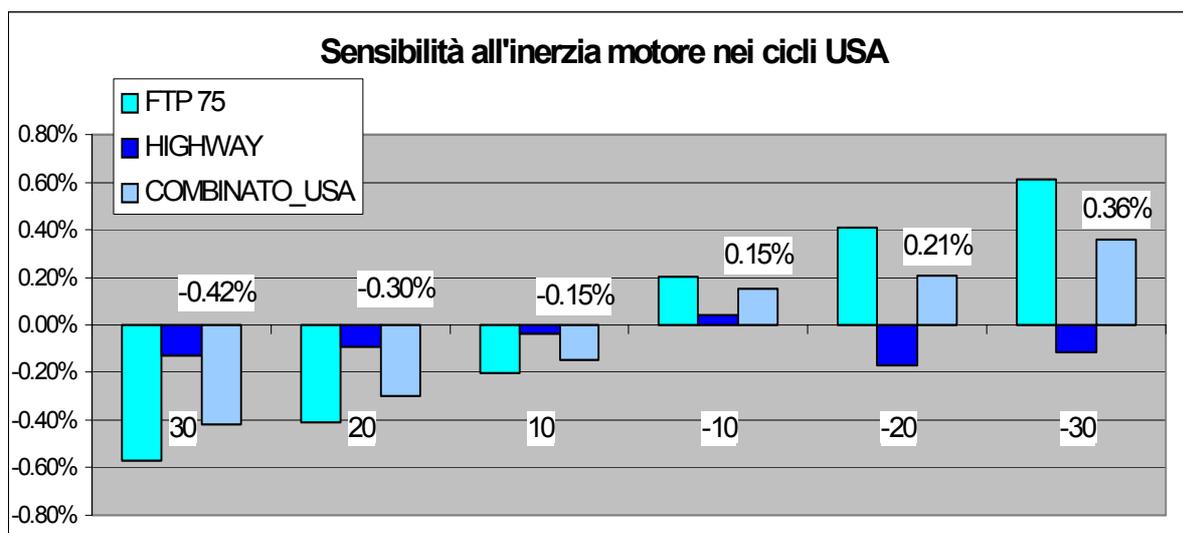


Figura 3.19: Sensibilità all'inerzia motore nei cicli europei e statunitensi

In particolare, si osserva per quel che riguarda i cicli europei una quasi perfetta linearità tra la variazione del parametro in esame ed il corrispondente effetto sul consumo combinato, mentre per i cicli americani questo è vero solo parzialmente. Infatti, qualora si aumentassero in quest'ultimi le

inerzie del motore, si avrebbe un peggioramento con rapporto sostanzialmente costante tra causa ed effetto, cosa che non si verificherebbe, invece, qualora si riducesse l'entità delle inerzie stesse. In questo caso, come si può notare dal primo dei due grafici presentati, si ha un "appiattirsi" del risultato conseguibile sul valore combinato, a causa del leggero peggioramento che si riscontra nel ciclo Highway diminuendo del 20 % e del 30 % il parametro in gioco. Tale aumento del consumo nonostante la riduzione della massa traslante, è probabilmente imputabile al fatto che la riduzione della potenza richiesta, a pari regime di rotazione, porta il propulsore a lavorare in zone di maggior parzializzazione, ovvero di maggior consumo specifico. Questo effetto negativo, che si ha ovviamente in tutti i cicli esaminati, può comunque consentire un risultato globale migliorativo come si verifica per i cicli cittadini e per l'EUDC, o può vanificare completamente l'efficacia dell'intervento, semplicemente in base al profilo della missione simulata.

Si osserva, infine, che l'inerzia motore considerata in questa serie di simulazioni non ha un effetto diretto sul consumo a velocità costante, ove la potenza accelerante è nulla per definizione. E' questo uno dei motivi principali che rende marginale la sua influenza nei cicli omologativi, di per sé caratterizzati da accelerazioni piuttosto contenute.

3.6 Analisi del potenziale di recupero energetico nei cicli omologativi

Come ultimo argomento di questo capitolo dedicato all'indagine numerica, si vuole valutare il vantaggio che si potrebbe avere dal recupero di energia durante i cicli. Il potenziale connesso a detto recupero, deriva dalla presenza di numerosi tratti di decelerazione durante i quali l'energia cinetica della vettura deve essere dissipata nei freni per seguire il profilo di velocità. E' evidente che gli schemi vettura tradizionali non consentono di sfruttare in maniera utile tale energia, ma il crescente sviluppo di veicoli ibridi apre la possibilità all'impiego di macchine elettriche per l'accumulo della stessa e la sua restituzione durante le fasi attive del ciclo. Nello studio qui condotto, non si è entrati nel dettaglio costruttivo di eventuali sistemi atti ad eseguire la trasformazione dell'energia meccanica in elettrica e viceversa. Ci si è semplicemente limitati ad un'indagine preliminare, volta a quantificare l'entità del vantaggio lucrabile in termini percentuali sulle varie missioni omologative. Si tratta senza dubbio di un'analisi incompleta e superficiale, ma la si è reputata importante per capire se vi sono le basi per investire in un programma di lungo periodo, che esula, tuttavia, dallo scopo del presente studio e che ha impatti decisamente intrusivi sull'intera architettura veicolo.

Quello che è stato fatto, è valutare la differenza tra le fasi in cui si ha richiesta energetica positiva, ovvero quelle in cui la vettura mantiene un'accelerazione maggiore o uguale a zero, e quelle in cui la vettura dissipa energia decelerando. Si è poi calcolato il risparmio energetico per ogni ciclo, nell'ipotesi ideale di poter utilizzare tutto il lavoro speso in decelerazione per le successive fasi attive. E' chiaro che si tratta di una condizione irrealizzabile, perché non è possibile far avvenire la conversione tra energia meccanica ed elettrica con rendimento unitario, tuttavia si ritiene utile questa impostazione poiché ci permetta di ottenere un valore estremo del vantaggio ricavabile [11]. Nel seguito si riportano gli andamenti incrementali dell'energia richiesta al generico istante i -esimo (curva blu), di quella dissipata in decelerazioni (curva rossa) e della loro differenza (curva verde). Tali grafici sono stati ricavati per i quattro cicli omologativi, tramite un semplice algoritmo scritto in Matlab e verranno qui presentati e discussi.

Partiamo dal ciclo ECE, limitandoci a considerare una sola delle quattro ripetizioni di cui esso si compone per avere una maggior livello di dettaglio nell'immagine:

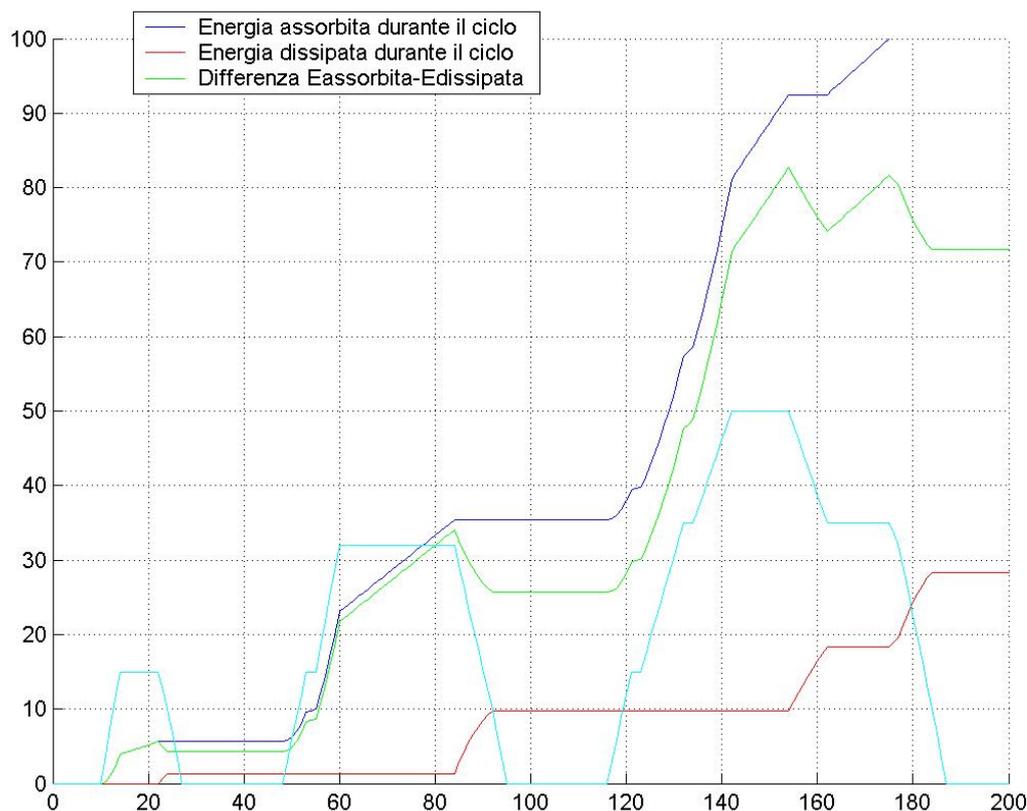


Figura 3.20: Potenzialità derivanti dal recupero di energia in frenata nel ciclo ECE

Dalla figura 3.20 si osserva chiaramente come la quota parte di energia dissipata nei tre tratti discendenti del profilo di velocità, porti ad un totale di circa il 29 % dell'energia totalmente spesa per seguire il ciclo. La scala delle ordinate è stata adimensionalizzata in termini percentuali, per avere una valutazione più immediata dell'ordine di grandezza.

Dall'andamento dell'energia assorbita, inoltre, si può notare che i tratti percorsi a velocità costante richiedono per questo ciclo un minor livello di potenza istantanea delle corrispondenti rampe di salita. Ciò è evidenziato dalla pendenza della curva suddetta, la cui derivata rappresenta, per l'appunto, la potenza istantanea richiesta, ed è decisamente più ripida nelle fasi in cui si accelera, mentre è coerentemente nulla nelle fasi di velocità calante. Allo stesso modo, si può verificare che gli unici tratti a pendenza non nulla nella curva dell'energia dissipata in frenata sono quelli di decelerazione, a riprova della coerenza del diagramma. Vale la pena puntualizzare che l'energia richiesta per eseguire il ciclo è in realtà maggiore, dato che in questa analisi si assume come nullo il lavoro durante le fasi di minimo, in quanto si fa riferimento alla vettura. In realtà, anche durante le soste è necessario spendere energia per il funzionamento al minimo del motore, ma questo non sposta le considerazioni fatte, semplicemente si dovrebbe avere un andamento leggermente crescente della curva blu per tali fasi e non un valore costante.

Le stesse riflessioni effettuate per il ciclo ECE, possono essere applicate anche alle altre missioni. Riportiamo a seguire una tabella di sintesi del vantaggio percentuale ricavabile dal recupero di energia in frenata per i diversi cicli, nonché i grafici che mostrano l'energia incrementale spesa per seguire la traccia di velocità e quella dissipata in frenata.

	ECE	EUDC	FTP75	HIGHWAY
Diff%	29.6 %	10.8 %	18.8 %	6.6 %

Tabella 3.2: Sintesi dell'energia dissipata in frenata durante i cicli di omologazione

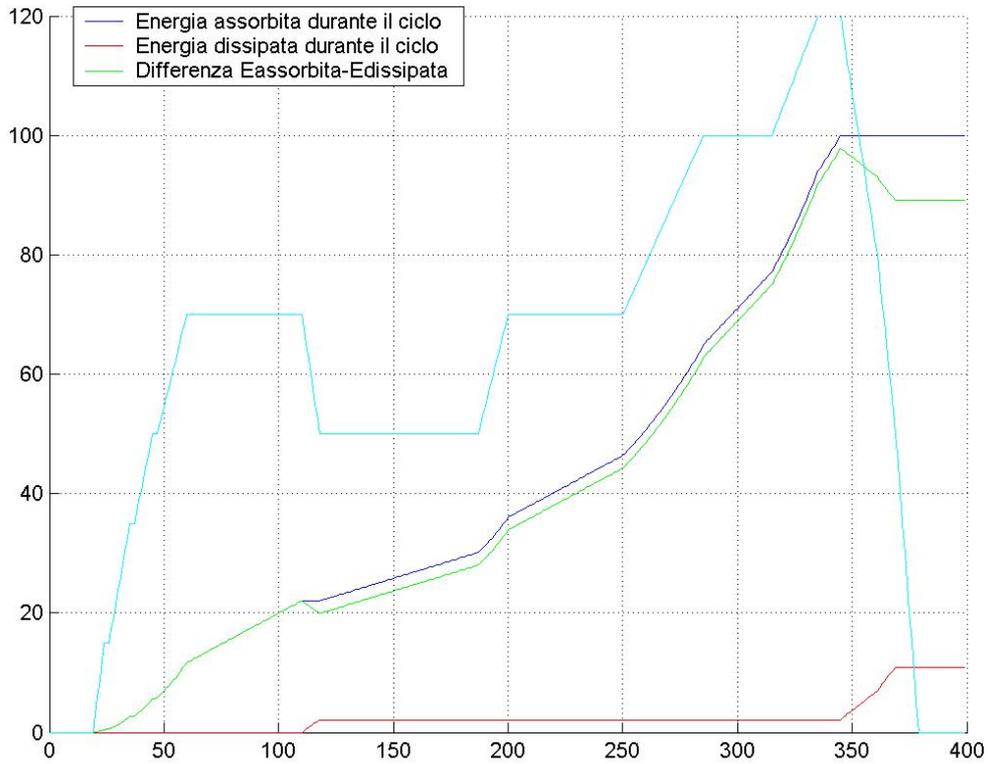


Figura 3.21: Potenzialità derivanti dal recupero di energia in frenata nel ciclo EUDC

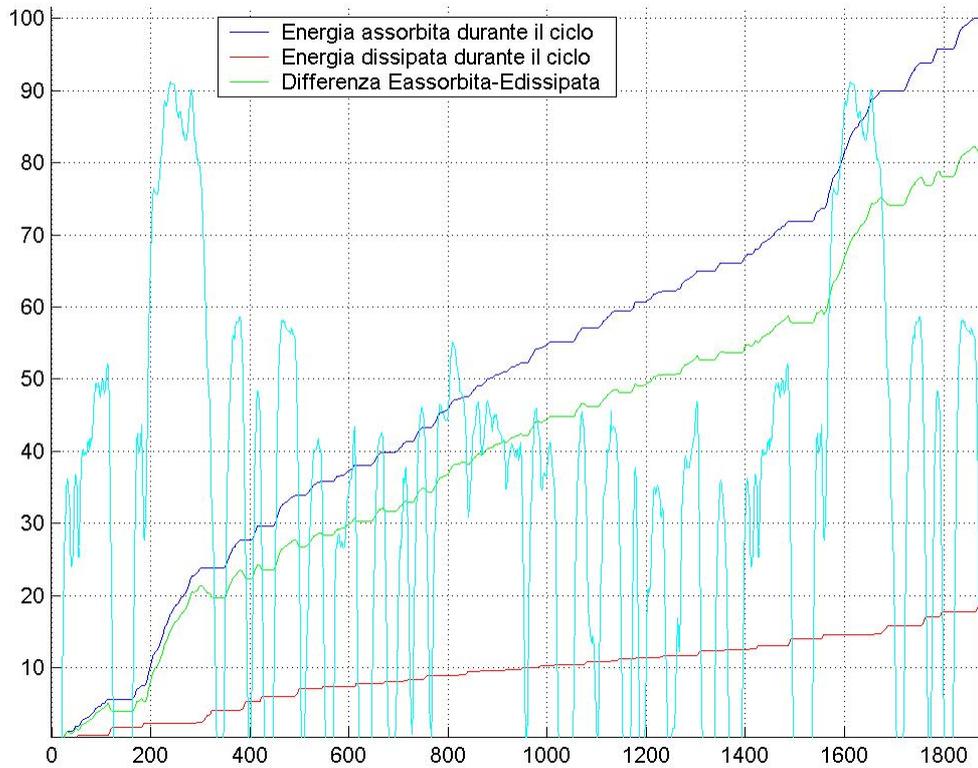


Figura 3.22: Potenzialità derivanti dal recupero di energia in frenata nel ciclo FTP75

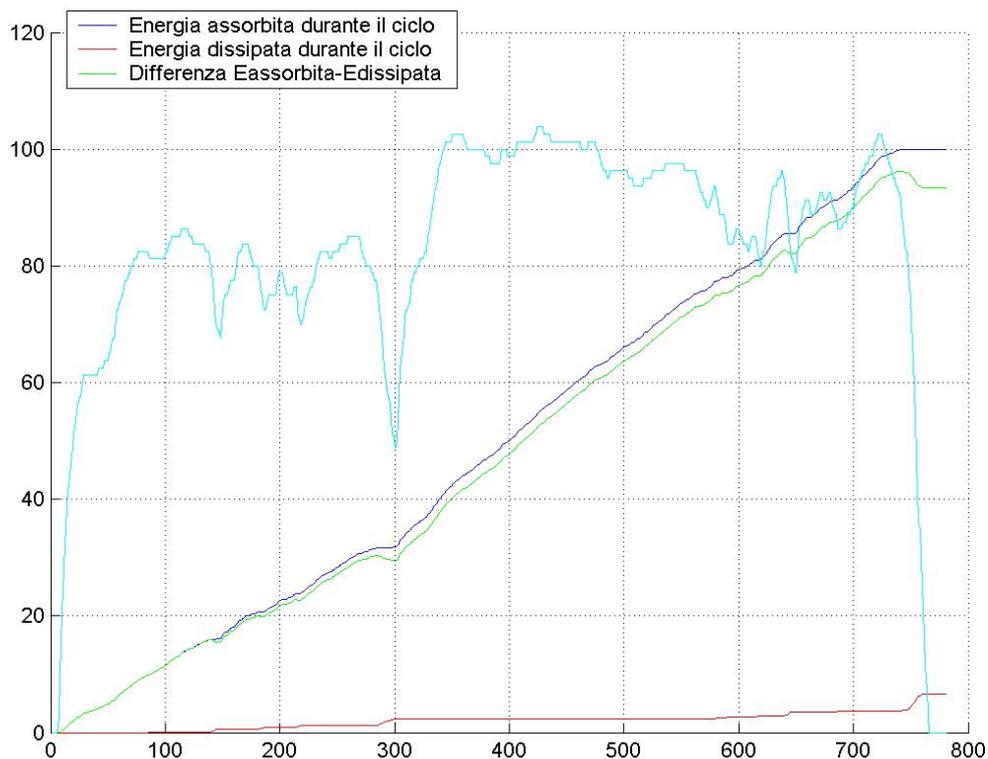


Figura 3.23: Potenzialità derivanti dal recupero di energia in frenata nel ciclo HIGHWAY

Concludendo, in base alle curve ricavate ed alla tabella sintetica sopra esposta, si può decisamente affermare che il potenziale derivante dal recupero di energia è alto, prevalentemente nei due tratti urbani ECE ed FTP 75. Si ribadisce ancora una volta, però, che in questa analisi non si è tenuto conto degli effettivi rendimenti di eventuali macchine elettriche, preposte all'accumulo dell'energia meccanica ed alla sua successiva restituzione. Per valutare quest'ultimo aspetto sarebbe necessario entrare nel merito dell'architettura e dell'impostazione di un veicolo ibrido, andando a considerare le diverse soluzioni possibili. Si tratta, come detto precedentemente, di uno studio di sicuro interesse, ma non pertinente a questa tesi, nella quale si vogliono identificare soluzioni applicabili a vetture dal marcato carattere sportivo e si vuole pervenire a interventi attuabili, senza stravolgere il progetto della vettura originaria, ovvero la Maserati Quattroporte.

Capitolo 4 – Le modifiche proposte ai rapporti del cambio

4.1 Introduzione

Nel capitolo precedente abbiamo osservato l'elevata sensibilità del consumo all'allungamento dei rapporti, sia nei cicli omologativi, che nel caso di funzionamento a velocità costante. Tali considerazioni, unite al fatto che la modifica della rapportatura può essere fatta in tempi sufficientemente rapidi e con costi contenuti, ci ha spinto a concentrarci proprio su questo tipo di intervento.

Nel presente capitolo si cercherà di descrivere le soluzioni proposte, evidenziando i vincoli che hanno portato al loro concepimento ed i vantaggi da esse attesi in termini di consumo. Verranno altresì monitorate le ripercussioni sul versante prestazioni, con grande attenzione al compromesso consumi/accelerazioni, che non può penalizzare troppo le seconde dato il carattere marcatamente sportivo della vettura.

Nella parte finale del capitolo, infine, verrà illustrato un secondo potenziale intervento, basato sulla diversa gestione delle cambiate all'interno dei cicli omologativi.

4.2 Le modifiche proposte ai rapporti del cambio

In questo paragrafo verranno descritte le modifiche proposte alla rapportatura originale della Maserati Quattroporte, al fine di migliorarne i consumi senza troppo inficiare le prestazioni ed il carattere sportivo. E' doveroso sottolineare che le soluzioni presentate derivano da numerose simulazioni, le quali, attraverso iterazioni successive, hanno permesso di ottimizzare il compromesso tra benefici di consumo e peggioramento nelle riprese. Nel determinare i nuovi rapporti sono state effettuate anche le verifiche di fattibilità dal punto di vista costruttivo e si è assunto come vincolo quello di mantenere inalterate le fusioni della scatola cambio. Ciò è dovuto all'esigenza di contenere entro limiti accettabili il costo della modifica proposta, cosa fattibile cercando di agire solo sulle ruote dentate e sugli alberi. In quest'ottica è stato conservato lo stesso interasse tra albero primario e secondario.

Prima di procedere nella descrizione della nuova soluzione, si fornisce uno schema costruttivo del cambio meccanico elettro-attuato. Dalla figura 4.1 appare chiaramente l'architettura longitudinale della trasmissione e la disposizione dei diversi rapporti, nonché la coppia conica di uscita che trasmette il moto al differenziale.

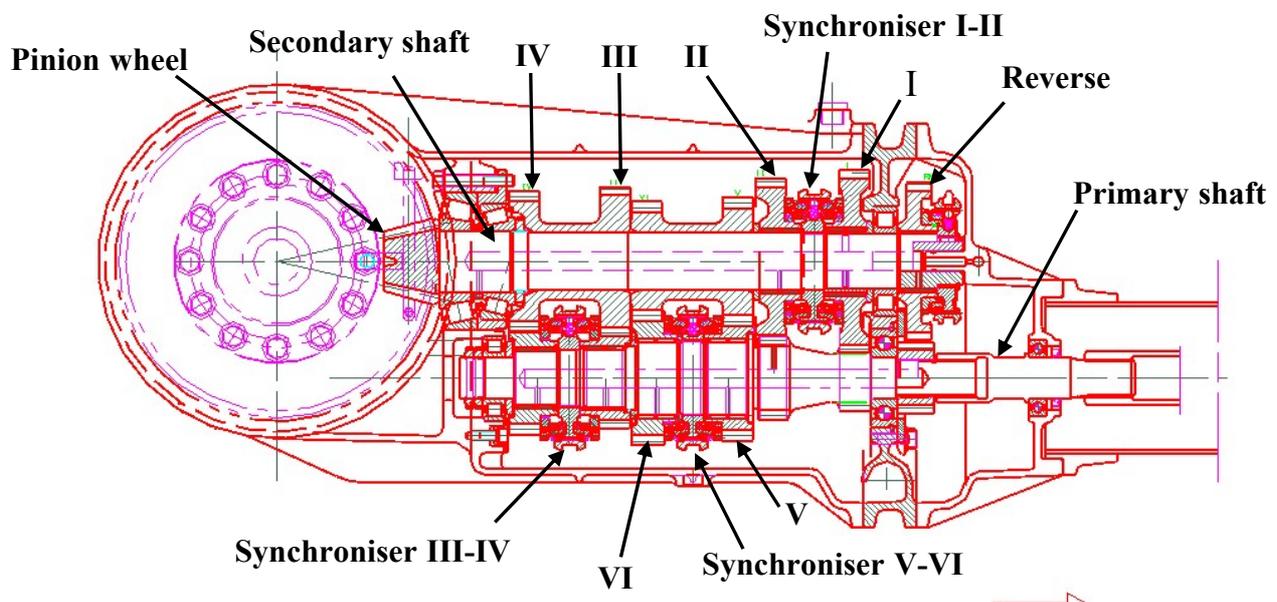


Figure 4.1: Particolare costruttivo del cambio meccanico elettro-attuato

Si sottolinea che la descrizione accurata dei dettagli progettuali del cambio, esula dallo scopo del presente paragrafo e di questo lavoro. Tanto più che la verifica effettiva della fattibilità costruttiva e della resistenza meccanica dei nuovi rapporti, sono state eseguite dal fornitore del componente, ovvero la Graziano Trasmissioni. Tuttavia, si vogliono mettere in luce in questa sede alcuni aspetti che hanno guidato la scelta delle modifiche introdotte.

In primo luogo, si osservi che i rapporti di prima e seconda sono ottenuti tramite ruote dentate ricavate di pezzo sull'albero primario e sono sincronizzati, pertanto, sul secondario. L'unica altra ruota ottenuta di pezzo è quella conica, ricavata nella parte terminale dell'albero secondario.

Sul primario, inoltre, sono disposti i sincronizzatori tra quinta e sesta e tra terza e quarta, rispettivamente, essendo tali ruote montate su gabbie a rullini e libere di ruotare sull'albero primario. Fissati per interferenza, invece, sono i corrispondenti ingranaggi sul secondario. Si fa notare, ancora, che l'albero primario è supportato tramite due cuscinetti, all'interno dei quali si trovano tutti i rapporti, eccezion fatta per la retro marcia. Si tratta di un cuscinetto a rulli cilindrici e di uno obliquo a sfere.

Per quanto riguarda il secondario, esso è supportato da un cuscinetto a rulli cilindrici e da due cuscinetti a rulli conici montati ad "O" e disposti proprio a ridosso della coppia conica di uscita.

Va detto, infine, che tutte le ruote dentate che costituiscono gli ingranaggi, sono cilindriche a denti elicoidali, al fine di ottenere un ingranamento più regolare e vantaggi in termini di rumorosità.

Veniamo adesso al confronto tra i rapporti originali e quelli proposti nell'ambito di questo studio. Riassumiamo nella tabella e nel diagramma a seguire i rapporti relativi sia alla soluzione originale, che alla nuova proposta:

	ORIGINALE USA		MODIFICA PROPOSTA		Diff%
	Z1/Z2	τ	Z1/Z2	τ	
I	46/14	13.74	45/14	13.44	-2%
II	41/19	9.02	41/20	8.57	-5%
III	37/23	6.73	33/23	6.00	-11%
IV	33/26	5.31	34/31	4.59	-14%
V	30/29	4.33	28/31	3.78	-13%
VI	29/33	3.67	28/37	3.16	-14%
C.C.	46/11		46/11		

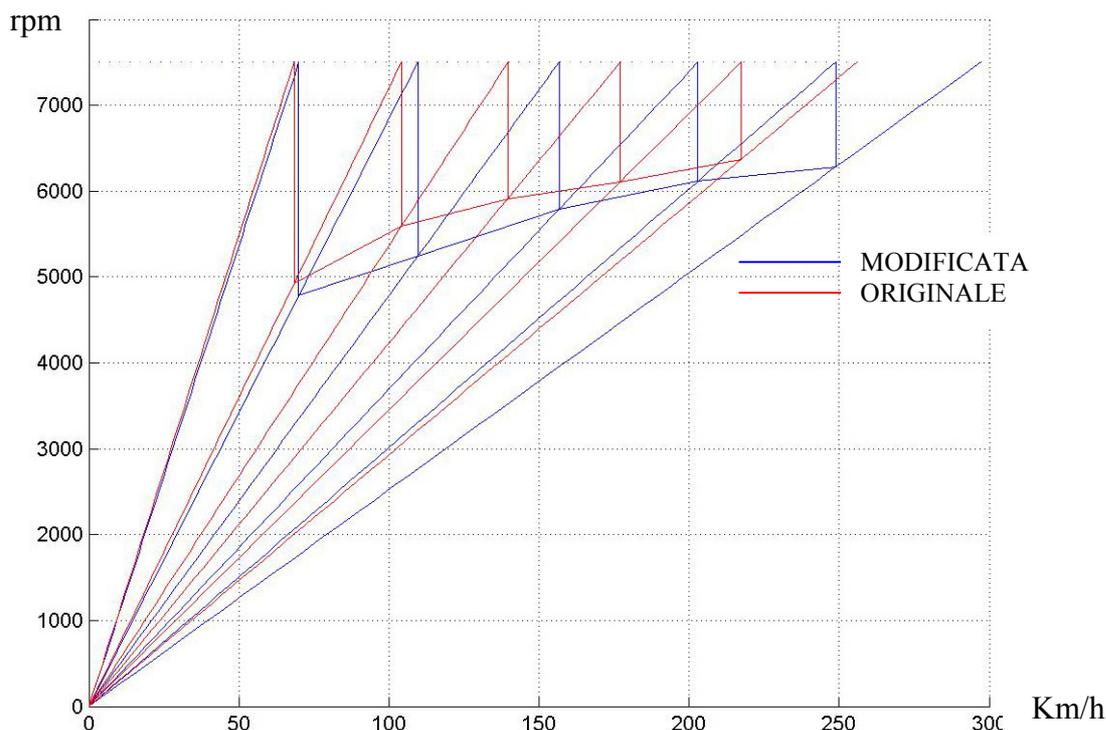


Figure 4.2: Confronto tra rapportatura originale e nuova proposta

La figura 4.2 presenta il legame che intercorre cinematicamente tra la velocità di avanzamento vettura e, per ciascun rapporto, la corrispondente velocità di rotazione del motore. Le rette così ottenute sono chiaramente uscenti dall'origine degli assi e sono interrotte dal raggiungimento in ordinata del regime di limitatore, che in questo caso è fissato a 7500 rpm. Come si evince dall'immagine, la nuova rapportatura proposta (linee blu) è decisamente più lunga di quella originale (linee rosse), cosa che si traduce in una maggior velocità di avanzamento vettura a parità di regime di rotazione motore. In termini di confronto percentuale fra i rapporti di trasmissione riportati in tabella, l'allungamento corrisponde ad un valore negativo, dato che il rapporto indicato è quello tra velocità motore e corrispondente velocità ruote. La rapportatura originale fa riferimento alla versione per il mercato statunitense; ritorneremo nel prossimo paragrafo sulle differenze rispetto a quella europea che, comunque, non alterano la sostanza dei discorsi a seguire. Ciò che si vuole mettere in luce, è il fatto di aver tenuto praticamente immutato il rapporto di prima, per il quale si ha solo un 2 % di allungamento. Questo ci permette sostanzialmente di non peggiorare le riprese da fermo, come avremo modo di constatare successivamente. Per lo stesso motivo si è limitato anche l'intervento sul rapporto di seconda, mentre diventano importanti gli allungamenti a partire dalla terza marcia. In particolare, si osservi che la quinta della nuova rapportatura va quasi a sovrapporsi alla sesta di quella originale. Inoltre, uno dei concetti più significativi introdotti con questa modifica, è l'utilizzo di un ultimo rapporto che ottimizzi la velocità massima della vettura. Questo si ottiene andando a far sì che la velocità di punta si abbia non per il raggiungimento del limitatore, ma per l'intersezione tra la curva di potenza e quella delle resistenze all'avanzamento, proprio in prossimità del regime di potenza massima. A riprova di ciò, vengono mostrati a seguire i grafici dell'andamento delle curve di potenza motore, rispetto alla velocità di avanzamento vettura per i diversi rapporti. Nei grafici sarà evidenziata anche la curva della potenza assorbita per avanzare alla data velocità:

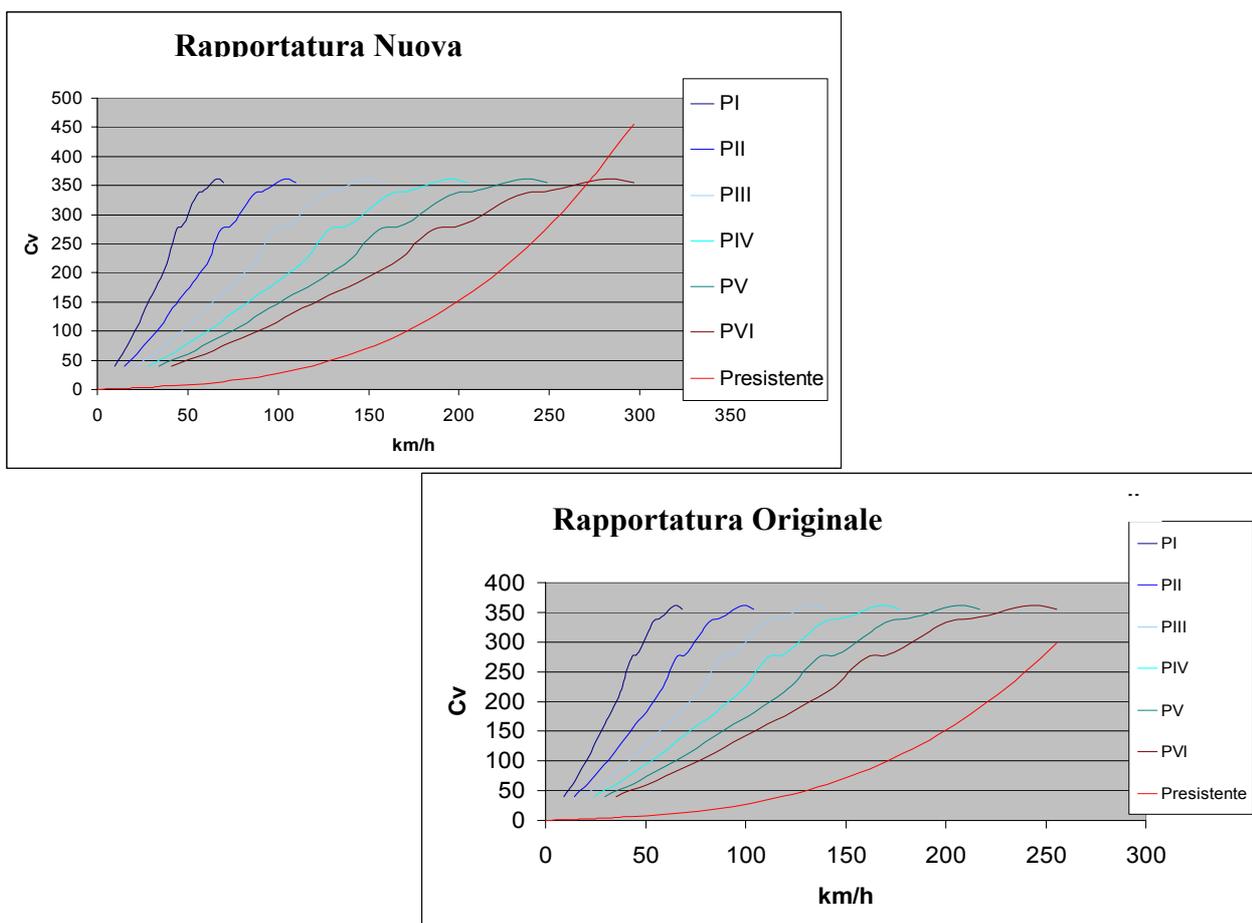


Figure 4.3: Curve di potenza rispetto alla velocità vettura per i vari rapporti (cambio originale e modificato)

Dal punto di vista costruttivo, si osserva che nella nuova rapportatura proposta non è stata cambiata la coppia conica, cosa che porta ad un considerevole vantaggio in termini economici. Infatti, questo permette sia di usare la stessa corona del differenziale, che di evitare l'attrezzamento necessario a tagliare una nuova dentatura sull'albero secondario. Si può notare, inoltre, come tutte le coppie di ingranaggi abbiano numeri di denti primi tra loro, elemento che favorisce un corretto ingranamento ed un miglioramento della vita ad usura del componente. Questo aspetto, in particolare, costituisce un vantaggio rispetto alla rapportatura originale, nella quale gli ingranaggi della prima velocità non sono primi tra loro per numero di denti e sono al limite della resistenza a fatica superficiale. Altro elemento che aiuta a incrementare la resistenza al "pitting" della prima, è il lieve allungamento della stessa che porta, a parità di interasse, ad avere un modulo di circa il 2 % maggiore, con conseguente riduzione sia della pressione di contatto, che della tensione al piede del dente.

Si sottolinea, infine, che l'allungamento proposto per la sesta marcia è il massimo consentito da problemi di taglio, in quanto se si volesse ridurre ulteriormente il rapporto di trasmissione si incorrerebbe in valori di modulo troppo grandi per poter essere ricavati, stanti il raggio primitivo ed il diametro dell'albero primario a disposizione.

Altro aspetto costruttivo è che, mentre per la rapportatura originale tutti gli ingranaggi hanno il medesimo valore del modulo normale, per la nuova rapportatura sono necessari sei differenti utensili di taglio, dato che questo è il numero di moduli normali diversi che ricorrono. Questo apparente aggravio di costo, tuttavia, viene compensato dal fatto che i rapporti proposti vengono ad unificare le rapportature, originariamente diverse per il mercato statunitense e per quello europeo.

Si osserva, infine, che oltre alla modifica citata ne è stata proposta un'altra di carattere preliminare e riguardante solo i rapporti di quinta, sesta e la coppia conica, per la quale si è adottata quella presente nella versione europea. Si tratta di una soluzione studiata per il semplice fatto che è ottenibile sfruttando ingranaggi già disponibili presso il fornitore. Ciò garantisce la realizzazione di un cambio prototipale per l'esecuzione delle verifiche sperimentali in tempi molto rapidi e con costi di investimento contenuti. Si riporta nel seguito una tabella di sintesi dell'intervento ed il diagramma relativo alla spaziatura dei rapporti.

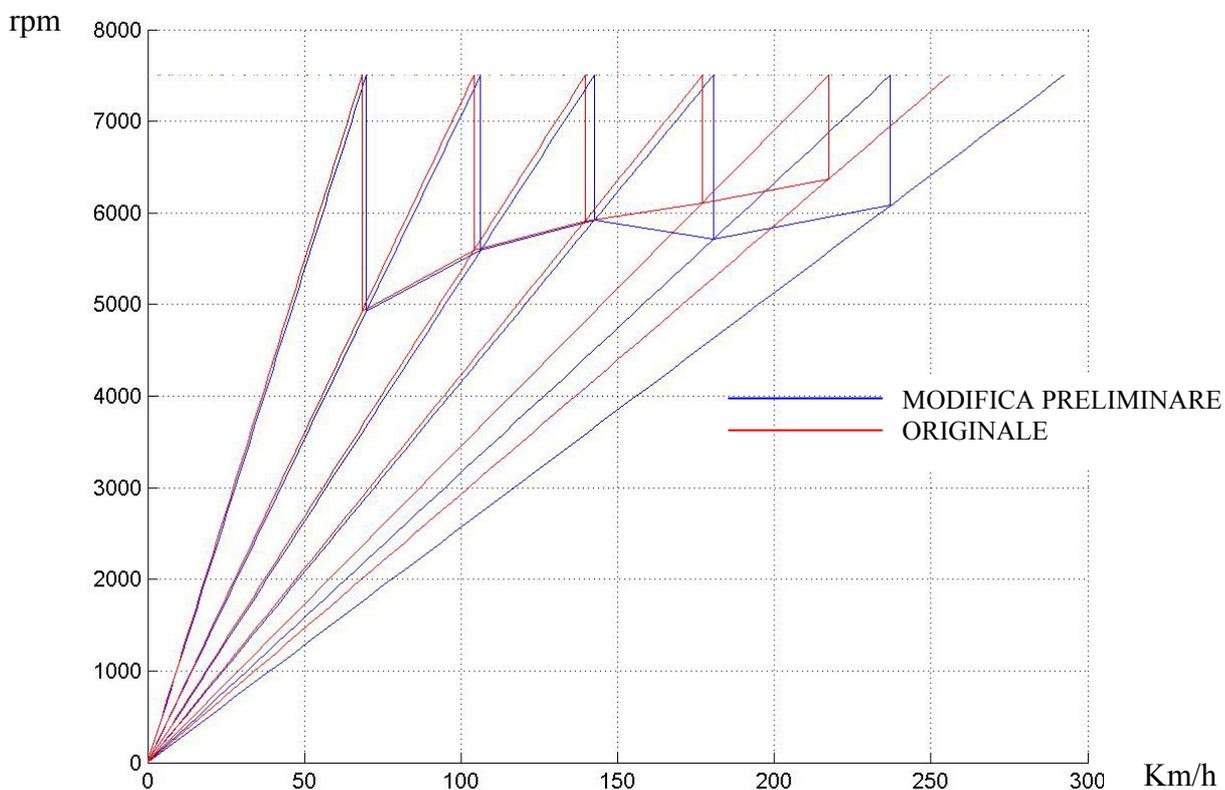


Figure 4.4: Confronto tra spaziatura rapporti originali e modifica preliminare proposta

	ORIGINALE USA		MODIFICA PRELIMINARE PROPOSTA		Diff%
	Z1/Z2	τ	Z1/Z2	τ	
I	46/14	13.74	46/14	13.47	-2%
II	41/19	9.02	41/19	8.85	-2%
III	37/23	6.73	37/23	6.60	-2%
IV	33/26	5.31	33/26	5.20	-2%
V	30/29	4.33	29/30	3.96	-8%
VI	29/33	3.67	29/37	3.23	-13%
C.C.	46/11		41/10		

Tabella 4.1: Confronto tra rapporti originali e rapporti proposti per la modifica preliminare

Come si evince dalla tabella, i rapporti delle marce fino alla quarta compresa sono esattamente gli stessi e l'allungamento del 2 % è imputabile semplicemente all'utilizzo della coppia conica diversa. Netto, invece, è l'intervento sia sulla quinta velocità che sulla sesta, già in linea con quello che sarà il rapporto definitivo della nuova rapportatura. In particolare, confrontando le due soluzioni di miglioramento proposte, si può affermare che la regolarità di spaziatura tra i vari rapporti è molto migliore nella prima delle due presentate, per la quale si può osservare un andamento costantemente crescente del regime di rientro nel rapporto successivo. Questo permette di ridurre il salto di giri motore tra un rapporto ed il seguente, cosa che viene considerata importante per il confort acustico alla cambiata. Nella soluzione preliminare, invece, nel cambiare dalla quarta alla quinta si accentua il salto di giri rispetto a quanto si ha nel passaggio tra terza e quarta.

Si conclude l'argomento notando che, anche in questo caso, la velocità massima viene realizzata non al limitatore, ma per intersezione tra la curva di potenza motore in sesta e la curva delle resistenze all'avanzamento. Con tale soluzione, l'intersezione avviene ancora più vicino al punto di potenza massima, cosa che rende questa modifica la più vantaggiosa in termini di massima velocità raggiungibile.

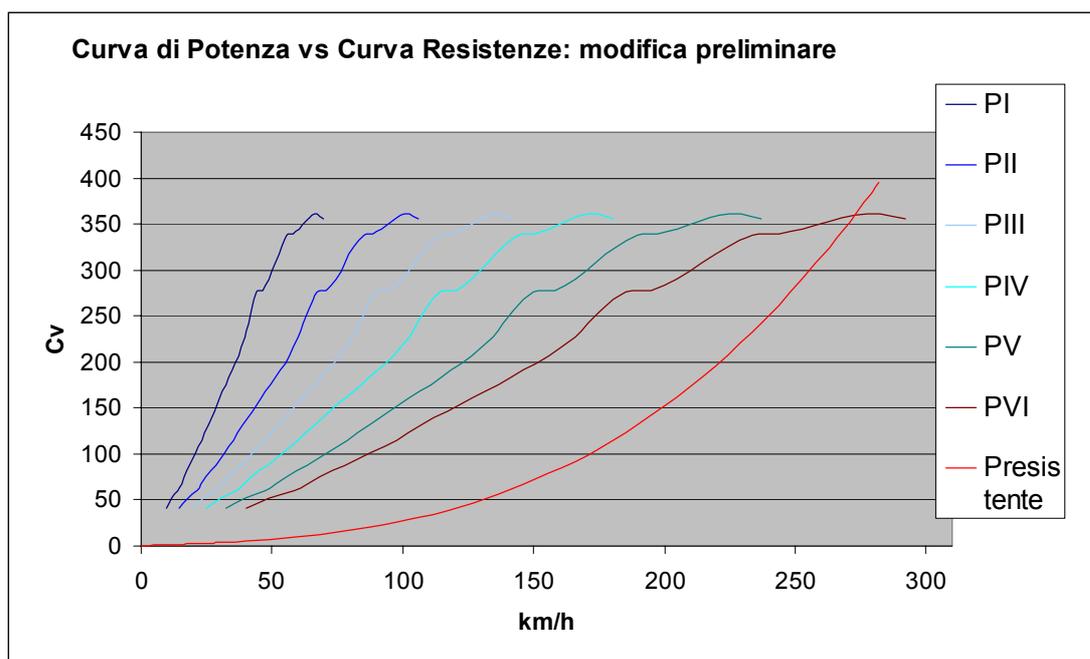


Figure 4.5: Confronto tra curve di potenza/Velocità vettura per rapporti originali e nuovi

In appendice a questa sezione, si precisa che nel seguito del lavoro, per comodità espositiva, si farà riferimento alla versione di cambio con rapporti completamente rivisti con il termine “ Step 2”, mentre la versione preliminare verrà chiamata “ Step 1”. Tali nomi ricalcano la reale successione temporale con cui le due ipotesi sono state sviluppate durante la ricerca.

4.3 Risultati delle simulazioni di consumo con i rapporti modificati

L’oggetto di questo paragrafo è la presentazione dei risultati delle simulazioni di consumo, effettuate sul modello di vettura una volta introdotte le modifiche dei rapporti del cambio precedentemente descritte.

E’ doveroso sottolineare che sono proprio i calcoli sulle missioni di consumo ad aver portato alla prima formulazione della rapportatura proposta, la cui effettiva definizione, poi, è stata ritoccata in base al compromesso con i risultati di prestazioni ed alle verifiche di fattibilità tecnica.

A seguire saranno riportate le differenze percentuali osservate a calcolo tra la vettura “modello base” e quelle con rapporti modificati. Si tenga presente che il “modello base”, come già precisato nel secondo capitolo ed all’inizio di questo, presenta rapporti leggermente differenti tra la versione relativa al mercato statunitense e quella per il mercato europeo. Più in dettaglio, la versione europea ha la coppia conica di ponte e la sesta marcia più lunghe rispettivamente del 2 % e del 3,4 %.

Prendiamo in considerazione dapprima i risultati relativi alla rapportatura “Step 1”:

SINTESI VETTURA STEP 1	
Ciclo	Diff % vs ORIGINALE
ECE	0.00%
EUDC	1.20%
Combinato EUROPA	0.94%
FTP75	1.74%
HIGHWAY	6.33%
Combinato GGT	3.24%

SINTESI VETTURA STEP 1		
	Diff % vs Configurazione USA	Diff % vs Configurazione EUROPA
70 km/h in 6a	13.76%	7.28%
90 km/h in 6a	10.70%	5.41%
110 km/h in 6a	11.52%	5.33%
130 km/h in 6a	9.61%	5.23%
150 km/h in 6a	9.86%	4.66%

Tabella 4.2: Vantaggi attesi a calcolo dall’introduzione della modifica preliminare dei rapporti (“Step 1”)

Le tabelle riportate mostrano la differenza percentuale del consumo simulato per le differenti missioni. Le prove a velocità costante sono state separate rispetto a quelle di omologazione per comodità espositiva. Infatti, stante la differenza tra il modello base europeo e quello statunitense, è necessario riferire la differenze percentuale sul consumo a velocità costante a ciascuna versione separatamente. Ciò non è necessario, invece, per i cicli di omologazione, dato che è evidente il riferimento alla versione coerente con il tipo di prova.

Commentando i risultati, si osserva immediatamente che questa modifica preliminare non ha in sostanza influenza sui cicli omologativi europei, dato che in essi il ricorso agli unici due rapporti alterati, ovvero la quinta e la sesta, è molto limitato e l'allungamento apportato relativamente al modello europeo è solo del 7,5 % per la sesta e del 6,5 % per la quinta . Sui cicli statunitensi, invece, si osserva un beneficio abbastanza significativo, soprattutto sul tratto extra-urbano dato che in questo caso tutta la rapportatura beneficia dell'allungamento della coppia conica finale.

Si sottolinea ancora una volta che tale ipotesi di rapportatura è solamente una versione preliminare e non è pensata per convergere in una nuova omologazione, quindi la ripercussione sui cicli omologativi non è una priorità. Di maggior interesse, invece, è l'effetto sul consumo a velocità costante perché, data la rapidità ed il basso costo con cui la modifica è estendibile alle vetture già in produzione, si è pensato di applicarla sui modelli venduti in Europa, proprio con lo scopo di aumentarne l'autonomia nell'utilizzo autostradale. Relativamente a questo tipo di missione, si nota un risultato già piuttosto rilevante, con riduzione media del consumo attorno al 5 % alle diverse velocità di percorrenza in sesta marcia.

Si sottolinea, inoltre, che la scelta di mantenere entro l'8% l'allungamento proposto in questa prima fase di modifica, è proprio dovuta alla volontà di inserire rapidamente i nuovi rapporti in produzione, senza la necessità di eseguire nuovamente le omologazioni ECE. La normativa, infatti, afferma che per variazioni dei rapporti al di sotto di questa entità, non è richiesta una ripetizione delle prove su banco a rulli per la certificazione.

Passiamo ora ai risultati relativi alla rapportatura “ Step 2”:

SINTESI VETTURA STEP 2	
Ciclo	Diff % vs ORIGINALE
ECE	2.31%
EUDC	7.21%
Combinato EUROPA	6.14%
FTP75	4.63%
HIGHWAY	9.37%
Combinato GGT	6.18%

SINTESI VETTURA STEP 2		
	Diff % vs Configurazione USA	Diff % vs Configurazione EUROPA
70 km/h in 6a	13.99%	8.74%

90 km/h in 6a	10.69%	6.45%
110 km/h in 6a	11.18%	6.30%
130 km/h in 6a	9.84%	6.28%
150 km/h in 6a	9.63%	5.45%

Tabella 4.3: Vantaggi attesi dalle simulazioni per l'introduzione dei nuovi rapporti ("Step 2")

In questo caso, come si evince dalle tabelle 4.3, l'effetto della modifica è decisamente più importante, dato che si ottiene una riduzione all'incirca del 6 % su entrambi i valori di consumo combinato urbano/extra-urbano. Si tratta di un risultato considerevole, soprattutto se si tiene conto del fatto che esso implica il passaggio da una classe alla successiva nell'ambito della Gas Guzzler Tax, di cui si è parlato nel primo capitolo. Da un punto di vista economico, è possibile quantificare tale riduzione di consumo in circa 800 \$ risparmiati per ogni auto immessa nel mercato statunitense. Non stupisce che la più parte del vantaggio in termini di consumo venga maturato nei tratti extra-urbani, sia per le missioni europee, che per quelle statunitensi. Infatti, l'allungamento dei rapporti diventa particolarmente rilevante a partire dalla terza velocità e per quelle successive, che hanno sicuramente una ripercussione maggiore in tali tratti.

Per quanto concerne l'autonomia in sesta marcia a velocità costante, si conferma anche per l'opzione "Step 2" l'efficacia dell'intervento, così come già rilevato per la "Step 1". In questo caso, la riduzione percentuale del consumo si attesta attorno a valori medi del 6 % rispetto alla vettura base europea, e addirittura al 10 % con riferimento a quella statunitense.

4.4 Verifica prestazioni

Prenderemo ora in esame la ripercussione che l'allungamento dei rapporti di trasmissione ha sulle più importanti prestazioni di accelerazione. Al solito, verranno espressi i confronti rispetto ad entrambe le versioni base, sia per la soluzione "Step1", che per quella "Step2".

Verranno analizzate le principali riprese da fermo e quelle in movimento nell'ultima marcia, che è quella ad aver subito le maggiori modifiche. Inoltre, si valuterà la variazione della velocità massima raggiungibile ed il comportamento in caso di spunto in salita.

Partiamo con la soluzione "Step1", per la quale riportiamo due tabelle di sintesi :

	USA	STEP1	
PRESTAZIONI da fermo	secondi	secondi	Diff %
0 - 100 Km/h	5.39	5.41	0,4 %
0 - 200 Km/h	18.92	19.10	0,9 %
0 - 400 m	13.60	13.61	0,1 %
0 - 1000m	24.43	24.47	0,2 %
RIPRESE in 6a marcia			
70 - 100 Km/h	6.06	7.26	19,8 %
70 - 120 Km/h	10.00	11.99	20,0 %
70 - 130 Km/h	12.00	14.39	20,0 %
70 - 160 Km/h	17.93	21.94	22,3 %

	EU	STEP1	
PRESTAZIONI da fermo	secondi	secondi	Diff %
0 - 100 Km/h	5.41	5.41	0,0 %
0 - 200 Km/h	18.94	19.10	0,8 %
0 - 400 m	13.61	13.61	0,0 %
0 - 1000m	24.44	24.47	0,1 %
RIPRESE in 6a marcia			
70 - 100 Km/h	6.45	7.26	12,5 %
70 - 120 Km/h	10.63	11.99	12,8 %
70 - 130 Km/h	12.76	14.39	12,7 %
70 - 160 Km/h	19.25	21.94	14,0 %

Tabella 4.5: Confronto prestazioni tra vettura con rapporti originali e modifica preliminare (“Step 1”)

Le simulazioni fatte mostrano chiaramente che la modifica “Step1” non comporta alcun peggioramento sensibile nelle riprese da fermo, dato che lo scarto percentuale osservato è abbondantemente entro i margini di incertezza delle stesse prove su strada, quindi sarebbe difficilmente rilevabile. Si nota, invece, una decisa riduzione della prontezza in sesta marcia, con differenze percentuali fino al 22 % rispetto alla versione statunitense e fino al 14 % rispetto all’europea (quest’ultima ha già un rapporto di sesta più lungo, quindi lo scarto con l’opzione “Step 1” è più contenuto). Si ritiene, tuttavia, questo peggioramento accettabile in quello che abbiamo definito compromesso consumi/prestazioni. Infatti, è plausibile ritenere che il pilota, volendo accelerare in maniera repentina, scali la marcia all’atto della manovra; questo nel caso stia utilizzando il cambio in modalità manuale. Qualora il funzionamento selezionato fosse quello automatico, poi, il problema non si porrebbe neppure grazie alle strategie di “kick off”. Con tale termine si fa riferimento al fatto che la centralina del cambio, a fronte di una “pestata” sul pedale dell’acceleratore che indichi la volontà di ripresa immediata, provvede automaticamente a scalare la marcia, per rendere la vettura più reattiva.

