POLITECNICO DI TORINO

CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA

TESI DI LAUREA MAGISTRALE



Modellazione di un sistema di iniezione diesel common rail per motori off-road e applicazione su banco prova virtuale

Candidato: Fabio MORAMARCO Relatore:
Federico MILLO
Tutor aziendale:
Ing. Maurizio LANDI Ing.
Antonio RICCIO

IMPORTANT NOTICE

The content of the following diploma thesis is confidential information property of Lombardini S.r.L - KOHLER Power Design and Development Department, Reggio Emilia. Publication and duplication of this diploma thesis – even in extracts – are strictly forbidden without the formal approval of the Lombardini S.r.L - KOHLER Power Design and Development Department. It is only allowed to make this diploma thesis assessable to the advisor and coadvisor as well as to the board of examiners from Polytechnic of Turin. This lock flag is valid until written approval for publication from the writer and jointly the Lombardini S.r.L - KOHLER Company.



Sommario

La calibrazione virtuale permette di rendere il processo di calibrazione molto più veloce e sicuro ed evita di consumare combustibile durante le attività fatte sul motore.

Un vantaggio importante è inoltre la ripetibilità che offre questa strumentazione consentendo di fare attività di ricalibrazione per valutare, ad esempio, cosa succede cambiando le condizioni al contorno in maniera molto più semplice e rapida.

L'attività di tesi si è sviluppata sul Virtual Test Bed (VTB) e in particolare all'interno dell'Open Loop Model (Model OL) che è un modello Matlab/Simulink che fa da interfaccia tra i modelli real time del motore e del sistema aftertreatment e la centralina. L'attività è nata dal fatto di voler risolvere un problema presente all'interno del VTB rappresentato da un ritardo del messaggio di pressione rail all'interno dell'Open Loop Model. Questo ritardo era dovuto a un percorso che il segnale di pressione rail seguiva per arrivare al modello real time del motore e causava una non corrispondenza tra il valore di pressione rail presente in centralina e quello all'interno dell'Open Loop Model. Il problema era evidente nei transitori di carico e questo errore influiva sul valore della quantità iniettata in quanto comportava una valutazione errata sui parametri per il calcolo della portata iniettata.

Al fine di risolvere questo problema e ridurre quindi il tempo che il messaggio di pressione rail impiega a ritornare in centralina è nata l'esigenza di modellare il sistema di iniezione e quindi un modello che calcolasse la pressione rail in modo da trasformare il messaggio puramente informatico che porta con sé una serie di ritardi in un valore fisico riuscendo così a migliorare la gestione della quantità iniettata all'interno della HiL (Hardware in the Loop).

Il lavoro è stato svolto partendo dallo studio del sistema di iniezione common rail e dall'analisi dei vari componenti utili per la modellazione con il supporto, oltre dei dipartimenti interni, anche con i fornitori del sistema common rail.

Il modello è stato simulato inizialmente in modalità stand-alone, fuori dall'Open Loop Model in modo tale che fossero subito noti, qualora ci fossero stati, problemi che riguar-dassero il modello del sistema di iniezione andando a scorporarli da quelli dell'intero Open Loop Model.

Dopo aver valutato la correttezza del modello questo è stato inserito all'interno del Model OL in modo tale che andasse a sostituire il messaggio puramente informatico di pressione rail.

Abstract

Virtual calibration allows to make the calibration process much faster and safer and avoids consuming fuel during calibrations.

An important advantage is also the repeatability that this instrumentation offers, allowing to perform recalibration activities to evaluate, for example, what happens when the boundary conditions change in a much simpler and faster way.

The thesis activity has developed on the Virtual Test Bed (VTB) and in particular within the Open Loop Model (Model OL) which is a Matlab / Simulink model that acts as an interface between the real time models of the engine and the aftertreatment system and the engine control unit.

The aim of the activity is to solve a problem inside the VTB represented by a delay of the rail pressure message inside the Open Loop Model. This delay was due to a path that the rail pressure signal followed to arrive at the real time model of the engine and caused a mismatch between the rail pressure value present in the engine control unit and the value of the rail pressure inside the Open Loop Model. The problem was evident in the load transients and this error affected the value of the injected quantity as it led to an incorrect evaluation of the parameters for calculating the injected flow rate.

In order to solve this problem and therefore reduce the time that the rail pressure message takes to return to the engine control unit, the need arose to model the injection system and therefore a model that calculated the rail pressure in order to transform the purely IT message, which brings with it a series of delays, in a physical value to improve the management of the quantity injected on the HiL (Hardware in the Loop). The work was carried out starting from the study of the common rail injection system and from the analysis of the various components useful for the development of the injection system model with the support not only of the internal departments but also with the suppliers of the common rail system.

The model was initially simulated in stand-alone mode, outside the Open Loop Model so that, if there were any problems concerning the injection system model were immediately known, separating them from those of the entire Open Loop Model.

After evaluating the correctness of the model this has been inserted in the Model OL in such a way that it replaced the purely informatic message of rail pressure.

Indice

\mathbf{El}	enco	delle figure	5
El	enco	delle tabelle	6
\mathbf{El}	enco	dei simboli usati	7
1	\mathbf{Intr}	oduzione	8
	1.1	Contesto normativo per motori non-road	8
		1.1.1 Stage V	Ĝ
		1.1.2 Non Road Steady-State Cycle-NRSC	Ĝ
		1.1.3 Non Road Transient Cycle-NRTC	11
	1.2	Combustione nei motori ad accensione per compressione	11
	1.3	Sistemi di post trattamento in un motore diesel	13
		1.3.1 DOC: Diesel Oxidation Catalyst	13
		1.3.2 DPF: Diesel Particulate Filter	13
		1.3.3 Sistemi di post trattamento per gli NOx	15
	1.4	Alimentazione nei motori ad accensione per compressione	16
		1.4.1 Sistema di alimentazione elettronico: Common Rail	17
2	Cali	brazione virtuale: VTB	22
	2.1	Modello motore	22
	2.2	Modello aftertreatment	25
	2.3	VTB: Virtual Test Bed	26
3	Ope	n Loop Model: Model OL	29
	3.1	Comunicazione messaggi all'interno della HiL	30
4	Mod	dello sistema di iniezione	33
	4.1	Portata iniettata	33
	4.2	Portata pompata	34
	4.3	Portata di rifiuto iniettori	36
	4.4	Bulk Modulus	41
5	Sim	ulazione del modello stand alone	43
	5.1	Simulazione del controllo della ECU sulla Suction Control Valve	43
	5.2	Simulazione del modello su ciclo NRTC	46
	5.3	Influenza del Bulk Modulus variabile in funzione della pressione rail	40

INDICE

	5.4	Confronto tra i valori di NPC ottenuti con un controllore lineare PID e il controllore presente nella ECU	50
6		olementazione modello del sistema di iniezione all'interno della	
	HiL		54
	6.1	Validazione	55
	6.2	Valutazione modello su transitori di pressione	57
	6.3	Valutazione modello su ciclo NRTC	61
7	Con	aclusioni	65
\mathbf{B}^{i}	ibliog	grafia	67

