



**Politecnico
di Torino**

Politecnico di Torino

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

A.a. 2021/2022

Sessione di Laurea Marzo 2022

**Sviluppo, in ambiente GT-SUITE, di un modello
dinamico di un veicolo "light-duty" equipaggiato da
un propulsore diesel 3.0L, e studio del modello
termico di un sistema SCR per futura
implementazione**

Relatore:

Prof. Roberto Finesso

Corelatori:

Prof. Ezio Spessa

Dott. Omar Marelli

Dott. Cosimo Di Dio

Candidato:

Matteo Comino

*Il pensiero fa la
grandezza dell'uomo*

[B. PASCAL]

Sommario

Aspetto fondamentale al giorno d'oggi è il concetto di *digital twin*, ovvero la creazione di una copia digitale del modello reale per mezzo di software appositi. Con l'avvio della globalizzazione e l'aumento sempre più importante della domanda rivolta al mercato, la possibilità di effettuare il *front loading* è diventata dunque una necessità. Ciò che sta alla base di questo concetto è quindi la possibilità di effettuare numerose prove e verifiche sul modello digitale, senza doverle necessariamente replicare nel mondo reale con test appositi.

Tale logica si applica chiaramente molto bene all'industria del settore *automotive*, la quale, a causa dei cambiamenti climatici, si è trovata a dover modificare e migliorare la propria tecnologia, ma non solo, anche ad introdurne di nuova. Basti pensare a tutte le norme sulle emissioni dei veicoli che sono state introdotte durante questo ventennio, via via sempre più stringenti, determinando la necessità della modellazione digitale, applicata sia ai singoli componenti come motore, sistema di trattamento dei gas di scarico e altri, sia al veicolo stesso nella sua totale complessità.

Il primo obiettivo di questo studio di tesi è proprio quindi la validazione del comportamento in transitorio di un modello di un motore ad accensione per compressione da 3.0L. Tale valutazione viene realizzata ad ampio spettro, su diversi parametri motoristici, di cui si possiedono i dati sperimentali raccolti sul ciclo *WHTC*. Il secondo passo è quello di modellare un veicolo commerciale della categoria *light-duty*, nel quale si sostituisce la mappa motore con il modello precedentemente citato, andando ad ottenere un modello di veicolo completo. Per quanto riguarda quest'ultimo, maggior attenzione è stata posta sui consumi e sulle emissioni di inquinanti. Il terzo ed ultimo obiettivo è legato alla realizzazione del sistema di *aftertreatment* del veicolo. Infatti, essendo il modello del motore sprovvisto di tale sistema, le emissioni valutabili sono quelle in uscita dallo stesso, chiaramente differenti da quelle di tipo *tailpipe*. Per questo motivo è stato realizzato un modello di SCR (*Selective Catalyst Reduction*) *standalone*,

elemento fondamentale del sistema di trattamento dei gas di scarico, di cui si disponevano i dati sperimentali per effettuare la validazione. Anche se ciò non completa il sistema di scarico, in quanto mancano altri elementi come *DOC* e *DPF*, permette comunque di ottenere un modello pronto per essere in futuro facilmente riadattato ed inserito all'interno di un modello di veicolo, assieme agli altri elementi del sistema di *aftertreatment*.

Con l'ausilio di software dedicati quali GT-SUITE, di cui principalmente GT-POWER, e MATLAB è stato possibile realizzare i modelli ed effettuare le analisi necessarie per la validazione. In particolare, i risultati ricavati per il modello del motore risultano essere in linea con quelli dei profili sperimentali e anche quelli del veicolo sono sufficientemente soddisfacenti. Infine, anche per ciò che riguarda l'SCR i risultati sono promettenti, in quanto i profili di temperatura seguono bene i dati sperimentali, con errori cumulati normalizzati inferiori ad uno. Questi risultati saranno quindi la base per ulteriori sviluppi futuri nella realizzazione di una copia digitale del veicolo.

Ringraziamenti

A conclusione del mio percorso di laurea e del lavoro svolto per questo studio di tesi, ci tengo a ringraziare tutte le persone che mi hanno aiutato a raggiungere questo obiettivo e che, nonostante le difficoltà, non abbiano mai smesso di sostenermi.

In primis, vorrei ringraziare il professor Ezio Spessa, per avermi proposto questo progetto ed avermi dato la sua fiducia. Ci tengo anche a ringraziare il professore Roberto Finesso, per avermi seguito lungo tutto il percorso e guidato in una crescita sia tecnica sia personale. Inoltre, un grazie va anche ai Dottorandi per l'aiuto fornito nelle diverse fasi dello studio, in particolare ad Omar che è riuscito ad ogni incontro a darmi lo spunto per migliorare sempre di più.

Un grazie speciale va a Cristina che mi ha sostenuto in tutti questi anni insieme, con l'amore che solo lei mi può dare. Grazie per aver ascoltato le mie paure e avermi aiutato a superarle, dandomi la forza e il coraggio necessari per farlo. Grazie per aver avuto una pazienza infinita e avermi sopportato nei momenti difficili, ma soprattutto grazie di aver sempre creduto in me, sei la mia forza e il mio domani.

Grazie di cuore ai miei genitori che mi hanno sempre aiutato, soprattutto nella quotidianità dei piccoli gesti, dandomi il supporto necessario per superare ogni difficoltà. Grazie per aver sostenuto le mie scelte, sempre, e per tutte le volte che mi avete aiutato a fare grandi passi attraverso i vostri preziosi consigli.

A mio fratello Andrea, perché volente o nolente è sempre stato il mio obiettivo da raggiungere: grazie per essere stato come un mentore nella mia crescita, per essere stato il fratello maggiore che tutti vorrebbero. Un grazie anche a Franci che ha fatto sempre il tifo per me, ma soprattutto per aver avuto sempre un sorriso da darmi.

A tutto il resto della famiglia, dai miei cugini ai miei zii, che mi hanno regalato momenti di serenità in famiglia, permettendomi di distrarmi dalle pressioni universitarie. A mia nonna in particolare, che mi vuole un bene dell'anima e mi ha sempre rassicurato sulle mie capacità.

Alla mia seconda famiglia, Albi e Luisa, che hanno saputo accogliermi e hanno sofferto e gioito con me. Alla mia "sorellina" Maria, che con la sua gentilezza e semplicità mi ha aiutato a vedere le cose da un punto di vista diverso.

A Norman che c'è sempre stato, fondamentale compagno di avventure tra le nostre montagne. Un grazie va anche a Cunde e Deave per tutte le risate insieme e per avermi sempre considerato alla pari, nonostante fossi il più piccolo.

Grazie a Franco, Cava e Meme per questi anni al Politecnico e per essere amici da sempre. Nonostante le strade diverse siete sempre stati al mio fianco, spronandomi a dare il meglio di me e ad affrontare ogni ostacolo.

Alla mia migliore amica Giadins, che non ha perso occasione di ricordarmi che se la vita si fa dura allora non si molla nemmeno un centimetro. Un grazie va anche al resto della ciurma: Davide, Serena, Alba, Luca, Elisa e July per tutte le serate passate insieme ed essere ottimi amici.

Ai miei compagni d'università Matte, Simo, Cande e Pier per tutti i progetti svolti insieme tra fatiche e risate. In particolare ringrazio Merc, per le risate, i viaggi in treno e l'esperienza che solo un tecnico come lui ha saputo darmi.

Indice

Elenco delle tabelle	8
Elenco delle figure	9
1 Introduzione	12
1.1 Obiettivo della tesi	13
1.2 Veicolo	15
1.3 Selective Catalyst Reaction	17
1.4 Ambiente di modellazione	20
2 Modello veicolo	23
2.1 Modellazione motore	23
2.1.1 Turbogruppo	24
2.1.2 Albero motore	26
2.1.3 Cilindro motore	28
2.1.4 Logica di controllo	30
2.2 Modellazione veicolo	31
2.2.1 Veicolo	32
2.2.2 Trasmissione e differenziale	33
2.2.3 Assi veicolo e ruote	35
2.3 Unione modelli	38
2.3.1 Elementi di logica	39
2.3.2 Altri componenti	42
3 Modello SCR	44
3.1 Modellazione termica	44
4 Analisi dei risultati	50
4.1 Validazione modello motore diesel 3.0L	50

4.2	Validazione veicolo "light-duty"	61
4.3	Validazione termica SCR	66
4.4	Valutazione modello veicolo "light-duty"	75
4.4.1	Pedale acceleratore	75
4.4.2	Trasmissione	76
4.4.3	Potenze del veicolo	79
4.4.4	Ruote	81
5	Conclusioni	84

Elenco delle tabelle

1.1	Proprietà aerodinamiche e geometriche	15
1.2	Proprietà della trasmissione	16
1.3	Proprietà del rapporto finale e delle ruote	16
1.4	Proprietà generali motore	17
1.5	Riscaldamento SCR	20
1.6	Proprietà generali SCR	20
4.1	Risultati Average fuel consumption UDC	63
4.2	Risultati Average fuel consumption UDC con Start and Stop	63
4.3	Risultati Average fuel consumption EUDC con Start and Stop	65
4.4	Risultati Average fuel consumption NEDC con Start and Stop	66
4.5	Valutazione del rapporto di trasmissione su ciclo UDC	77
4.6	Risultati Average fuel consumption con Start and Stop	82

Elenco delle figure

1.1	Inquinanti e le fonti principali	12
1.2	Uso della CFD nell'industria	13
1.3	Esempio di veicolo commerciale leggero	15
1.4	Schema impianto SCR e AdBlue	17
1.5	Sezione della struttura di un SCR	19
1.6	Efficienza di conversione al variare della temperatura	19
2.1	Modello del motore su GT-POWER	23
2.2	Modello del turbogruppo su GT-POWER	24
2.3	Oggetto Compressor	25
2.4	Oggetto Turbine	25
2.5	Oggetto Exhaust Flap	26
2.6	Modello Engine Cranktrain su GT-POWER	27
2.7	Oggetto Engine Cranktrain	27
2.8	Quattro cilindri in linea su GT-POWER	28
2.9	Oggetto Engine Cylinder	29
2.10	Logica BMEP Target su GT-POWER	30
2.11	Veicolo <i>light-duty</i> su GT-POWER	31
2.12	Struttura del veicolo <i>light-duty</i> su GT-POWER	32
2.13	Oggetto Vehicle Body	33
2.14	Trasmissione e differenziale su GT-POWER	34
2.15	Oggetto Trasmission	34
2.16	Oggetto Differential	35
2.17	Ruota e asse su GT-POWER	36
2.18	Oggetto Axle	36
2.19	Oggetto Tire Connection Rigid	37
2.20	Tabella Tire Rolling Resistance Factor	38
2.21	Driver su GT-POWER	39
2.22	Driver su GT-POWER	39

2.23	Oggetto Vehicle Driver Advanced	40
2.24	ECU su GT-POWER	42
2.25	Frizione su GT-POWER	42
2.26	Sistema frenante su GT-POWER	43
2.27	Oggetto Brake	43
3.1	Modello di SCR su GT-POWER	44
3.2	Oggetto End Flow Inlet Species	45
3.3	Oggetto Flow Split	46
3.4	Vista 3D Flow Split	46
3.5	Oggetto Catalyst Brick	47
3.6	Oggetto End Environment	48
4.1	Pressione di boost	51
4.2	Ingrandimento pressione di boost	52
4.3	Turbo speed	52
4.4	Ingrandimento turbo speed	53
4.5	Pressione Common Rail	53
4.6	Ingrandimento pressione Common Rail	54
4.7	Quantità Main Injection	54
4.8	Ingrandimento quantità Main Injection	55
4.9	Istante inizio iniezione SOI	55
4.10	Ingrandimento istante inizio iniezione SOI	56
4.11	Pressione massima in camera	56
4.12	Ingrandimento pressione massima in camera	57
4.13	Pressione media effettiva BMEP	57
4.14	Ingrandimento pressione media effettiva BMEP	58
4.15	Temperatura ingresso turbina	59
4.16	Ingrandimento temperatura ingresso turbina	59
4.17	Consumo di combustibile normalizzato	60
4.18	Cumulata della Brake Power	60
4.19	Profilo temporale di velocità	62
4.20	Profilo temporale della marcia innestata	62
4.21	Profilo temporale di velocità	64
4.22	Profilo temporale della marcia innestata	64
4.23	Profilo temporale di velocità	65
4.24	Profilo temporale della marcia innestata	65
4.25	Temperatura in uscita dall'SCR	67

4.26	Errore cumulativo totale sui profili di temperatura	68
4.27	Profile Transient per l'Heat Input Rate	68
4.28	Temperatura in uscita dall'SCR	69
4.29	Errore cumulativo totale sui profili di temperatura	69
4.30	Temperatura in uscita dall'SCR	71
4.31	Errore cumulativo totale sui profili di temperatura	71
4.32	Temperatura in uscita dall'SCR	72
4.33	Errore cumulativo totale sui profili di temperatura	72
4.34	Temperatura in uscita dall'SCR	73
4.35	Errore cumulativo totale sui profili di temperatura	73
4.36	Temperatura in uscita dall'SCR	74
4.37	Errore cumulativo totale sui profili di temperatura	74
4.38	Confronto dei segnali del pedale acceleratore	75
4.39	Utilizzo del fuel cut-off	76
4.40	Profili di coppia in ingresso e uscita dalla trasmissione	77
4.41	Profili di coppia in ingresso e uscita dalla trasmissione (<i>Plots</i>)	78
4.42	Confronto perdite della trasmissione	78
4.43	Confronto accelerazione veicolo	79
4.44	Confronto delle potenze sul veicolo	80
4.45	C_{rr} normalizzato in funzione di velocità e pressione di gonfiaggio	81
4.46	Confronto della forza di resistenza all'avanzamento del veicolo	82

Capitolo 1

Introduzione

Diversi studi hanno ormai mostrato come il fenomeno dei cambiamenti climatici può essere direttamente associato all'attività umana. Si tratta dunque delle emissioni di inquinanti e gas serra nell'atmosfera da parte delle diverse attività dell'uomo, come l'agricoltura, l'industria e i trasporti. L'*International Energy Agency* ha condotto uno studio nel 2015 [1] legato a questo aspetto ed in particolare ha mostrato il modo in cui i diversi settori contribuiscono alle emissioni dei singoli inquinanti.

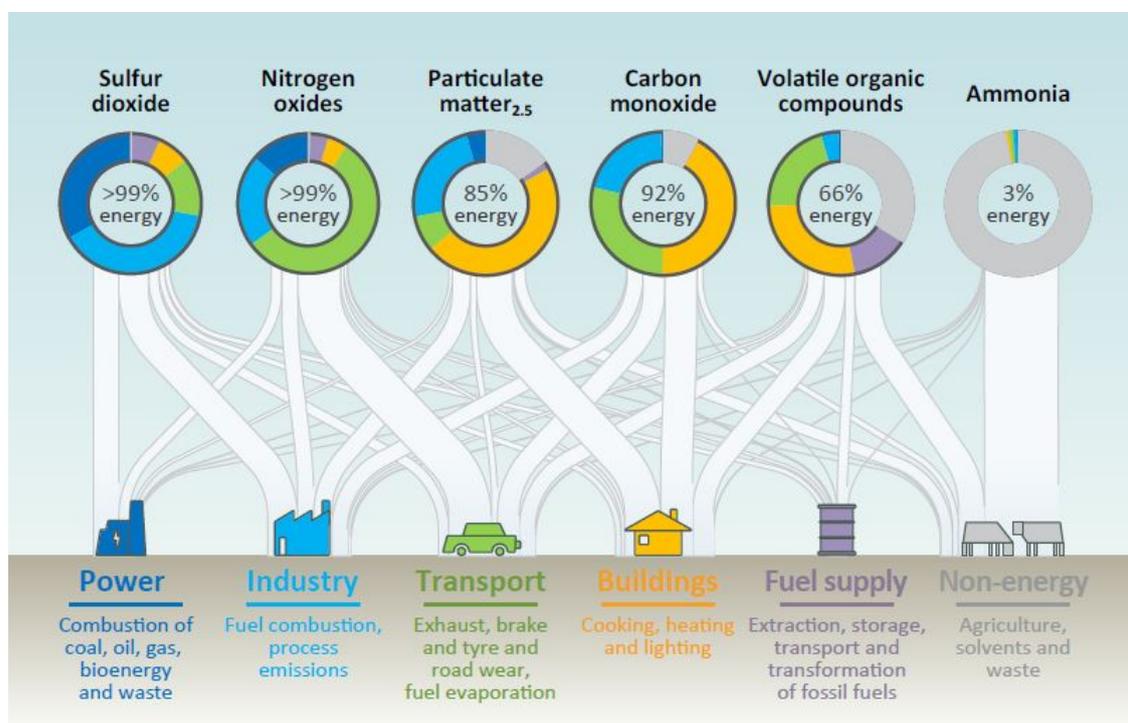


Figura 1.1. Inquinanti e le fonti principali

Dalla Figura 1.1 si deduce quindi che i trasporti contribuiscono alla formazione di diversi inquinanti, ma in particolare costituiscono la principale fonte di ossidi di azoto. Per

questo motivo, diversi enti regolatori hanno introdotto normative di omologazione per i nuovi veicoli sempre più stringenti. Questo ha ovviamente richiesto l'introduzione di nuove tecnologie da parte delle case produttrici, le quali si sono affidate a strumenti come la *Computational Fluid Dynamics*, o semplicemente CFD. Un'analisi della Resolved Analytics [2] mostra, in Figura 1.2, l'utilizzo della CFD nei diversi settori industriali:

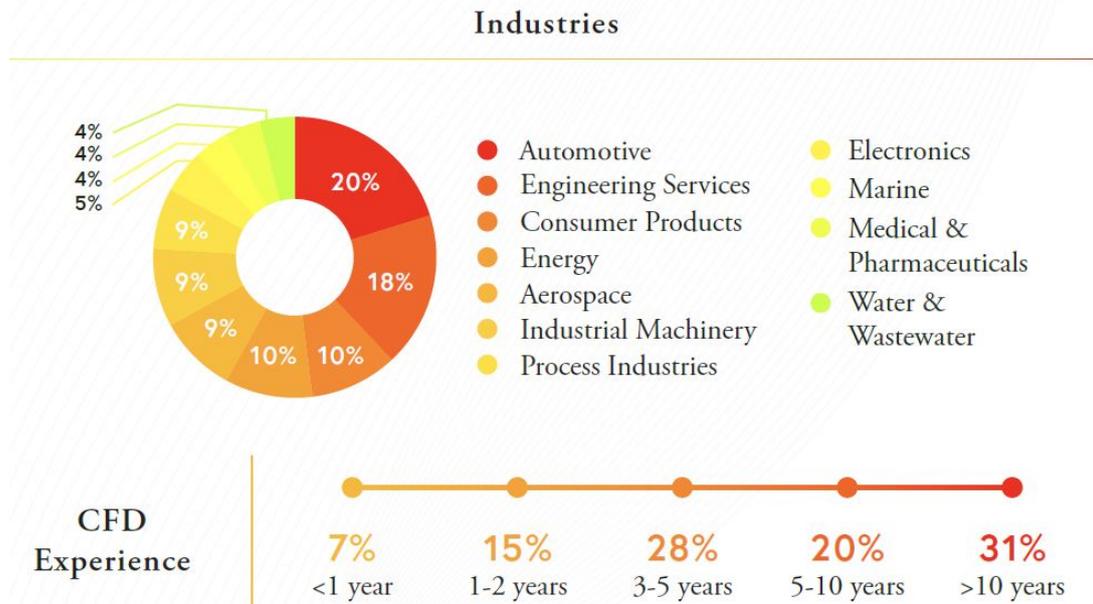


Figura 1.2. Uso della CFD nell'industria

Come si può vedere, la CFD è utilizzata in diversi settori da più di cinque anni con un'alta percentuale e in particolare è molto usata nell'industria dell'autoveicolo. Il motivo per cui la CFD risulta essere quindi uno strumento fondamentale e sempre più utilizzato è legato alla possibilità di creare modelli più o meno dettagliati delle nuove tecnologie ricercate, in modo da fare studi sempre più accurati. Infatti, grazie a questo strumento è possibile valutare diverse caratteristiche, come il campo di moto di un fluido, pressioni e temperature, che nella realtà sarebbe difficile, se non a volte addirittura impossibile, ricavare con appositi sensori.

1.1 Obiettivo della tesi

Lo scopo di questa tesi è quello di realizzare un modello digitale di un veicolo light-duty, che ne valuti la dinamica longitudinale e i diversi parametri motoristici. L'importanza di questo studio è fondamentale per la creazione di una base da cui poter partire per realizzare modelli di nuovi veicoli. Di fatto, si vuole quindi creare un modello validato

e funzionante, che possa essere facilmente implementato ed adattato per nuovi studi. Il modello di veicolo comprende quindi diversi elementi che comunicano tra loro:

- Veicolo, costituito da:
 - Carrozzeria
 - Autotelaio di meccanica
 - Motore a combustione interna
 - Cambio, differenziale
 - Assi ruota e ruote

- Logica di controllo

Quindi si può vedere come, nonostante all'interno del sistema diversi aspetti siano poi stati semplificati, il modello è caratterizzato da un certo grado di complessità, in modo da ottenere risultati i più fedeli possibili. Per poter realizzare il modello sono stati utilizzati dei lavori creati in percorsi di tesi precedenti, che hanno portato alla creazione del veicolo e del motore. Essendo però quest'ultimi separati, il primo passo è proprio l'unione dei due in un unico modello. Mentre il passo successivo è la realizzazione del sistema di trattamento dei gas di scarico, ancora mancante nel modello del motore. Essendo di tipo *compression ignition*, esso utilizza come combustibile il diesel e dunque il sistema di aftertreatment è costituito da diversi elementi, usualmente:

- DOC, Diesel Oxidation Catalyst, volto all'abbattimento delle emissioni di CO e idrocarburi incombusti

- DPF, Diesel Particulate Filter, usato per contenere le emissioni di particolato

- SCR, Selective Catalyst Reduction, necessario per ridurre le emissioni di ossidi di azoto NO_x

Tra questi elementi si è deciso di modellare il terzo in quanto vi era una maggior disponibilità di dati, mentre gli altri sarà possibile realizzarli, eventualmente, in lavori futuri. L'obiettivo è quindi quello di comprendere il funzionamento dell'SCR ed ottenerne un modello funzionante e facilmente modificabile, che possa poi essere inserito nel modello complessivo del motore collegandolo agli altri elementi del sistema di trattamento dei gas di scarico.

1.2 Veicolo

Il veicolo che è stato preso in considerazione per questa tesi appartiene alla tipologia dei veicoli commerciali leggeri, come quello riportato d'esempio nella Figura 1.3, ossia veicoli che presentano un peso lordo autorizzato non superiore a 3.5 tonnellate.



Figura 1.3. Esempio di veicolo commerciale leggero

Le caratteristiche che costituiscono la struttura del veicolo, ossia quelle geometriche ed aerodinamiche, che sono state utilizzate all'interno di questo studio vengono riportate in Tabella 1.1. Per quanto riguarda invece le proprietà legate alla trasmissione, vengono

Termini aerodinamici		
Coefficiente di resistenza aerodinamica C_x	0.316	[-]
Superficie frontale A_s	3.41	[m ²]
Massa ordine di marcia M_c	3425	[kg]
Termini geometrici		
Passo p	3	[m]
Distanza orizzontale assale posteriore-centro di gravità l_1	1.6	[m]
Distanza verticale asse ruota-centro di gravità l_2	0.15	[m]

Tabella 1.1. Proprietà aerodinamiche e geometriche

utilizzate quelle riportate in Tabella 1.2. La trasmissione risulta quindi costituita da un cambio manuale a sei marce, alle quali ovviamente si deve aggiungere la marcia neutrale. Infine per completezza vengono mostrati, in Tabella 1.3, i valori che sono

Trasmissione			
N° Marcia [-]	Rapporto Marcia [-]	Efficienza [-]	Inerzia [kg·m ²]
1	~5.0	0.965	0.007
2	~3.0	0.965	0.008
3	~2.0	0.965	0.010
4	~1.5	0.965	0.015
5	~1.0	0.995	0.023
6	~0.5	0.97	0.032

Tabella 1.2. Proprietà della trasmissione

stati impostati per la descrizione del rapporto al ponte e delle ruote. Per quanto

Rapporto al ponte		
Rapporto di velocità S_r	~3.5	[-]
Efficienza η_p	0.98	[-]
Massa M_p	166	[kg]
Ruote		
Raggio r	0.349	[m]
Inerzia I_r	0.9	[kg·m ²]

Tabella 1.3. Proprietà del rapporto finale e delle ruote

riguarda il motore, si è deciso di associare a questo veicolo un motore ad accensione per compressione, più semplicemente un motore diesel, da circa 130 kW della categoria Euro 6. Tale scelta è stata effettuata per due ragioni principali: in primis, di tale motore sono a disposizione molti dati, sia quelli riguardanti la geometria, sia quelli riguardanti il turbogruppo, come le mappe di turbina e compressore, ma non solo, si hanno anche dati di diverse prove, sia in stazionario sia in transitorio. La seconda ragione è legata all'applicazione del veicolo, in quanto tendenzialmente i veicoli della categoria *light-duty* montano motori che hanno potenze variabili dai 100 kW ai 150 kW e dunque questo motore rientra esattamente nel range. Nella Tabella 1.4 sono quindi

riportate le sue caratteristiche generali, mentre, per quanto riguarda i dati delle prove sperimentali, verranno usati in seguito per effettuare le opportune valutazioni.

Motore Diesel 3.0L		
N° Cilindri	4	[-]
N° Valvole	16	[-]
Cilindrata complessiva V	3000	[cm ³]
Massima Potenza P	~130	[kW]
Motore Sovralimentato	Sì	
Sistema EGR	Sì	

Tabella 1.4. Proprietà generali motore

1.3 Selective Catalyst Reaction

Il Selective Catalyst Reaction, o più comunemente SCR, è un elemento che fa parte del sistema di trattamento dei gas di scarico dei motori ad accensione per compressione, il cui schema dell'impianto [3] è visibile nella Figura 1.4. Esso è stato introdotto in quanto non è possibile utilizzare il Three-way Catalyst in questi motori, dunque è necessario abbattere le singole emissioni con degli elementi speciali. Infatti l'SCR, proprio a questo scopo, si occupa principalmente dell'abbattimento delle emissioni di NO_x , comunicando ovviamente con gli altri elementi. In particolare, in questo caso si tratta di un SCR che utilizza come riducente l'ammoniaca NH_3 , la quale è ottenuta per mezzo di iniezioni di urea (AdBlue) nel condotto di scarico.

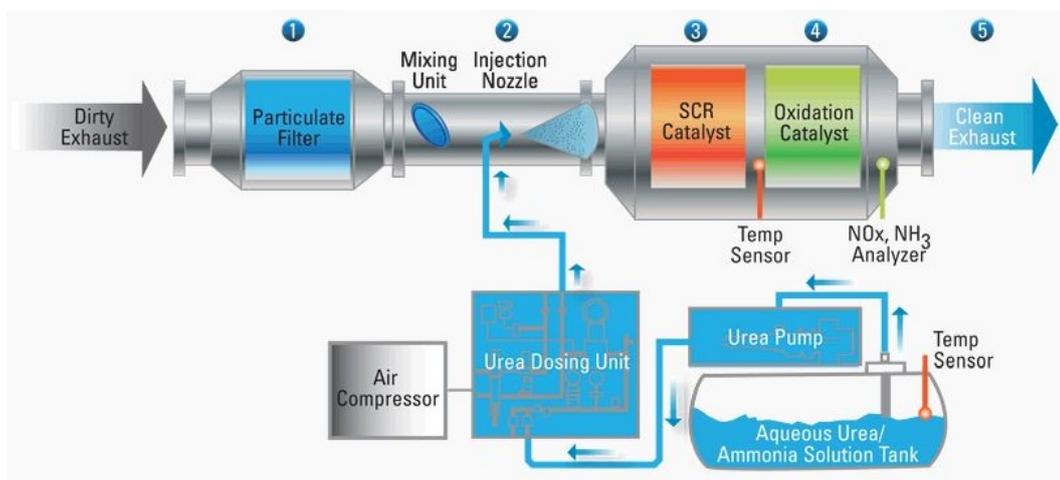
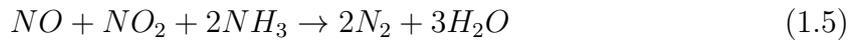
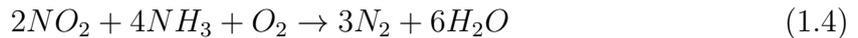
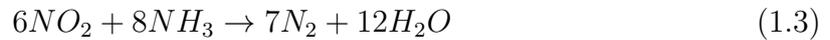


Figura 1.4. Schema impianto SCR e AdBlue

Aspetto fondamentale è la quantità di urea da iniettare, la quale è decisa dall'unità di controllo, che si basa su quanti NO_x sono presenti allo scarico. Essi sono determinati o con mappe valutate al banco prova o tramite un circuito ad anello chiuso realizzato con diversi sensori, che restituiscono la concentrazione di NO_x . Una volta iniettata l'urea all'interno del condotto di scarico, essa sfrutta il calore dei gas stessi ed elementi catalitici per reagire, dividendosi per formare ammoniaca. A questo punto entra assieme ai gas di scarico all'interno dell'SCR nel quale vi sono le seguenti reazioni chimiche principali:



In particolare la reazione 1.2 è quella dominante sulle altre, mentre la 1.5 diventa molto importante alle basse temperature, perché ha una buona cinetica chimica. Come si può vedere dallo schema, Figura 1.4, vi è un'unità di mescolamento, antecedente l'SCR, il cui scopo è proprio quello di creare omogeneità nella corrente e favorire le condizioni per far avvenire la reazione 1.2. La reazione 1.5 essendo più veloce garantisce quindi, come detto in precedenza, anche buone efficienze di conversione alle basse temperature, ma come si può vedere richiede una mole di NO e una mole di NO_2 , i quali però non sono in rapporto 1:1 nei gas di scarico, bensì tendenzialmente vi sono più NO. In questo caso, sarà compito del DOC cercare di aumentare la concentrazione di NO_2 facendo ossidare gli NO e proprio per questo vi è una valutazione apposita per l'ottimizzazione delle dimensioni dello stesso. Tutte queste reazioni chimiche sono permesse e facilitate grazie alla presenza dei siti catalitici presenti all'interno dell'SCR. Infatti, come si può vedere in Figura 1.5 [4], esso è un filtro con struttura a nido d'ape, realizzato tipicamente in cordierite, la quale va a formare il cosiddetto substrato. Su di esso è poi applicato un sottile strato, dell'ordine dei micrometri, detto washcoat, nel quale risiedono i siti catalitici dove avverranno le reazioni chimiche precedentemente discusse.

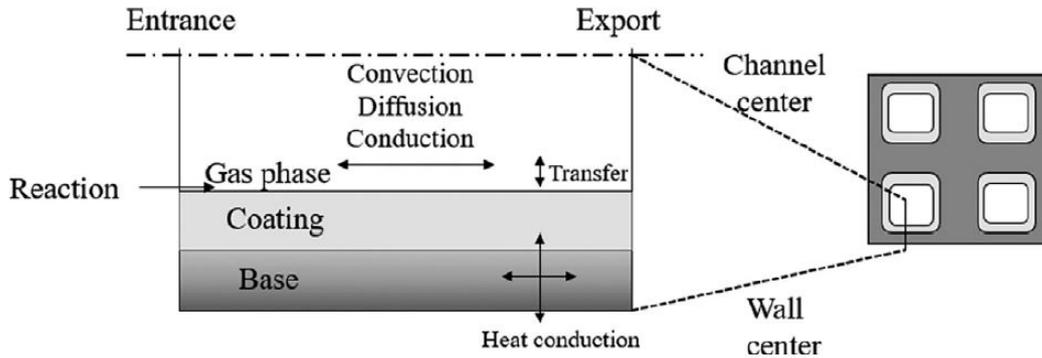


Figura 1.5. Sezione della struttura di un SCR

La massima efficienza dell'SCR si ha in un determinato range di temperature [5], che varia proprio a seconda della tipologia di washcoat impiegato, tipicamente zeoliti di rame (CuZe) o di ferro (FeZe).