Veniamo ora all’opzione “Step2”, sempre per quanto riguarda le riprese:

	USA	STEP2	
PRESTAZIONI da fermo	secondi	secondi	Diff %
0 - 100 Km/h	5.39	5.45	1,1 %
0 - 200 Km/h	18.92	18.82	-0,5 %
0 - 400 m	13.60	13.64	0,3 %
0 - 1000m	24.43	24.49	0,2 %
RIPRESE in 6a marcia			
70 - 100 Km/h	6.06	7.42	22,5 %
70 - 120 Km/h	10.00	12.28	22,8 %
70 - 130 Km/h	12.00	14.74	22,8 %
70 - 160 Km/h	17.93	22.49	25,4 %

	EU	STEP2	
PRESTAZIONI da fermo	secondi	secondi	Diff %
0 - 100 Km/h	5.41	5.45	0,7 %
0 - 200 Km/h	18.94	18.82	-0,6 %
0 - 400 m	13.61	13.64	0,2%
0 - 1000m	24.44	24.49	0,2 %
RIPRESE in 6a marcia			
70 - 100 Km/h	6.45	7.42	15,0 %
70 - 120 Km/h	10.63	12.28	15,5 %
70 - 130 Km/h	12.76	14.74	15,4 %
70 - 160 Km/h	19.25	22.49	16,9 %

Tabella 4.6: Confronto prestazioni tra vettura con rapporti originali e nuovi (“Step 2”)

Anche in questo caso valgono le medesime considerazioni già fatte riguardo alla “Step1”, semplicemente con valori lievemente peggiori per le riprese in sesta marcia. Ciò è perfettamente in linea con l’allungamento ulteriore che tale rapporto ha subito tra la modifica preliminare a quella definitiva. Prima di passare ad altre prestazioni, si vuole commentare il valore negativo della differenza percentuale sullo 0-200 km/h, il quale sembrerebbe in contraddizione con l’allungamento dei rapporti che la “Step2” presenta rispetto ad entrambe le versioni base. In realtà, non si tratta affatto di un errore ed è spiegabile osservando che l’allungamento citato, fa sì che con la nuova rapportatura si raggiungano i 200 km/h in quarta, anziché in quinta. Questo elimina la presenza di un cambio marcia e, conseguentemente, del tempo necessario a farlo (0,2 secondi). Da qui, il lieve vantaggio che si trova a calcolo.

Un’altra verifica di riprese in movimento che è significativo fare, anche se non direttamente correlata all’aspetto prestazionale, è quella della velocità di spunto ai 20 metri nel caso di accelerazione massima in terza marcia, a partire dalla velocità di 50 km/h. Il motivo di tale interesse è legato ad una prova omologativa chiamata prova di “pass by”, che tende a valutare la rumorosità in decibel di una vettura in movimento. Secondo la normativa europea, per vetture a forte carattere sportivo, identificato da un certo valore della potenza specifica del motore e dalla sua potenza massima, è possibile eseguire tale prova in terza marcia, anziché in seconda. Inoltre, e questo è il reale motivo che rende interessante la ripresa sopra descritta, è possibile ottenere un “bonus” sul limite di rumorosità, qualora si riesca a spuntare ai 20 metri con una velocità maggiore o uguale a 61 km/h. Tenendo conto del fatto che le vetture Ferrari e Maserati hanno sempre grossi problemi a rientrare nei limiti di rumore, si capisce come diventi necessario ottenere il “bonus”, ovvero raggiungere la velocità di 61 km/h anche con la nuova rapportatura.

Per ulteriori dettagli e maggiori approfondimenti sulle modalità della prova, si rimanda alle normative specifiche, in questa sede si è voluto solo introdurre il perché del confronto seguente:

PASS BY	Europa Originale	Step 1	Step 2
in 3a a 20 m	63,03 km/h	63,03 km/h	61,74 km/h

Tabella 4.7: Confronto prestazioni nella prova di PASS BY tra vettura con rapporti originali e modificati

Come si evince dalla tabella di sintesi riportata, entrambe le versioni di rapportatura consentono il raggiungimento del limite di velocità richiesto dalla norma per avere il “bonus”. In particolare, non stupisce l’identità numerica tra i valori di velocità relativi a vettura europea base e soluzione “Step 1”, dato che tra esse le uniche differenze risiedono nella quinta e nella sesta velocità. Per quanto concerne la vettura “ Step2”, invece, si nota un margine molto risicato sul limite di velocità da raggiungere, ma si reputa comunque soddisfacente tale valore, dato che le simulazioni sono state

effettuate con un peso superiore a quello prescritto dalla norma (due passeggeri invece che uno solo). Per di più, è ragionevole pensare che la rapportatura “Step 2”, avendo rapporti più lunghi dell’originale, porti il motore a funzionare con regimi minori, quindi con livelli di rumore un po’ più contenuti.

Terminata la parte di verifiche sulle simulazioni di accelerazione e ripresa, veniamo alla stima della velocità massima, altro elemento molto importante per vetture del segmento in questione.

	Europa Originale	Statunitense Originale	Step1	Step2
Vmax [km/h]	273.6	263.4	282.7	282.6

Tabella 4.8: Confronto velocità massima tra vettura con rapporti originali e modificati

Entrambe le modifiche proposte consentono di raggiungere una velocità di picco maggiore rispetto alle rapportature originali. Per di più, come già sottolineato all’inizio del capitolo, l’allungamento dell’ultimo rapporto permette di ottimizzare lo sfruttamento della potenza motore, andando a far sì che la velocità massima si abbia per intersezione della curva delle resistenze all’avanzamento con quella della potenza disponibile, nell’intorno del massimo di quest’ultima. La rapportatura che permetta di centrare esattamente questa condizione, è quella a cui corrisponde il massimo valore di velocità che una data vettura può raggiungere, fissata che sia la potenza installata. Si può notare dalla tabella che i valori di velocità sono molto prossimi per la soluzione “Step 1” e la “Step 2”, sintomo che in entrambi i casi l’intersezione suddetta si verifica in un punto della curva di potenza a gradiente molto basso, ovvero molto vicino al punto di massimo. Come ulteriore considerazione, va sottolineato che l’aver la velocità massima non al limitatore, può non essere l’ideale dal punto di vista della sportività. Questo perché essa diviene in tal modo sensibile a condizioni esterne, quali la presenza di vento, una leggera pendenza della strada e, in generale, tutto ciò che può incrementare le resistenze al moto. Inoltre, la sensazione con cui si raggiunge il massimo di velocità è quella di un progressivo annullamento dell’accelerazione, con avvicinamento asintotico al valore limite. Ciò non è particolarmente apprezzato dal cliente che ami la sportività, in quanto è decisamente più gradevole continuare a sentire un certo esubero di potenza accelerante, piuttosto che avere una vettura che si adagia, nonostante il pedale sia completamente schiacciato. Dati i valori di velocità in gioco, tuttavia, e soprattutto stante il grande vantaggio in termini di consumo che una sesta lunga comporta a livello di utilizzo autostradale, si ritiene più che accettabile questo compromesso.

Veniamo ora alla verifica del comportamento della vettura in caso di partenza in salita e andiamo a valutare la massima pendenza percentuale superabile per ciascun rapporto. A questo scopo ipotizziamo di spuntare a 1000 rpm e compariamo la pendenza critica relativa alle soluzioni “ Step 1 ” e “Step 2 ” con quella ottenuta con le rapportature originali. Si tenga conto che tale valutazione è senza dubbio cautelativa in termini di pendenza effettiva superabile. Infatti, in una reale manovra di spunto si può sfruttare lo slittamento frizione per portare il motore ad un regime superiore a quello di minimo, cosa che comporta una maggiore potenza disponibile, ovvero la possibilità di superare un valore anche più critico di pendenza. Tuttavia, si ritiene questa indagine sufficiente, dato che il nostro obiettivo è quello di mettere a confronto le varie soluzioni e osservare eventuali differenze. Si anticipa, inoltre, che per vetture ad elevata potenza specifica come la nostra, tale verifica risulta pleonastica, in quanto generalmente lo spunto in salita non è la specifica discriminante nella scelta del rapporto di prima marcia.

Prima di presentare una tabella di riepilogo dei risultati ottenuti, si vuole sottolineare che la pendenza critica è stata ricavata tramite la seguente relazione di bilancio, tra la potenze richiesta all’avanzamento in salita e quella disponibile alle ruote:

$$M * g * \sin(\alpha) * V + M_{eq} * a * V = \eta * P_M - P_R$$

dove,

M = Massa vettura

g = Accelerazione di gravità

α = pendenza da superare

M_{eq} = Massa traslante equivalente della vettura

η = Rendimento drive-line

P_M = Potenza motrice al regime corrispondente alla velocità V

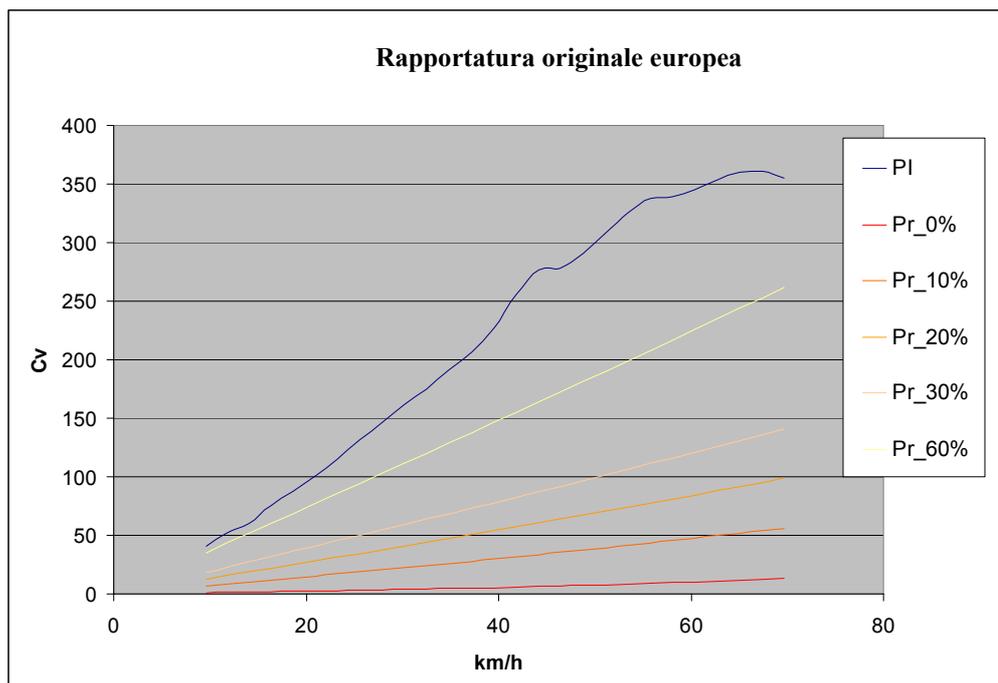
P_R = Potenza resistente all'avanzamento alla velocità V

Si riporta di seguito una sintesi delle pendenze critiche superabili per le varie soluzioni di rapportatura e la differenza percentuale rispetto alla versione originale statunitense, che è quella ad avere il rapporto di prima più corto. Nella tabella si osservano due righe: la prima fa riferimento alla pendenza che si può percorrere al regime di 1000 rpm in prima marcia a velocità costante; la seconda a quella che si può percorrere con accelerazione pari a $0,1 \text{ m/s}^2$, che è un valore minimo atto a simulare, per l'appunto, una partenza.

	ORIG USA	ORIG EUROPA	Diff %	STEP 1	Diff %	STEP 2	Diff %
Pendenza max in I a 1000 rpm con Accelerazione nulla	65.6 %	65.2 %	0.6%	65.2 %	0.6%	65.0 %	0.9%
Pendenza max in I a 1000 rpm con Accelerazione $0,1 \text{ m/s}^2$	63.8 %	63.3 %	0.8%	63.3 %	0.8%	63.2 %	0.9%

Tabella 4.9: Confronto massima pendenza percentuale superabile tra vettura con rapporti originali e modificati

Dai valori riportati si evince chiaramente la totale indifferenza delle rapportature proposte rispetto a problemi di spunto in salita. Lo stesso concetto può essere evidenziato anche attraverso i seguenti grafici, che mettono a confronto la curva di potenza disponibile in prima marcia e le diverse potenze resistenti per valori crescenti di pendenza percentuale:



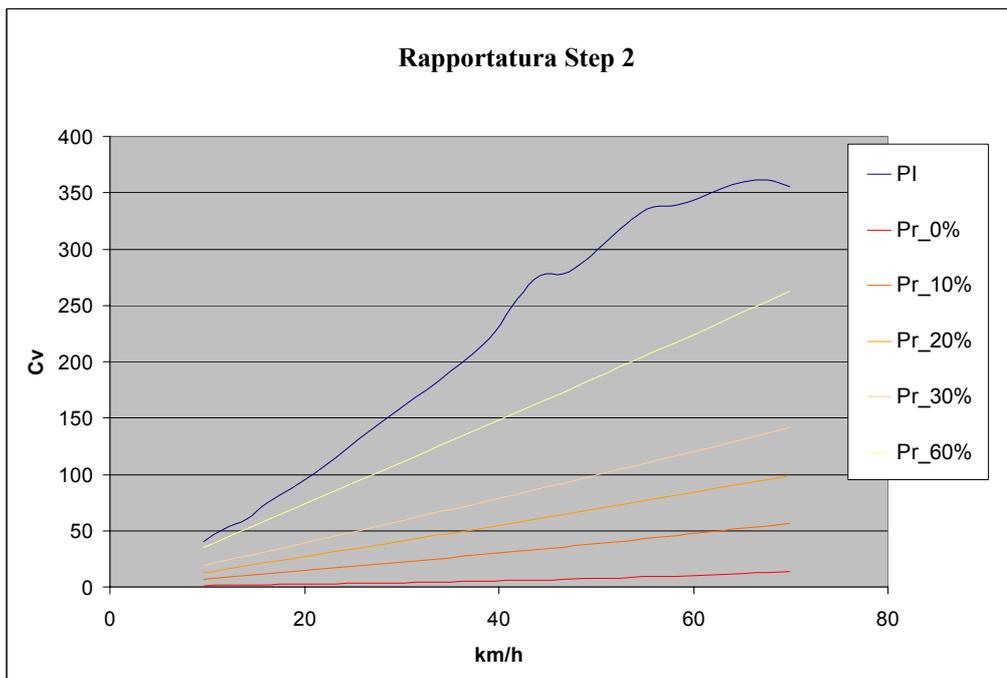
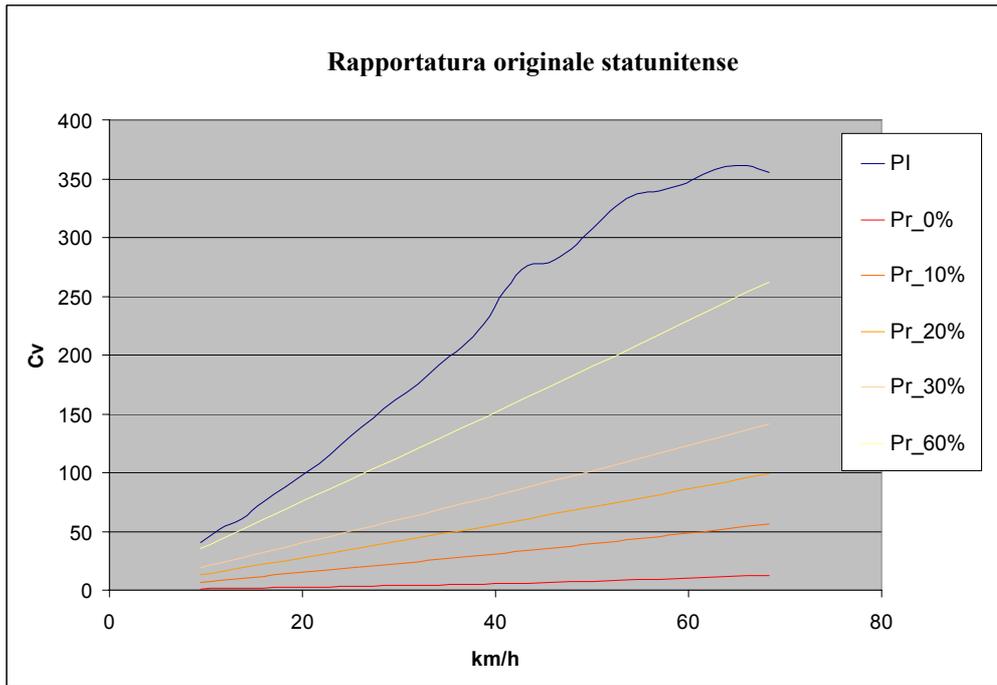


Figure 4.6: Confronto tra curve di potenza in I marcia e Potenze richieste all'avanzamento per diversi valori di pendenza

Nella Figura 4.6 non è presente il riferimento alla soluzione “Step 1” perché essa è del tutto equivalente alla versione base europea, in termini di prima velocità. Dai grafici riportati, inoltre, si capisce quanto spiegato precedentemente riguardo al fatto che considerare lo spunto a 1000 rpm è decisamente cautelativo. Si osserva, infatti, come l'esubero di potenza diventi realmente importante non appena si salga con il regime motore, cosa fattibile, per l'appunto, attraverso lo sfruttamento dello slittamento frizione in fase di chiusura.

Si vuole concludere la trattazione del comportamento della vettura per pendenza non nulla, con una precisazione relativa alla velocità massima. Precedentemente si è affermato che sia la rapportatura “Step 1” che la “Step 2”, portano ad avere un’andatura di picco maggiore delle configurazioni originali. Questo è vero, tuttavia, solo per pendenza uguale a zero. Come appare evidente dalla figura a seguire, nel caso di salita anche lieve la curva delle resistenze all’avanzamento tende ad intersecare le curve di potenza disponibile relative alle soluzioni “Step1” e “ Step 2”, per valori di velocità ben inferiori rispetto a quanto non avvenga con quelle delle rapportature originali.

La figura 4.7 presenta le curve di potenza resistente per pendenze dallo zero al dieci per cento (curve di tonalità rossa e arancione), sovrapposte alle curve di potenza per le rapportature originali (curve azzurra e blu) e per quelle modificate (curve in tonalità verde).

Sempre dal grafico suddetto, si può ben vedere che al crescere del livello di pendenza si accentua lo scarto tra la velocità massima raggiungibile con le rapportature originali e quella relativa alle soluzioni proposte. In altre parole, si può concludere che l’ottimizzazione del punto di funzionamento, ottenuta con i rapporti allungati, permette sì la massima efficienza per pendenza nulla, ma la si paga con una maggior instabilità ed una più alta sensibilità ad eventuali variazioni delle resistenze all’avanzamento.

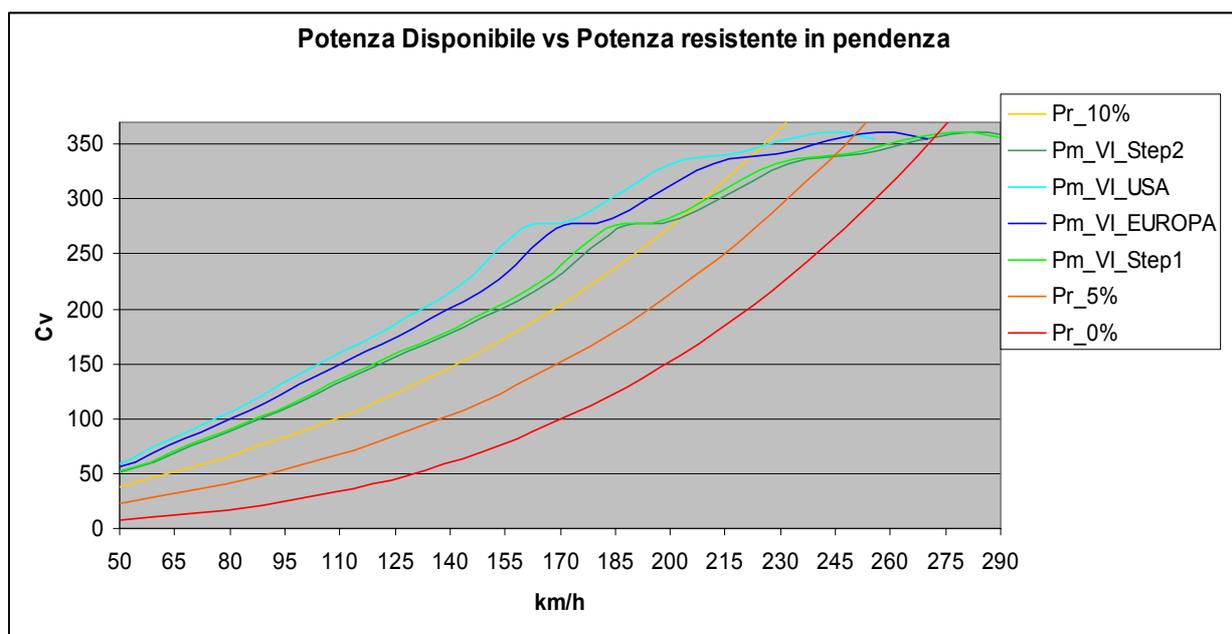


Figure 4.7: Confronto tra curve di potenza in VI marcia e Potenze richieste all’avanzamento per diversi valori di pendenza

Come ultimo argomento di questo paragrafo, si vuole verificare il più basso valore di velocità percorribile in prima marcia con frizione completamente chiusa, in corrispondenza del regime di minimo. Si tratta, all’atto pratico, della specifica che determina il dimensionamento della prima velocità per vetture ad elevata potenza specifica, per le quali, come dimostrato precedentemente, la pendenza superabile non è una criticità. La necessità di poter procedere “ a passo d’uomo”, invece, richiede di non eccedere oltre precisi valori di allungamento della prima. In gergo, tale esigenza viene denominata come verifica della “marcia da funerale” e sta proprio ad indicare la necessità di poter condurre la vettura con frizione chiusa, alla velocità tipica di una persona appiedata, proprio come se si fosse al seguito di un corteo funebre. Tale velocità è generalmente fissata a 10 km/h,

pertanto è fondamentale, come ultima verifica di accettabilità per la nostra modifica, andare a valutare che, anche con i nuovi rapporti, si rimanga entro questo limite.

	ORIG EUROPA	ORIG USA	STEP1	STEP2
Velocità in Ia @	km/h	km/h	km/h	km/h
1000 rpm	9.3	9.1	9.3	9.3
800 rpm	7.4	7.3	7.4	7.5

Tabella 4.10: Confronto velocità minima a frizione innestata tra vettura con rapporti originali e modificati

La tabella 4.10 mostra le velocità minime cinematicamente compatibili con i rapporti di trasmissione considerati, sia per le due versioni di rapportatura originale, che per le due modifiche proposte. In particolare, si osservi che l'identità dei valori tra "Step 1" e versione base europea, è semplicemente dovuta al fatto che i rapporti di prima risultano esattamente gli stessi in queste due opzioni. Si nota, poi, come tutti i valori in tabella siano inferiori alla soglia precedentemente prescritta di 10 km/h, rendendo soddisfatta anche l'ultima delle verifiche richieste.

Si sottolinea, infine, che si è deciso di monitorare non solo il regime di 800 rpm, ma anche quello di 1000 rpm, perché la possibilità di stare sotto la velocità limite anche per regimi leggermente superiori a quello di minimo, garantisce una guidabilità decisamente migliore e, conseguentemente, un maggior confort in caso di utilizzo della vettura nel traffico.

4.5 Gestione dei cambi marcia: "shift pattern economy" vs "shift pattern standard"

L'ultimo paragrafo di questo capitolo è dedicato ad un'ulteriore proposta di riduzione consumo che riguarda non una modifica dei rapporti, bensì la gestione dei cambi marcia durante i cicli di omologazione. Da ciò che emerge dall'analisi di sensibilità e anche in base al semplice buon senso, si è osservato che l'utilizzo di marce più lunghe consente la riduzione del consumo perché, a parità di potenza richiesta, porta il motore a lavorare in zone del piano quotato a miglior efficienza. All'atto pratico, l'impiego di rapporti più lunghi può essere fatto o cambiando fisicamente gli ingranaggi, come si è già discusso, o in maniera indiretta utilizzando quanto più possibile le marce alte, ovvero anticipando le cambiate in "upshift" durante i cicli.

In base a quanto prescrivono le normative statunitensi relativamente all'utilizzo della trasmissione durante le prove di omologazione, si può osservare che non vi è alcun vincolo ad utilizzare lo "shift pattern standard", ovvero quello proposto all'interno della normativa stessa. Esso, infatti, si ripropone semplicemente di dare un'indicazione di un possibile utilizzo delle marce, determinato in riferimento ai valori medi di potenza e coppia, a disposizione delle più comuni vetture che costituiscono il parco macchine circolante. Risulta chiaro che non è razionale pensare di effettuare le cambiate alle stesse velocità con una vettura utilitaria e con una vettura avente a disposizione circa 400 Cv. In particolare, mentre le missioni di prova possono risultare piuttosto impegnative per la maggior parte delle auto in circolazione, per una vettura come la Maserati Quattroporte abbiamo visto i valori di carico motore in gioco essere davvero bassi. Ciò suggerisce la possibilità di sfruttare molto di più la quinta e la sesta marcia, senza problemi di sorta a seguire la traccia di velocità, dato l'enorme esubero di potenza. Nel valutare un nuovo "shift pattern", più congruo alle esigenze di funzionamento ed alle caratteristiche delle vetture ad alta potenza specifica, si deve tener conto di due restrizioni che la norma presenta. In primo luogo la necessità di non saltare alcuna marcia durante l' "upshift"; in secondo, l'esigenza di distanziare le velocità di cambiata tra due marce consecutive di almeno 5 miglia all'ora.

Tenendo conto delle considerazioni precedenti si è giunti alla seguente proposta di uno “shift pattern economy”, ovvero a basso livello di consumo:

	Shift pattern standard	Shift pattern economy
I - II	15 mph	15 mph
II - III	25 mph	20 mph
III - VI	40 mph	25 mph
VI - V	47 mph	30 mph
V - VI	56,5 mph	35 mph

Tabella 4.11: Confronto modalità di cambiata originali e ravvicinate per andatura a basso consumo

Andiamo ora a valutare il vantaggio atteso dall'utilizzo di questi cambi marcia sulla base delle simulazioni, sia nei cicli statunitensi, che in quelli europei. Infatti, quanto detto riguardo alle prescrizioni dell'ente governativo americano, vale in linea di massima anche per le missioni europee, quindi per tutti i cicli di consumo/emissioni è possibile per il costruttore dare un'indicazione dei cambi marcia più idonei alle proprie vetture.

Il confronto tra i cicli eseguiti con “shift pattern standard” e quelli eseguiti con “shift pattern economy” verrà fatto solo per le vetture con rapportatura originale e rapportatura Step 2. La scelta di non riportare i valori relativi alla modifica Step 1 deriva dal fatto che essa, come si è detto precedentemente, non è pensata per una vera e propria nuova omologazione, tanto è vero che il suo impatto è significativo sul consumo autostradale, ma poco interessante in ottica cicli.

Si riportano nel seguito delle tabelle di sintesi che descrivono le differenze percentuali di consumo calcolate:

Vettura con rapporti originali	
Ciclo	Diff % shift pattern standard vs economy
FTP75	11.8%
HIGHWAY	8.5%
Combinato GGT	10.7%
ECE	6.5%
EUDC	22.9%
Combinato EUROPA	19.4%

Vettura con rapporti Step 2	
Ciclo	Diff % shift pattern standard vs economy
FTP75	9.2%
HIGHWAY	7.7%
Combinato GGT	8.7%
ECE	5.6%
EUDC	20.6%
Combinato EUROPA	17.5%

Tabella 4.12: Maggior autonomia nei cicli omologativi grazie alla variazione della modalità di cambiata (“shift pattern”)

Dalle differenze percentuali sopra esposte, si evince che il guadagno derivante dall'utilizzo della nuova strategia di cambio marcia è davvero notevole. Sono soprattutto i cicli europei, e quello EUDC su tutti, a trarre il maggior beneficio secondo le simulazioni.

Un elemento che merita, a mio avviso, di essere sottolineato, è la riduzione del vantaggio percentuale osservata nel passare dalla vettura originale a quella con cambio "Step 2". Ciò è spiegabile tenendo conto che, in realtà, l'allungamento e l'utilizzo di uno "shift pattern economy", altro non sono che le due facce di una stessa medaglia. Infatti, entrambi questi artifici fanno leva sull'utilizzo del motore a regimi più bassi e con valori di pressione media effettiva più alta, ovvero rendimenti migliori. E' chiaro che se già si utilizza una rapportatura mediamente più lunga, si viene a lavorare in zone delle curve consumo specifico/pme a minor gradiente (si veda la Fig. 3.3); pertanto, l'ulteriore spostamento dei punti di funzionamento verso pressioni medie effettive crescenti, comporta riduzioni di consumo meno marcate. Nonostante quest'ultima osservazione, va puntualizzato che anche nel caso di vettura con cambio "Step 2", il ricorso allo "shift pattern economy" nei cicli statunitensi garantisce il superamento di un'ulteriore classe di consumo in ottica Gas Guzzler Tax.

Si riporta a seguire una tabella contenente i vantaggi percentuali complessivi, derivanti dall'utilizzo sia della nuova rapportatura, che della gestione ottimizzata delle marce nel ciclo:

Vettura con rapporti originali e shift pattern standard vs rapporti Step 2 e shift pattern economy	
Ciclo	Diff %
FTP75	14.3%
HIGHWAY	17.8%
Combinato GGT	15.4%
ECE	8.0%
EUDC	29.3%
Combinato EUROPA	24.7%

Tabella 4.13: Sintesi degli interventi proposti su rapportatura e "shift pattern"

In estrema sintesi, si può ritenere che la riduzione di consumo ottenuta applicando entrambi gli interventi proposti, sia decisamente significativa e si vuole evidenziare in un istogramma il singolo contributo dello "shift pattern economy" e quello della nuova rapportatura al risultato complessivo.

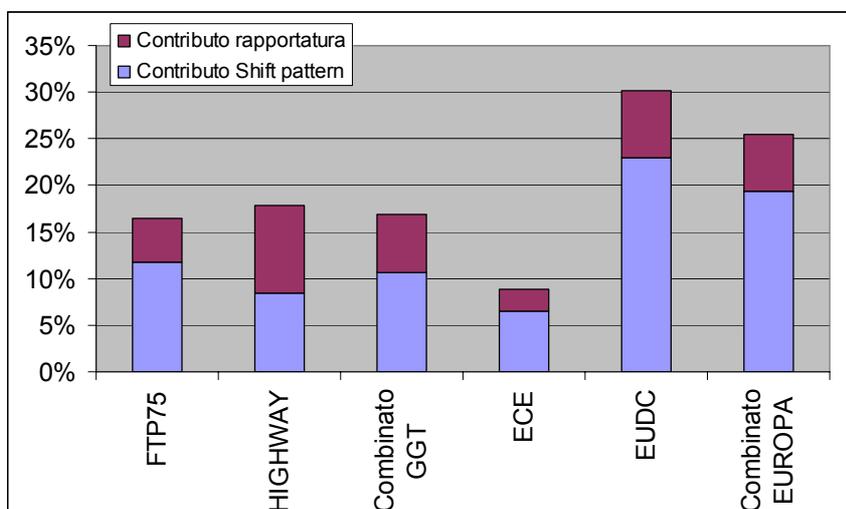


Figure 4.8: Contributo alla riduzione di consumo nei cicli omologativi dello shift pattern economy e della rapportatura Step 2

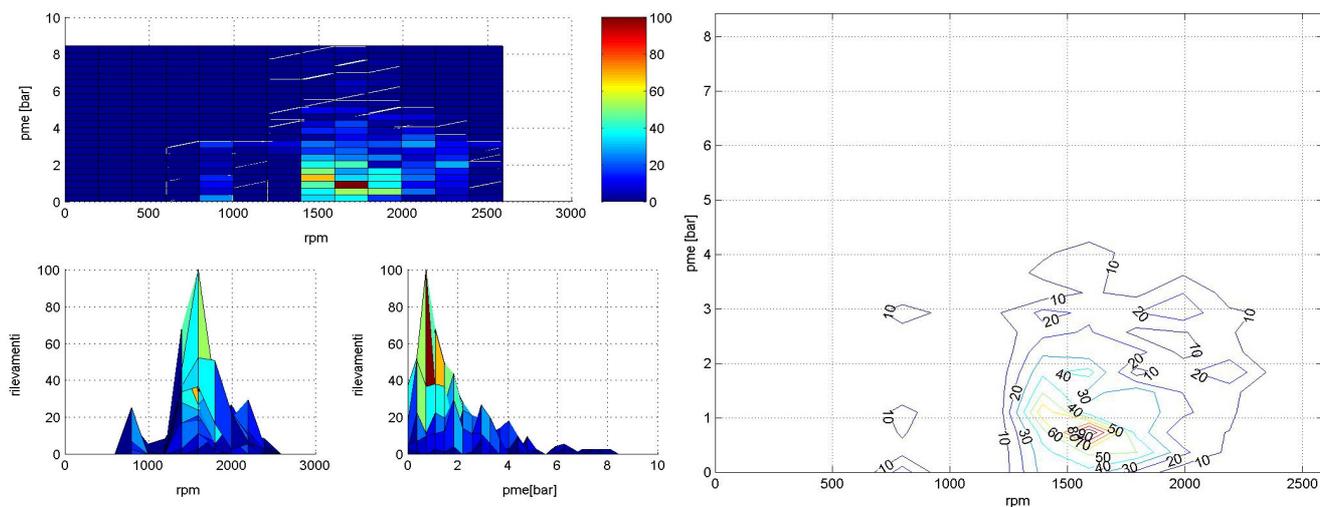


Figura 4.11: Pallogrammi ciclo FTP 75 vettura con cambi marcia economy e rapportatura Step 2

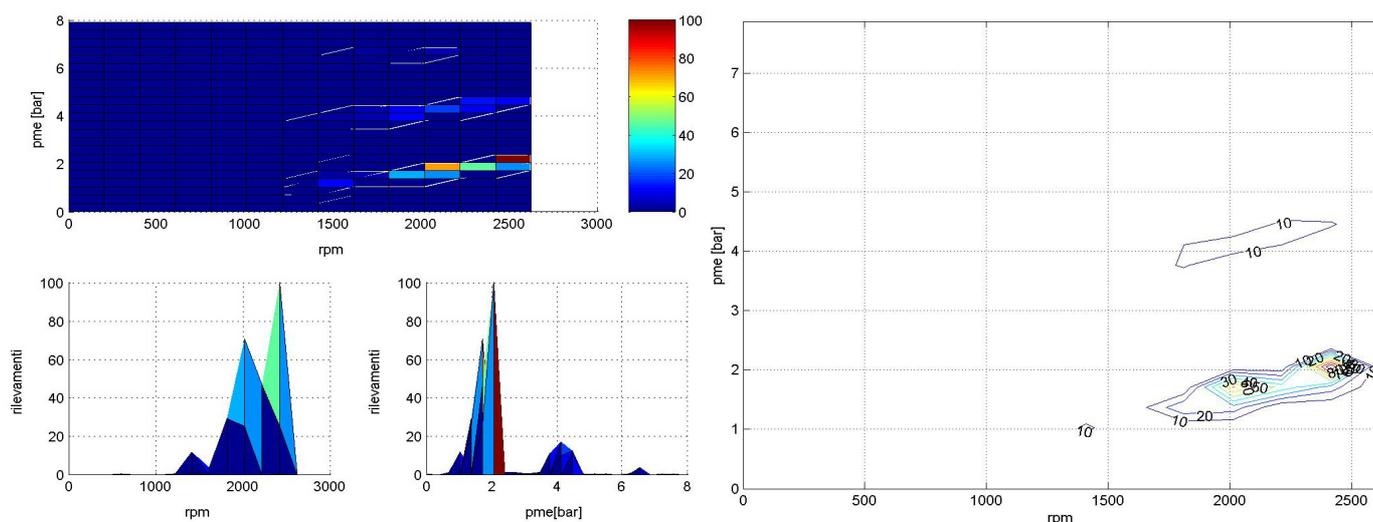


Figura 4.12: Pallogrammi ciclo HIGHWAY vettura con cambi marcia economy e rapportatura Step 2

Le immagini riportate mettono in evidenza quanto gli interventi proposti modifichino lo sfruttamento del motore, aumentando le pressioni medie effettive impiegate e riducendo le velocità di rotazione. Dal punto di vista quantitativo, il confronto tra queste figure e quelle all'inizio del terzo capitolo, manifesta un incremento di circa 0,4/0,5 bar di pme per i punti di funzionamento più battuti nei cicli urbani e di circa 0,5/0,7 bar per quelli extra-urbani. Di contro, si ha una riduzione tra i 500 ed i 700 rpm per le velocità di rotazione nei punti a maggior densità dell'ECE e dell'Ftp 75 e ci circa 1000 rpm per quanto riguarda i tratti EUDC ed Highway. I valori citati, se si considera l'andamento fortemente iperbolico delle curve del consumo specifico rispetto alla pme, sono tali da giustificare pienamente i miglioramenti di consumo registrati nelle simulazioni.

Si conclude questo paragrafo con un'osservazione inerente il nuovo "shift pattern economy". Esso non è semplicemente un artificio da utilizzare in sede di omologazione, anche perché la norma parla chiaro a riguardo e vieta l'utilizzo di strategie che non riproducano quello che è il reale utilizzo della vettura su strada. Si tratta, invece, di un vero e proprio suggerimento che Ferrari e Maserati danno per l'utilizzo delle proprie vetture, in caso di condizioni prossime a quelle dei cicli prova, ovvero nelle normali situazioni di uso stradale. Anche se la vettura nasce con una naturale predisposizione alla guida sportiva ed all'utilizzo del cambio per riprese prestazionali, ciò non toglie che, per la più parte del tempo, le vetture debbano essere sfruttate nelle condizioni di massima efficienza. In altre parole, il messaggio che il costruttore vuole passare tramite la proposta dello "shift pattern economy" è quella di ottimizzare la gestione dei cambi marcia: sfruttare fino all'estremo le marce corte e l'esubero di coppia, nel caso si stiano cercando prestazioni al limite; minimizzare il consumo specifico del motore ed aumentare l'autonomia, in tutte le altre condizioni di normale funzionamento.

A riprova del fatto che il concetto sopra esposto è realmente di interesse per Ferrari/Maserati, si osservi che i cambi marcia proposti sono stati condivisi ed approvati dall'ente statunitense per la protezione dell'ambiente (EPA). Inoltre, è stata aggiunta una spia nel cruscotto vettura che segnala al cliente il cambio marcia ottimale consigliato per la riduzione dei consumi. Per quanto riguarda l'utilizzo del cambio in modalità automatica, anche in questo caso sono state implementate delle mappe di cambiata che riproducono lo "shift pattern economy" e che entrano in gioco qualora le condizioni di guida non segnalino particolari velleità prestazionali da parte del pilota (ad esempio basse accelerazioni unite ad altri indici di prestazione).

Capitolo 5 – Le verifiche sperimentali sui nuovi rapporti proposti

5.1 Introduzione

L'obiettivo principale di questo capitolo è quello di descrivere i risultati delle verifiche sperimentali riguardanti l'efficacia degli interventi proposti sul cambio e sulla gestione dei cambi marcia. Grazie alla collaborazione della Graziano Trasmissioni Group, infatti, è stato possibile realizzare due cambi prototipali, aventi le rapportature corrispondenti all'opzione "Step 1" e "Step 2", a cui si è fatto riferimento nel capitolo precedente. Per quanto riguarda la prima delle due opzioni di modifica, quella riguardante solo i rapporti di quinta e sesta, essa ha richiesto solo un paio di mesi per essere allestita, mentre la versione "Step 2" ha necessitato di circa cinque mesi per l'esigenza di costruire utensili di taglio *ad hoc*.

Sui prototipi di Maserati Quattroporte così messi in strada, sono stati eseguiti i rilievi di consumo e prestazioni con lo scopo principale di verificare l'effettiva funzionalità delle modifiche introdotte e, secondariamente, con l'obiettivo di ricavare maggiori indicazioni riguardo l'attendibilità dei modelli di calcolo.

Nelle pagine a seguire verranno descritte le prove sperimentali svolte ed i risultati conseguiti, sia per quanto concerne le riduzioni di consumo, che per l'aspetto prestazioni. Per ciascuna delle missioni indagate, poi, si procederà alla valutazione di quanto la previsione a calcolo si discosti dalle acquisizioni corrispondenti. Si osserva sin d'ora che, nel corso della ricerca, il modello di calcolo è stato affinato dall'incremento di informazioni sperimentali relative alle resistenze all'avanzamento. Rispetto alla prima correlazione presentata nel Capitolo 2, è stato direttamente rilevato il "coast down" della vettura e si è inserita nel modello di calcolo tale curva di potenza complessivamente assorbita. Questo ha portato ad un ulteriore miglioramento dei livelli di correlazione che, già di per sé, erano più che soddisfacenti.

5.2 Verifiche sperimentali del consumo dei prototipi con rapporti modificati

Dal punto di vista del consumo, le prove effettuate per verificare la validità degli interventi sono sostanzialmente di due tipi diversi:

- Rilievi di consumo a velocità costante
- Rilievi di consumo durante cicli omologativi

Nel seguito prenderemo in considerazione separatamente queste due tipologie di missione.

5.2.1 Rilievi di consumo a velocità costante

Sono state realizzate prove in pista volte a rilevare il consumo in condizioni stazionarie di velocità, con valori caratteristici dell'utilizzo autostradale nella marcia più lunga, ovvero la sesta.

Si sottolinea che per le due vetture con cambio modificato le verifiche empiriche sono state realizzate durante la medesima sessione di prova, elemento per il quale si ha una certa coerenza nelle velocità rilevate, mentre per quanto riguarda la vettura standard, si fa riferimento ad acquisizioni svolte nel corso di un'attività antecedente. Ciò è semplicemente dovuto al fatto che al momento di queste prove, non erano disponibili vetture con cambio originale su cui eseguire la missione e l'attesa avrebbe ritardato eccessivamente il proseguo dei lavori. Nel prendere questa decisione si è considerato non particolarmente negativo il ricorso a dati precedentemente acquisiti, anche se afferenti a valori di velocità nominale non identici. Questo perché nel confronto tra le vetture in esame, si osserva non tanto il valore del consumo per una singola velocità, quanto piuttosto il delta maturato fra le diverse linee di tendenza, che i rilevamenti permettono di tracciare. Per quanto riguarda il confronto con il calcolo, poi, è evidente che le simulazioni offrono una

grande versatilità dal punto di vista delle iterazioni e non è stato un problema ripetere i calcoli, analizzando per ciascuna vettura esattamente le stesse missioni a cui era stata sottoposta in pista. Elemento importante da evidenziare, invece, è che i rilievi con rapportatura originale fanno riferimento alla versione europea, ossia quella già avente un rapporto di sesta più lungo.

L'acquisizione delle grandezze viene eseguita attraverso la linea CAN (Controlled Area Network), utilizzando il software CANalyser e rilevando i messaggi emessi dai nodi controllo motore (NCM) e controllo freni (NFR). Tali segnali contengono le seguenti informazioni [13] :

- Fuel Consumption (litri/ora)
- Vehicle Speed (km/h)
- Engine Speed (rpm)

La missione consiste nel percorso, ad andatura controllata e costante, del rettilineo lungo dell'anello veloce della pista di Balocco. Per tutte le configurazioni di prova citate, sia quelle relative alle vetture con cambio modificato, che quelle relative alla vettura originale, si considera il peso derivante da veicolo con due passeggeri e pieno di benzina.

Per ciascuna velocità l'acquisizione viene ripetuta 3 volte e il valore finale risulta dalla media dei 3 passaggi. Riportiamo per chiarezza un esempio di acquisizione, relativo alla percorrenza a 125 km/h con veicolo "Step 1", nel quale sono evidenti gli andamenti della velocità e del consumo orario rilevato:

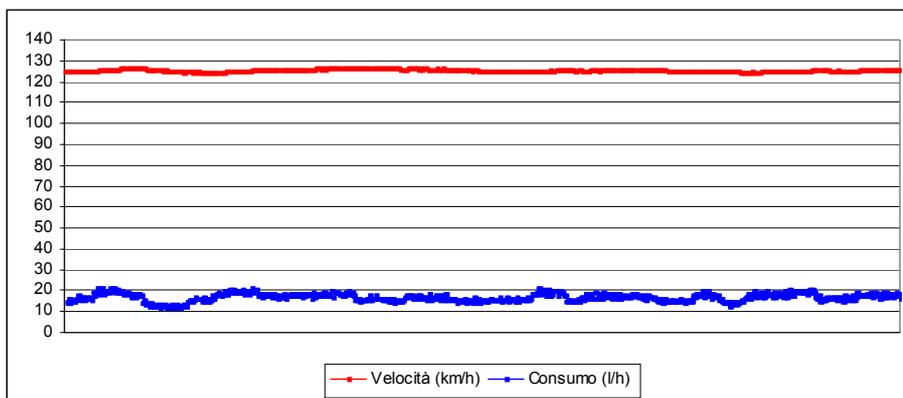


Figura 5.1 Esempio di acquisizione del consumo orario e della velocità tramite linea CAN

Si forniscono nel seguito alcuni grafici esplicativi dei risultati ottenuti, cercando di mettere in evidenza la variazione di consumo misurata tra le tre soluzioni analizzate. Sottolineiamo che i rilievi per la vettura originale sono relativi alle velocità nominali di 70, 90, 100, 120, 130, 160 km/h, mentre quelli per vetture con cambio "Step 1" e "Step 2" si riferiscono alle velocità di 125, 150, 170, 190 km/h.

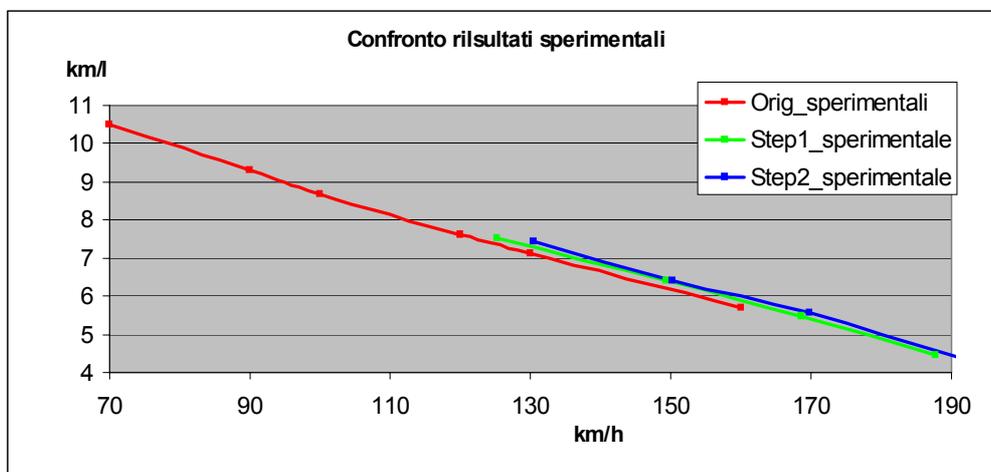


Figura 5.2 Confronto dei consumi acquisiti alle diverse velocità per le tre soluzioni in esame

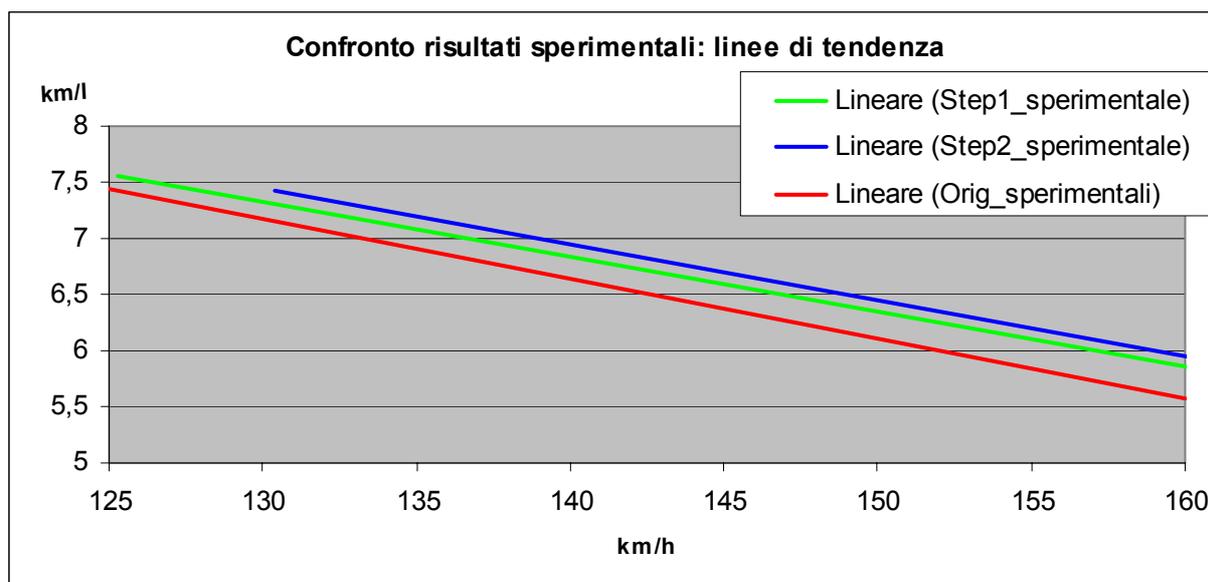


Figura 5.3 Confronto dei consumi acquisiti alle diverse velocità costanti per le tre soluzioni in esame attraverso linee di tendenza

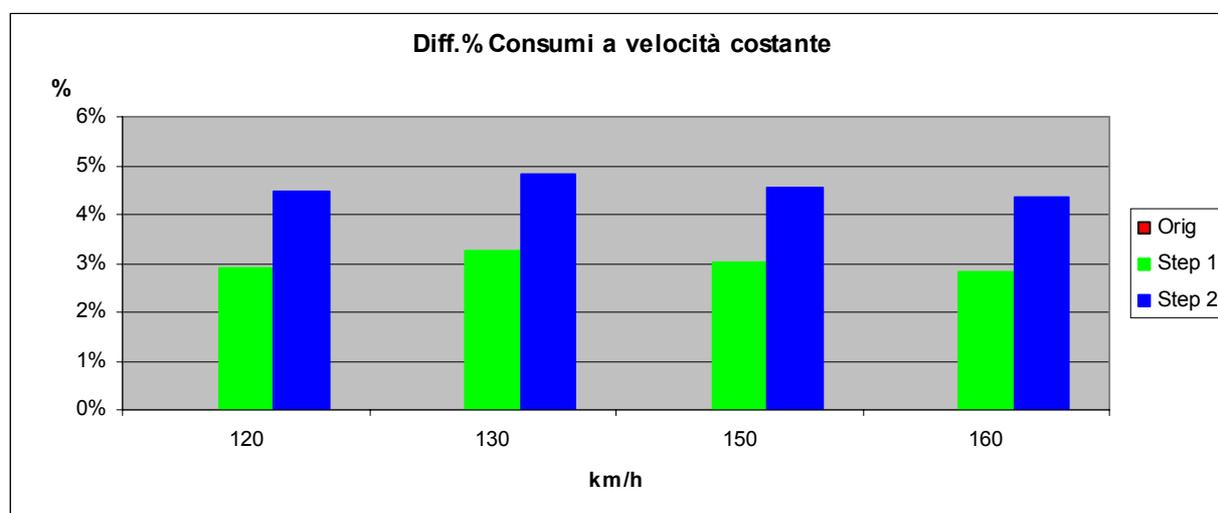


Figura 5.4 Incremento percentuale di autonomia per le diverse soluzioni a confronto

Come si evince dalla figura 5.2, l'andamento del consumo orario con la velocità di percorrenza è pressoché lineare, elemento che rende direttamente confrontabili le linee di tendenza emerse dalla regressione dei dati acquisiti e mostrate nella figura 5.3. Dai grafici riportati in figura 5.4 e ricavati dai valori delle linee suddette, si rileva un miglioramento attorno al 3% per la soluzione "Step 1" e del 4,5 % circa per la vettura "Step 2", in tutte le principali velocità esaminate.

Si sottolinea che la riduzione di consumo dovuta all'allungamento dei rapporti di trasmissione, trova due motivazioni teoriche concomitanti. La prima, già descritta nel corso del terzo capitolo, è di carattere indotto e consiste nel fatto che avanzare ad una determinata velocità, ossia ad un fissato valore di potenza resistente, con regime motore inferiore, comporta l'esigenza di un maggior livello

di pme impiegata. Ciò corrisponde ad un minor livello di parzializzazione della farfalla, con conseguente riduzione del lavoro di pompaggio e miglioramento del consumo specifico del motore. La seconda, consiste nel fatto che velocità di rotazione più basse danno luogo a minori effetti di dissipazione per strisciamento e sbattimento, sia all'interno del propulsore che nell'intera drive-line. Questo si traduce in un miglioramento in senso lato dei rendimenti organici. A tali effetti, sicuramente preponderanti, deve aggiungersi anche il miglioramento del rendimento della trasmissione a seguito di un maggior livello di coppia impiegata. Infatti, osservando i grafici di efficienza del cambio forniti dal costruttore del componente, si nota una riduzione delle perdite nei vari rapporti al crescere della coppia trasmessa.

Come considerazione generale sui risultati ottenuti, si può affermare che essi confermano il vantaggio di consumo atteso, benché i dati emersi siano un po' inferiori rispetto a quanto previsto dal calcolo. In particolare, se si fa riferimento alle tabelle riportate nel capitolo quattro, si può notare che il delta percentuale mediamente ottenuto dalle simulazioni per quanto concerne la soluzione "Step1" era attorno al 5 %, contro un 6 % relativo alla versione con cambio "Step2". Questa discrepanza è imputabile, a nostro avviso, a due fattori principali. In primo luogo, il confronto da cui sono ottenuti gli istogrammi della figura 6.4 viene fatto su valori ricavati dalle linee di tendenza, elemento che tende a schiacciare i vantaggi osservati. In secondo luogo, i risultati da noi riportati per la vettura originale non fanno riferimento ad acquisizioni svolte nel corso di questa ricerca, come già affermato precedentemente, bensì a dati relativi ad un'altra sessione di prova. Ciò rende estremamente difficile monitorare con precisione le effettive condizioni della sperimentazione, se non dai semplici report di giornata, i quali lasciano, comunque, un certo margine di incertezza. Come ultimo elemento, ma non certamente da meno, si consideri che per uno stesso modello, si può avere uno scarto non trascurabile di consumo tra una vettura e l'altra. Questo potrebbe contribuire a spiegare il perché dell'apparente minor vantaggio tra quanto il calcolo prevede, e che non tiene conto di tali aspetti, e quello che si rileva su pista.

Infine, se si considera la differenza tra le percentuali di miglioramento ottenute dalla soluzione "Step 1" e quelle relative alla "Step 2", si può notare come il vantaggio nel passare dall'una all'altra sia maggiore di quanto previsto nelle simulazioni. Infatti, a dispetto dell'1 % di maggiore autonomia ottenuta al calcolatore, abbiamo mediamente circa l'1,5 % registrato su strada.

5.2.2 Rilievi di consumo durante cicli omologativi

Oltre all'indagine sul consumo a velocità costante, sono stati indagati dal punto di vista sperimentale anche i cicli di prova prescritti dalle normative europee e statunitensi. In particolare, ci si è avvalsi del banco a rulli del reparto "Applicazione Motopropulsore" di Ferrari S.p.a., per eseguire tutti i cicli a cui si farà riferimento nel corso di questo paragrafo, sia l'Highway e l'Ftp 75, che l'ECE e l'EUDC.