Elenco delle figure

1.1	Limiti emissivi dallo Stage I allo Stage V per $HC + NO_x$ e PM 10		
1.2	Profilo di coppia e velocità su ciclo NRTC $\dots \dots \dots$		
1.3	Pressione in camera e andamenti di quantità iniettata, accesa e bruciata	12	
1.4	DOC:Diesel Oxidation Catalyst	14	
1.5	DPF:schema	14	
1.6	Wall Flow	14	
1.7	SCR: schema	15	
1.8	Pompa di iniezione in linea: schema circuito	16	
1.9	Schema di un sistema common rail	18	
1.10	Schema elettro iniettore common rail	19	
1.11		20	
	Influenza della pressione di iniezione sulla portata iniettata	21	
1.13	Influenza dell'ET sulla portata iniettata	21	
2.1	Approccio tradizionale: calibrazione e testing solo su banco prova reale		
	e su veicolo	23	
2.2	Approccio con banco prova virtuale: calibrazione e testing anche su		
	banco prova virtuale	23	
2.3	Componenti VTB: workstation (sinistra)+ cabinet (destra)	27	
2.4	Load Drawer	28	
3.1	Comunicazione messaggi tra ECU e Model OL	29	
3.2	Gestione dell'iniezione nella HiL	30	
3.3	Messaggio pressione rail	31	
4.1	Portata iniettata	34	
4.2	Caratteristica Suction Control Valve	35	
4.3	Portata pompata	36	
4.4	Andamento dei leakage iniettori in funzione di ET:iniettori KDI 2504 e		
, -	KDI 1903	37	
4.5	Andamento del rifiuto iniettori in funzione di p_{rail} : iniettori KDI 2504 e	٥.	
1.0	KDI 1903	37	
4.6	Andamento del rifiuto iniettori in funzione di p_{rail} : iniettori KDI 3404.	38	
4.7	Andamento del rifiuto iniettori in funzione di ET: iniettori KDI 3404 . 39		
4.8	Mappa 2D rifiuto iniettori: KDI 1903 e KDI 2504	40	
4.9	Portata di rifiuto iniettori	$40 \\ 41$	
4.10	Angamento dena pressione di un nuido in funzione dei volune specifico	41	

ELENCO DELLE FIGURE

4.11	Calcolo della pressione rail in funzione della variazione di portata	42
5.1	Controllo PI per il target di pressione rail	44
5.2	Risultati controllo PI	45
5.3	Simulink: controllo ECU su SCV	46
5.4	Risultati simulazione controllo ECU con input segnale PWM	47
5.5	Profilo di velocità	47
5.6	Profilo di pressione rail	48
5.7	Profilo di quantità iniettata	48
5.8	Risultati simulazione ciclo NRTC	49
5.9	Andamento del bulk modulus adiabatico in funzione della pressione	50
5.10	Confronto differenza rispetto al target tra pressione rail calcolata con	
	bulk modulus costante (sopra) e con bulk modulus variabile (sotto)	51
	Dispersione dati NPC calcolati su banco prova reale (Engine Test Bench)	52
5.12	Dispersione dati NPC calcolati su modello sistema di iniezione su ciclo	
	NRTC	52
5.13	Tratto ciclo NRTC: andamento pressione rail su banco prova reale (En-	
	gine Test Bench)	53
5.14	Tratto di ciclo NRTC: andamento pressione rail su modello	53
6.1	Input pressione rail all'interno del Model OL	54
6.2	Percorso segnali che passano dalla HiL: ET e PWM SCV	55
6.3	Modello common rail implementato sul Model OL	56
6.4	Grafico di PFIN e NPC in funzione del tempo: transitorio di salita	56
6.5	Grafico di PFIN e NPC in funzione del tempo: transitorio di discesa	57
6.6	Schema percorso messaggi per la valutazione della quantità iniettata sul	
	VTB	57
6.7	Schema percorso messaggi per la valutazione della quantità iniettata sul	
	VTB senza modello common rail	58
6.8	Pressione rail PFIN e pressione rail NPC: confronto tra andamenti con	
	modello common rail e senza modello common rail	59
6.9	Pressione rail PFIN e pressione rail NPC: confronto tra andamenti con	
0.40	modello common rail, senza modello common rail e su banco prova reale	59
6.10	Risultati simulazione Model OL con modello sistema di iniezione: con-	
	fronto tra pressione rail ed energizing time in centralina e pressione rail	co
C 11	ed energizing time sul modello	60
6.11	Risultati simulazione Model OL senza modello sistema di iniezione: con-	
	fronto tra pressione rail ed energizing time in centralina e pressione rail	60
6 19	ed energizing time sul modello	60
0.12	Errore sulla quantità iniettata e sull'energizing time con modello common rail	<i>G</i> 1
6 19		61
0.15	Errore sulla quantità iniettata e sull'energizing time senza modello common rail	62
6 14	Confronto soot	62
	Profilo di bmep e velocità	63
	Errore sulla pressione rail e sull'energizing time: confronto tra Model	υJ
0.10	OL con modello common rail e senza modello common rail	63
	OL CON MOGONO COMMON TONI C DONZO MOGONO COMMINION TONI	UU

ELENCO DELLE FIGURE

6.17	Valutazione picchi di soot: influenza dell'errore di energizing time e bassi	
	valori di lambda	64

Elenco delle tabelle

1.1	Progressi regolamentazione emissioni EU NRMM	Ĝ
1.2	Categorie di motori regolamentate nello Stage V	10
3.1	Mappa iniettori	32

Elenco dei simboli usati

- DOC Diesel Oxidation Catalyst
- DPF Diesel Particulate Filter
- ECU Engine Control Unit
- ET Energizing Time
- ETB Engine TestBed
- HiL Hardware in the Loop
- Model OL Open Loop Model
- NPC Pressione rail attuale
- NRMM Non road mobile machinery
- NRSC Non Road Steady State Cycle
- NRTC Non Road Transient Cycle
- PFIN Pressione rail di target
- RTPC Real Time PC
- SCR Selective Catalyst Reduction
- SCV Suction Control Valve
- VTB Virtual TestBed

Capitolo 1

Introduzione

I motori ad accensione per compressione utilizzano combustibili ad alta reattività come il gasolio. Essendo combustibili ad alta reattività non possono essere premiscelati con l'aria comburente e poi compressi perché questi tendono ad autoaccendersi e non si vuole che l'accensione avvenga già durante la corsa di compressione.[2] Per controllare il momento di accensione si fa aspirare al motore sola aria che viene compressa e dopodiché ci sarà l'iniezione del combustibile all'interno della camera di combustione non appena lo stantuffo raggiunge il punto morto superiore (cioè non appena si vuole che avvenga il processo di combustione).

Per rispondere alle esigenze normative e per migliorare l'efficienza il motore diesel ha subito negli anni diversi sviluppi sia sul motore stesso che sul sistema aftertreatment. Uno degli sviluppi più importanti ormai affermato da anni è stato fatto per il sistema di alimentazione passando da un sistema puramente meccanico a uno tecnologicamente più avanzato come il common rail.

1.1 Contesto normativo per motori non-road

I motori testati e modellati sono motori per applicazioni non-road che devono essere calibrati e progettati per rispondere alle esigenze normative richieste dal mercato europeo e americano.

Gli standard emissivi europei per i motori diesel non road sono stati strutturati come livelli noti come standard Stage I ... V.

Negli Stati Uniti il corrispettivo degli Stage sono i Tier.

I primi limiti emissivi sono stati forniti con lo Stage I in Europa e Tier I negli Stati Uniti.Nel 2000 si è passati al Tier II o Stage II che è stato sostituito nel 2007 dal Tier III o Stage III. Il Tier IV è stato diviso in Interim e Final in quanto comportava una fortissima riduzione delle emissioni e quindi una difficoltà nell'adeguamento dello sviluppo del motore. Attualmente gli ultimi limiti normativi fanno riferimento al Stage V.

Gli standard emissivi vengono classificati in base alla classe di potenza del motore. L' emissioni da limitare includono NOx, PM, HC e CO. L' emissioni di ammoniaca sono state regolamentate dall'Unione Europea con l'introduzione dello Stage IIIB.

Nella tabella 1.1 è mostrato uno sviluppo delle regolamentazioni europee per veicoli off road.

Directive	When Adopted	Progress
97/68/EC	December 1997	Established Stage I and Stage II emission standards setting exhaust emission limits for diesel-fueled engines with a horsepower rating between 37 and 560 kW.
2002/88/EC	December 2002	Extended the scope of the previous directive to apply Stage I and Stage II emission standards to gasoline engines up to 18 kW.
2014/26/EC	April 2004	Incorporated Stage IIIA, IIIB, and IV emission standards. This directive also extended the scope of regulated diesel engines to those rated beyond 19 kW, and added railway and inland maritime engines.
2006/105/EC	November 2006	Introduced modifications to Directive 97/68/EC regarding concerns on the approval certificate numbering system.
2010/26/EU	March 2010	Modified type approval requirements for Stage IIIB and IV emission standards.
2011/88/EU	November 2011	Revised the flexibility percentage for Stage IIIB engines.
$2012/46/\mathrm{EU}$	December 2012	Updated directive 97/68/EC to reflect technical progress on emission measures.