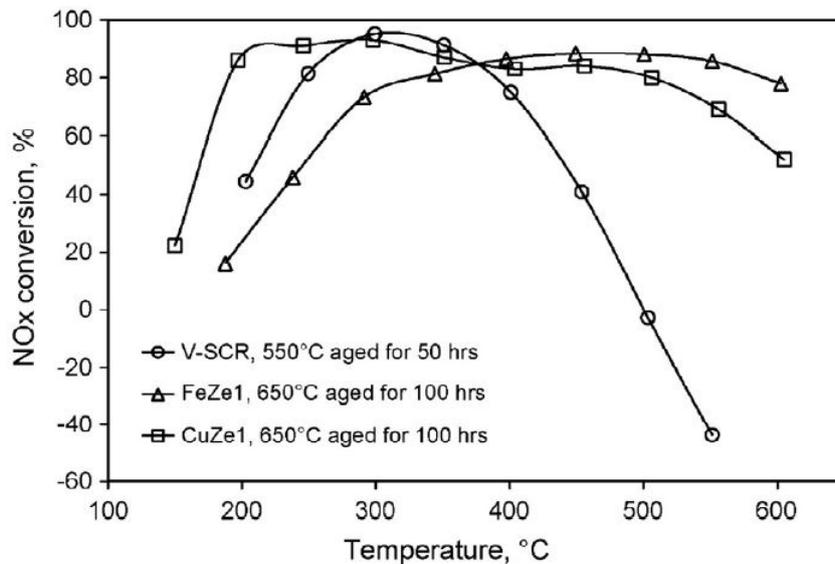


Figura 1.6. Efficienza di conversione al variare della temperatura

Come si vede nella Figura 1.6, ogni tipologia ha il suo range di temperature in cui l'efficienza di conversione è più alta, ma tra essi quello che ha il range più ampio e l'efficienza migliore è quello delle zeoliti di rame. Solitamente per l'SCR si usa una densità di celle pari a 400 cpsi e un volume all'incirca pari al venti per cento in più della cilindrata del motore ad esso associato. Non essendo impiegati metalli nobili il sistema risulta meno costoso e con una maggior resistenza all'avvelenamento da zolfo, ma allo stesso tempo bisogna considerare le dimensioni elevate e l'aumento dei costi fissi per la realizzazione di tale impianto. Infatti è necessario aggiungere il sistema di

iniezione dell'AdBlue, il suo stoccaggio e i relativi sensori, che portano ad un aumento complessivo dei costi.

In questo studio l'SCR che si è deciso di considerare per la modellazione standalone è stato ricavato da un SCR di 13 litri, riscaldato a livello geometrico ad un 28,7 litri. Tale processo è stato effettuato in quanto i dati disponibili a livello di temperature, portata volumetrica attraverso l'SCR e concentrazioni di NO_x sono stati forniti per un SCR da 28,7 litri, mentre i dati geometrici erano unicamente disponibili per il 13 litri. Dunque, considerando costante il rapporto tra la lunghezza dei canali e il diametro dell'SCR è possibile effettuare il riscaldamento delle dimensioni principali, ottenendo il seguente risultato:

SCR 13 litri			→	SCR 28,7 litri		
Area Frontale A_F	72928	[mm ²]		Area Frontale A_F	123860	[mm ²]
Lunghezza canali L_c	177.8	[mm]		Lunghezza canali L_c	231.7	[mm]

Tabella 1.5. Riscaldamento SCR

Infine è possibile vedere, nella Tabella 1.6, anche altre caratteristiche del SCR, che sono rimaste costanti attraverso questo processo di riscaldamento:

Selective Catalyst Reaction		
Numero di canali per pollice quadrato <i>cpsi</i>	400	[-]
Forma del canale	quadrata	
Materiale substrato	Cordierite	
Spessore metà substrato e intero washcoat s	125.8	[μm]

Tabella 1.6. Proprietà generali SCR

1.4 Ambiente di modellazione

I software utilizzati per realizzare i modelli ed effettuare le opportune valutazioni sono i seguenti:

- GT-SUITE
- MATLAB

In particolare per quanto riguarda GT-SUITE si tratta di un insieme di applicazioni diverse, che permettono di effettuare analisi sul veicolo e i singoli componenti in maniera più o meno dettagliata a seconda delle necessità. L'uso di GT-ISE permette ad esempio l'analisi della dinamica e del comportamento di veicoli equipaggiati con motore a combustione interna, elettrici ed ibridi, simulando cicli guida con l'ausilio di un controllore che funziona come guidatore. Tra le diverse applicazioni poi è stata usata anche in particolare GT-POWER, software molto usato in ambito industriale per la simulazione di motori, con lo scopo di predire valori fondamentali quali la potenza e la coppia generate, l'efficienza volumetrica, le performance del turbogruppo e la *Brake Specific Fuel Consumption*. Inoltre è possibile valutare molti altri aspetti legati ai diversi flussi che partecipano al funzionamento del motore:

- Pressione e temperatura: utilizzando degli elementi identificati come *SensorConn* è possibile conoscere il valore di tali grandezze nei diversi condotti del motore, valutando ad esempio la pressione di boost e la temperatura in ingresso alla turbina
- Grado di EGR: quando presente, si può valutare in maniera continuativa il suo valore nelle diverse condizioni di funzionamento del motore
- Onde di pressione: si può fare un'analisi dedicata e determinare in modo preciso il loro effetto sul coefficiente di riempimento
- Acustica: si possono fare valutazioni legate al rumore prodotto sia dal motore sia dal sistema di trattamento dei gas di scarico
- Campo di moto: è possibile determinare il numero di Swirl e l'intensità della turbolenza all'interno della camera del cilindro, così da comprendere, ad esempio, se vi è un mescolamento sufficiente di aria e combustibile
- Inquinanti: non solo si può valutare la loro formazione all'interno del motore, ma anche come vengono trattati e abbattuti dal sistema di aftertreatment, grazie alla possibilità di definire le reazioni chimiche che avvengono nei diversi sottosistemi

Tutte le simulazioni possono poi essere sia di tipo stazionario che transitorio, con un grado di complessità e dettaglio molto flessibile, dando l'opportunità quindi di creare simulazioni meno dettagliate, ma più rapide, tipicamente usate per le fasi preliminari dello sviluppo, oppure simulazioni molto dettagliate, ma più dispendiose dal punto di vista del tempo di calcolo. Le opzioni di simulazione non sono limitate ai motori, ma vi è anche la possibilità di simulare veicoli, sia ibridi che non, e il loro comportamento su strada, con l'uso di mappe motore oppure di modelli di motore completi per avere

simulazioni più dettagliate. Tutto questo unicamente considerando le possibilità di applicazione di GT-POWER all'interno dell'ambito automotive, ma in realtà il suo uso può essere esteso anche ad altri settori, come quello navale, quello ferroviario e aerospaziale. Si tratta dunque di uno strumento molto potente e al contempo complesso per il grado di dettaglio offerto.

Per quanto riguarda MATLAB si tratta di una piattaforma di programmazione e calcolo numerico, sostanzialmente un software per la realizzazione di algoritmi e la creazione di modelli. Le possibilità con un software di questo tipo sono praticamente infinite e spaziano in tutti i campi di applicazione dell'ingegneria, con un grado di complessità estremamente variabile. Tutto ciò è reso possibile non solo grazie alla possibilità di realizzare un programma tramite MATLAB, ma anche dei tools ad esso associati, tra i quali uno dei più importanti è Simulink. Quest'ultimo permette la creazione di sistemi dinamici tramite l'uso di blocchi a cui viene associato un comando o una specifica funzione. In conclusione, per il seguente studio è stato usato MATLAB, principalmente per la gestione e l'analisi di dati, come sarà possibile vedere in maniera più approfondita nei capitoli successivi.

Capitolo 2

Modello veicolo

La modellazione del veicolo completo viene realizzata interamente tramite il software GT-POWER ed essa avviene attraverso l'identificazione iniziale di due sottosistemi: il motore da una parte e tutto il resto del veicolo dall'altra, ovvero la carrozzeria, le ruote e tutti gli organi meccanici necessari alla trasmissione del moto. Infine, si completa il tutto unendo i due sottosistemi e facendoli comunicare tra loro con l'aiusilio di un terzo elemento esterno ai due: il *Driver*, ovvero la logica di controllo.

2.1 Modellazione motore

Il motore che si è deciso di realizzare è un motore diesel da circa 130 kW, di cui si può vedere il modello in Figura 2.1. Tale modello è stato realizzato in un lavoro passato per

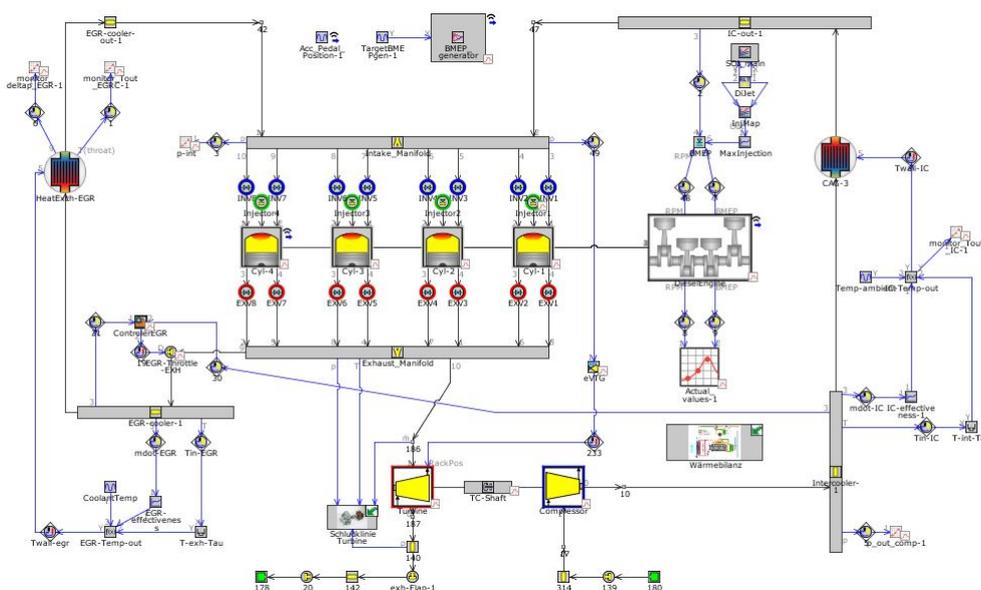


Figura 2.1. Modello del motore su GT-POWER

uno studio in stazionario, mentre in questo caso viene effettuata una sua valutazione e validazione in transitorio, prima di essere unito con il modello del veicolo. Come si può vedere dalla Figura 2.1, esso è costituito da molti elementi e nonostante sia di tipo "fast running" presenta un grado di complessità già piuttosto elevato. Per questo motivo verranno unicamente descritti nel dettaglio gli elementi principali che costituiscono il modello, tralasciando quelli di minor importanza.

2.1.1 Turbogruppo

Il motore presenta un sistema di sovralimentazione costituito da un compressore e una turbina, come si può vedere nell'ingrandimento in Figura 2.2. Sul lato destro è presente l'aspirazione, in cui vengono sostanzialmente imposte le condizioni dell'ambiente esterno tramite l'elemento *End Environment* (Oggetto 180). Dopodiché, tramite una

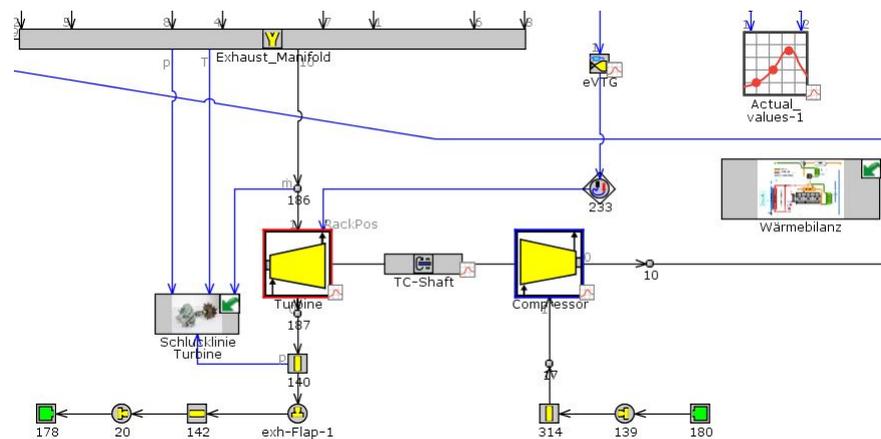


Figura 2.2. Modello del turbogruppo su GT-POWER

serie di altri oggetti rappresentativi dei condotti si arriva al compressore vero e proprio, riquadrato di blu. Si tratta di un *Map Based Compressor* e nella sua scheda principale (vedi Figura 2.3) vi è la possibilità di creare un oggetto che descrive la mappa del compressore. In primis è necessario specificare com'è stata valutata la pressione, se statica o totale, all'ingresso e all'uscita del compressore per costruire la mappa. Dopodiché in questo caso si specifica una *Rack Position* identificativa, unicamente per associare in modo univoco la mappa del compressore al funzionamento dello stesso.

Si inserisce quindi la *CompressorMap*, oggetto dedicato alla descrizione di una mappa di funzionamento di un compressore, in cui si può indicare innanzitutto la tipologia di compressore, in questo caso radiale, e i valori di riferimento per pressione e temperatura che vi erano durante l'acquisizione dei dati. Infine vengono inseriti i dati veri e propri della mappa nella forma di portata di massa corretta, velocità corretta, rapporto di

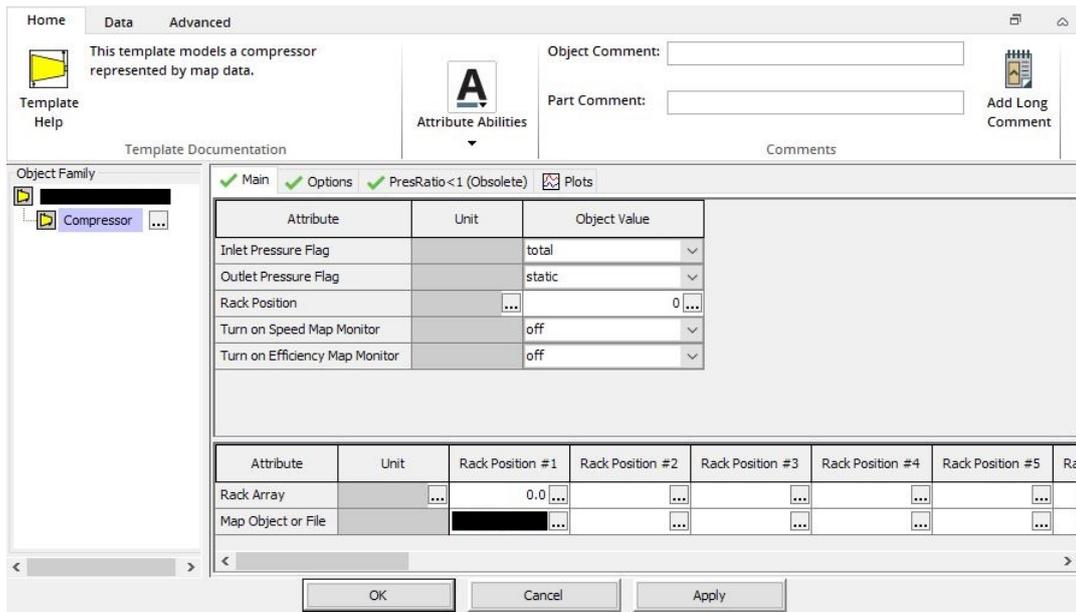


Figura 2.3. Oggetto Compressor

compressione ed efficienza. Nella scheda *Options* vi sono poi una serie di scelte che è possibile effettuare per specificare ad esempio come dev'essere letta la mappa e qual è il grado di smorzamento del compressore.

Per quanto riguarda la turbina, posta a sinistra del compressore riquadrata in rosso, si tratta di un oggetto più complesso, in quanto è a geometria variabile. La sua scheda principale è riportata in Figura 2.4 e oltre all'indicare nuovamente come è stato acquisito il valore di pressione all'ingresso e all'uscita della turbina, in questo caso si

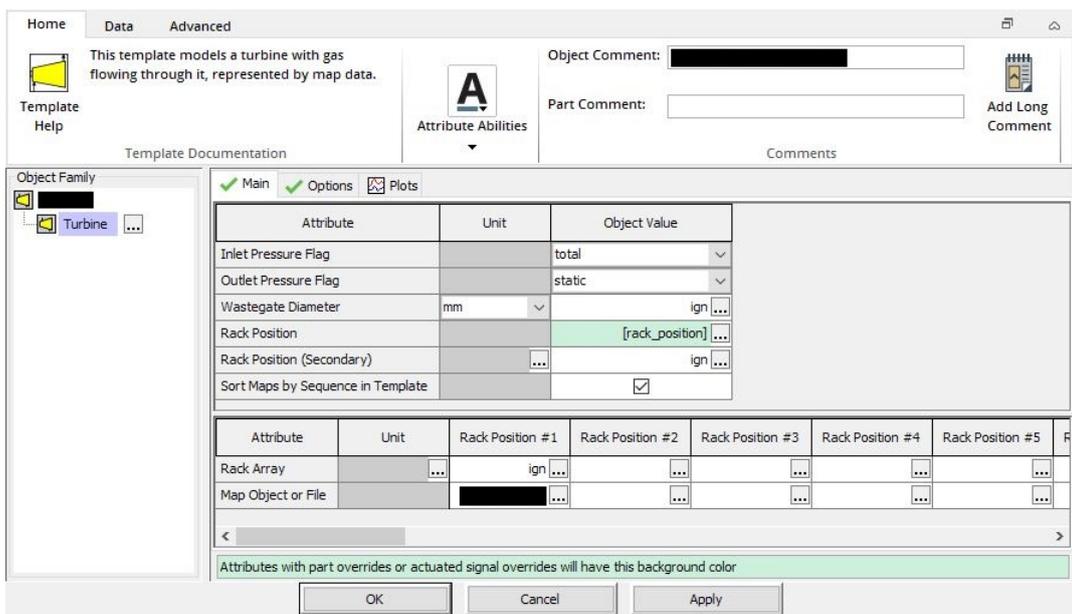


Figura 2.4. Oggetto Turbine

può vedere che la *Rack Position* non è indicata con un valore specifico e presenta uno sfondo verde. Questo è dovuto al fatto che tale valore viene imposto dall'esterno, precisamente da un *ActuatorConn* (Oggetto 233) che collega la turbina con l'*eVGT*, come si può vedere in Figura 2.2. Quest'ultimo è un elemento di controllo, che in base al valore del target della pressione di boost del compressore, invia il segnale della posizione del rack da assumere alla turbina attraverso l'attuatore. All'interno dell'oggetto della turbina sono poi specificate le mappe di funzionamento per le diverse posizioni che può assumere il rack. Anche in questo caso quest'ultime sono descritte in termini di velocità e portata di massa corrette, rapporto di pressione ed efficienza.

Elemento di unione del compressore e della turbina è lo *Shaft Turbo*, che è situato tra le due parti (vedi Figura 2.2) e ne permette il collegamento meccanico. Infine, a conclusione del sistema, vi è l'*Exhaust Flap*, posta ovviamente a valle della turbina. Si tratta di una normale *Orifice Connection* che è stata adattata allo scopo, come si può osservare in Figura 2.5. Infatti in essa sono presenti due mappe, rispettivamente per il

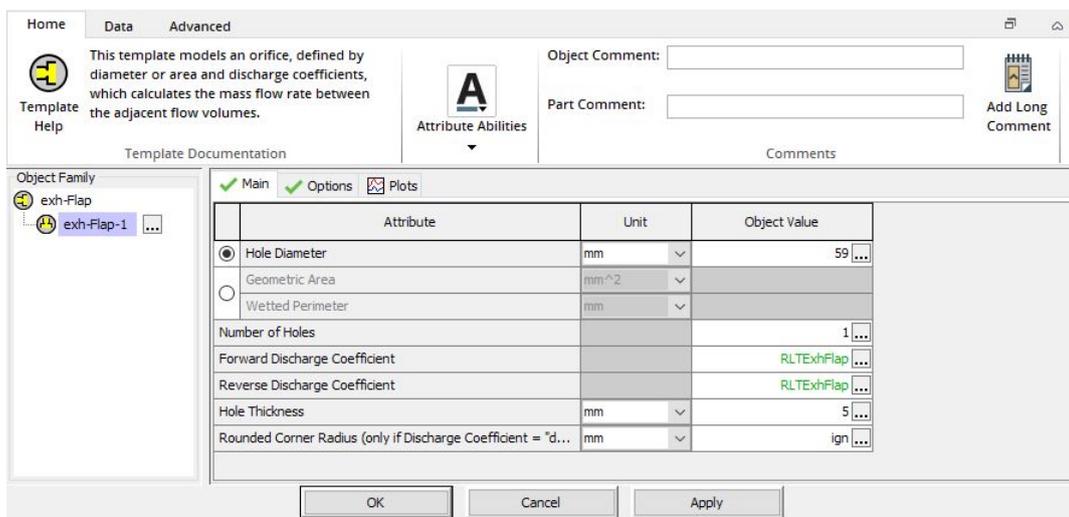


Figura 2.5. Oggetto Exhaust Flap

Forward Discharge Coefficient e per il *Reverse Discharge Coefficient*, che ne specificano i valori in funzione della velocità di rotazione del motore e del target della BMEP, ovvero la *Brake Mean Effective Pressure*, dove quest'ultimo verrà ripreso in seguito per capire come viene valutato. Modificando quindi i valori di questi coefficienti a seconda delle condizioni di funzionamento si riesce a realizzare la regolazione necessaria.

2.1.2 Albero motore

L'oggetto identificativo dell'albero motore è l'*Engine Cranktrain* che si può vedere nell'ingrandimento di Figura 2.6. Esso è un elemento fondamentale, a cui sono collegati

in modo diretto i quattro cilindri del motore e poi altri elementi di controllo tramite collegamenti wireless, come visibile dall'icona in alto a destra rispetto all'oggetto.

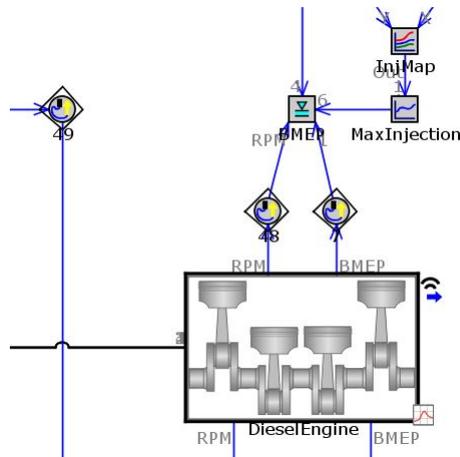


Figura 2.6. Modello Engine Cranktrain su GT-POWER

All'interno dell'oggetto vi sono più schede, come si può vedere nella Figura 2.7, dove è possibile specificare diverse caratteristiche del motore. Nella principale ad esempio, si può indicare la tipologia di motore, se a quattro tempi o due tempi, l'oggetto che modella gli attriti e la specificazione della simulazione. Quest'ultima dipende dal tipo

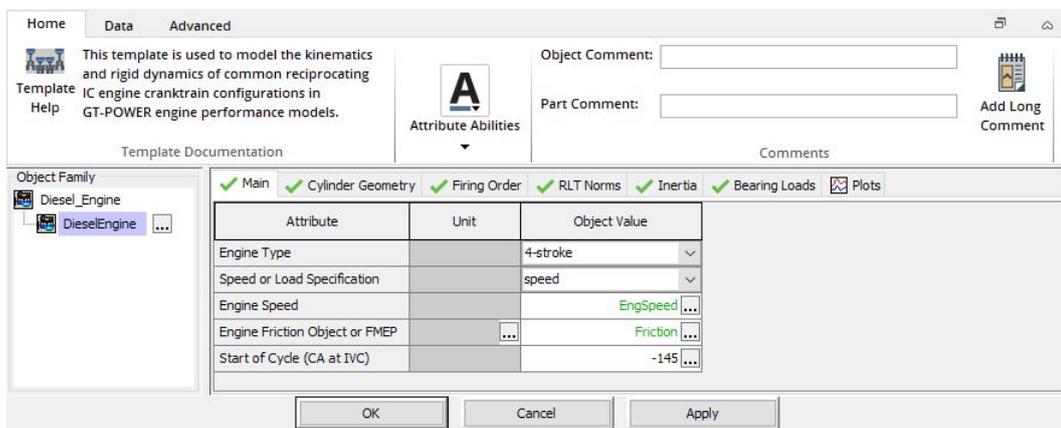


Figura 2.7. Oggetto Engine Cranktrain

di studio che si vuole realizzare e può essere:

- *Speed*: in questo caso si impone la velocità di rotazione del motore al sistema ed è la modalità utilizzata per effettuare la validazione del motore diesel in transitorio
- *Load*: con questa modalità si impone il carico al motore e viene usata nel modello di veicolo completo per l'analisi dei cicli guida, dove il carico deriva dal veicolo stesso (collegamento con la trasmissione)

Nelle altre schede è invece possibile specificare aspetti legati alla geometria dei cilindri e il loro ordine di accensione, dove quest'ultimo segue il criterio di sfasamento uniforme dei cilindri. Questo implica che lo sfasamento angolare tra due cilindri che si susseguono è pari a:

$$\Delta\theta = \frac{720^\circ}{i} \quad (2.1)$$

dove i è il numero dei cilindri e il risultato che si ricava dall'Equazione 2.1 è 180° . Infine nelle ultime schede si può indicare le masse e le inerzie del meccanismo biella-manovella e le inerzie generali del motore.

2.1.3 Cilindro motore

Il motore, come precedentemente accennato, presenta quattro cilindri in linea e ognuno di essi viene descritto con un oggetto Engine Cylinder (si veda Figura 2.8). Essi sono connessi all'*Intake Manifold* tramite due valvole di aspirazione (cerchiate in blu) e all'*Exhaust Manifold* attraverso altrettante valvole di scarico (cerchiate in rosso). Vi è poi un terzo elemento, cerchiato in verde, che è l'iniettore di combustibile, il quale essendo un motore ad accensione per compressione è quindi in collegamento diretto con la camera di combustione. Essendo tutti uguali è stato possibile creare un singolo oggetto identificato come "padre", da cui sono derivati tutti gli altri, ovvero gli oggetti

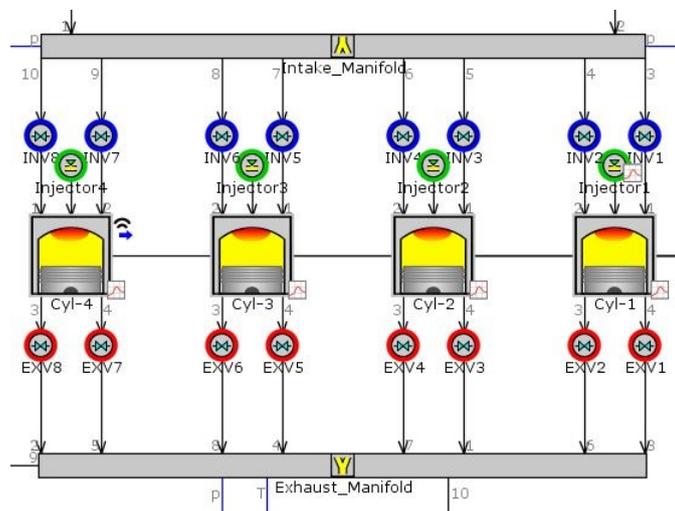


Figura 2.8. Quattro cilindri in linea su GT-POWER

"figli". Questo permette di effettuare le modifiche, se necessarie, sul singolo oggetto "padre" e queste si applicheranno immediatamente a tutti gli oggetti "figli". Nella scheda principale, come si può vedere nella Figura 2.9, si inseriscono quindi diversi oggetti, necessari per modellare le caratteristiche e le proprietà del cilindro.

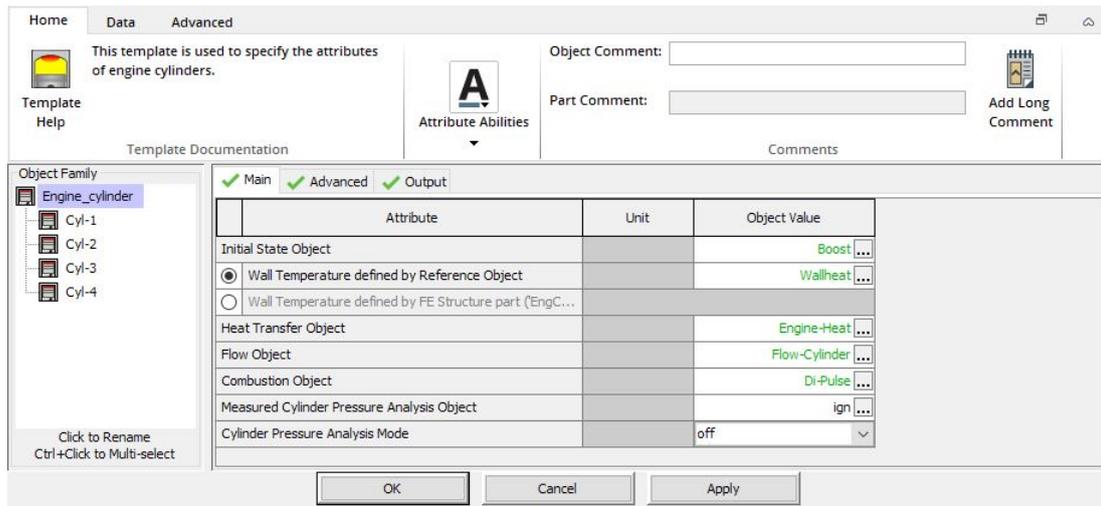


Figura 2.9. Oggetto Engine Cylinder

Per capirne meglio il significato è possibile vedere qui di seguito una breve spiegazione per ognuno di essi:

- *Boost*: specifica le condizioni iniziali del cilindro in termini di pressione, temperatura e composizione. In questo caso la pressione è considerata pari a quella di boost iniziale, la temperatura è posta a 40 °C e infine la composizione è semplicemente aria
- *Wallheat*: si tratta di un oggetto piuttosto complesso, costituito da più oggetti al suo interno. Ognuno di questi serve per creare una rappresentazione agli elementi finti della camera di combustione, descrivendo perciò proprietà quali la geometria, come dimensioni e spessore di parete, il materiale e i coefficienti di scambio termico, per la testa, il pistone, le pareti del cilindro e le valvole. Sono inoltre specificate le temperature iniziali dei diversi componenti sopra citati e le condizioni al contorno con il liquido refrigerante e l'olio motore
- *Engine-Heat*: all'interno di quest'oggetto è possibile specificare il modello di scambio termico che si vuole utilizzare e alcuni rapporti fondamentali di aree, come quelli tra la testa e la sezione ortogonale del cilindro e tra la superficie del pistone e nuovamente la sezione ortogonale del cilindro. Il modello di scambio termico si può scegliere tra diversi proposti e in questo caso quello usato non è il solito di Woschni, bensì di Hohenberg, perché GT-POWER lo suggerisce come più adatto per i motori ad accensione per compressione
- *Flow-Cylinder*: si tratta dell'analisi del flusso nella camera di combustione, per cui è necessario indicare uno tra i modelli proposti da GT-POWER per la valutazione

dello stesso e dare altre specifiche sulla struttura geometrica della camera, come il diametro e la profondità della stessa

- *Di-Pulse*: si tratta dell'oggetto che descrive il modello di combustione che viene utilizzato. Oltre ad esso vengono specificati una serie di moltiplicatori, tra i quali ad esempio quelli legati alla combustione premiscelata e diffusa. Tutti questi moltiplicatori devono essere calibrati, con un apposito processo, in maniera tale da ottenere risultati coerenti con i dati sperimentali

Nelle altre schede è possibile specificare degli oggetti per analisi più avanzate come *scavenging* e *blowby*, ma non vengono usati in questo caso.