Le prove sono state effettuate per la vettura con rapportatura originale e per quella allestita con il cambio "Step 2". Non sono stati acquisiti, invece, cicli sulla vettura "Step 1", perché non considerati di grande interesse. A tale proposito, si ricorda che essa prevede un allungamento sostanziale dei soli rapporti di 5° e 6°, marce poco utilizzate durante i cicli omologativi. Quest'ultima decisione deriva dal compromesso necessario tra numero di prove e informazioni ricavabili e può essere criticata da un punto di vista meramente scientifico. Tuttavia, considerando i tempi richiesti per l'allestimento di un ciclo e la disponibilità vettura, si capisce che è necessario contenere al minimo le richieste di verifiche sperimentali. A questo si aggiunge il fatto che vi è un solo banco a rulli, che deve soddisfare le esigenze di sviluppo e messa a punto dell'intera gamma Ferrari e di quella Maserati.

Come prima verifica, si vuole illustrare la risposta della vettura originale rispetto alla variazione dello "shift pattern" nei cicli statunitensi. Per chiarezza si riporta di seguito una tabella riepilogativa delle velocità di cambio marcia utilizzate, indicando con "Shift pattern 1" quello tradizionale e con "Shift pattern economy" quello proposto nell'ambito di questa attività di ricerca:

	Shift pattern 1	Shift pattern economy
I - II	15 mph	15 mph
II - III	25 mph	20 mph
III - VI	40 mph	25 mph
VI - V	47 mph	30 mph
V - VI	56,5 mph	35 mph

Tabella 5.1 :Modalità di cambio marcia tradizionale rispetto a nuove soglie per cicli statunitensi

Riassumiamo nel prospetto sintetico sotto allegato i risultati ottenuti per la vettura con rapporti originali versione statunitense:

Vettura	Shift pattern 1			Shift pattern economy		
	FTP75 (mpg)	HIGHWAY (mpg)	Combinato (mpg)	FTP75 (mpg)	HIGHWAY (mpg)	Combinato (mpg)
Orig	11.67	17.78	13.80	13.18	20.08	15.59
Diff %	-	-	-	12.9%	12.9%	12.9 %

Tabella 5.2 :Risultati sperimentali di consumo ottenuti al banco per i cicli statunitensi con vettura originale

Si sottolinea che i valori riportati nelle colonne con indicazione “combinato” sono ottenuti come media pesata dei due cicli Ftp 75 ed Highway, assumendo come pesi statistici rispettivamente 0.55 e 0.45, secondo quanto prescritto dalle normative dell’ente federale statunitense e descritto nel primo capitolo. Si vuole anche puntualizzare che i numeri citati fanno riferimento alle misure derivanti dall’analisi dei sacchi di raccolta dei gas di scarico, ovvero si tratta della catena di misura a consuntivo. Essa fornisce solo indicazioni sul valore complessivo del consumo rilevato durante il ciclo ed è il sistema di acquisizione considerato più attendibile, in base al quale si dichiarano i dati per l’omologazione delle vetture.

Come commento ai numeri in tabella, si può osservare che essi danno prova di un risparmio veramente considerevole ed anche maggiore di quello previsto dalle simulazioni. Infatti, se si confronta le differenze percentuali ottenute sperimentalmente con a quelle viste nel Capitolo 4, abbiamo circa un 2,2 % in più di quanto atteso per il ciclo combinato, che deriva dall’1,1 % in più sul tratto urbano e ben il 4,4 % su quello extra-urbano. In base a quanto affermato, il calcolo sembra essere cautelativo nel valutare i risparmi indotti dall’uso dello “shift pattern economy”. Ciò trova spiegazione, molto probabilmente, nel fatto che il modello non consente di rilevare i vantaggi indotti dal maggior rendimento della drive-line, in seguito all’impiego di coppie maggiori e velocità di rotazione più basse, dato che in esso l’efficienza della trasmissione è assunta come una costante. Valutiamo ora l’effetto che la nuova gestione dei cambi marcia ha sulla vettura Maserati, allestita con cambio “Step 2”:

Vettura	Shift pattern 1			Shift pattern economy		
	FTP75 (mpg)	HIGHWAY (mpg)	Combinato (mpg)	FTP75 (mpg)	HIGHWAY (mpg)	Combinato (mpg)
Step 2	12.7	21.00	15.47	14.0	22.1	16.77
Diff %	-	-	-	10.2%	5.2%	8.4%

Tabella 5.3 :Risultati sperimentali di consumo ottenuti al banco per i cicli statunitensi con vettura a rapporti modificati (Step 2)

In questo caso i vantaggi rilevati sono più in linea con quelli attesi dal calcolo. L'unico valore leggermente diverso è quello relativo al ciclo Highway, per il quale le simulazioni prevedevano circa il 2 % in più di miglioramento. Ciò che è importante sottolineare, è l'effettivo verificarsi di quanto atteso dalle simulazioni, ovvero la riduzione della differenza percentuale di consumo nel passare dai rapporti originali a quelli allungati. Questo, come già discusso nel capitolo quattro, è da imputare al fatto che l'utilizzo di uno "shift pattern economy" e di una rapportatura più lunga non sono altro che le due facce della stessa medaglia, pertanto è normale che gli effetti non siano strettamente cumulabili.

Le considerazioni fatte fin qui hanno evidenziato l'efficacia della nuova gestione dei cambi marcia, valuteremo nel seguito il confronto tra le due rapportature. Prima di passare a tale argomento, tuttavia, vale la pena precisare due aspetti. Il primo riguarda l'esecuzione dei cicli, i quali sono stati effettuati con il cambio in modalità manuale, onde riprodurre esattamente gli "shift pattern" desiderati. Si vuole aggiungere, però, che a seguito degli ottimi risultati riscontrati, sono state implementate anche delle mappe di cambio marcia atte a riprodurre lo "shift pattern economy" in modalità automatica. I risultati sono stati sostanzialmente gli stessi trovati in versione manuale, confermando la validità dell'intervento proposto. Inoltre, pare opportuno fare un riferimento ai livelli di emissione registrati durante le prove. Essi sono stati monitorati accuratamente tramite le letture dei sacchi e si è potuto appurare che la differente gestione dei cambi marcia non comporta variazioni significative delle quantità di inquinanti prodotti e permette, comunque, di rimanere entro i limiti prescritti dalle normative.

Veniamo infine alla sintesi dei consumi valutati con entrambi gli "shift pattern" e per tutte e due le rapportature in esame:

Vettura	Shift pattern 1			Shift pattern economy		
	FTP75 (mpg)	HIGHWAY (mpg)	Combinato (mpg)	FTP75 (mpg)	HIGHWAY (mpg)	Combinato (mpg)
Orig	11.67	17.78	13.80	13.18	20.08	15.59
Step 2	12.7	21.00	15.47	14	22.1	16.77
Diff %	8.8%	18.1%	12.1%	6.2%	10.1%	7.5%

Tabella 5.4 : Risultati sperimentali ottenuti al banco sui cicli statunitensi per vettura originale e vettura con rapporti modificati

Nella tabella 5.4 non sono contenuti i valori delle differenze percentuali complessivamente rilevate tra vettura originale con cambi marcia tradizionali e vettura "Step 2" con nuovo "shift pattern". Tali numeri, che rappresentano l'effettivo vantaggio derivante dagli interventi proposti nell'ambito del lavoro, vengono evidenziati in separata sede di seguito:

	FTP75 (mpg)	HIGHWAY (mpg)	Combinato (mpg)	Gestione cambi marcia
Orig	11.67	17.78	13.80	Shift pattern 1
Step 2	14	22.1	16.77	Shift pattern economy
Diff %	20.0%	24.3%	21.5%	

Tabella 5.5 : Vantaggio complessivo ottenuto sui cicli statunitensi dall'utilizzo dei nuovi rapporti e del nuovo "shift pattern"

Come si evince dalla tabella, il risparmio di consumo rilevato è davvero notevole e ben al di sopra di quanto atteso dal calcolo. Si può riassumere i contributi dello "shift pattern economy" e della rapportatura nel seguente istogramma, riferito per chiarezza al solo valore del consumo combinato:

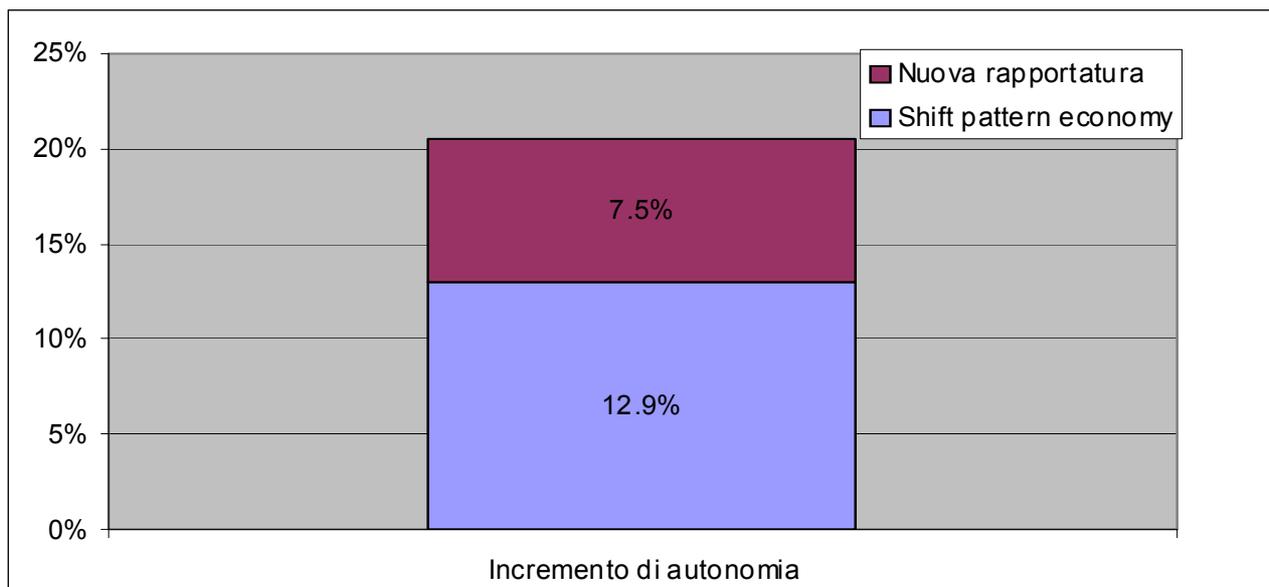


Figura 5.5 Contributi della nuova rapportatura e del nuovo “shift pattern” alla riduzione del consumo sui cicli statunitensi

Riguardo alla figura 5.5, va sottolineato che le percentuali in essa riportate per l’oggettivazione del contributo dovuto al passaggio dallo “shift pattern standard” a quello “economy”, fanno riferimento alla vettura originale. Si considera, invece, sempre la nuova modalità di cambiata per evidenziare il contributo della modifica dei rapporti. A rigore, la differenza percentuale imputabile alle diverse rapportature è variabile con il tipo di shift pattern adottato, tanto che, nel passaggio alla versione “Step 2”, si osserva un incremento del 12,1 % nel caso si mantenga lo “shift pattern” tradizionale, anziché il citato 7,5 %. Ad ogni modo, pare opportuno seguire il filo logico degli interventi proposti e riportare il guadagno complessivo come somma delle due successive fasi di miglioramento introdotte.

Per completare questo paragrafo riguardante le verifiche sperimentali su banco a rulli, illustreremo i risultati osservati nell’esecuzione dei cicli europei. Per contenere il numero di prove richieste al reparto di sperimentazione, ci si è limitati all’analisi di due soli cicli relativi ai valori estremi di consumo: vettura originale e “shift pattern standard”; vettura “Step 2” e “shift pattern economy”.

	ECE (km/l)	EUDC (km/l)	Combinato (km/l)	Gestione cambi marcia
Orig	3.80	7.75	6.32	Shift pattern 1
Step 2	4.16	9.80	7.75	Shift pattern economy
Diff %	9.3%	26.5%	22.6%	

Tabella 5.6 : Vantaggio complessivo ottenuto sui cicli europei dall’utilizzo dei nuovi rapporti e del nuovo “shift pattern”

Nel riportare i valori di consumo dei cicli europei, si è scelto di esprimerli in km/l anziché nella più comune unità di l/100km, per far sì che le differenze percentuali mantengano una certa coerenza di segno con quelle relative ai cicli statunitensi.

Come si evince dalla tabella 5.6, anche per le missioni comunitarie si osserva una riduzione complessiva del consumo decisamente significativa ed in linea con quanto atteso dai calcoli. Come in precedenza, il ciclo EUDC si discosta di un paio di punti percentuali rispetto ai valori riportati nel

capitolo quattro, rivelando un'autonomia un po' inferiore a quella attesa dal calcolo. Si tratta, comunque, di uno scarto assolutamente contenuto all'interno delle incertezze di prova. Infatti, è doveroso sottolineare che i rilievi di consumo ed emissione presentano un'ottima ripetitività quanto reiterati sulla stessa vettura, ma possono evidenziare scarti anche non trascurabili tra veicoli diversi, seppur dello stesso modello. Ciò è dovuto alle inevitabili differenze che esistono tra vetture distinte e che non possono essere tenute sotto controllo facilmente. Sarebbe poco significativo, pertanto, andare a cercare le motivazioni di uno scostamento probabilmente non imputabile alle modifiche effettuate. Tale considerazione vale, naturalmente, anche per gli scarti evidenziati nell'ambito delle missioni statunitensi. A questo proposito si ricorda che le prove descritte hanno coinvolto tre differenti vetture: il prototipo con cambio "Step 2", sul quale sono stati percorsi sia i cicli USA che quelli europei; una vettura originale versione statunitense, per le missioni corrispondenti, ed una con rapporti versione Europa per le prove ECE/EUDC.

Va detto, infine, che anche per le prove ECE ed EUDC è stato verificato, oltre al valore di consumo, l'adempimento ai limiti normativi riguardanti il quantitativo di idrocarburi, di NO_x e di CO emessi.

5.3 Correlazione del modello di calcolo per missioni di consumo

Obiettivo di questo paragrafo è valutare il livello di accuratezza del modello di calcolo alla luce delle nuove prove sperimentali a disposizione. In particolare, si osserva subito che i valori numerici dei calcoli che verranno riportati a seguire, sono leggermente diversi da quelli riguardanti la prima correlazione del modello. Questo è dovuto prevalentemente ad un affinamento dello strumento di calcolo grazie all'inserimento delle resistenze all'avanzamento, rilevate su pista con la tecnica del "coast down". Nell'eseguire le simulazioni, quindi, si è passati dalla valutazione separata delle dissipazioni a rotolamento ed aerodinamiche (coefficienti "roll" e C_x nel modello), a quella integrata con la lettura diretta della curva di potenza assorbita al variare della velocità.

Altro elemento per il quale è stato necessario ripetere i calcoli a valle dei rilievi su pista, è che le vetture effettivamente testate presentavano delle differenze rispetto ai modelli di calcolo inizialmente ipotizzati. Ad esempio, rispetto alla condizione nominale, il peso era maggiore di circa 50 kg, dovuti all'accumulo degli errori patologici sulla stima dei pesi dei singoli componenti in fase di impostazione vettura.

Così come per la presentazione dei risultati sperimentali, anche questo paragrafo verrà suddiviso in due sezioni:

- Correlazione sulle prove a velocità costante
- Correlazione sui cicli di omologazione

5.3.1 Correlazione sulle prove a velocità costante

Per quanto riguarda il livello di correlazione tra risultati sperimentali e valori calcolati nelle prove a velocità costante, si evidenziano negli istogrammi a seguire i confronti per le diverse missioni considerate. Verranno riportati separatamente sia i valori di consumo in km/l, che le differenze percentuali osservate su ciascuna delle tre vetture in esame.

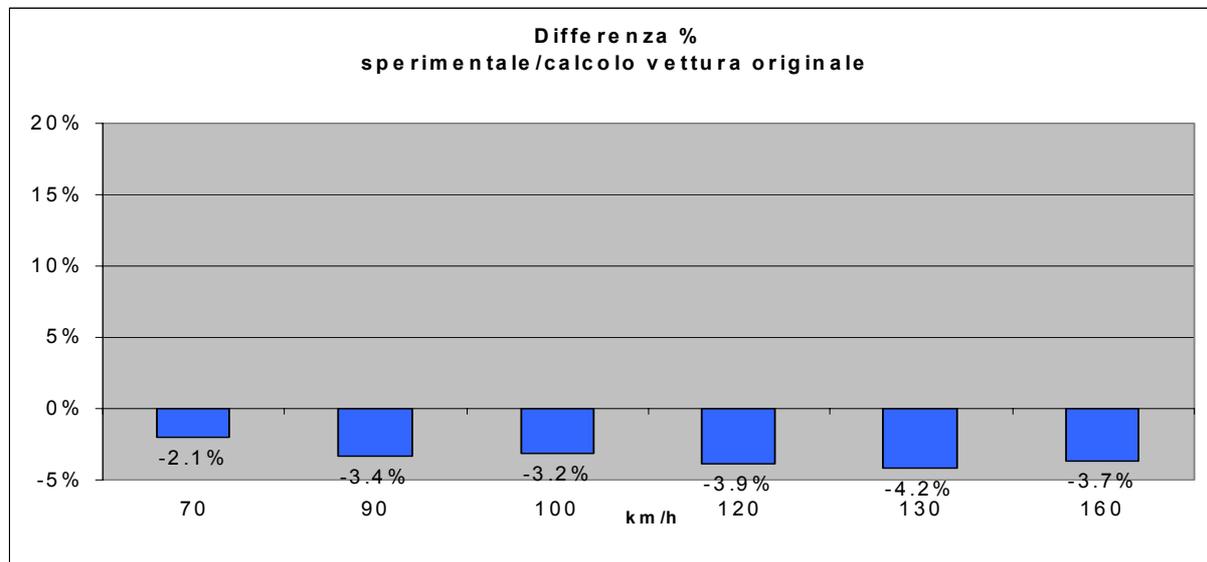
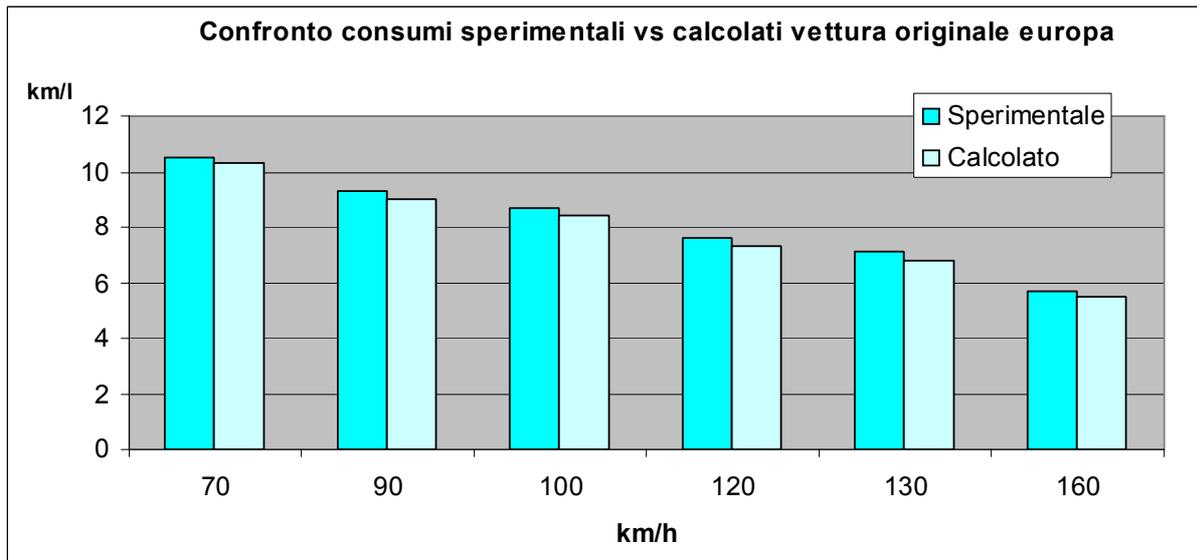
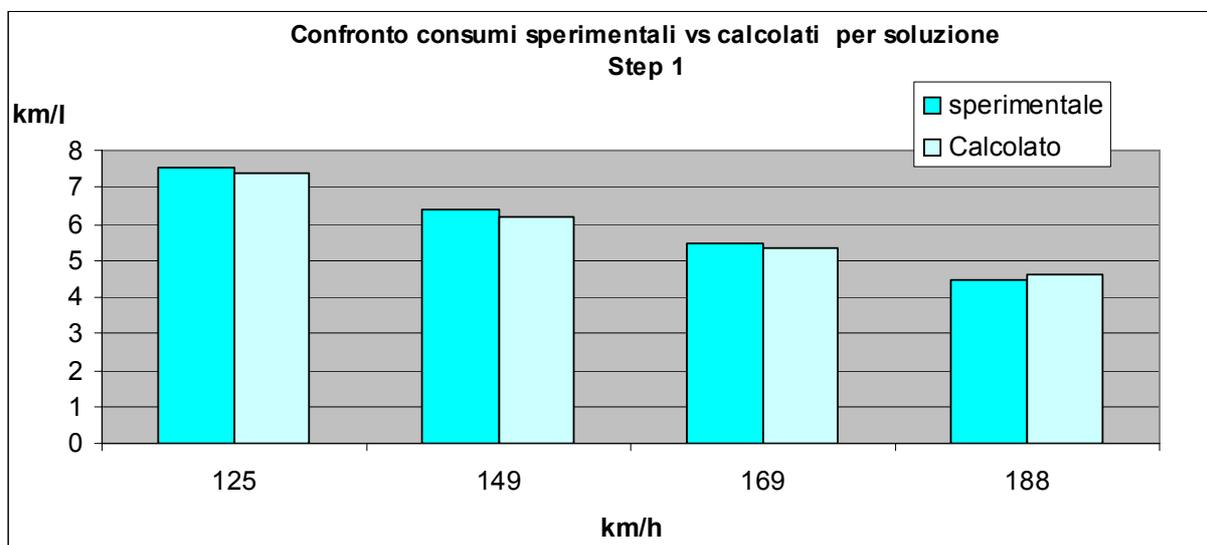


Figura 5.5 Confronto sperimentale vs simulato vettura originale europa per prove a velocità costante in VI



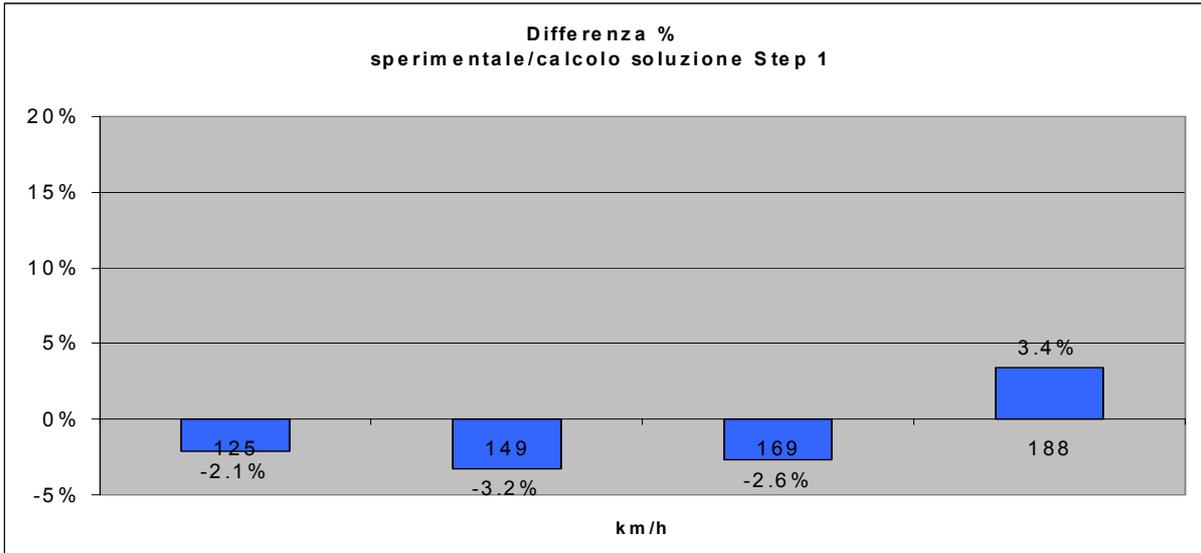


Figura 5.6 Confronto sperimentale vs simulato vettura Step 1 per prove a velocità costante in VI

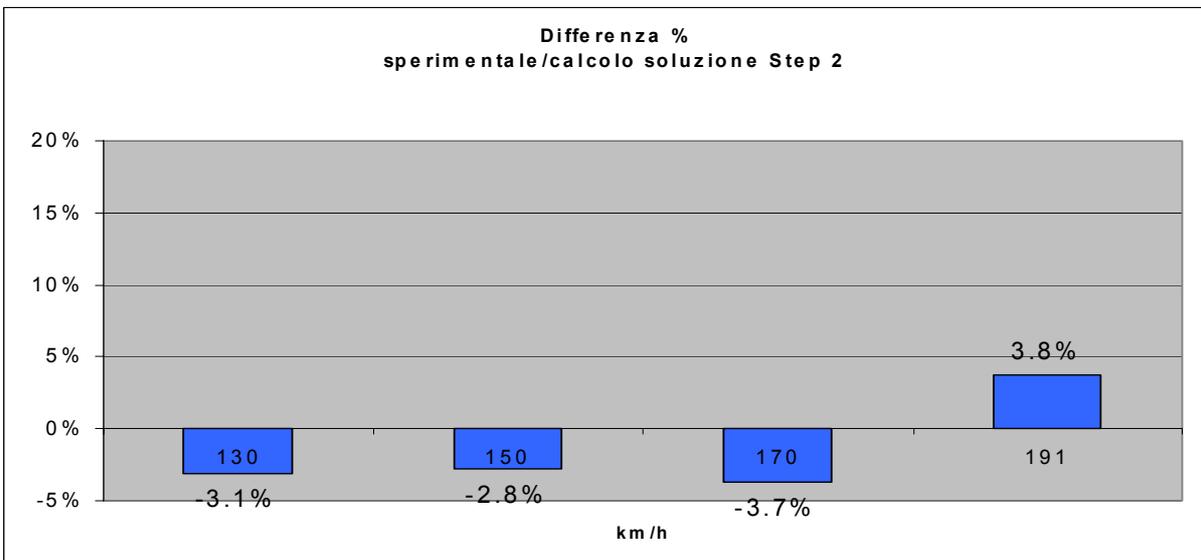
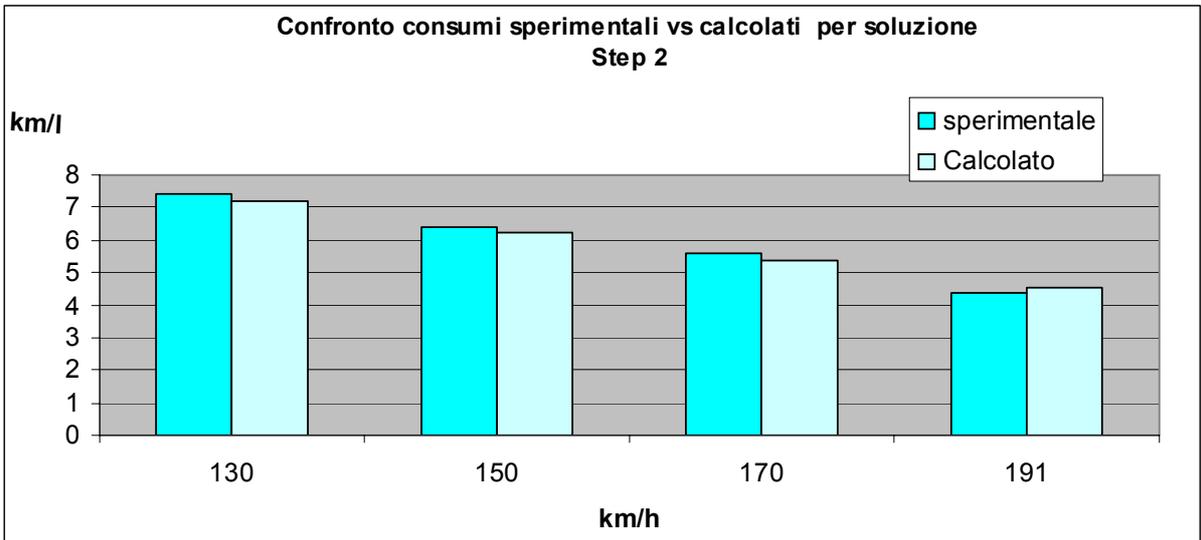


Figura 5.7 Confronto sperimentale vs simulato vettura Step 2 per prove a velocità costante in VI

Dalle immagini si rileva un errore ben inferiore al 5 % tra valori sperimentali e valori calcolati, per ciascuna delle tre configurazioni vettura e per tutte le velocità esaminate.

Si sottolinea che tali risultati non sono assolutamente frutto di “tarature” *ad hoc* del modello di calcolo, ma sono derivati dall’aumento di dettaglio e precisione nella descrizione della realtà fisica di prova. Infatti, l’introduzione nel modello della curva di “coast down” che riproduce esattamente le potenze richieste all’avanzamento della vettura e che è frutto di rilievi diretti, non può essere considerata come un’operazione di taratura, bensì come un aumento del grado di conoscenza. Allo stesso modo devono essere interpretati l’inserimento del reale raggio di rotolamento statico degli pneumatici, quello del peso e della sua ripartizione tra assale anteriore e posteriore.

Altro importante elemento che ha consentito di raggiungere gli ottimi risultati evidenziati, è l’esatta riproduzione della velocità di avanzamento, che, per quanto abile possa essere il collaudatore, non può mai coincidere con la velocità nominale richiesta da chi organizza la prova, se non attraverso una re-iterazione dei calcoli a posteriori.

Si osservi che gli errori minori sono quelli relativi alle configurazioni di prova sulle vetture “Step 1” e “ Step 2”, per le quali erano disponibili dati descrittivi del modello certamente più affidabili e precisi, in quanto direttamente rilevati nell’ambito di questa attività di ricerca. Per esse, inoltre, non è un caso che il livello di correlazione vada leggermente peggiorando al crescere dell’andatura, dato che la curva di “coast down” inserita nel modello è ricavata con prove empiriche di decelerazione, riguardanti il campo di velocità compreso tra 15 e 125 km/h. Pertanto, per valori maggiori di velocità si deve ricorrere ad un’extrapolazione secondo una curva polinomiale cubica (tale è l’andamento della potenza resistente con la velocità), con le conseguenti riduzioni di affidabilità.

In base al confronto tra simulazione e sperimentazione sopra riportato, si può concludere che lo strumento di calcolo utilizzato è decisamente affidabile e permette, noti che siano i dati effettivi delle vetture di prova e le missioni a cui esse sono assoggettate, di avere una buona stima del valore reale di consumo.

5.3.2 Correlazione sulle prove di consumo nei cicli omologativi

Nel seguito del paragrafo vengono prese in considerazione le prove su banco a rulli e si presentano i confronti tra i risultati forniti dal modello di calcolo e quelli effettivamente misurati.

Vale la pena sottolineare che l’acquisizione sperimentale della curva di “coast down” vettura e l’introduzione della stessa nel modello, ha richiesto una nuova taratura dei coefficienti di arricchimento nei transitori di accelerazione, rispetto a quanto fatto all’inizio dell’attività. Ciò ha portato ad un livello di correlazione migliore in ragione del fatto che è migliorato il grado di conoscenza dei parametri vettura, così come già precedentemente spiegato per la correlazione sui valori di consumo a velocità costante.

E’ interessante notare che a seguito di questo lavoro di ri-correlazione, eseguito sui cicli realizzati con “shift pattern” tradizionale e vettura originale, non sono più stati effettuati ritocchi ai coefficienti di taratura, né per le simulazioni con “shift pattern economy” e vettura originale, né per quelle con vettura “Step 2”. Si è scelto di operare in questo modo per non rendere l’attività una semplice ricerca *ad hoc* del risultato finale, preferendo, invece, valutare quelle che sono le reali limitazioni e potenzialità dello strumento di simulazione ed anche della tipologia di calcoli oggetto di studio. Infatti, uno dei limiti più grandi che si incontrano, qualora si ricerchi l’esatto valore del consumo durante una missione su banco, è la dispersione dei risultati di prova a cui si è già fatto riferimento in precedenza. Confrontando tra loro i consumi di vetture diverse appartenenti allo stesso modello e nominalmente identiche, si osservano comportamenti significativamente differenti (fino al 5%), che naturalmente non possono trovar riscontro in uno strumento di calcolo prettamente deterministico. A rigore, non si tratta di un limite della procedura in senso strettamente fisico, in quanto non è legato ad una errata simulazione del comportamento vettura, bensì all’incertezza sui dati di input. Per spiegare quest’ultima considerazione, si pensi a quanto affermato nel capitolo due, durante la descrizione dei fenomeni che contribuiscono a determinare il consumo

di carburante. Si è detto che esso dipende dall'efficienza del motore, dalle dissipazioni aerodinamiche, dalle perdite nella trasmissione e dagli attriti alle ruote, tutti aspetti dominati da variabili aleatorie. E' evidente, pertanto, che la procedura seguita per costruire il modello a partire dalla caratterizzazione del piano quotato motore, della curva di resistenza e degli altri parametri in gioco, ha efficacia massima quando applicata alla vettura che è stata oggetto della sperimentazione. Su questa è logico aspettarsi la miglior rispondenza anche numerica del risultato e, cosa più importante, la robustezza dello strumento rispetto a modifiche che non coinvolgano direttamente gli elementi oggetto della caratterizzazione. Tuttavia, quando si abbia a che fare con una vettura differente, avremo un certo margine di errore sul piano quotato, uno sulla curva di "coast down" e così per tutti gli altri parametri che contribuiscono al risultato finale, con conseguente accumulo dell'incertezza del modello. Volendo descrivere dal punto di vista matematico quanto appena espresso a parole, si pensi al consumo di carburante nel generico ciclo omologativo, come ad una variabile aleatoria dipendente da un numero n di altre variabili, a loro volta aleatorie. In tal caso vale la seguente relazione probabilistica sulla varianza della variabile in gioco:

$$S^2 = \left(\frac{\partial f}{\partial s_1} \right)^2 * S_1^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial s_n} \right)^2 * S_n^2$$

dove,

- f è la funzione che esprime il legame tra la variabile aleatoria dipendente e quelle indipendenti;
- S² è la varianza della variabile aleatoria dipendente;
- S_i² è la varianza della generica variabile aleatoria indipendente.

In base alla formula riportata si capisce che, essendo il consumo la variabile aleatoria dipendente, la sua varianza è inevitabilmente legata a quella delle altre grandezze a cui è legata. Pertanto, la procedura di simulazione da noi utilizzata presenta un limite patologico, ogni qual volta sia applicata ad una vettura differente da quella per la quale si hanno a disposizione i rilievi di piano quotato e curva di "coast down". Grazie all'esecuzione delle attività sperimentali su due vetture distinte, avremo modo di renderci conto dell'ordine di grandezza dell'errore che il calcolo commette a seguito di quanto sopra affermato. Anticipiamo che il livello di correlazione verificato porta a considerare trascurabili o, comunque, accettabili questo genere di imprecisioni.

Procediamo nell'esposizione della correlazione, partendo dalla vettura originale e dai cicli statunitensi.

Vettura Originale USA	Shift pattern 1			Shift pattern economy		
	FTP75 (mpg)	HIGHWAY (mpg)	Combinato (mpg)	FTP75 (mpg)	HIGHWAY (mpg)	Combinato (mpg)
Sperim.	11.67	17.78	13.80	13.18	20.08	15.59
Calcolo	11.52	17.89	13.72	13.16	19.34	15.37
Diff %	-1.29%	0.62%	-0.58%	-0.15%	-3.69%	-1.41%

Tabella 5.7: Confronto sperimentale vs simulato vettura originale cicli statunitensi

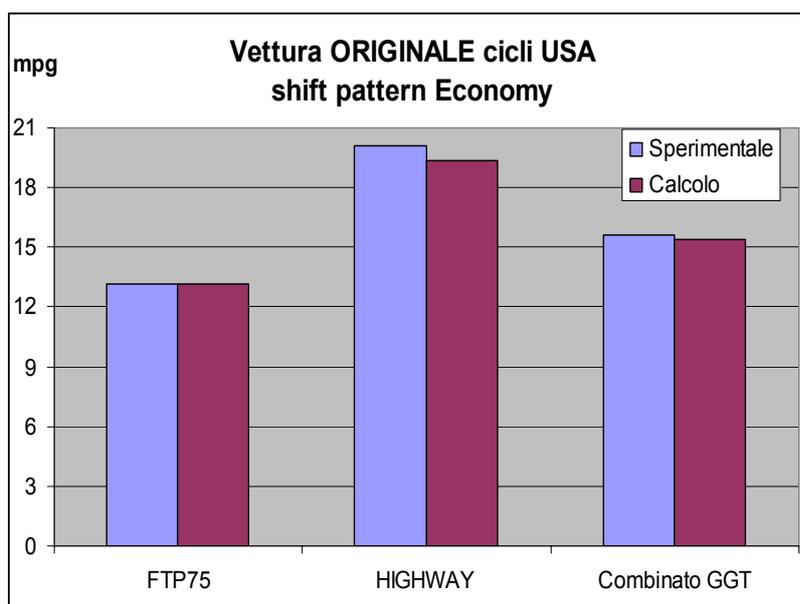
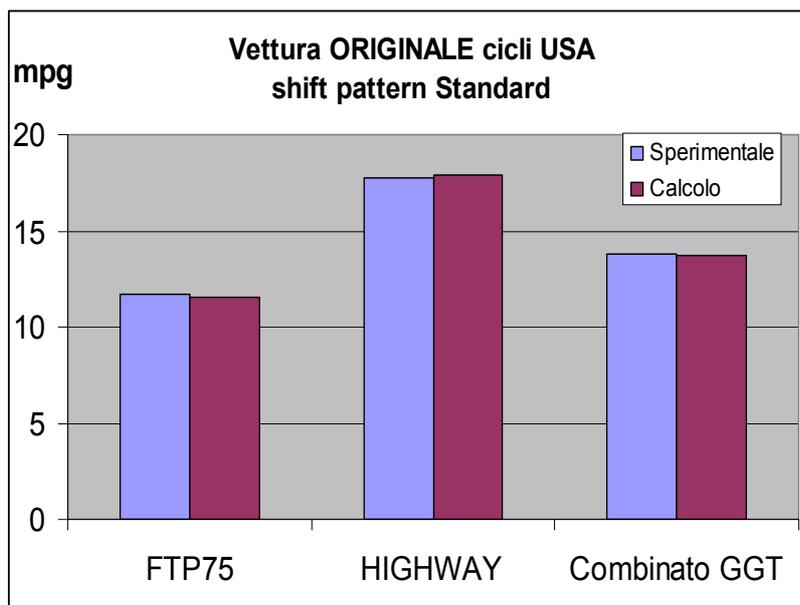


Figura 5.8 Confronto sperimentale vs simulato vettura originale cicli statunitensi

La tabella ed i grafici sopra esposti, mostrano il raggiungimento di un ottimo livello di rispondenza da parte del calcolo, sia per quanto riguarda i cicli urbani che per quelli extra-urbani. La cosa più importante da evidenziare, è la robustezza del modello nel passare dalle missioni eseguite con “shift pattern standard ” a quelle realizzate con ”shift pattern economy”. Come precedentemente sottolineato, non si è ricorso ad alcun supplemento di taratura al variare della gestione dei cambi marcia. A rigor di logica, una certa modifica dei coefficienti di arricchimento dei transitori sarebbe anche fisicamente accettabile, in quanto si è detto che in essi vengono contemplate pure le eventuali discrepanze tra il profilo di velocità reale e quello teorico; discrepanze, che non possono che differire da prova a prova. Ad ogni modo, visti i valori numerici dello scarto percentuale ottenuto, quasi sempre inferiore al 2 %, non si è ritenuto necessario operare alcun intervento.

Passiamo ora alla vettura con rapporti “Step 2”, valutando sempre in riferimento ai cicli americani la validità delle previsioni al calcolatore.

Vettura Step 2 USA	Shift pattern 1			Shift pattern economy		
	FTP75 (mpg)	HIGHWAY (mpg)	Combinato (mpg)	FTP75 (mpg)	HIGHWAY (mpg)	Combinato (mpg)
Sperim.	12.7	21.00	15.47	14	22.1	16.77
Calcolo	12.13	19.45	14.60	13.57	20.85	16.10
Diff %	-4.49%	-7.38%	-5.62%	-3.07%	-5.66%	-4.00%

Tabella 5.8: Confronto sperimentale vs simulato vettura Step 2 cicli statunitensi

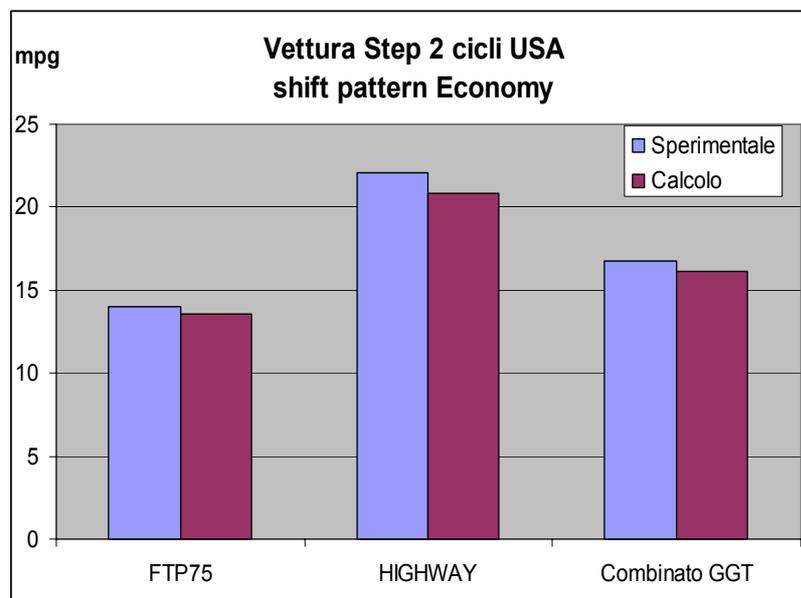
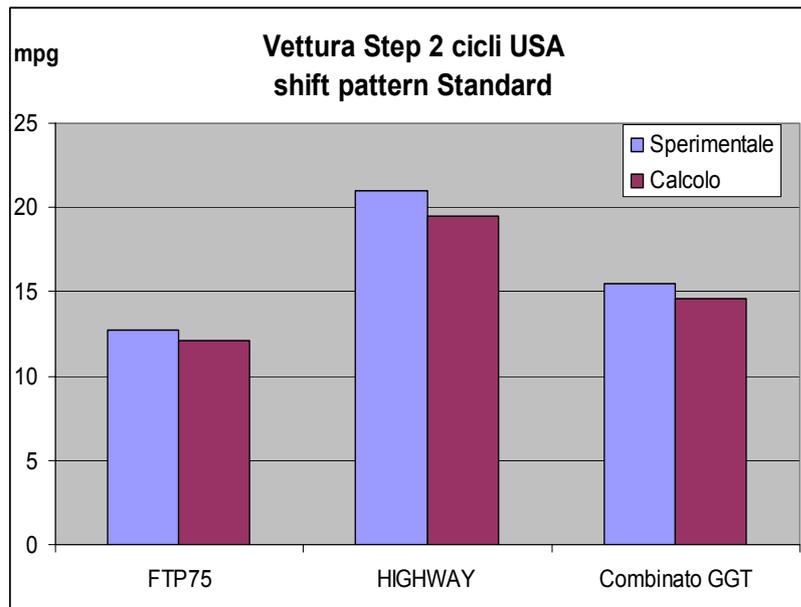


Figura 5.9 Confronto sperimentale vs simulato vettura Step 2 cicli statunitensi

In questo caso, come si evince dai valori riportati, il livello di correlazione è inferiore. Ciò è coerente con quanto discusso in precedenza, dato che il prototipo allestito con rapporti “Step 2” non è ottenuto dalla vettura su cui si è tarato il modello. Nonostante questo, si può affermare che i

risultati si mantengono complessivamente accettabili. Infatti, se si tiene conto del fatto che tra vetture diverse può esserci anche un 5 % di differenza nel consumo acquisito, si capisce che la risposta del calcolo rimane decisamente all'interno del margine di indeterminazione, essendo il massimo errore percentuale pari a circa il 7 %.

Nel valutare questi risultati, si deve tenere in conto il fatto che l'allungamento dei rapporti comporta un maggior livello di coppia richiesta al motore a parità di velocità di avanzamento, quindi anche un miglioramento del rendimento della trasmissione, la quale è più efficiente al crescere del carico. Ciò non è contemplato dal modello di calcolo e potrebbe contribuire a spiegare perché la simulazione tenda a prevedere un'autonomia inferiore di quella effettivamente registrata. Tale considerazione è coerente con il fatto che il massimo scarto tra sperimentale e simulato si rileva nel ciclo Highway, ovvero quello che richiede il maggior livello di potenza.

Terminata la trattazione dei cicli americani, prendiamo in considerazione la correlazione rispetto alle missioni europee, aggiungendo alcune valutazioni inerenti la correzione delle fasi fredde del ciclo ECE. In base a quello che si è visto nel capitolo due, infatti, per i cicli europei l'errore percentuale imputabile alle fasi di riscaldamento dei catalizzatori all'inizio del tratto urbano è rilevante. Pertanto, si è deciso di migliorare il livello di correlazione del modello sfruttando la possibilità offerta dal codice di calcolo, di impostare un peggioramento percentuale del consumo a discrezione dell'utente, su un opportuno intervallo di tempo.

Riportiamo innanzitutto i dati relativi alla vettura originale con "shift pattern standard", esprimendo sia i valori sperimentali che quelli di calcolo, ottenuti con e senza la correzione nelle prime fasi del ciclo urbano.

Shift pattern STANDARD vettura ORIG					
	Sperimentale km/l	Calcolato senza correzione fasi fredde km/l		Calcolato con correzione fasi fredde km/l	
ECE	3.80	4.48	17.89%	3.89	2.37%
EUDC	7.75	7.23	-6.71%	7.23	-6.71%
Combinato	5.62	5.91	5.16%	5.51	-1.96%

Tabella 5.9: Confronto sperimentale vs simulato vettura originale cicli europei

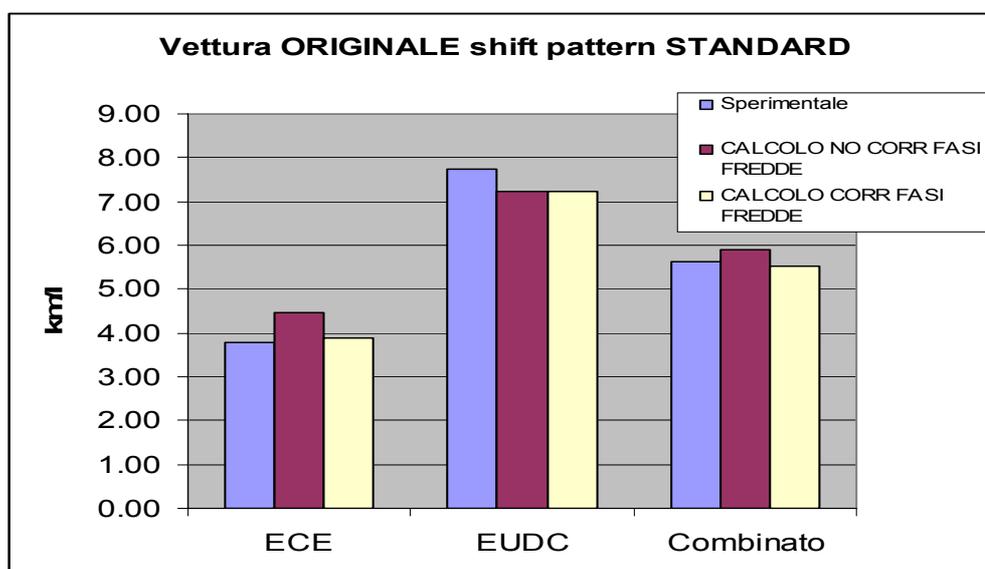


Figura 5.10 Confronto sperimentale vs simulato vettura originale cicli europei shift pattern standard

Dalla tabella 5.9 e dalla figura 5.10 si evince come il livello di correlazione sul tratto urbano non sia molto buono, qualora non venga prevista la correzione delle fasi fredde. Questo è in linea con quanto avevamo osservato nel secondo capitolo, nel quale si era anche visto, dall'andamento del consumo istantaneo, che lo scarto veniva maturato per la maggior parte nei primi secondi della prova. Per ovviare a tale imprecisione, si è deciso di tenere conto di un incremento di consumo del 15 % nei primi 50 secondi del ciclo ECE, ricavando, così, i valori riportati nell'ultima colonna dell'istogramma. Si può affermare che a seguito della modifica introdotta, il consumo previsto dal modello tende a valori soddisfacenti in rapporto a quanto realmente ottenuto al banco. Come ultimo argomento di questo paragrafo, presentiamo i risultati relativi al prototipo con rapporti "Step 2" e "shift pattern economy".

Shift pattern ECONOMY vettura STEP 2					
	Sperimentale km/l	Calcolato senza correzione fasi fredde km/l		Calcolato con correzione fasi fredde km/l	
ECE	4.16	4.897	17.72%	4.259	2.38%
EUDC	9.8	9.237	-5.74%	9.237	-5.74%
Combinato	6.56	6.99	6.55%	6.48	-1.22%

Tabella 5.10: Confronto sperimentale vs simulato vettura STEP 2 cicli europei

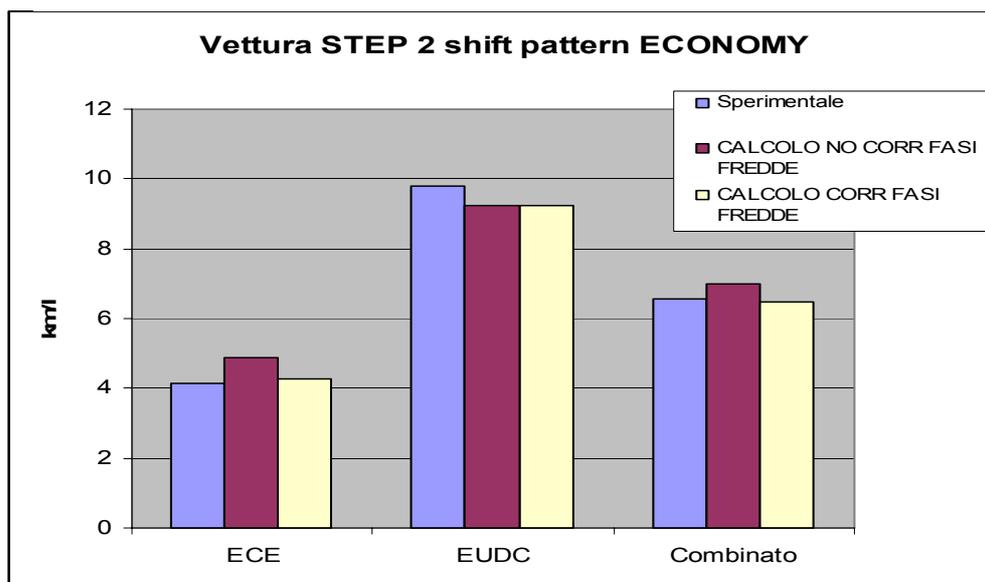


Figura 5.11 Confronto sperimentale vs simulato vettura STEP 2 cicli europei shift pattern economy

Così come per la vettura originale, anche in questo caso si sono riportati i calcoli con e senza correzione durante le fasi fredde del ciclo ECE. In linea con quanto affermato sulla modalità di correlazione del modello, non sono stati modificati i parametri desunti dalla messa a punto della vettura originale, ovvero si è lasciato un arricchimento del 15 % per i primi 50 secondi del tratto urbano. Come si può notare dai valori riportati, il livello di correlazione a seguito dell'intervento di correzione diventa molto buono ed in linea con quello già osservato per il modello base. Ciò testimonia che l'errore sul ciclo ECE è dovuto ad un fattore legato alla gestione del motore nelle prime fasi del ciclo e, come tale, non varia con la rapportatura e con lo "shift pattern".

Come considerazione generale sui risultati di correlazione della vettura "Step 2" sui cicli europei, si può concludere che essi sono assolutamente simili a quelli trovati per la vettura originale, pertanto

sono decisamente accettabili e, per di più, confermano la robustezza e la buona affidabilità del modello di calcolo.

5.4 Verifiche sperimentali lato prestazioni

Come anticipato nella descrizione delle attività che hanno portato allo sviluppo della nuova rapportatura, essa nasce per esigenza di riduzione consumo, ma con l'obiettivo ed il vincolo di non inficiare in maniera eccessiva le prestazioni della vettura. Si tratta, infatti, di un veicolo a forte carattere sportivo, per il quale l'attenzione alla piacevolezza di guida ed alla "brillantezza" nella risposta agli input di accelerazione sono assolutamente imprescindibili.

In base a quanto affermato, si comprende facilmente come la valutazione dell'intervento non sia circoscrivibile alla sola efficacia sul consumo, ma debba obbligatoriamente passare attraverso la verifica dell'accettabilità sul versante prestazioni.

A questo proposito, sono state effettuate le seguenti prove sperimentali sulla vettura originale versione europea, e su quella con rapporti "Step 2" ed è stato acquisito per ognuna il tempo di passaggio ai 50 ed ai 100 m:

- Ripresa da 20 km/h in II
- Ripresa da 30 km/h in III
- Ripresa da 50 km/h in IV
- Ripresa da 50 km/h in V
- Ripresa da 70 km/h in VI
- Ripresa da 120 km/h in VI (rilevati 0-400 m e 0-1000 m)

Si sottolinea che il motivo per cui non sono stati eseguiti rilevamenti con partenza da fermo, è la difficoltà a garantire l'oggettività di tali manovre e la loro comparabilità. Infatti, la presenza di una fase di spunto con tendenza a raggiungere il limite di aderenza, rende le prove di ripresa da fermo estremamente sensibili all'abilità del pilota ed al suo feeling con la vettura. Sarebbe stato molto difficile, quindi, ottenere dei risultati con i due differenti modelli che fossero tra loro direttamente confrontabili, prescindendo dall'influenza del guidatore.

La ragione per la quale ci si è limitati alle riprese fino alla velocità di 70 km/h e non si è effettuata un'indagine per le velocità più alte, inoltre, risiede nel fatto che esse sono le condizioni effettivamente più critiche per la vettura, essendo il motore ad un regime basso e, pertanto, lontano dai massimi di coppia e potenza erogabili. Solo per il rapporto di VI si è ritenuta significativa l'accelerazione a partire da 120 km/h, rilevando i tempi di percorrenza sui passaggi a 400 e 1000 metri, perché considerati indicativi di un possibile impiego autostradale.

Prima di presentare i grafici con i risultati ottenuti, si sottolinea che i rilievi sono stati effettuati nella pista di Nardò. Si è trattato di una sessione di prove della durata complessiva di 3 giorni, all'interno della quale sono state realizzate acquisizioni anche di carattere estraneo a questa attività. I rilievi descritti in questa relazione sono stati eseguiti negli stessi giorni, in modo da garantire la presenza delle medesime condizioni climatiche ed una maggior corrispondenza tra i risultati. La strumentazione utilizzata per acquisire i dati, si compone di un "correxit" satellitare capace di fornire, con un campionamento fino a 20 Hz, i valori istantanei di velocità e posizione della vettura su cui è montato. Tale catena di misura consente una precisione di circa +/- 2 km/h sulla velocità.