Tabella 1.1: Progressi regolamentazione emissioni EU NRMM

1.1.1 Stage V

[4] La Commissione europea ha introdotto recentemente standard emissivi più severi per i macchinari mobili non stradali (NRMM). Lo standard Stage V renderà più rigorose le restrizioni sui motori non stradali e stabilirà limiti più severi sulle emissioni di particolato (PM). Queste modifiche, insieme ai limiti del numero di particelle (PN) recentemente proposti, hanno portato i produttori a dotare i motori non stradali tra 19 kW e 560 kW di filtri antiparticolato.

La figura 1.1 mostra come e quanto si sono abbassati i limiti emissivi dallo Stage I allo Stage V per i motori diesel NRE tra 130 kW e 560 kW. La legislazione UE ha la produzione o l'omologazione di macchine di movimentazione con motorizzazioni comprese tra 19 e 56 kW e superiori a 130 kW non conformi ai limiti dello Stage V fino al 30 giugno 2020. Per quanto riguarda invece la produzione e l'omologazione di macchine di movimentazione con motorizzazioni comprese tra 56 e 130 kW non conformi a Stage V, la data ultima prevista è il 30 giugno 2021.

Il regolamento Stage V ha introdotto una serie di importanti cambiamenti, come l'ampliamento delle classi di motori regolamentati compresi i motori ad accensione per compressione (CI) inferiori a 19 kW e superiori a 560 kW, i motori ad accensione comandata (SI) superiori a 19 kW e altri motori precedentemente non regolamentati. Le categorie di motori incluse nello Stage V sono elencate nella tabella 1.2.

1.1.2 Non Road Steady-State Cycle-NRSC

Si tratta di un test omologativo internazionale per la misura degli inquinanti. Essa include una serie di cicli Steady State ciascuno dei quali corrisponde ad una definita sequenza di punti operativi classificati in base alla classe del motore e al campo di utilizzo.

Ogni punto motore è caratterizzato da un proprio fattore di ponderazione.

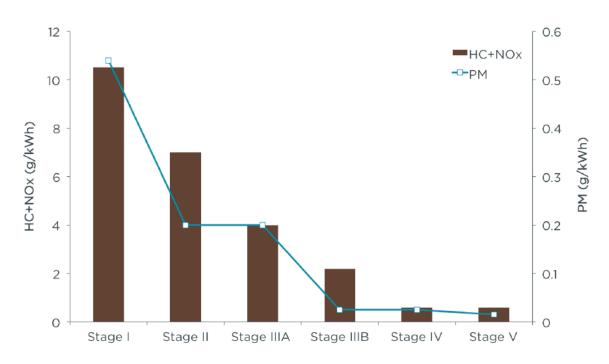


Figura 1.1: Limiti emissivi dallo Stage I allo Stage V per $HC + NO_x$ e PM

Engine type	Equipment Category	Explanation
		(a) Engines for non-road mobile machinery intended and suited to move,
		or to be moved by road, and are not included in any other category set
1. NRE	Other non-road mobile machinery	out in points (2) to (10).
		(b) Engines with a reference power of less than 560 kW used in place of
		engines of categories IWP, RLL or RLR.
2.NRG	Generating sets	Engines greater than 560 kW exclusively used in generating sets.
3.NRSh		Spark-ignition (SI) engines less than 19 kW exclusively used in hand-held
		machinery.
4.NRS	Equipment with SI engines	SI engines less than 56 kW and not included in category NRSh.
5.IWP		Engines greater than or equal to 37 kW exclusively used in inland
0.1 ***1		waterway vessels, for their propulsion or intended for their propulsion.
6.IWA	Inland waterway vessels	Engines greater than 560 kW exclusively used in inland waterawy vessels,
0.1 7771	illiand waterway vessels	for auxiliary purpose or intended for auilliary purpose.
7.RLL		Engines exclusively used in locomotives, for their propulsion or intended
7.TCDE		for their propulsion.
8.RLR	Railway	Engines exclusively used in rail cars, for their propulsion or intended
	·	for their propulsion.
9.SMB	Snowmobiles	SI engines exclusively used in snowmobiles.
10.ATS	ATVs and SbS	SI engines exclusively used in all terrain and side-by-side vehicles
10.7115	111 VS and 555	(ATVs and SbS).

Tabella 1.2: Categorie di motori regolamentate nello Stage V

1.1.3 Non Road Transient Cycle-NRTC

Il test NRTC è un ciclo guida transitorio per motori diesel off-road sviluppato dall'EPA (Stati Uniti) in collaborazione con le autorità dell'Unione Europea (UE). Il test è utilizzato a livello internazionale per la certificazione/l'omologazione delle emissioni off-road.

Il ciclo ha una durata totale di 1238 secondi e durante questo intervallo di tempo , il motore affronta forti accelerazioni e variazioni di carico.

L'omologazione richiede di eseguire il ciclo due volte, inizialmente a freddo e dopo un intervallo di 20 minuti a motore spento, un ciclo a caldo.

I dati sulle emissioni ottenute da questi due cicli vengono poi ponderate in base alla fase considerata, con il 10% per il test a freddo e il restante 90% per il test a caldo in Europa e rispettivamente il 5% e il 95% negli Stati Uniti.

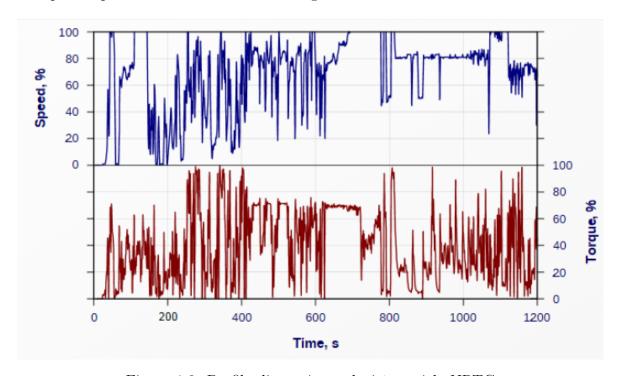


Figura 1.2: Profilo di coppia e velocità su ciclo NRTC

1.2 Combustione nei motori ad accensione per compressione

Il combustibile è iniettato come getto liquido all'interno della camera di combustione quando lo stantuffo si trova in prossimità del punto morto superiore.

Ci sono elevate pressioni di iniezione (1000÷2000 bar) che comportano velocità di efflusso elevate dai fori dell'iniettore. Il getto liquido si disintegra dunque in una nube di gocce minute in quanto impatta in un ambiente in camera ad alta densità. A contatto con l'aria comburente ad alta temperatura il combustibile vaporizza miscelandosi con l'aria fino a formare una miscela che si autoaccende spontaneamente senza la necessità di un innesco esterno. La presenza di moto turbolenti all'interno della camera favorisce

80 kg /cm²

Co 700
600

400

B SS 200

100

P. M. S. Tempi put iniettata

mb accessa

mb bruciata

il mescolamento del combustibile con l'aria comburente.

Figura 1.3: Pressione in camera e andamenti di quantità iniettata, accesa e bruciata

In figura 1.3 [2] si osservano come le varie fasi del processo di combustione incidono sulle pressioni e sulla quantità di combustibile in camera. In particolare in riferimento alla figura 1.3 si ha:

- A-B: accumulo massa di combustibile e quindi un ritardo tra quando il combustibile è iniettato in camera a quando inizia ad autoaccendersi;
- B-C combustione in fase premiscelata;
- C-D combustione diffusiva;
- D-E eventuale ossidazione di soot formatosi.

Tra A e B si ha un ritardo di accensione e questo ritardo è dovuto a:

- Fenomeni fisici (atomizzazione del getto, mescolamento con l'aria e evaporazione)
- Fenomeni chimici ovvero l'avvenimento delle prereazioni che portano all'autoaccensione spontanea.

1.3 Sistemi di post trattamento in un motore diesel

Al fine di rispondere in maniera adeguata alle nuove normative e i nuovi limiti emissivi si è dovuto lavorare molto sull'efficienza del motore introducendo ad esempio nuove tecnologie per l'alimentazione come il common rail ma anche lavorando sul sistema aftertreatment.