2.1.4 Logica di controllo

Per poter effettuare le valutazioni sul modello di veicolo è necessario avere un elemento che permetta di collegare il segnale in uscita dal driver, ossia la posizione del pedale acceleratore, con il funzionamento del motore. Tale meccanismo è realizzato, come si può vedere in Figura 2.10, per mezzo di una mappa pedale, la quale riceve in ingresso la posizione del pedale dell'acceleratore e la velocità di rotazione del motore e fornisce in uscita un valore di BMEP target. In questo caso l'oggetto di sinistra crea il segnale del pedale dell'acceleratore, quello centrale valuta il segnale di BMEP, sfruttando la mappa sopra citata, ed infine quello di destra è l'oggetto che si occupa di generare il segnale. Quest'ultimo viene poi quindi trasferito a diversi elementi che permettono al motore

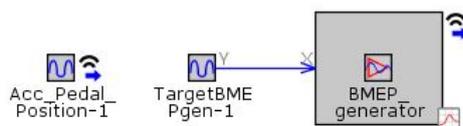


Figura 2.10. Logica BMEP Target su GT-POWER

di inseguire tale valore. Tra questi sono presenti diverse mappe legate agli iniettori, le quali servono per determinare fattori come la quantità di combustibile iniettata nell'iniezione principale e nelle preiniezioni, il valore della pressione di iniezione ed anche il *SOI* delle singole, ovvero l'istante in cui inizia l'iniezione nella camera di combustione. È importante sottolineare che il segnale della BMEP target non è unicamente passato agli iniettori, ma viene anche fornito ad altri elementi quali:

- *EGR valve*: il segnale della BMEP viene utilizzato assieme a quello della velocità di rotazione del motore dall'*EGR Valve Controller*, il quale ricava, tramite una

mappa in funzione delle due grandezze, il target di EGR, valutato come:

$$EGR_{fraction} = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{EGR} + \dot{m}_{air}} \quad (2.2)$$

ossia il rapporto tra il flusso di massa ricircolato tramite il sistema dell'EGR e il flusso di massa dato dalla somma di quest'ultimo con quello di aria. Una volta valutata la frazione di EGR necessaria, il controllore modifica, per mezzo di un' *ActuatorConn*, il diametro di apertura dell' *OrificeConn* che collega il collettore di scarico con l'intercooler dell'EGR, inseguendo il target e garantendo il corretto funzionamento del sistema

- *Exhaust flap*: all'interno del turbogruppo, come già visto in precedenza, vi è un' *OrificeConn* in cui i coefficienti di scarico variano proprio al variare di BMEP e velocità di rotazione del motore
- *Boost pressure*: in combinazione con l'elemento precedente, vi è la valutazione del target della pressione di sovralimentazione del motore, il quale viene raggiunto usando il *Turbocharger VGT Rack Controller*, che modifica la posizione del rack della turbina

2.2 Modellazione veicolo

Si procede quindi con la realizzazione del modello del veicolo commerciale leggero, visibile in Figura 2.11. Anche in questo caso si può vedere che è costituito da più

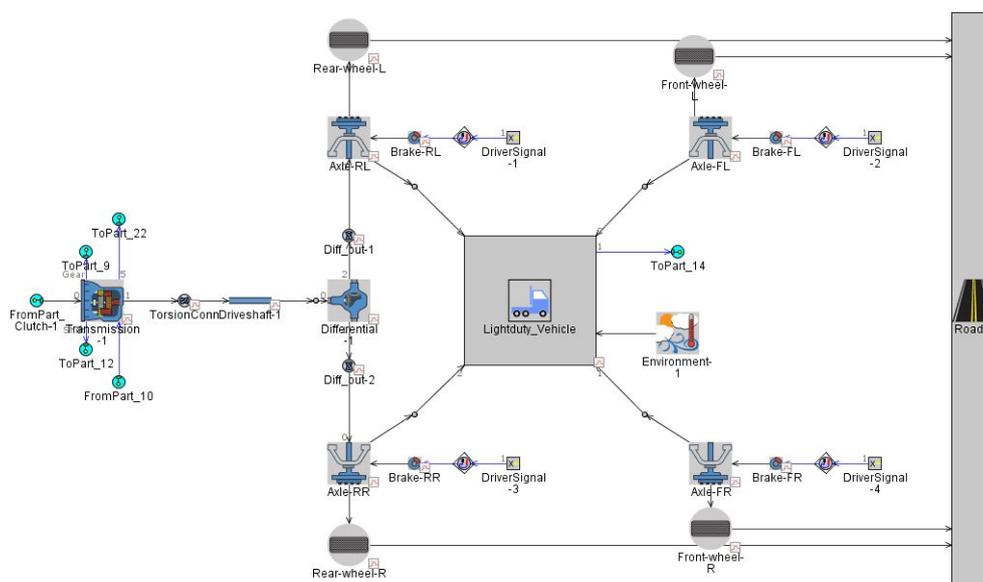


Figura 2.11. Veicolo *light-duty* su GT-POWER

elementi, i quali verranno analizzati più nel dettaglio nelle sezioni successive. Oltre ai componenti che costituiscono il veicolo vero e proprio, ce ne sono anche altri esterni ad esso:

- *Road*: grazie a questo elemento, visibile sulla destra della Figura 2.11, si realizza il collegamento per le ruote. In esso è anche possibile specificare l'altitudine, il grado d'inclinazione della strada e il raggio di curvatura. In realtà effettuando test con cicli guida queste caratteristiche non sono richieste, ma nel caso in cui si volesse modellare le *RDE*, Real Driving Emissions, sarebbe possibile inserirvi all'interno direttamente i dati di un GPS
- *Vehicle Ambient*: questo componente è situato a destra del corpo del veicolo in Figura 2.11 e in esso vengono indicate pressione e temperatura ambiente all'altitudine inserita nell'oggetto *Road*. Inoltre, sarebbe possibile anche specificare la velocità e la direzione del vento quando presenti, mentre in questo caso tali grandezze vengono ignorate

2.2.1 Veicolo

Il componente chiave che descrive il veicolo è il *Vehicle Body*, visibile nell'ingrandimento di Figura 2.12. Esso permette di realizzare il collegamento con gli assi ruota, ottenendo

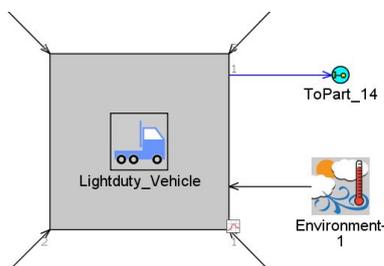


Figura 2.12. Struttura del veicolo *light-duty* su GT-POWER

così la comunicazione necessaria con il telaio di meccanica. All'interno di questo oggetto è possibile specificare diversi aspetti del veicolo, tra i quali in primis si può indicare la massa. Essa viene espressa come massa in ordine di marcia, ossia valutata, come nell'espressione riportata nell'Equazione 2.3, unendo la massa a vuoto con la massa del pilota e del serbatoio pieno al 90%:

$$M_{ordinemarcia} = M_{vuoto} + M_{pilota} + M_{serbatoio} \quad (2.3)$$

in cui sono stati considerati i seguenti valori:

- $M_{ordinemarcia} = 3300 \text{ kg}$

- $M_{pilota}=75 \text{ kg}$
- $M_{serbatoio}=50 \text{ kg}$ (valore ipotizzato)

Dopodiché è possibile specificare altri aspetti, come la densità del combustibile per poter fare le valutazioni sui consumi e le caratteristiche aerodinamiche del veicolo. In quest'ultimo caso, anziché utilizzare i fattori di *coast down*, si specifica il fattore di resistenza aerodinamico C_x e l'area frontale A_s . Infine, come si può vedere nella Figura 2.13, si indicano le dimensioni di massima del veicolo, a partire dal passo riportato come XW , per poi specificare le distanze verticali e longitudinali del centro di gravità. Queste ultime informazioni sono particolarmente importanti per valutare la corretta

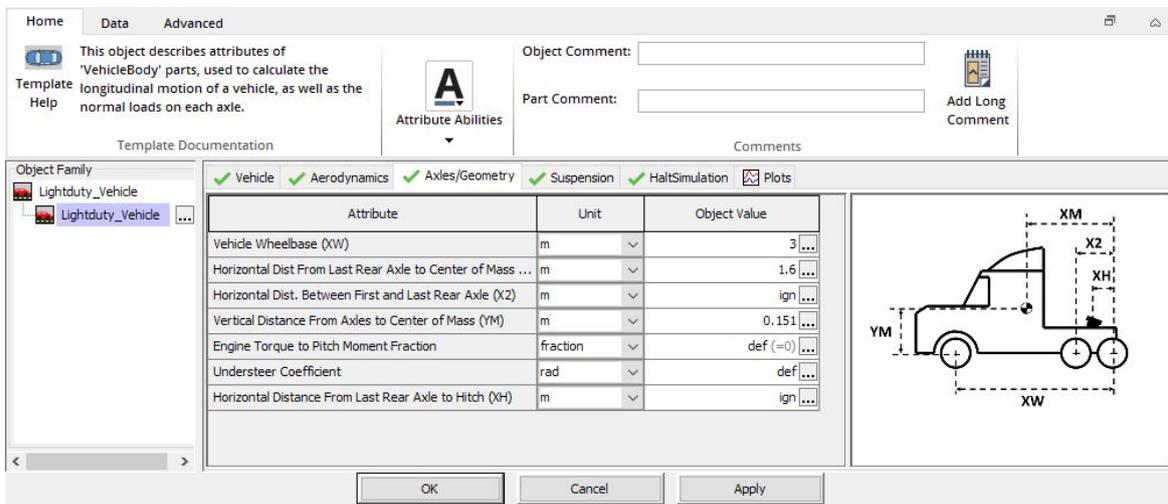


Figura 2.13. Oggetto Vehicle Body

distribuzione dei carichi nel veicolo, anche durante le fasi di accelerazione e decelerazione in cui si può avere trasferimento di carico dall'assale anteriore al posteriore e viceversa.

2.2.2 Trasmissione e differenziale

Per poter trasferire la coppia dal motore al veicolo la trasmissione e il differenziale sono elementi essenziali e all'interno di questo modello sono stati realizzati come riportato in Figura 2.14. La trasmissione è realizzata come un cambio manuale a sei marce, mentre per quanto riguarda il differenziale esso è modellato come un differenziale aperto. Si possono poi vedere anche altri elementi, in particolare tra trasmissione e differenziale e in uscita dal differenziale: si tratta di parti di connessione, che risultano essere fondamentali per la modellazione del comportamento fisico dell'intero sistema.

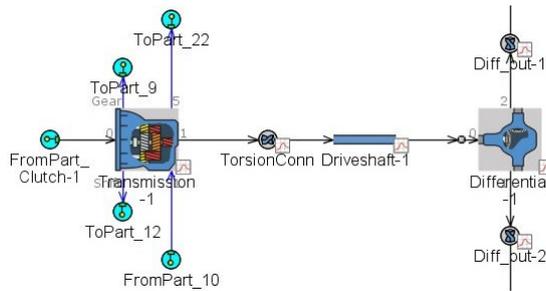


Figura 2.14. Trasmissione e differenziale su GT-POWER

Tali componenti sono piuttosto semplici e vengono utilizzati per modellare determinati comportamenti fisici, per questo motivo si dividono in due categorie:

-  *Shaft*: all'interno di tale oggetto è possibile andare a specificare gli attriti presenti sull'albero che connette trasmissione e differenziale, ma in particolare è possibile specificarne il momento d'inerzia
-  *Torsional Connection*: in questo oggetto si può indicare in maniera diretta il valore della rigidità torsionale e quello dello smorzamento torsionale oppure tali grandezze vengono valutate direttamente da GT-POWER a partire dalle caratteristiche dell'albero in termini di lunghezza, diametro e materiale

Proseguendo quindi con gli elementi principali si passa all'analisi della trasmissione, in cui nella scheda principale vengono inserite le caratteristiche iniziali del sistema, tra cui la marcia e la velocità di rotazione dell'albero in ingresso. Nella scheda successiva, visibile nella Figura 2.15, vengono inserite le marce a disposizione, indicando per ognuna

Attribute	Unit	1	2	3	4	5	6
Main							
Gear Ratio	
In-Gear Efficiency	fraction	0.965	0.965	0.965	0.965	0.995	0.97
Friction Torque	N-m	ign	ign	ign	ign	ign	ign
Inertias							
Input Moment of Inertia	kg-m ²	0.001284	0.001284	0.001284	0.001284	0.001284	0.001284
Output Moment of Inertia	kg-m ²	0.021861	0.019334	0.014428	0.014955	0.016089	0.016795
Gear Transitions							
Gear Ratio Transition Time	s	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
Gear Ratio Transition Up		def	def	def	def	def	def
Gear Ratio Transition Down		def	def	def	def	def	def
Advanced							
Input Torque Multiplier for Clutched Shifting		def (=0)	def	def	def	def	def
Dissipated Fraction of Upshifting Energy		def (=0)	def	def	def	def	def
Gear Input Torque Limit	N-m	ign	ign	ign	ign	ign	ign

Figura 2.15. Oggetto Transmission

il rapporto di trasmissione, l'efficienza e i momenti d'inerzia entranti e uscenti. Si può poi anche descrivere le caratteristiche per la marcia neutrale, mentre sia la retromarcia sia il comportamento termico vengono trascurati.

Ultimo elemento in questo gruppo da trattare è il differenziale, la cui scheda principale viene riportata nella Figura 2.16. All'interno di essa è possibile indicare il momento d'inerzia in ingresso e in uscita, il rapporto finale e l'efficienza del meccanismo.

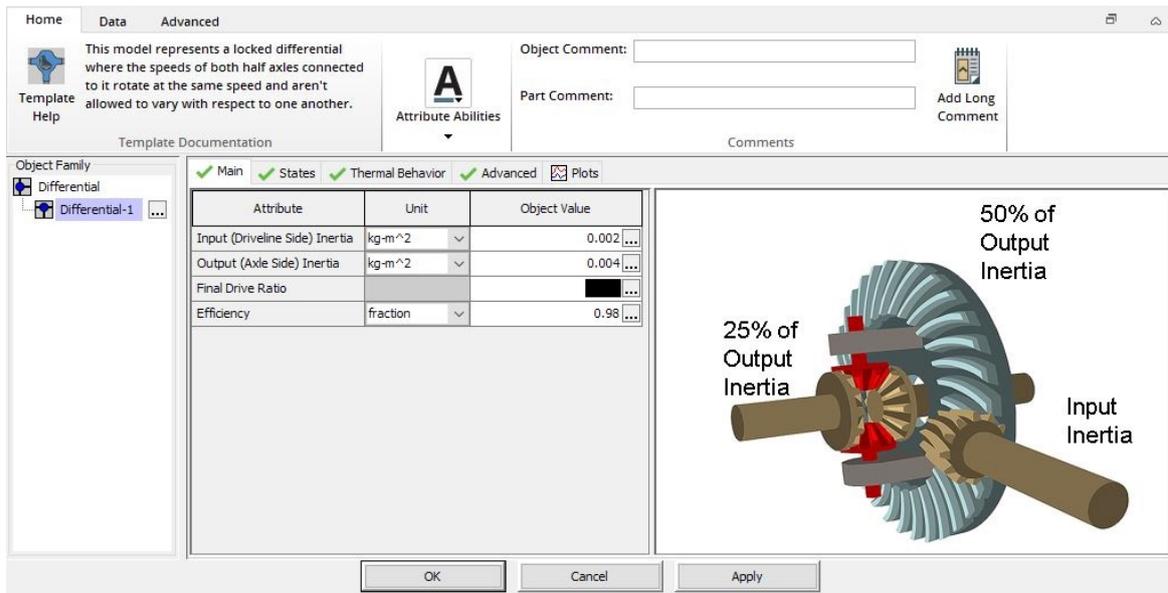


Figura 2.16. Oggetto Differential

Anche in questo caso è possibile specificare le condizioni iniziali, mentre per quanto riguarda l'aspetto termico, come già visto per la trasmissione, viene trascurato.

2.2.3 Assi veicolo e ruote

L'ultimo aspetto trattato è il collegamento con la strada, realizzato tramite le ruote che vengono unite al resto del modello per mezzo degli assi del veicolo, come si può vedere nell'ingrandimento in Figura 2.17. Il veicolo preso in considerazione presenta un sistema di trazione posteriore, dunque l'unione con il gruppo motopropulsore avviene unicamente tra le ruote posteriori e il differenziale, elemento descritto nella sezione precedente. Anche in questo caso, come già si era visto per il motore nell'inserimento dei cilindri, gli assi ruota, inseriti come semiassi, sono tutti uguali, dunque si crea un unico elemento "padre", dal quale derivano tutti gli elementi "figli". Un ragionamento analogo può essere fatto per le ruote, le quali però sono divise tra anteriori e posteriori. La scelta di questa suddivisione è legata alla loro modellazione: le ruote posteriori sono le uniche collegate al differenziale e dunque sono quelle che scambieranno con il terreno

le forze longitudinali. Per questo motivo, si inserirà all'interno dell'oggetto delle ruote posteriori, l'opzione del *Simple Tire Slip Model*, in modo da valutare correttamente la forza trasmessa a terra. Per quanto riguarda gli assi ruota, essi vengono realizzati

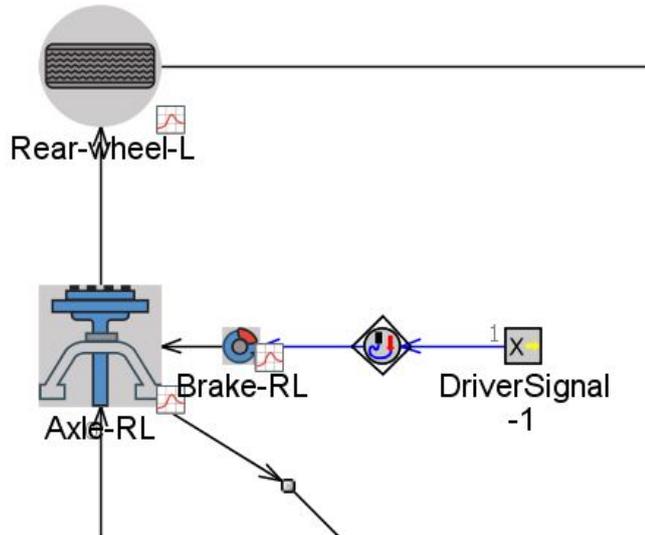


Figura 2.17. Ruota e asse su GT-POWER

con le parti *Axle*, oggetti molto semplificati utilizzati per descrivere un semiasse rigido. Quindi, gli assi vengono trattati semplicemente come inerzie rotazionali, come si può vedere nella Figura 2.18, senza considerare la cedevolezza o lo smorzamento di tali elementi. Proprio per questo motivo, volendo realizzare tali effetti, è bene inserire le connessioni torsionali di cui si è precedentemente trattato. Infatti, all'interno dell'og-

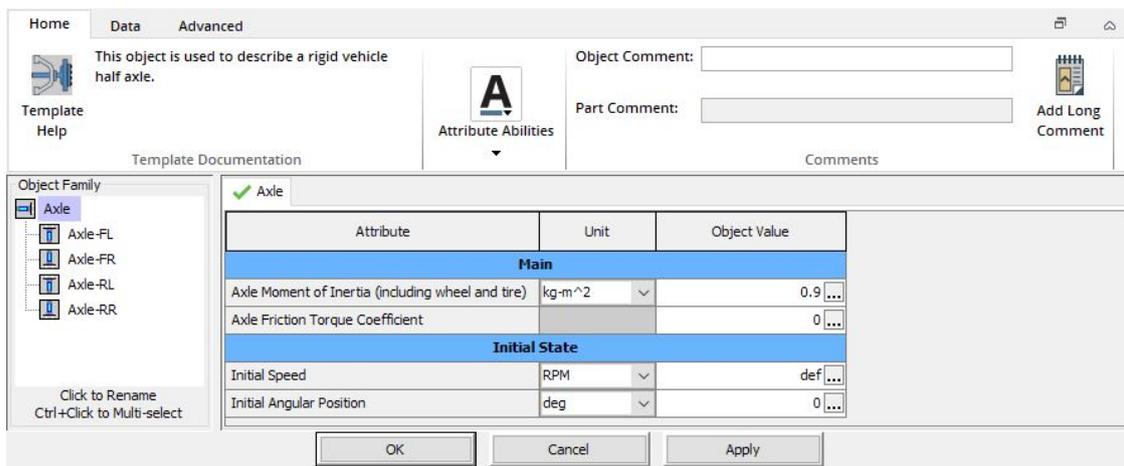


Figura 2.18. Oggetto Axle

getto del semiasse ruota è possibile unicamente indicare l'inerzia, complessiva di disco e pneumatico, la velocità e la posizione angolare iniziali.

Per quanto riguarda la ruota, si è deciso di semplificare l'analisi selezionando, tra tutti i modelli disponibili su GT-POWER, la *Tire Connection Rigid* (vedi Figura 2.19). Si tratta di un oggetto utilizzato per modellare la forza di trazione e quella di resistenza a rotolamento, ma nel quale, come detto in precedenza, si può scegliere di trascurare un eventuale strisciamento, detto anche *slip*, tra la ruota e la strada. Questo implica semplicemente che si avrà strisciamento quando la forza applicata a terra supererà il limite massimo, per questo viene applicato solo alle ruote motrici. All'interno di esso è possibile specificare la dimensione della ruota in due modi: indicando direttamente il raggio di rotolamento oppure inserendo i corrispondenti valori delle diverse grandezze del codice ISO. Dopodiché è possibile definire il fattore di resistenza a rotolamento, il

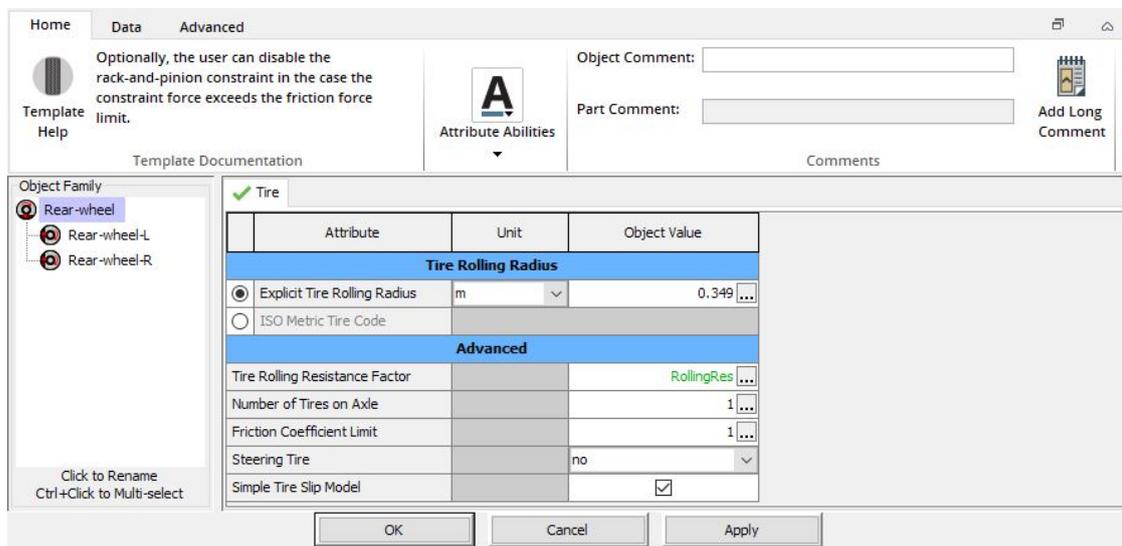


Figura 2.19. Oggetto Tire Connection Rigid

quale risulta un elemento chiave per la corretta analisi sui consumi del veicolo. Purtroppo tale valore non è noto con precisione, in quanto non solo non è stato possibile individuare il valore esatto del coefficiente per la tipologia di ruota montata dal veicolo, ma inoltre, all'interno della normativa del *New European Driving Cycle* non ci sono regole stringenti sulla tipologia di ruote montate [6]. Dunque i singoli costruttori possono montare ruote speciali, ad esempio, capaci di ridurre questo coefficiente o semplicemente agire sulla pressione di gonfiaggio per ottenere lo stesso effetto. Quindi si è deciso di ipotizzare un valore traendo spunto dalla bibliografia [7]. In particolare, esso è descritto all'interno dell'oggetto ruota per mezzo di una tabella, visibile in Figura 2.20. In quest'ultima è definito il valore assunto dal *Tire Rolling Resistance Factor* al variare della velocità del veicolo, espressa in questo caso come numero di giri della ruota in *RPM*. In conclusione è possibile specificare il numero di ruote per ogni asse, come il coefficiente di attrito con la strada. Per quanto riguarda quest'ultimo aspetto,

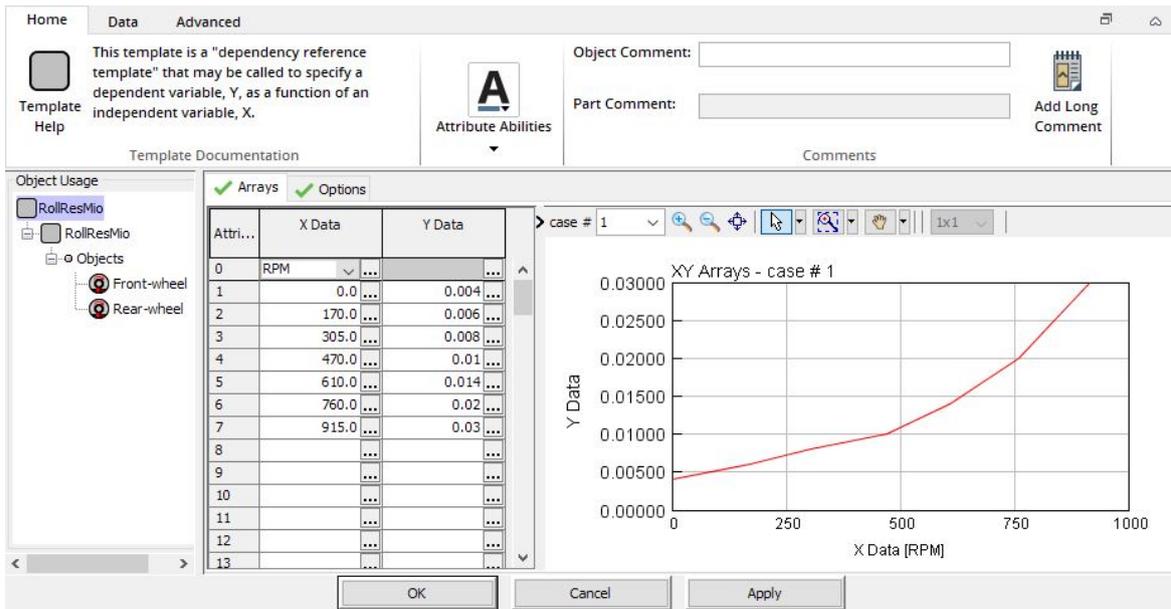


Figura 2.20. Tabella Tire Rolling Resistance Factor

in tutte le simulazioni viene posto pari a 1, considerando quindi la strada in condizioni ottimali, in quanto è come viene realizzato nelle prove dei cicli guida.

2.3 Unione modelli

I modelli descritti finora, motore e veicolo, sono i componenti essenziali del sistema completo, mentre, unire i due, vuol dire introdurre tutta una serie di elementi necessari a farli correttamente comunicare tra di loro. Tra questi si possono individuare innanzitutto i seguenti elementi di logica:

- Driver
- ECU: Engine Control Unit

mentre i seguenti oggetti, comandati dai primi, effettuano il vero e proprio legame tra motore e veicolo:

- Mappa pedale
- Frizione
- Freni

Definendo tutti questi elementi su GT-POWER si ottiene il modello completo, riportato in Figura 2.21, dove si possono vedere anche il motore e il veicolo, rispettivamente come sottosistema *DieselEngine_3.0L* e *Light-duty_Vehicle*.

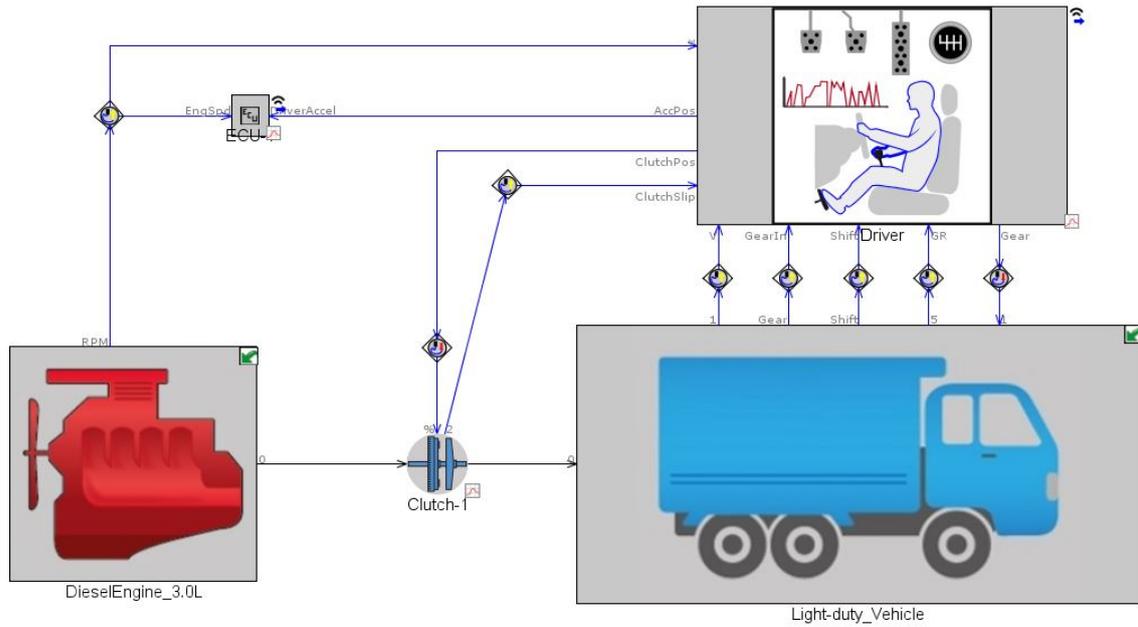


Figura 2.21. Driver su GT-POWER

2.3.1 Elementi di logica

In questa trattazione è bene partire dal *Driver*, visibile nell'ingrandimento di Figura 2.22, realizzato con l'oggetto *Vehicle Driver Advanced*. Esso rappresenta il pilota nel-

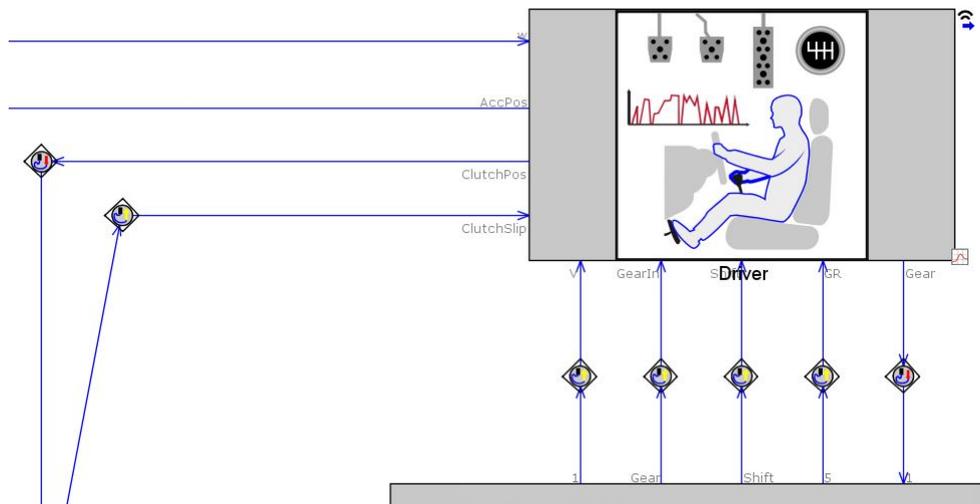


Figura 2.22. Driver su GT-POWER

l'ambiente GT-POWER, il quale determina istante per istante la posizione del pedale dell'acceleratore, del freno e della frizione, a partire dalle condizioni imposte e da quelle attuali del sistema. Infatti, come si può vedere in Figura 2.23, il Driver è impostato

secondo la modalità *Speed Targetting*, ovvero insegue il profilo di velocità imposto azionando i pedali. Andando più nel dettaglio, il *Vehicle Driver Advanced* è di fatto un controllore PI, ossia proporzionale integrativo, realizzato ad hoc in modo da rendere

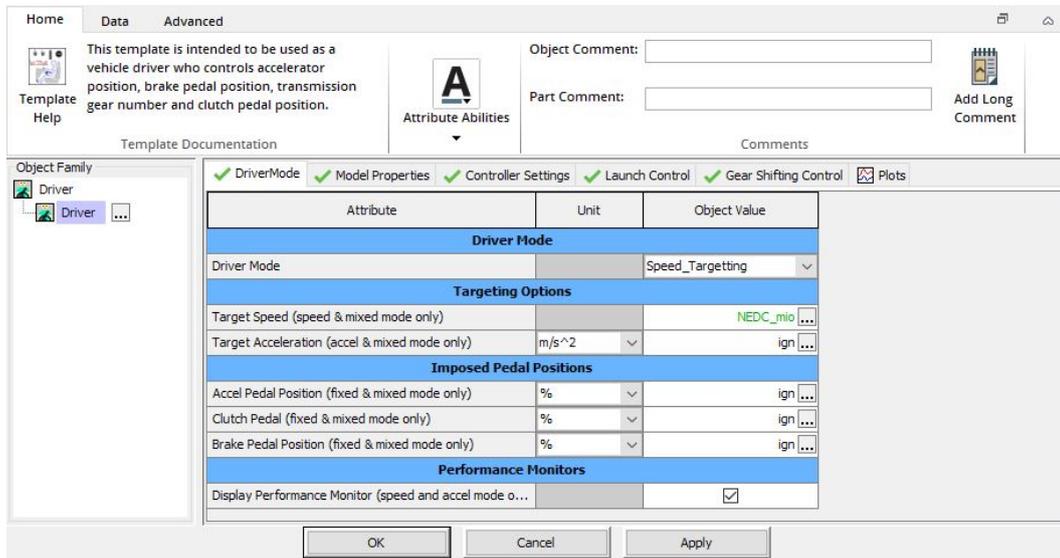


Figura 2.23. Oggetto Vehicle Driver Advanced

più facile il controllo del sistema. Infatti, nelle schede successive dello stesso è possibile specificare alcune caratteristiche dei componenti del modello se necessario, per facilitarne il riconoscimento e permettere il funzionamento della simulazione. Questo viene realizzato, ad esempio, nel caso del motore, il quale, non essendo nel formato semplice di mappa, non viene riconosciuto dal *Driver*. Per questo motivo si inseriscono all'interno di quest'ultimo le caratteristiche principali del motore: la cilindrata, l'inerzia e la mappa di performance, in questo caso descritta come BMEP realizzata in funzione della posizione del pedale acceleratore e della velocità di rotazione del motore.