Ciascun rilevamento riportato, risulta dalla media di due acquisizioni fatte l'una di seguito all'altra, in modo da garantire una certa ripetitività della misura ed individuare eventuali anomalie di prova.

Vengono illustrati di seguito, tramite istogrammi, i valori ricavati per le vetture con cambio originale e con cambio "Step 2", nonché il delta percentuale tra le missioni corrispondenti:

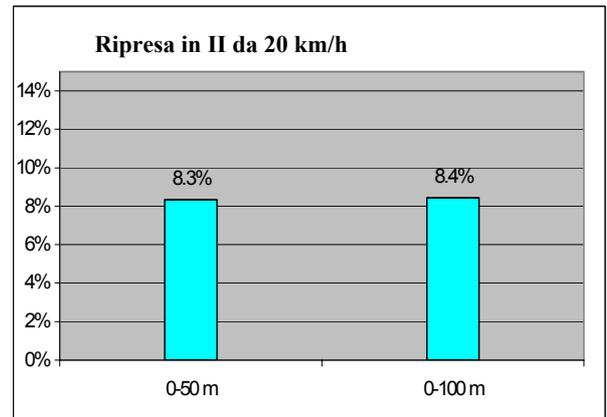
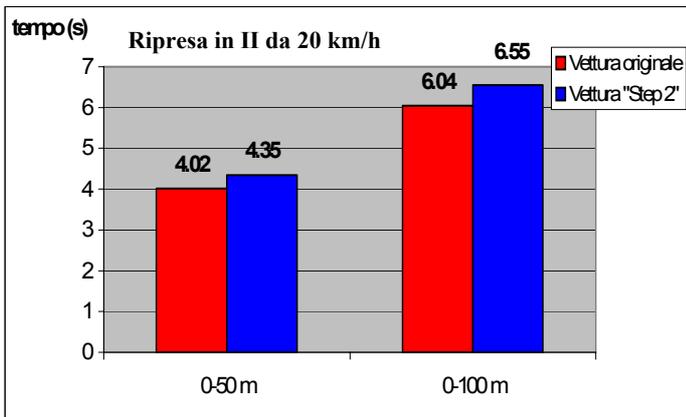


Figura 5.11 Confronto sperimentale vettura ORIGINALE vs STEP 2 ripresa in II da 20 km/h

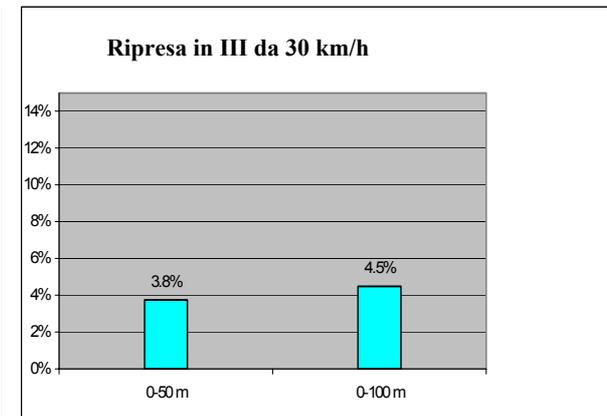
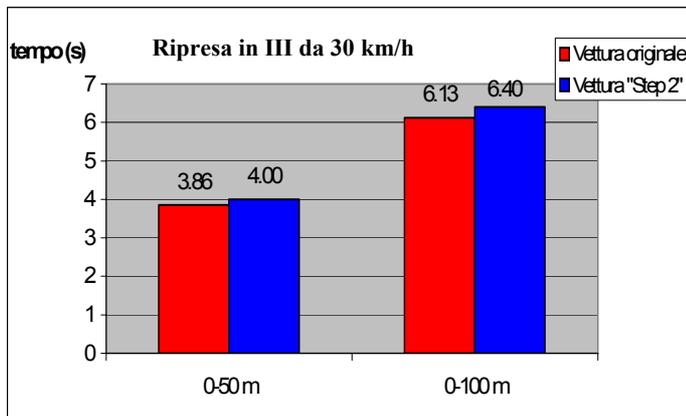


Figura 5.12 Confronto sperimentale vettura ORIGINALE vs STEP 2 ripresa in III da 30 km/h

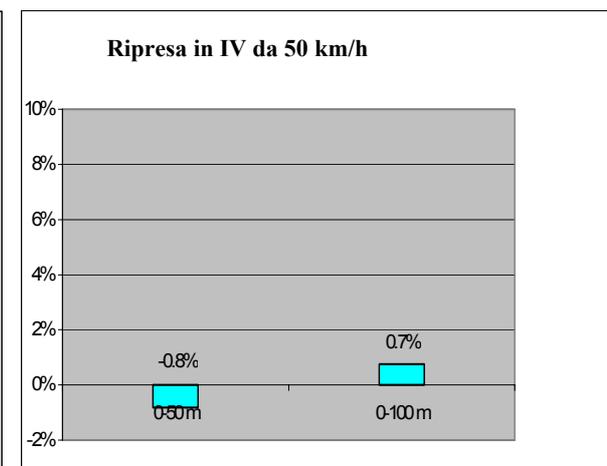
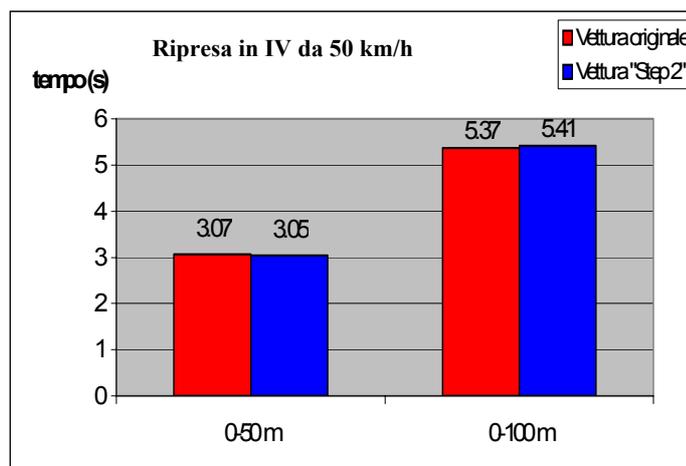


Figura 5.13 Confronto sperimentale vettura ORIGINALE vs STEP 2 ripresa in IV da 50 km/h

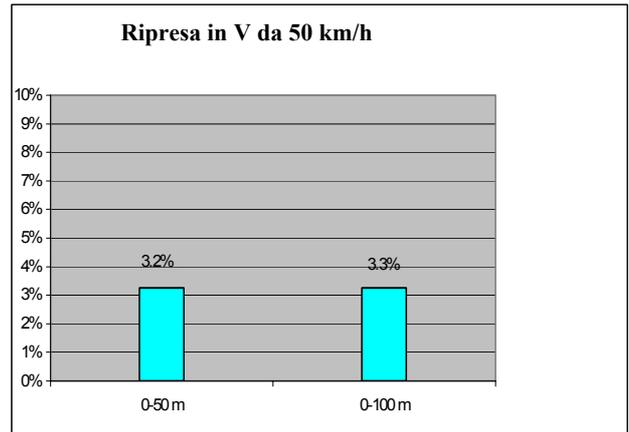
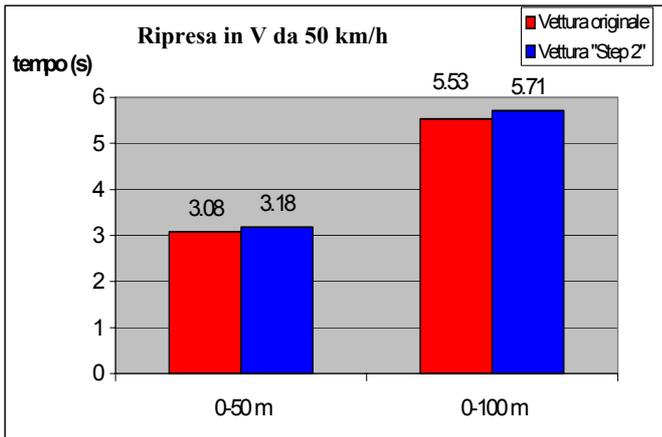


Figura 5.14 Confronto sperimentale vettura ORIGINALE vs STEP 2 ripresa in V da 50 km/h

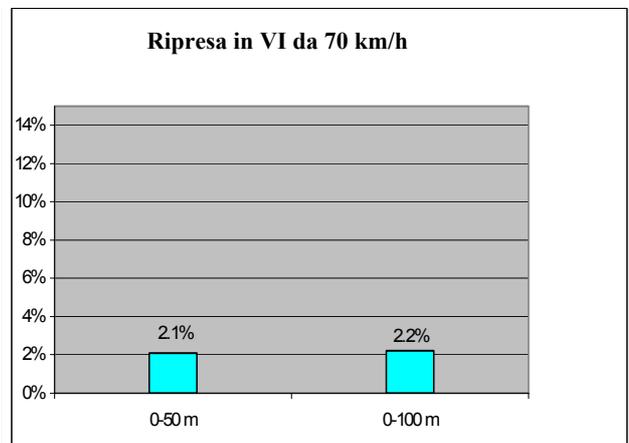
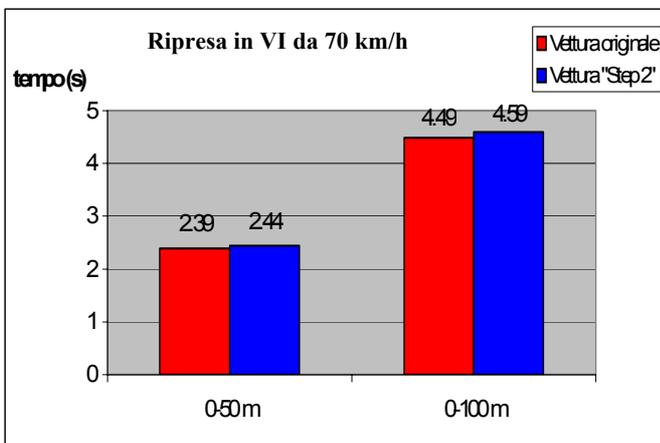


Figura 5.15 Confronto sperimentale vettura ORIGINALE vs STEP 2 ripresa in VI da 70 km/h

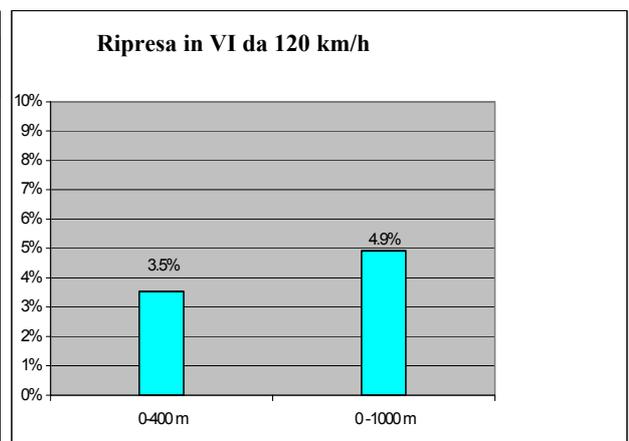
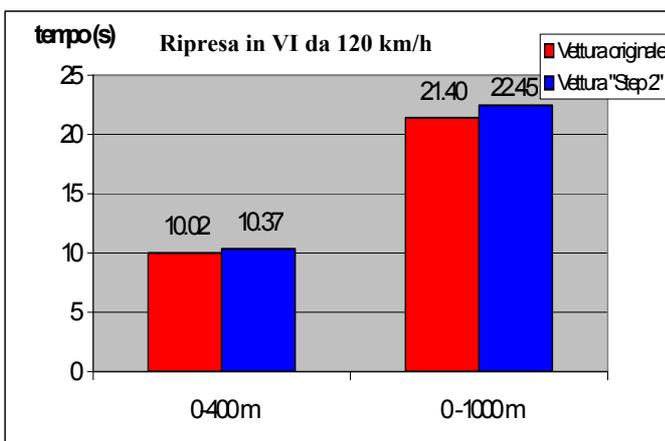


Figura 5.16 Confronto sperimentale vettura ORIGINALE vs STEP 2 ripresa in VI da 120 km/h

In fase di analisi e commento di tali valori, si può osservare che il peggioramento nel tempo di percorrenza dovuto all'introduzione dei nuovi rapporti, risulta inferiore al 5 % per tutti i rilievi effettuati, eccezion fatta per le riprese in II marcia da 20 km/h. In merito a tale acquisizione, peraltro, si osserva che lo scarto di circa l'8 % sia ai 50 metri che ai 100 metri è piuttosto strano, soprattutto in considerazione del fatto che si tratta del rapporto per cui le due rapportature presentano lo scarto inferiore (circa il 3 %). La spiegazione di tale risultato non è affatto banale e potrebbe anche derivare da un'anomalia di prova. Infatti, la ripresa in una marcia così corta e da una velocità così bassa, potrebbe essere inficiata dalle stesse considerazioni che hanno fatto propendere per le riprese in movimento rispetto a quelle da fermo. Si potrebbero essere manifestate diverse condizioni di aderenza o meteorologiche in senso lato, alle quali tale rilevamento risulta senza dubbio più sensibile degli altri. Un ulteriore elemento da considerare è che, così come per le missioni di consumo, due vetture diverse dello stesso modello possono dar adito a differenze di comportamento legate anche alla resa del motopropulsore. In assenza di informazioni certe ed esaustive, comunque, riteniamo più opportuno limitarci all' "*Hypotheses non fingo*" di Newtoniana memoria.

Al di là di quello che è il semplice confronto percentuale dei tempi di passaggio ai 50 ed ai 100 metri, si deve valutare anche l'oggettivo valore in decimi di secondo, al fine di capire se si tratta di una quantità percettibile o meno. Nel caso specifico, dagli istogrammi riportati si nota che le differenze si mantengono entro tre decimi di secondo per tutte le prove, ad esclusione del rilevamento ai 100 metri con spunto in II da 20 km/h. Per quest'ultimo lo scarto raggiunge i cinque decimi, ma si è già discusso sulle perplessità a riguardo. Si tratta, a nostro avviso, di valori decisamente accettabili, anche perché difficilmente percepibili da un guidatore comune ed in condizioni normali di utilizzo vettura.

Più considerevoli, invece, risultano gli scarti riportati sulla distanza di 1000 metri a partire dai 120 km/h in sesta marcia. In tal caso, si trova circa un secondo di peggioramento con i rapporti "Step 2" e, cosa più importante, la sensazione oggettiva dell'esecutore della prova di una vettura poco reattiva all'affondo del pedale. Sicuramente si tratta di un deterioramento sensibile della prestazione vettura, del quale, peraltro, si è già discusso nel quarto capitolo dicendo che è un compromesso tutto sommato accettabile, in ragione del fatto che la missione in questione non è particolarmente significativa. Infatti, nel caso di utilizzo del cambio in modalità automatica le strategie di cambiata ("kick off") provvederebbero a scalare direttamente nella marcia inferiore ripristinando la reattività. Nel caso invece di gestione manuale della trasmissione, si deve sempre presumere che il pilota esperto e, come tale più interessato alla prestazione, si preoccupi di scalare la marcia all'atto di richiedere una brusca accelerazione da velocità così sostenuta.

5.5 Correlazione del modello di calcolo per le prestazioni di ripresa

Per concludere questo capitolo, si riportano i confronti fra i risultati acquisiti e quelli simulati al calcolatore, relativamente alle riprese in movimento effettuate.

Si sottolinea che, come per i calcoli relativi ai consumi, anche in questo caso i modelli di vettura sono stati semplicemente aggiornati con i nuovi valori di resistenza all'avanzamento e sono state corrette le masse e le ripartizioni, in modo da renderle quanto più conformi possibile a quelle dei veicoli testati. Non è stata effettuata nessuna taratura *ad hoc*, né alcuna modifica al modello che non avesse una diretta controparte fisica sulla vettura.

Si allegano nelle pagine seguenti tutti gli istogrammi contenenti, sia per la vettura originale che per quella "Step 2", il raffronto tra i valori ottenuti dal calcolo e quelli rilevati per tutte le missioni descritte nel paragrafo precedente.

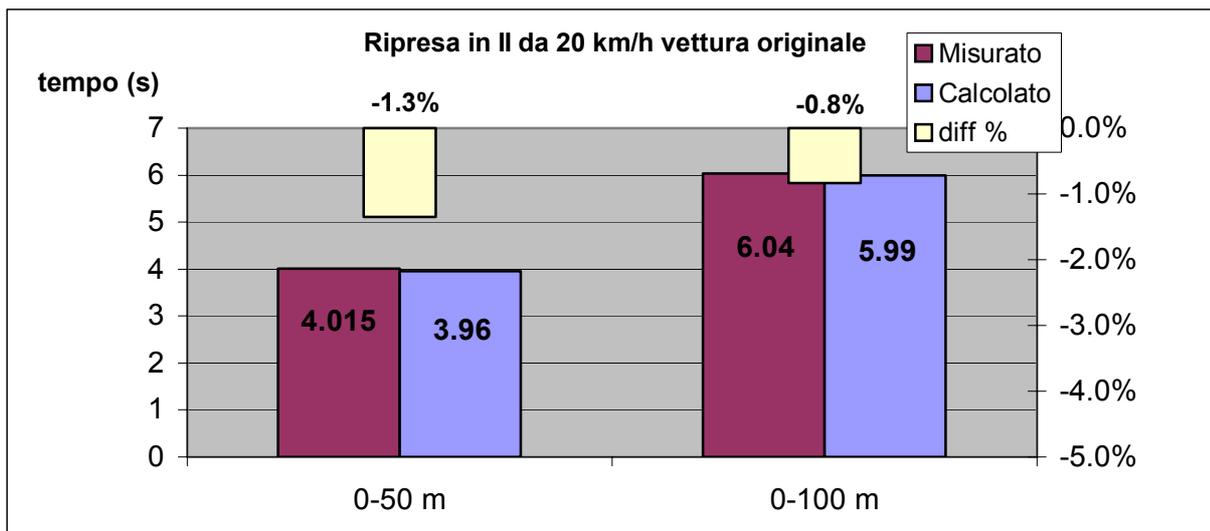


Figura 5.17 Confronto tra calcolo e sperimentale per vettura ORIGINALE ripresa in II da 20 km/h

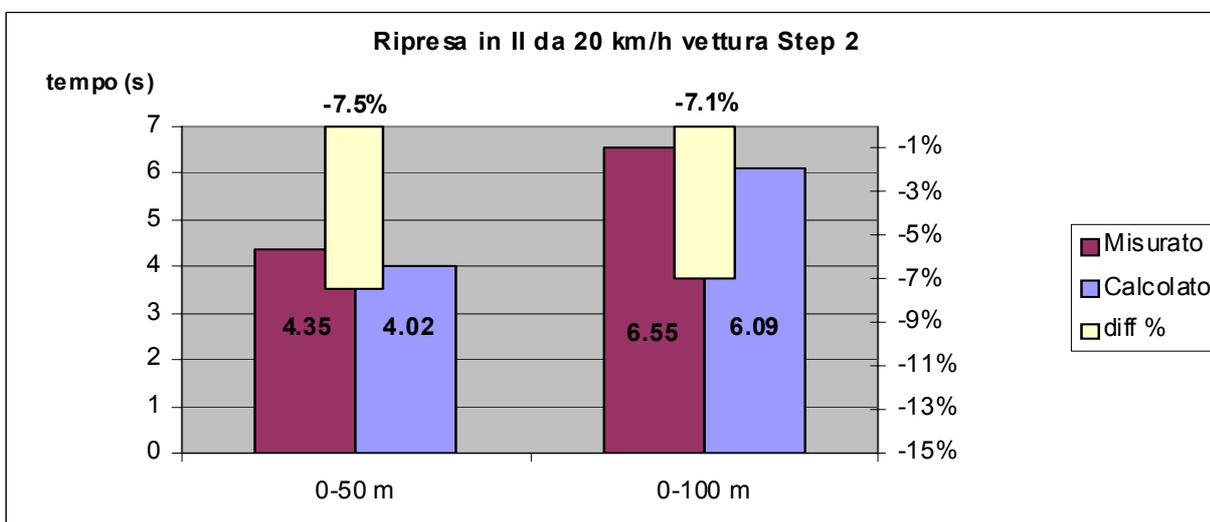


Figura 5.18 Confronto tra calcolo e sperimentale per vettura STEP 2 ripresa in II da 20 km/h

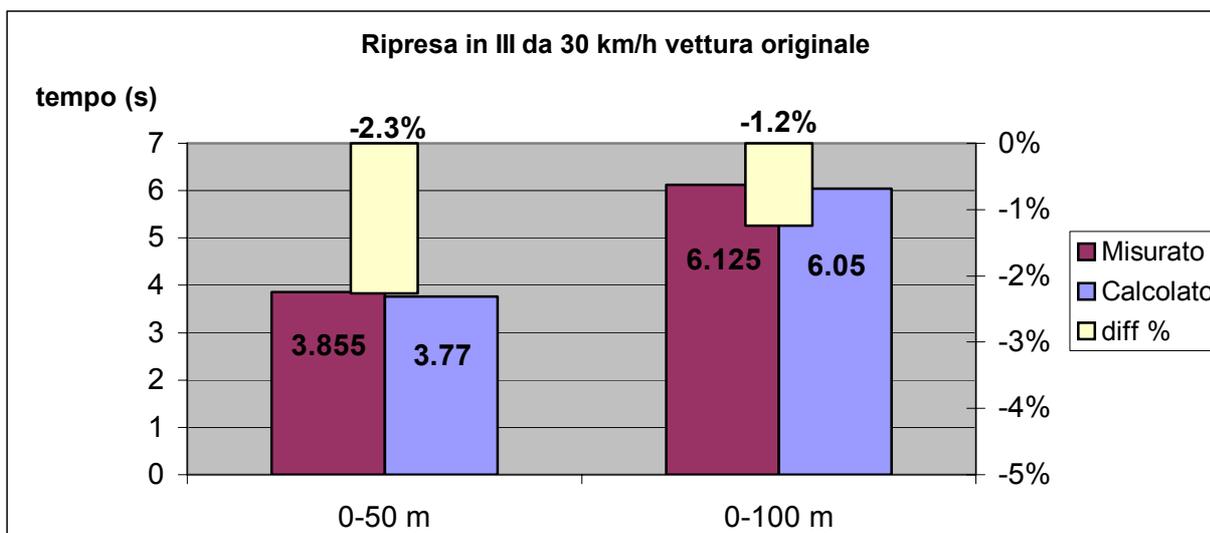


Figura 5.19 Confronto tra calcolo e sperimentale per vettura ORIGINALE ripresa in III da 30 km/h

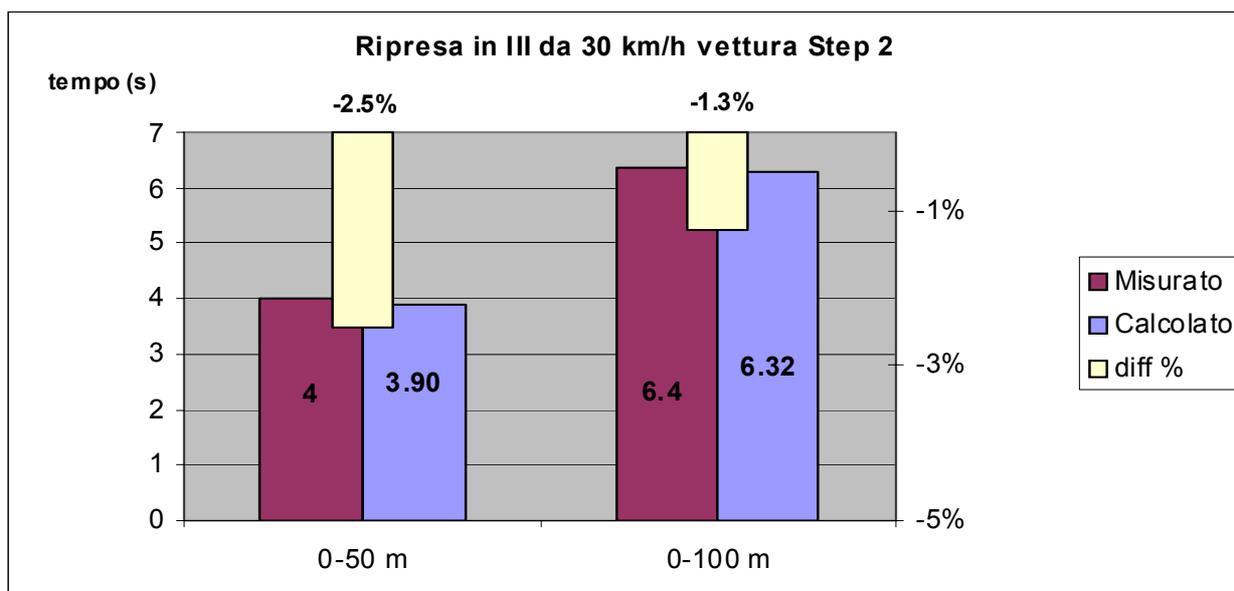


Figura 5.20 Confronto sperimentale vettura STEP 2 ripresa in III da 30 km/h

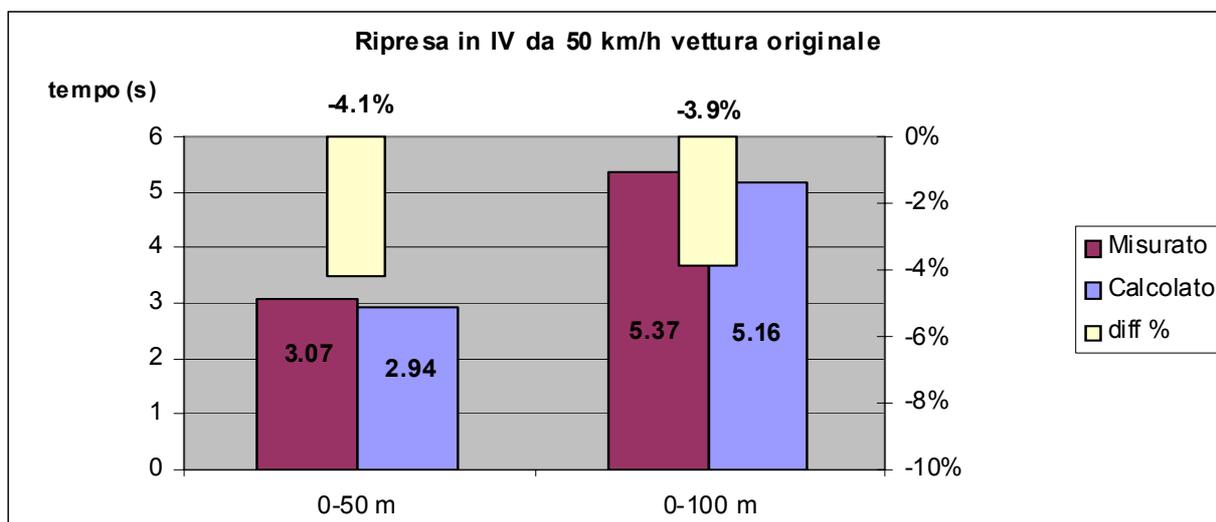


Figura 5.21 Confronto tra calcolo e sperimentale per vettura ORIGINALE ripresa in IV da 50 km/h

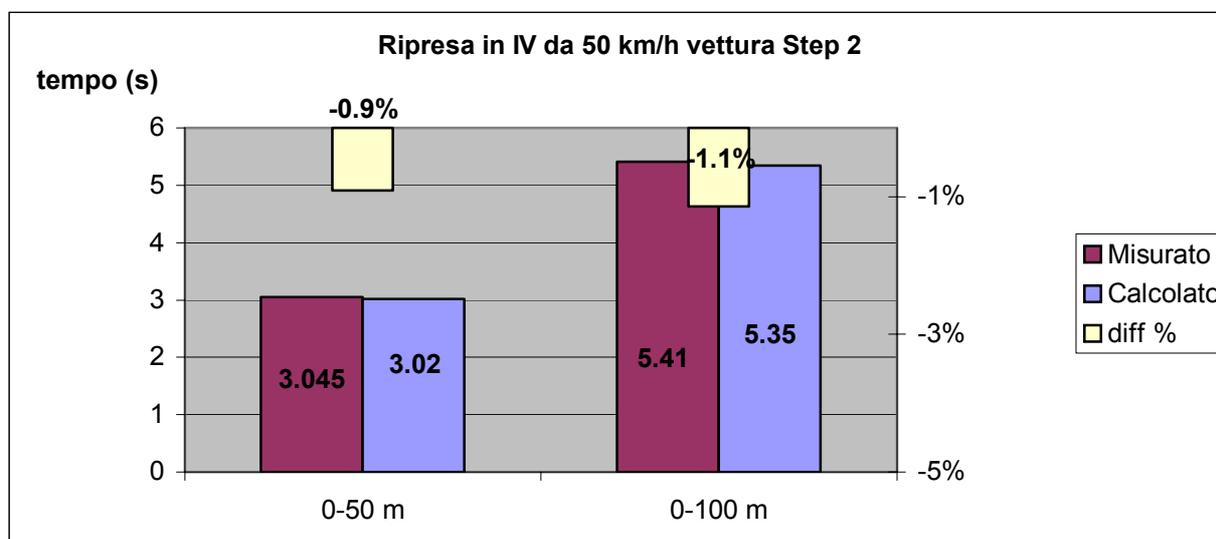


Figura 5.22 Confronto tra calcolo e sperimentale per vettura STEP 2 ripresa in IV da 50 km/h

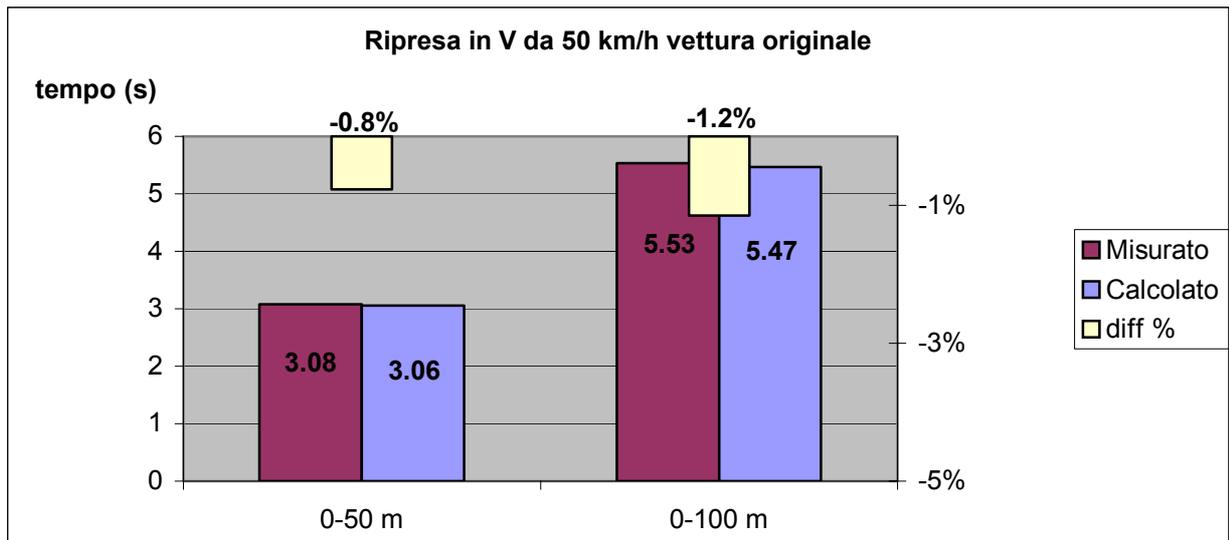


Figura 5.23 Confronto tra calcolo e sperimentale per vettura ORIGINALE ripresa in V da 50 km/h

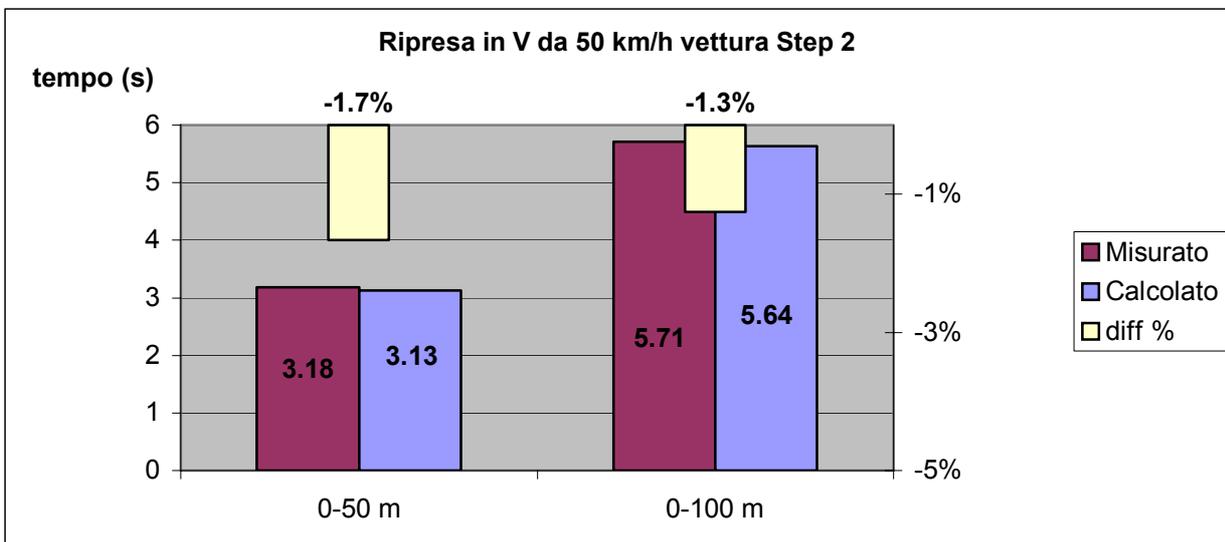


Figura 5.24 Confronto tra calcolo e sperimentale per vettura STEP 2 ripresa in V da 50 km/h

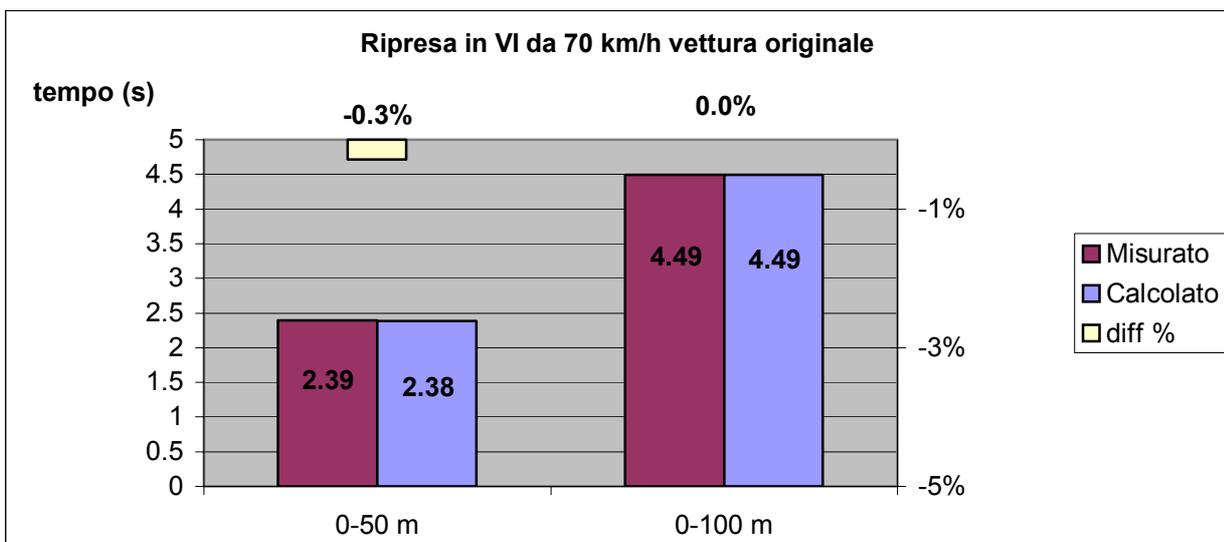


Figura 5.25 Confronto tra calcolo e sperimentale per vettura ORIGINALE ripresa in VI da 70 km/h

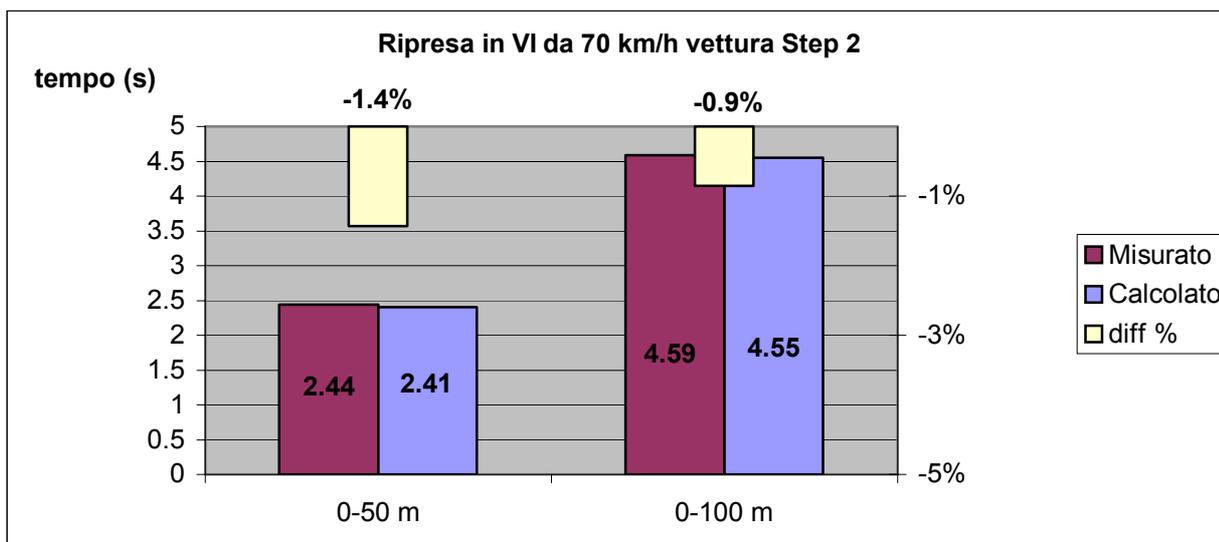


Figura 5.26 Confronto tra calcolo e sperimentale per vettura STEP 2 ripresa in VI da 70 km/h

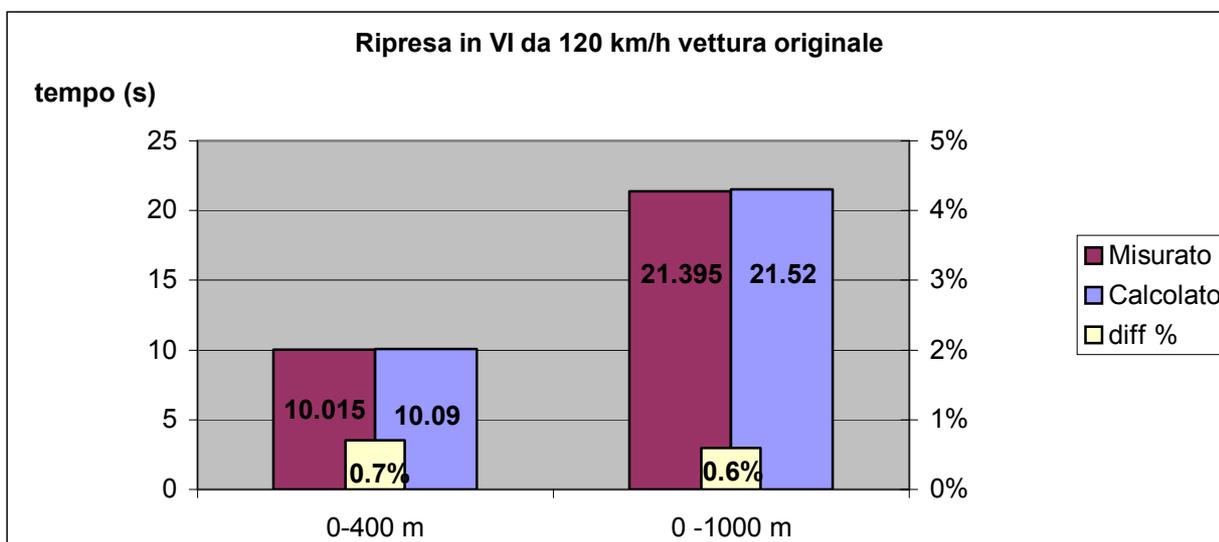


Figura 5.27 Confronto tra calcolo e sperimentale per vettura ORIGINALE ripresa in VI da 120 km/h

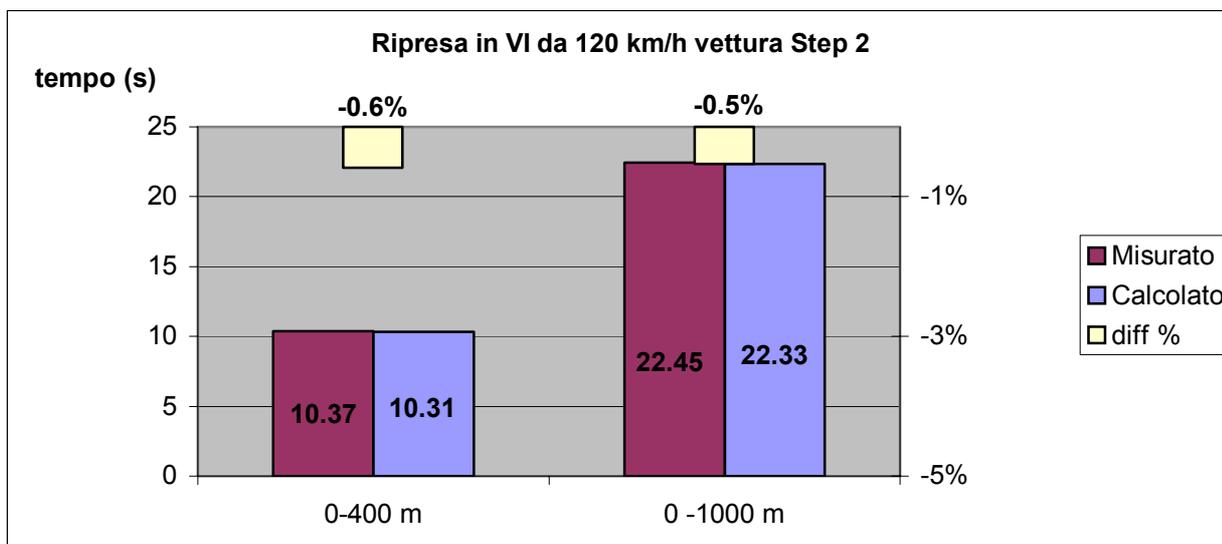


Figura 5.28 Confronto tra calcolo e sperimentale per vettura STEP 2 ripresa in VI da 120 km/h

Come si evince dagli istogrammi riportati, il livello di correlazione tra simulazione e sperimentazione è molto elevato, tanto che si hanno errori percentuali contenuti entro il 2 % per quasi tutte le prove effettuate.

L'unico caso per il quale il modello di calcolo non è in perfetto accordo con la realtà empirica, è proprio quello della ripresa da 20 km/h per vettura con cambio Step 2. Su tale accelerazione, infatti, si ha un errore che sfiora l'8 % e le simulazioni risultano troppo ottimistiche rispetto ai dati di acquisizione. Si osservi che si tratta della medesima manovra per la quale si è ottenuto il valore sperimentale giudicato poco coerente, in quanto non allineato con quanto atteso dal confronto con l'omologo della vettura originale. Tale distonia tra calcolo e rilevamento sperimentale, potrebbe costituire un ulteriore indizio del fatto che questo rilevamento sia viziato da qualche anomalia contingente e, pertanto, non prevedibile a calcolo.

Come conclusione a questo capitolo, possiamo ritenere che lo strumento messo a punto per le simulazioni, sia quelle di consumo che quelle di prestazioni, dia risultati molto soddisfacenti. Inoltre, cosa particolarmente importante, esso si è rivelato decisamente robusto rispetto alle variazioni dei parametri vettura, per i quali non vi siano indeterminazioni tali da dover ricorrere all'ausilio della caratterizzazione sperimentale. A questo proposito, si sottolinea nuovamente che la bontà della risposta al calcolatore, è rimasta sostanzialmente inalterata nel passare dalla vettura originale a quella con rapporti "Step 2", senza la necessità di eseguire nessuna nuova operazione di taratura.

Capitolo 6 – Confronto tra cambio elettro-attuato e automatico con convertitore

6.1 Introduzione

Dal momento che le scelte aziendali, legate prevalentemente a ragioni di carattere commerciale sul mercato statunitense ed a necessità di confort, hanno portato all'introduzione della trasmissione automatica ZF, si è ritenuto interessante dedicare l'ultima fase della ricerca alla valutazione del consumo con tale soluzione.

A questo scopo sono stati effettuati, su un prototipo debitamente allestito, tutti i rilievi previsti dalle normative NEDC ed FTP e si è confrontato il comportamento della vettura con convertitore di coppia e quello del veicolo avente la trasmissione F1 rapporti Step2, derivante dal precedente lavoro di ottimizzazione.

Si è altresì utilizzato i tanti dati sperimentali per verificare l'efficienza del modello di calcolo una volta recepita la modifica della trasmissione. Inoltre, sono state prese in considerazione non solo le quantità complessive di carburante consumate durante ciascun ciclo, bensì i valori della portata istantanea dello stesso. Per fare ciò, ci si è serviti di due differenti catene di misura, le cui risposte ed attendibilità sono uno degli oggetti delle valutazioni che seguono e che caratterizzano questo capitolo.

Grazie alla lettura del consumo istantaneo, infine, è stato possibile entrare più nel dettaglio delle effettive differenze di comportamento delle vetture in esame, nonché della risposta del modello di calcolo e della sua correlazione con la realtà empirica.

6.2 Descrizione prototipo di Maserati Quattroporte con cambio automatico ZF e convertitore di coppia

Prima di entrare nel dettaglio dei risultati ottenuti, si ritiene opportuno mettere a confronto le due rapportature in esame, onde dare un immediato riscontro di quanto la soluzione ZF tenda verso rapporti allungati, estremizzando i vantaggi di efficienza conseguibili. Come è noto dalle diverse pubblicazioni della stessa casa tedesca, la meccanica su cui si basa il cambio automatico in questione è quella relativa ad un riduttore epicicloidale con convertitore di coppia idraulico, il quale permette una gestione molto fluida dell'erogazione, in particolare ai bassi regimi.

Si riportano nel seguito le tabelle di sintesi delle diverse rapportature, con il delta percentuale (si osservi che un valore negativo indica una rapporto più lungo):

Rapporti	Configurazione Originale	Configurazione Step 2	Configurazione ZF
1a marcia	13.74	13.442	14.932
2a marcia	9.024	8.573	8.377
3a marcia	6.727	6.00	5.445
4a marcia	5.308	4.63	4.092
5a marcia	4.326	3.777	3.104
6a marcia	3.675	3.165	2.474

Tabella 6.1 Rapporti cambio automatico ZF, cambio elettro attuato originale e Step 2

Rapporti	Configurazione Originale	Configurazione Step 2	Configurazione ZF
1a marcia	0%	-2%	9%
2a marcia	0%	-5%	-7%
3a marcia	0%	-11%	-19%
4a marcia	0%	-13%	-23%
5a marcia	0%	-13%	-28%
6a marcia	0%	-14%	-33%

Tabella 6.2 Confronto percentuale dei rapporti rispetto al cambio elettro attuato originale

Rapporti	Configurazione Step 2	Configurazione ZF
1a marcia	0%	11%
2a marcia	0%	-2%
3a marcia	0%	-9%
4a marcia	0%	-12%
5a marcia	0%	-18%
6a marcia	0%	-22%

Tabella 6.3 Confronto percentuale dei rapporti dell'automatico ZF rispetto al cambio elettro attuato Step 2

Dalle tabelle comparative sopra riportate si evince il netto allungamento della rapportatura ZF non solo nei confronti di quella originale, ma anche di quella proposta come miglioramento Step 2. L'unica marcia su cui non si ha allungamento, bensì un significativo accorciamento, risulta essere la prima, mentre la seconda rimane praticamente inalterata. Questa scelta permette di mantenere delle buone riprese da fermo, mentre per gli spunti ad alta velocità nelle marce più elevate, ci si affida allo scalare automatico della trasmissione ed alla progressività di erogazione garantita dal convertitore di coppia.

Si vuole soprattutto sottolineare il carattere marcatamente "over-drive" della sesta, che appare chiaramente non essere la marcia di velocità massima, ma solo una marcia di riposo, estremamente utile a ridurre i consumi durante l'utilizzo autostradale, aumentando anche il livello di confort vibro- acustico percepito in abitacolo.

Di seguito un grafico che riporta l'una sull'altra le spaziatore delle due rapportature in esame. Dall'immagine si può rilevare come la quinta della trasmissione ZF risulti già essere sovrapposta alla sesta della Step2.

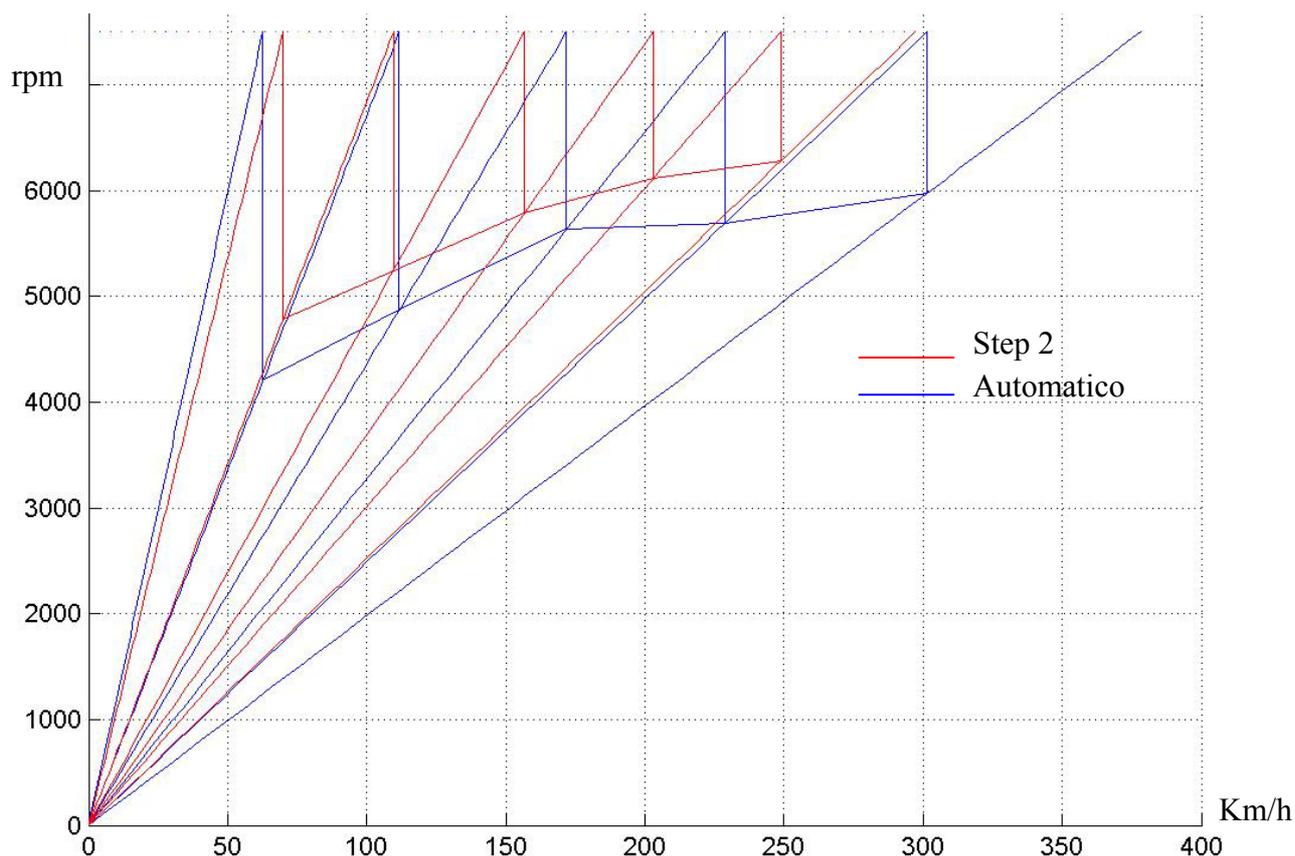


Figura 6.1 Confronto rapporti cambio automatico ZF vs cambio elettro attuato versione Step 2

Si precisa, per completezza di esposizione, che il prototipo con cambio automatico ZF è allestito con ruote diverse rispetto a quello predisposto con trasmissione F1 Step 2. Più in dettaglio, mentre la prima vettura monta anteriormente degli pneumatici 245/40ZR19 e posteriormente dei 285/35ZR19, il prototipo allestito con cambio F1 ha pneumatici 245/45ZR18 e 285/40ZR18, rispettivamente all'anteriore ed al posteriore. La differenza in termini di raggio di rotolamento è decisamente trascurabile (0,4 %), ma è stata comunque presa in considerazione sia nell'aggiornare il modello di calcolo, che nel grafico delle rapportature sopra riportato.

Dal punto di vista dell'architettura veicolo, come già accennato nel primo capitolo, si hanno delle modifiche piuttosto rilevanti rispetto alla versione con cambio elettro-attuato. L'intero gruppo cambio, infatti, è situato all'anteriore, subito a valle del motore ed all'interno del passo vettura; il differenziale, naturalmente, rimane in corrispondenza dell'assale posteriore, al quale viene trasferita la coppia motrice grazie ad un giunto snodato. I cambiamenti citati fanno sì che la versione di Maserati Quattroporte con cambio automatico ZF risulti più pesante di circa 15 kg rispetto a quella con cambio F1.

6.3 Confronto risultati di consumo sui cicli Europei

Come precedentemente anticipato, sono stati eseguiti i rilievi su banco a rulli per entrambi i prototipi di Maserati Quattroporte allestiti e caratterizzati da diversa tipologia di trasmissione.

Prima di procedere all'esposizione dei risultati, è doverosa una precisazione sulla catena di misura a cui gli stessi fanno riferimento, nonché le esigenze e le approssimazioni necessarie al confronto dei dati presentati.

Il rilievo del consumo complessivo durante un ciclo di prova è realizzato mediante la lettura della quantità percentuale di idrocarburi ed ossidi di carbonio, contenuti all'interno dei gas di scarico raccolti nei sacchi. Le modalità con cui viene effettuata la conversione tra la quantità dei prodotti di

reazione e quella dei reagenti, è prescritta all'interno delle apposite normative ed è già stata descritta nel primo capitolo. Tale metodo di acquisizione verrà considerato nell'ambito di questo studio, come quello più affidabile ed il cui risultato più si avvicina alla realtà. Tuttavia, si tratta di un sistema di rilievo a consuntivo, che non permette di leggere i valori di consumo istantaneo durante la missione e non consente, pertanto, un confronto diretto e chiaro né tra le due vetture in esame, né tra il dato sperimentale ed il conseguente dato simulato. Per avere una quantità di informazioni maggiore e scientificamente più rilevante, è necessario risalire all'andamento del consumo nel tempo, inteso come portata di carburante al secondo, anziché un semplice quantitativo in litri di benzina utilizzati durante la prova.