Nei diesel gli inquinanti critici sono:

- NOx;
- particolato.

L'ossidazione di CO e HC non è problematica a causa dell'ampia disponibilità di ossigeno. L'unico problema può essere la temperatura troppo bassa tale da non riuscire a far raggiungere al catalizzatore la temperatura sufficiente per ossidare questi composti.[3]

1.3.1 DOC: Diesel Oxidation Catalyst

Un DOC deve promuovere l'ossidazione di idrocarburi e CO. Dato che in un diesel esiste anche il particolato il DOC promuoverà anche l'ossidazione di ciò che poi può generare la frazione solubile del particolato (SOF).

In un diesel può essere anche di interesse favorire l'ossidazione di NO in NO_2 in quanto l' NO_2 garantisce una migliore efficienza per altri sistemi come l'SCR (Selective Catalyst Reduction).

Tuttavia, occorre evitare che il DOC favorisca l'ossidazione dello zolfo. In particolare, occorre evitare la formazione di H_2SO_4 che combinandosi con le molecole di acqua può formare dei polinucleati che sono acido solforico idrato, ovvero i solfati del particolato. Dal punto di vista strutturale un DOC è caratterizzato da canali passanti paralleli con supporto strutturato e washcoat (carrier costituito da γ - Al_2O_3 + principi catalitici). Il washcoat è realizzato con zeoliti che permettono alle basse temperature di trattenere gli uHC (idrocarburi incombusti) che verranno rilasciati alle alte temperature e di conseguenza ossidati.

I principi catalitici utilizzati sono metalli nobili come platino e palladio. Il catalizzatore può essere monometallico (solo Pt o solo Pd) o bimetallico.

1.3.2 DPF: Diesel Particulate Filter

Il filtro antiparticolato è un dispositivo che deve essere in grado di catturare fisicamente il particolato per evitare che venga disperso in atmosfera.

Il filtraggio è di tipo meccanico.

Il DPF è un sistema a canali ciechi contrapposti (Wall Flow). Il flusso entra nel DPF dai canali aperti ma non può uscire perché trova il lato opposto chiuso.

Deve quindi fluire attraverso una superficie porosa e passando attraverso questa superficie porosa lascia particelle di particolato nel filtro.

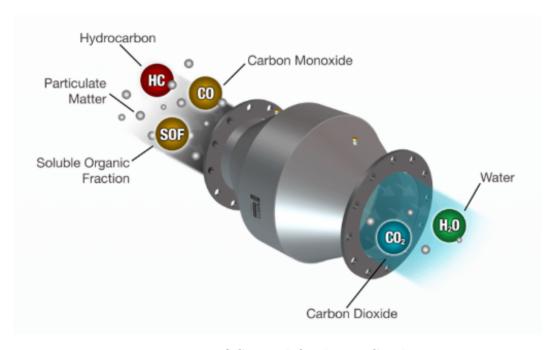


Figura 1.4: DOC:Diesel Oxidation Catalyst

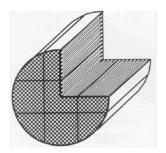


Figura 1.5: DPF:schema



Figura 1.6: Wall Flow

1.3.3 Sistemi di post trattamento per gli NOx

I principi per la riduzione degli NOx si basano su:

- Riduzione catalitica selettiva con ammoniaca (SCR);
- Riduzione catalitica selettiva con HC (DeNOx o LNC);
- Assorbimento catalitico degli NOx (LNT).

Il sistema ad oggi più utilizzato è il Selective Catalytic Reduction (SCR). Si utilizza un agente riducente esterno che è una soluzione acquosa di urea. Sono possibili diverse reazioni tra NOx e ammoniaca alcune delle quali saranno dominanti rispetto ad altre e anche reazioni che saranno indesiderate come quelle che comportano una reazione tra ammoniaca e ossigeno che oltre a consumare ammoniaca danno, nel peggiore dei casi, N_2O che è un gas serra con un alto GWP. Un'altra reazione indesiderata è quella che porta alla formazione di nitrato di ammonio che è un sale che può depositarsi o in forma solida o in forma liquida sul catalizzatore e può portarlo alla disattivazione. Questa reazione si può evitare controllando il quantitativo di ammoniaca introdotto e prevedendo che questo quantitativo non sia troppo alto.

Tutto questo è molto difficile da controllare anche perché non è possibile conoscere correttamente il quantitativo esatto di NO e NO_2 che si forma perché quello che è misurato dagli analizzatori è l'NOx totale e questi possono darci solo una stima della quantità di NO e NO_2 . Tra l'altro è molto utile sapere il rapporto tra NO e NO_2 perché se il loro rapporto è vicino all'unità questo favorisce l'innesco di una reazione con l'ammoniaca che è detta FAST ed è quella molto più veloce che si attiva già a basse temperature.

Affinché si formi ammoniaca però è necessaria una reazione di termoidrolisi iniziale che permette all'ammoniaca, grazie all'esposizione ad alte temperature, di essere decomposta in ammoniaca e CO_2 .

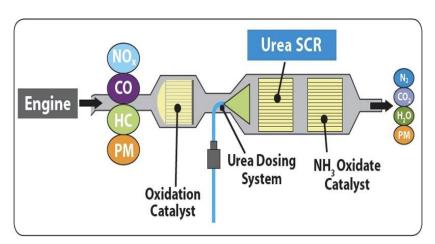


Figura 1.7: SCR: schema

Al fine di evitare che a valle del processo di riduzione rimanga ammoniaca in eccesso viene inserito un Clean Up Catalyst (CUC) che provvede a ossidare l'ammoniaca che altrimenti andrebbe allo scarico.

1.4 Alimentazione nei motori ad accensione per compressione

Affinché possa iniziare la combustione in un motore diesel occorre che il combustibile subisca:

- break up primario e secondario cioè il getto liquido si deve atomizzare;
- evaporizzazione;
- mescolamento con l'aria comburente;

I tempi a disposizione per questi processi sono estremamente ridotti per cui devo lavorare con fori di iniettori di dimensioni piccole e pressioni di iniezione alte.[2] Per l'alimentazione di un motore diesel fino agli inizi degli anni 2000 il sistema di iniezione era di tipo meccanico e il principio di funzionamento era quello di una pompa meccanica a stantuffo con uno schema mostrato in figura 1.8. Un sistema di iniezione meccanico

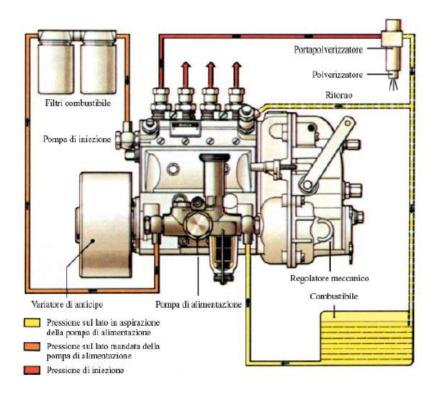


Figura 1.8: Pompa di iniezione in linea: schema circuito

di tipo in linea (anche detto di tipo Bosch) ha tanti sottosistemi ognuno costituito da un pompante che scorre all'interno di un cilindretto quanti sono i cilindri del motore. Tra cilindretto e stantuffo non sono necessari segmenti e si riesce a garantire la tenuta grazie a tolleranze molto ristrette.

Il combustibile è mandato nel pompante grazie a una pompa di pre-alimento.

Ciò che determina la durata di iniezione in un sistema di questo tipo è l'altezza dello spigolo che si va ad affacciare nel condotto di efflusso dal quale entra il combustibile.

CAPITOLO 1. INTRODUZIONE

Più lo spigolo è alto e maggiore sarà la frazione della corsa di mandata che viene sfruttata per l'iniezione.

Il pompante nella parte superiore ha una forma a elica che permette, facendo ruotare questa parte attraverso l'azione di un'asta a cremagliera, di variare la corsa di mandata e quindi variare la quantità di combustibile iniettata.