Dopodiché si vanno quindi ad indicare le impostazioni del controllore, tra le quali sono fondamentali i fattori di aggressività, ossia i moltiplicatori, del guadagno proporzionale e del guadagno integrativo, i quali servono per inseguire al meglio il profilo di velocità target. Vi è inoltre una scheda dedicata alla funzione di *launch control*, in cui è possibile specificare anche in questo caso dei moltiplicatori per i guadagni del PI, ma soprattutto la velocità target di uscita dalla condizione di launch e la durata dell'evento stesso. Infine, nell'ultima scheda è possibile specificare come avviene il cambio della marcia andando a specificare i seguenti punti:

- *Gear Shifting Strategy*: trattandosi di una valutazione su ciclo guida NEDC, allora si va ad imporre il cambio di marcia secondo un profilo temporale, come previsto da normativa. Vi è anche la possibilità comunque di indicare un range del numero

di giri del motore entro il quale si vuole far avvenire la cambiata. Questo può essere utile quando si vuole ad esempio andare a valutare una strategia di cambio marcia specifica, volta alla riduzione dei consumi

- *Gear Shift Timing*: in questa sezione viene indicata la durata dell'evento di cambio marcia, considerato pari ad un secondo, l'istante in tale durata a cui avviene il passaggio da una marcia all'altra ed infine il tempo minimo che deve trascorrere tra un cambio e l'altro all'interno di un'unica scalata. Questo aspetto è di maggior rilevanza se si tratta con un ciclo come il WLTP chiaramente, al contrario nel NEDC le tempistiche sono predeterminate
- *Pedal Overrides*: si può imporre la posizione del pedale della frizione e dell'acceleratore durante il cambio della marcia, rispettivamente pari al 100% e 0%, dove al 100% corrisponde il pedale completamente premuto e viceversa

Com'è possibile vedere dalla Figura 2.22, vi sono diverse connessioni che entrano ed escono dal *Driver*:

- *Sensor Connection*: tutte le connessioni entranti provengono da sensori che valutano determinate grandezze, necessarie al *Driver* per funzionare correttamente. Tra queste grandezze vi sono il numero di giri del motore, la velocità attuale del veicolo, la marcia innestata e il suo rapporto di trasmissione, lo strisciamento della frizione ed infine lo stato di cambio marcia, che può essere pari a uno se sta avvenendo la cambiata o zero in caso contrario
- *Actuator Connection*: è necessario, per completare il circuito, che il *Driver* possa applicare le azioni necessarie sul sistema per inseguire correttamente il target di velocità. Dunque invia i segnali della posizione dei pedali rispettivamente all'ECU quello dell'acceleratore, mentre frizione e freno agli omonimi oggetti, così da poter controllare il veicolo

A questo punto, l'altro elemento che risulta necessario da analizzare è l'ECU, visibile in Figura 2.24. La sua presenza è fondamentale, in quanto, qualora la velocità target fosse pari a zero, il *Driver* restituirebbe una posizione del pedale dell'acceleratore pari a zero. Questo però causerebbe il fail della simulazione in quanto, a causa della mancata iniezione di combustibile, il motore si spegnerebbe. Nella realtà quest'ultimo, nei tratti in cui la velocità del ciclo guida è pari a zero, deve andare in idle oppure, quando presente, può sfruttare il meccanismo dello Start and Stop. L'ECU è quindi presente proprio per garantire il funzionamento in idle del motore, ma non solo, può anche svolgere la funzione di *cut-off*, ossia bloccare l'iniezione di combustibile quando il veicolo

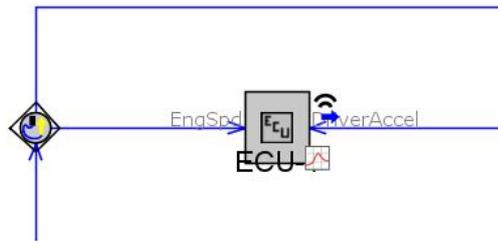


Figura 2.24. ECU su GT-POWER

sta decelerando e la velocità di rotazione del motore lo permette. In questo caso, per la funzione di idle, si tratta di un controllore PID, proporzionale integrativo derivativo, nel quale è nuovamente possibile specificare dei fattori di aggressività per i singoli guadagni e che va quindi a tenere sotto controllo il numero di giri del motore, evitando che quest'ultimo si spenga. In questo caso è necessario fornire all'ECU unicamente il segnale della velocità di rotazione del motore misurata e la posizione del pedale dell'acceleratore uscente dal *Driver*. Successivamente l'ECU modifica tale segnale se necessario ed infine lo invia alla mappa pedale del motore.

2.3.2 Altri componenti

Si procede a trattare quindi gli altri elementi che realizzano le azioni dettate dal *Driver*. Per quanto riguarda la mappa pedale, come già descritto nella sezione 2.1.4, essa è situata nel sottosistema del motore e permette di tradurre il segnale del pedale dell'acceleratore in un segnale di BMEP target. Quest'ultimo permette di produrre la potenza necessaria al veicolo per inseguire il profilo di velocità.

Per quanto concerne la frizione, visibile nell'ingrandimento di Figura 2.25, essa è l'e-

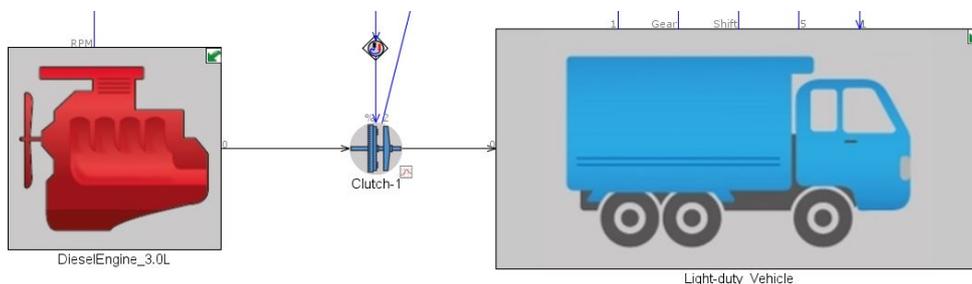


Figura 2.25. Frizione su GT-POWER

lemento che collega l'albero a gomiti del motore alla trasmissione. Viene realizzata tramite l'oggetto *Clutch*, in cui al suo interno è possibile specificare diverse caratteristiche, tra cui la massima coppia trasmissibile dalla frizione, il raggio e i modelli di

attrito per il funzionamento. Ovviamente è possibile specificare la posizione dell'attuatore della frizione, la quale, in questo modello, è imposta dall'*Actuator Connection* esterno.

Infine rimangono da analizzare i freni, riportati in Figura 2.26, i quali sono situati all'interno del sottosistema *Light-duty_Vehicle*. Il sistema è costituito da un primo

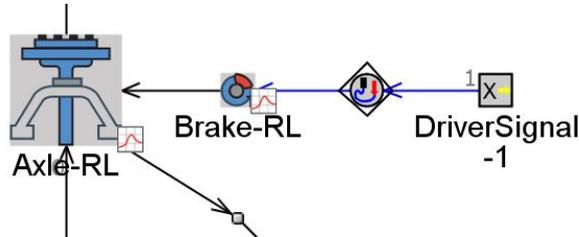


Figura 2.26. Sistema frenante su GT-POWER

oggetto sulla destra che riceve il segnale dal *Driver* e semplicemente lo trasferisce all'attuatore posto immediatamente a fianco. Quest'ultimo a sua volta invia il segnale al freno, realizzato come *Brake as Torque Map*, come riportato in Figura 2.27, ed anche in questo caso, considerando il fatto che i freni sono uguali tra anteriore e posteriore, allora è stato creato un unico oggetto "padre" da cui derivano tutti gli altri. Sostanzialmente si tratta di una mappa che, in base alla posizione del pedale del freno ricevuta

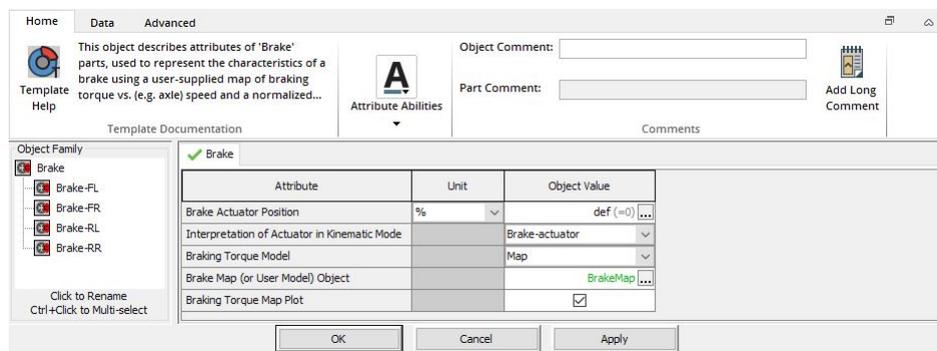


Figura 2.27. Oggetto Brake

dall'attuatore e alla velocità di rotazione dell'asse ruota, valuta la coppia frenante da applicare. Quest'ultima infine, prodotta come output dell'oggetto, viene esercitata sull'asse ruota.

Capitolo 3

Modello SCR

A partire da dati sperimentali raccolti su cicli WHTC, sia con partenze a freddo sia a caldo, si realizza la modellazione dell'SCR standalone. Essa viene realizzata tramite un modello su GT-POWER in cui si vuole valutare l'aspetto fisico del sistema, ovvero tale modello si occuperà di determinare i profili di temperatura dei gas di scarico all'ingresso e all'uscita dell'SCR, per poi concludere con il calcolo della temperatura di parete dell'SCR stesso. Quest'ultima sarà poi utilizzata in una seconda fase, ossia la valutazione dell'abbattimento degli NO_x per mezzo di mappe di efficienza. Purtroppo, non è stato possibile realizzare un modello chimico dettagliato che effettuasse questa valutazione, in quanto non vi erano i dati necessari sull'SCR.

3.1 Modellazione termica

Innanzitutto per poter costruire il modello dell'SCR, rappresentato in Figura 3.1 è necessario conoscere diverse caratteristiche e grandezze del sistema, oltre alle misurazioni sperimentali di temperatura, portata volumetrica e concentrazione di inquinanti.

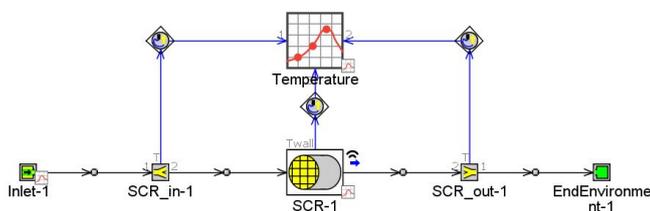


Figura 3.1. Modello di SCR su GT-POWER

Si parte quindi dall'introduzione, nell'ambiente di GT-POWER, di un elemento identificato come *End Flow Inlet Species*, il quale al suo interno permette di specificare,

istante per istante, la composizione del flusso in ingresso al sistema, la portata volumetrica e la temperatura, come si può vedere in Figura 3.2.

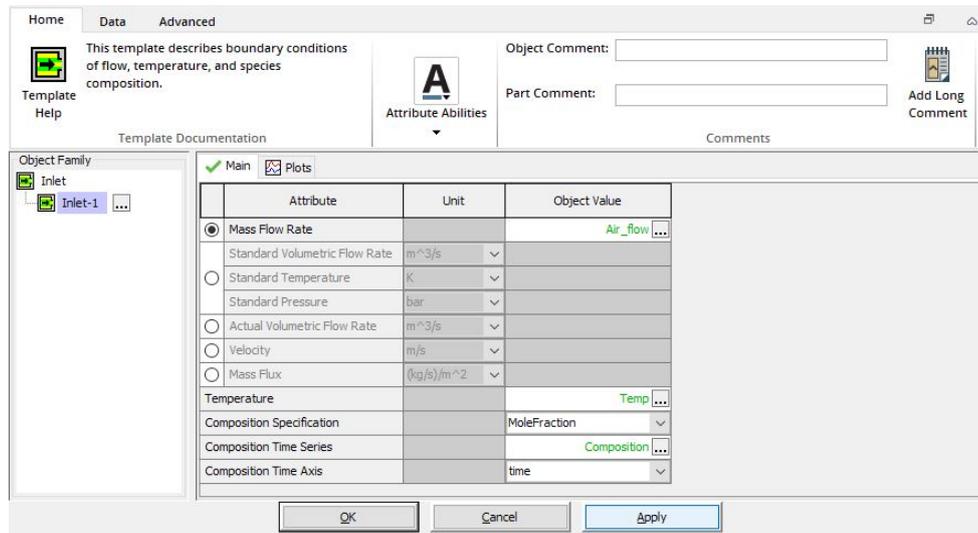


Figura 3.2. Oggetto End Flow Inlet Species

Gli elementi che presentano la scritta verde sono dei *Profile Transient*, ovvero profili temporali di tali grandezze. In particolare all'interno di tale oggetto sono stati specificati:

- Portata d'aria sperimentale
- Temperatura dei gas di scarico all'ingresso dell'SCR sperimentale
- Composizione dei gas di scarico all'ingresso dell'SCR: non essendo fornita la composizione completa, allora si è considerato che, oltre alla concentrazione degli NO_x sperimentale, il resto fosse composto unicamente da N₂

Chiaramente nella visione d'insieme, nel momento in cui l'SCR verrà unito al modello del motore, tale oggetto non sarà più necessario, perché sarà lo stesso motore ad imporre le diverse condizioni in ingresso all'SCR. Il passo successivo è quindi quello di inserire un elemento che permetta di effettuare per l'appunto questa futura connessione, ovvero che consenta il collegamento tra i condotti di scarico e l'SCR, che hanno diametri diversi. Si tratta dunque di un *Flow Split*, un oggetto complesso (vedi Figura 3.3), che permette la descrizione di un volume in cui vi sono più ingressi e più uscite. Nella scheda principale è possibile andare a inserire le dimensioni del condotto, in termini di volume e superficie laterale ed inoltre si può introdurre, se necessario, la rugosità superficiale interna. Mentre per quanto concerne la scheda termica e quella

relativa alla caduta di pressione, esse vengono impostate in modo tale da non introdurre variazioni (condotto adiabatico e ideale), in quanto non si vogliono modificare le condizioni all'ingresso dell'SCR.

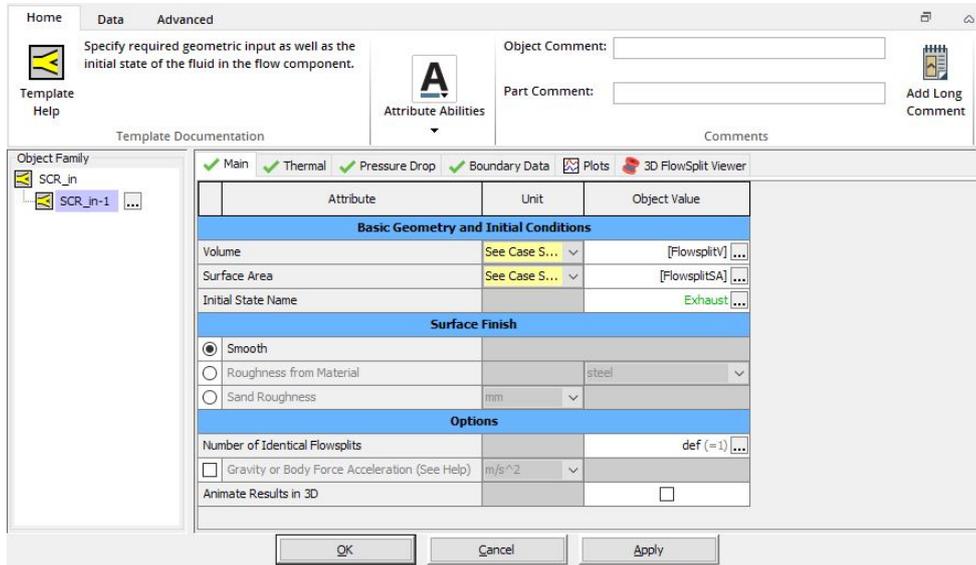


Figura 3.3. Oggetto Flow Split

In questo caso il Flow Split viene semplicemente utilizzato per ottenere una sezione di uscita più grande della sezione d'ingresso, come si può vedere in Figura 3.4, tramite la scheda *Boundary Data*. In essa si specificano il numero di aperture, che diventeranno ingressi e uscite, la loro disposizione spaziale, la lunghezza caratteristica e il diametro di espansione.

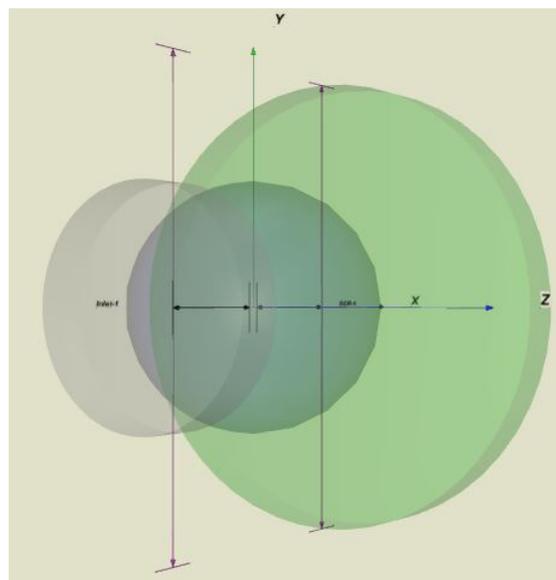


Figura 3.4. Vista 3D Flow Split

abbia una lunghezza di 100 mm, diametro in ingresso pari a quello del sistema di scarico del motore considerato e diametro in uscita valutato a partire dall'area frontale dell'SCR. Analogamente, il processo seguito per realizzare questo elemento viene ripetuto in maniera identica per il Flow Split di uscita.

Il passaggio successivo è la creazione dell'elemento chiave del modello, ovvero l'SCR stesso, ottenuto tramite un *Catalyst Brick*. Tale oggetto, come si può vedere dalla Figura 3.5, presenta diverse schede e nella principale si descrivono le caratteristiche geometriche più importanti, come area frontale, lunghezza dei canali, densità di celle, spessore del substrato e vi è anche la possibilità di specificare lo spessore di uno o più washcoat, nel caso di una struttura multistrato.

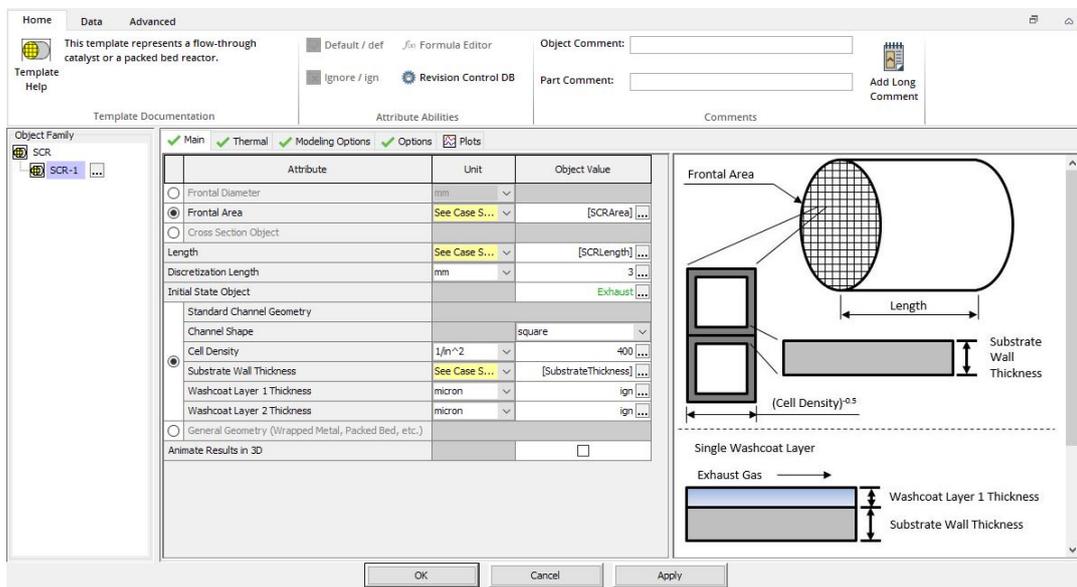


Figura 3.5. Oggetto Catalyst Brick

Nel seguente caso di studio è stata fornita un'unica misura relativa alla metà dello spessore di substrato, più l'intero washcoat, pari a $125.8 \mu\text{m}$. Dunque, non avendo informazioni sulle caratteristiche termiche del washcoat si è deciso di trascurarlo, andando a considerare unicamente il substrato di cordierite. Ipotizzando una dimensione del washcoat tipica di $30 \mu\text{m}$ allora si ottiene uno spessore del substrato pari a $191.6 \mu\text{m}$. Dopodiché nella scheda *Thermal* è possibile specificare le proprietà termiche del materiale, come densità, calore specifico e conduttività termica, e anche la temperatura iniziale di parete. Successivamente il software, durante la simulazione, valuterà gli scambi termici che avvengono tra il substrato dell'SCR e i gas di scarico, calcolando quindi la temperatura di parete e quella di uscita dei gas di scarico istante per istante. Questa valutazione viene effettuata considerando per il coefficiente di scambio termico h un numero di Nusselt per moto laminare completamente sviluppato all'interno dei

singoli canali dell'SCR [8]:

$$h = Nu \cdot \frac{\lambda_g}{D_h} \quad (3.1)$$

dove gli elementi λ_g e D_h , nell'Equazione 3.1, sono rispettivamente la conduttività termica del substrato e il diametro idraulico del canale, mentre il numero di Nusselt dipende dalla forma del canale, che in questo caso è quadrata. Infine nella scheda *Modeling Options* è possibile specificare il solutore, ovvero se esplicito, implicito o quasi stazionario. In questo caso, trattandosi di un modello di SCR standalone conviene utilizzare il solutore quasi stazionario, in quanto fortemente raccomandato [9]. Con tale scelta le equazioni di Navier-Stokes, cioè praticamente le equazioni di continuità, conservazione della quantità di moto e conservazione dell'energia, si semplificano ulteriormente, anche perché si tratta già di equazioni semplificate, in quanto la modellazione è 1D, diventando quindi un modello molto efficiente dal punto di vista del calcolo computazionale.

Si conclude il sistema andando ad inserire l'ultimo elemento, ovvero l'*End Environment* (vedi Figura 3.6), il quale completa le condizioni al contorno del sistema.

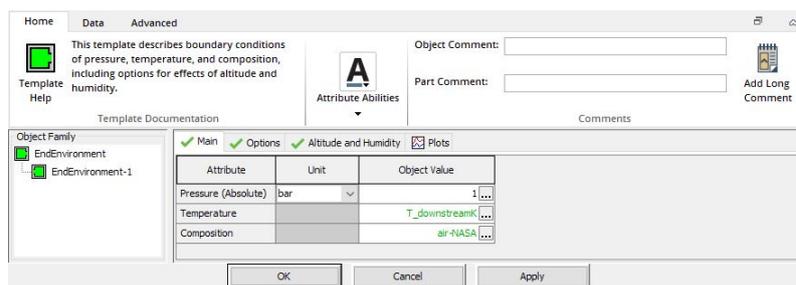


Figura 3.6. Oggetto End Environment

Di fatto con esso si può imporre la temperatura, la pressione e la composizione che vi è allo scarico. In questo caso si è considerato che l'SCR comunichi direttamente con l'ambiente esterno, imponendo come composizione quindi quella dell'aria e come valore di pressione quella atmosferica. Per quanto riguarda la temperatura è stato imposto il profilo dei valori ottenuti sperimentalmente allo scarico. Il motivo di tale scelta è legato alla presenza di valori di flussi di massa, ottenuti sperimentalmente, che nei primi ed ultimi secondi del ciclo WHTC sono negativi ed essendo stati imposti nell'End Flow Inlet Species, questi generano un riflusso dall'esterno verso l'SCR. Quindi se si imponesse semplicemente la temperatura ambiente nell'End Environment ciò comporterebbe delle oscillazioni sulla temperatura dei gas di scarico molto ampie che non avrebbero senso fisico, mentre in questo modo si rendono trascurabili tali oscillazioni senza alterare in modo significativo il risultato del profilo di temperatura predetto dal modello.

Concluso il modello, l'ultimo elemento che viene inserito è un *Monitor*, che si può vedere sopra gli altri elementi e ad essi connesso, nella Figura 3.1. Quest'ultimo serve sia per poter vedere l'andamento delle grandezze durante la simulazione, sia per averle già raccolte in un unico diagramma nella fase di analisi tramite GT-POST, applicazione dedicata all'analisi dei risultati prodotti da GT-POWER. Nel particolare questo Monitor mostra gli andamenti delle temperature di maggior interesse, ossia le temperature all'ingresso e all'uscita dell'SCR e la sua temperatura di parete.

Capitolo 4

Analisi dei risultati

Dopo aver visto come sono stati realizzati i modelli si procede con la fase successiva, ossia l'analisi dei risultati ottenuti dalle simulazioni effettuate. In primis però è bene valutare la bontà dei modelli creati: è necessario fare delle apposite validazioni, più o meno accurate a seconda dei dati a disposizione. Tali dati variano in base al modello trattato e sono la chiave fondamentale per poter verificare che quanto ottenuto dai risultati delle simulazioni rispecchi la realtà. Si tratta di un aspetto importante in quanto, grazie a queste validazioni, risulta possibile apprezzare altri risultati ricavati tramite i modelli e valutarne il potenziale in maniera più accurata.

4.1 Validazione modello motore diesel 3.0L

Per effettuare la validazione del motore sono a disposizione i dati sperimentali del ciclo WHTC su cui è stato testato. Sono stati raccolti i profili temporali di molte grandezze, i quali possono essere utilizzati per fare un confronto con i risultati ottenuti dal modello. In questo caso, come visto nella sezione dedicata 2.1.2, si va ad imporre la velocità di rotazione del motore con il valore misurato sperimentalmente. Per effettuare una validazione completa verranno confrontate le seguenti grandezze:

- Pressione di boost
- Velocità di rotazione del turbogruppo
- Pressione d'iniezione del Common Rail
- Quantità di combustibile iniettata nella *Main Injection*
- Istante di iniezione *SOI*

- Pressione massima in camera di combustione
- Pressione media effettiva *BMEP*
- Temperatura d'ingresso in turbina
- Consumo di combustibile
- Cumulata sulla potenza prodotta

Per tutte queste verranno quindi riportati i profili temporali normalizzati, sia sperimentali sia quelli del modello, ma visto che vi sono molti punti da prendere in considerazione, verrà anche mostrato un ingrandimento tra 1000 e 1200 secondi per poter valutare meglio i profili.

Cominciando quindi dall'aspirazione, il primo componente importante che si incontra è il compressore e altrettanto importante è il rapporto di compressione che genera. Infatti, quest'ultimo determina in pratica la quantità d'aria che viene immessa nei cilindri del motore e dunque come avviene il processo di combustione. Per questo è importante che l'andamento della pressione di sovralimentazione del modello sia coerente con quello sperimentale, il cui confronto è possibile visualizzarlo in Figura 4.1. Per

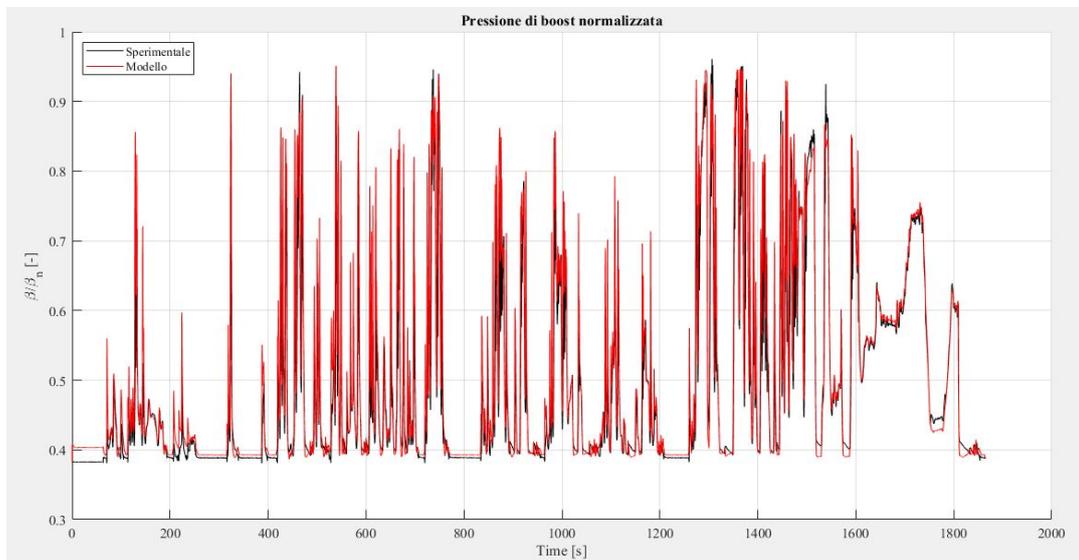


Figura 4.1. Pressione di boost

quanto detto poco sopra, per poter visualizzare meglio il confronto, si può vedere l'ingrandimento di Figura 4.2, dal quale si può dedurre più chiaramente che il profilo del modello segue bene l'andamento sperimentale. È necessario però evidenziare il fatto che ci sono alcuni picchi più accentuati nel caso del modello rispetto ai valori ottenuti sperimentalmente.