Al fine di ovviare a tali limitazioni, è possibile utilizzare due catene di misura alternative, che hanno come uscita i valori di portata istantanea di combustibile, ma risultano generalmente non in perfetto accordo con quanto indicato dalla misura complessiva e, tendenzialmente, meno accurate di questa. Ciò è dovuto al fatto che la lettura del consumo istantaneo comporta la necessità di catene di acquisizione più articolate che non la semplice analisi chimica a consuntivo dei gas raccolti nei sacchi di prova; di conseguenza, la possibilità di accumulare errori tra monte e valle della catena aumenta decisamente.

In particolare, un primo modo di valutare la portata istantanea di benzina consumata, è fornito dal sistema di acquisizione stesso della sala prove. Esso permette di effettuare un'analisi statistica a campione della quantità di idrocarburi e ossidi di carbonio presenti nei gas di scarico, con una certa frequenza di campionamento. Per fare questo, si utilizza una parte dei gas di scarico opportunamente spillati a monte del sacco di raccolta e destinati ad un circuito di analisi secondaria (per poi essere immessi nuovamente nel sacco), nel quale viene valutata la quantità dei prodotti di combustione di interesse, come percentuale sul totale. E' evidente che tale *modus operandi* è soggetto ad errori patologici, derivanti dall'extrapolazione di risultati generali a partire da quelli ricavati per un campione molto esiguo dei gas di scarico complessivamente emessi al generico istante della prova. Inoltre, essi sono soggetti ad alterazioni causate da eventuali imperfezioni di tenuta nel circuito secondario, le quali potrebbero causare l'ingresso di aria dall'esterno e la conseguente diluizione della percentuale di prodotti di combustione, con il risultato di leggere un consumo istantaneo minore del reale.

L'insieme di tutte queste potenziali incertezze genera uno scarto massimo del 10 % tra il valore complessivamente misurato con questo metodo (cioè l'integrale esteso all'intero periodo di acquisizione dei diversi valori istantanei), rispetto a quello acquisito a consuntivo dal sacco. Trattasi di un valore derivato dall'esperienza e dal confronto delle due metodologie su più cicli di prova e con modelli di vettura diversi.

L'altra tecnica che si è utilizzata per ricavare l'andamento istantaneo del consumo, è la lettura direttamente dei valori di centralina. E' possibile, infatti, risalire alla portata di combustibile iniettata istante per istante attraverso i parametri che regolano il funzionamento motore, quali la percentuale di riempimento volumetrico, la velocità di rotazione e gli eventuali arricchimenti e correzioni, rispetto al valore stechiometrico di combustione [13]. In particolare, indicando con

- $r_{l_w_l}$ percentuale di riempimento volumetrico da lettura debimetro corretta in base al modello dinamico del polmone per tener conto delle pulsazioni di riempimento in funzionamento non stazionario ;
- $r_{k_w_l}$ percentuale di riempimento volumetrico comprendente le correzioni di iniezione dovute alla retroazione della sonda lambda, nonché gli auto-apprendimenti di calibrazione mappati in centralina;
- $n_{mot_w_l}$ regime di rotazione motore;
- R_{stech} rapporto stechiometrico ideale (assunto di 14,7);
- Ro_{aria} densità dell'aria in condizioni standard di funzionamento (coincidenti con quelle di prova per prescrizione normativa e pari a 1.293 kg/m^3);

- Vc cilindrata motore;

è possibile esprimere il consumo istantaneo mediante la seguente formula:

$$C_h = [r_{k_w_1} / 100 / R_{stch} * Ro_{aria} * nmot_w_1 / 60 * Vc] / 2$$

Tramite questo ragionamento, è stato possibile realizzare un piccolo algoritmo con Matlab che, a partire dalle acquisizioni di centralina per ogni ciclo di prova, desse in uscita l'andamento del consumo istantaneo secondo il campionamento ed il filtraggio reputati più opportuni. Sempre tramite post processazione di questi valori, è stato semplice risalire al consumo complessivo corrispondente ad ogni ciclo, per eseguire un confronto con il dato a consuntivo del sacco e valutare l'errore relativo tra le due catene di misura.

In questo caso, i risultati presentano una maggior variabilità a causa della potenziale presenza di errori non solo nella catena di acquisizione, ma anche in quella di attuazione. Infatti, la portata di combustibile ricavata con il metodo sopra esposto, è quella che la centralina richiede di iniettare istante per istante. Tuttavia, la reale quantità immessa nei cilindri dipende dalle mappe caratteristiche degli iniettori e dalla loro risposta, essendo il controllo di iniezione eseguito solo sul tempo di apertura degli iniettori e sulla pressione del circuito. Si tratta di una catena di acquisizione/attuazione piuttosto complessa e sensibile all'accumulo di errori, nonché variabile da vettura a vettura. Per il prototipo con trasmissione automatica ZF, ad esempio, abbiamo osservato un livello di correlazione molto basso tra questo tipo di acquisizione ed il valore complessivo del sacco. Ciò è dovuto ad un problema nella lettura della percentuale di riempimento volumetrico ed alla corrispondente richiesta di correzione esagerata. Per ottenere un valore sensato dell'andamento del consumo istantaneo, quindi, è stato necessario eseguire il calcolo separatamente con il parametro $r_{k_w_1}$ e con $r_{l_w_1}$ e fare poi la media dei due, dato che essi danno valori rispettivamente in difetto ed in eccesso del consumo complessivo.

Per quanto riguarda il prototipo con cambio F1 Step 2, viceversa, i risultati ricavabili dalla post processazione dei dati di centralina risultano in ottimo accordo con quelli ricavati dal consuntivo del sacco.

In generale, quello che è stato fatto nell'ambito di questo lavoro è stato valutare, per ogni ciclo di prova, i valori di consumo secondo tutti e tre i metodi presentati precedentemente e assumere per le analisi di consumo complessivo sempre il consuntivo sacco. Per quanto riguarda i valori di portata istantanea, invece, si è preso tra i due metodi descritti, quello che di volta in volta dava il risultato più in accordo con il corrispondente dato a consuntivo.

Dopo la necessaria precisazione inerente le diverse catene di misura ed i metodi di acquisizione, veniamo alla presentazione dei risultati per i cicli Europei NEDC.

Riportiamo a seguire una tabella di sintesi del consumo totale, rilevato per entrambi i modelli attraverso l'analisi dei gas contenuti nel sacco a fine ciclo:

	F1 Step2	ZF	Diff%
ECE [l/100 km]	24.06	22.60	6.5%
EUDC [l/100 km]	11.5	10.17	13.1%
COMB [l/100 km]	16.07	14.69	9.4%

	Consumtivo sacco [1]
ZF	1.645
Step2	1.774
	8%

Tabella 6.4 Risultati sperimentali cicli europei vettura con cambio automatici ZF vs elettro attuato Step 2

Come evidenziato dall'ultima riga della prima tabella allegata, la differenza percentuale sull'intero ciclo NEDC, ovvero sulla media pesata del tratto urbano (ECE) ed extra-urbano (EUDC), risulta essere di circa un 9 % con maggior consumo per la vettura con cambio F1 step 2. Nella seconda tabella è riportato il quantitativo in litri di consumo complessivo. Si fa notare che questo valore è diverso dal consumo combinato, perché quest'ultimo è una media pesata in base alla percorrenza delle due fasi ECE ed EUDC, mentre i litri riportati in tabella sono una semplice somma.

Si ritiene interessante aggiungere i valori rilevati come integrale del consumo istantaneo, pur sottolineando che i risultati di riferimento sono e rimangono quelli ottenuti con l'analisi a posteriori dei gas raccolti all'interno del sacco. Nelle considerazioni comparative fra le diverse catene di acquisizione, si farà riferimento al totale in litri di carburante, per ragioni di sintesi ed immediatezza nel confronto.

	Consumtivo sacco [1]	Analisi statistica sacco:valore integrale [1]		Analisi da centralina con r_k_w_1:valore integrale [1]	
ZF	1.645	1.616	2%	1.332	23%
Step2	1.774	1.628	9%	1.774	0%

Tabella 6.5 Risultati sperimentali cicli europei: confronto metodi di misura del consumo

I numeri riportati confermano quanto anticipato precedentemente, ovvero un'ottima correlazione per la vettura con cambio Step 2 tra il consumo di centralina e quello "reale" (si consenta, in nome della sintesi espositiva, l'utilizzo di questo aggettivo per quanto non appropriato a nessuna misura!), mentre evidenziano un problema di lettura per quella con cambio ZF. Infatti, pur senza aspettarsi in generale uno scarto nullo, frutto più del caso che non dell'effettiva correlazione tra i due metodi di acquisizione, è altresì da ritenersi anomala la differenza del 23 % che si registra per il prototipo con convertitore. Analizzando questo numero più nel dettaglio e valutando anche il consumo da centralina ricavato tramite il semplice riempimento volumetrico r_l_w_1, si osserva che il problema risiede proprio nell'elaborazione degli arricchimenti e degli auto-apprendimenti di centralina, dato che la differenza tra i valori assunti da questi due parametri è decisamente sopra il normale.

In base a quanto detto sino ad ora, per poter effettuare un confronto puntuale dell'andamento del consumo istantaneo, ci avvarremo dei dati di centralina per la vettura con cambio F1, mentre faremo riferimento all'analisi statistica dei gas per quanto concerne il modello con trasmissione ZF. Prima di presentare i diagrammi con l'andamento del consumo istantaneo sviluppato durante i cicli, tuttavia, è necessario effettuare una precisazione sull'uso della trasmissione, ovvero sui cambi marcia seguiti durante le prove sui rulli.

Per quello che riguarda il cambio F1, si è deciso di eseguire il ciclo in modalità automatica, con mappe tali da riprodurre uno "shift pattern" di tipo "economy", già utilizzato per le altre prove

realizzate in fase di valutazione della nuova rapportatura. Per il prototipo ZF, invece, la gestione dei cambi marcia risulta meno trasparente, dato che il controllo e le relative mappe sono state scritte direttamente dal fornitore tedesco, in base ad una specifica su confort/prestazioni da conseguire, stilata opportunamente da Ferrari/Maserati. Grazie alla post processazione dei dati acquisiti in centralina, comunque, è stato possibile risalire ad uno “shift pattern” equivalente anche per il prototipo con cambio ZF.

Si riporta di seguito una tabella di sintesi con le velocità a cui avviene mediamente l’inserimento di un determinato rapporto durante il ciclo, sia per la vettura con cambio F1, che per quella con convertitore di coppia:

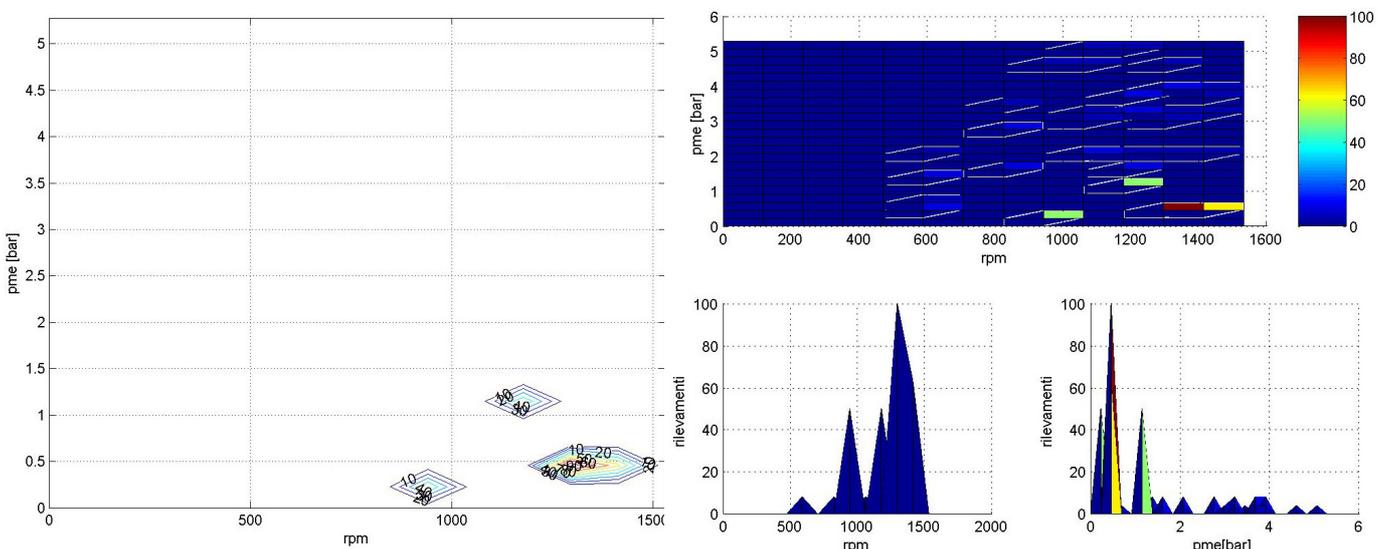
	Vettura con cambio ZF		Vettura con cambio F1 Step 2	
	ECE [km/h]	EUDC [km/h]	ECE [km/h]	EUDC [km/h]
I-II	11.5	11.5	24.1	24.1
II-III	22.8	22.8	32.2	32.2
III-IV	35.9	35.9	40.2	40.2
IV-V	45.9	53.3	48.3	48.3
V-VI	68.6	68.6	56.3	56.3

Tabella 6.6 Confronto modalità di cambio marcia sui cicli europei tra vettura con automatico ZF ed F1 Step 2

Ciò che appare evidente sin dalla prima valutazione, è l’utilizzo molto limitato dei rapporti corti per il modello ZF che a 36 km/h di velocità è già in quarta marcia. Se teniamo conto che tale rapporto è più lungo del 12 % rispetto al corrispondente della rapportatura Step 2, e che quest’ultimo viene inserito a 40 km/h, risulta piuttosto chiaro da dove derivi la riduzione complessiva di consumo.

Al fine di approfondire e quantificare la differenza di utilizzo motore per le due vetture in esame, sono stati ricavati i pallogrammi relativi ai principali punti di funzionamento del propulsore in termini di pme e velocità di rotazione durante la prova. Tali grafici sono stati ottenuti a partire dal modello di calcolo, imponendo al codice di seguire esattamente lo “shift pattern” registrato dalla centralina.

A seguire i pallogrammi per i cicli ECE ed EUDC relativi alla vettura con cambio ZF:



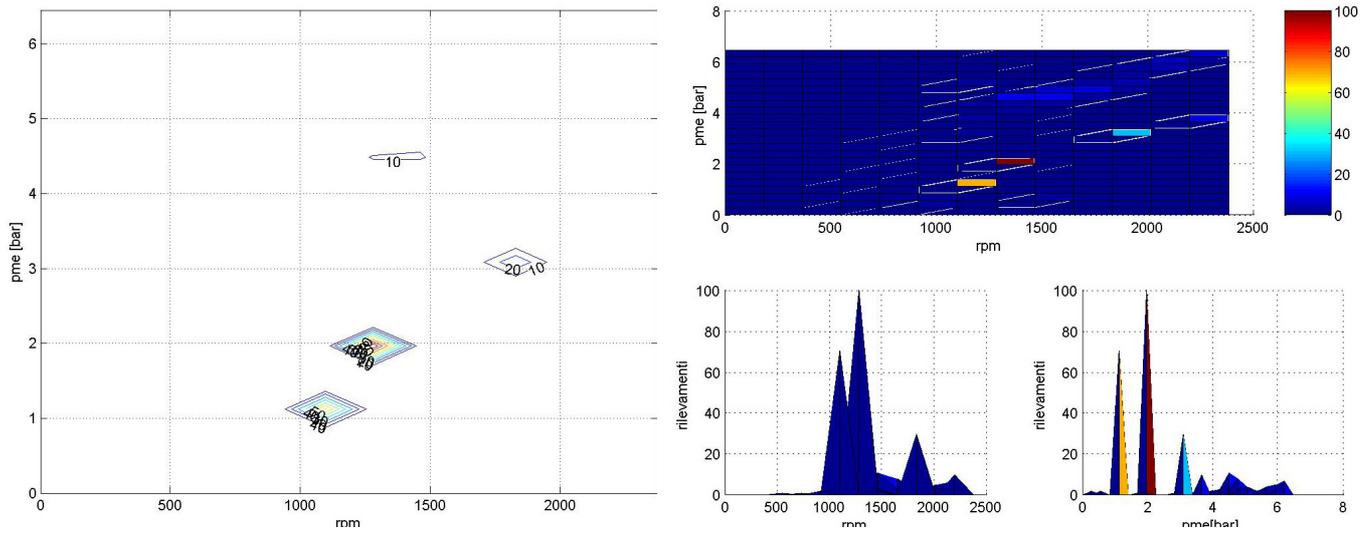


Figura 6.2 Utilizzo motore nei cicli ECE ed EUDC per vettura con cambio ZF

A seguire i pallogrammi per i cicli ECE ed EUDC relativi alla vettura con cambio Step 2:

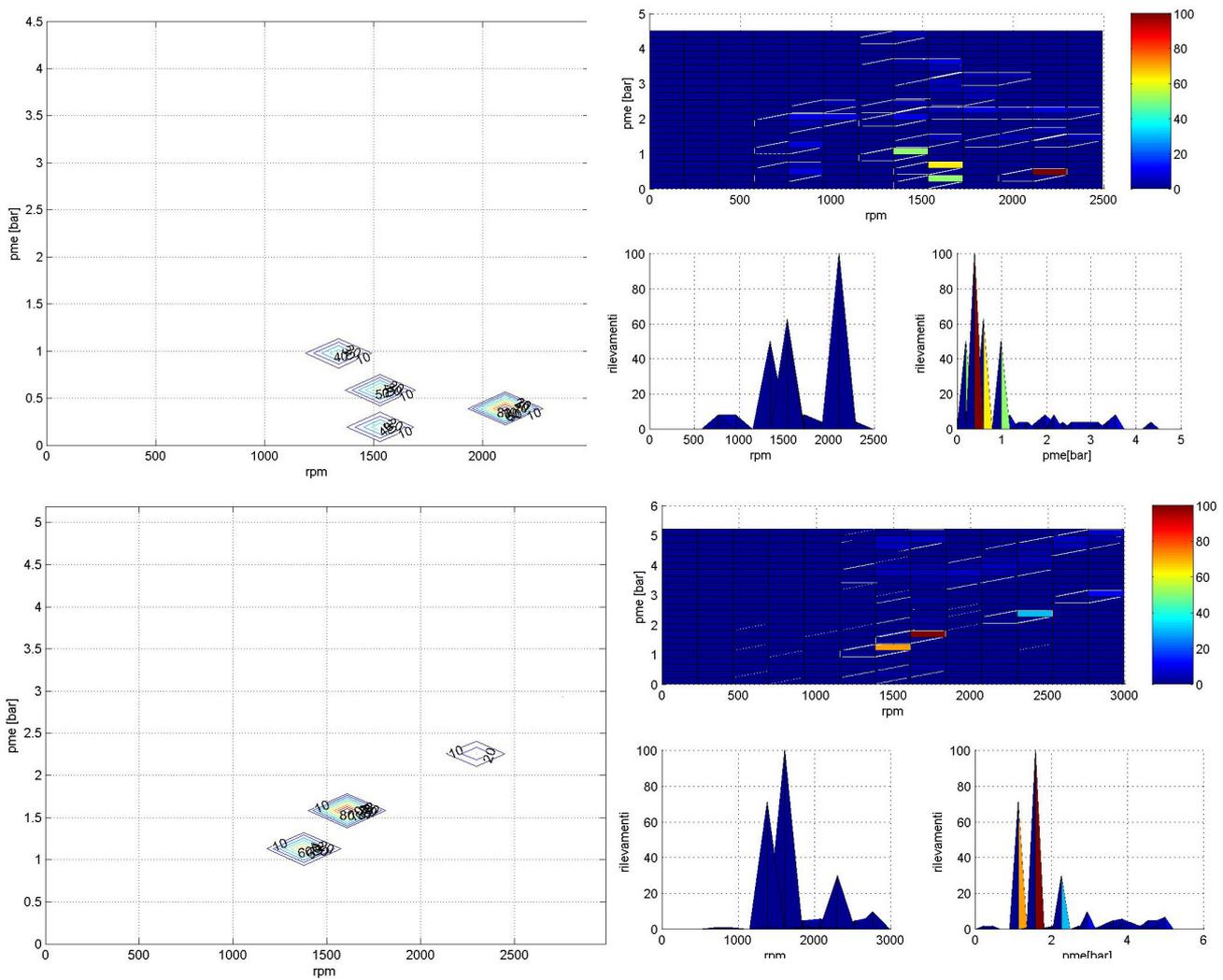


Figura 6.3 Utilizzo motore nei cicli ECE ed EUDC per vettura con cambio Step 2

Dal confronto dei pallogrammi si evince chiaramente la riduzione del regime di rotazione mediamente impiegato durante le missioni eseguite con vettura ZF, rispetto a quelle relative a prototipo F1 Step2. Ciò deriva banalmente dall'allungamento dei rapporti e comporta, a parità di potenza resistente richiesta dai cicli, il funzionamento del motore a carichi maggiori, ovvero con pressioni medie effettive più alte, alle quali corrispondono efficienze migliori. Si è fatto riferimento all'identità delle potenze richieste per l'esecuzione delle missioni per entrambe le vetture, cosa che discende dall'essere imposto ed uguale il profilo di velocità ed accelerazione nei cicli, nonché le curve di "coast down" delle due vetture in esame. A rigor di logica, è presumibile aspettarsi un diverso contributo della trasmissione ZF rispetto all'F1 durante il "coast down", ma il contributo del termine dissipativo dovuto agli attriti nella drive-line, è decisamente trascurabile rispetto alle resistenze di rotolamento alle ruote e a quelle aerodinamiche. Dato che quest'ultime risultano sostanzialmente le stesse, si reputa accettabile l'approssimazione di ritenere uguali le due curve di "coast down" complessive delle vetture.

Dal punto di vista quantitativo, possiamo riassumere ed esemplificare quanto affermato, osservando che nell'esecuzione dei cicli ECE i punti di funzionamento più battuti dalla vettura ZF risultano quelli nell'intorno di 1400 rpm @ 0,5 bar, contro i 2000 rpm @ 0,45 bar per la F1 Step2. Ciò comporta un guadagno di circa l'11 % della pressione media effettiva. Inoltre, un'altra zona molto segnata dal prototipo con trasmissione ZF è quella per 950 rpm @ 0,3 bar, che sostituisce la fascia attorno a 1500 rpm @ 0,25 bar della F1 Step2. Anche in questo caso in termini di pme impiegata si ha un netto miglioramento, pari a circa il 20 %. Infine, per quel che riguarda le parti più impegnative del ciclo, si nota come dalla zona di funzionamento a cavallo dei 1300 rpm @ 1 bar, tipica della vettura F1 Step2, si passi a circa 1200 rpm @ 1,15 bar, con aumento ancora del 15 % della pressione media effettiva.

Per quanto concerne il ciclo extra-urbano, si può osservare come la zona più battuta sia quella nell'intorno di 1600 rpm @ 1,6 bar per la vettura con cambio F1 Step 2, mentre diventi quella centrata sul punto 1250 rpm @ 2 bar per il prototipo ZF. Si ha, in tal caso, un incremento di circa il 25 % del carico motore utilizzato. Inoltre, si ha la comparsa, con la trasmissione ZF, di un certo numero di rilevamenti a 3 e 4 bar, mentre con l'F1 non si supera in maniera consistente i 2,5 bar.

Se si considerano le osservazioni fatte nelle righe precedenti alla luce delle curve che esprimono l'andamento del consumo specifico con la pme, ci si accorge che il vantaggio complessivo sul consumo a fronte delle maggiori pressioni medie effettive in gioco, dovrebbe essere anche maggiore rispetto all' 9 % rilevato. Tuttavia, parte di questo potenziale vantaggio viene dissipato da un netto peggioramento del consumo al minimo. Infatti, se si prende in considerazione l'andamento puntuale della portata di combustibile, si può osservare che la vettura con cambio ZF presenta un consumo al minimo decisamente più alto rispetto a quello della F1 Step2. La ragione di ciò risiede semplicemente nel fenomeno chiamato "creeping" del cambio con convertitore, il quale, quando la macchina è ferma al minimo, non utilizza la modalità "neutral" per evitare la trasmissione del moto, ma dissipa tutta l'energia trasmessa dal motore all'interno del convertitore sotto forma di scorrimenti viscosi e riscaldamento. Naturalmente, ciò comporta un deciso aumento del consumo al minimo dato che il motore nelle fasi di fermo vede la necessità di vincere oltre alle "friction" interne, anche quelle derivanti dal trascinamento del convertitore. Questa penalizzazione, che appare essere di circa il 30 %, in una missione come la NEDC risulta piuttosto influente, dato che la percentuale delle soste al minimo è cospicua rispetto al totale (14 fasi di minimo). Il peggioramento di consumo al minimo è valutato sia sulla base dei valori di portata ricavati dalla centralina, che dalle analisi statistiche dei sacchi. Entrambe le catene di misura sono in accordo nel vedere 0,0008 l/s per la vettura ZF, contro 0,0006 l/s per quella con cambio F1 Step 2.

Si riportano nel seguito i diagrammi che illustrano l'andamento del consumo nel tempo, al fine di fare alcune considerazioni comparative sui prototipi analizzati. Per quanto riguarda la vettura con cambio F1 Step 2, si utilizzeranno i valori di portata combustibile ricavati dalla centralina, poiché più coerenti con il consumo "reale", mentre per la vettura ZF si farà riferimento ai dati del sacco, in

quanto, come precedentemente detto, i valori di centralina risultano piuttosto anomali e non in linea con quello che è il consumo complessivo misurato dall'analizzatore del banco.

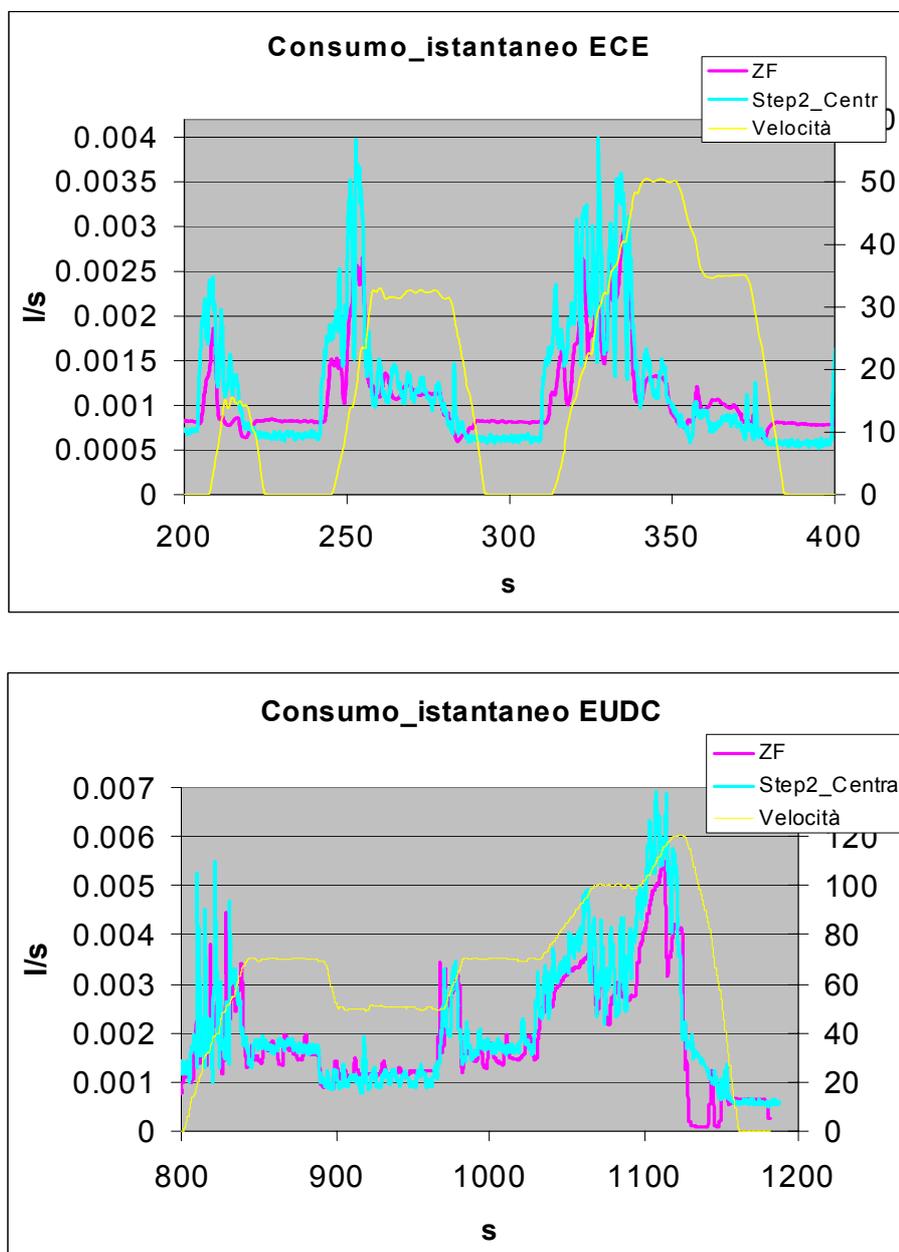


Figura 6.4 Confronto consumi istantanei nei cicli europei: vettura con cambio ZF vs vettura con cambio F1 Step 2

Al fine di aumentare la risoluzione dei grafici, si è scelto di dividere il tratto urbano da quello extra-urbano e di riportare uno solo dei 4 cicli ECE, perché l'andamento del consumo è molto simile dall'uno all'altro (ad eccezione del primo, nel quale i secondi iniziali sono caratterizzati dalla necessità di effettuare il "light off" dei catalizzatori).

I due diagrammi della figura 6.4 confermano il maggior consumo al minimo della vettura ZF; inoltre, mostrano un andamento più irregolare della portata di combustibile per la vettura con cambio F1 Step 2. Ciò è dovuto alla maggior difficoltà nel seguire la traccia di velocità da parte

dell'operatore durante il ciclo ed alla sua necessità di un uso più irregolare dell'acceleratore. Approfondiamo quest'ultimo concetto, cercando di quantificarne l'entità.

Mettendo a confronto i profili di velocità dei due cicli europei, si evince chiaramente che la vettura con trasmissione automatica ZF presenta un andamento molto più regolare, con cadute di velocità pressoché nulle in corrispondenza dei cambi marcia. Non altrettanto succede per il prototipo con cambio F1 che, anche nelle fasi di accelerazione dei cicli, risulta avere delle escursioni negative di velocità qualora si passi da un rapporto a quello successivo. Come conseguenza di questo, si ha la necessità, più o meno conscia da parte dell'operatore, di aumentare leggermente l'andatura poco prima di ogni cambiata, in modo da evitare che la perdita di velocità dovuta all'operazione stessa, lo porti al di fuori della zona di tolleranza del profilo di velocità. E' evidente che la presenza di accelerazioni ulteriori rispetto a quelle strettamente richieste dal profilo di velocità del ciclo, comporta inutili incrementi della potenza impiegata e, conseguentemente, del consumo.

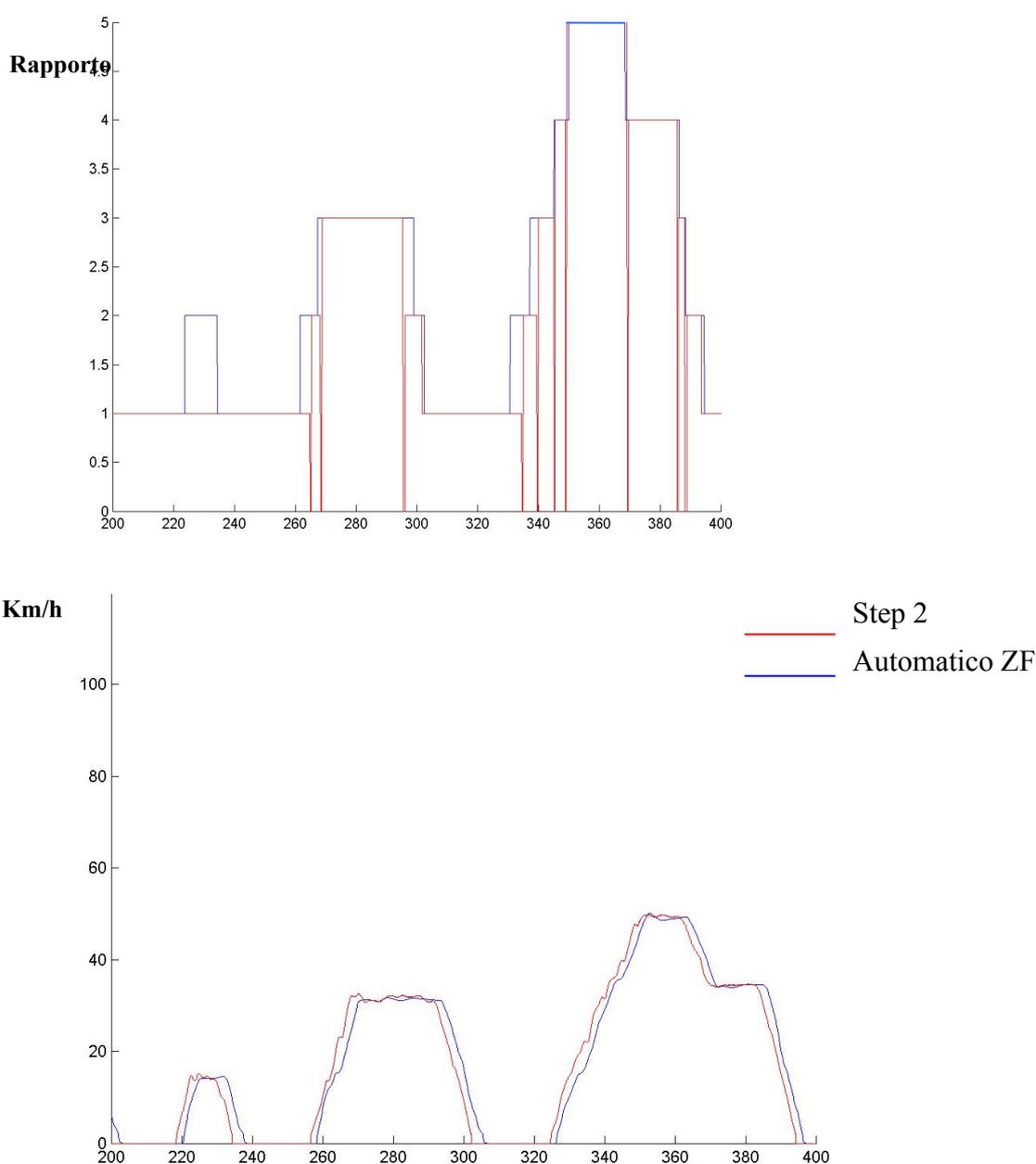


Figura 6.5 Confronto velocità e uso trasmissione nel ciclo ECE: vettura con cambio ZF vs vettura con cambio Step 2

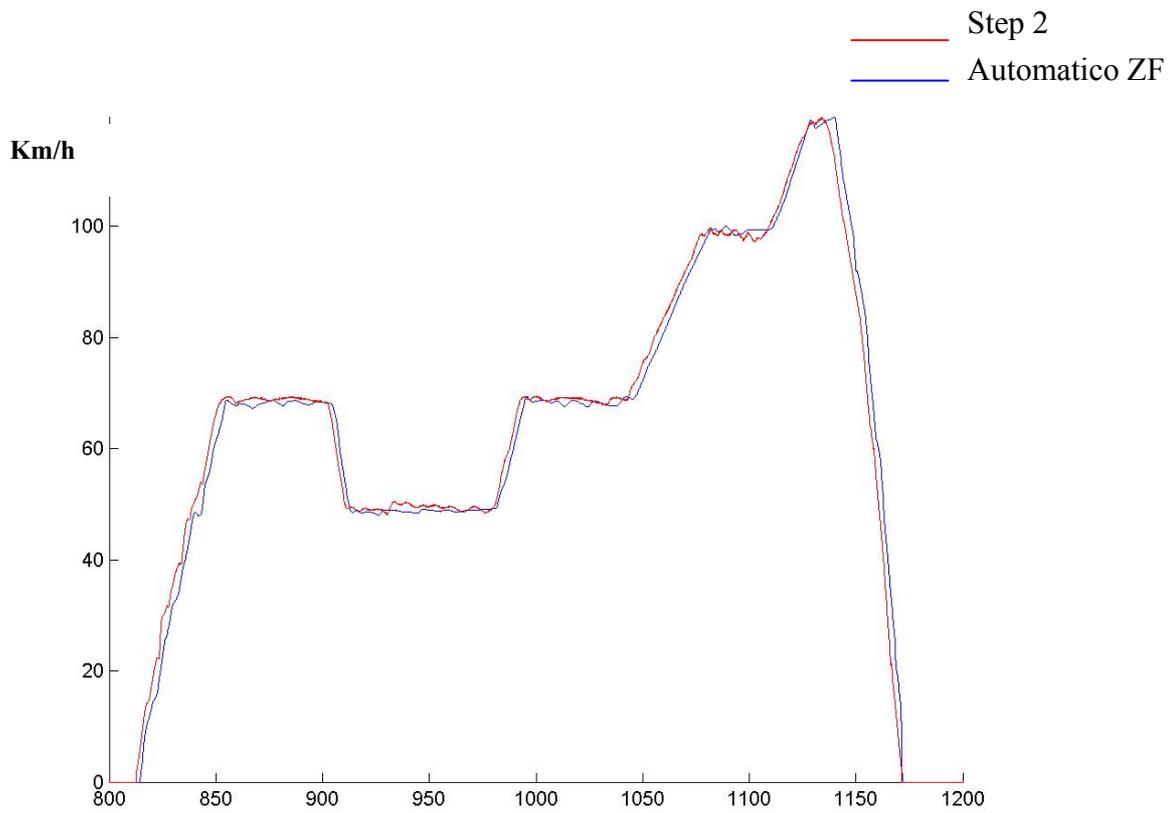
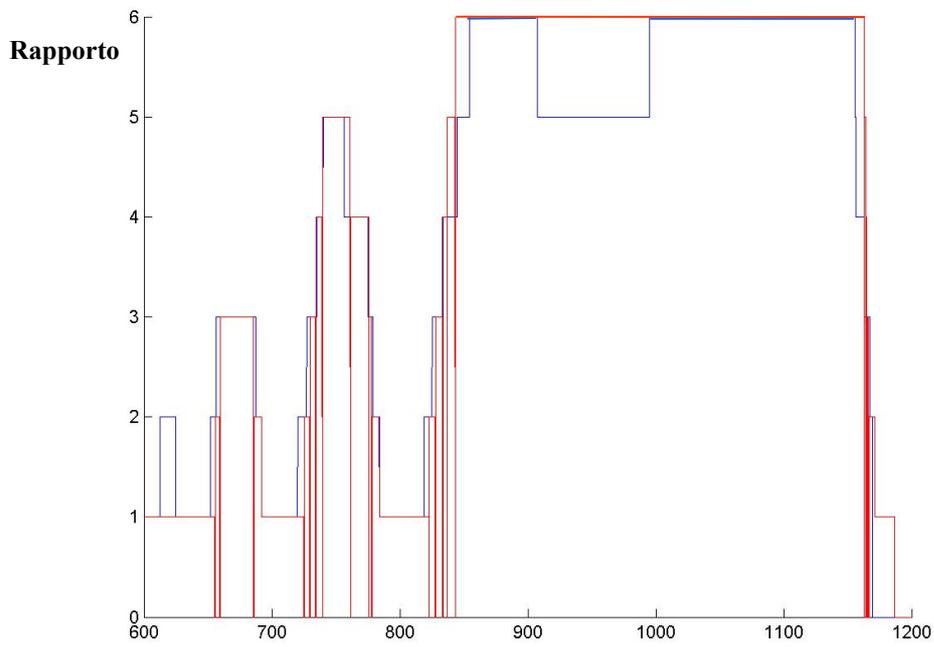


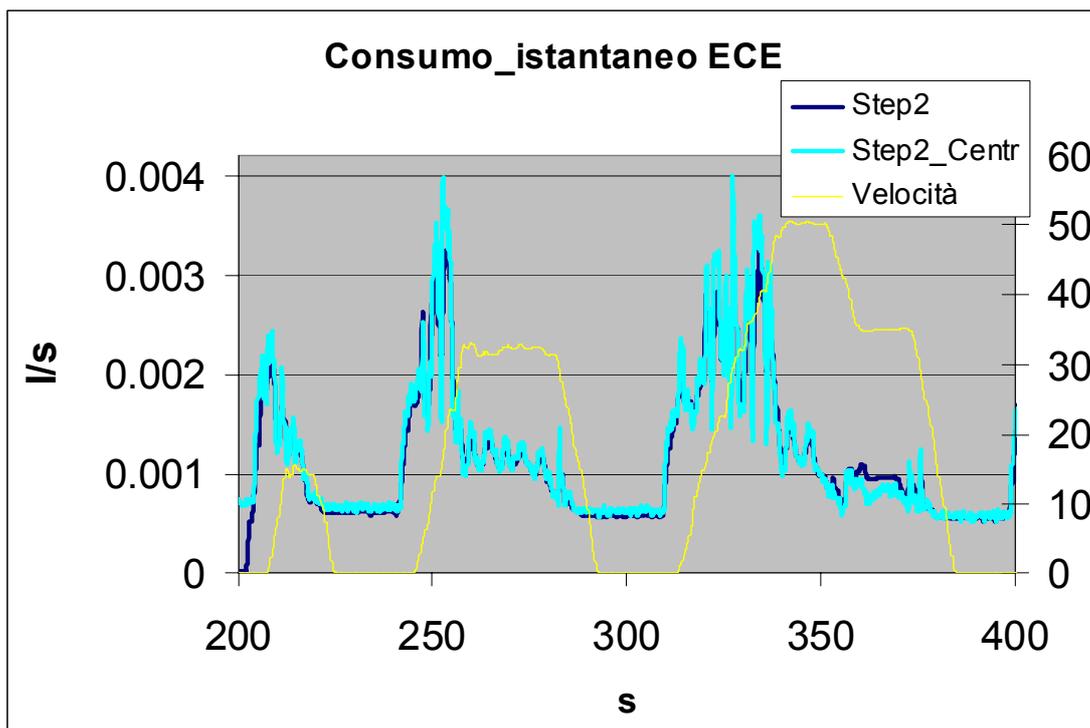
Figura 6.6 Confronto velocità e uso trasmissione nel ciclo EUDC: vettura con cambio ZF vs vettura con cambio Step 2

Le immagini sopra riportate, mettono a confronto rispettivamente per un ciclo ECE ed un ciclo EUDC, gli andamenti di velocità e marce per la vettura con cambio F1 (linee rosse) e per quella con cambio automatico ZF (linee blu).

E' facile osservare che le velocità relative alla vettura con cambio ZF, risultano minori in tutti i tratti ad accelerazione media positiva, sintomo di una maggior semplicità da parte dell'operatore a seguire il profilo di missione, senza la necessità di margini di sicurezza. Le uniche parti in cui il discorso si inverte, ovvero le linee blu si trovano al di sopra delle linee rosse, riguarda i tratti decelerati dei cicli, ovvero in quelle situazioni in cui il motore risulta in "cut off" e non comporta un incremento di consumo.

Analizzando la differenza tra gli integrali delle curve di velocità riportate, è stato possibile determinare il delta di potenza richiesta durante l'intero ciclo NEDC. Il risultato di tale valutazione, senza prendere in conto i tratti a decelerazione media negativa che, come detto, risultano ininfluenti dal punto di vista del consumo, è stato di circa un 2 % di maggior lavoro richiesto alla vettura F1 rispetto a quella ZF, per l'esecuzione della stessa manovra. Se poi ci si limita a considerare i soli tratti urbani, ovvero i cicli ECE, laddove il numero di cambiate è maggiore, il peso percentuale di tale effetto sale fino al 3,6 %. Nel fare tali osservazioni si considera come inevitabile il comportamento del driver, la cui perizia ed abitudine nell'eseguire prove del genere, peraltro, è tale da non lasciar adito a dubbi, anche considerato che l'utilizzatore medio del mezzo gode certamente di minor sensibilità e potrà solo esasperare l'effetto in condizioni reali di utilizzo.

Prima di passare alla correlazione tra modello di calcolo e rilievi sperimentali per la vettura con trasmissione ZF, pare doverosa una precisazione relativa ai grafici che esprimono la portata istantanea di benzina. Nell'eseguire il confronto tra i rilievi sperimentali, infatti, sono stati usati valori ricavati con due diverse catene di misura. Questo modo di procedere non è scientificamente molto corretto, dato che si sovrappongono le differenze dovute effettivamente al fenomeno fisico in analisi, con quelle patologicamente intrinseche alla distinta metodologia di acquisizione, con il rischio di confondere le une con le altre. Allo scopo di mantenere monitorate le differenze di lettura imputabili alle catene di misura, riportiamo per la vettura F1 Step 2, il confronto tra la portata di benzina letta da centralina e quella derivante dall'analisi statistica dei gas di scarico.



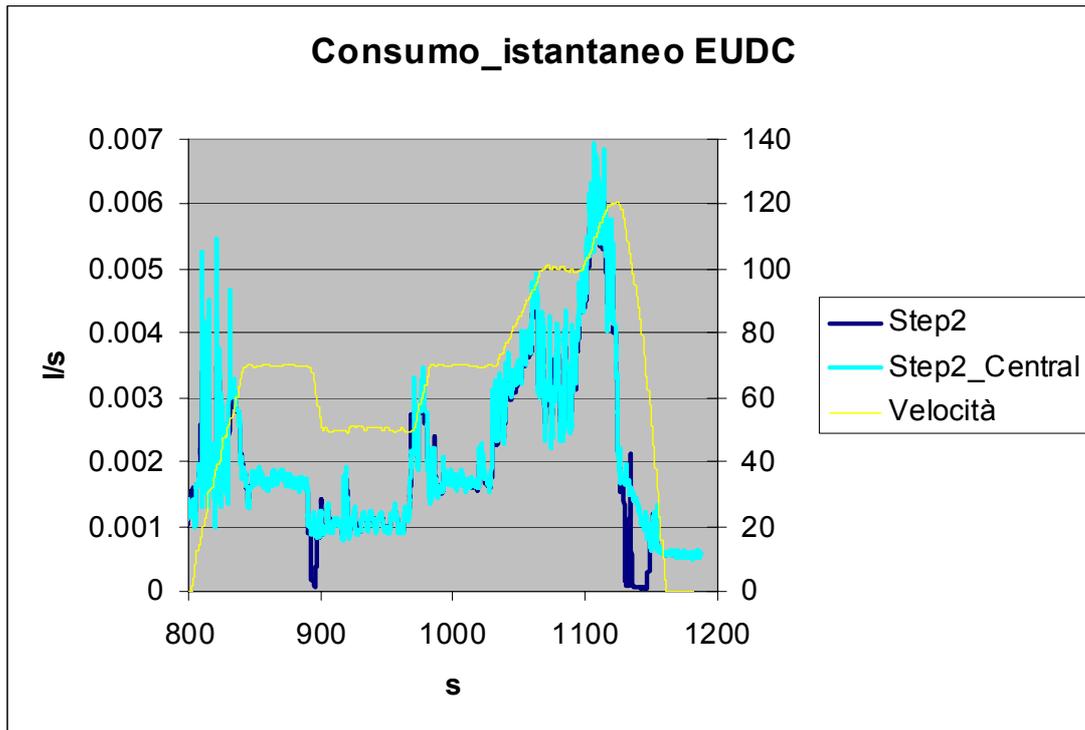


Figura 6.7 Consumo istantaneo vettura Step 2 cicli europei: confronto lettura da centralina vs lettura da modali sacco

I grafici riportati dimostrano come in questo caso ci sia un'ottima corrispondenza tra le due catene di acquisizione. Semplicemente si osservano per i dati di centralina (curva color ciano) picchi maggiori di portata nei tratti di accelerazione, che risultano invece tagliati nella lettura statistica delle concentrazioni sui gas di scarico (curva blu). Proprio l'assenza di tali picchi, giustifica lo scarto pari a circa il 9 % del consumo complessivo qualora lo si ottenga come integrale della curva blu. Infine, si noti come ulteriore conferma di quanto già affermato, che il consumo al minimo letto dalle due catene di misura è esattamente analogo.

A fronte di tali considerazioni e confronti, si ritiene che l'utilizzo della curva da centralina, risultando più conforme al vero, non comprometta la validità dei ragionamenti fatti, anche se raffrontata ai dati ricavati dal sacco per la vettura ZF.

Come ultimo argomento riguardante le missioni NEDC per vettura con cambio automatico ZF, andiamo a verificare la rispondenza del modello di calcolo una volta inseriti i rapporti della trasmissione in oggetto, nonché le velocità di cambio marcia precedentemente elencate. E' da sottolineare, in realtà, che la gestione dei diversi rapporti non è banale e non è riproducibile in maniera rigorosa all'interno del nostro modello di calcolo. Ciò che è stato fatto, come accennato brevemente in precedenza, è stato ricavare per ogni coppia di marce un valore medio di velocità per cui far avvenire il passaggio dall'una all'altra ed imporre al calcolatore di effettuare il passaggio di marcia ogni qualvolta la soglia venisse superata. Altro aspetto che non è possibile inserire nel modello di simulazione, è il reale comportamento del convertitore di coppia e gli scorrimento che in esso si verificano. Non avendo alcun riferimento numerico inerente il rendimento della trasmissione, inoltre, si è lasciato il valore di 0,92 mediamente assunto per il cambio F1. A rigor del vero, si dovrebbe dare per ogni marcia una mappa di rendimenti, tale da fornire l'effettiva efficienza del riduttore in corrispondenza dei diversi regimi e livelli di coppia impiegata, tanto più nel caso di una meccanica come quella ZF.

Anche la curva di resistenze all'avanzamento è stata lasciata inalterata, mentre si è accresciuta la massa a vuoto di 15 kg , per tener conto della differenza di peso esistente tra l'architettura con cambio F1 e quella con cambio automatico.

Da ultimo, si è modificato il valore di consumo al minimo per tener conto del peggioramento sopra descritto e si è cercato di migliorare il livello di correlazione, agendo sui coefficienti di arricchimento . E' opportuno sottolineare, a seguito dei ragionamenti sulla maggior o minor semplicità da parte dell'operatore nel seguire la traccia di missione, che tali coefficienti espletano anche la funzione di assorbire le inevitabili discrepanze tra il profilo di velocità reale e quello imposto al modello. Quest'ultimo, infatti, è costituito da segmenti perfettamente rettilinei e non vi è traccia alcuna di cali di velocità durante i cambi marcia, o di esuberi di accelerazione; pertanto, l'esecuzione della prova al banco risulta già di per sé "sbagliata" se raffrontata a quella simulata.

Per quanto riguarda i valori di arricchimento, le considerazioni sulla maggior regolarità nel seguire la traccia con la vettura ZF e la minor presenza di picchi e variazioni nella portata istantanea di carburante, ci hanno portati subito nella direzione di ridurne l'entità.

Precisiamo, prima di esporre i risultati ottenuti, che in base ai limiti di rappresentazione della realtà sopra citati, ci aspettiamo livelli di correlazione più bassi, rispetto a quanto trovato per la vettura standard e per quella Step 2.

	Sperimentali	Simulati	
ECE [l/100km]	22.60	21.07	-6.8%
EUDC [l/100km]	10.17	10.61	4.3%
Combinato [l/100km]	14.69	14.41	-1.9%

Tabella 6.7 Confronto tra valori sperimentali e simulazioni per vettura con cambio automatico ZF sui cicli europei

Il confronto esposto nella tabella 6.7, mostra come il livello di correlazione sia tutto sommato abbastanza buono ed accettabile, mantenendosi il massimo scarto percentuale attorno ad un 7 %.

Va evidenziato, peraltro, che buona parte della discrepanza tra il dato empirico e quello simulato sul ciclo ECE, è da imputarsi alla gestione dei primi secondi di prova, durante i quali avviene il "light off" dei catalizzatori. In questa fase, generalmente, si ha miscela molto grassa per favorire una post combustione allo scarico, allo scopo di accelerare l'ingresso in temperatura dei catalizzatori stessi. Tale situazione non viene contemplata nel modello di calcolo, pertanto comporta un errore patologico e noto. Per ovviare a tale limite del programma, si assume un valore del consumo al minimo un po' più alto di quello che si registra per la più parte delle fasi di sosta, ma che venga a compensare i minimi del primo ciclo ECE, decisamente di maggior consumo rispetto agli altri.

Quanto spiegato nelle righe precedenti, può essere verificato dai diagrammi a seguire, in cui vengono messe a confronto le portate istantanee di carburante sperimentale e simulata. Da essi si osserva come l'andamento delle due curve sia in ottimo accordo, specialmente per il tratto extra-urbano nel quale lo scarto sul valore a consuntivo sembra imputabile solo al maggior consumo al minimo.