Un sistema di iniezione meccanico non consente una notevole flessibilità per quanto concerne le modalità di iniezione del combustibile in quanto:

- la variazione dell'anticipo di iniezione con la velocità di rotazione del motore è affidata ad un regolatore centrifugo che impone pertanto una legge di variazione piuttosto rigida;
- la pressione di iniezione è correlata con la velocità di rotazione della camma che aziona i pompanti e quindi con la velocità di rotazione del motore ciò porta ad avere pressioni di iniezione basse alle basse velocità di rotazione con scarsa polverizzazione del getto;
- non è possibile frazionare l'evento di iniezione effettuando più iniezioni nell'ambito del medesimo ciclo come sarebbe viceversa utile per contenere ad esempio l'accumulo e la rumorosità tramite un'iniezione pilota effettuata prima dell'iniezione principale

Agli inconvenienti sopra elencati è viceversa in grado di ovviare il sistema di iniezione a controllo elettronico di tipo "Common Rail".

La prima evoluzione dei sistemi di iniezione meccanica è stata rappresentata dai sistemi a iniettore pompa che utilizzano la disponibilità di elettrovalvole ad alta velocità per interrompere la portata iniettata all'istante desiderato.

Sono sistemi che permettono di avere un'elevata flessibilità nella gestione della fasatura di iniezione.

Si possono raggiungere pressioni di iniezione più elevate rispetto ai tradizionali sistemi meccanici ma non si ha il controllo sulla pressione di iniezione perché essa è correlata sempre alla quantità di combustibile iniettabile e alla durata dell'evento di iniezione.

1.4.1 Sistema di alimentazione elettronico: Common Rail

L'azionamento dell'iniettore è attuato grazie a un sistema elettro-idraulico. Un sistema Common Rail (figura 1.9) é composto da:

- Pompa di alta pressione collegata direttamente al motore (pompa meccanica che non deve essere fasata perché deve solo riversare combustibile nel rail);
- Pompa di innesco che preleva combustibile dal serbatoio e lo manda alla pompa di HP;
- Rail che è un ambiente di accumulo a pressione costante (solitamente tra i 1000÷ 2000bar);
- iniettori collegati al rail;

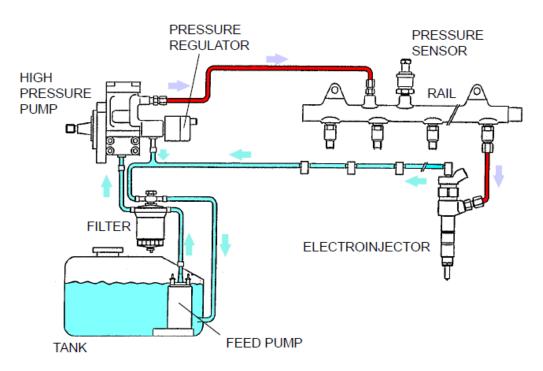


Figura 1.9: Schema di un sistema common rail

Sul rail è presente una regolatrice di pressione a comando elettronico che ci consente di controllare il livello di pressione nel rail e può essere posta direttamente sulla mandata della pompa.

Questa soluzione comporta che la pompa di alta pressione lavori elaborando sempre la massima portata ed è poi la regolatrice di pressione sul rail che rimanda il fluido in eccesso al serbatoio. Ciò comporta un'inefficienza energetica. Per questo motivo la regolatrice di pressione è stata spostata prima sulla mandata e in alcune soluzioni, come quella adottata nel sistema common rail presente in azienda, la regolazione della portata avviene in aspirazione alla pompa di alta pressione utilizzando una Suction Control Valve che lavora in maniera continua andando a parzializzare l'area di passaggio che porta il combustibile all'interno della camera dove sono presenti i pompanti mentre la valvola di regolazione sul rail assume solo una funzione di sicurezza.

L'azionamento dell'iniettore è di tipo elettro-idraulico e si sfrutta come fluido di potenza nel circuito oleodinamico il combustibile stesso. L'elemento mobile dell'iniettore si trova soggetto all'azione di una molla che tende a spingere lo spillo contro la sede impedendo l'efflusso di combustibile e si trova soggetto alla forza esercitata dal combustibile stesso in due zone diverse:

- zona terminale della parte alta dell'iniettore dove termina lo spillo (con un livello di pressione pari a quello del rail) e che spinge l'iniettore nella stessa direzione di azione della molla;
- zona nella parte bassa dell'iniettore dove lo spillo presenta una forma con tratto troncoconico e la camera che lo ospita è una camera toroidale che si trova a essere collegata sempre con la zona di alta pressione. Il combustibile in questa

zona tende a spingere lo spillo dell'iniettore verso l'alto provocando l'apertura dell'iniettore e quindi l'efflusso di combustibile.

Quando si vorrà realizzare l'apertura non si andrà a sollevare direttamente lo spillo ma si agirà con un' elettrovalvola che si trova nella parte alta dell'iniettore e che controlla il collegamento della cameretta di controllo con l'ambiente a bassa pressione che è collegato a sua volta alla linea di riflusso che fa rifluire il combustibile verso il serbatoio.

In figura 1.10 è mostrato uno schema che mostra come fluisce il combustibile nel corpo dell'iniettore. Per determinare la dinamica dell'iniettore è fondamentale conoscere la

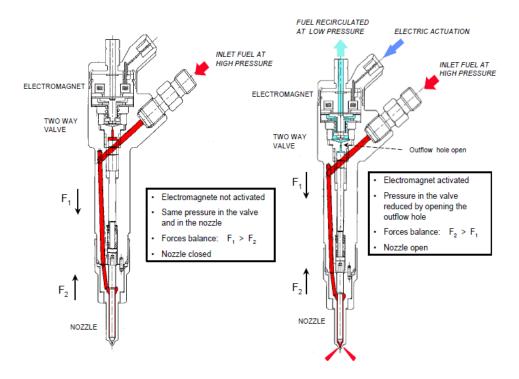


Figura 1.10: Schema elettro iniettore common rail

geometria interna dell'iniettore e in particolare la dimensione di una coppia di fori (vedi figura 1.11).

Il foro A è quello che collega la camera di controllo all'ambiente a bassa pressione ed è controllato dal movimento dell'ancoretta. Il foro Z è quello che collega la camera di controllo all'ambiente del rail.

A seconda della dimensione dei due fori si possono avere fasi di apertura e chiusura più o meno lunghi.

Più si aumenta la dimensione del foro A più la camera di controllo impiegherà meno tempo a svuotarsi. Tuttavia, facendo il foro A più grande più il combustibile sarà propenso dal passare dal foro Z al foro A e quindi andare a scarico. Quindi aumenterà la portata di leakage (portata di rifiuto iniettore).

Ridurre il foro A significa quindi far elaborare meno portata al sistema di iniezione e ciò può essere utile in termini di consumi.

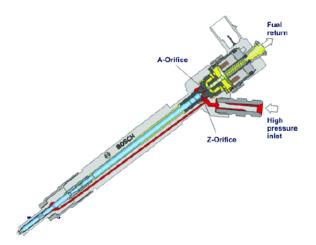


Figura 1.11: Struttura iniettore

Rispetto al sistema meccanico e i sistemi di iniezione pompa, il sistema Common Rail permette di:

- controllare la pressione di iniezione svincolandolo totalmente dalla velocità di rotazione del motore;
- controllare l'anticipo di iniezione adottandolo alle esigenze del motore a seconda delle diverse condizioni di funzionamento;
- frazionare l'evento di iniezione, realizzando più iniezioni per ciclo (iniezioni pilota, pre, main, post, after) avendo miglioramenti sia sulle emissioni che sull'efficienza di combustione;

In figura 1.12 è mostrato l'effetto dell'aumento della pressione di iniezione sulla portata iniettata a tempo di comando (Energizing Time-ET) fissato.

Secondo la relazione di Bernoulli l'escursione di portata dovrebbe essere proporzionale alla radice dell'escursione di pressione.

Però non è così per il fatto che ciò è vero solo se l'andamento di portata nel tempo è ad onda quadra e cioè solo se si ha un'apertura e una chiusura dell'iniettore istantanea. Nella realtà è come se l'andamento risultasse in perenne transitorio.