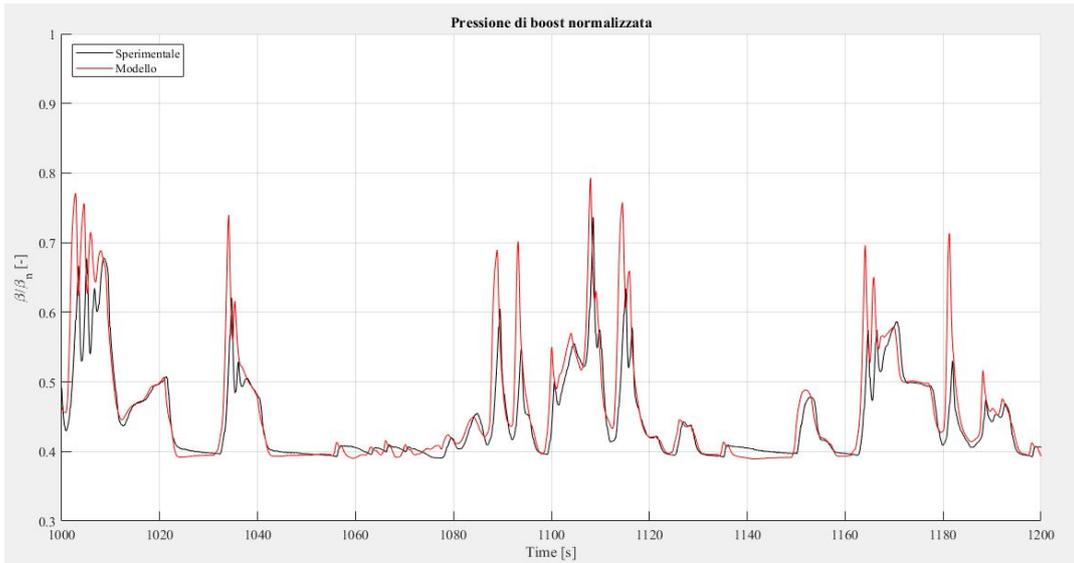


Figura 4.2. Ingrandimento pressione di boost

Associata alla pressione di sovralimentazione si ha poi la velocità di rotazione del turbogruppo, visibile in Figura 4.3, la quale spesso non risulta così facile da modellare correttamente. Infatti, anche questa presenta alcuni picchi più accentuati e altri meno,

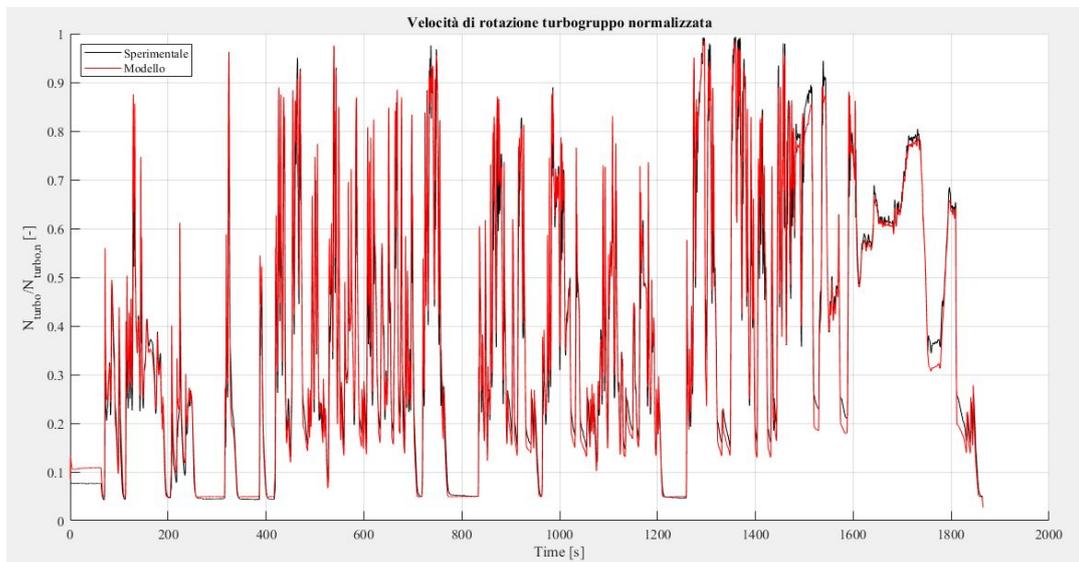


Figura 4.3. Turbo speed

come la pressione di boost, ma ciò è legato al funzionamento del motore e i target imposti. Questo vuol dire che le differenze individuate in entrambe le grandezze sono associate alla differenza nel tipo di controllo e alla risposta del turbogruppo, ossia le inerzie imposte al sistema. In particolare, una variazione su quest'ultime può comportare differenze evidenti tra i profili. Ciò è possibile vederlo meglio nella Figura 4.4,

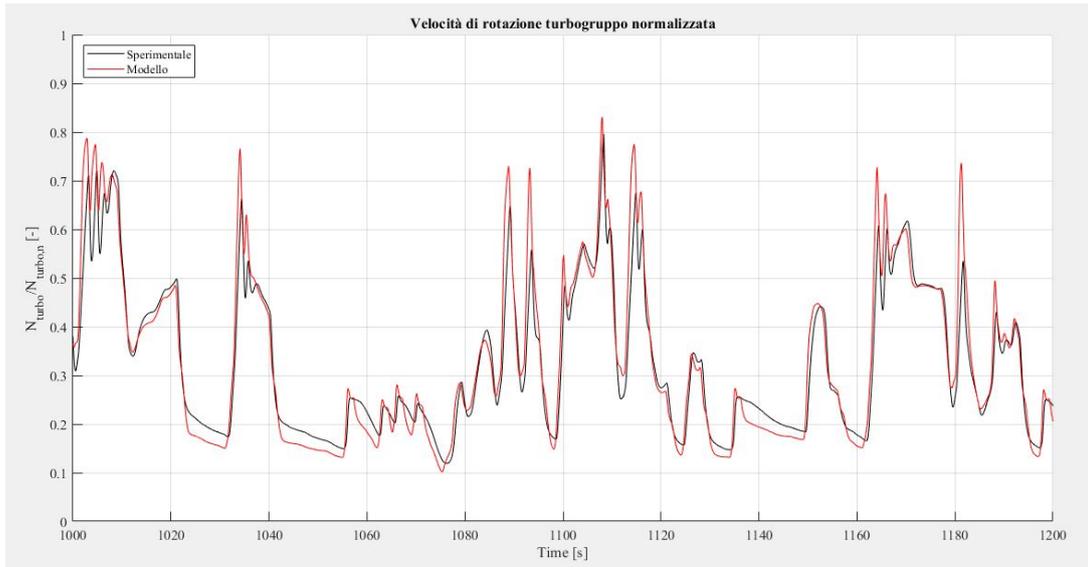


Figura 4.4. Ingrandimento turbo speed

dove però si può osservare come anche in questo caso l'andamento della quantità sperimentale risulta ben seguito da quella modellata.

Il passaggio successivo è quello di valutare la corretta modellazione dell'iniezione di combustibile, sia a livello di pressione del Common Rail sia dell'inizio della stessa. Partendo quindi dalla pressione d'iniezione, visibile nelle Figure 4.5 e 4.6, si può os-

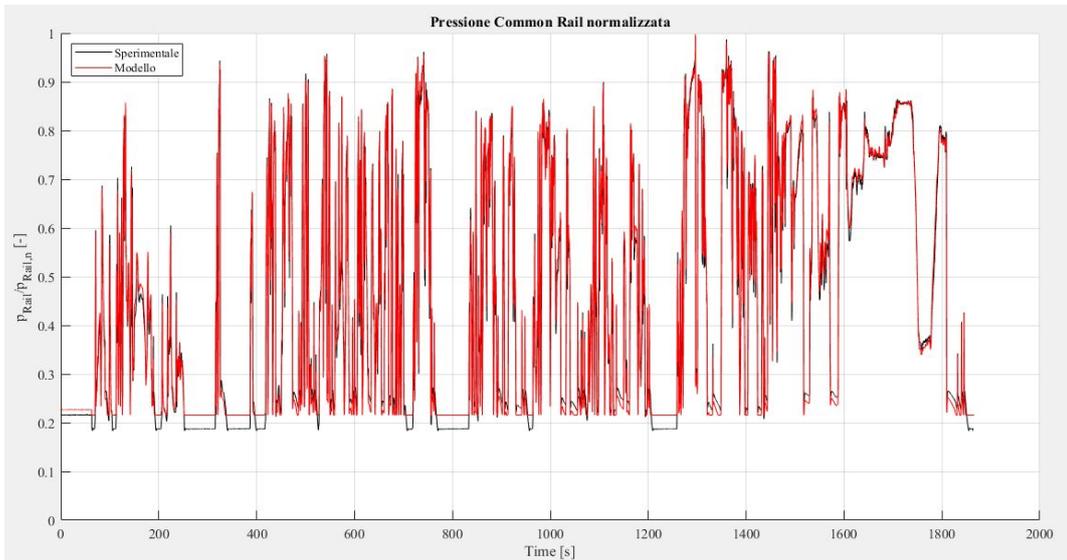


Figura 4.5. Pressione Common Rail

servare che l'andamento dei dati sperimentali è seguito in maniera esaustiva da quello del modello. Vi sono però dei tratti, visibili in particolare nell'andamento globale, in

cui vi è un delta costante tra la pressione d'iniezione sperimentale e quella del modello, pari all'incirca a 50 bar. Si tratta delle zone in cui il motore ha basse velocità di

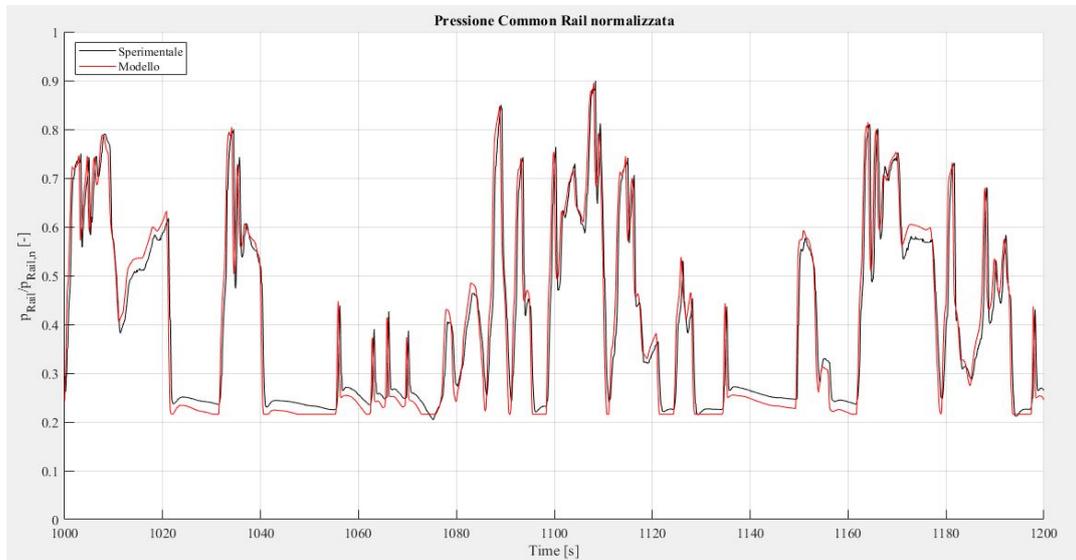


Figura 4.6. Ingrandimento pressione Common Rail

rotazione e bassa BMEP e questa differenza nasce dal fatto che la mappa che produce il segnale di pressione del Common Rail, usata dal modello, semplicemente non raggiunge valori di pressioni così bassi. Quest'ultima però è stata fornita così e cercare di espanderla verso valori inferiori creerebbe solo delle complicanze. Quindi, considerando che questi tratti sono circa il 15% del ciclo totale e la differenza è contenuta, si è deciso di mantenere la mappa così com'è stata fornita. Il sistema d'iniezione realizza

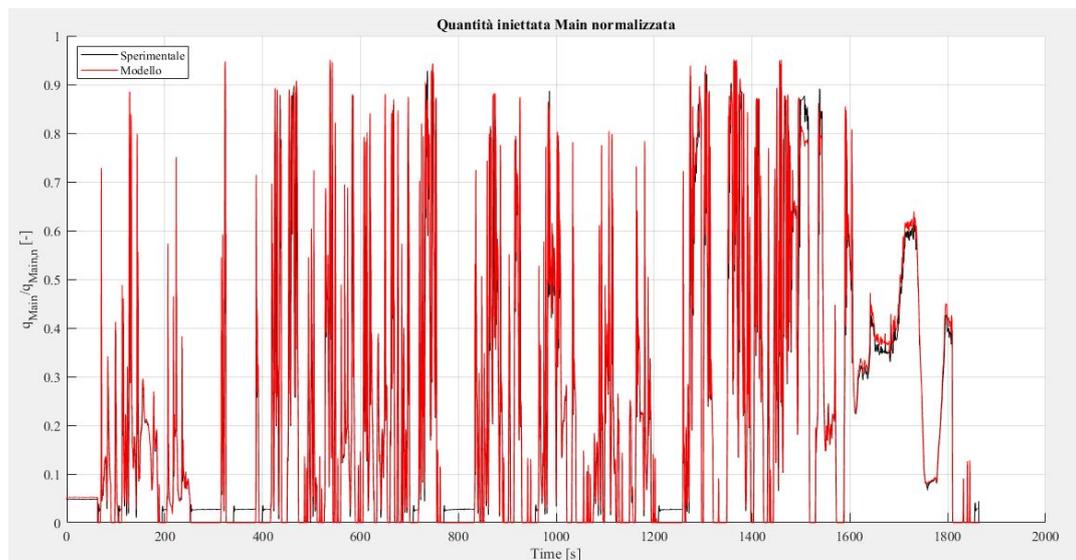


Figura 4.7. Quantità Main Injection

tre iniezioni distinte: due pre e una main, di cui ovviamente l'iniezione principale è quella fondamentale e più influente sulla BMEP che si ottiene. Dunque, come si può vedere in Figura 4.7, si procede a valutare la quantità di combustibile iniettata durante l'iniezione principale. Anche in questo caso il modello riesce a replicare correttamente

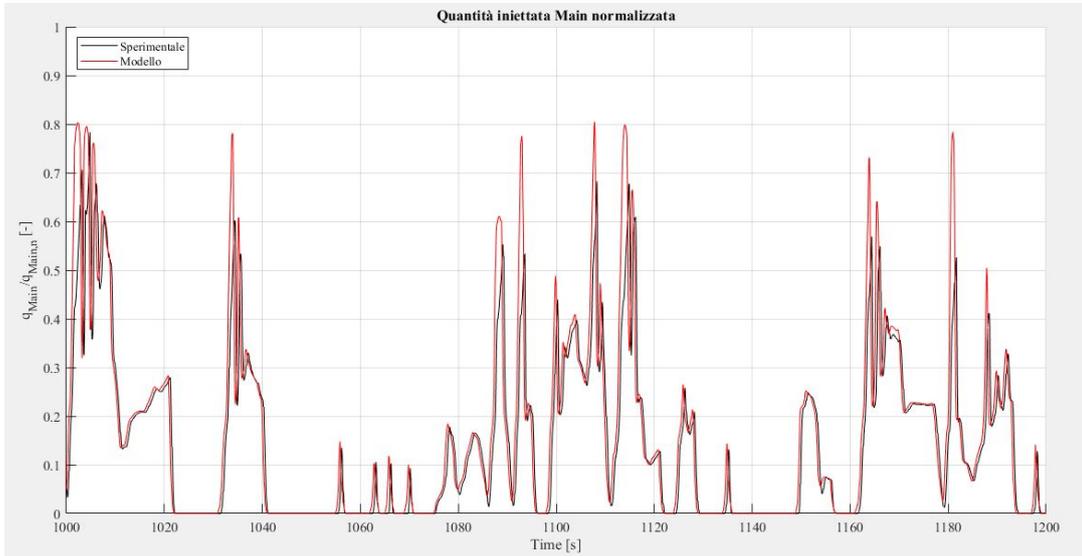


Figura 4.8. Ingrandimento quantità Main Injection

l'andamento sperimentale, come si può vedere meglio in Figura 4.8, anche se vi sono sempre alcuni picchi più accentuati. Pressione d'iniezione e quantità iniettata sono due aspetti fondamentali, ma anche la tempistica con cui l'iniezione avviene è importante, per questo è possibile vederne l'andamento nelle Figure 4.9 e 4.10. Quello che

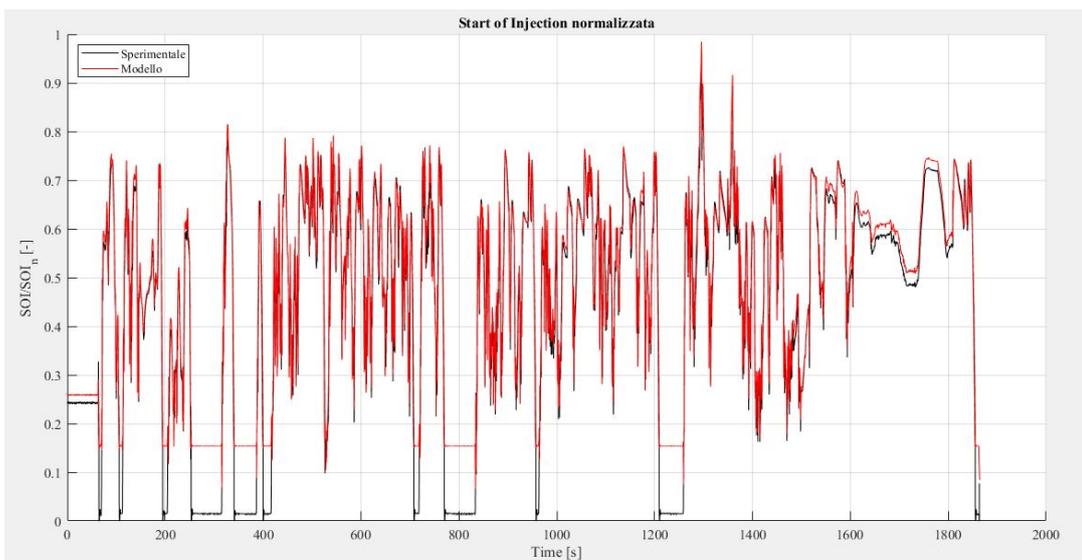


Figura 4.9. Istante inizio iniezione SOI

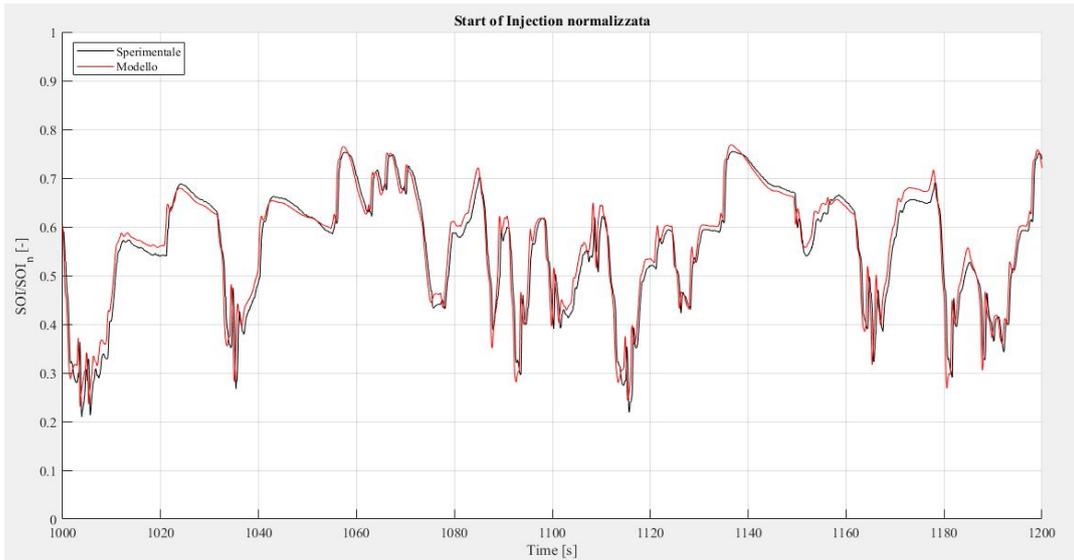


Figura 4.10. Ingrandimento istante inizio iniezione SOI

si può dedurre è che anche per quanto riguarda lo *Start of Injection* si ha un buona corrispondenza con i dati sperimentali, ossia si ha una buona fasatura della combustione. La variazione di questa grandezza va ad influire sulle pressioni massime, sulle temperature in camera e la velocità di combustione. Dunque, il fatto che i profili di queste tre grandezze seguano bene gli andamenti sperimentali è importante e le differenze presenti derivano dal fatto che, come detto nelle sezioni precedenti, si tratta di grandezze mappate, ossia determinate attraverso il target di BMEP proveniente dalla mappa pedale dell'acceleratore. La bontà di tali risultati si può vedere nelle Figure 4.11 e 4.12, dove viene riportato l'andamento della pressione massima nella camera

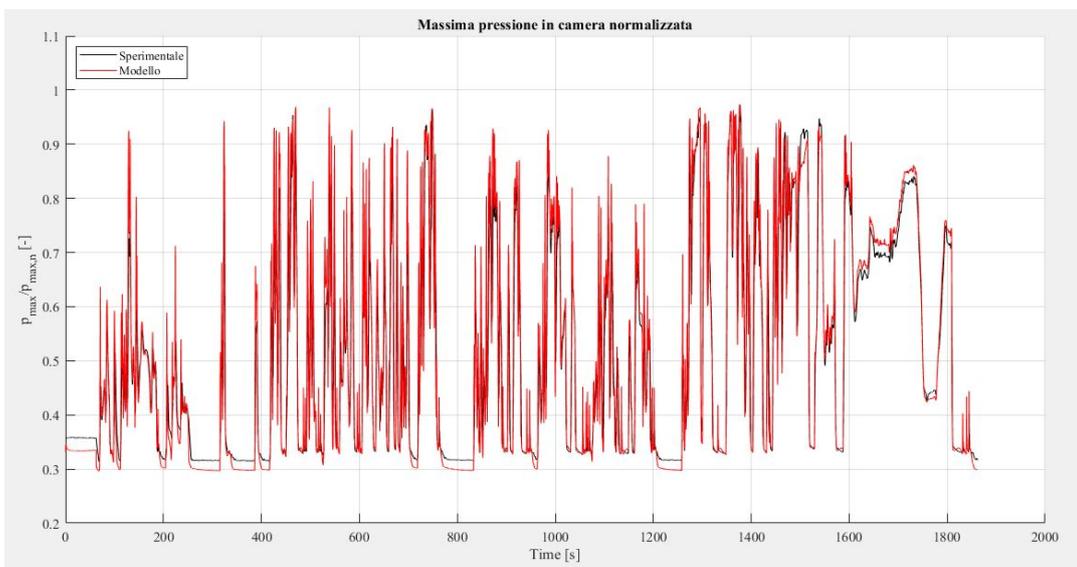


Figura 4.11. Pressione massima in camera

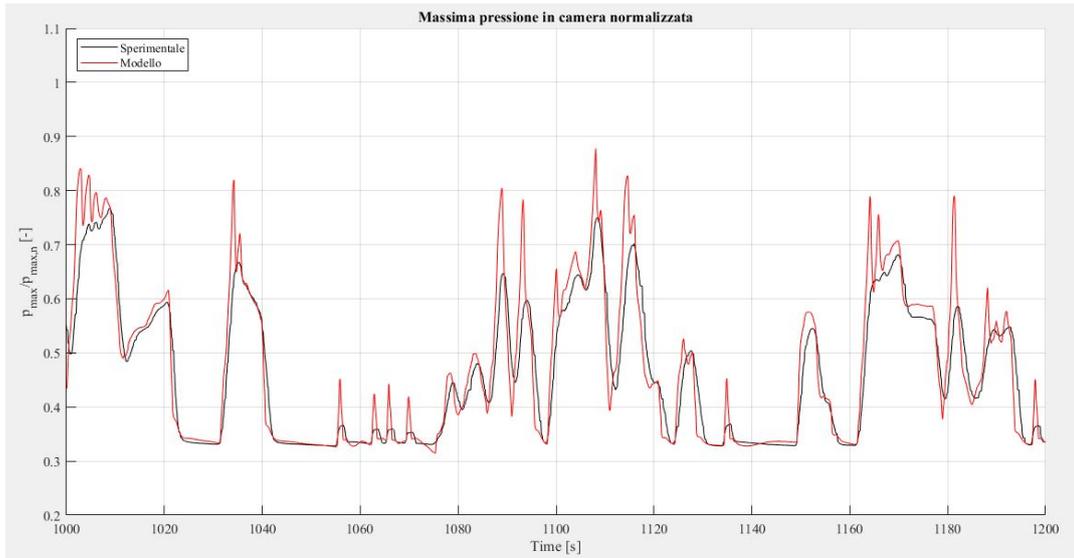


Figura 4.12. Ingrandimento pressione massima in camera

di combustione del Cilindro 1. I due profili risultano molto simili, anche se è stato necessario effettuare uno shift temporale sul profilo sperimentale, in quanto altrimenti risultava ritardato rispetto a quello del modello. Questo fenomeno è legato al fatto che il sistema di acquisizione raccoglie diversi dati sperimentali e nonostante cerchi di avere per tutti lo stesso *starting point*, possono comunque esserci delle differenze. In seguito è possibile visualizzare l'andamento della pressione media effettiva, si veda Figura 4.13, risultato fondamentale del processo di combustione. Anche in questo caso è possibile

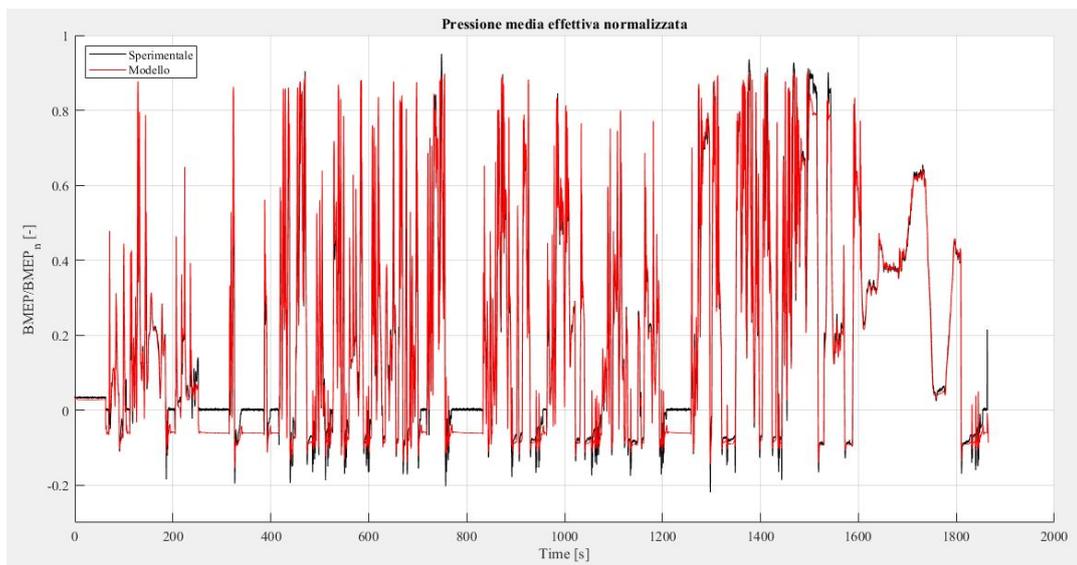


Figura 4.13. Pressione media effettiva BMEP

cogliere delle differenze tra i due profili dalla visione globale, ad esempio tra i 250 e i 300 secondi. Infatti, in quei tratti, tra i due andamenti vi è un delta pari all'incirca a

1.2 bar e questo è dovuto al fatto che in quei segmenti il pedale dell'acceleratore risulta essere pari a zero, traducendosi però in risposte diverse da parte dei due sistemi. Il modello, attraverso la mappa pedale, produce un valore di BMEP target come se il motore fosse in trascinato, andando quindi ad effettuare il cut-off sull'iniezione di combustibile, come accadrebbe nella realtà. Mentre, per quanto riguarda il motore testato su banco prova, quando il pedale dell'acceleratore è nullo, esso inizialmente effettua il cut-off, ma dopo circa un secondo entra in idle. Considerato però che continua ad inviare il segnale di pedale acceleratore pari a zero, allora questo determina il diverso risultato sulla BMEP. Si può trovare conferma di ciò anche in Figura 4.7, all'interno dei profili d'iniezione, in cui mentre il modello effettua il cut-off, così non fa il caso sperimentale che continua ad iniettare combustibile. Diversamente però, l'andamento dei due profili risulta essere piuttosto simile, come si può vedere meglio in Figura 4.14. In questo caso vi sono nuovamente alcuni picchi più accentuati rispetto al caso reale,

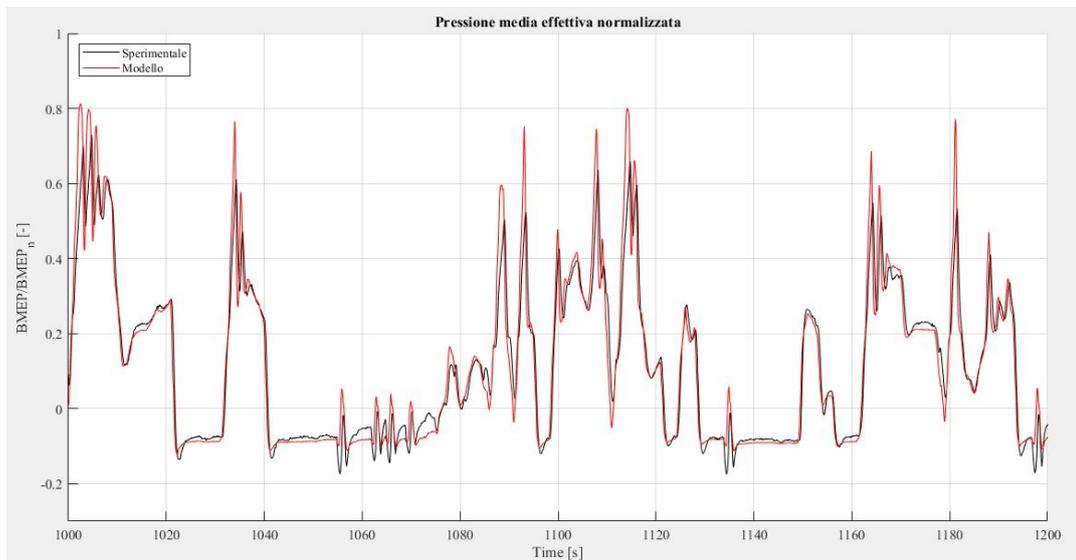


Figura 4.14. Ingrandimento pressione media effettiva BMEP

ma principalmente sono legati all'inerzia del motore stesso. Si procede quindi con la valutazione della temperatura allo scarico del motore, ossia in ingresso alla turbina, la quale risulta importante in quanto spesso è uno dei limiti di funzionamento del motore stesso, perché non può raggiungere valori troppo elevati. Come già visto per le altre grandezze, anche in questo caso si riporta l'andamento globale in Figura 4.15, dove si possono individuare delle differenze sia nei tratti con pedale dell'acceleratore pari a zero, per i quali vale lo stesso discorso affrontato in precedenza, sia nel tratto iniziale, in cui la differenza nasce da una diversa impostazione delle condizioni iniziali. Dopodiché è possibile osservare l'ingrandimento in Figura 4.16, nel quale si individua un divario