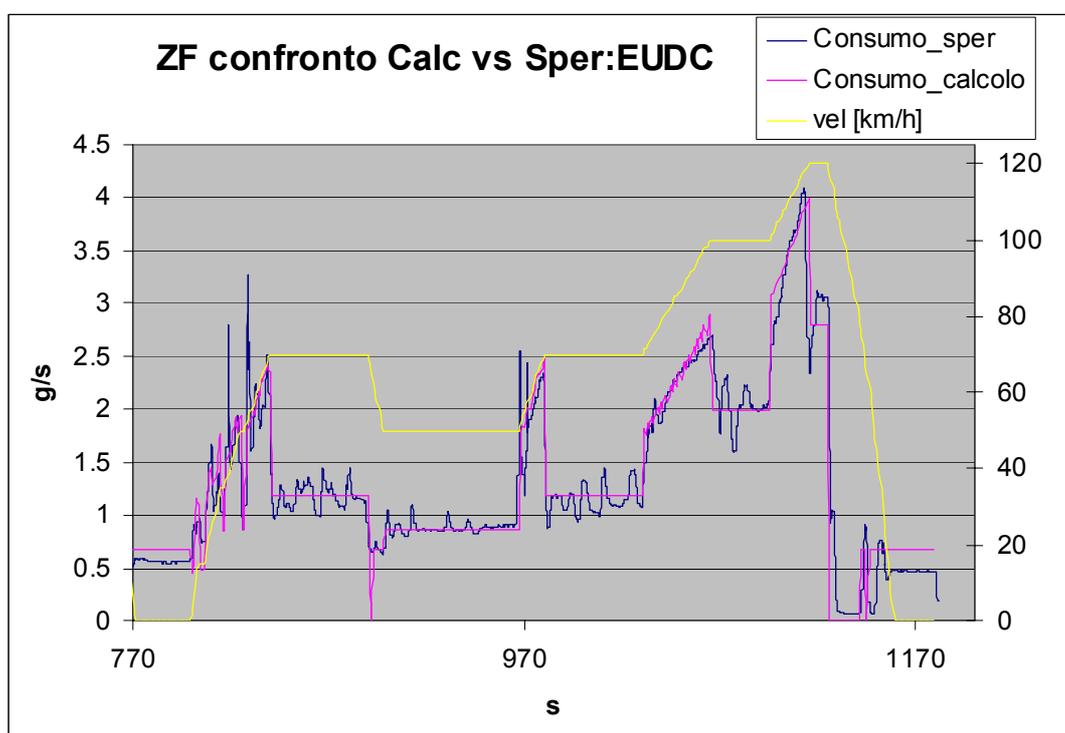
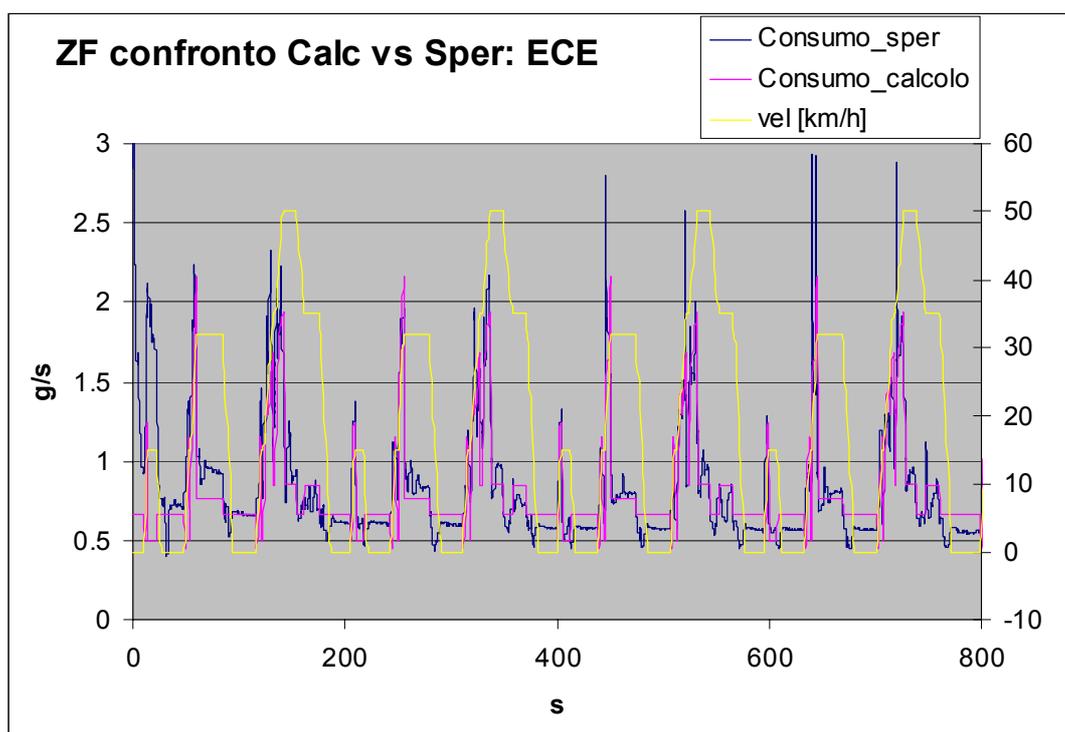


Figura 6.8 Confronto calcolo vs sperimentale per vettura con cambio automatico ZF sui cicli europei

Come ultima considerazione inerente i cicli europei, può essere utile sfruttare il modello di calcolo per fare virtualmente in modo rapido e semplice, ciò che sarebbe più complicato ottenere sperimentalmente. In particolare, si è detto che il peggioramento del consumo al minimo dovuto al “creeping”, riduce considerevolmente il vantaggio lucrabile dal netto allungamento dei rapporti che

si ha con il cambio ZF. A riprova di ciò, abbiamo eseguito un calcolo con il modello precedentemente correlato, nel quale si è ipotizzato di ridurre il consumo al minimo del 30 % (tale è l'incremento osservato dai rilievi sperimentali rispetto alla vettura F1 Step 2) e si è valutato l'ulteriore guadagno conseguibile. Così facendo si è osservato un potenziale altro 8 % di miglioramento sul consumo complessivo di carburante, valutato non come l/100 km nel combinato, bensì semplicemente sul totale di benzina in litri, usato durante l'intera missione.

In tal modo si ha un numero direttamente sommabile con l'8 %, che già avevamo visto essere il beneficio tra vettura con F1 Step 2 e vettura con cambio ZF, con la possibilità teorica, quindi, di raggiungere ben un 16 % di autonomia in più.

6.4 Confronto risultati di consumo sui cicli Statunitensi

Al fine di avere un panorama più completo sull'effetto della trasmissione ZF in termini di consumo, sono stati eseguiti anche i cicli di prova prescritti dalla normativa statunitense. Si tratta delle missioni di maggior importanza, dato che nel mercato nord americano esistono cospicue tasse sul consumo, che comportano un vero e proprio ritorno economico per quei costruttori che, investendo sull'efficienza energetica, riescano a migliorare l'autonomia delle proprie vetture.

Nell'ambito di questa ricerca si è deciso di partire dai cicli europei perché caratterizzati da un profilo di velocità più semplice rispetto a quelli americani e, pertanto, più adatti alla comprensione dei fenomeni fisici ed alla messa a punto degli strumenti di valutazione degli stessi. Terminata questa fase di comprensione, però, risulta importante andare a cercare un riscontro ed una verifica delle ipotesi avanzate anche su missioni più complicate ed impegnative.

Nel seguito del paragrafo si manterrà l'impostazione già adottata nel presentare i risultati relativi ai cicli NEDC, ovvero si riporterà dapprima il confronto tra i consumi complessivi della vettura Step 2 e di quella ZF, per poi andare a valutare la portata istantanea di combustibile nell'ambito di ciascun ciclo. Si concluderà la trattazione, infine, con la correlazione tra il modello di calcolo ed i rilievi sperimentali per la vettura con convertitore di coppia e cambio automatico.

Iniziamo l'esposizione con due tabelle di sintesi della quantità di benzina impiegata nell'esecuzione delle prove, stando sempre all'analisi a posteriori dei sacchi di raccolta dei gas allo scarico:

	FTP 75 [l]	HIGHWAY [l]	SOMMA [l]
ZF	2.880	1.721	4.602
Step2	3.053	1.960	5.013
	6%	14%	9%

	FTP 75 [mpg]	HIGHWAY [mpg]	GGT [mpg]
ZF	14.51	24.45	17.76
Step2	13.69	21.47	16.36
	6%	14%	9%

Tabella 6.8 Risultati sperimentali su i cicli statunitensi per vettura con cambio automatici ZF vs elettro attuato Step 2

Nella seconda delle due tabelle 6.8, sono contenute sostanzialmente le stesse indicazioni già presenti nella prima, ma espresse in termini di autonomia in “miglia per gallone”. Si è reputato utile aggiungere questo ulteriore confronto, perché è in base a tale unità di misura che vengono valutate le tasse di consumo da pagare, a cui si faceva riferimento qualche riga sopra. In particolare, l’ultima colonna, quella intitolata GGT (Gas Guzzler Tax) è quella che esprime il valore mediato del consumo complessivo nelle due prove. Si tratta, in realtà, di una media pesata, con un 45 % di influenza della parte extra-urbana ed un 55 % di peso della componente urbana. La formula che permette di ricavare tale indice di consumo è quella già espressa nel Capitolo 1:

$$GGT = (FTP75*HIGHWAY)/(0,45*FTP75+0,55*HIGHWAY)$$

Come si evince dalle differenze percentuali riportate, anche in questo caso si ha un vantaggio per la trasmissione ZF in linea con quanto osservato per i cicli europei. Si osservi che è assolutamente coerente avere il miglioramento più consistente nel ciclo Highway, ove si fa uso delle marce più lunghe, per le quali esiste lo scarto maggiore in termini di rapporto di trasmissione.

Dato che si è accennato al beneficio economico lucrabile in USA dalla riduzione del consumo, è opportuno sottolineare che un risparmio percentuale come quello osservato, consente il passaggio da una classe di consumo a quella successiva, con una differenza di circa 800 \$ sul valore della tassa da pagare.

Si ritiene interessante, inoltre, fornire la lettura dei consumi come integrazione dei valori istantanei letti da centralina e analisi statistica sacco, onde avere anche per i cicli americani una comparazione tra le diverse catene di misura e post processazione:

FTP 75	Consumtivo sacco [1]	Analisi statistica sacco :valore integrale [1]		Analisi da centralina con r_k_w_l :valore integrale [1]	
ZF	2.880	2.990	-3.7%	2.483	16.0%
Step2	3.053	3.120	-2.2%	2.929	4.2%

HIGHWAY	Consumtivo sacco [1]	Analisi statistica sacco :valore integrale [1]		Analisi da centralina con r_k_w_l :valore integrale [1]	
ZF	1.721	1.528	12.6%	1.327	29.7%
Step2	1.960	1.728	13.4%	1.804	8.7%

Tabella 6.9 Risultati sperimentali cicli statunitensi: confronto metodi di misura del consumo

Dalla tabella 6.9 appare evidente, così come già osservato per i cicli NEDC, lo scarsa attendibilità della lettura da centralina per il prototipo con trasmissione automatica ZF, mentre si mantiene accettabile il livello di correlazione per la vettura con cambio F1 Step2. Anche per quest’ultima, comunque, si osserva una discrepanza piuttosto considerevole (circa il 9 %) nel caso del ciclo Highway. In tale missione risultano in generale peggiori pure le letture da analisi statistica sacco e questo si manifesta per entrambe le vetture. Ciò farebbe pensare ad un incremento dell’errore per i carichi più alti o per i rapporti più lunghi. In base ai dati a disposizione, tuttavia, non è possibile formulare e verificare ipotesi più dettagliate, quindi ci limitiamo a prendere atto della discrepanza senza ulteriori tentativi di spiegarne le cause.

Prima di presentare l'andamento della portata di benzina nel tempo, analizziamo lo sfruttamento motore ed i punti di funzionamento più battuti durante i due cicli, urbano ed extra-urbano, per entrambe le vetture analizzate.

Si allegano innanzitutto i pallogrammi relativi alla vettura con cambio ZF per i cicli Ftp 75 ed Highway, rispettivamente:

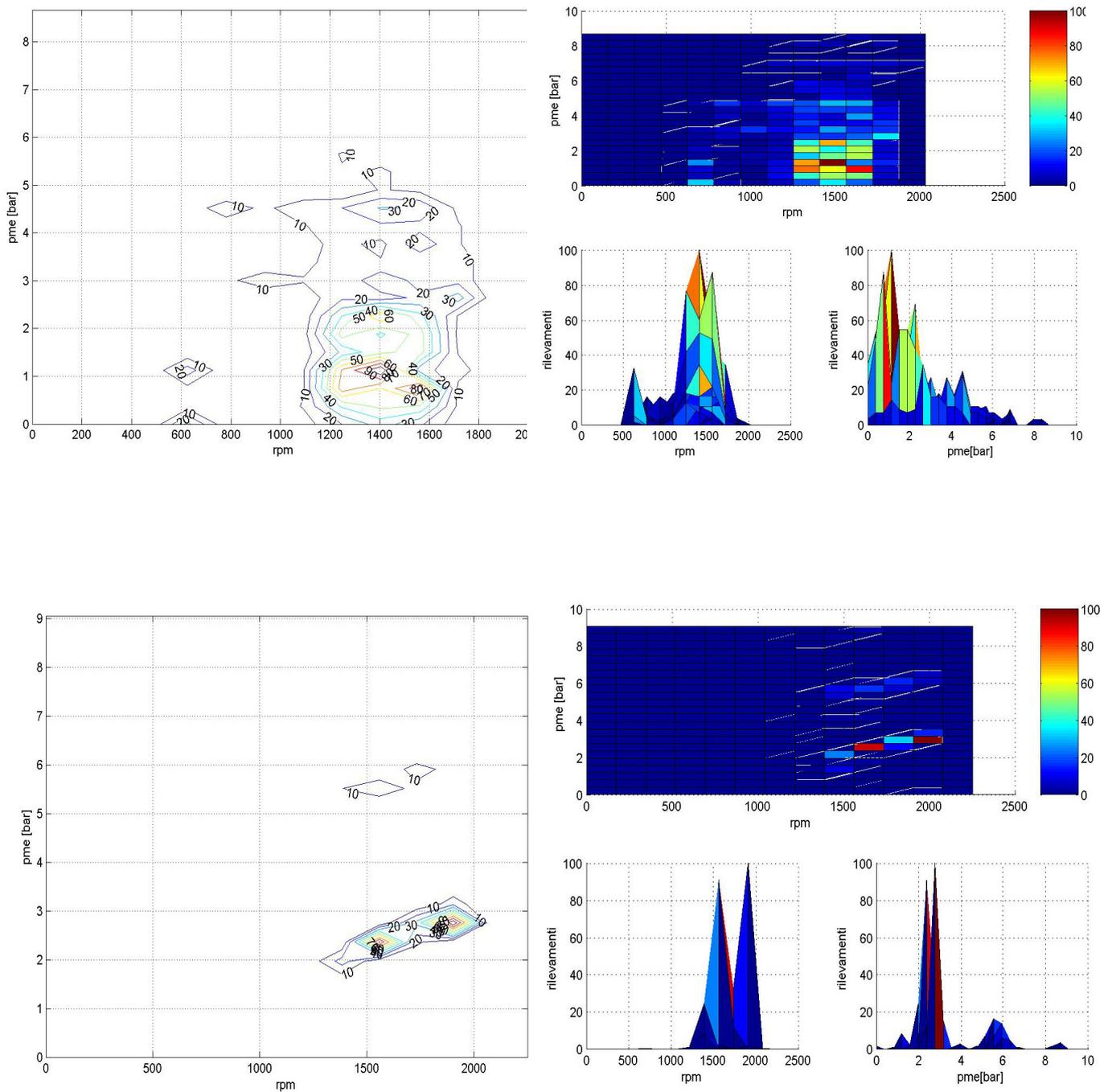


Figura 6.9 Utilizzo motore nei cicli FTP 75 ed HIGHWAY per vettura con cambio ZF

Veniamo adesso ai corrispondenti pallogrammi per vettura con cambio F1 Step2, sempre con riferimento alle medesime missioni:

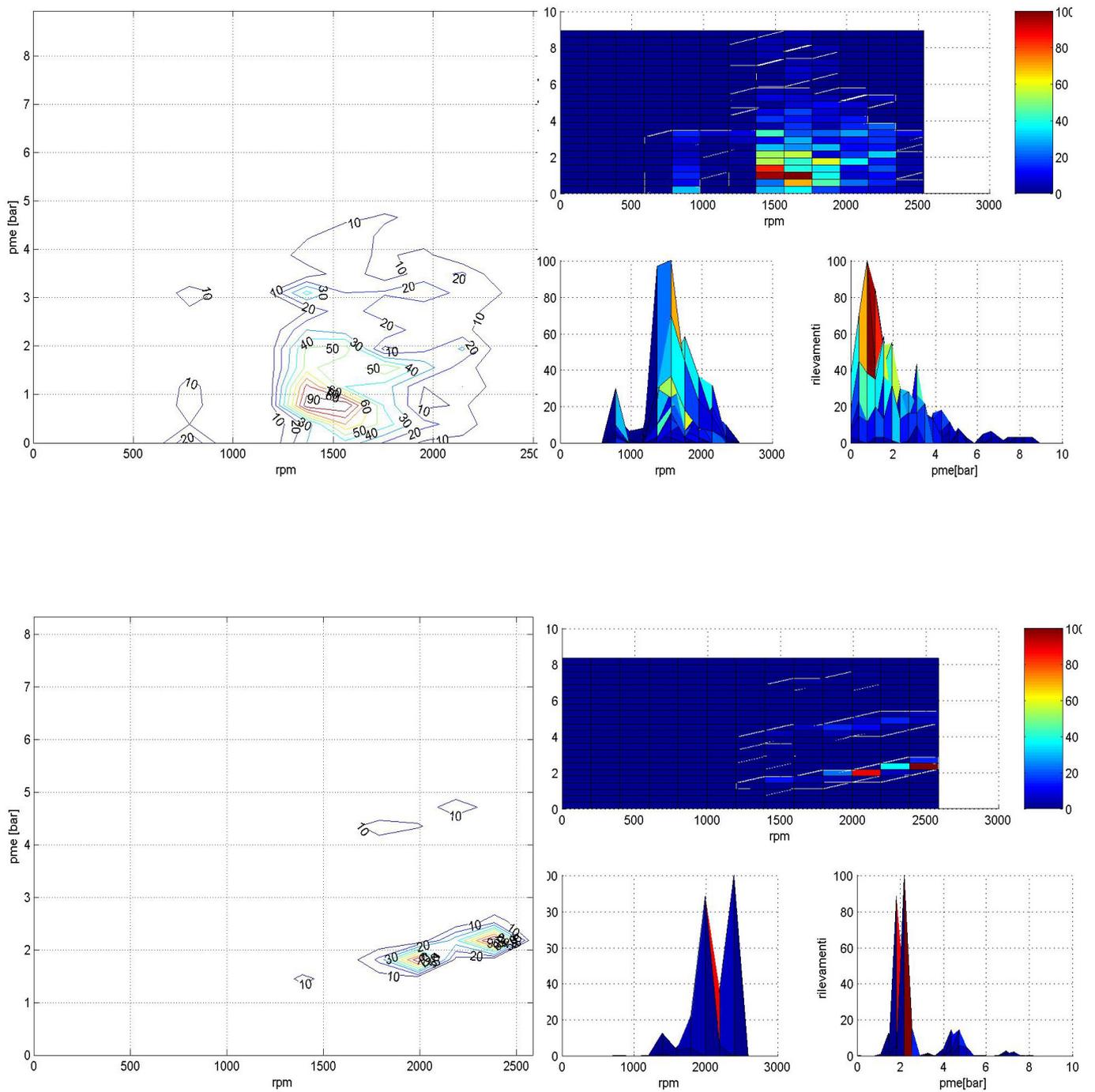


Figura 6.10 Utilizzo motore nei cicli FTP 75 ed HIGHWAY vettura con cambio Step 2

Dai grafici allegati si può osservare come le zone di funzionamento più battute durante il tratto urbano si spostino dall'intorno del punto 1500 rpm @ 0,9 bar per la vettura F1 Step 2, a quello del punto 1400 rpm @ 1,1 bar per la ZF. Inoltre, confrontando le curve di livello iso rilevamenti per determinati valori di pme e velocità di rotazione, si nota come per la vettura ZF si abbia un restringimento lungo l'asse delle velocità motore, con livelli massimi di 1800 rpm, contro i 2000 rpm circa della vettura F1 Step 2. A tale riduzione media dei regimi motore impiegati, fa riscontro l'aumento dei picchi di pme, come dimostra la presenza di rilevamenti al di sopra dei 5 bar, nel caso di trasmissione ZF, che non si trovano, invece, nella prova con F1 Step 2.

Ancora più netta è la variazione per quanto concerne il ciclo Highway, nel quale gli assembramenti nell'intorno dei punti 2000 rpm @ 1,8 bar e 2500 rpm @ 2,1 bar, caratteristici della prova con vettura F1, sono sostituiti dai rilevamenti attorno a 1600 rpm @ 2,1 bar e 1900 @ 2,9 bar per la ZF. Le differenze evidenziate sullo sfruttamento motore, sono più che sufficienti a giustificare il vantaggio in termini di consumo rilevato dalla sperimentazione e sono in linea con quanto già verificato descrivendo i cicli europei. Si sottolinea, a conferma di ciò, il maggior delta percentuale trovato per la quota parte extra-urbana, la quale non solo è caratterizzata dall'utilizzo dei rapporti più lunghi, ove abbiamo le differenze più salienti tra le due trasmissioni, ma è anche priva di tratti al minimo, nei quali si perde parte del vantaggio dovuto al cambio ZF.

Si precisa, inoltre, che i pallogrammi sono stati ottenuti come in precedenza attraverso il programma di simulazione, imponendo le velocità di cambio marcia effettivamente registrate dalla centralina, dalle quali si è ricavato uno "shift pattern" medio, che presentiamo nella tabella sottostante:

	Vettura con cambio ZF		Vettura con cambio F1 Step 2	
	FTP75[mph]	HIGHWAY[mph]	FTP75[mph]	HIGHWAY[mph]
I-II	6.9	13.0	15.0	15.0
II-III	16.5	20.3	20.0	20.0
III-IV	24.4	26.3	25.0	25.0
IV-V	33.1	32.0	30.0	30.0
V-VI	45.2	41.7	35.0	35.0

Tabella 6.10 Confronto modalità di cambio marcia sui cicli statunitensi tra vettura con automatico ZF ed F1 Step 2

Analogamente a quanto osservato per i cicli NEDC, la vettura con cambio ZF tende a sfruttare molto poco le marce più corte, soprattutto nel tratto urbano. Si noti che in questo caso le velocità non sono date in km/h, bensì in miglia/h dato che così è prescritto dalle normative statunitensi.

Nelle prossime pagine andremo a confrontare le differenze puntuali di consumo registrate tra le vetture durante i cicli, ovvero, prenderemo in considerazione l'andamento nel tempo della portata di benzina. Per far ciò, ci avvarremo per entrambi i prototipi dei dati forniti dall'analisi statistica dei gas di scarico, in quanto tale metodologia risulta essere quella meglio correlata con i risultati a consuntivo.

Iniziamo l'analisi con il ciclo FTP 75, per il quale forniamo due immagini, una che mostra l'intero profilo di velocità (ad eccezione dell'ultima parte che è solo una ripetizione della prima e non fornisce indicazioni supplementari) ed una focalizzata sui primi 500 secondi, che permette una visione più di dettaglio.

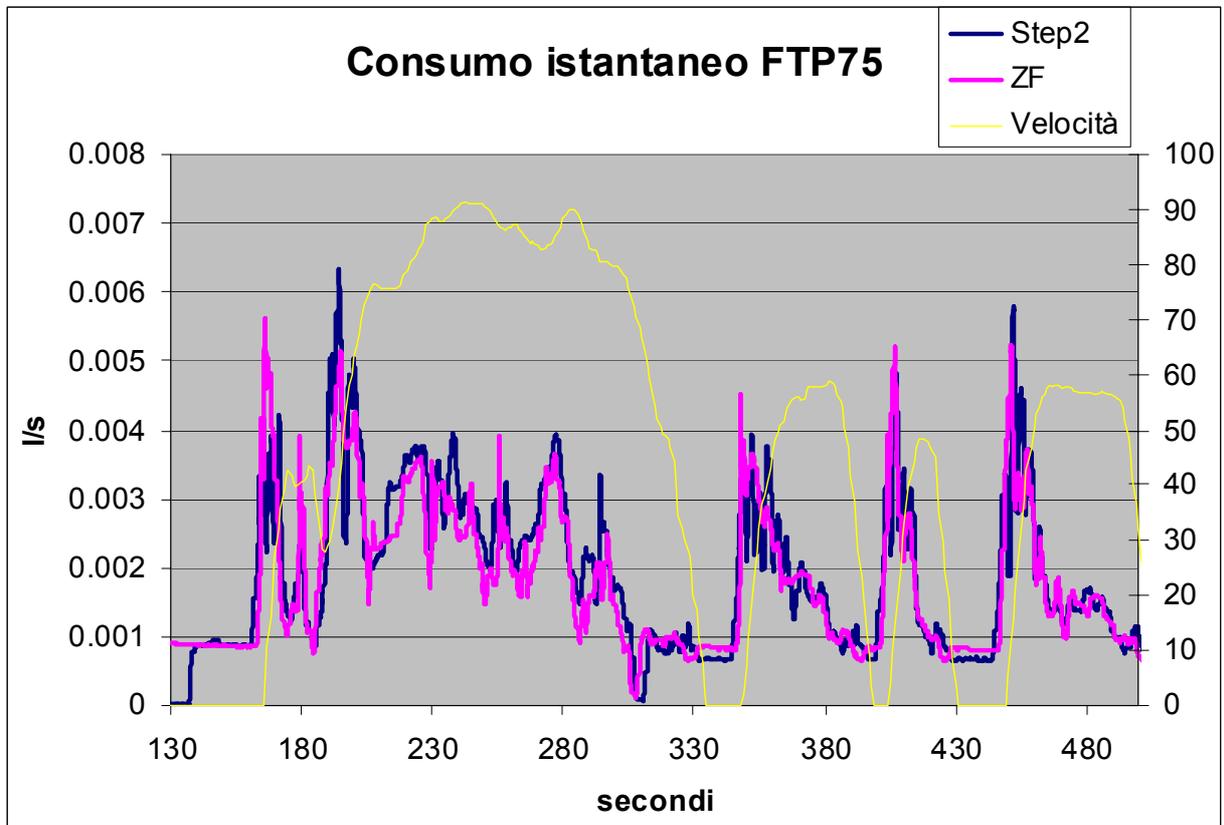
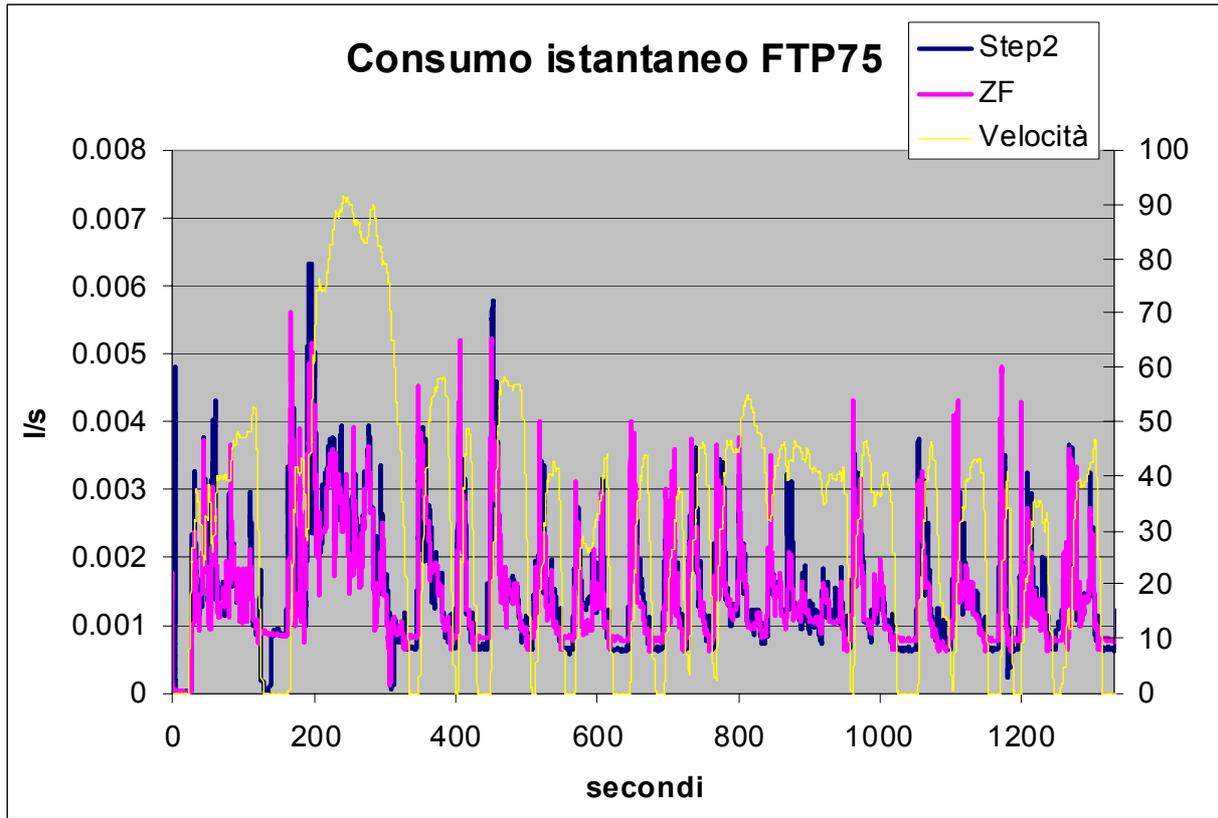


Figura 6.11 Confronto consumi istantanei nel ciclo FTP 75: vettura con cambio ZF vs vettura con cambio F1 Step 2

Come affermato ad inizio paragrafo, il profilo di velocità delle missioni omologative USA è molto più complesso delle corrispondenti europee ed è senza dubbio più difficile ricavarne delle valutazioni di validità generale. Ad ogni modo, dai grafici presentati si evince ancora il peggior consumo al minimo della vettura ZF, imputabile al fenomeno del “creeping”, mentre risulta meno evidente una differenza di regolarità e di gradiente nelle due curve. Da un’osservazione oggettiva, infatti, non è più possibile affermare che la portata istantanea di combustibile per vettura con cambio automatico presenti un numero inferiore di picchi rispetto a quella della vettura F1 e che essi siano di intensità minore. Si può ipotizzare, invece, che la riduzione di consumo venga maturata nei tratti a velocità più sostenuta, ove la curva rosa è sempre al di sotto di quella blu, grazie alla differenza dei rapporti di trasmissione ed alla conseguente minor parzializzazione del motore accoppiato con la trasmissione automatica.

Prima di procedere con l’esposizione dei grafici per il ciclo Highway, mostriamo, per la vettura F1 Step 2, la discrepanza che si registra tra le letture istantanee di consumo ricavabili da centralina e da analisi statistica dei prodotti di combustione.

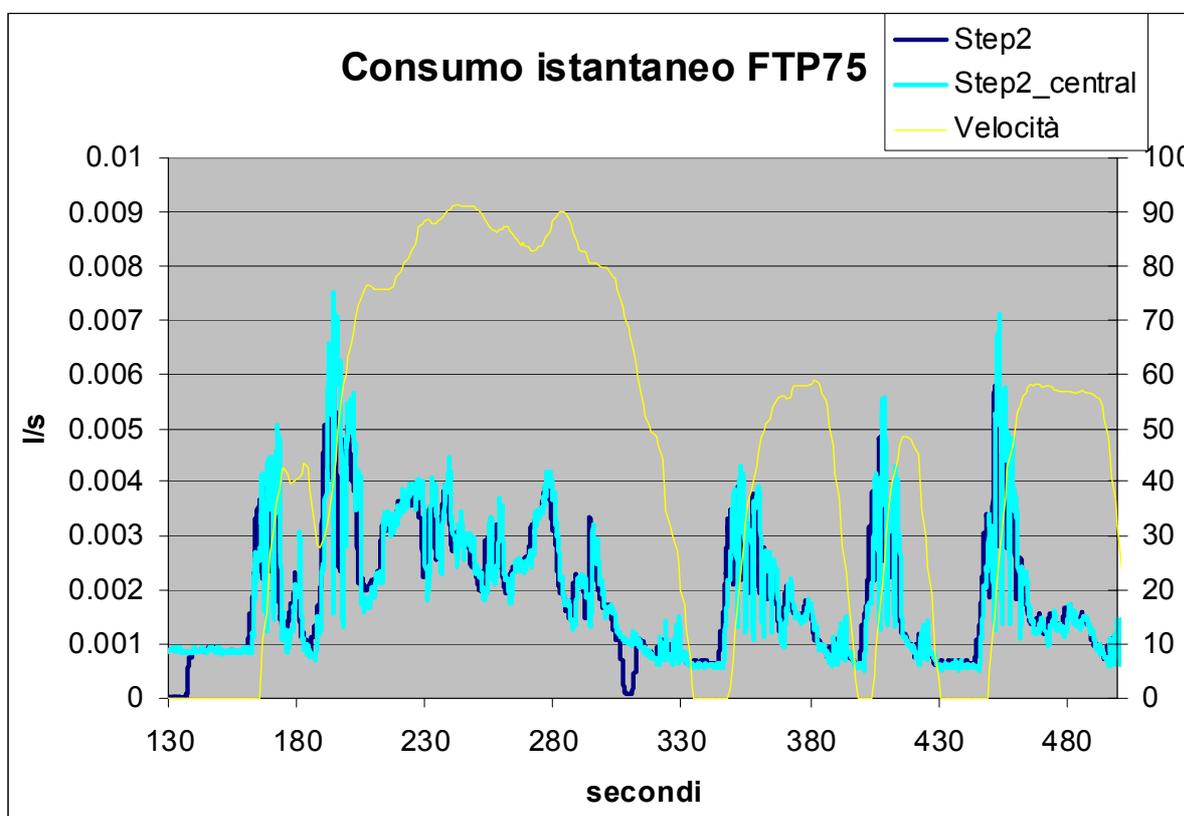


Figura 6.12 Consumo istantaneo vettura F1 Step 2 ciclo FTP 75: confronto lettura da centralina vs lettura da modali sacco

In linea con quello che è il valore integrale di consumo, abbiamo un’ottima correlazione tra le due diverse letture.

Passiamo ora al ciclo extra-urbano e riportiamo le acquisizioni eseguite dalla strumentazione della sala prove per ciascuna vettura:

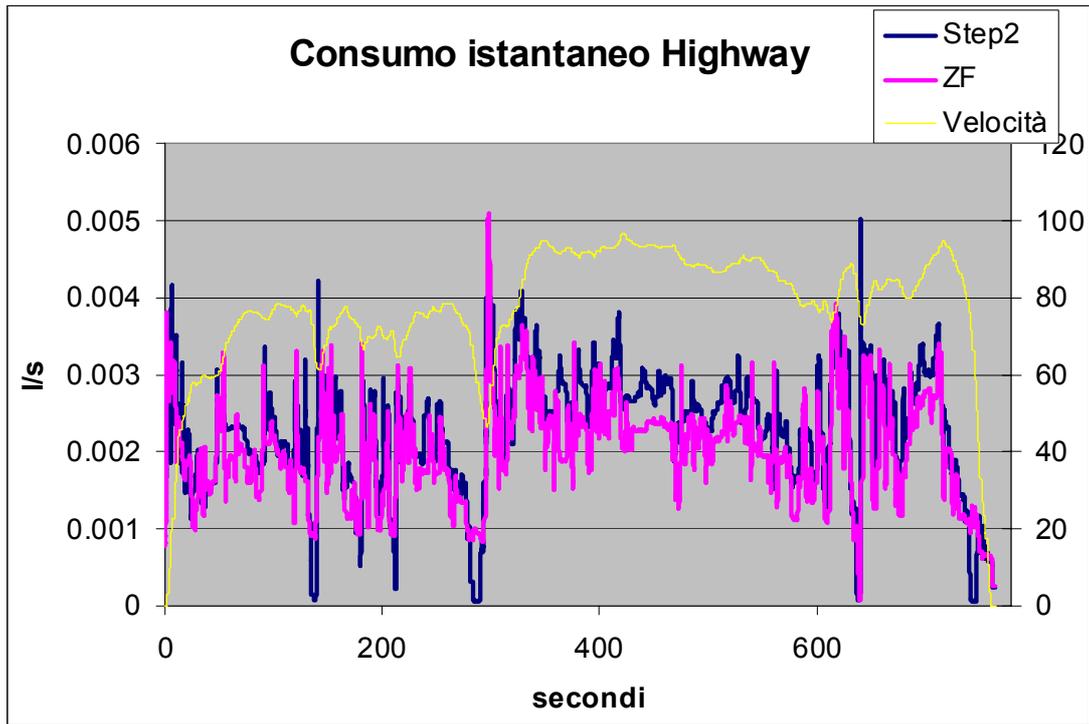


Figura 6.13 Confronto consumi istantanei nel ciclo HIGHWAY: vettura con cambio ZF vs vettura con cambio F1 Step 2

Anche in questo caso valgono le osservazioni già fatte per il ciclo FTP 75 e possiamo concludere che la grande differenza di consumo è tutta imputabile alla considerevole discrepanza dei regimi di rotazione con cui viene affrontato il ciclo e che vogliamo illustrare per massima chiarezza:

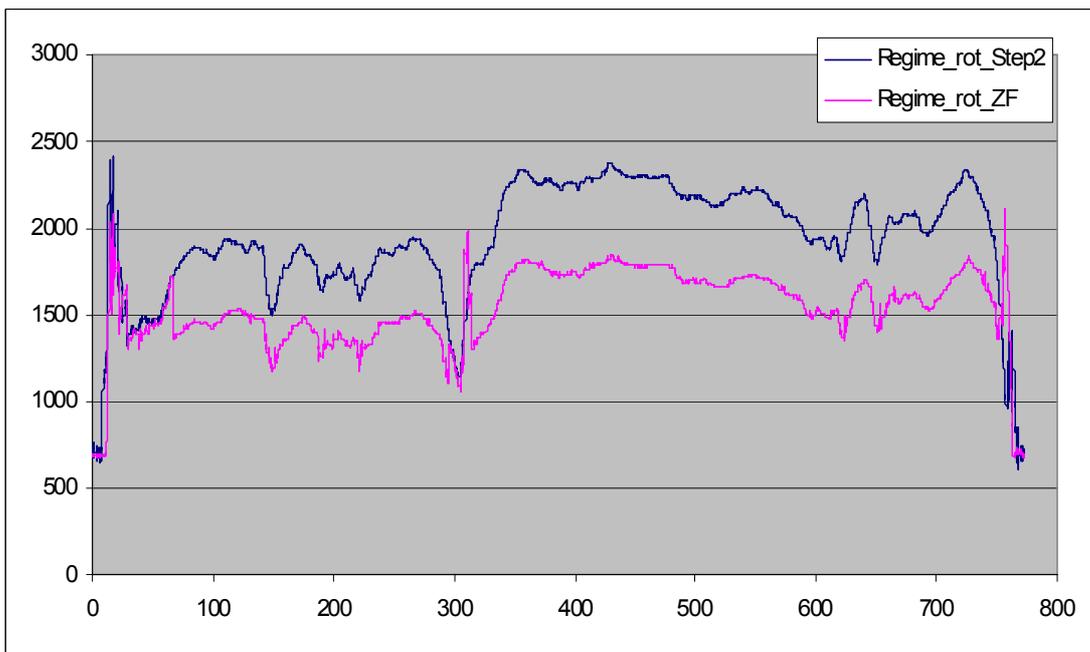


Figura 6.14 Confronto regime motore durante il ciclo HIGHWAY: vettura con cambio ZF vs vettura con cambio F1 Step 2

Concludiamo l'esposizione dei risultati sperimentali con il confronto, sempre per la sola vettura F1 Step 2, tra il consumo istantaneo letto da centralina e la corrispondente estrapolazione dall'analisi statistica dei prodotti di combustione allo scarico.

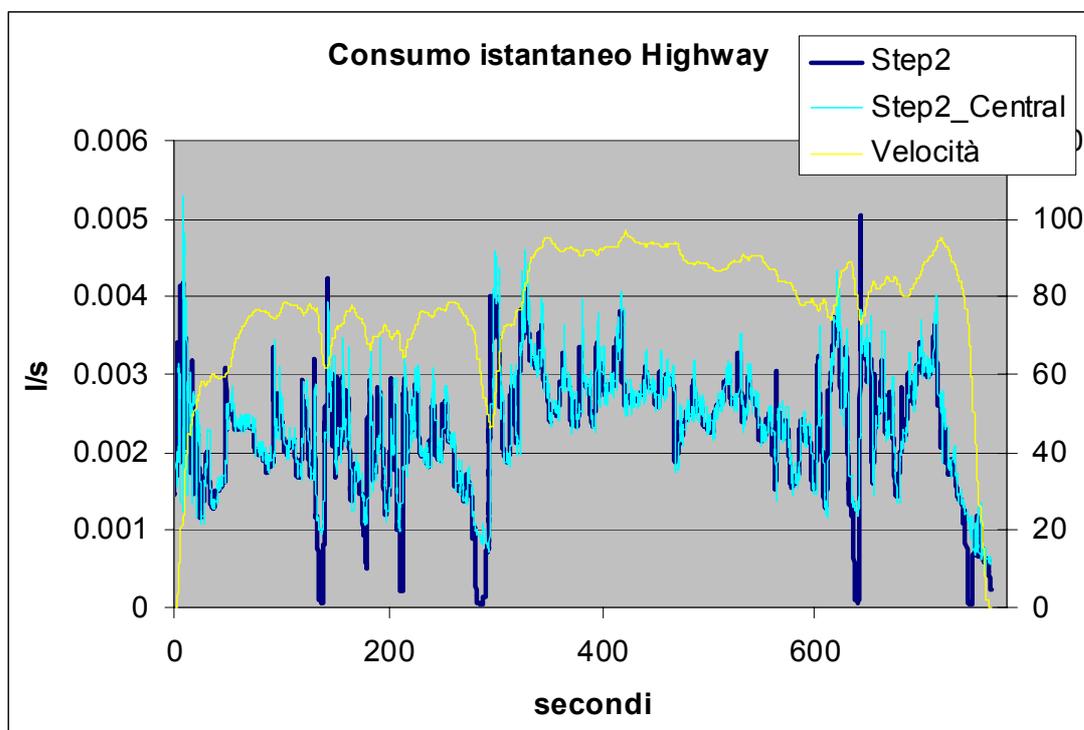


Figura 6.15 Consumo istantaneo vettura F1 Step 2 ciclo HIGHWAY: confronto lettura da centralina vs lettura da modali sacco

Anche in questo caso c'è una buona correlazione tra le due diverse catene di misura, sebbene il valore integrale di consumo risulti in difetto di una quantità non trascurabile rispetto al consuntivo "reale". Non è possibile tentare una spiegazione razionale di tale discrepanza sulla base di queste sole osservazioni, quindi ci limitiamo a prenderne atto sottolineando, comunque, che il livello di errore dell'analisi statistica dei prodotti di combustione allo scarico è sostanzialmente uguale per entrambe le vetture (attorno al 13 %). Pertanto, il confronto in relativo può essere considerato attendibile.

Come ultimo argomento di questo paragrafo dedicato ai cicli statunitensi, mostriamo il livello di correlazione su essi raggiunto tra il modello di calcolo della vettura ZF e la sperimentazione.

La simulazione fa riferimento allo stesso modello messo a punto per il ciclo NEDC: si sono mantenuti invariati i coefficienti di arricchimento sui transitori ed il valore del minimo; l'unica differenza è sulle velocità di cambio marcia, per le quali sono stati usati i valori già evidenziati nella tabella riassuntiva precedentemente allegata.

Riportiamo innanzitutto una sintesi dei risultati ed il loro confronto:

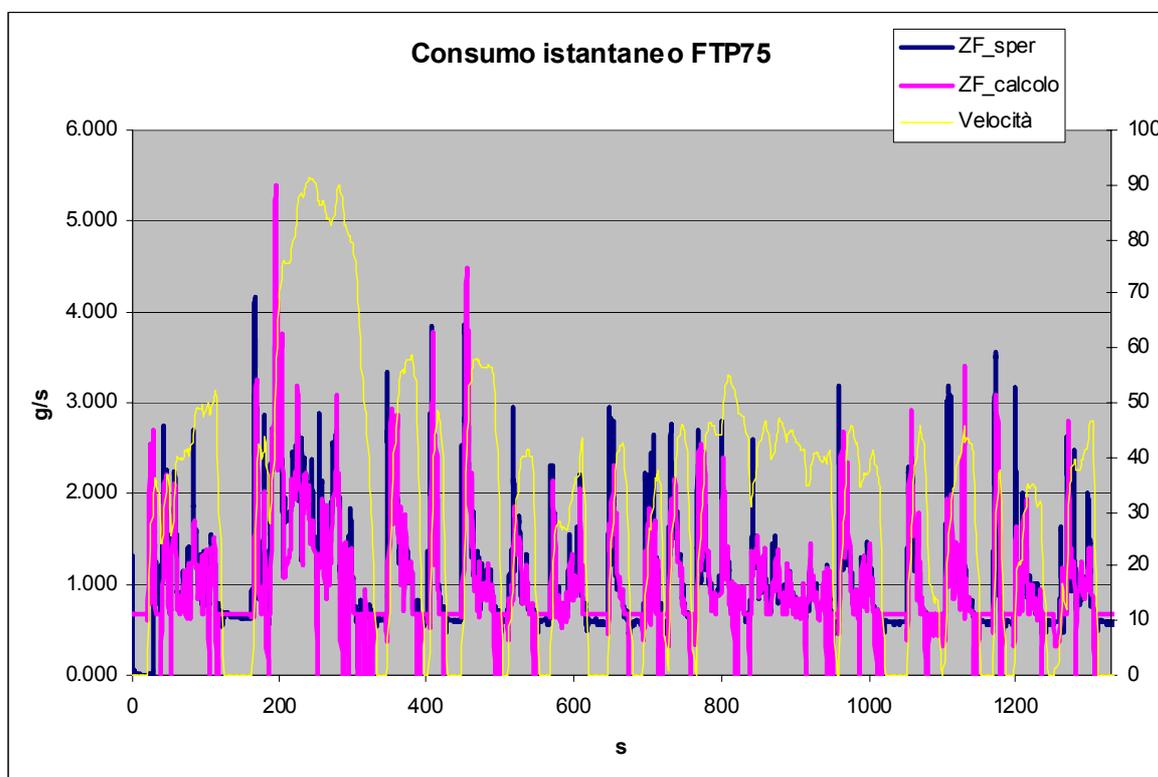
	Sperimentale	Calcolo	
FTP75 (mpg)	14.51	15.72	8.3%
HIGHWAY (mpg)	24.45	24.26	-0.8%
GGT (mpg)	17.76	18.67	5.1%

Tabella 6.11 Confronto tra valori sperimentali e simulazioni per vettura con cambio automatico ZF sui cicli statunitensi

Analogamente a quanto osservato per i cicli NEDC, il calcolo sul ciclo urbano tende a sottostimare il consumo. In particolare, notiamo un errore sul ciclo Ftp 75 anche maggiore di quello che avevamo trovato per l'ECE, mentre il tratto Highway presenta un livello di corrispondenza ottimo. Per quel che riguarda lo scarto fra calcolo e sperimentazione sul tratto Ftp 75, non c'è da stupirsi che esso sia peggiore di quello rilevato sul corrispondente ciclo europeo, per il semplice fatto che su quest'ultimo si è eseguita la correlazione dei coefficienti di arricchimento sui transitori, i quali, come osservato in precedenza, sono influenzati anche dal particolare profilo di velocità e dalla regolarità con cui esso viene riprodotto. Inoltre, un altro elemento che è più dipendente dalla taratura che non da una vera e propria modellazione fisica della realtà, è la gestione dei primi secondi del ciclo, durante i quali avviene il "light off" dei catalizzatori.

La presenza di questi elementi di incertezza fa sì che il modello di calcolo tarato sui cicli europei si comporti generalmente peggio su quelli americani; ovviamente sarebbe vero il viceversa qualora si fosse agito in maniera opposta. Il fatto che il tratto extra-urbano del ciclo presenti uno scarto molto minore tra simulato e sperimentale, può considerarsi come un'ulteriore prova di quanto affermato, dato che su tale parte del ciclo non gravano i secondi iniziali di riscaldamento del catalizzatore. Proprio a questi secondi è da imputarsi, inoltre, il maggior consumo sperimentato rispetto a quanto visto dalla simulazione, dato che c'è la tendenza ad usare miscela molto grassa per avere post combustione allo scarico (a mezzo di aria secondaria) e, conseguentemente, un rapido riscaldamento dei catalizzatori. Inoltre, si ricorre ad anticipi molto ridotti per avere gas esausti a temperatura maggiore, cosa che va, tuttavia, a discapito del rendimento.

Aggiungiamo i diagrammi comparativi del consumo istantaneo, sottolineando che i valori sperimentali fanno riferimento alla portata letta come analisi statistica dei prodotti di combustione. Ciò rende il confronto piuttosto attendibile per il ciclo Ftp 75, ove tale catena di misura dà buoni risultati rispetto al valore "reale", mentre il grafico relativo al ciclo Highway deve essere valutato con le dovute precauzioni.



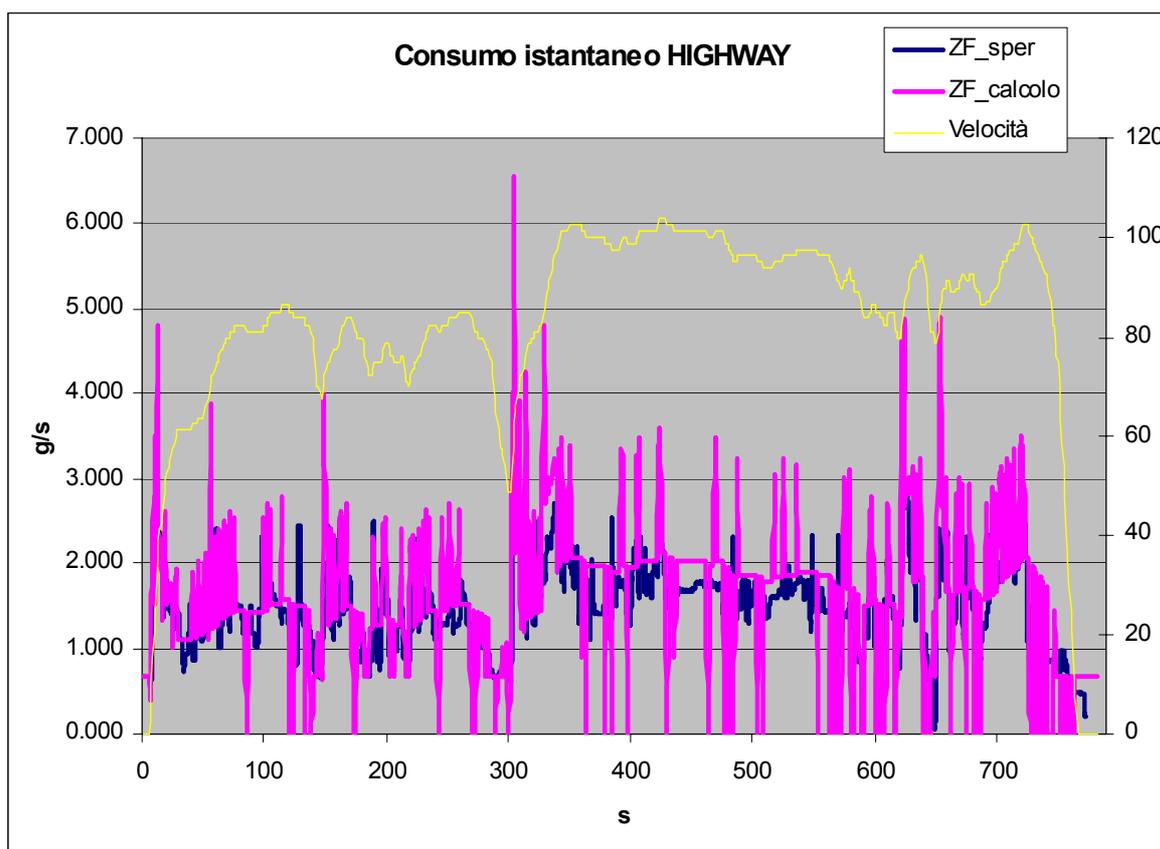


Figura 6.16 Confronto calcolo vs sperimentale per vettura con cambio automatico ZF sui cicli statunitensi

Prendendo in considerazione il primo dei due grafici, si può osservare una correlazione piuttosto buona, cosa dovuta anche al fatto che l'errore tra lo sperimentale in questione (analisi statistica dei gas) ed il calcolo è solo del 4 %. Infatti, l'8 % visto in tabella 6.11 deve essere ridotto di circa il 3,7 %, che è lo scarto tra le due diverse catene di misura, sempre con valore maggiore per la lettura a consuntivo del sacco.

Per quanto riguarda il ciclo Highway, invece, data la fortunata corrispondenza tra modello di calcolo e sperimentazione in questo tratto, si potrebbe utilizzare il consumo simulato per azzardare qualche ipotesi sullo scarto esistente tra le due catene di misura. In particolare, la parte della missione in cui pare accumularsi l'errore è la seconda, a partire da 300 secondi in poi in cui si hanno velocità più sostenute (mediamente attorno ai 90 km/h). Ciò che appare dal grafico, è una netta discrepanza sia per i picchi di consumo nei tratti accelerati, decisamente maggiori nella curva simulata, che per i tratti a velocità quasi costante, sempre con valore di consumo più elevato per la simulazione che non per la curva rilevata al banco.

Concludiamo, con una valutazione analoga a quella già fatta per il ciclo NEDC, ovvero stimando l'effetto a calcolo di un consumo al minimo in linea con quello della vettura F1. Quello che si osserva riducendo del 30 % il consumo al minimo nel modello e simulando nuovamente i due cicli, è una riduzione ulteriore di circa il 5,3 % del consumo combinato. Tale valore deriva da un risparmio del 7,7 % sul ciclo Ftp 75 e dell'1,1 % sull'Highway. Ipotizzando, infine, che questa differenza percentuale si mantenga anche passando dalla simulazione alla realtà, è ragionevole pensare che l'eliminazione del "creeping" porterebbe ad una differenza complessiva sul ciclo combinato Gas Guzzler, di circa il 14 % tra la trasmissione automatica ZF e quella F1 Step 2.

6.5 Confronto consumo istantaneo calcolato e sperimentale per vettura con cambio F1 Step2

Come appendice a questo capitolo, aggiungiamo una valutazione del consumo rilevato al banco durante queste prove su vettura con cambio F1 Step 2 ed i corrispondenti valori calcolati. Rispetto al confronto tra teorico e sperimentale già effettuato nel Capitolo 5, in questa sede si prenderanno in considerazione i valori istantanei della portata di combustibile, cosa che non era stata analizzata precedentemente. Infatti, non ci si era posto inizialmente il problema di un'attenta verifica dell'andamento del consumo nel tempo, ma si era preso in considerazione solo il risultato a consuntivo per i diversi cicli. In questa fase, alla luce delle osservazioni sulle varie catene di acquisizione, vale la pena riprendere anche le simulazioni sulla vettura con cambio elettro-attuato, soffermandosi su alcune valutazioni di maggior dettaglio.

Si prenderanno in esame dapprima i cicli europei, per i quali si riporta una tabella di sintesi dei risultati ottenuti a fronte di una nuova taratura dei coefficienti di correzione dei transitori. Il motivo per il quale si è effettuata una nuova operazione di registrazione del modello, non è legato ad un livello insufficiente dei risultati già presentati, che, anzi, mostrano un errore assolutamente accettabile. Esso è da ricercarsi, invece, nella volontà di affinare il livello di correlazione a seguito di una miglior comprensione dello scarto vigente tra modello e "realtà", in termini di consumo istantaneo.

	Sperimentali	Simulati	
ECE [l/100km]	24.06	20.88	-13.2 %
EUDC [l/100km]	11.50	11.78	2.4 %
Combinato [l/100km]	16.07	15.09	-6.1%

Tabella 6.12 Confronto tra valori sperimentali e simulazioni per vettura con cambio elettro attuato Step 2 sui cicli europei

A questi risultati, che esprimono il valore complessivo di consumo per ciascuno dei due cicli e nel combinato, aggiungiamo i diagrammi dell'andamento istantaneo della portata di combustibile e il relativo valore simulato. Sottolineiamo che per quanto concerne i dati acquisiti, vengono riportate le letture di entrambe le catene di misura precedentemente descritte.