Più aumenta la pressione di iniezione più l'andamento comincia a somigliare a quello di un'onda quadra e questo perché ciò dipende dal fatto che tanto l'apertura che la chiusura dello spillo sono determinate dalla pressione nella cameretta di controllo e dalla pressione che agisce sulla parte inferiore dello spillo che è pari alla pressione di iniezione. All'apertura viene depressurizzata la camera di comando e quindi quello che fa aprire l'iniettore è la pressione di iniezione che agisce sulla superficie troncoconica. A pari inerzia dello spillo e a pari forza della molla, più sale la pressione di iniezione e più rapido sarà il sollevamento dello spillo. Discorso analogo si può fare per la chiusura. Tenendo costante la pressione di iniezione e variando l'energizing time si vede che più aumenta il tempo di comando più aumenterà la probabilità di raggiungere il valore di portata massima che si può mandare (figura 1.13).

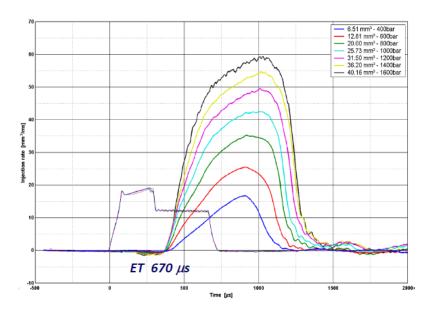


Figura 1.12: Influenza della pressione di iniezione sulla portata iniettata

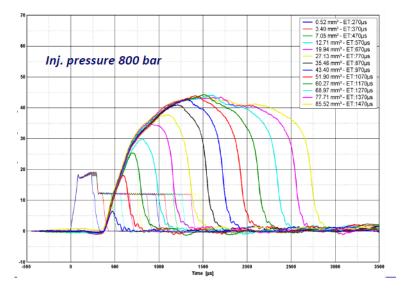


Figura 1.13: Influenza dell'ET sulla portata iniettata

Capitolo 2

Calibrazione virtuale: VTB

La simulazione Hardware-in-the-Loop (HiL) è sempre di più uno strumento vantaggioso non solo nel settore automobilistico ma anche nel settore dei motori off road nell'ottica di ridurre i tempi e i costi per le attività di calibrazione e validazione di un motore. Rispetto a un approccio tradizionale che vede il testing e la validazione del motore solo su banco prova reale e su motore l'utilizzo di un banco prova virtuale permette di ridurre il numero di test, migliorare la qualità dei risultati in quanto è garantita la ripetibilità dei test di cui si possono avere già risultati prima che il motore venga messo effettivamente a banco e su veicolo e ridurre così i tempi e i costi per le attività di calibrazione. In figura 2.1 e 2.2 è mostrato un confronto tra approccio tradizionale e approccio che utilizza il banco prova virtuale.

La simulazione fornisce informazioni non solo su velocità e carico motore ma anche sui valori dei sensori come pressioni in camera, temperature e portate in massa che sono input necessari in una centralina [1].

2.1 Modello motore

Al fine di realizzare una calibrazione virtuale di un motore occorre avere a disposizione un modello che descriva il motore.

Per far questo il software utilizzato in azienda è AVL Cruise-M. Il software è caratterizzato da un multi-domain system cioè è dotato di interfacce che permettono di collegare tra loro diversi componenti del motore.

A seconda della complessità del modello si parla di:

- Modelli fisici;
- Modelli semi-fisici;
- Modelli empirici;

I modelli fisici sono modelli predittivi e molto complessi che utilizzano le formule di bilancio di massa ed energia.

I modelli empirici non possono essere predittivi e si basano su modelli matematici. I modelli semi-fisici sono una via di mezzo tra i due citati sopra e sono modelli predittivi.

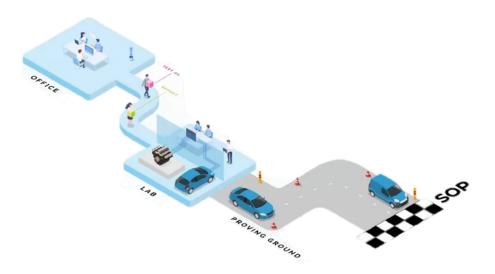


Figura 2.1: Approccio tradizionale: calibrazione e testing solo su banco prova reale e su veicolo

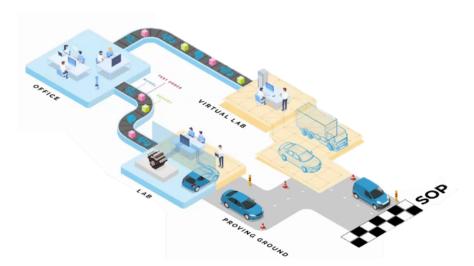


Figura 2.2: Approccio con banco prova virtuale: calibrazione e testing anche su banco prova virtuale

Più il modello è complesso più aumenta il tempo computazionale. I modelli implementati ad oggi sono modelli semi-fisici.

I modelli in Cruise-M sono modelli che utilizzano un approccio Mean Value Engine Model (MVEM) ovvero ogni volume è simulato da un punto in cui è concentrata tutta la massa e si trascurano tutte le pulsazioni di pressione e le variazioni di massa.

Per creare tutti i componenti del powertrain del veicolo si fa riferimento alle librerie presenti nel software Cruise-M.

Le librerie hanno dei sotto-modelli che consentono l'implementazione dell'intero powertrain motore. I motori modellati attraverso Cruise-M da parte di Kohler sono

- KDI 1903 (CAC e no CAC, cioè con e senza Charge Air Cooler);
- KDI 2504 (CAC e no CAC);
- KDI 3404 CAC.

I sotto-modelli principali sono i cilindri, il filtro aria, il turbogruppo, l'intercooler e l'hp EGR.

Per quanto riguarda la modellazione dei cilindri è importante sopratutto avere un modello della combustione.

Per fare ciò si utilizza un tool di Cruise-M che è MoBEO.

Le librerie di MoBEO calcolano l'aria che entra nel cilindro, le condizioni termodinamiche nel cilindro e permettono di valutare anche le emissioni di NOx basandosi su input come la geometria della camera di combustione, i dati sul sistema di iniezione e le condizioni al contorno nel cilindro.

Per avere una modellazione del cilindro si usano sotto-modelli che descrivono fenomeni nel come la stima di aria fresca / gas residui intrappolati nel cilindro durante il processo di combustione, la formazione di emissioni, la stima della temperatura di scarico e della coppia erogata. Questi sotto-modelli sono basati su approcci fisici al fine di garantire una corretta valutazione, purché la complessità e la velocità di calcolo lo consentano. Parti più complesse della combustione (ad es. la velocità di rilascio del calore (HRR), il ritardo tra l'inizio dell'iniezione e l'inizio della combustione) sono simulati utilizzando modelli e correlazioni che sono presenti nel software di AVL e che derivano da un ampio set di dati e di misurazioni su vari motori.

Il turbogruppo è modellato ricostruendo le mappe del compressore e della turbina e quindi è possibile ricostruire anche i punti operativi sia della turbina e da questi anche quelli del compressore.

Altri sotto-modelli saranno:

- il system boundary che è utilizzato per specificare le condizioni al contorno dei gas che attraversano il circuito. Tiene conto sia del gas che attraversa il circuito e sia gli scambi termici che avvengono ;
- le restriction che simulano tutte le restrizioni e vanno a modellare il trasferimento di massa tra due sistemi di accumulo. Quindi viene parametrizzato un coefficiente di efflusso e nota un'area di riferimento con le pressioni a monte e a valle del restriction si riesce a valutare la portata di aria che attraversa il modello. Le restrizioni riescono a modellare sia le cadute di pressione che si hanno attraverso componenti con geometria fissa come l'intercooler, il filtro dell'aria e l'EGR cooler

e sia le cadute di pressione che si hanno su componenti con geometria variabile come la valvola EGR e la valvola a farfalla;

- i plenum che rappresentano volumi che contengono i gas pressurizzati. Poiché il percorso dei gas nel modello viene valutato con un approccio 0-D vengono utilizzati i plenum per tenere conto di volumi e sezioni specifiche del motore;
- Shaft ovvero il componente utilizzato per rappresentare le connessioni elastiche tra i diversi componenti meccanici;
- Flange che può essere utilizzato per collegare l'intero modello motore con un modello di reti meccaniche arbitrarie;
- Gas Heat Exchanger System che simula lo scambio di calore. In particolare, l'Heat Transfer Connection valuta i flussi di calore tra due componenti. Il coefficiente di trasferimento calore è definito dall'utente. Il trasferimento di calore tra solid wall e ambiente è modellizzato secondo le leggi di conduzione calcolando il coefficiente di scambio termico attraverso le relazioni analitiche quali Reynolds, Nusselts, Prandtl ecc. Un ulteriore temperatura è fornita dall'utente ed è quella che sarà associata al blocco Temperature Boundary.