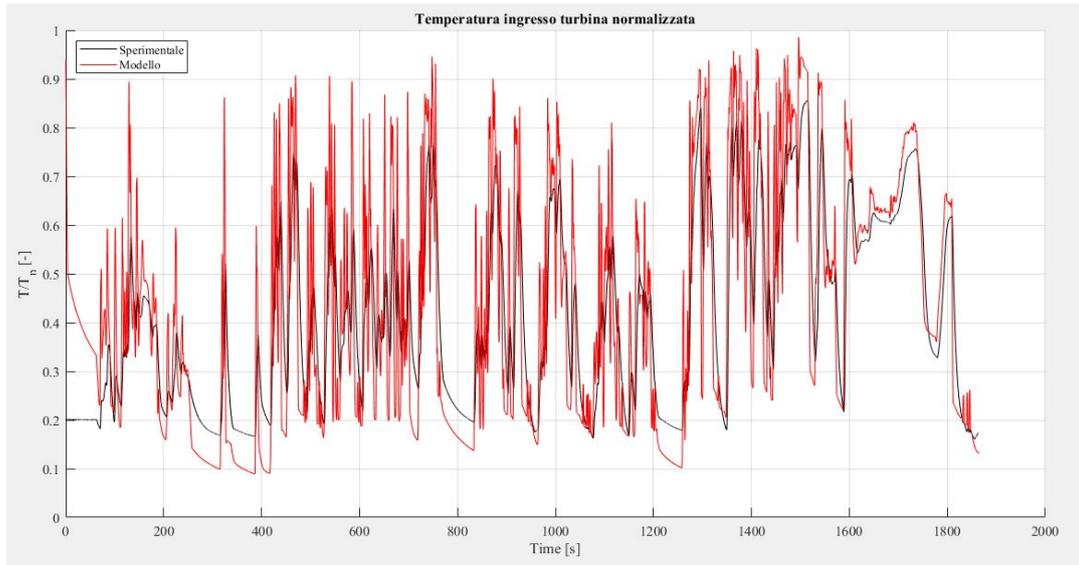


Figura 4.15. Temperatura ingresso turbina

più importante tra i profili. In questo caso le cause possono essere molteplici, come ad esempio il fatto che si tratta di grandezze mediate nel tempo e quindi com'è stata valutata la media stessa può influenzare sul profilo (il profilo del modello riportato è stato valutato con un Moving Average su 32 cicli). Inoltre, la dimensione del collettore

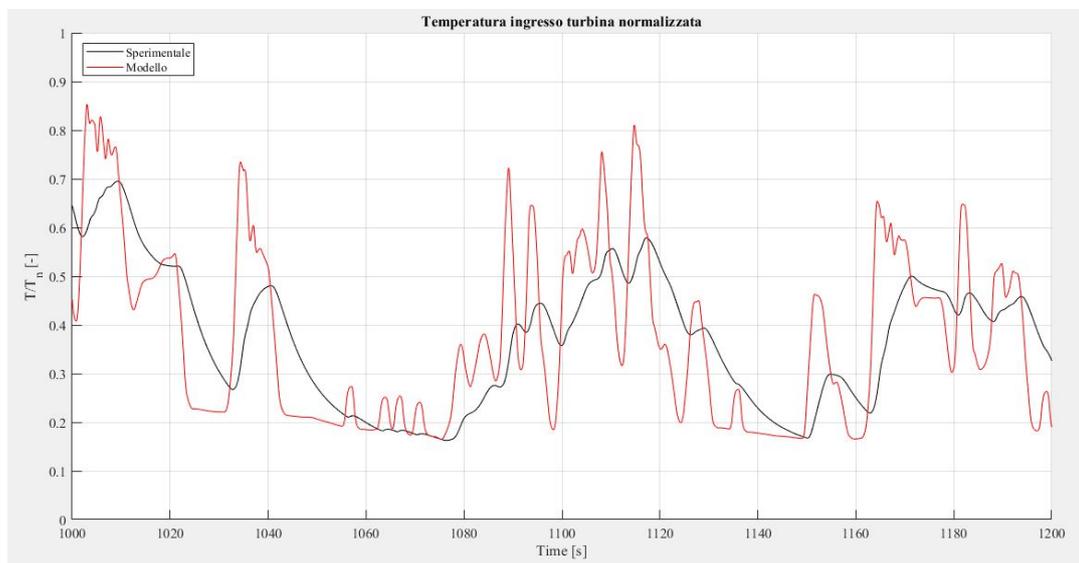


Figura 4.16. Ingrandimento temperatura ingresso turbina

di scarico, sul quale sono valutati i profili di temperatura, potrebbe influenzare il risultato: un volume maggiore determinerebbe una riduzione delle oscillazioni che si vedono sul profilo del modello. Infine anche il comportamento dinamico del sistema e come il turbogruppo lavora aprendo e chiudendo il sistema VGT della turbina può influenzare.

Dunque le cause che possono determinare le differenze tra i due profili sono molteplici e non facili da descrivere con l'analisi preliminare che è stata realizzata, ma ciò potrebbe essere spunto per lavori futuri con la messa a punto di un'analisi nel dettaglio.

Altro aspetto da dover valutare è legato al consumo di combustibile, per il quale risulta interessante effettuare una valutazione cumulata lungo tutto il ciclo di prova, riportata in Figura 4.17. L'errore che si ottiene sulla previsione del valore finale risulta

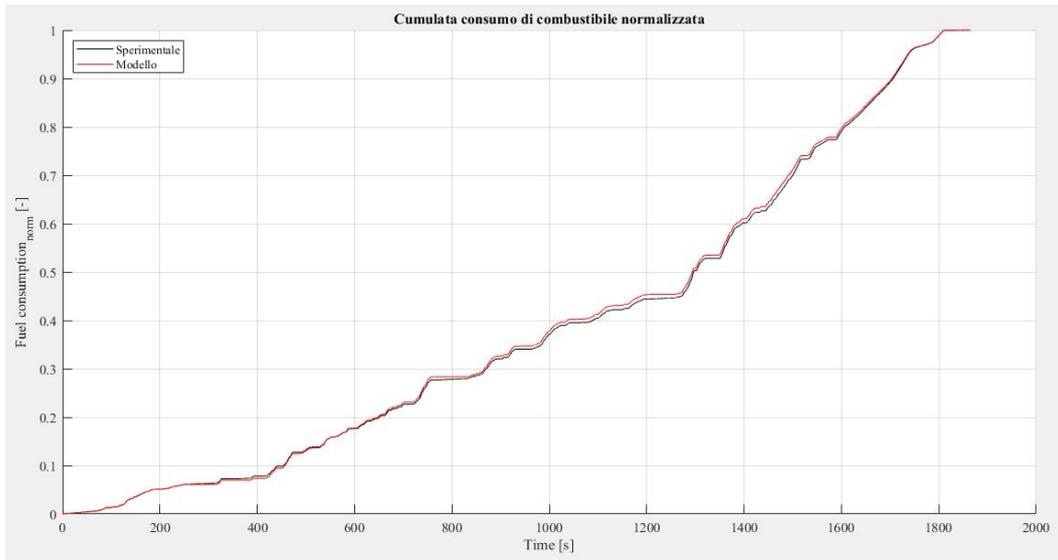


Figura 4.17. Consumo di combustibile normalizzato

essere pari al 3,74% e anche imponendo un passo d'integrazione più fine il risultato non cambia molto, scendendo a 3,69%. Infine, in maniera analoga, si può vedere in

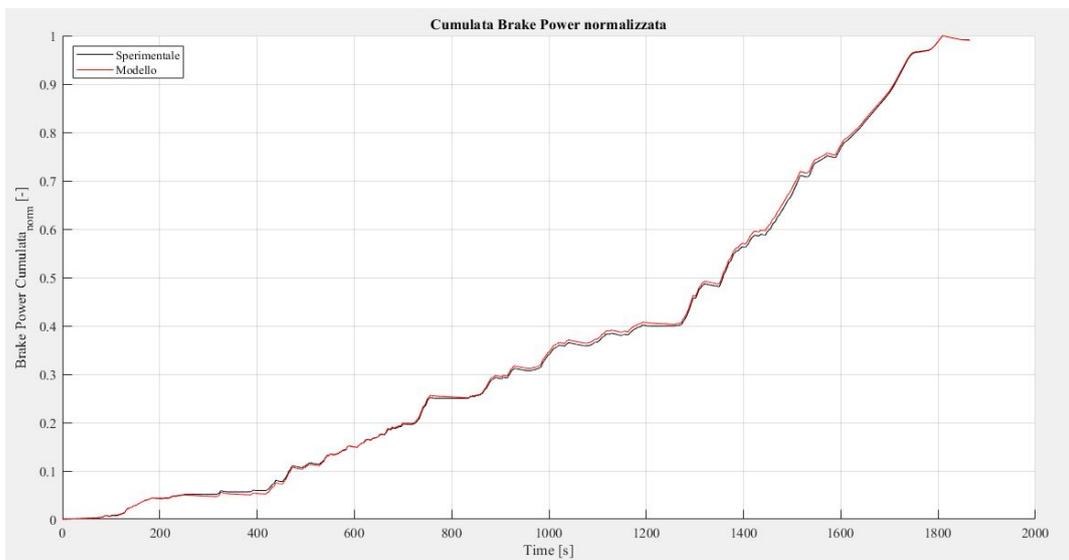


Figura 4.18. Cumulata della Brake Power

Figura 4.18 l'andamento della cumulata della potenza prodotta dal motore, sempre normalizzata. In questo caso l'errore finale risulta essere inizialmente pari a 1,88%, con un passo d'integrazione non fine, mentre si ottiene una variazione più importante sull'errore, raggiungendo il 3,61%, andando ad utilizzare, come già era stato fatto con la fuel consumption, un passo d'integrazione più fine.

4.2 Validazione veicolo "light-duty"

La validazione del modello di veicolo commerciale leggero è stata effettuata in maniera più approssimata, in quanto non erano a disposizione dei dati sperimentali di prove riguardanti il veicolo stesso. Di fatto, sono stati presi in considerazione i valori dei consumi per i seguenti cicli guida:

- Urbano UDC: ciclo guida a basse velocità, per simulare il comportamento in città, della durata di 195 secondi
- Extraurbano EUDC: ciclo guida ad alte velocità, per simulare la guida su strade extraurbane, con una durata di 383 secondi
- Misto NEDC: ciclo guida costituito da quattro UDC iniziali e un EUDC finale, per un totale di 1180 secondi

Tali valori d'interesse sono stati individuati attraverso una ricerca su Internet, all'interno di un catalogo pubblico. Per la scelta dei sono state fatte due approssimazioni:

1. Il veicolo commerciale leggero che è stato preso in considerazione per il confronto è simile, ma dell'anno successivo rispetto a quello in esame utilizzato dal modello. Queste differenze hanno una certa influenza, ma non così marcata, perché bisogna infatti considerare che all'interno di questa trattazione sono già state effettuate altre semplificazioni. Ad esempio, alcuni elementi come le sospensioni, le quali sono state già trascurate in partenza nel modello
2. Il motore che montava il veicolo per i consumi considerati è anch'esso leggermente differente, ma presentava una calibrazione abbastanza simile. Questo ovviamente va ad aggiungersi ai termini di semplificazione che vi sono tra il modello e la realtà, ampliando il margine di differenza

Dunque, tenendo presente queste differenze tra il modello e il caso reale, si può procedere con la validazione del modello. In primis si considera il ciclo urbano UDC, il quale essendo una parte del ciclo NEDC presenta sia il profilo temporale della velocità

sia quello della marcia inserita del veicolo imposti, visibili rispettivamente nelle Figure 4.19 e 4.20. Dunque come si può vedere l'andamento imposto dalla normativa viene

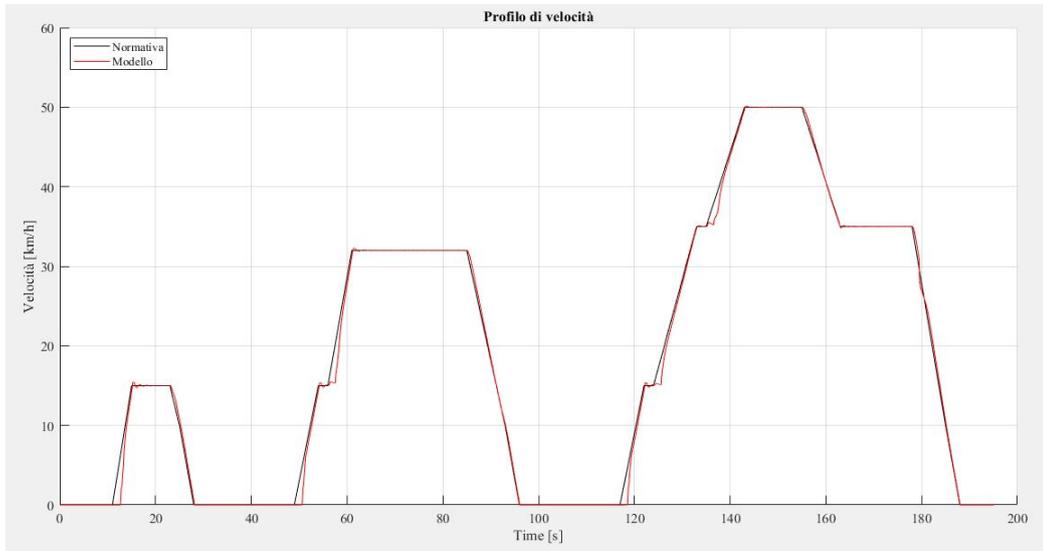


Figura 4.19. Profilo temporale di velocità

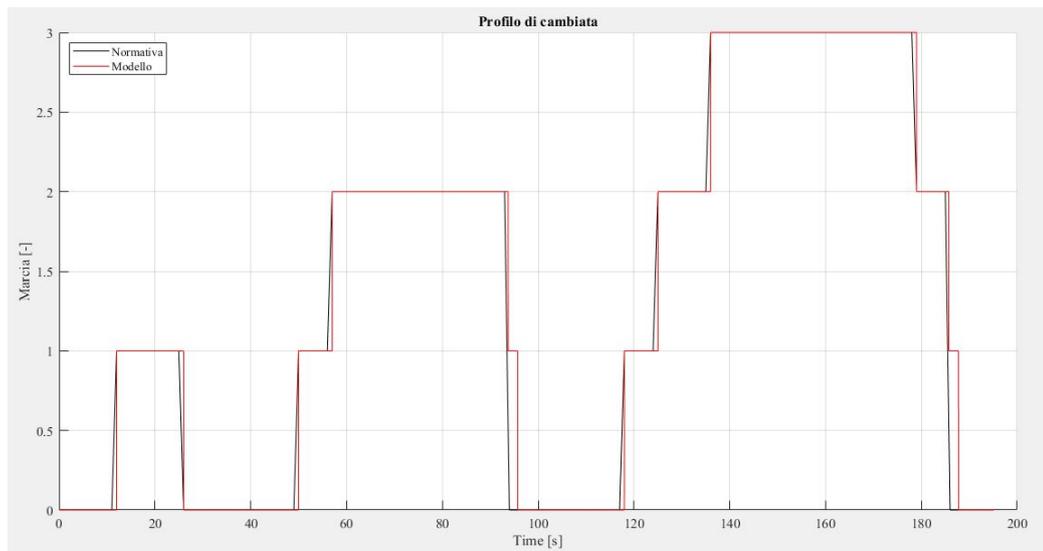


Figura 4.20. Profilo temporale della marcia innestata

seguito bene, rimanendo nei range di errore, sia nel caso della velocità del veicolo sia per quanto riguarda la marcia inserita. Sono visibili però delle differenze, in particolare nel profilo di cambio marcia, in cui ad esempio nell'andamento della normativa si passa direttamente dalla seconda marcia a quella neutrale, mentre il modello raggiunge la marcia neutrale passando dalla prima, arrivandoci poi con un leggero ritardo per le impostazioni legate alle tempistiche di cambio marcia. Un altro fattore di ritardo è legato al tempo di reazione di risposta del driver e poi del sistema globale. Quindi,

dopo aver visto che il modello realizza bene il ciclo, si può procedere con l'analisi dei consumi andando a valutare l'*Average fuel consumption*:

Ciclo UDC		
Average Fuel Consumption dichiarata	9.7	$[\frac{l}{100km}]$
Average Fuel Consumption modello	12.3	$[\frac{l}{100km}]$

Tabella 4.1. Risultati Average fuel consumption UDC

Bisogna tenere presente però che, secondo normativa, se è presente il sistema di Start and Stop, quest'ultimo può essere utilizzato durante il ciclo NEDC, quindi anche su UDC ed EUDC [6]. Quindi, visto che il veicolo *light-duty* utilizzato per il confroto presenta tale sistema bisogna tenerne in considerazione per la valutazione dei consumi, anche se nel modello lo Start and Stop non è stato modellato. All'interno del file dei risultati di GT-POST però vi è una sezione dedicata ai consumi del veicolo in cui vengono suddivisi nelle diverse fasi del ciclo:

- ACCELERATION: il veicolo sta accelerando
- DECELERATION: il veicolo decelera
- CRUISE: il veicolo procede a velocità costante
- STATIONARY: il veicolo è fermo

Dunque, per poter tenere in considerazione dell'effetto del sistema di Start and Stop è sufficiente rimuovere dal conto dell'*Average fuel consumption* la quantità di combustibile consumata nella fase stazionaria, ottenendo i risultati riportati in Tabella 4.2. Di

Ciclo UDC S&S		
Average Fuel Consumption dichiarata	9.7	$[\frac{l}{100km}]$
Average Fuel Consumption modello	11.1	$[\frac{l}{100km}]$

Tabella 4.2. Risultati Average fuel consumption UDC con Start and Stop

conseguenza la differenza tra il valore predetto dal modello e quello dichiarato si riduce, con un errore pari al 14,4%. In maniera analoga si procede per la valutazione del ciclo EUDC, partendo nuovamente dai profili di velocità e cambio marcia, visibili nelle Figure 4.21 e 4.22. Anche in questo caso il modello si dimostra fedele nell'inseguire entrambi i profili, presentando differenze più contenute rispetto al caso UDC. Questo

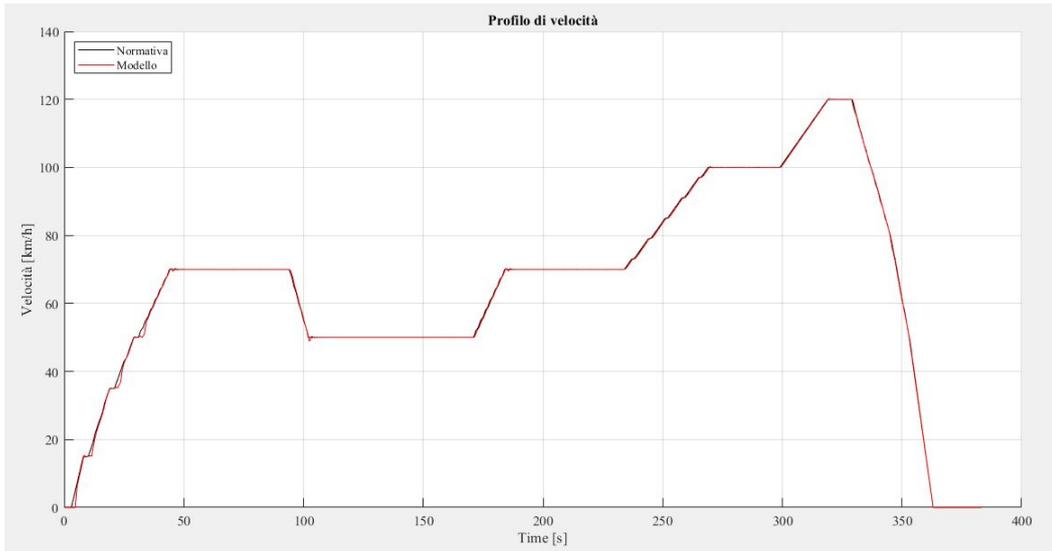


Figura 4.21. Profilo temporale di velocità

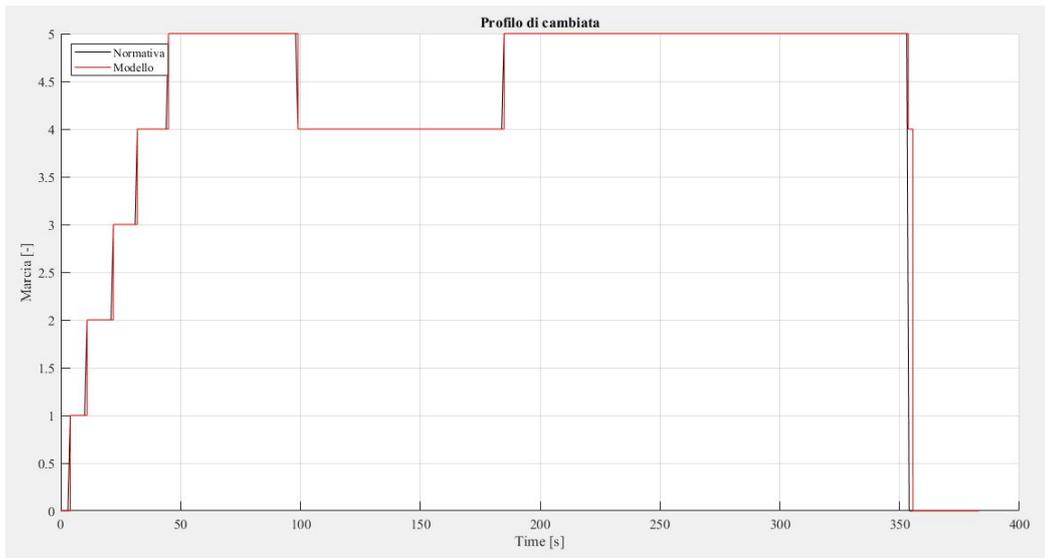


Figura 4.22. Profilo temporale della marcia innestata

è dovuto anche al fatto che il ciclo EUDC non presenta tratti in cui il veicolo è fermo, se non all'inizio e alla fine dello stesso. Infatti, un punto cruciale è la fase di launch, ovvero la partenza da fermo del veicolo, nella quale il driver deve gestire contemporaneamente il pedale dell'acceleratore e della frizione, facendo sì che il veicolo riesca a partire senza far spegnere il motore. In tale fase possono quindi crearsi differenze più evidenti tra il profilo di velocità target e quello attuale del veicolo. Si può procedere quindi con la previsione sui consumi da parte del modello, come riportato in Tabella 4.3. Anche in questo caso il valore ottenuto dal modello si discosta da quello dichiarato con un errore pari a 14.3%.

Ciclo EUDC S&S		
Average Fuel Consumption dichiarata	7.7	$[\frac{l}{100km}]$
Average Fuel Consumption modello	8.8	$[\frac{l}{100km}]$

Tabella 4.3. Risultati Average fuel consumption EUDC con Start and Stop

Infine si passa all'analisi del ciclo NEDC, per il quale vengono presentati nelle Figure 4.23 e 4.24 sempre i profili di velocità e cambiata della marcia. Anche in questo

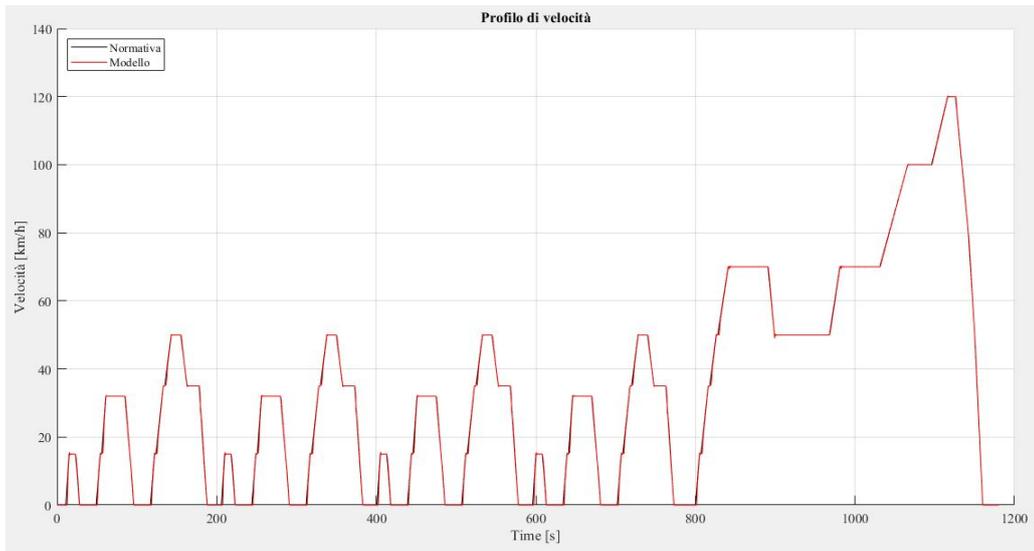


Figura 4.23. Profilo temporale di velocità

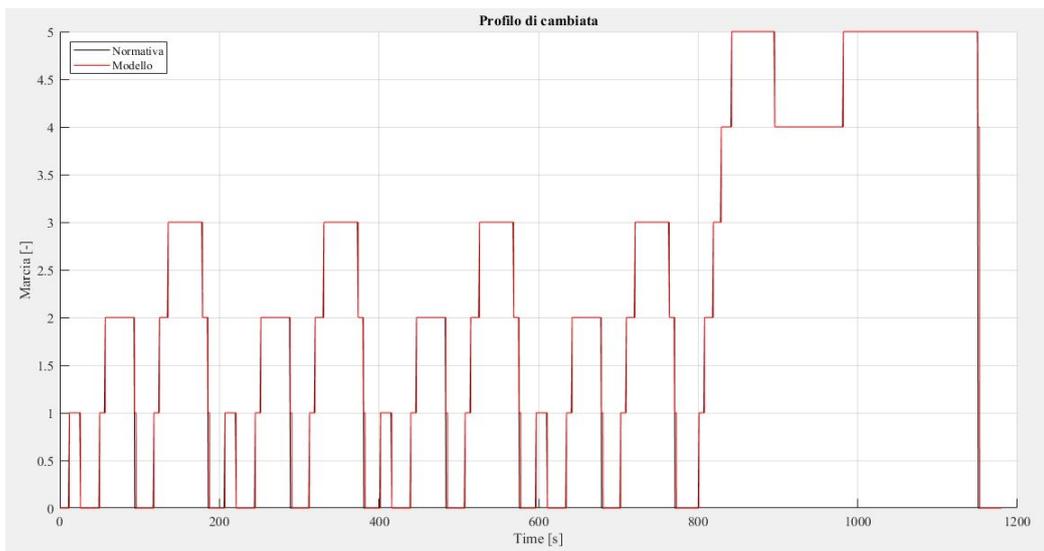


Figura 4.24. Profilo temporale della marcia innestata

caso gli andamenti del modello seguono in maniera soddisfacente quelli del target della normativa e si può quindi passare alla valutazione sui consumi, riportata in Tabella 4.4.

Ciclo NEDC S&S		
Average Fuel Consumption dichiarata	8.5	$[\frac{l}{100km}]$
Average Fuel Consumption modello	9.7	$[\frac{l}{100km}]$

Tabella 4.4. Risultati Average fuel consumption NEDC con Start and Stop

In questo caso il valore dell'errore percentuale risulta essere pari al 14.1%, che si ritrova in linea con i risultati precedenti. In conclusione, si può dire che il modello realizzato tende a sovrastimare i consumi dichiarati in tutti i casi, quindi potrebbe sembrare non essere così preciso. Bisogna però tenere in considerazione una serie di fattori: in primis, come detto, non si tratta esattamente dello stesso veicolo e la gestione di alcuni aspetti sull'economia dei consumi potrebbe non essere noto o differire dal modello alla realtà. Inoltre, un aspetto che influenza molto sulla fuel consumption è il coefficiente di resistenza a rotolamento, che come detto, purtroppo non è noto, ma è stato ipotizzato cercando di utilizzare un profilo il più realistico possibile. In particolare un fattore variabile all'interno del ciclo guida NEDC è la pressione di gonfiaggio [6], la quale influenza tale coefficiente e come esso varia al variare della velocità. Invece, per quanto detto precedentemente, il modello riesce a replicare in maniera fedele sia il profilo di cambio marcia sia quello della velocità del veicolo, con un errore massimo per quest'ultimo del 4%. Quindi, tenendo in considerazione tutti questi aspetti, si può ritenere il modello sufficientemente adeguato alla modellazione dei cicli guida reali e che una volta che verrà applicato su di un veicolo di cui sono noti i dati sperimentali raccolti nei cicli stessi, sicuramente si potrà ottenere un risultato migliore sulla previsione dei consumi.