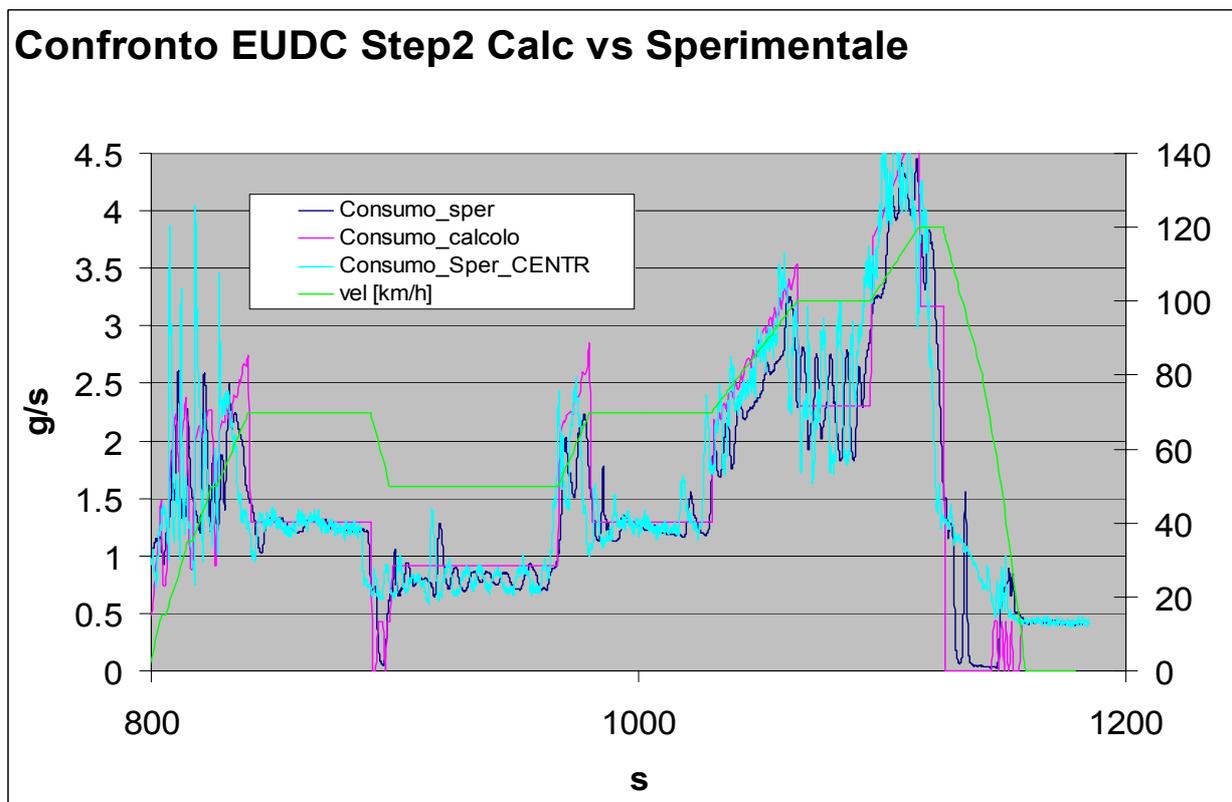
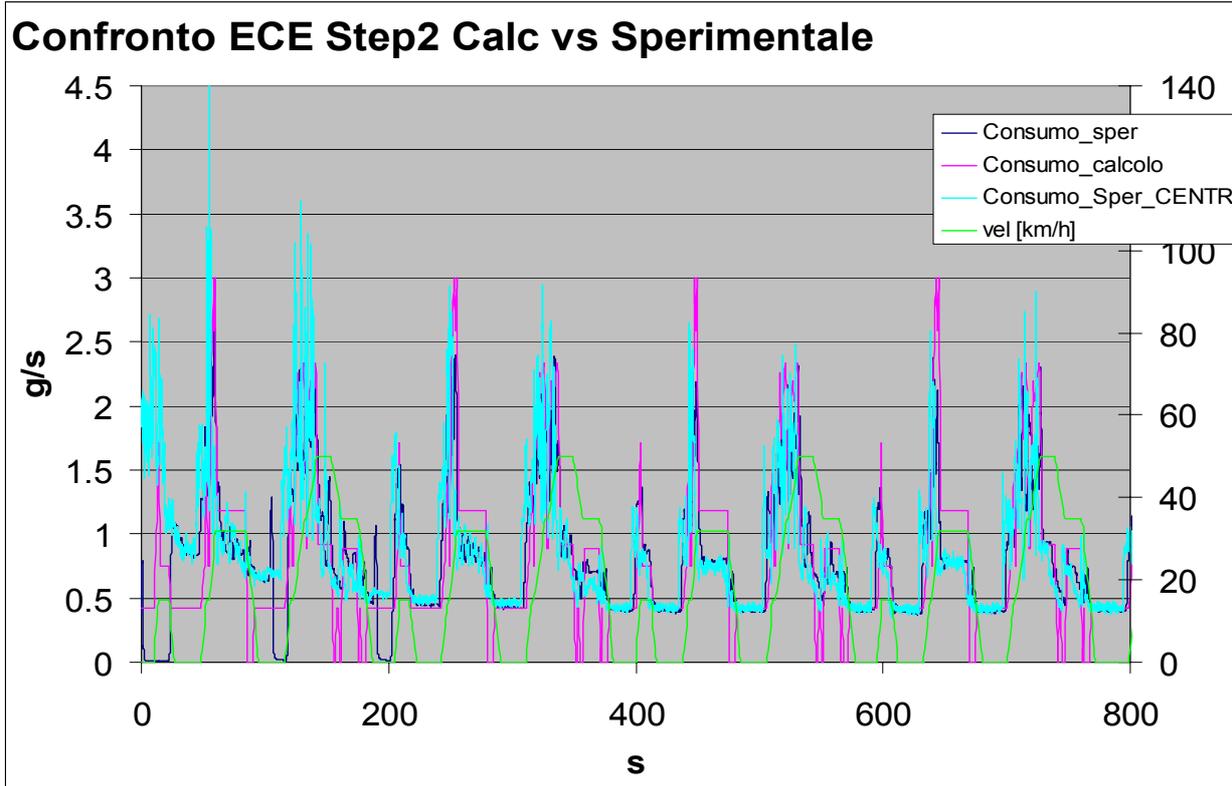


Figura 6.17 Confronto calcolo vs sperimentale per vettura con cambio elettro-attuato Step 2 sui cicli europei

Le considerazioni che hanno guidato nella nuova fase di taratura del modello, sono state quelle di avere una corrispondenza quanto più precisa possibile tra i consumi istantanei teorici e quelli sperimentali. In particolare, si è scelto di privilegiare la fisicità delle simulazioni piuttosto che non il risultato complessivo. In quest'ottica, si è accettato un maggior errore nel tratto urbano, che sappiamo essere condizionato dai primi istanti di "light off" dei catalizzatori, per i quali non è possibile avere una buona rappresentazione. Si è deciso, invece, di ottimizzare i coefficienti di taratura sul ciclo EUDC, molto più regolare a livello di profilo di velocità e di comportamento vettura e, pertanto, ben riproducibile dal nostro modello. La figura riportata mostra che il risultato su tale tratto è decisamente soddisfacente, in quanto in ogni fase della missione la portata istantanea di carburante, curva rosa, è molto prossima, sia a livello di valore che di gradiente, alle due curve ciano e blu. Esse corrispondono, rispettivamente, ai consumi acquisiti tramite la lettura della centralina e l'analisi modale dei gas di scarico a monte della diluizione con aria. Ciò che vale la pena di rimarcare, è la presenza, nella prima rampa di salita del ciclo, di picchi di portata molto evidenti in corrispondenza della curva dei consumi acquisiti da centralina. Essi sono principalmente dovuti all'elevata frequenza di campionamento del segnale di centralina, al quale, tuttavia, non può far seguito una variazione così repentina del consumo di carburante, dato che la risposta del processo di combustione taglia tali frequenze. Altro elemento degno di nota a livello di differenze tra il codice di calcolo e il reale comportamento del motore, è il funzionamento nei tratti a velocità costante. Mentre il programma di simulazione non vede alcuna variazione di consumo in queste fasi, l'effettiva gestione dell'erogazione di carburante è tale da oscillare sempre nell'intorno del valore ideale, in modo da favorire il funzionamento del sistema trivalente di abbattimento emissioni. Esso, infatti, necessita dell'alternarsi di un ambiente ossidante e di uno riducente, rispettivamente associabili a miscela magra e grassa. Questi particolari relativi al comportamento motore non sono contemplati all'interno del modello di calcolo, quindi si considera già molto positivo, in questi tratti, il fatto di approssimare in maniera piuttosto precisa il valor medio della portata di combustibile. L'ultimo aspetto che deve essere evidenziato guardando i diagrammi relativi al ciclo EUDC, è l'affidabilità raggiunta nel valore dei coefficienti di arricchimento sui transitori. Tale affermazione è avvalorata dall'ottima correlazione riscontrabile tra la derivata della curva teorica e quella delle curve sperimentali durante le fasi di accelerazione positiva. Il fatto che l'aumento di consumo istantaneo durante le rampe di salita abbia la stessa pendenza per entrambe le catene di misura e per la risposta del calcolo, lascia adito a pochi dubbi in merito alla fisicità del comportamento simulato. Alla luce di questa considerazione, si è deciso di non alterare oltre i coefficienti di arricchimento, ammettendo uno scarto maggiore sul tratto urbano del ciclo NEDC. Questa filosofia non era stata seguita durante la prima fase della correlazione ed aveva portato ad errori percentuali più contenuti rispetto a quelli complessivi del consumo, accettando, tuttavia, una minor fisicità del modello. In particolare, era stato necessario ricorrere ad un forte compromesso su questo versante per ridurre lo scarto osservato tra modello e realtà sul ciclo ECE. Tale discrepanza era imputabile per buona parte alla presenza di un transitorio iniziale a bassa efficienza del motore, necessario a mandare in temperatura i catalizzatori. Ciò che si è fatto in un primo momento per ovviare al problema, è stato aumentare il valore degli arricchimenti, così come quello del consumo al minimo, assumendo una sorta di valor medio registrato durante tutti i periodi di sosta, compresi i primi che hanno un consumo decisamente più alto. Durante quest'ultima fase del lavoro, invece, si è scelto di non compromettere assolutamente la fisicità del modello, cosa che si può riscontrare dalla figura relativa al ciclo ECE, osservando l'eccellente rispondenza del consumo al minimo tra simulato ed acquisito, anche in questo caso con entrambe le catene di misura. Inoltre, anche in questa missione si conferma la perfetta correlazione durante le rampe di salita, sintomatica della buona correzione raggiunta con i coefficienti di arricchimento nei transitori.

Quello che appare effettivamente critico dal punto di vista della simulazione, invece, è il primo dei quattro tratti di cui il ciclo ECE si compone. Si tratta complessivamente dei primi 200 secondi, per i quali si osserva una portata di combustibile decisamente maggiore di quella stimata a calcolo, sia per le fasi di sosta, che per quelle stazionarie e di accelerazione. E' evidente che si tratta di un

errore concentrato solo in una ben determinata parte del ciclo e, cosa più importante, sistematico, ossia tale da ripetersi con una certa regolarità. Quest'ultima caratteristica fa sì che si possa accettarlo senza particolari timori, perché si tratta di un fenomeno noto e quantificabile, del quale si può tener conto a posteriori durante l'analisi dei risultati delle simulazioni.

Ad ogni modo, al fine di indagare più a fondo le potenzialità delle simulazioni effettuate, si è provato a ripetere i calcoli operando anche una sorta di correzione del consumo durante i primi istanti del ciclo, onde tener conto delle fasi fredde. Più in dettaglio, si è ipotizzato un aumento del 300 % della portata di combustibile nei primi 200 secondi della missione, ottenendo un deciso miglioramento nella correlazione, sia a livello di consumo istantaneo, che in termini di valori consuntivi. Si illustrano a seguire i risultati raggiunti, sia con una tabella di sintesi, che attraverso l'andamento nel tempo del consumo, da confrontare con il primo dei due diagrammi precedentemente riportati.

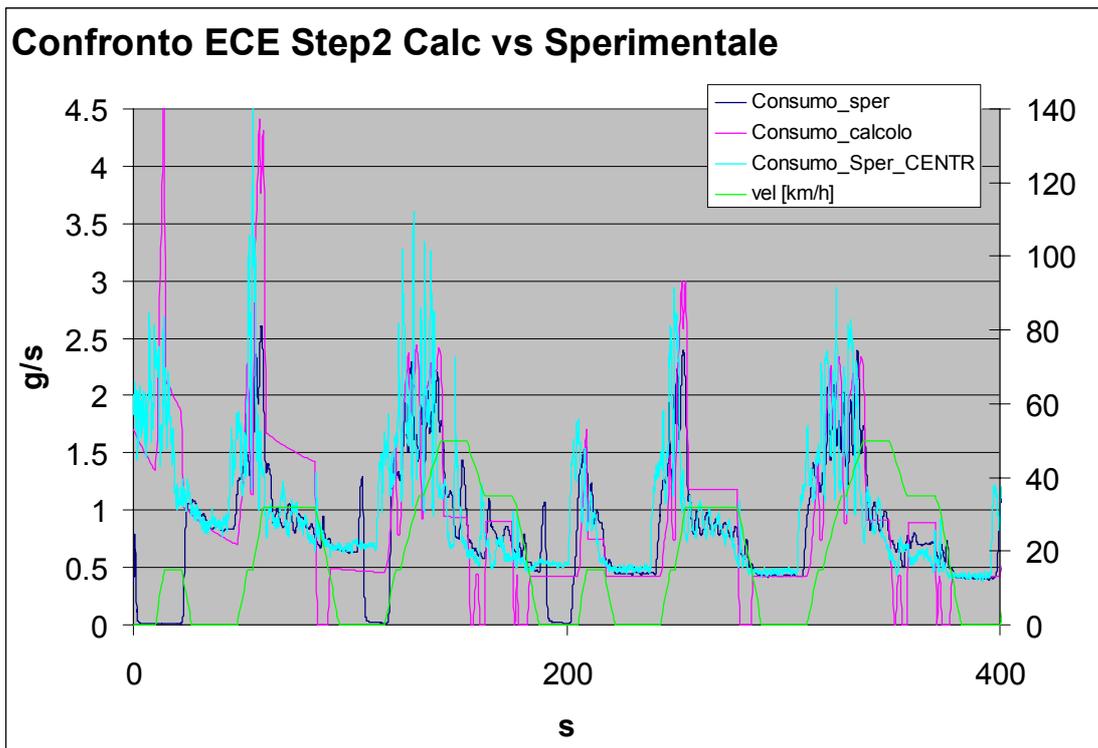


Figura 6.18 Confronto calcolo vs sperimentale per vettura con cambio elettro-attuato Step 2 su ciclo ECE con incremento del consumo nella fase iniziale a freddo

	Sperimentali	Simulati		Simulati con correzione sui primi 200 secondi	
ECE [l/100km]	24.06	20.88	-13.2 %	23.00	-4.4 %
EUDC [l/100km]	11.50	11.78	2.4 %	11.78	2.4 %
Combinato [l/100km]	16.07	15.09	-6.1 %	15.86	-1.3 %

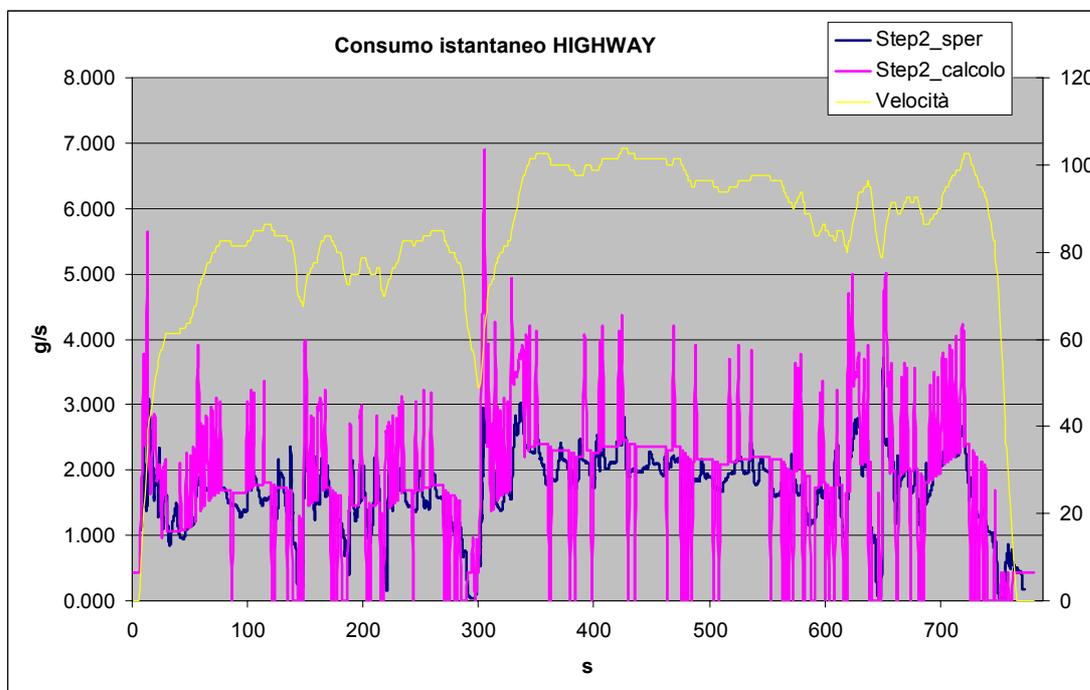
Tabella 6.13 Confronto tra valori sperimentali e simulazioni per vettura con cambio elettro-attuato Step 2 sui cicli europei con correzione delle fasi fredde

I numeri ed i grafici illustrati non lasciano adito a dubbi, sia in termini di corrispondenza sul valore complessivo, che sull'andamento istantaneo dei consumi. Si può assolutamente affermare che in questo caso, anche nei 200 secondi iniziali, le tre curve risultano molto ben correlate. Il livello di discrepanza tra calcolo e rilevamento è abbondantemente contenuto all'interno degli errori commessi nella rappresentazione della prova. Non si deve dimenticare, a questo proposito, che il profilo di velocità immesso nel calcolatore non tiene conto del reale andamento della stessa, così come il comportamento del motore presenta una certa variabilità nel funzionamento su vettura rispetto a quello in cella di prova, dal quale si è ricavato il piano quotato. A questi aspetti va aggiunto l'inevitabile errore del banco a rulli nel riprodurre la curva delle potenze assorbite durante l'avanzamento. Tutti i fattori di incertezza citati, giustificano decisamente un errore di entità pari almeno a quella ottenuta nel peggior dei casi osservati.

Si conclude il paragrafo ed il capitolo, con la verifica del comportamento del modello così messo a punto sui cicli statunitensi. Procediamo come sopra all'esposizione dei risultati complessivi e dei valori istantanei della portata di carburante, sia per il ciclo Ftp 75, che per l'Highway:

	Sperimentale	Calcolo	
FTP75 (mpg)	13.69	15.36	12.2 %
HIGHWAY(mpg)	21.47	21.60	0.6 %
GGT(mpg)	16.36	17.66	7.9 %

Tabella 6.14 Confronto tra valori sperimentali e simulazioni per vettura con cambio elettro-attuato Step 2 sui cicli statunitensi



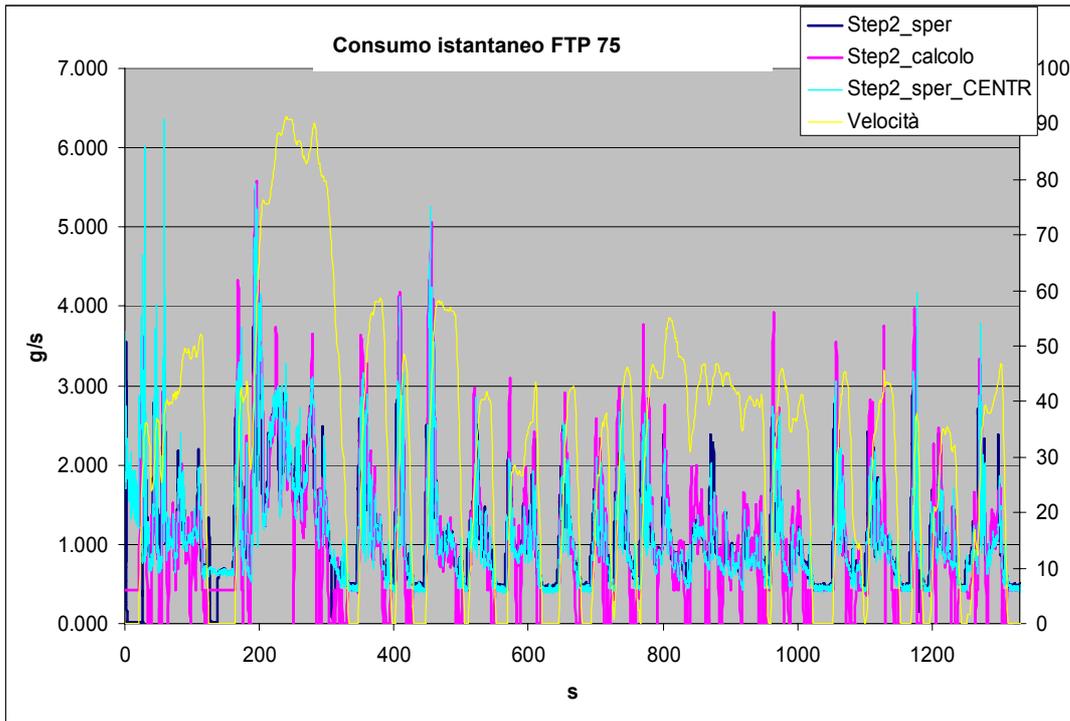


Figura 6.19 Confronto calcolo vs sperimentale per vettura con cambio elettro-attuato Step 2 sui cicli statunitensi

Si sottolinea che le curve sperimentali nelle due figure 6.19 (curve fucsia), fanno riferimento ai dati ricavati dalle analisi modali dei gas di scarico a monte della diluizione con aria. Per il ciclo Ftp 75, inoltre, si è riportata anche la lettura estrapolata dai dati di centralina (curva ciano), perché tramite essa è possibile apprezzare meglio l'esubero di combustibile nei primi istanti del ciclo, quando si effettua il riscaldamento dei catalizzatori.

Anche in questo caso valgono le medesime considerazioni fatte relativamente ai cicli europei e possiamo ritenere molto soddisfacente il livello di correlazione raggiunto, soprattutto tenendo conto del fatto che non vi è stato nessun ulteriore intervento di taratura sul modello. I coefficienti di arricchimento sono esattamente quelli identificati per le missioni NEDC e la loro fisicità trova riscontro nell'ottima riproduzione di cicli come quelli americani, decisamente più variegati in termini di accelerazioni e profili di velocità.

Ancora una volta, si osserva una differenza percentuale piuttosto significativa tra consumo acquisito e rilevato per il tratto urbano, cosa imputabile nuovamente alla gestione motore durante le prime fasi del funzionamento, così come già precedentemente notato nel ciclo ECE. Per ovviare a tale discrepanza ed alla luce dei valori di consumo istantaneo, si è deciso di intervenire sui primi secondi della simulazione Ftp 75. Ciò che è stato fatto, è raddoppiare la portata di carburante fino al secondo 150 della simulazione, nonché arrivare addirittura ad un fattore moltiplicativo quattro per il primo tratto di minimo. A seguire i risultati ottenuti:

	Sperimentale	Calcolo		Calcolo con correzione sui primi 150 secondi	
FTP75 (mpg)	13.69	15.36	12.2 %	14.25	4.1 %
HIGHWAY (mpg)	21.47	21.60	0.6 %	21.60	0.6 %
GGT(mpg)	16.36	17.66	7.9 %	16.83	2.9 %

Tabella 6.15 Confronto tra valori sperimentali e simulazioni per vettura con cambio elettro attuato Step 2 sui cicli statunitensi con correzione delle fasi fredde

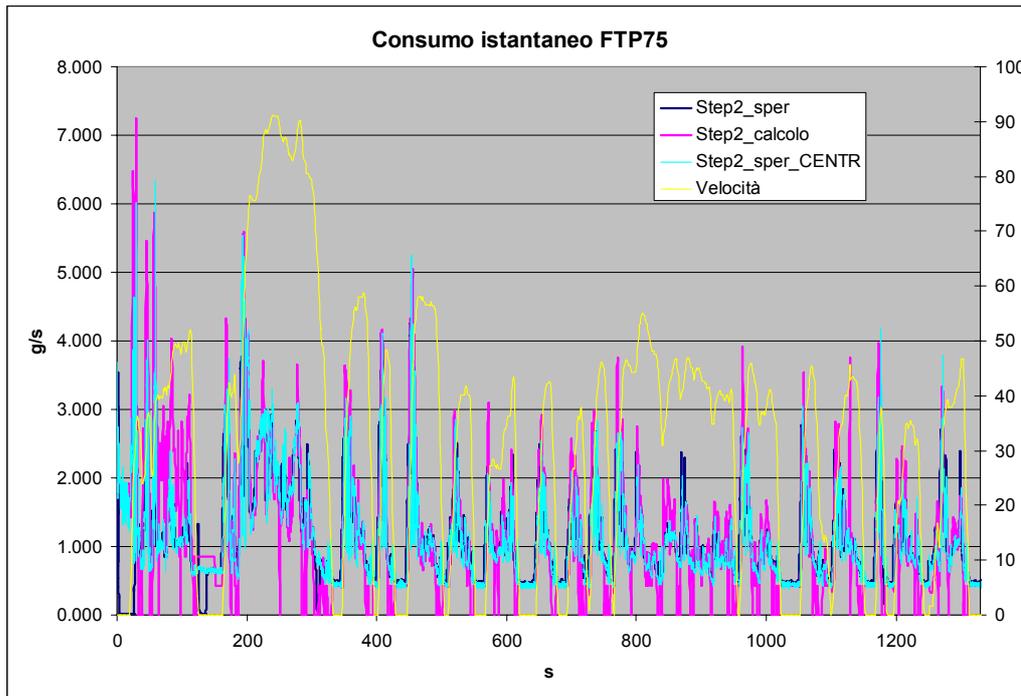


Figura 6.20 Confronto calcolo vs sperimentale per vettura con cambio elettro-attuato Step 2 su ciclo FTP 75 con incremento del consumo nella fase iniziale a freddo

Da quanto esposto si evince un livello di correlazione davvero considerevole, pur sottolineando che la scelta dell'entità della correzione per la fase a freddo è stata fatta *ad hoc*, ovvero sapendo per confronto con le curve empiriche, quella che era la sottostima. Dal punto di vista metodologico, tuttavia, questo non deve spaventare perché, come detto precedentemente, si tratta di un fenomeno che si ripete in maniera sostanzialmente analoga per modelli e vetture diverse. Pertanto, una volta messo a punto a posteriori su una singola prova il fattore di correzione, esso può essere utilizzato in maniera predittiva per lo stesso tipo di prova anche se varia il modello di vettura.

Aggiungiamo un'ultima considerazione in merito al differente intervento di correzione sul transitorio di "light off" catalizzatori, tra cicli statunitensi ed europei. Il fatto che ci sia una sostanziale disparità nell'esecuzione dei calcoli, non è assolutamente in contrasto con la fisicità del modello e delle prove su banco. Infatti, la differenza del livello di emissioni tollerate, nonché il diverso profilo di velocità e, quindi di potenza impiegata, fa sì che le esigenze di gestione del primo tratto di minimo siano effettivamente molto indipendenti tra le due tipologie di missioni. Da questo punto di vista, si sottolinea come nel ciclo Ftp 75 ci sia un peggioramento di ben il 400 % del consumo al minimo rispetto al valore standard, cosa che è purtroppo inevitabile per rientrare nel livello molto serrato di emissioni consentite. Nel caso del ciclo ECE, invece, il corrispondente deterioramento del rendimento si limita al 200 %, in quanto ciò è già sufficiente al rispetto delle prescrizioni normative. Ancora, non deve stupire che la fase di correzione duri di meno nelle missioni statunitensi che non in quelle europee, dato che il ciclo Ftp 75 richiede sin da subito al motore un livello di potenza più alto rispetto al ciclo ECE, quindi anche un maggior quantitativo di calore allo scarico, che permette di accelerare il riscaldamento degli organi di post trattamento.

Infine, il fatto che le emissioni complessivamente registrate durante un ciclo siano maturate per la più parte nella fase in cui i catalizzatori non funzionano al massimo della loro efficienza, fa sì che i valori di NO_x , HC e CO siano praticamente indipendenti dal tipo di rapportatura usata, o dalla gestione dei cambi marcia. Come conferma di questo, si osservi che nel corso delle varie prove empiriche analizzate, sono stati osservati e monitorati i livelli di inquinanti prodotti e non si è potuto identificare una variazione apprezzabile degli stessi con il tipo di trasmissione o "shift pattern".

Capitolo 7 – Le resistenze all'avanzamento vettura: “coast down”

7.1 Introduzione

Al fine di completare l'indagine relativa all'efficienza energetica del sistema vettura, si è deciso di valutare dal punto di vista sperimentale le perdite di potenza all'avanzamento. L'obiettivo principale con cui l'attività è stata condotta, è quello di suggerire alcuni interventi migliorativi o, quanto meno, monitorare l'eventuale presenza di aspetti particolarmente critici.

Sono stati effettuati i rilievi sperimentali delle curve di “coast down”, relativamente alla Maserati Quattroporte e ad altre tre vetture appartenenti al suo stesso segmento di mercato: Audi A8, BMW 745 e Mercedes S500.

Tali acquisizioni hanno permesso una valutazione oggettiva del livello di efficienza aerodinamica ed a rotolamento raggiunta da ciascuna delle vetture analizzate, consentendo anche il confronto relativo. Ciò che è apparso in maniera piuttosto evidente, è stato il miglior comportamento per le velocità elevate da parte dei modelli della concorrenza rispetto alla vettura oggetto del nostro studio, fattore sintomatico di un miglior coefficiente di penetrazione aerodinamica.

In ragione di ciò, a valle di questa attività si è valutata una serie di possibili interventi atti a migliorare le resistenze aerodinamiche della Quattroporte, senza apportare modifiche estetiche rilevanti. Per far questo si è agito soprattutto sul fondo della vettura, avvalendosi del modello in scala ridotta realizzato per la galleria del vento. Le prove sperimentali condotte sul modello opportunamente modificato, hanno successivamente confermato la possibilità di migliorare il coefficiente di penetrazione aerodinamica di oltre il 10 %, cosa che porterebbe ad un vantaggio sull'uso autostradale di circa il 5 % per le velocità più caratteristiche.

7.2 Analisi delle curve di “coast down”

L'analisi del piano quotato motore della Maserati Quattroporte, ha permesso di evidenziare le aree più critiche dal punto di vista del rendimento. In particolare, dalle curve di consumo specifico si evince la necessità di ottimizzare le perdite nelle zone caratterizzate da valori ridotti di carico termico. D'altro canto, sempre dallo studio del piano motore si è verificato un buon funzionamento dello stesso, in termini di efficienza, già per valori superiori ai 5 ed ai 6 bar di pme, anche per le velocità di rotazione minori.

Dal grafico della Figura 3.3 del terzo capitolo, si osserva una tendenza asintotica al valore di 200 gr/Cvh, nonché una sostanziale indipendenza dal regime di rotazione, almeno per quelle velocità che maggiormente interessano l'utilizzo cittadino della vettura.

Il valore succitato di consumo specifico può essere considerato soddisfacente, soprattutto se rapportato a quelli usualmente riportati in letteratura per i più comuni motori ad accensione comandata. Pertanto, non è possibile imputare al solo propulsore lo scarto di consumo rilevato alle principali velocità di impiego autostradale, tra il veicolo in esame e le concorrenti più importanti del suo segmento. Per meglio indagare tale discrepanza di risultati, confermata non solo dalle principali riviste tecniche del settore, ma anche da verifiche interne, si è deciso di analizzare dal punto di vista sperimentale le perdite di potenza richieste per l'avanzamento vettura. L'analisi è stata condotta sia per la Maserati Quattroporte, che per le seguenti concorrenti: Audi A8, BMW 745 e Mercedes S500. I rilievi sono stati effettuati presso la pista di Vairano in tre differenti sessioni di prova e si sono basati sul rilevamento della curva di “coast down”, seguendo le prescrizioni riportate nella normativa SAE di riferimento. Quest'ultima fornisce chiare direttive per l'esecuzione della prova e per la post processazione dei dati acquisiti. Rimandando direttamente al documento originale per una descrizione dettagliata delle modalità di prova, ci limitiamo a riassumerne i caratteri salienti.

Si tratta, in buona sostanza, di portare la vettura ad una velocità superiore a 120 km/h e, successivamente, mettere il cambio in folle e lasciare che essa decelererà spontaneamente fino ad un

valore inferiore a 15 km/h, registrandone la curva di decelerazione. Per poter far ciò, ovviamente, è necessario operare su un rettilineo sufficientemente lungo da permettere il completo rallentamento, senza l'utilizzo di alcun sistema frenante.

La normativa prescrive una velocità di lancio pari a circa 125 km/h, onde avere un completo monitoraggio del comportamento delle resistenze all'avanzamento nel campo di velocità compreso tra 115 km/h e 15 km/h. Nel caso dei nostri rilevamenti, dato l'interesse per velocità di impiego autostradale, abbiamo scelto di eseguire le acquisizioni a partire dal valore di circa 170 km/h, così da poter indagare per intero il comportamento delle resistenze fino ad almeno 160 km/h. (La normativa SAE prevede l'indagine nel solo segmento di velocità battuto dai cicli di omologazione consumo / emissioni, dato che il fine ultimo di questa prova è quello di fornire la curva di potenza resistente da inserire sul banco a rulli durante l'esecuzione dei cicli stessi).

I rilievi effettuati riguardano sostanzialmente i tempi impiegati a raggiungere una certa velocità durante il rallentamento. In tal modo, è possibile risalire al valore di decelerazione media per le diverse velocità e, tramite la conoscenza della massa vettura, alla forza complessiva su di essa agente a causa delle azioni aerodinamiche, delle resistenze al rotolamento pneumatici e delle perdite interne (attriti e resistenze viscosi sull'intera "drive-line", a partire dal motore sino ad arrivare ai semiassi). Si osserva che, al fine di limitare l'inevitabile dispersione di prova, sono state effettuate almeno tre acquisizioni per ogni vettura in ciascun senso di percorrenza del rettilineo. Questo consente anche di eliminare l'effetto di un'eventuale pendenza, nonché la presenza del vento. La regolamentazione per omologare la prova, impone per la velocità del vento e la massima pendenza del tracciato ben precisi limiti, che sono stati presi in considerazione e rispettati in questo studio.

Lo strumento utilizzato per il rilievo delle velocità e dei rispettivi tempi di passaggio, è un "correvit" satellitare di volta in volta montato sulla vettura in esame. Esso permette di acquisire la velocità con uno scarto di 0,1 km/h, sufficiente per garantire la tolleranza richiesta dalla normativa (errore inferiore al 2 %).

Si riporta nel seguito un diagramma esplicativo del tipo di risultati ottenuti dalle prove in pista, con riferimento alle curve di decelerazione per la Maserati Quattroporte, l'Audi A8 e la Bmw 745:

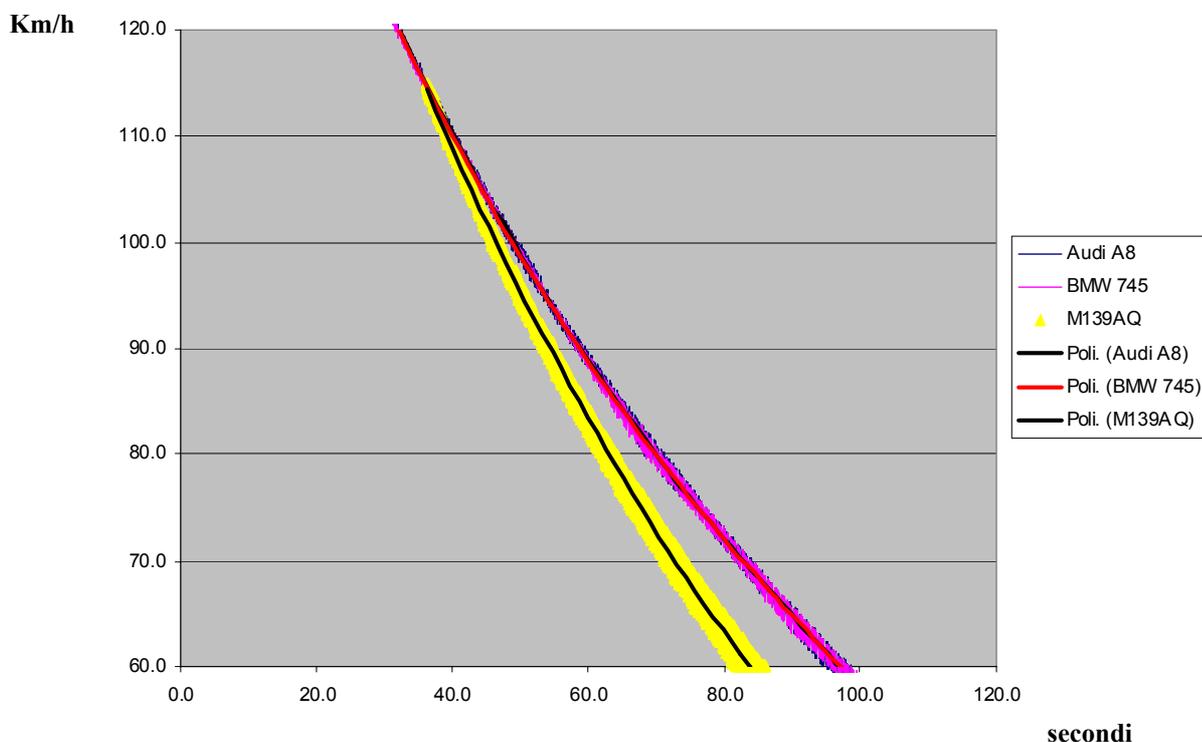


Figura 7.1: Rilievi di decelerazione per la determinazione sperimentale della curva di "coast down"

Come si evince dalla Figura 7.1, la riduzione di velocità per la Maserati Quattroporte è molto più rapida che non per le altre due vetture analizzate in questo rilevamento, le quali, peraltro, esibiscono un comportamento sorprendentemente simile tra loro. Inoltre, si nota come la Maserati manifesti una dispersione molto più accentuata dei rilevamenti, indice, a mio avviso, di un effetto più rilevante degli elementi dissipativi, i quali per loro stessa natura presentano un forte carattere stocastico.

Altro aspetto da sottolineare, è la pendenza molto maggiore per le alte velocità, sempre a svantaggio della vettura oggetto del nostro studio, cosa che farebbe propendere per un valore peggiore del coefficiente di penetrazione aerodinamica. Infatti, le perdite imputabili alle forze aerodinamiche hanno un andamento quadratico con la velocità e diventano nettamente preponderanti rispetto alle altre resistenze, per percorrenze al di sopra dei 90 km/h.

A partire dalle curve velocità/tempo è possibile ricavare, per determinati intervalli di velocità, la decelerazione media come semplice pendenza delle suddette curve nel tratto considerato. Nota l'accelerazione, che avrà un valore negativo dato il rallentamento progressivo del veicolo, si risale all'entità della forza complessiva agente sul veicolo dalla relazione inerziale:

$$F_{res} = M * a_m$$

Infine, moltiplicando tale forza per la velocità media nel tratto di decelerazione corrispondente, si risale alla potenza complessivamente dissipata dal veicolo per avanzare alla data velocità.

In base a considerazioni di carattere teorico, legate alla dipendenza dei diversi effetti dissipativi dalla velocità, si può esprimere nel seguente modo i contributi delle resistenze al rotolamento e quelli delle resistenze aerodinamiche:

$$F_{aer} = \frac{1}{2} * \rho * C_x * S * V^2$$

$$F_{rol} = A + B * V + C * V^2$$

essendo:

ρ : densità dell'aria (1,223 kg/m³)

C_x : coefficiente di penetrazione aerodinamica

S : superficie frontale della vettura

V : velocità di avanzamento

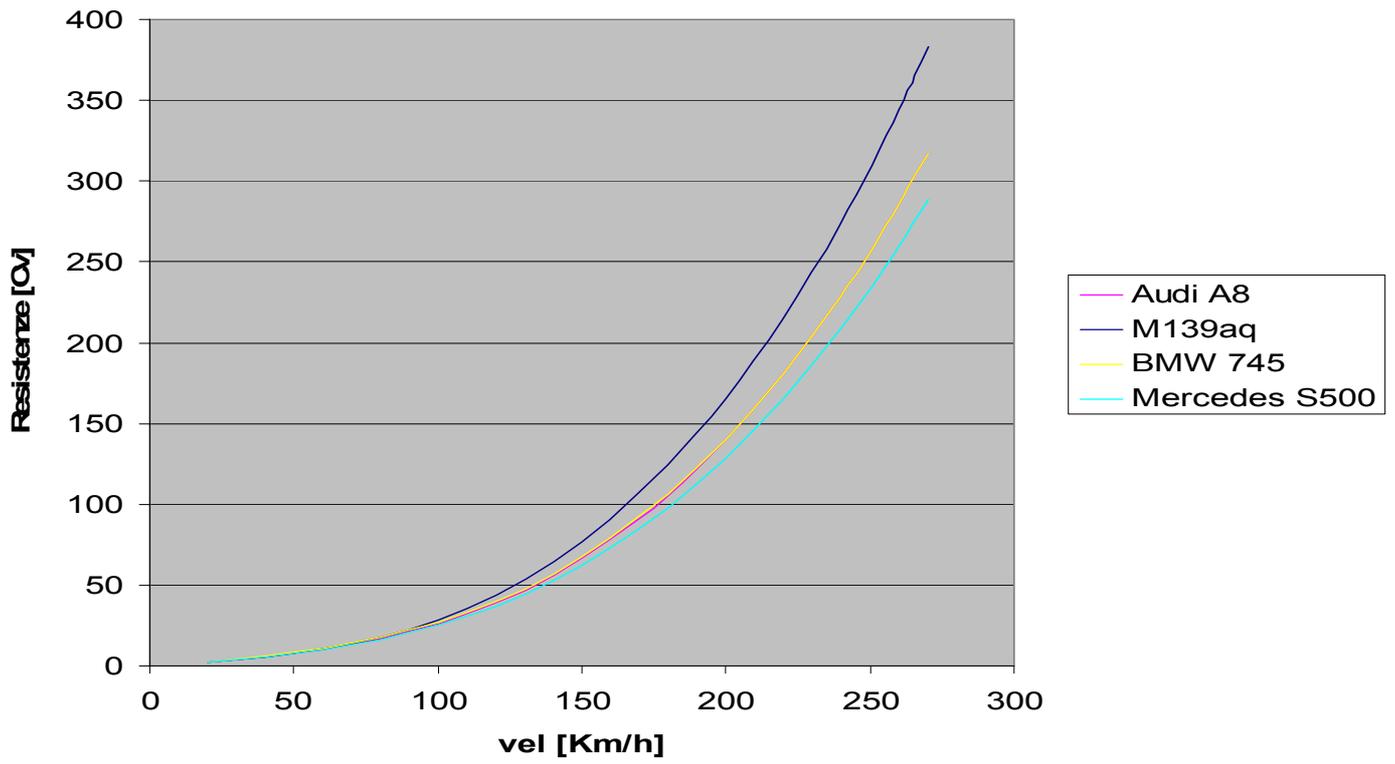
A, B, C : costanti dipendenti dagli effetti dissipativi generati dal rotolamento degli pneumatici e degli elementi della drive-line.

Si sottolinea che il valore del coefficiente C , esprime la dipendenza della F_{rol} dal quadrato della velocità, è nettamente inferiore rispetto al coefficiente $\frac{1}{2} * \rho * C_x * S$, che compare nell'espressione della F_{aer} . Di conseguenza, nella risultante delle azioni resistenti, il termine di secondo grado è nettamente dominato dall'efficienza aerodinamica del veicolo.

In base alle espressioni sopra riportate per le forze resistenti, l'andamento della potenza dissipata sarà descrivibile attraverso un polinomio del terzo ordine, avente come variabile indipendente la velocità e con ordinata all'origine nulla. Tale formulazione matematica risulta molto utile, perché permette di ricavare con poche acquisizioni sperimentali le informazioni relative all'intero campo di velocità percorribili dalla vettura.

A seguire si riportano, per le quattro vetture in esame, le curve ottenute applicando quanto descritto precedentemente. I due grafici presentati contengono esattamente le stesse informazioni, semplicemente il secondo è maggiormente focalizzato sulla zona delle alte velocità e mette in evidenza le differenze che si hanno al di sopra dei 140 km/h.

Coast Down



Coast Down

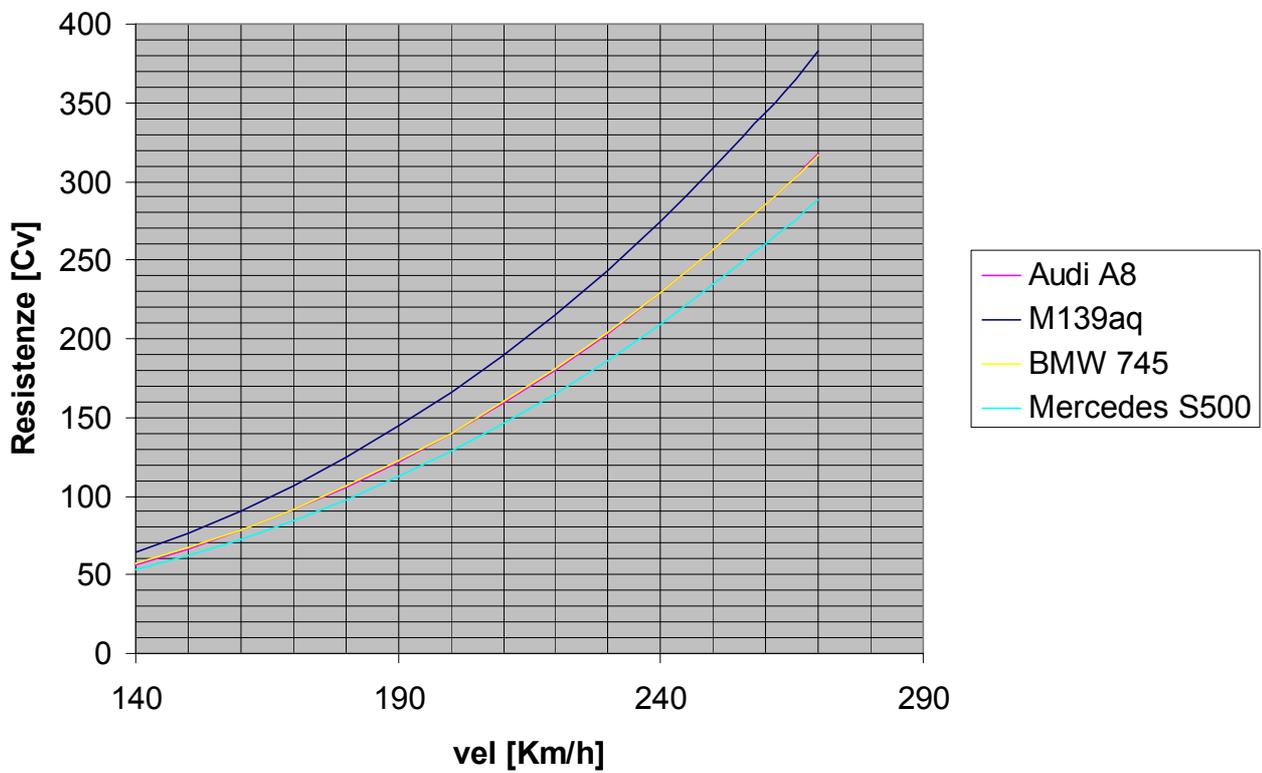


Figura 7.2: Curve di “coast down” sperimentali acquisite per Maserati 4Porte, Audi A8, BMW 745, Mercedes S500

Le immagini della Figura 7.2 esprimono molto chiaramente la maggior efficienza, in termini di potenza assorbita, dei veicoli della concorrenza rispetto alla Maserati Quattroporte. In particolare, la differenza è molto netta per le velocità elevate, ovvero dove diventano predominanti gli effetti delle resistenze aerodinamiche. Questo è frutto, molto probabilmente, di un C_x decisamente peggiore per il marchio italiano, in linea con quanto si era già dedotto dalle curve di decelerazione.

E' doveroso osservare che le curve riportate prevedono un'estrapolazione per i regimi più elevati di velocità, assumendo pertanto, in maniera implicita, che il C_x vettura si mantenga costante al variare della velocità stessa. A rigore questo non è vero e una corretta caratterizzazione aerodinamica prevede la determinazione di vere e proprie mappe, esprimenti la variazione del C_x e del C_L vettura. Tuttavia, è prassi consolidata, ed appoggiata dalla normativa, quella di esprimere le curve di potenza assorbita come polinomi a coefficienti costanti nella velocità.

Volendo commentare anche da un punto di vista quantitativo e non puramente qualitativo i risultati ottenuti, si può osservare come a 190 Km/h, ad esempio, la Mercedes necessiti di circa 112 Cv alle ruote per mantenere costante la sua velocità, mentre Audi e BMW richiedano 123 Cv e la Maserati ben 167 Cv. Si tratta senza dubbio di differenze notevoli, le quali non possono che ripercuotersi in maniera pesante sul consumo orario di carburante. Ricordiamo, infatti, che esso in una generica condizione di funzionamento è dato dal prodotto tra il consumo specifico e, per l'appunto, la potenza richiesta all'avanzamento.

Volendo esplicitare in maniera più diretta il confronto tra la vettura oggetto del nostro studio e le concorrenti, si è valutata la differenza percentuale tra le curve di "coast down" rilevate, ottenendo il seguente risultato:

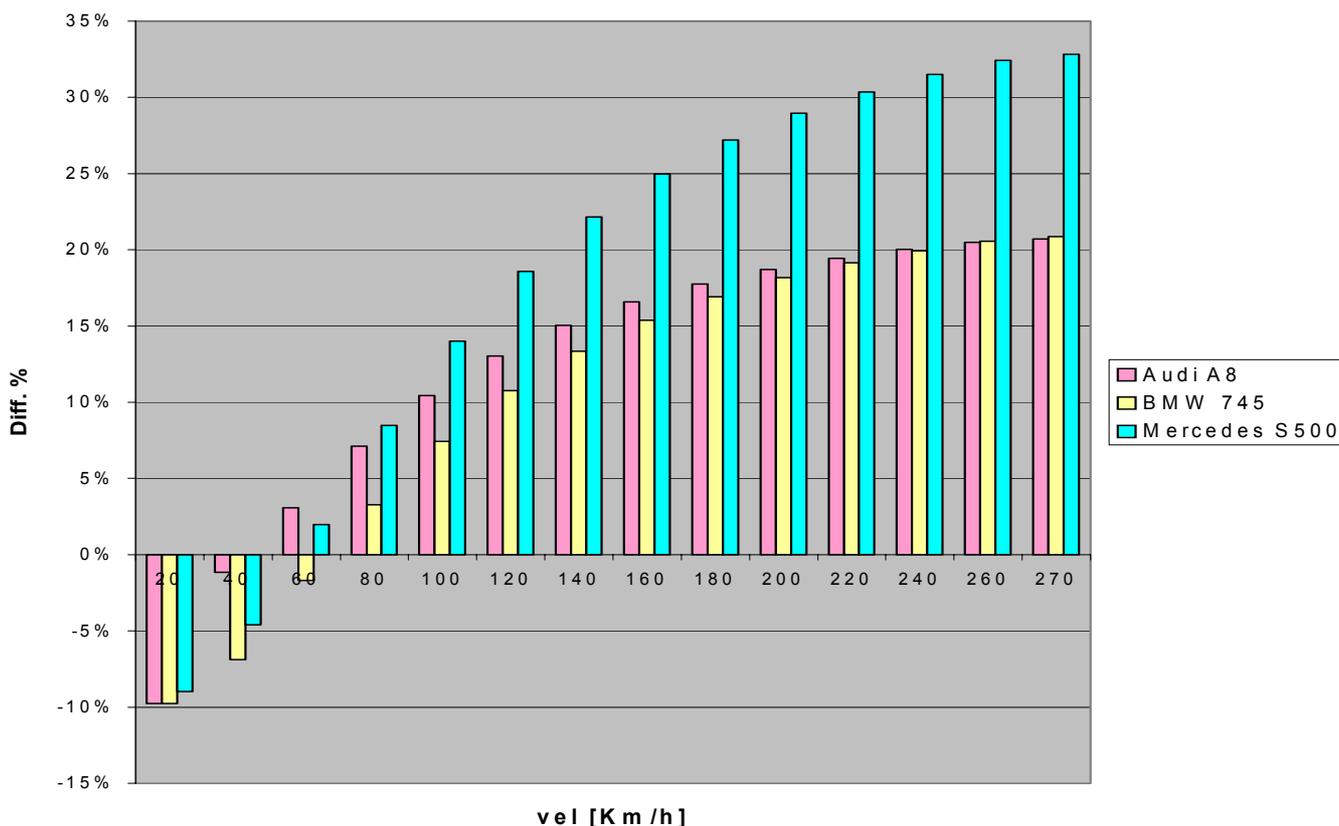


Figura 7.3: Confronto percentuale fra le perdite all'avanzamento della Maserati 4Porte e quelle delle altre vetture analizzate

Quello che risulta interessante da questo confronto e che non era direttamente osservabile dai diagrammi precedentemente riportati, è il comportamento migliore della Maserati fino a circa 50

km/h, ovvero nel campo di velocità in cui sono percentualmente più rilevanti le dissipazioni dovute alle resistenze al rotolamento. La spiegazione di ciò, a mio avviso, è da ricercarsi principalmente in due fattori. Innanzitutto, la Maserati Quattroporte monta rispetto alle auto concorrenti pneumatici più rigidi, come si evince dalle dimensioni riportate nel prospetto di sintesi:

	Anteriori	Posteriori
Mercedes S500	255/45/R18	255/45/R18
BMW 745	245/50/R18	245/50/R18
Audi A8	255/45/R18	255/45/R18
Maserati Quattroporte	245/45/R18	285/40/R18

Tabella 7.1: Pneumatici anteriori e posteriori montati sulle vetture esaminate

Il fatto di avere un rapporto maggiore tra altezza di spalla e diametro, comporta un incremento della cedevolezza sotto carico per la gomma, fenomeno al quale sono legate le dissipazioni di energia durante il rotolamento. Non è un caso, dunque, che la BMW 745 avente il più alto valore di tale parametro, presenti la massima dissipazione alle basse velocità.

Il secondo aspetto da tenere in considerazione, è il diverso chilometraggio percorso dalle vetture testate. Infatti, mentre per le tre auto della concorrenza il rodaggio effettuato si aggirava sui 1500 km, per la Maserati erano stati già compiuti al momento della prova ben 9000 km. Questo comporta sicuramente un diverso livello di consumo degli pneumatici, che si dimostrano migliori dal punto di vista delle resistenze se hanno subito un certo degrado del battistrada.

A conclusione delle analisi svolte, si è reputato interessante svolgere delle simulazioni del consumo che la Maserati Quattroporte avrebbe, nell'ipotesi di presentare le stesse resistenze all'avanzamento delle altre vetture. Per fare questo è stato sufficiente introdurre nel modello di Maserati Quattroporte le curve di "coast down" rilevate per le vetture della concorrenza sopra citate.