Un altro aspetto importante è la temperatura del circuito di raffreddamento dato che esistono diverse mappe nella centralina che possono essere attive o meno in funzione di questo parametro.

A questo scopo nel modello è modellata l'evoluzione del transitorio di temperatura del circuito dell'olio e dell'acqua considerando che la derivata della temperatura nei due circuiti è proporzionale al flusso di calore misurato diviso l'inerzia termica del sistema. Integrando i gradienti di temperatura che si trovano si può valutare l'andamento della temperatura nei circuiti durante le fasi di warm-up.

La fase di warm-up può anche essere by-passata in quanto l'utente può anche decidere di definire a priori un profilo di temperatura che il modello deve seguire.

2.2 Modello aftertreatment

Il modello del sistema aftertreatment è uguale per il KDI 1903 e il KDI 2504. Per questi due motori il sistema aftertreatment è composto da un DOC più un DPF.

Per il KDI 3404 il sistema aftertreatment ha oltre al DOC e il DPF anche il sistema SCR per la riduzione degli NOx. La modellazione di questo sistema aftertreatment è al momento in fase di sviluppo.

Il sistema aftertreatment è modellato come una sequenza di componenti quali tubi, catalizzatori e filtri che sono elementi modellati con un approccio zero dimensionale. La discretizzazione del sistema avviene lungo la direzione del flusso: questo significa che tutti gli stati del sistema vengono calcolati e memorizzati internamente. Questi stati includono la temperatura del gas di scarico, i componenti dei gas di scarico, la concentrazione delle specie gassose, il livello di soot assorbito, il carico di ceneri all'interno del filtro. In questi componenti, il volume è discretizzato in un numero finito di celle. Massa, entalpia delle specie chimiche sono bilanciate individualmente per ogni

cella, mentre la pressione è uniforme per tutte le celle. Sul lato monte e lato valle del sistema è simulato il trasferimento di elementi che determinano il flusso (massa, entalpia, specie chimiche) in funzione della differenza di pressione.

La valutazione delle temperature dei gas e dei materiali si basa nel calcolo dello scambio di calore tra gas e materiale secondo le correlazioni di Nusselt, mentre per il trasferimento di calore all'ambiente si considera direttamente la convezione e la radiazione definibili attraverso i parametri di convezione e radiazione dall'utente. Le reazioni che avvengono nei sistemi DOC e c-DPF sono calcolate dal punto di vista di ogni cella e modellate in base a estese equazioni di Arrhenius.

2.3 VTB: Virtual Test Bed

Una volta modellati i motori e il sistema di post trattamento questi vengono compilati e inseriti in un real time PC che rappresenta il cuore del Virtual Test Bed.

Il VTB si presenta come architettura hardware composto da tre workstation e un'armadio (cabinet) dove sono presenti i componenti fisici (iniettori, valvola EGR, valvola a farfalla, suction control valve) e anche tutta l'architettura software che permette il corretto funzionamento del motore. Le WS hanno un sistema operativo Windows 7 e ogni workstation ha un software dedicato. I tre software utilizzati sono:

- PUMA open AVL che è il software installato anche sui banchi reali di Kohler ed è il software che permette di memorizzare gli output del modello e di visualizzarli in real time durante un ciclo;
- CAMEO v.3R9 (AVL) che è il software che permette di fare il Design of Experiment;
- LabCar dove è contenuto il modello in Cruise-M.

Nella stessa workstation dove è presente LabCar è installato anche il software INCA che è quello che comunica con l'ECU e permette di calibrare il motore modificando le mappe salvate nella stessa centralina.

Per quanto riguarda il cabinet esso contiene il cuore del VTB ovvero il Real Time PC (RTPC) che ha un sistema operativo Linux e controlla i modelli in Cruise-M dell'Engine e dell'Aftertreatment.

Il modello motore manda segnali digitali che vengono convertiti in segnali analogici e mandati all'ECU tramite un protocollo CAN. All'ECU arrivano segnali analogici oltre che segnali CAN. Gli attuatori fisici sono contenuti nel cassetto Load Drawer posto sempre nel cabinet. In un altro cassetto è contenuta la Engine Control Unit (ECU).

Nel cabinet è presente anche una Break Out Box (BOB) che è utilizzata per fare un check sui segnali o interrompere la connessione per simulare un guasto.

Una volta che i file del modello di Engine ed EAS sono salvati sul RTPC, bisogna attuare tutte le connessioni utili per avviare la simulazione.Per fare ciò è necessario creare in Simulink all'interno dell'Open Loop Model, due blocchi che contengano tutti gli input e output provenienti dai modelli.

I segnali di input/output sono gestiti da una scheda ETAS.

Il loop a livello hardware è chiuso con il collegamento della ECU reale attraverso il

connettore HYP.

Sul processore della ECU esiste un modulo ETK (Emulator Test Probe) di ETAS che consente, se collegato con il dispositivo ES 592.1 di ETAS, la calibrazione in tempo reale del motore realizzata con il software INCA v.7.2 (AVL) installato in uno degli Host PC.

L'obiettivo principale è quello di chiudere il loop tra i modelli creati in Cruise-M e l'hardware reale (attuatori e ECU) e validare l'intero sistema prima di iniziare la calibrazione.

La configurazione del VTB è completata in LabCar Operator dopo aver settato la scheda ETAS e quindi le interfacce di I/O, aver creato le porte di Input / Output per i modelli nel Model OL e aver connesso i modelli motore e aftertreatment compilati con le interfacce di I/O.

Per gestire il sistema viene creata un'interfaccia virtuale in LabCar al fine di controllare le variabili fisiche (misurate o calcolate) e modificare i parametri di controllo.

In figura 2.3 sono mostrati i componenti del VTB con le workstation sulla sinistra e il cabinet sulla destra mentre nella figura 2.4 sono mostrati i componenti fisici nel Load Drawer del cabinet opportunamente collegati alla morsettiera. Questi attuatori rendono il VTB un sistema Hardware in the Loop (HiL) facendo credere alla centralina di essere montata su un motore reale.



Figura 2.3: Componenti VTB: workstation (sinistra)+ cabinet (destra)

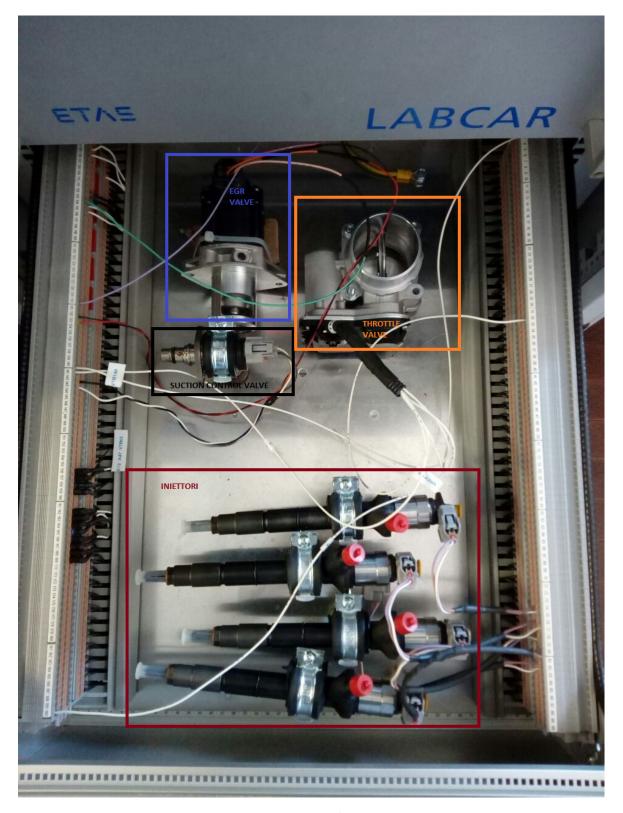


Figura 2.4: Load Drawer

Capitolo 3

Open Loop Model: Model OL

Il Model OL è un modello creato in Matlab/Simulink che fa da interfaccia tra gli output del modello motore e il modello aftertreatment e tutto ciò che passa dalla HiL e che va infine in centralina.