4.3 Validazione termica SCR

Per poter effettuare la validazione termica del modello SCR standalone è necessario andare a confrontare i profili di temperatura sperimentali con quelli ricavati tramite la simulazione su GT-POWER. In particolare, vengono confrontati i profili di temperatura dei gas in uscita dall'SCR, perché è una grandezza effettivamente valutata dal modello, mentre la temperatura dei gas in ingresso, come riportato nelle sezioni precedenti, è imposta come condizione al contorno. In questo caso, il modello verrà valutato su

tre cicli diversi, di cui erano disponibili i dati necessari: un ciclo a freddo e due cicli a caldo. Semplicemente il ciclo a freddo indica che la temperatura iniziale imposta al sistema è quella ambiente, mentre nel caso di quello a caldo le condizioni iniziali imposte sono successive ad una fase di warm up, nella quale si porta l'SCR e tutto il sistema di scarico a temperature più alte, nell'ordine dei 200 °C, simili a quelle che si avrebbero durante la marcia del veicolo dopo un dato periodo di tempo. Si procede quindi con l'analisi del Ciclo 1, ossia il ciclo con la partenza a freddo, per il quale è possibile vedere la Figura 4.25 che riporta l'andamento dei profili di temperatura in uscita dall'SCR. Ciò che si può osservare è che nella parte iniziale, all'incirca fino a 600

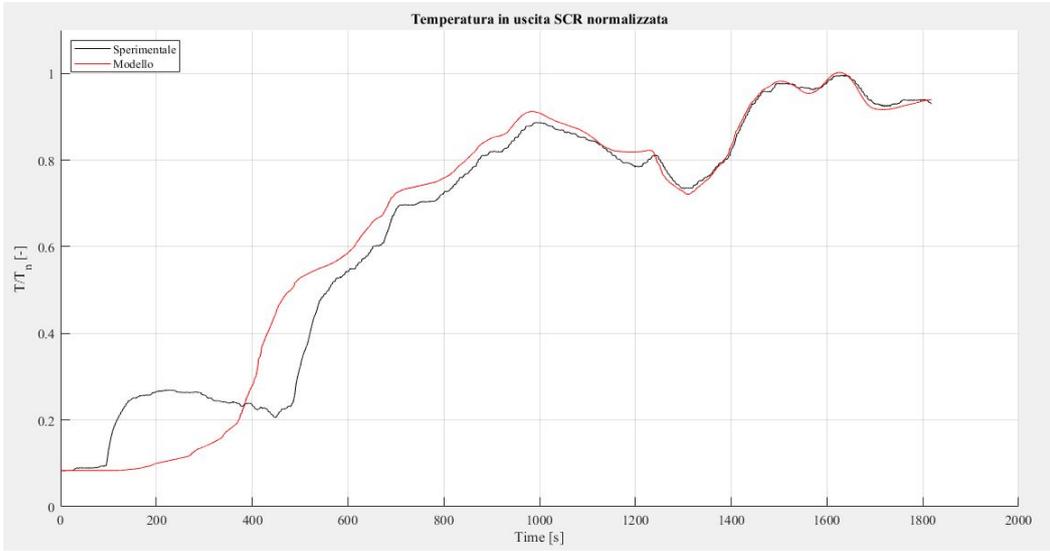


Figura 4.25. Temperatura in uscita dall'SCR

secondi, i profili sono piuttosto diversi, mentre in seguito il comportamento migliora. Per darne una misura più concreta è stato valutato l'errore cumulativo totale tra i due profili, dove l'espressione di quest'ultimo è determinata con l'Equazione 4.1.

$$TotalErrorFunction = \sum_{i=1}^K \int_D^t (ErrorExpression) dt \quad (4.1)$$

Dopodiché l'espressione dell'errore stesso è calcolata come *normalized error* tramite la seguente:

$$NormalizedError = \left(\frac{(measured - sensed)}{\max(abs(measured), 1E - 17)} \right)^2 \quad (4.2)$$

e il risultato che si ottiene è visibile in Figura 4.26. Ciò che si può immediatamente sottolineare è che del valore finale, pari a 9.26, il 96% si genera nei primi 600 secondi. Per poter cercare di giustificare questo comportamento dei dati sperimentali e la differenza

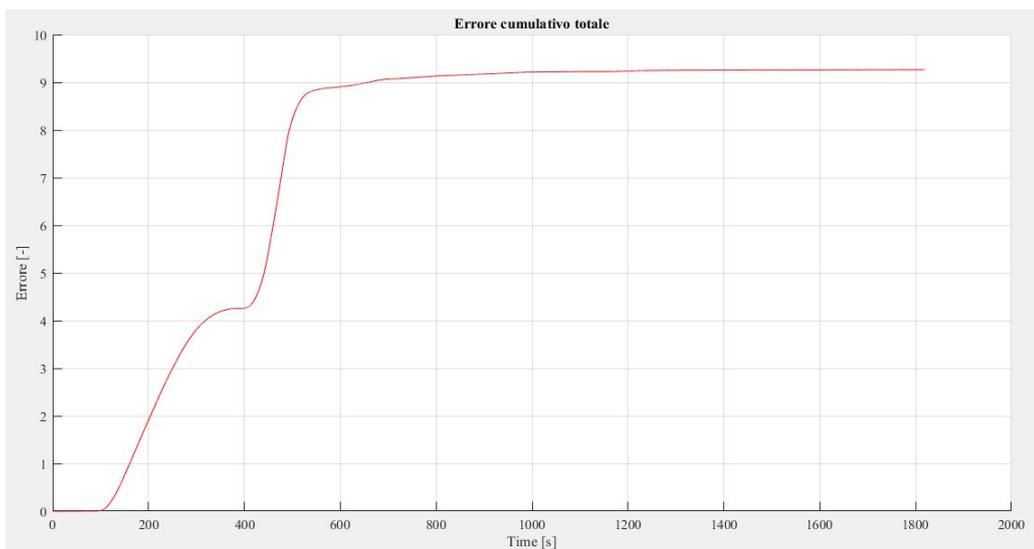


Figura 4.26. Errore cumulativo totale sui profili di temperatura

con il profilo previsto dal modello è stato necessario effettuare una ricerca bibliografica. Secondo lo studio di David Culberston, Magdi Khair e colleghi [10] all'interno dell'SCR, durante la partenza a freddo, si manifesta un fenomeno di assorbimento e desorbimento dell'acqua. A partire dall'umidità presente nell'aria si ha una fase iniziale, di tipo esotermico, in cui l'acqua viene assorbita dalle pareti dell'SCR, mentre in seguito viene rilasciata in una fase endotermica di desorbimento. La combinazione di queste due fasi determina l'andamento crescente e poi leggermente decrescente che si può ritrovare nella Figura 4.25 da parte dei dati sperimentali. Dunque, una volta individuata la causa, è stato possibile effettuare una nuova valutazione modificando il modello: all'interno dell'oggetto *Catalyst brick*, nella scheda *Thermal* è possibile speci-

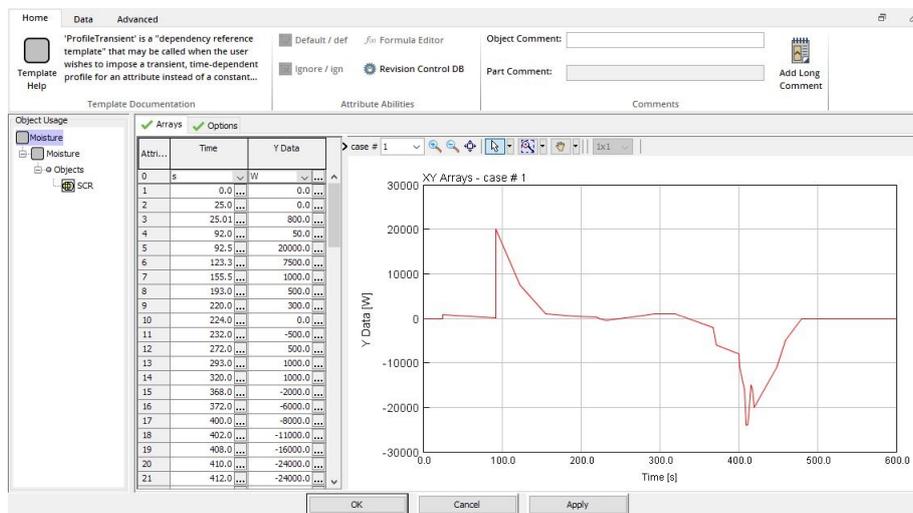


Figura 4.27. Profile Transient per l'Heat Input Rate

ficare un *Heat Input Rate*, il quale simula i flussi di calore, entranti e uscenti, generati dall'assorbimento e desorbimento dell'acqua. Tramite una logica *Trial and Error*, si è giunti alla descrizione di un profilo temporale del flusso di calore come mostrato in Figura 4.27. Questo ha permesso di ottenere i risultati riportati nelle Figure 4.28 e 4.29, nelle quali si può vedere come l'inserimento del flusso di calore permette di se-

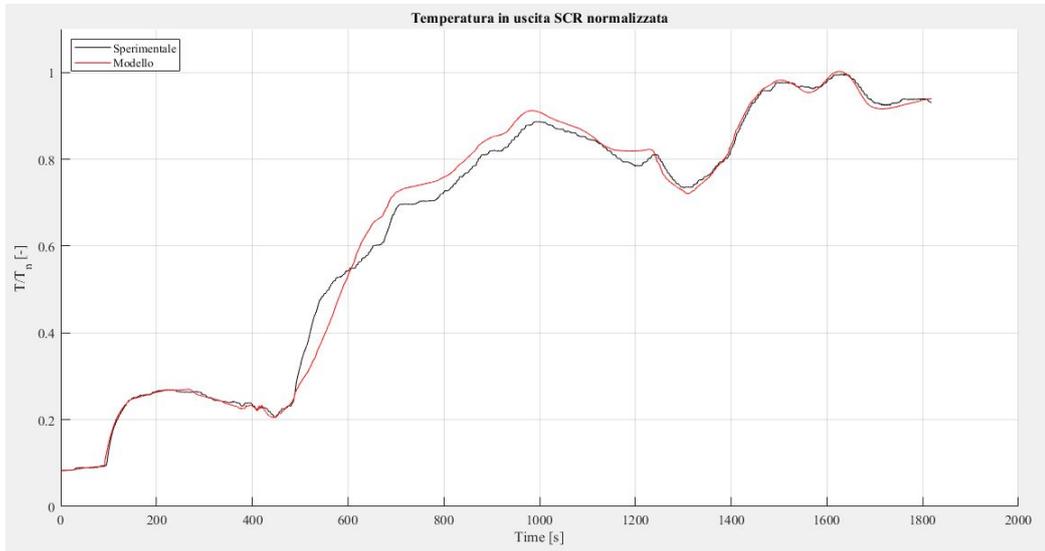


Figura 4.28. Temperatura in uscita dall'SCR

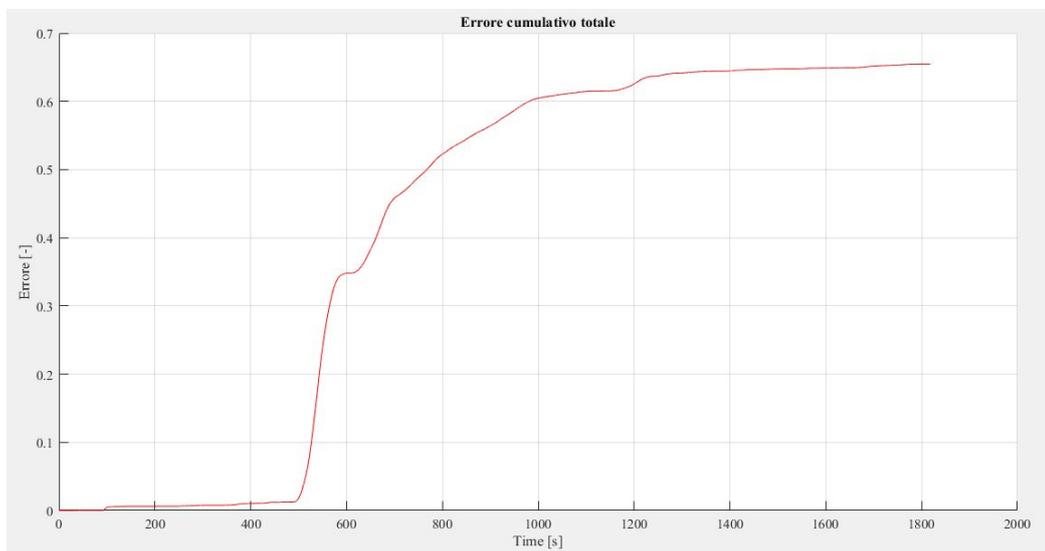


Figura 4.29. Errore cumulativo totale sui profili di temperatura

guire correttamente il tratto iniziale, determinando una drastica riduzione dell'errore fino a 0.65. Per poter capire se il flusso di calore imposto all'SCR è corretto e non forza semplicemente il risultato, è stata fatta un'ulteriore analisi. Sempre a partire dalla ricerca di David Culberston, Magdi Khair e colleghi [10], le zeoliti di cui è costituito

il washcoat sono vuote per il 20-50% del volume della struttura a seconda del tipo e a temperatura ambiente il contenuto di acqua assorbita può raggiungere il 30% del volume vuoto. Inoltre l'energia associata al processo di desorbimento è pari all'incirca a 95 kJ/mol-H₂O, perciò è possibile valutare la quantità di energia assorbita, a partire dal flusso di calore imposto, durante la fase di desorbimento. Trovato l'ammontare di questa energia, si può quindi dedurre il numero di moli di acqua, il suo volume ed infine verificare che sia possibile per l'SCR immagazzinare tale quantità. Dunque, volendo valutare il numero di moli d'acqua desorbite, si procede con il calcolo dell'integrale del flusso di calore uscente dall'SCR, come riportato nell'Equazione 4.3:

$$Q_{desorbimento} = \int_{T_0}^t \dot{q} dt = 1.31 MJ \quad (4.3)$$

e grazie al dato sull'energia di desorbimento per mole d'acqua si può determinare:

$$mol_{H_2O} = \frac{Q_{desorbimento}}{E_{desorbimento}} = 11.9 \quad (4.4)$$

Infine, nota la massa molare e la densità dell'acqua, si può calcolare il volume occupato dalle moli d'acqua, valutate nell'Equazione 4.4, come:

$$V_{H_2O} = mol_{H_2O} \cdot M_{molare, H_2O} \cdot \rho_{H_2O} = 0.21 dm^3 \quad (4.5)$$

Il passo successivo è quello di valutare l'effettivo volume a disposizione dell'acqua all'interno del washcoat, perciò, a partire dalla superficie frontale dell'SCR e dal valore del cpsi, si può ottenere il numero di celle totali:

$$N.celle = SCR_{Area} \cdot cpsi \simeq 76800 \quad (4.6)$$

dopodiché sapendo il cpsi si può calcolare l'area della singola cella, con cui ricavare il lato del canale, il quale essendo di forma quadrata si può quindi calcolare con l'Equazione 4.7:

$$l_{cella} = \sqrt{\frac{1}{cpsi}} \simeq 1.27 mm \quad (4.7)$$

ed essendo noti gli spessori del substrato e del washcoat si può quindi ricavare la dimensione esterna della cella di washcoat e del canale interno vero e proprio:

$$l_{washcoat} = l_{cella} - s_{substrato} \simeq 1.08 mm \quad (4.8)$$

$$l_{interno} = l_{washcoat} - s_{washcoat} \simeq 1.02 mm \quad (4.9)$$

Quindi con i risultati ottenuti dalle Equazioni 4.5 e 4.8, combinandoli con il numero di celle ricavato nell'Equazione 4.6, si può calcolare il volume occupato dal washcoat nell'SCR:

$$V_{washcoat} = (l_{washcoat}^2 - l_{interno}^2) \cdot N.celle \cdot length_{SCR} \simeq 2.24 dm^3 \quad (4.10)$$

Infine, prendendo in considerazione le percentuali precedentemente citate sul volume interno alle zeoliti del washcoat a disposizione per l'acqua, si può ottenere il volume finale tramite l'Equazione 4.11:

$$V_{H_2O} = 0.35 \cdot 0.3 \cdot V_{washcoat} \simeq 0.235 dm^3 \quad (4.11)$$

in cui è stato considerato un valore intermedio tra le percentuali di vuoto interno alle zeoliti. Confrontando i risultati ottenuti nelle Equazioni 4.5 e 4.11, si può dedurre che c'è un volume sufficiente per l'acqua e che quindi la modellazione è valida.

Dopo questa prima valutazione si può procedere con l'analisi dei cicli caldi, a partire dal Ciclo 2, i cui risultati sono riportati nelle Figure 4.30 e 4.31. In questo caso, è presente

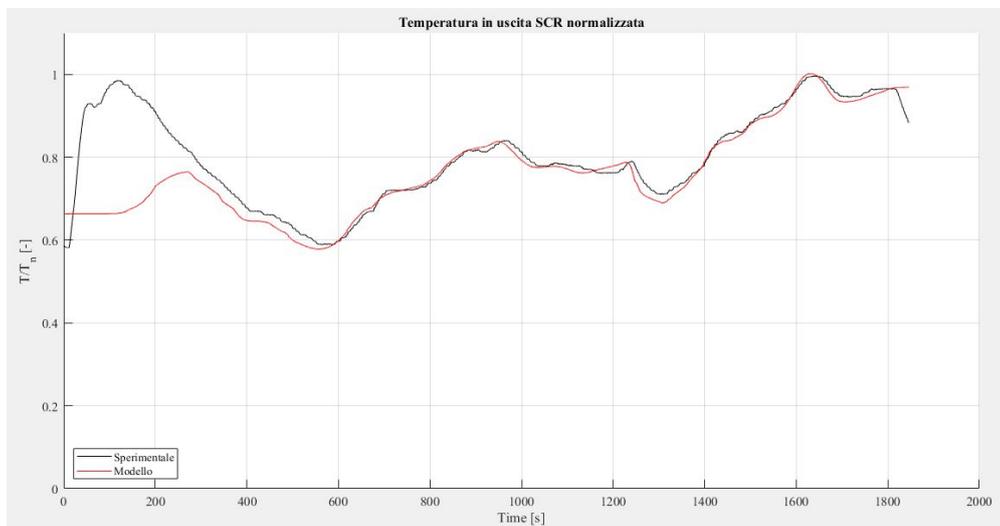


Figura 4.30. Temperatura in uscita dall'SCR

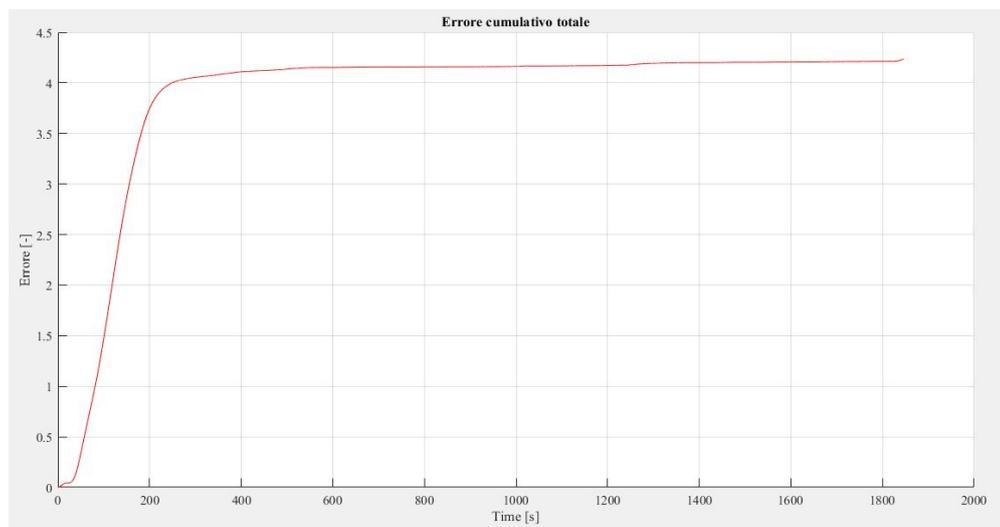


Figura 4.31. Errore cumulativo totale sui profili di temperatura

un fenomeno fortemente esotermico nei primi 200 secondi del ciclo e che non viene previsto dal modello, il quale si riallinea solamente verso i 500 secondi. Ciò determina un aumento dell'errore cumulativo totale, per il quale nei primi 200 secondi si genera circa l'88% del valore finale, dove quest'ultimo risulta pari a 4.24. Un comportamento simile si individua nel Ciclo 3, come si può vedere dai profili di temperatura in Figura 4.32. Nuovamente andando a valutare l'errore cumulativo totale, visibile in Figura 4.33,

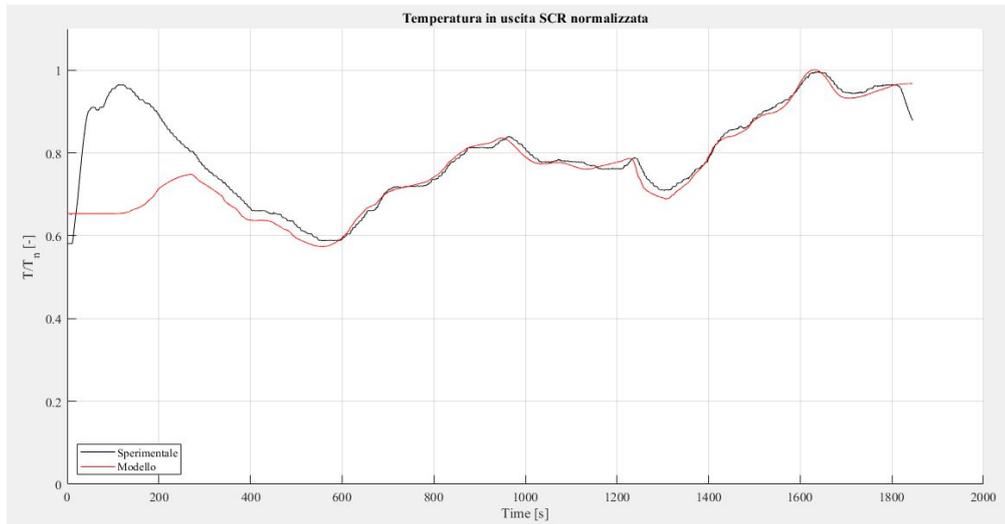


Figura 4.32. Temperatura in uscita dall'SCR

si ottiene un incremento pari al 90% dell'errore totale, in questo caso pari a 6.23. Si

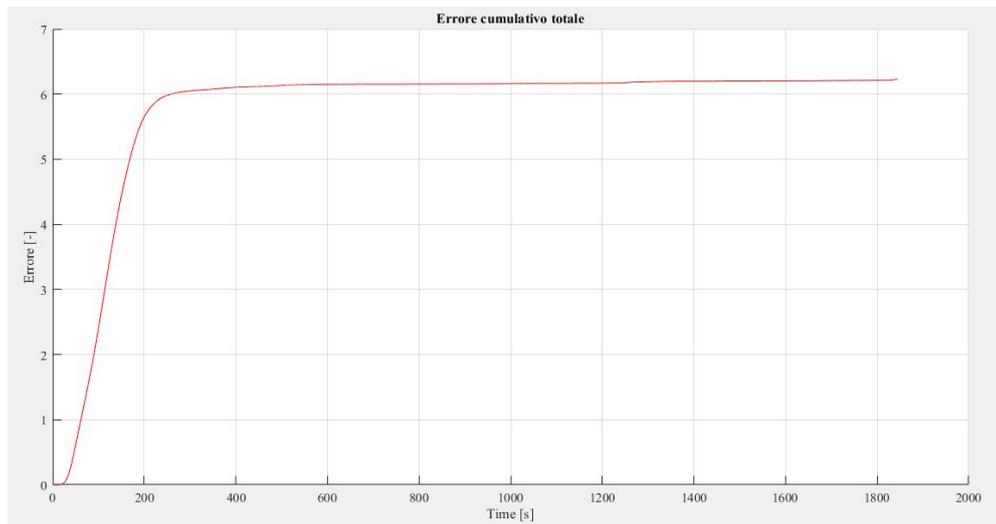


Figura 4.33. Errore cumulativo totale sui profili di temperatura

procede quindi con un'investigazione bibliografica analoga a quella svolta per il Ciclo 1, cercando d'individuare la causa di questo fenomeno. A differenza del caso precedente però, non è stato possibile individuare una chiara causa che possa determinare un

evento così esotermico. Una plausibile spiegazione potrebbe essere l'azione della logica di controllo che regola l'abbattimento degli inquinanti. Si deve infatti ricordare che l'SCR fa parte di una catena di elementi che costituiscono l'*aftertreatment system* e che tendenzialmente esso è posto come ultimo elemento in posizione *underfloor* o combinato con il DPF nel caso di un *SCR on filter*. La presenza del DOC a monte può determinare degli incrementi di temperatura considerevoli, quando richiesti dalla logica di controllo, proprio per far aumentare la temperatura dei gas di scarico e migliorare l'efficienza di conversione o anche per rigenerare il DPF. Non essendo nota la posizione

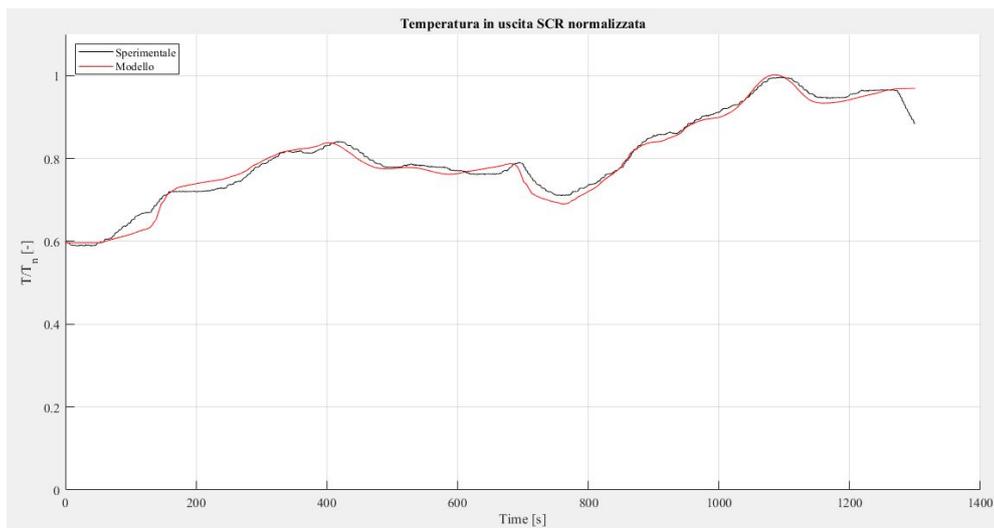


Figura 4.34. Temperatura in uscita dall'SCR

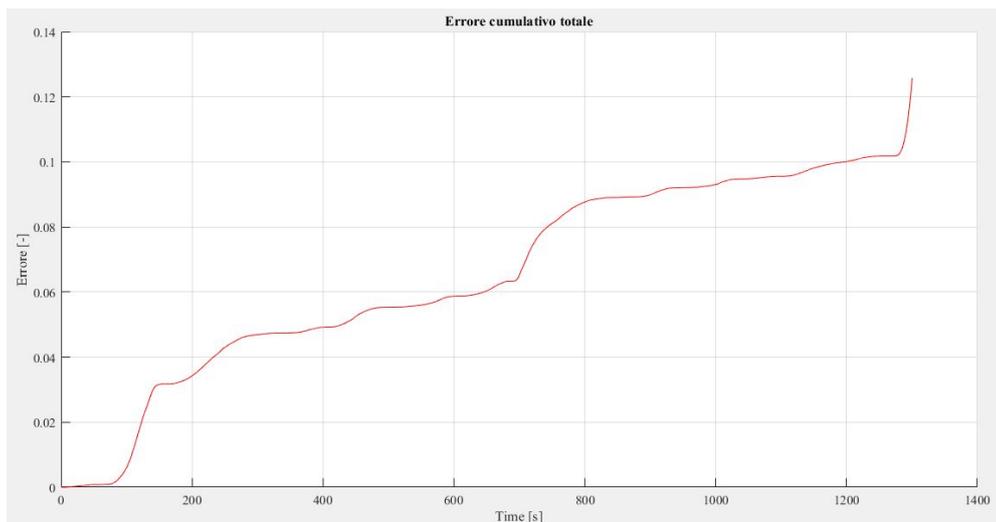


Figura 4.35. Errore cumulativo totale sui profili di temperatura

dell'SCR e neppure se vi è stato l'intervento o meno della logica di controllo, si è deciso di considerare, per il Ciclo 2, unicamente il tratto a partire dal 546esimo secondo,

ottenendo i risultati riportati nelle Figure 4.34 e 4.35. Andando a tagliare la prima parte si ottiene un errore cumulativo totale di molto inferiore, pari a 0.13, mostrando quindi la validità termica del modello. In maniera analoga si possono applicare le stesse considerazioni al Ciclo 3, per cui si considerano i dati a partire dal 438esimo secondo in poi, ottenendo i risultati visibili nelle Figure 4.36 e 4.37. Anche in questo caso

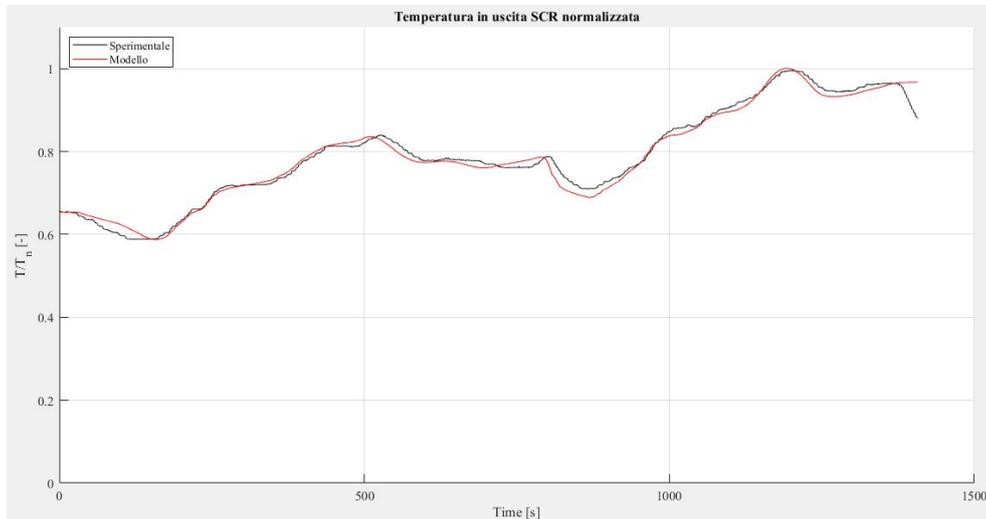


Figura 4.36. Temperatura in uscita dall'SCR

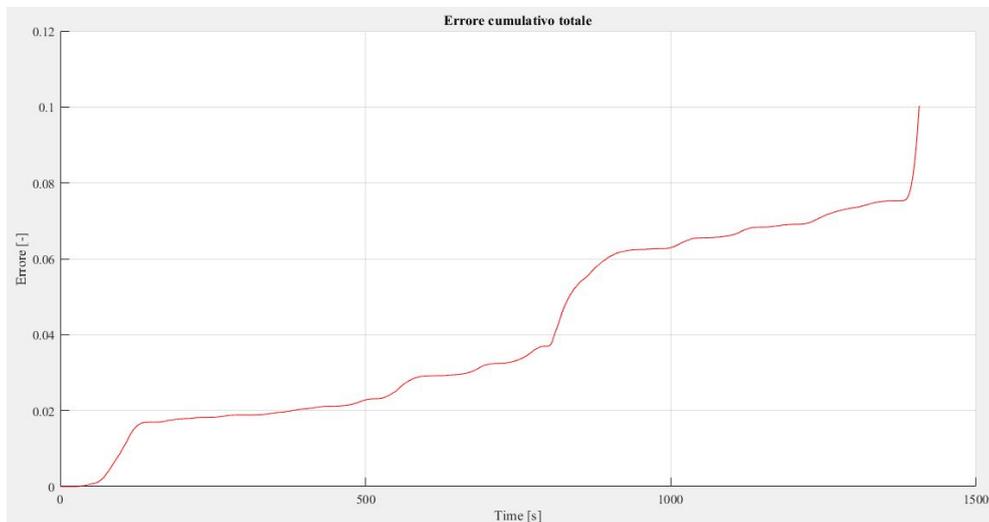


Figura 4.37. Errore cumulativo totale sui profili di temperatura

è possibile vedere come l'errore cumulativo totale si sia ridotto in maniera drastica, scendendo a 0.1. Si può notare dall'andamento in Figura 4.37, che l'errore tende a crescere nel tratto finale e che ciò vale anche per il Ciclo 2 (si veda Figura 4.35). Questo effetto è dovuto alle portate negative presenti in quel tratto, a cui si è accennato nella sezione 3.1, che richiamando aria e gas di scarico a temperature più basse dagli

elementi successivi della catena di scarico determinano una riduzione della temperatura. Quest'ultima però, non viene correttamente rappresentata dal modello a causa delle informazioni mancanti sulla struttura del sistema di trattamento dei gas di scarico, ma in ogni caso si tratta di una differenza contenuta e trascurabile.

4.4 Valutazione modello veicolo "light-duty"

All'interno di questa sezione, sarà possibile andare a valutare una serie di grandezze legate al veicolo commerciale leggero ottenute attraverso la modellazione, in modo da evidenziarne il potenziale e analizzare eventuali criticità. Per fare questa trattazione verranno considerati principalmente i risultati ottenuti sul ciclo UDC, in quanto più corto rispetto agli altri, permettendo quindi di visualizzare in maniera più chiara gli andamenti delle diverse grandezze, senza dover effettuare ingrandimenti e sapendo che per gli altri cicli guida valgono risultati analoghi.