Riportiamo nella tabella seguente, i miglioramenti percentuali attesi sull'autonomia per il ciclo combinato statunitense e quella alle due velocità di 150 km/h e 170 km/h in VI marcia, secondo le indicazioni fornite dal modello di calcolo:

	Consumo combinato USA	Consumo a 150 Km/h in VI	Consumo a 170 Km/h in VI
con coast Down AUDI A8	+ 1,4 %	+ 8,6 %	+ 11,4 %
con coast Down BMW 745	+ 0,3 %	+ 7,9 %	+ 10,8 %
con Coast Down Mercedes S500	+ 1,4 %	+ 12,5 %	+ 16,9 %

Tabella 7.2: Miglioramenti di autonomia attesi dalle simulazioni per la Maserati Quattroporte con i "coast down" delle concorrenti

Le simulazioni confermano la grande importanza di avere elevate efficienze di sistema soprattutto al crescere delle velocità, ovvero durante l'utilizzo autostradale che è, senza dubbio, quello a cui il cliente tipico di questo segmento di vetture è più sensibile. Modesto, di contro, è il vantaggio conseguibile in termini di utilizzo cittadino, come si evince dall'impatto sui cicli omologativi statunitensi evidenziato nella prima colonna.

7.3 Proposte di intervento per migliorare le resistenze aerodinamiche

Il rilievo e il confronto delle diverse curve di “coast down” precedentemente descritto, ha evidenziato nell’efficienza aerodinamica l’aspetto più critico della Maserati Quattroporte, rispetto alle vetture della concorrenza. Individuato il problema, o comunque l’elemento più negativo, si sono concentrati su di esso gli sforzi al fine di trovare una proposta di miglioramento significativa. A tal scopo è stato utilizzato il modellino in scala uno a due e mezzo della vettura, realizzato in vetro resina ed ureol ai tempi dell’impostazione, per le prime verifiche aerodinamiche in galleria del vento.

Si tratta di un modello estremamente accurato, in cui lo stile esteriore della vettura è riprodotto in maniera molto fedele, così come le parti inferiori. In particolare, sono stati modellati tutti i principali elementi di meccanica che risultano a vista sul fondo, quali il differenziale e l’impronta dei condotti di scarico. Si fornisce nel seguito una vista dal basso, dalla quale emergono gli elementi appena citati:



Figura 7.4: Vista dal basso del modello in scala della Maserati Quattroporte utilizzato per le prove in galleria del vento

Anche la zona sotto cofano anteriore è piuttosto curata, onde riprodurre al meglio i flussi all’interno del vano motore che, assieme al fondo, giocano un ruolo di primaria importanza nella generazione delle resistenze all’avanzamento del veicolo.

Meno dettagliata, invece, risulta la zona del cofano baule e la forma dei passa ruota, a causa di alcune modifiche che il progetto ha subito tra la fase di impostazione e la successiva definizione. Tuttavia, agli scopi del nostro lavoro si sono repute trascurabili queste differenze e ci siamo concentrati sulle parti vettura più simili a quelle che si trovano nella versione definitiva in produzione.

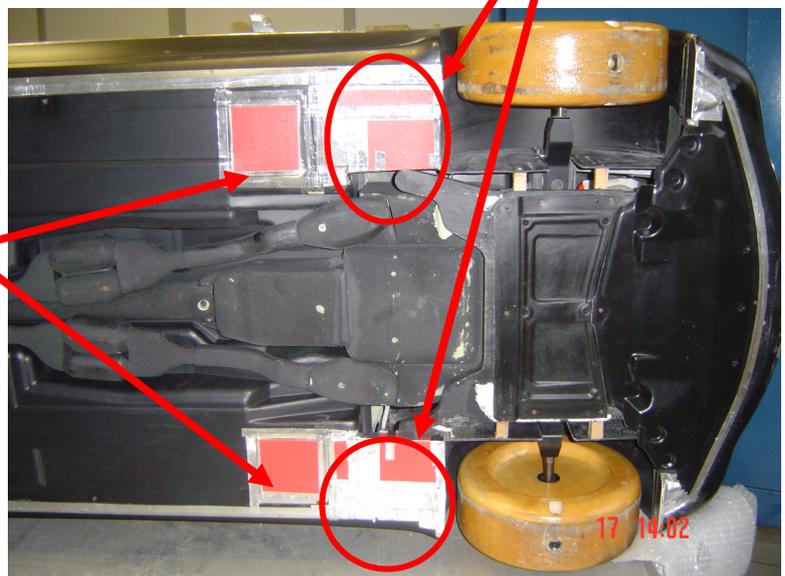
Gli interventi proposti hanno tenuto conto del vincolo imprescindibile di non alterare assolutamente lo stile della vettura, né avere alcuna ripercussione sullo stesso, sia per ragioni di immagine che per motivi di fattibilità economica. Infatti, la sostituzione degli stampi di carrozzeria a veicolo già in produzione comporterebbe aggravii di costo assolutamente non accettabili, così come impensabile sarebbe la modifica di parti estetiche a valle della presentazione ufficiale del modello.

Ci si è concentrati, pertanto, su quei particolari non direttamente visibili come il fondo, il quale presentava, da quanto visto in precedenza, diverse zone di apertura. Si tratta di un aspetto estremamente penalizzante dal punto di vista dell'efficienza aerodinamica, dato che il flusso di aria penetra nei vani e dissipa energia per uscirne, generando così una resistenza all'avanzamento vettura. Inoltre, la mancata continuità produce dei distacchi di vena ai quali fanno seguito effetti di micro-turbolenza e generazioni di vortici localizzati, con conseguente perdita sia in termini di resistenza all'avanzamento, che di carico verticale in ottica prestazioni.

Alla luce di quanto affermato, si è suggerita la chiusura nel fondo telaio subito a valle delle ruote anteriori, così come quella del sottotelaio posteriore, in corrispondenza del cambio:



Chiusura del fondo telaio a valle delle ruote anteriori



Chiusura depressione fondo a valle delle ruote anteriori

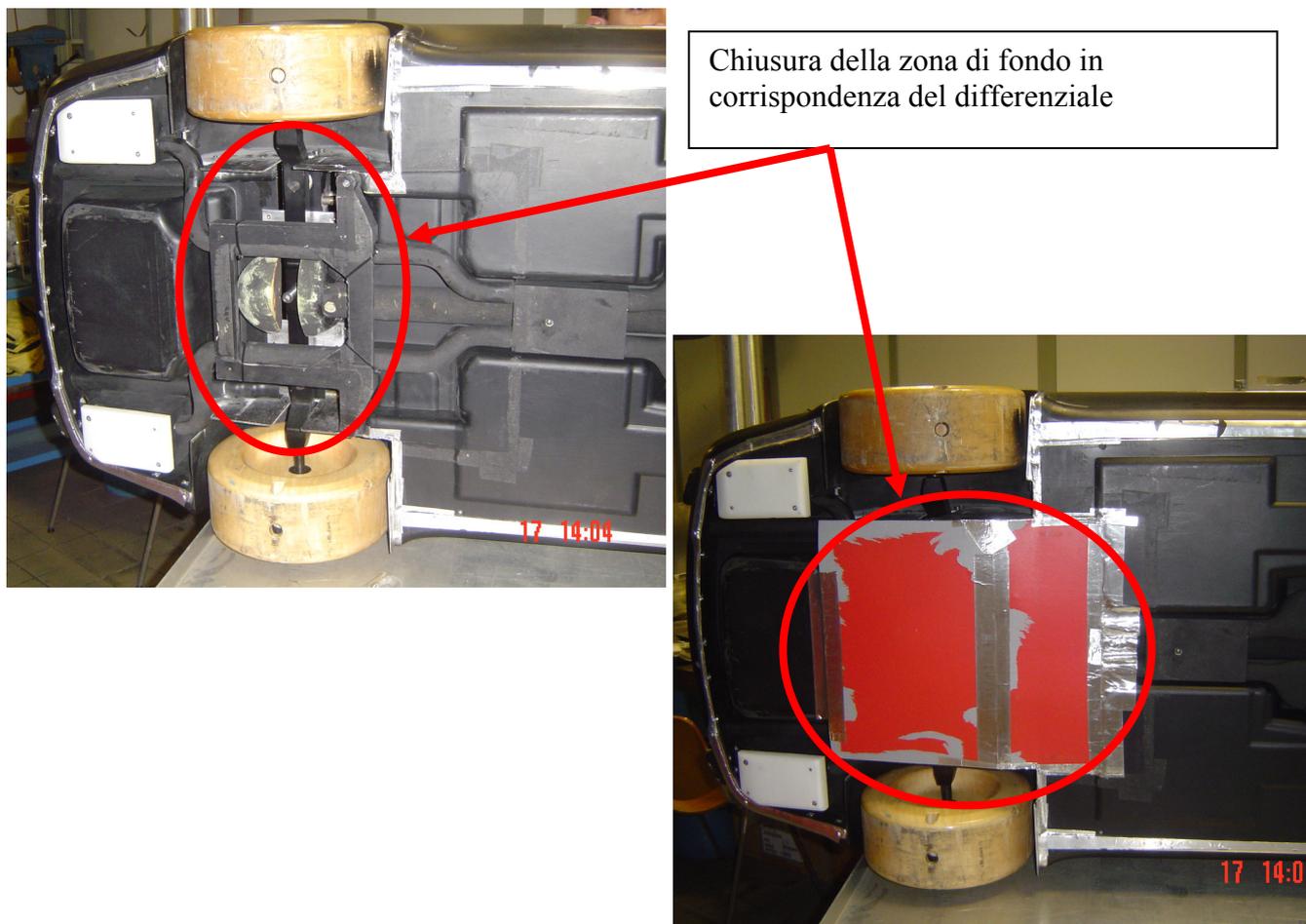


Figura 7.5: Interventi di chiusura del fondo eseguiti al fine di migliorare l'efficienza aerodinamica sul modellino vettura

Come si osserva dalla figura 7.5, gli interventi di miglioramento sono stati definiti in opera e realizzati con pannelli rigidi in materiale plastico, opportunamente sagomato e fissato a mezzo di nastro adesivo e pasta sigillante.

Altro elemento latore di irregolarità e dispersioni nel flusso che investe la carrozzeria durante la marcia, è costituito dalle prese aria sul paraurti anteriore per la ventilazione dei freni. Si è proposta, dunque, la chiusura di tali fessure, pur con la riserva di verificare dal punto di vista termico l'impatto che tale variazione ha sull'efficienza di raffreddamento dei dischi freno.

Anche i "minidam" davanti alle ruote anteriori sono stati oggetto di critica e si è valutata la possibilità di aumentarne le dimensioni da 250 x 37,5 mm a 250 x 50 mm, al fine di ridurre la superficie di ruota scoperta e a diretto contatto con il vento di corsa. Il moto rotatorio, infatti, comporta la generazione di vortici e regimi di turbolenza, che si traducono in un effetto globale fortemente dissipativo. Per motivi analoghi, inoltre, è utile rimpicciolire i "minidam" situati dietro alla ruota posteriore (da 200 x 37,5 mm a 200 x 13 mm), riducendo così la quantità di fluido che partecipa alla turbolenza del vano.

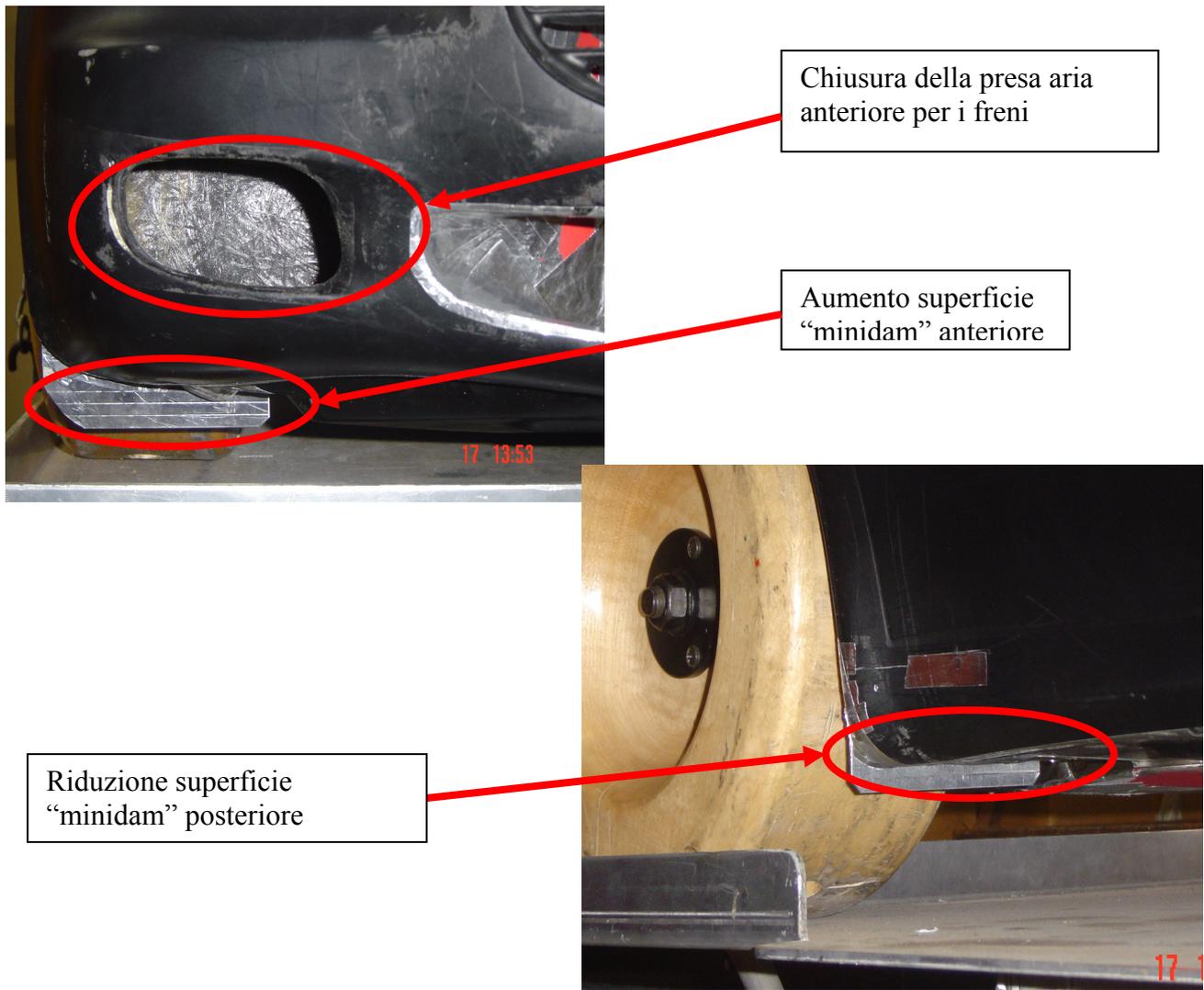


Figura 7.6: Interventi di chiusura delle prese aria freni e di modifica "minidam" su modellino di vettura

Si è suggerita, infine, la riduzione del raggio di raccordo sulle luci posteriori, perché si ritiene che un profilo leggermente più "squadrato" nella zona terminale esterna, possa portare ad un distacco di vena più deciso e netto sul posteriore, con conseguente minor scia di depressione e resistenza all'avanzamento. Si tratta dello stesso effetto che hanno i cosiddetti "nolder" sulle superfici delle ali aerodinamiche ed il cui impiego è ormai molto diffuso sulle vetture da competizione.

E' questo l'unico intervento su parti direttamente legate allo stile vettura, ma lo si ritiene sufficientemente limitato da poter essere accettato e, comunque, si reputa interessante la verifica dell'ipotesi anche se poi non dovesse esservi un diretto riscontro applicativo.



Riduzione del raggio di raccordo sulle luci posteriori

Figura 7.7: Interventi di riduzione del raggio di raccordo nella zona delle luci posteriori

Come si evince dalle immagini riportate nelle pagine precedenti, i diversi suggerimenti presentati sono stati messi in pratica sul modellino in scala ridotta della vettura. Questo ha permesso di rilevare direttamente nella galleria del vento di Ferrari S.p.A, l'efficacia o meno di ciascun intervento ed il loro peso percentuale sulla riduzione del C_x vettura.

Le prove sperimentali sono state eseguite secondo i seguenti allestimenti:

- Tappeto mobile per modifiche corpo vettura e fondo (velocità di prova: 35 m/s)
- Suolo fisso e bilancia su ruote per ottimizzazione bavette passa ruota (velocità di prova: 50 m/s)

La ragione per cui si è optato per prove a suolo fisso nel valutare l'effetto dell'intervento sulle bavette, è semplicemente legata alla volontà di indagare con maggior dettaglio le forze scaricate sulle ruote. Per fare ciò, è stato necessario l'utilizzo della galleria clima, sempre presente nello stabilimento Ferrari a Maranello, la quale è l'unica dotata di attacchi strumentati con celle di carico al suolo per le ruote, ma non dispone, purtroppo, del tappeto mobile. Per l'indagine relativa alla chiusura del fondo, invece, non si poteva prescindere dal pavimento mobile, onde evitare riproduzioni errate dell'andamento del flusso d'aria in corrispondenza del suolo.

Il risultato complessivo delle modifiche descritte, è stata una riduzione del coefficiente di penetrazione aerodinamica con un guadagno percentuale del 12 % circa. Si tratta di un risultato decisamente positivo al quale, di contro, è associata una perdita in termini di carico verticale di circa il 30 %. E' un peggioramento senza dubbio rilevante, la cui accettabilità è da valutare in funzione della richiesta di prestazioni, soprattutto in termini di accelerazione laterale raggiungibile nelle curve ad alta velocità. Va detto, che sul carico verticale influisce decisamente la forma complessiva del fondo aerodinamico, ovvero l'ottimizzazione della superficie di chiusura. In questo caso, come si è potuto appurare dalle fotografie allegate, non vi è stato uno studio razionale sulla forma del fondo, pertanto è logico aspettarsi un risultato molto migliore a fronte di un'attività programmata *ad hoc*, la quale però esula gli scopi di questa ricerca.

Si riassume in un istogramma, infine, il contributo imputabile a ciascuno degli interventi proposti, dal quale si evince la massima influenza della chiusura delle parti aperte del fondo.

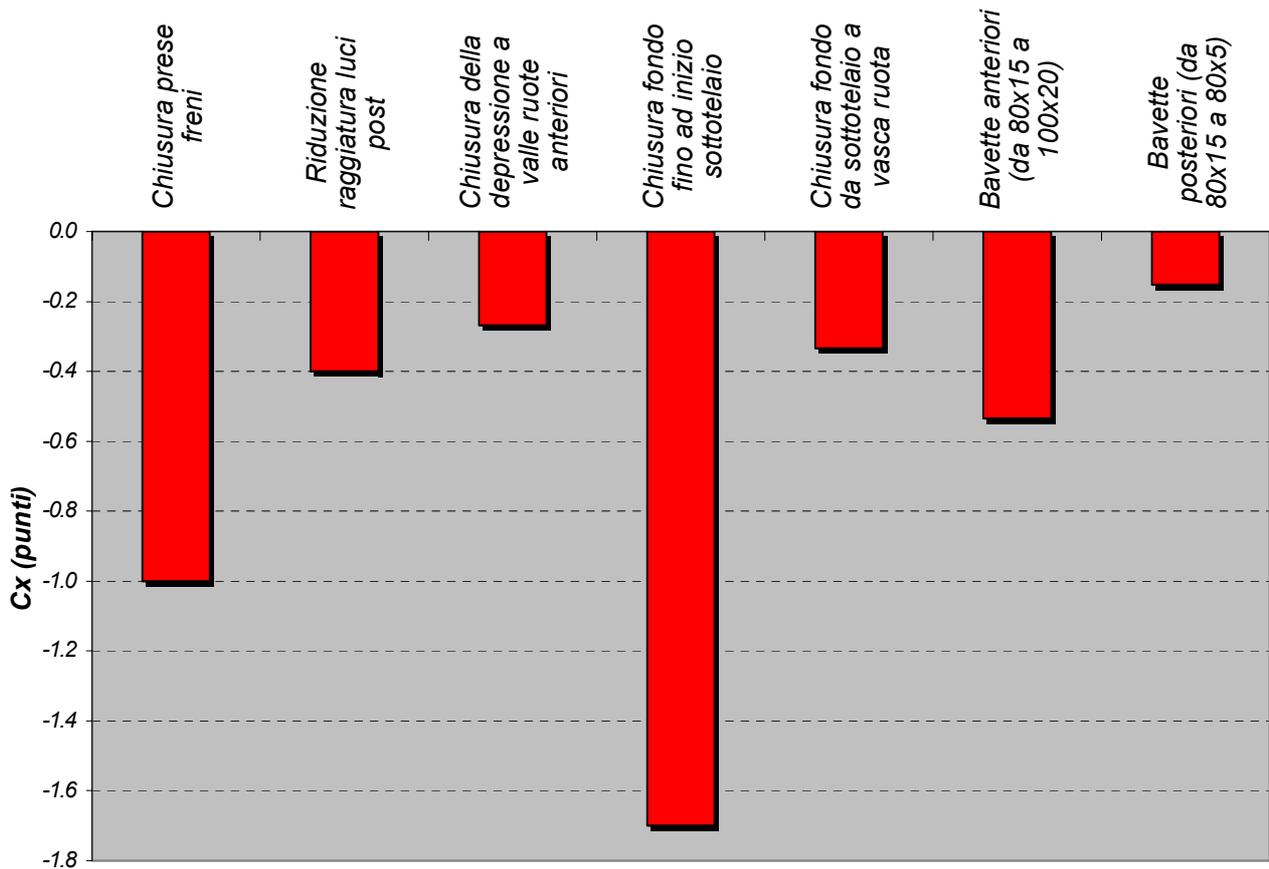


Figura 7.8: Contributo percentuale alla riduzione del coefficiente di penetrazione aerodinamica per i diversi interventi proposti

Si vuole sottolineare ancora che la scelta delle modalità di prova è dettata dalle seguenti due principali ragioni. In primo luogo si è voluto mantenere gli standard Ferrari, onde garantire una certa coerenza dei valori trovati rispetto a quelli in archivio, elemento che ha determinato la scelta delle prove con tappeto mobile. Per quanto concerne i rilievi con suolo fisso, invece, si è considerata utile un'analisi con bilancia direttamente sulle ruote, per valutare l'influenza di un intervento estremamente localizzato come quello sui "minidam", difficilmente osservabile altrimenti.

In base ai miglioramenti rilevati in galleria del vento sul coefficiente di penetrazione aerodinamica ed al nuovo valore per esso ottenuto, sono state nuovamente eseguite le simulazioni con il modello di calcolo messo a punto. Lo scopo di tale attività è stata l'oggettivazione dei benefici conseguibili in termini di consumo a velocità costante in sesta marcia, ovvero in ottica utilizzo autostradale.

Si riassume nella tabella a seguire l'aumento percentuale dell'autonomia derivante dal calcolo per le velocità di 130, 150 e 190 km/h.

	Velocità di 130 km/h in VI marcia	Velocità di 150 km/h in VI marcia	Velocità di 190 km/h in VI marcia
Delta percentuale tra vettura originale e modificata	+ 3,4 %	+ 4 %	+ 5.9 %

Tabella 7.3: Miglioramenti di autonomia attesi dalle simulazioni per la Maserati Quattroporte con le modifiche aerodinamiche proposte

Si conclude questa sezione, osservando che l'effettiva messa in pratica degli interventi suggeriti, in particolare quelli relativi alla chiusura del fondo, richiede valutazioni di funzionalità che esulano lo scopo di questa attività e che sono attualmente in corso. Ciò che soprattutto necessita di attenta verifica, è la possibilità di garantire il raffreddamento delle parti di meccanica quali il radiatore olio cambio, nonostante la chiusura delle aperture previste sul fondo. Uno dei motivi che ne aveva determinato la presenza nel progetto originale, infatti, era proprio la volontà di fornire più aria alle superfici radianti.

7.4 Correlazione tra curva di “coast down” e curva di resistenza teorica

L'ultimo paragrafo di questo capitolo è dedicato alla valutazione dello scarto esistente tra la curva delle potenze resistenti, acquisite con la tecnica del “coast down”, e quella ricavata tramite considerazioni teoriche.

Si reputa interessante effettuare questo confronto, per avere un riscontro diretto dell'errore commesso durante la fase di impostazione, quando si effettuano i calcoli a partire dal coefficiente di penetrazione aerodinamica e dai valori delle perdite per rotolamento.

Come già accennato nel Capitolo 2, ci sono diversi modi per valutare da un punto di vista matematico le dissipazioni energetiche dovute al contatto tra suolo e pneumatici. In questo studio ci riferiremo al metodo dei coefficienti ROLL, ovvero i coefficienti che per un dato tipo di pneumatici esprimono la forza resistente all'avanzamento in funzione del peso vettura. Si tratta di curve rilasciate dal fornitore degli pneumatici stessi, che descrivono l'andamento della resistenza in questione con la velocità.

Il procedimento che consente di ottenere questi parametri, prevede l'uso di un rullo posto a contatto con la ruota esaminanda al fine di simulare la strada. La disposizione è quella tipica delle ruote di frizione e ciascun mozzo, sia quello del rullo strada che quello su cui è montato lo pneumatico, reca una cella di carico, capace di registrare le forze scambiate al contatto durante il rotolamento. Ciò che si fa, è mettere in rotazione la ruota ed il rullo tramite opportuni motori elettrici e poi, raggiunta una certa velocità di rotazione, disattivare i motori e valutare la decelerazione angolare della ruota. Tramite un semplice bilancio delle potenze in gioco sul sistema complessivo, è possibile risalire alla potenza assorbita durante il rotolamento.

Si può osservare che il procedimento utilizzato è piuttosto simile a quello con il quale si ricava la curva di “coast down” per l'intera vettura, ma viene effettuato sul singolo pneumatico, il quale è animato esclusivamente da moto rotatorio. E' possibile, inoltre, regolare la forza radiale che spinge lo pneumatico contro il rullo strada, onde simulare diversi pesi vettura.

Non è scopo di questo paragrafo quello di entrare in dettaglio sulla determinazione sperimentale dei coefficienti ROLL; in questa sede ci limitiamo a fornire un'immagine della macchina di prova, la quale risulta di per sé esplicativa del principio di funzionamento.



Figura 7.9: Dispositivo a rullo strada per la determinazione sperimentale delle resistenze a rotolamento degli pneumatici

Riguardo alla Figura 7.9, si sottolinea semplicemente che tanto maggiore è il diametro del rullo strada, tanto migliore sarà l'approssimazione dell'effettivo contatto tra pneumatico e suolo, ovvero delle pressioni in gioco.

Nel caso della Maserati Quattroporte, si hanno pneumatici diversi tra anteriore e posteriore, pertanto si è fatto riferimento a due distinte curve sperimentali per la valutazione della potenza dissipata. Per ciascun assale si è espressa la forza resistente considerando la quota parte del carico totale su di esso gravante, in base alla ripartizione dei pesi. La formula utilizzata per ricavare la porzione di energia assorbita per il rotolamento degli pneumatici è la seguente:

$$P_{roll}(V) = C_{roll}^{ANT}(V) * M_{ANT} * V + C_{roll}^{POST}(V) * M_{POST} * V$$

dove:

$C_{roll}^{ANT}(V)$ sono i coefficienti “roll” per gli pneumatici anteriori in funzione della velocità di avanzamento;

C_{roll}^{POST} sono i coefficienti “roll” per gli pneumatici posteriori in funzione della velocità di avanzamento;

M_{ANT} porzione della massa vettura che si scarica sull'assale anteriore in condizioni di carico statico;

M_{POST} porzione della massa vettura che si scarica sull'assale posteriore in condizioni di carico statico;

V velocità per la quale si valuta la potenza assorbita in resistenze al rotolamento.

Per quanto concerne la resistenza aerodinamica, essa è già stata espressa nel Capitolo 2 come funzione della velocità, attraverso il coefficiente di penetrazione aerodinamica e la superficie frontale della vettura. Si riporta, per chiarezza di esposizione, la formula che esprime la potenza dissipata in resistenze aerodinamiche alla velocità V :

$$P_{AERO}(V) = \frac{1}{2} * \rho * C_x * S * V^3$$

nella quale:

ρ densità dell'aria in condizioni standard (1,223 kg/m³);

C_x coefficiente di penetrazione aerodinamica della vettura;

S superficie frontale di riferimento per l'espressione del C_x ;

V velocità per la quale si valuta la potenza assorbita in resistenze aerodinamiche.

Terminate le considerazioni sul calcolo per via teorica delle resistenze all'avanzamento, veniamo al confronto vero e proprio, oggetto di questo paragrafo, tra la curva empirica e quella ipotizzata a priori.

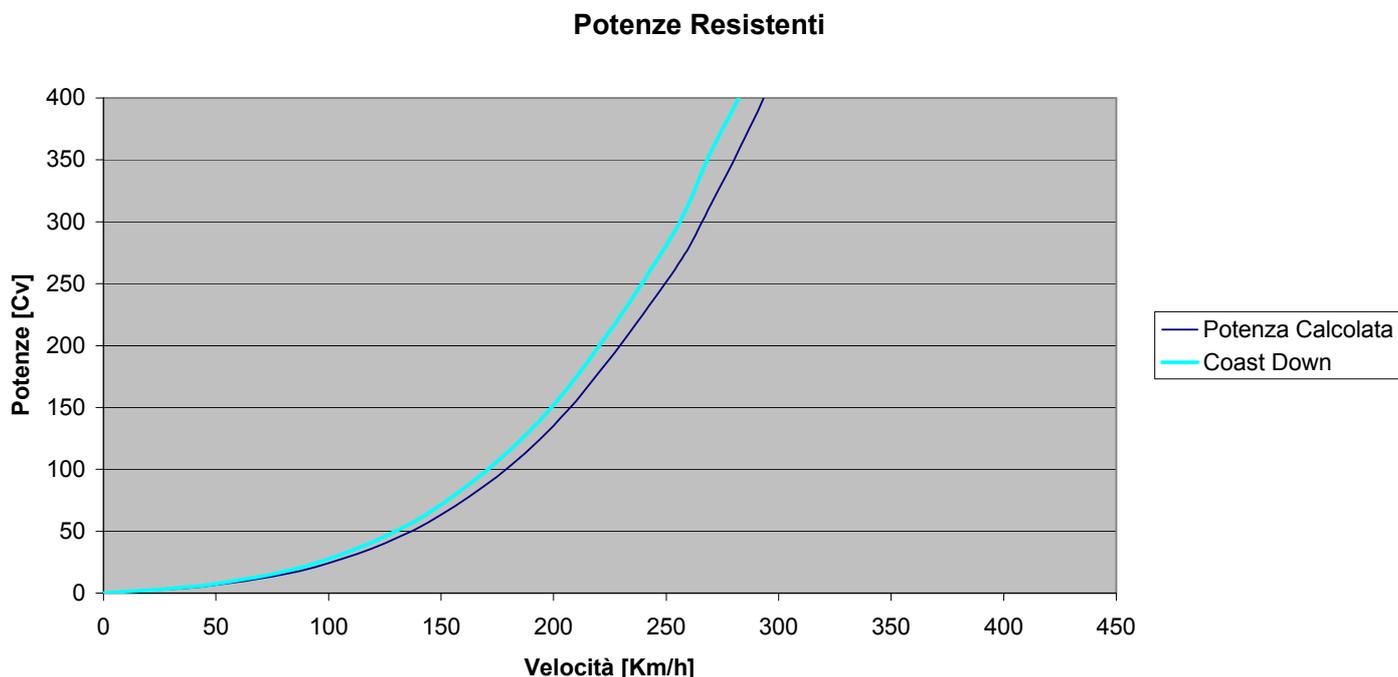


Figura 7.10: Confronto tra curva di “coast down” sperimentale e curva delle resistenze teoriche per la Maserati Quattroporte

Il grafico riportato mostra chiaramente come la curva sperimentale risulti al di sopra di quella teorica, ovvero la potenza assorbita in realtà sia maggiore di quella calcolata con il procedimento illustrato precedentemente.

Questo non stupisce affatto, se si considera che nelle formule utilizzate non si tiene conto di alcuni elementi, i quali presi singolarmente non danno un contributo particolarmente significativo, ma se sommati possono dar luogo ad uno scarto di diversi punti percentuali. Si tratta, ad esempio, delle perdite all'interno dei vari cuscinetti che si trovano nella drive-line, a valle dell'albero primario della trasmissione. Si ricorda che, essendo il cambio in folle durante il “coast down”, solo le resistenze dell'albero secondario, del differenziale e dei mozzi ruota influenzano la decelerazione vettura. Il contributo più importante tra quelli appena citati, è senza dubbio quello dei cuscinetti dei mozzi ruota. Essi, infatti, presentano un valore significativo di precarico assiale ed una dimensione decisamente maggiore di tutti gli altri cuscinetti disposti sulla drive-line. Oltre all'effetto appena citato, non va trascurato l'attrito dovuto allo strisciamento tra dischi freno e pastiglie. Ciò è da imputarsi alla minimizzazione delle luci tra i dischi e le pastiglie stesse, onde avere una pronta risposta dell'impianto frenante, cosa che si paga con un contatto pressoché inevitabile e decisamente dissipativo.

Un altro aspetto non del tutto marginale, è il differente comportamento che gli pneumatici hanno su vettura rispetto a quello esibito durante la prova di caratterizzazione con rullo strada. Si pensi, ad esempio, alla presenza delle campanature e della convergenza, particolarità di montaggio che inducono un certo valore di deriva sugli pneumatici, con conseguenti effetti dissipativi. Inoltre, la superficie del manto stradale è senza dubbio differente da quella del rullo di prova e manifesta livelli di adesione diversi.

Infine, non si deve dimenticare che l'introduzione di un valore costante per il coefficiente di penetrazione aerodinamica non può che essere un'approssimazione. Esso è legato all'assetto vettura, il quale al crescere della velocità e del carico aerodinamico non può che variare, dando così luogo a

scostamenti tra la resistenza aerodinamica effettiva e quella calcolata assumendo, per l'appunto, un C_x costante.

Tutti gli aspetti citati vengono a giustificare le discrepanze osservate tra le due curve della Figura 7.10 e, per cercare di darne una quantificazione, riportiamo a seguire una tabella contenente le differenze percentuali tra i valori registrati alle velocità omologhe:

Vel [Km/h]	diff. %
0	0.0%
50	10.9%
100	12.7%
150	12.7%
200	12.5%
250	11.7%
270	13.4%

Tabella 7.4: Differenze percentuali tra resistenze teoriche e resistenze rilevate alle diverse velocità

Alla luce dei numeri sopra evidenziati, possiamo affermare che l'introduzione nel modello di calcolo delle resistenze attraverso le formule viste in precedenza, comporta un errore sempre in difetto e contenuto entro il 13 %. Questo, dunque, è il peso percentuale di tutti gli effetti descritti in maniera qualitativa nelle righe sopra.

Concludiamo il capitolo riportando in un opportuno istogramma, l'influenza percentuale delle dissipazioni aerodinamiche e di quelle a rotolamento, onde verificare che al crescere della velocità le prime diventano nettamente predominanti rispetto alle seconde. Naturalmente, ci aspettiamo che alle percorrenze più basse valga il discorso contrario.

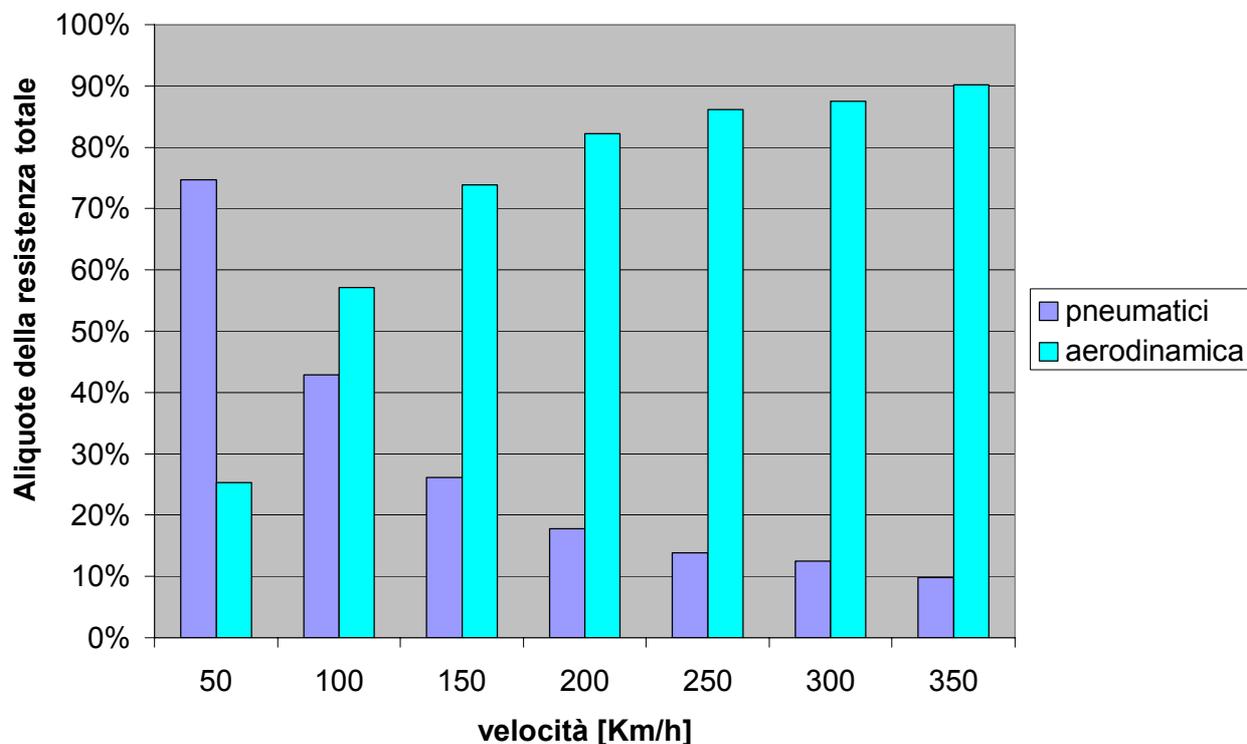


Figura 7.11: Percentuale delle resistenze all'avanzamento imputabili al rotolamento degli pneumatici ed alle forze aerodinamiche

Potenze dissipate per avanzare a velocità costante

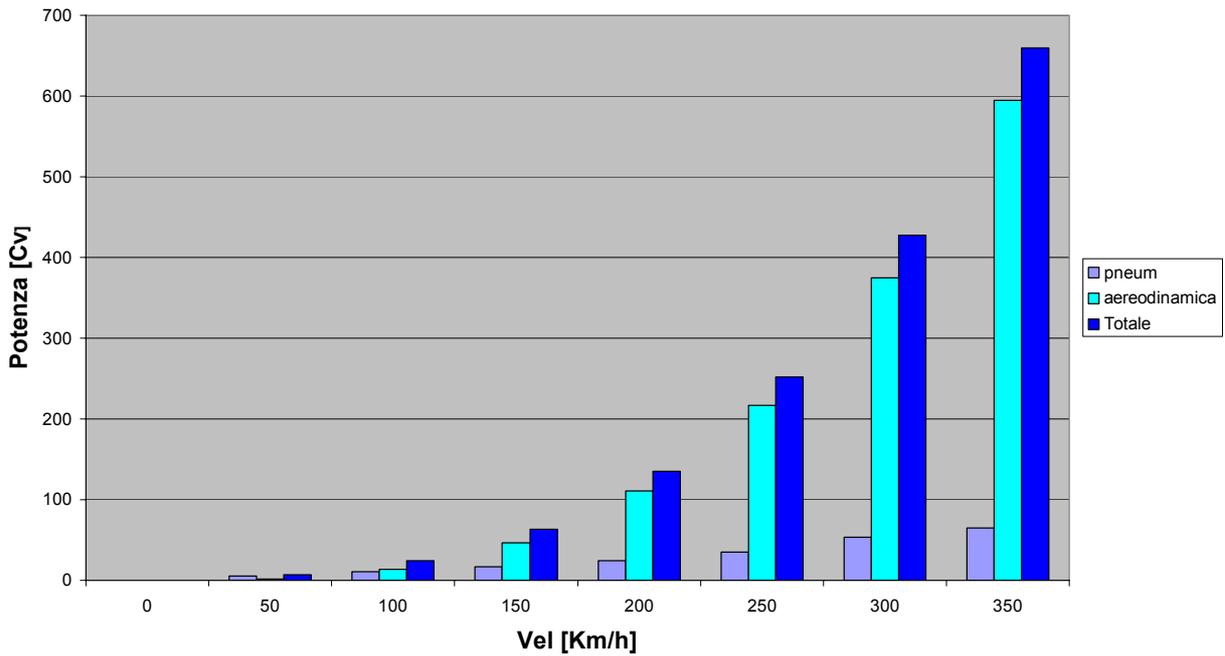


Figura 7.12: Potenza resistente totale e contributi aerodinamico e di rotolamento

Le figure 7.11 e 7.12 confermano decisamente quanto atteso e permettono anche di identificare attorno a 110 km/h la velocità di pareggio, ovvero quella alla quale il contributo della resistenza aerodinamica eguaglia quello delle perdite per attrito e rotolamento.

Conclusioni

L'affermazione più importante che deve essere evidenziata come conclusione a questo lavoro, è che il consumo di una vettura è un problema di efficienza globale, ovvero un aspetto che riguarda il veicolo nel suo complesso e non i singoli componenti. Le scelte che portano al minimo di consumo, pur salvaguardando le prestazioni della vettura, non possono che derivare dal compromesso tra le varie aree funzionali del sistema veicolo.

Il lavoro in questione, ha avuto un duplice obiettivo: in prima istanza identificare alcuni interventi atti a ridurre i consumi di un veicolo già in produzione e, quindi, non passibile di modifiche troppo intrusive sia a livello di investimenti che di tempi; in secondo luogo, la messa a punto di una metodologia di calcolo atta a garantire una correlazione tra modello e realtà di natura fisica ed affidabile.

In particolar modo, nel corso dei tre anni di ricerca sono stati proposti e verificati dal punto di vista sperimentale diversi interventi, che hanno consentito un reale miglioramento dell'autonomia della Maserati Quattroporte. Mi riferisco soprattutto all'identificazione di una rapportatura completamente nuova del cambio, atta a far lavorare il motore in maniera decisamente più efficiente, pur non rinunciando alle caratteristiche di sportività durante le fasi di ripresa in movimento, o da fermo. Il cambio in questione è stato studiato, innanzitutto, secondo considerazioni teoriche e, successivamente, ne è stato realizzato un prototipo per le prove su vettura. Ad oggi esso è arrivato in produzione, consentendo una riduzione dei consumi sui cicli omologativi di circa l'8 % con riferimento alla gestione tradizionale dei cambi marcia. A tale risultato fa seguito anche un diretto riscontro economico. Infatti, esso permette il passaggio ad una classe di consumo inferiore nell'ambito della tassa americana GGT (Gas Guzzler Tax), sanzione che si prefigge di penalizzare i veicoli con alta produzione di CO₂. A tale miglioramento corrisponde un risparmio netto per il consumatore di circa 800 dollari sull'acquisto della vettura. Anche dal punto di vista del consumo autostradale, l'introduzione del cambio a rapporti lunghi ha consentito un aumento di autonomia di circa il 5 % su tutte le principali velocità per impiego in autostrada in sesta marcia.

Oltre all'intervento sui rapporti del cambio, è stata anche suggerita una variazione della gestione dei cambi marcia, la definizione della quale trae spunto dalla volontà di ottimizzare lo sfruttamento del propulsore, pur senza rinunciare alla corretta erogazione di coppia durante le missioni omologative. Si sottolinea che la modifica proposta è stata approvata dall'ente federale statunitense, il quale ha preso atto del fatto che, in condizioni di traffico cittadino, una vettura come quella oggetto di studio può e deve essere utilizzata secondo canoni di efficienza energetica. Questo comporta la necessità di avere una sequenza di cambiate diversa rispetto a quella di una vettura con potenza decisamente inferiore. Tale concetto è lo stesso già adottato dai cambi automatici con convertitore di coppia, nei quali, peraltro, l'impiego di strategie di riduzione consumo può essere ancora più sfruttato, grazie alla possibilità di ricorrere all'incremento di coppia dato dalla parte idraulica della trasmissione. Tornando allo "shift pattern", suggerito nell'ambito di questo lavoro, esso ha portato ad una ulteriore riduzione del consumo di circa il 12 % sui cicli omologativi americani, con il conseguente passaggio di altre due classi di consumo. A ciò fa riscontro un risparmio netto in termini economici di circa 1600 dollari.

I due interventi descritti sulla rapportatura possono essere abbinati, naturalmente, pur non essendo direttamente cumulabili nei risultati complessivi. Infatti, si può dire che essi siano sostanzialmente i due lati della stessa medaglia, per quanto sia sicuramente presente un ulteriore e netto miglioramento dall'utilizzo della nuova rapportatura e dallo "shift pattern economy". I rilievi su banco a rulli con vettura avente nuova rapportatura e cambiate ravvicinate, hanno confermato una riduzione totale dei consumi di oltre il 20 % sui cicli combinati USA e NEDC. Tale risparmio in termini percentuali, comporta un salto di ben tre posizioni all'interno delle classi di merito relative alla Gasoline Tax, con conseguente risparmio di ben 2400 dollari per ciascuna vettura immatricolata

nel mercato statunitense. In particolare, la Maserati Quattroporte è passata sul mercato americano da una tassa sul consumo di ben 5400 \$, ai 3000 \$ dell'attuale versione con cambio elettro-attuato. Il risultato conseguito, oltre all'evidente ritorno economico, porta con sé anche un beneficio in termini di immagine, in quanto mostra la sensibilità della casa italiana a problemi di natura ecologica.

In parallelo agli interventi sul versante trasmissione, volti a massimizzare il rendimento del gruppo motopropulsore, durante la ricerca ci si è anche concentrati sull'efficienza del sistema veicolo. Da questo punto di vista, si è appurata l'importanza di contenere le dissipazioni di potenza durante l'avanzamento, in modo da ridurre la quantità di energia complessivamente richiesta per portare a termine una generica missione, sia essa un ciclo di guida, o una semplice percorrenza a velocità costante. La vettura oggetto del nostro studio, infatti, si è rivelata non ottimale per quanto riguarda l'efficienza aerodinamica e si è cercato, quindi, di suggerire una serie di interventi per migliorare tale fattore. Come precedentemente sottolineato nell'ultimo capitolo di questa tesi, il fatto di avere uno stile ben definito e non modificabile, ha ridotto decisamente le possibilità di intervento, portando alla necessità di limitarsi alle zone aperte del fondo. Ciò che è apparso evidente, è stata l'elevata inefficienza dovuta all'avere delle discontinuità nella superficie inferiore, come quelle a valle delle ruote anteriori e nella zona del differenziale. Le modifiche suggerite sono state recepite dal modellino in scala ridotta della vettura e verificate in galleria del vento, mostrando un possibile abbattimento delle resistenze ad alta velocità. Si è osservato, in particolare, una riduzione del C_x di circa il 10 %, al quale corrisponderebbe, secondo quanto ottenuto dalle simulazioni, un miglioramento di autonomia del 4 % a 150 km/h in sesta marcia.

Le proposte citate nelle righe precedenti per quanto concerne la trasmissione, hanno avuto un diretto riscontro applicativo e le percentuali di miglioramento riportate fanno riferimento alla versione della Maserati Quattroporte con rapporti originali. Relativamente agli interventi di carattere aerodinamico, invece, essi non sono stati messi in produzione perché richiedono ulteriori verifiche di natura termodinamica, ossia legate alla possibilità di smaltire il calore e raffreddare alcune parti meccaniche.

Un'ulteriore sezione del lavoro è stata dedicata all'analisi delle differenze in termini di consumo, tra una Maserati con cambio elettro-attuato ed un prototipo, sempre di Quattroporte, allestito con trasmissione automatica e convertitore di coppia. Queste analisi hanno offerto lo spunto per alcune considerazioni più di dettaglio, sull'andamento della portata istantanea di carburante durante l'esecuzione dei cicli su banco a rulli. Inoltre, esse hanno permesso di valutare e mettere a confronto tra loro le diverse catene di misura, come si può osservare chiaramente nel Capitolo 6. In buona sostanza, si può concludere che la lettura del consumo istantaneo dai valori di centralina, dia un andamento estremamente attendibile della portata di combustibile, salvo mal funzionamenti della vettura stessa. Quest'ultimi, ad ogni modo, sono direttamente rilevabili dall'analisi degli auto apprendimenti che regolano il controllo motore e, pertanto, eliminabili a mezzo di opportuna taratura e registrazione dei parametri di funzionamento.

Per quanto concerne la presenza del cambio automatico con convertitore di coppia, poi, si è osservato che esso permette un'ulteriore contenimento dei consumi del 9 %, sempre imputabile, comunque, all'allungamento dei rapporti e non ad una maggior efficienza del gruppo trasmissione. Esso, a contrario, risulta più dissipativo a causa del noto effetto di trascinamento della macchina idraulica. Il peggioramento imputabile a tale fattore, è stato quantificato sperimentalmente con specifico riferimento alle fasi di minimo, in cui si è registrato un incremento di circa il 30 % del consumo.

Oltre ai risultati aventi diretto interesse applicativo per la vettura oggetto di studio, la ricerca ha avuto anche un obiettivo trasversale, e di più largo respiro, ovvero quello di mettere a punto una metodologia per la stima dei consumi vettura, con una precisione nell'ordine di pochi punti percentuali. In questa fase finale di bilancio e critica delle attività svolte, si sottolinea che il modello di calcolo utilizzato, e successivamente affinato, ha permesso non solo di raggiungere una buona correlazione in termini numerici, ma si è anche dimostrato stabile ed efficace in seguito a

modifiche dei parametri in gioco. In particolare, si è osservata una differenza percentuale contenuta entro il 5 % sia sui cicli omologativi, che sulle principali percorrenze a velocità costante in sesta marcia. Allo stesso modo, si è curata la risposta del modello di calcolo per quanto concerne l'aspetto delle prestazioni. In questo caso, la rispondenza che si è osservata tra i risultati teorici e quelli della pista, è stata anche migliore rispetto a quanto trovato per i calcoli di consumo.

Tuttavia, ciò che più merita di essere sottolineato per quanto concerne l'aspetto metodologico e di simulazione, è il fatto che i risultati ottenuti una volta effettuata una prima taratura dei coefficienti di arricchimento sui transistori, tendono a mantenersi anche a seguito di modifiche di parametri chiave. Ad esempio, le variazioni nei rapporti di trasmissione o nelle resistenze all'avanzamento, non richiedono una successiva ri-taratura del modello. Ciò lascia pensare ad una buona approssimazione della realtà fisica e, soprattutto, ad un approccio di tipo euristico ben strutturato, in cui i diversi sistemi vettura sono caratterizzati ed inseriti in maniera tutto sommato verosimile ed attendibile.

Nei Capitoli 5 e 6 sono presentati molti dati sotto forma di grafici e di tabelle, i quali dimostrano quanto affermato precedentemente e indicano come la correlazione sia soddisfacente, non solo sui valori a consuntivo del ciclo, ma anche su quelli di consumo istantaneo. E' importante notare che, anche nel passaggio dalla vettura con trasmissione elettro-attuata a quella con convertitore di coppia, si mantiene un scarto di consumo piuttosto contenuto ($< 6\%$), nonostante non siano state implementate nella simulazione le perdite interne al convertitore.

Come ultima considerazione in merito alla metodologia di calcolo, si vuole rimarcare un aspetto che, a nostro avviso, risulta significativo. Si tratta del fatto che il livello di correlazione è andato a mano a mano crescendo con l'acquisizione di valori sperimentali più precisi e dettagliati; allo stesso modo, il grado di comprensione e riproduzione dei fenomeni fisici è stato migliorato sotto tutti i punti di vista, passando da una prima fase del lavoro in cui ci si accontentava di un valore globale di consumo sul ciclo, ad una indagine sempre più mirata alla portata istantanea. Grazie a questa impostazione, nell'ultima fase della ricerca sono stati affrontati e riprodotti fenomeni inizialmente trascurati, come i transistori di riscaldamento dei catalizzatori. Nell'ambito di queste analisi, descritte prevalentemente nell'ultimo paragrafo del capitolo sesto, si è deciso di curare massimamente la fisicità del modello e si sono registrati valori in buon accordo con le portate istantanee di carburante. Si vuole ribadire che questa ultima attività di simulazione, pur non fornendo apparentemente netti miglioramenti sul valore complessivo di consumo nei cicli, comporta, invece, un chiaro aumento della correlazione del modello con i fenomeni fisici, rispetto a quanto precedentemente ottenuto per semplice taratura.

Concludiamo questa sezione di sintesi e di bilancio dei risultati, sottolineando che le soluzioni proposte e, soprattutto, le metodologie messe a punto per la vettura specifica, sono in realtà applicabili a tutti i modelli aventi caratteristiche analoghe, ovvero elevata potenza specifica e carattere marcatamente sportive. A riprova di ciò, si tenga presente che la gestione dei cambi marcia suggerita nel corso di questo lavoro, è attualmente utilizzata dall'intera gamma Ferrari e Maserati. Essa ha portato cospicui vantaggi in termini di riduzione consumo, per tutte le fasi di funzionamento nelle quali non si cerchi il massimo delle prestazioni. Da questo punto di vista si può senza dubbio dire che il lavoro è stato apprezzato presso l'azienda Ferrari S.p.a. ed i risultati conseguiti hanno trovato una generale applicazione. Inoltre, la valutazione predittiva dei consumi sin dalla primissima fase di impostazione, è stata ormai recepita in ambito aziendale per tutti i modelli. Ad essa fa seguito un'attenzione specifica alla cura dei compromessi tra le diverse aree vettura ed alla massimizzazione dell'efficienza complessiva, piuttosto che non di quella particolare e contingente al singolo componente.

Bibliografia

- [1] A. Gabrielli, – tesi di laurea a.a. 2005/2006, “Studio di sistemi di analisi allo scarico e di misura dei consumi per autovetture”

- [2] SAE RECOMMENDED PRACTICE J2263, “Road load measurements using coast down techniques” – issued 1996.

- [3] SAE RECOMMENDED PRACTICE J2264, “Chassis dynamometer simulation of road load using coastdown techniques” – issued 1996

- [4] Code of Federal regulations 40 part 86 – Appendix 1 to subpart S to part 86 – Vehicle procurement Methodology

- [5] 2003/76/CE – Appendice 3 : “Resistenza all’avanzamento di un veicolo - Metodo di misurazione su pista – Simulazione sul banco a rulli”

- [6] 2003/76/CE – Appendice 1 : “Scomposizione in sequenze del ciclo di funzionamento per la prova di tipo 1”

- [7] R. Grasso, V. Patrone, “Manuale di SIMUWIN”

- [8] G. Genta, “Meccanica dell’Autoveicolo”

- [9] G.A. Pignone, U.R. Vercelli, “Motori ad alta potenza specifica”

- [10] J.B.Heywood, “Internal Combustion Engine Fundamentals”

- [11] E. Chiappino, “Recupero di energia cinetica a bordo di veicoli” – ATA Ingegneria automobilistica, Vol. 59, n° 3/4 marzo-aprile, 2005

- [12] William M.Silv, “Constant Volume Sampler CVS-7000 Series –Variable Flow CVS – 7600 type based o Sub-Sonic Venturi Flowmeter – ”.

- [13] BOSCH, “Gasoline-engine management”.

- [14] J. Katz, “Race Car Aerodynamics”