4.4.1 Pedale acceleratore

Un primo aspetto che si vuole valutare è come il segnale del pedale acceleratore, prodotto dal *Driver*, viene modificato dall'ECU, in modo da comprenderne l'intervento in termini di cut-off e idle. Si può quindi osservare, come riportato in Figura 4.38, il confronto dei due segnali di pedale: i tratti in cui il motore funziona in idle si distinguono

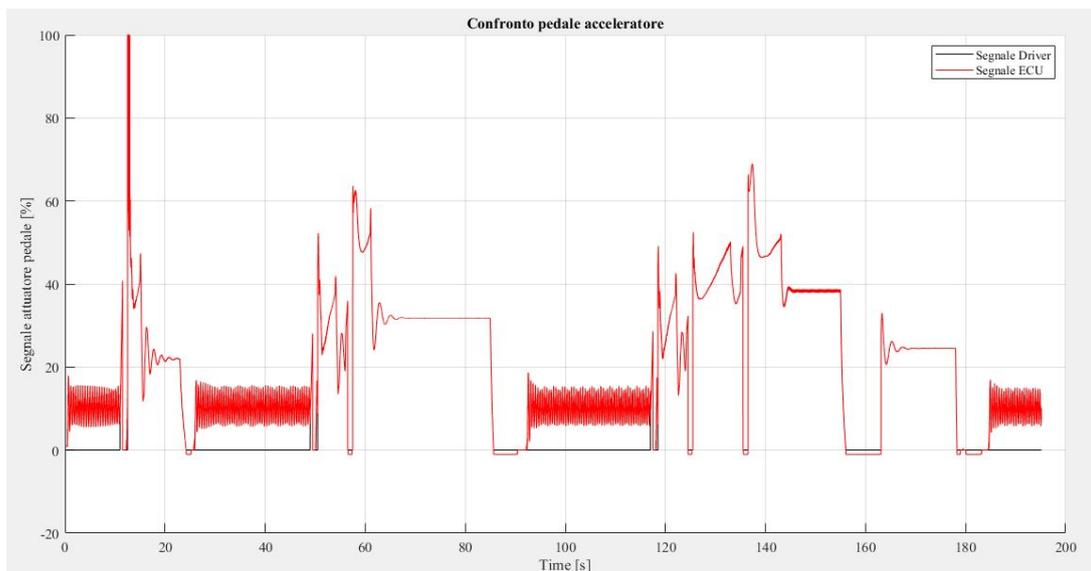


Figura 4.38. Confronto dei segnali del pedale acceleratore

chiaramente, in quanto il segnale in uscita dall'ECU è completamente diverso. Esso infatti, presenta valori oscillanti tra il 5% e il 15% nelle fasi in cui il veicolo rallenta

fino a fermarsi, proprio perché il motore entra in idle. In particolare, la funzione di idle dell'ECU, entra in gioco ogni qual volta che vengono raggiunti i 1000 RPM come valore di velocità di rotazione del motore, con un margine di 200 RPM per tenere in considerazione eventuali oscillazioni durante la simulazione. Altro aspetto interessante da vedere è quello legato alla logica di cut-off e come questa si unisce con quella di idle. A partire dal diagramma riportato in Figura 4.39 si può vedere la quantità di combustibile iniettata normalizzata in blu, sull'asse delle ordinate di sinistra, mentre su quello di destra è riportata la velocità attuale del veicolo. Quello che si può osser-

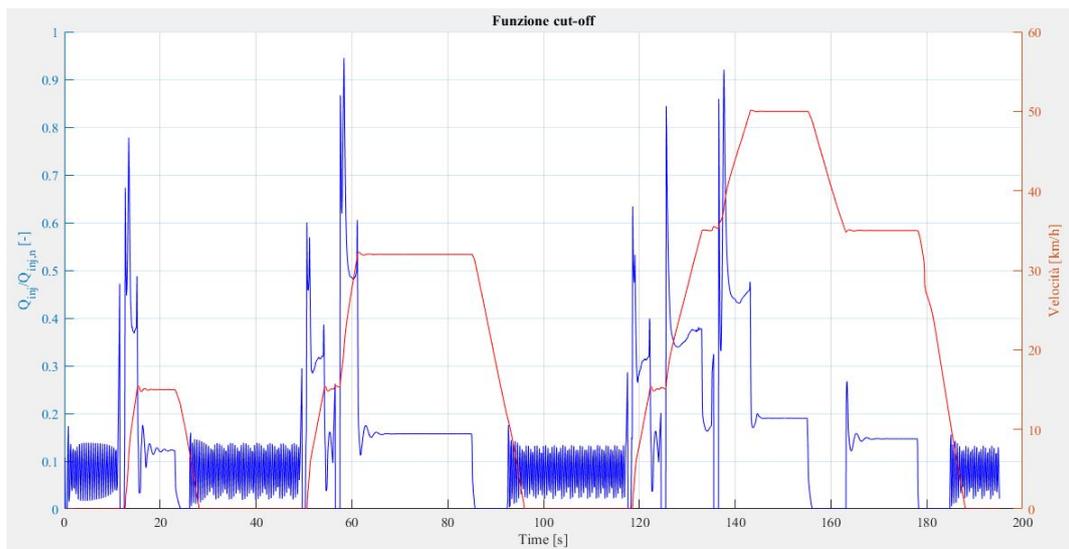


Figura 4.39. Utilizzo del fuel cut-off

vare è che quando il veicolo inizia a decelerare, poco dopo entra in gioco l'azione del cut-off che porta a zero la quantità di combustibile iniettato. Questo rimane valido fin tanto che la velocità di rotazione del motore è sufficientemente alta, perché raggiunti i 1100-1000 RPM entra in gioco l'idle e ricomincia l'iniezione di combustibile. Con questi due semplici grafici è stato possibile visualizzare in modo chiaro quindi come i due sistemi principali della logica di controllo, ossia *Driver* ed ECU, cooperino per garantire il corretto inseguimento della velocità target e al tempo stesso mantenere in funzione il motore.

4.4.2 Trasmissione

Un'ulteriore attività che è stata svolta all'interno di questo lavoro è stata l'implementazione degli elementi torsionali e inerziali nel modello descritto nella sezione 2.2. Infatti inizialmente il modello era privo di questi elementi e ciò causava un comportamento

anomalo in termini di coppia e potenza su trasmissione e differenziale, il quale si è scoperto riflettersi poi sui consumi. Innanzitutto, si può vedere il diagramma, riportato in Figura 4.40, che riporta i valori della coppia in ingresso e in uscita dalla trasmissione. In esso sono stati poi cerchiati alcuni tratti d'interesse per i quali, come mostrato in

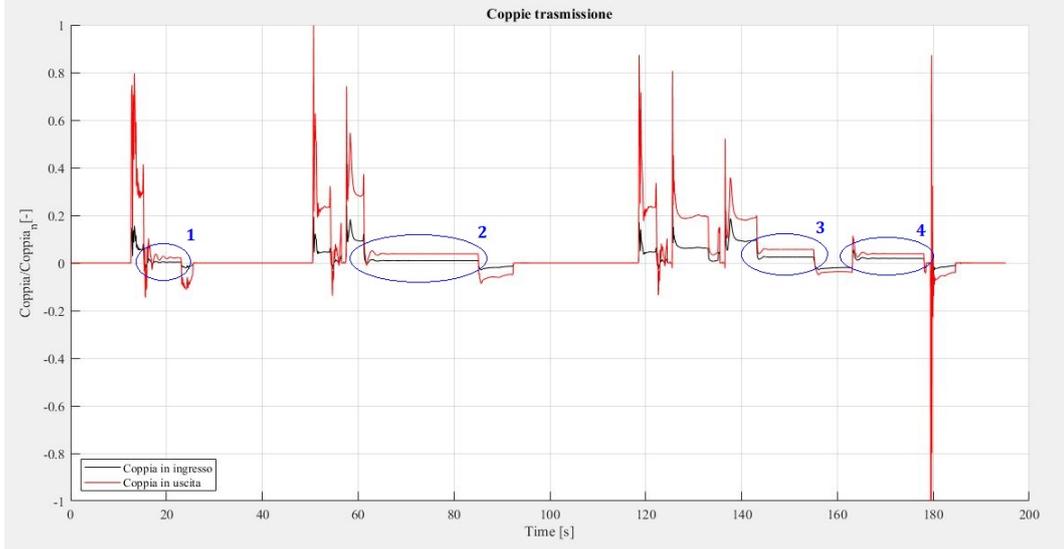


Figura 4.40. Profili di coppia in ingresso e uscita dalla trasmissione

Tabella 4.5, viene valutato il rapporto di trasmissione realizzato dal modello e confrontato con quello reale. La presenza di queste differenze tra il modello e il valore reale

Tratto	Marcia	$\tau_{modello}$		τ_{reale}
1	1°	6.30	→	~5
2	2°	3.95	→	~3
3	3°	2.31	→	~2
4	3°	2.03	→	~2

Tabella 4.5. Valutazione del rapporto di trasmissione su ciclo UDC

è associata a un fenomeno di oscillazione della coppia. L'origine di queste oscillazioni è da individuarsi nella rigidità del sistema, nonostante in questo caso siano presenti gli elementi torsionali e inerziali tra i componenti dell'autotelaio di meccanica. Infatti tali elementi sono stati introdotti proprio per ridurre il più possibile queste fluttuazioni sulla coppia, in quanto in assenza di essi, si possono avere ampiezze di oscillazione molto più alte, fino a 1000 Nm per la coppia entrante e 3200 Nm per la coppia in uscita dalla trasmissione. Il motivo per cui tali oscillazioni non si vedono in Figura 4.40 è dato dal fatto che, nonostante si tratti dei valori istantanei di coppia entrante e uscente dalla trasmissione, essi sono stati recuperati nella sezione di GT-POST dei *TimeRLT*.

In essa vengono immagazzinati, istante per istante, i valori medi su ciclo dall'inizio alla fine della simulazione per ogni grandezza. Nella Figura 4.41 si possono vedere invece i valori di coppia istantanei agenti sulla trasmissione recuperati dalla sezione *Plots*. In

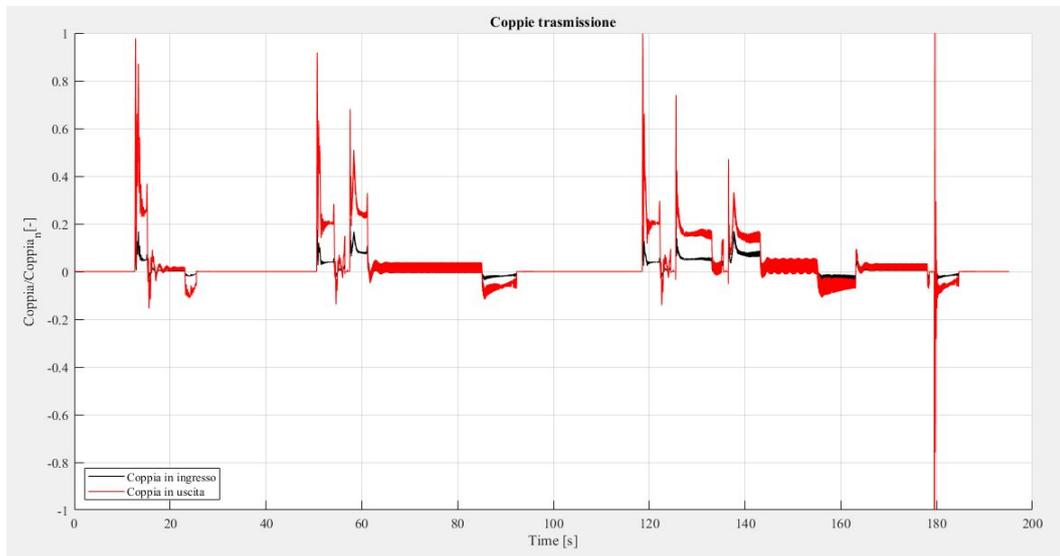


Figura 4.41. Profili di coppia in ingresso e uscita dalla trasmissione (*Plots*)

essa, a differenza della *TimeRLT*, vengono salvati i valori istantanei nel momento di acquisizione delle grandezze d'interesse, per questo motivo nella Figura 4.41 si può vedere la coppia oscillare e ciò giustifica le differenze ottenute nella valutazione del rapporto di trasmissione. Tali fluttuazioni hanno però un'ampiezza pari a 20 Nm per la coppia entrante e 50 Nm per quella uscente, dunque di molto inferiori rispetto al caso senza gli elementi torsionali e inerziali. Da un punto di vista pragmatico poi, la presenza di

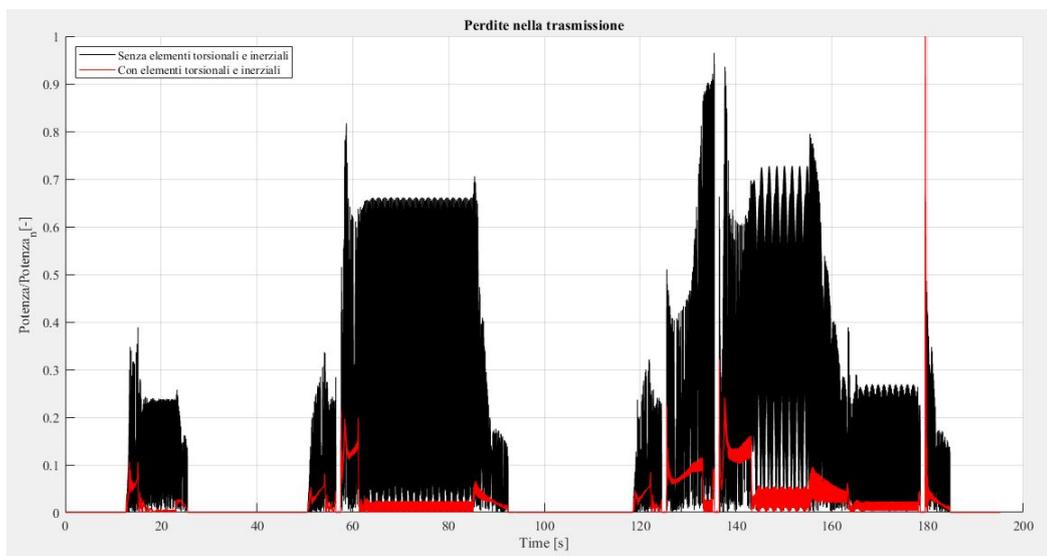


Figura 4.42. Confronto perdite della trasmissione

queste oscillazioni influenza di molto i consumi ottenuti dal veicolo, in quanto, come si può vedere nella Figura 4.42, l'andamento delle perdite della trasmissione, dovute agli ingranaggi, nel caso in cui non vi siano gli elementi torsionali e inerziali è maggiore rispetto al caso in cui vi siano tali elementi. La logica di controllo quindi, in assenza di quest'ultimi, accelera di più richiedendo maggior potenza al motore, per sopperire alle maggiori perdite sulla trasmissione e poter raggiungere il target di velocità imposto dal ciclo guida. Inoltre, tali fluttuazioni sulla coppia vanno ad influenzare anche il comportamento del veicolo, il quale presenta un'accelerazione oscillante anche quando dovrebbe procedere a velocità costante e quindi con accelerazione nulla, come si può vedere nella Figura 4.43. Dunque, visto che il veicolo accelera e decelera, in particolare

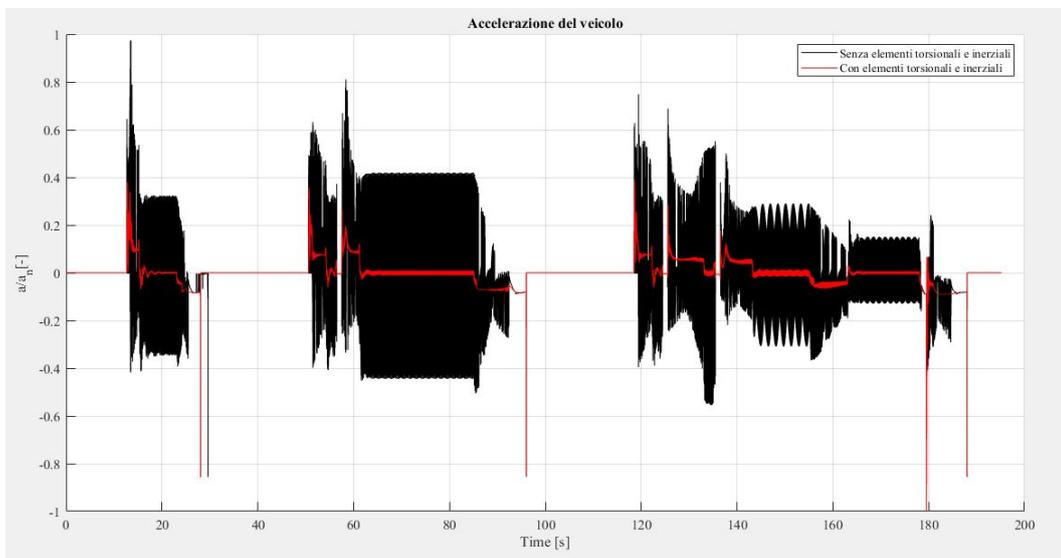


Figura 4.43. Confronto accelerazione veicolo

nei tratti a velocità costante, in maniera più accentuata nel modello senza elementi torsionali e inerziali, questo comporta un ulteriore aumento dei consumi. Tutto quanto visto finora, converge in una differenza finale sull'*Average fuel consumption* tra i due modelli pari a 2 l/100km, mostrando l'importanza della corretta modellazione degli elementi di connessione nell'autotelaio di meccanica.

4.4.3 Potenze del veicolo

Aspetto molto interessante è l'analisi che si può effettuare sulla potenza richiesta dal moto e quella prodotta del veicolo. In particolare, ciò che verrà valutato è la potenza nei tratti del ciclo guida a velocità costante: in essi infatti la potenza prodotta dal motore e quella richiesta dal veicolo devono chiaramente coincidere. Se la potenza del motore è facilmente individuabile, in quanto è un dei valori direttamente riportati nel

file dei risultati prodotto dalla simulazione, non vale la stessa cosa per quella richiesta dal veicolo a velocità costante. Quest'ultima dev'essere infatti valutata andando a combinare la forza di resistenza all'avanzamento e la velocità del veicolo stesso come riportato nell'Equazione 4.12:

$$P_{v=cost} = F_{retarding} \cdot V_{vehicle} \quad (4.12)$$

Ovviamente bisogna anche tenere in considerazione delle perdite legate alla trasmissione e al differenziale, dunque la potenza prodotta dal motore verrà confrontata con la potenza richiesta dal veicolo come quella valutata nell'Equazione 4.13:

$$P_{request} = \frac{P_{v=cost}}{\eta_{trasm} \cdot \eta_{diff}} \quad (4.13)$$

in cui il valore dell'efficienza del differenziale, come specificato nelle sezioni precedenti, è costante e vale sempre 0.98, mentre l'efficienza della trasmissione varia al variare della marcia inserita. Dunque facendo tali valutazioni è possibile andare a confrontare la *brake power* con il valore di potenza appena descritto, ottenendo il risultato riportato in Figura 4.44. Perciò, nei tratti a velocità costante i valori delle potenze, richiesta e

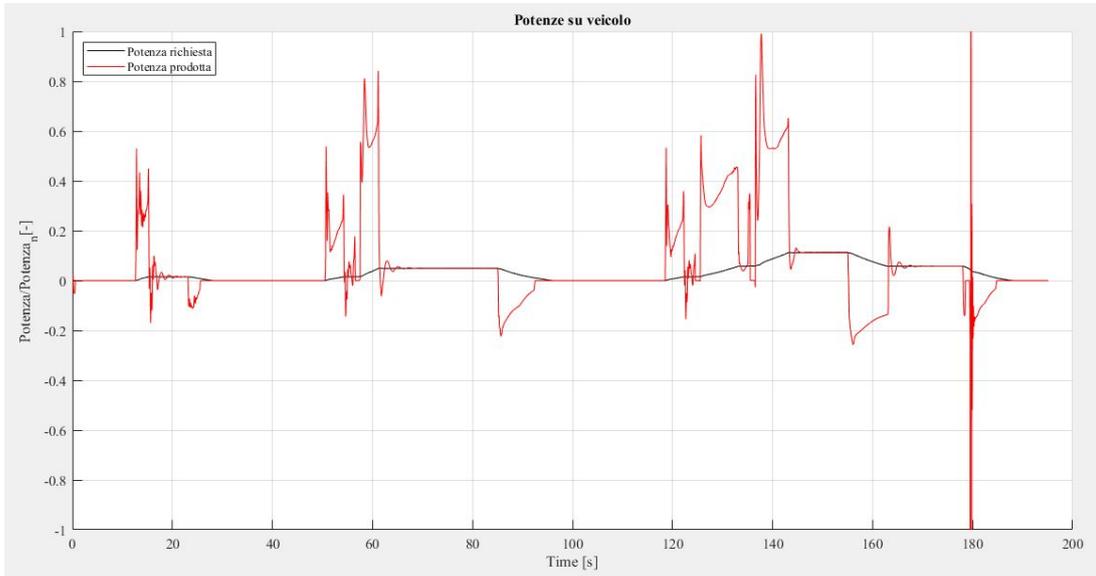


Figura 4.44. Confronto delle potenze sul veicolo

prodotta, sono sostanzialmente identici, con un errore relativo massimo pari a 1,7%. Tale errore è giustificabile con quanto detto nella sezione precedente relativamente ai risultati *TimeRLT*, che sono stati utilizzati per valutare le potenze, e le oscillazioni sulla coppia del veicolo. Si può infine osservare come la potenza prodotta dal motore superi correttamente quella richiesta durante le fasi di accelerazione e viceversa sia inferiore quando quest'ultimo decelera.

4.4.4 Ruote

Un'ultima interessante valutazione può essere effettuata sulle ruote e l'influenza che il coefficiente di resistenza a rotolamento ha sui consumi del veicolo. Di fatto, come precedentemente spiegato, il coefficiente di resistenza a rotolamento è stato ipotizzato a partire da una ricerca bibliografica, ma andando ad investigare più a fondo sono state individuate altre possibili espressioni per tale coefficiente. Una fra queste, proviene dal recente studio di Roberto Vitolo, nel quale si descrive come la variazione di questo coefficiente sia principalmente da attribuire alla pressione di gonfiaggio delle ruote e non tanto alla velocità di avanzamento del veicolo, come si può vedere nella Figura 4.45 [11]. In particolare, il valore del coefficiente di resistenza a rotolamento C_{rr} normalizzato presenta una differenza circa pari al 30% quando la pressione di gonfiaggio varia di 1 bar, mentre solo del 8% circa quando la velocità varia da 100 km/h a 160 km/h. Inoltre, a differenza di quanto visto precedentemente, dove il valore del C_{rr} au-

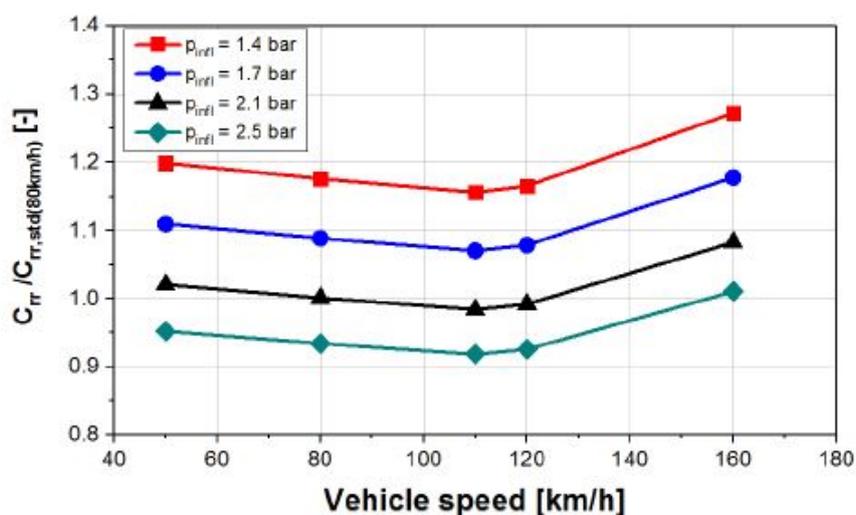


Figura 4.45. C_{rr} normalizzato in funzione di velocità e pressione di gonfiaggio

menta dalle basse velocità alle alte in modo continuo, in questo caso esso risulta essere costante per velocità inferiori ai 100 km/h, se non addirittura in leggero aumento verso velocità sempre più basse. Dunque, si è deciso di realizzare un'ulteriore simulazione, per poter valutare i consumi sui diversi cicli guida prendendo in considerazione come valore standard del coefficiente di resistenza a rotolamento, un valore costante per tutte le velocità del veicolo e pari a 0.007 [11]. Nella Tabella 4.6 vengono riportati quindi i risultati sull'*Average fuel consumption* per i diversi cicli guida, confrontandoli sia con i valori dichiarati sul catalogo sia con quelli ottenuti durante la validazione del modello. Quello che si può dedurre è che la variazione sul coefficiente di resistenza a rotolamento, non influenza in maniera significativa i consumi sul ciclo guida urbano, producendo

Ciclo UDC S&S		
Average Fuel Consumption dichiarata	9.7	$[\frac{l}{100km}]$
Average Fuel Consumption modello validato	11.1	$[\frac{l}{100km}]$
Average Fuel Consumption modello $C_{rr}=0.007$	11.1	$[\frac{l}{100km}]$
Ciclo EUDC S&S		
Average Fuel Consumption dichiarata	7.7	$[\frac{l}{100km}]$
Average Fuel Consumption modello validato	8.8	$[\frac{l}{100km}]$
Average Fuel Consumption modello $C_{rr}=0.007$	7.4	$[\frac{l}{100km}]$
Ciclo NEDC S&S		
Average Fuel Consumption dichiarata	8.5	$[\frac{l}{100km}]$
Average Fuel Consumption modello validato	9.7	$[\frac{l}{100km}]$
Average Fuel Consumption modello $C_{rr}=0.007$	8.8	$[\frac{l}{100km}]$

Tabella 4.6. Risultati Average fuel consumption con Start and Stop

risultati invariati. Le principali differenze si possono vedere nel caso del ciclo guida extraurbano e quello misto, dove l'errore relativo rispetto al valore dichiarato scende rispettivamente a -3.9% per l'EUDC e a 3.5% per l'NEDC. Infatti, in questi casi ovviamente le velocità massime raggiunte sono più elevate e quindi pesa maggiormente la differenza nella scelta della descrizione del C_{rr} . Questo concetto lo si può vedere bene nella Figura 4.46, dove vengono confrontati i valori della forza di resistenza al moto

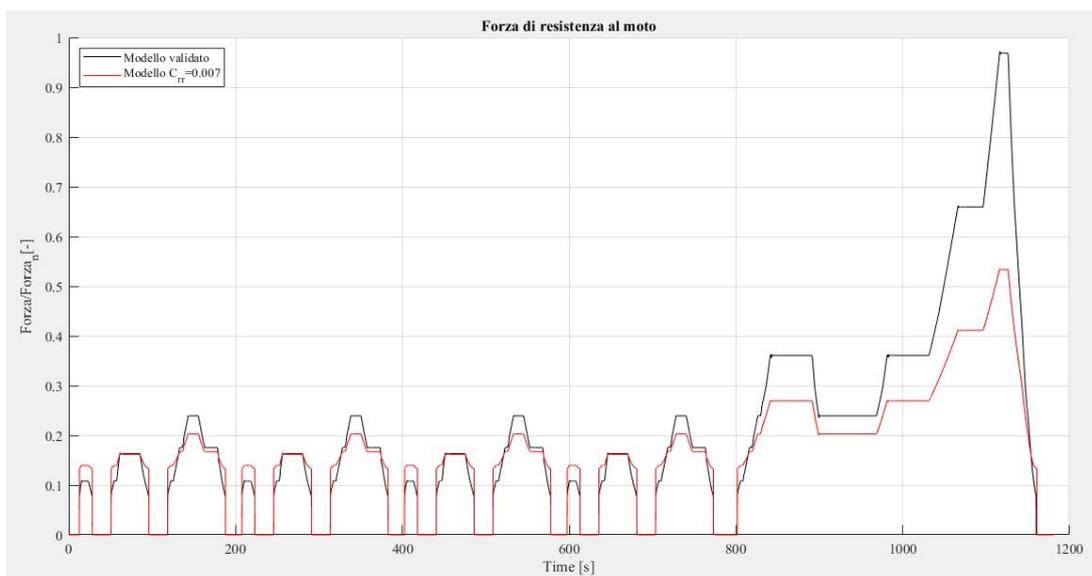


Figura 4.46. Confronto della forza di resistenza all'avanzamento del veicolo

del veicolo nei due modelli sul caso del ciclo NEDC. La forza tiene conto dell'effetto aerodinamico e di quello determinato dal C_{rr} , ma visto che non sono state apportate modifiche al coefficiente di resistenza aerodinamico o alla superficie frontale, allora la differenza nei due profili risiede proprio nella resistenza a rotolamento. Come si può vedere nei tratti iniziali, dove vengono ripetuti i cicli urbani, i due termini si pareggiano, mentre nell'ultimo tratto, ossia quello extraurbano, la forza del caso con $C_{rr}=0.007$ è sempre minore o uguale a quella del modello validato.

Capitolo 5

Conclusioni

Il lavoro realizzato in questo studio ha mostrato quanto sia importante, ma allo stesso tempo complicata, l'implementazione della modellazione nell'analisi di diversi sistemi in ambito *automotive*.

Prima fra tutte, la modellazione del motore diesel da 3.0L ha portato risultati soddisfacenti durante la validazione in transitorio del modello. Bisogna infatti sottolineare che tali risultati sono stati ottenuti con un modello *fast running* del motore, che ha permesso di ridurre di molto il tempo computazionale richiesto dalle simulazioni. Nonostante ciò è stata mantenuta un'alta precisione nei risultati finali, con errori relativi massimi nell'ordine del 3% per le cumulate di potenza e consumo di combustibile. Allo stesso tempo però sono stati evidenziati alcuni limiti della modellazione 1D tramite GT-POWER, ossia la presenza di alcuni picchi più accentuati, associati ad una modellazione comunque semplificata del motore, in termini di inerzie e mappe di logica. Possibili sviluppi futuri sono volti al miglioramento del modello nella previsione e valutazione di alcune grandezze: ad esempio, la temperatura al collettore di scarico, investigando più a fondo le possibili cause delle differenze tra i valori sperimentali e quelli del modello.

Con la realizzazione del modello veicolo *light-duty* il grado di complessità è aumentato, ma sono stati ottenuti comunque buoni risultati. In questo caso un limite fondamentale è stato dettato da una carenza di informazioni legate al veicolo stesso, il quale è stato validato tramite dati pubblici. Nonostante ciò è stato comunque possibile creare una versione preliminare del veicolo, orientata ad iniziare lo sviluppo di una piattaforma veicolo. L'attività ha permesso di iniziare a risolvere diverse problematiche pratiche che si sono presentate, come quella riguardante le oscillazioni di coppia, e per

il futuro, l'obiettivo è quindi quello di sfruttare questa struttura preliminare per provare a modellare un veicolo di cui si conoscono le caratteristiche in maniera dettagliata.

Infine, per quanto riguarda il *Selective Catalyst Reduction* la modellazione termica ha riportato ottimi risultati per tutti e tre i cicli che sono stati valutati. Da questo punto di vista quindi, le strade possibili sulle quali si può proseguire sono almeno due: da un lato vi è la possibilità di creare un modello di SCR dettagliato anche dal punto di vista chimico, ma tendenzialmente le informazioni necessarie per la realizzazione risultano difficili da reperire. Dall'altro è possibile proseguire lo studio con il completamento del sistema di *aftertreatment* andando a realizzare dei modelli di DOC e DPF dettagliati, perlomeno dal punto di vista fisico e termico.

Bibliografia

- [1] IEA, World Energy Outlook team. *Energy and Air Pollution*. 2016.
- [2] Resolved Analytics. *Computational Fluid Dynamics (CFD) Software User Survey*. 2020.
- [3] AeriNOx. <http://www.aerinox-inc.com/technology/>.
- [4] Pi qiang Tan, Shu chen Zhang, Shi yan Wang, Zhi yuan Hu, and Di-Ming Lou. Simulation on catalytic performance of fresh and aged scr catalysts for diesel engines. *Journal of the Energy Institute*, 2020.
- [5] Sooraj Mohan, P. Dinesha, and Shiva Kumar. Nox reduction behaviour in copper zeolite catalysts for ammonia scr systems: A review. *Chemical Engineering Journal*, 2020.
- [6] Peter Mock, Jörg Kühlwein, and Uwe Tietge. The WLTP: How a new test procedure for cars will affect fuel consumption values in the EU. *International Council on Clean Transportation*, 2014.
- [7] Páscoa, José and Brojo, Francisco and Charrua Santos, Fernando and Fael, and Paulo. An innovative experimental on-road testing method and its demonstration on a prototype vehicle. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2012.
- [8] Gamma Technologies. Exhaust aftertreatment application manual, 2018.
- [9] Gamma Technologies. Flow theory manual, 2018.
- [10] David Culbertson, Magdi Khair, Sanhong Zhang, Julian Tan, and Jacob Spooller. The study of exhaust heating to improve scr cold start performance. *SAE International Journal of Engines*, 2015.
- [11] Roberto Vitolo. Reduction of fuel consumption and pollutant emissions from vehicles: implementation of low-temperature diesel combustion and development of an advanced central tire inflation system. 2019.