I modelli motore creati in Cruise-M danno fuori degli output che vengono ricevuti dal software LabCar che gli elabora e li invia al Model OL. Il Model OL elabora gli output e li comunica alla HiL che dopo aver fatto le opportune trasformazioni delle variabili le passa alla centralina. Le informazioni viaggiano anche nel senso opposto. Ad oggi

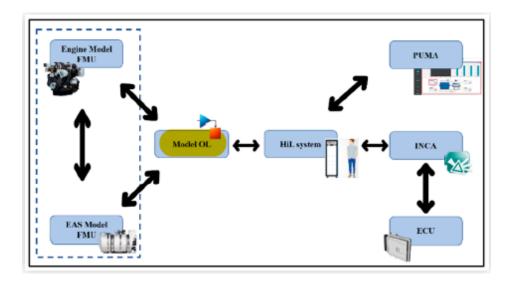


Figura 3.1: Comunicazione messaggi tra ECU e Model OL

sono modellati tre motori della famiglia KDI che sono il KDI 3404, il KDI 2504 e il KDI 1903. Per ogni motore ci sono 2 configurazioni diverse con Charge Air Cooler e senza Charge Air Cooler.

Esiste un Model OL per ogni motore e questo semplifica il modello Simulink che non deve ogni volta capire quali segnali aspettarsi e quali no o il tipo di informazione che deve ricevere.

Tuttavia, le diverse configurazioni motore condividono lo stesso Model OL.

3.1 Comunicazione messaggi all'interno della HiL

Al fine di capire meglio come sono avvengono le comunicazioni all'interno della HiL si fa riferimento alla gestione dell'iniezione.

Attualmente la centralina ha in input l'informazione della pressione rail e della quantità iniettata in mm^3/str e fornisce in output una scarica elettrica che è mandata agli iniettori fisicamente presenti nel sistema HiL. La HiL misura la scarica elettrica che corrisponderà alla variabile fisica dell'energizing time degli iniettori. Noto l'energizing time e nota l'informazione di pressione rail, attraverso una mappa invertita rispetto a quella della ECU viene fornita in output la quantità iniettata in mm^3/str che verrà poi richiamata in più parti all'interno del Model OL.

In figura 3.2 è mostrato il percorso dei messaggi dalla ECU alla HiL e quindi al Model OL. La quantità iniettata viene convertita da quantità in mm^3/str a quantità in mg/str venendo moltiplicata per la densità del combustibile. Questo viene fatto perché i modelli real time in Cruise-M richiedono una portata iniettata in massa per poter funzionare. La HiL ha quindi il compito di svincolare la parte software della centralina

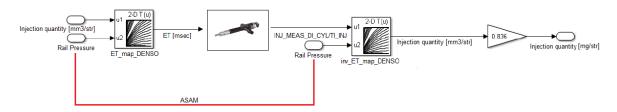


Figura 3.2: Gestione dell'iniezione nella HiL

cioè l'informazione puramente informatica sotto forma di segnale elettrico agli iniettori, in un segnale fisico.

Il problema che si è dovuto affrontare è stato ridurre il ritardo del messaggio di pressione rail che dalla centralina passa al Model OL che lo elabora e ritorna al Model OL come valore di pressione rail attuale.

La pressione rail non è modellata all'interno del Model OL ma il segnale di pressione rail che arriva in ingresso alla mappa iniettori invertita è un messaggio di tipo CAN e questa pressione rail corrisponde alla pressione di target della ECU (PFIN). La centralina manda via CAN il segnale di target della pressione rail al software PUMA AVL che lo rimanda al Model OL elaborandolo e imponendo che la pressione reale nel rail sia uguale a quella di target. Questo segnale è poi mandato di nuovo nella centralina come valore di pressione rail reale nel modello motore (NPC).

In figura 3.3 è mostrato il percorso del messaggio di pressione rail.

Si può vedere come la pressione rail di setpoint nella centralina (PFIN) diventi la pressione rail reale misurata (NPC) che ritorna in centralina dopo due messaggi CAN, due operazioni sul Model OL, una conversione del segnale da digitale ad analogico e un'operazione sulla centralina. La pressione rail di setpoint diventa invece pressione rail sul modello motore dopo due messaggi CAN, una conversione del segnale da digitale ad analogico e un'operazione sul Model OL.

Da quando la ECU manda al Model OL il segnale di pressione rail a quando la riceve di nuovo come informazione di pressione rail reale passa un certo lasso di tempo che seppur breve comporta un ritardo nella ricezione di questa informazione da parte della

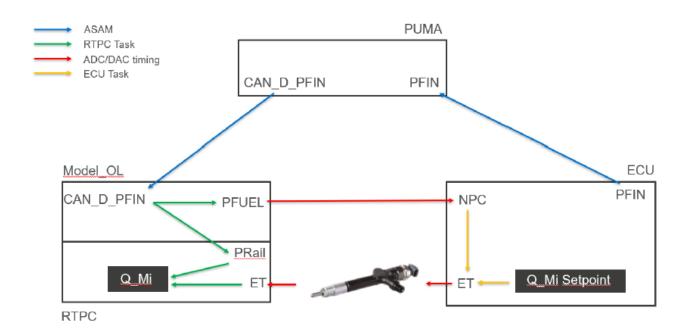


Figura 3.3: Messaggio pressione rail

ECU durante i transitori di carico.

Questo causa una serie di errori sulla valutazione della quantità iniettata durante i cicli transitori che si traducono in un errore sul rapporto λ che provoca errori sulla stima delle emissioni.

Al fine di risolvere questo problema è stato fatto un primo tentativo cercando di aumentare la velocità di comunicazione dei messaggi sul PUMA AVL e le frequenze di campionamento dei segnali. In particolare:

- si è aumentata la frequenza di comunicazione del protocollo CAN sul PUMA passando da 10 Hz a 20 Hz;
- si è spostato il segnale di pressione rail (PFIN) su un messaggio CAN dedicato con una frequenza di 200 Hz (incrementando la velocità di acquisizione rispetto a prima dove il messaggio CAN su cui viaggiava il segnale aveva una frequenza di 10 Hz):

Dopo queste modifiche si è visto che i valori di pressione rail nei modelli real time e nella centralina continuavano a non corrispondere e il ritardo nella risposta a una variazione di pressione rail di target da parte della pressione rail reale continuava a persistere. In tabella 3.1 è mostrata la mappa iniettori dal quale sono calcolati i valori di quantità iniettata in funzione di ET e pressione rail. Nella colonna sono forniti i dati della quantità iniettata in mm^3/str e sulla riga superiore i dati della pressione rail in MPa. All'interno della mappa sono invece forniti i valori di energizing time in ms. In centralina un errore sulla pressione rail a pari quantità iniettata di setpoint comporta un errore sul calcolo dell'energizing time e di conseguenza comporta un errore sull'elaborazione della portata da iniettare nei modelli motore.

MTQR	16	24	32	48	64	80	96	112	128	144	160	176	192	208
-30	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
-10	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
0	0,200	0,200	0,200	0,200	0,200	0,200	0,200	0,200	0,200	0,200	0,200	0,200	0,200	0,200
0,5	0,435	0,325	0,304	0,286	0,268	0,265	0,264	0,267	0,266	0,267	0,277	0,305	0,296	0,282
1	0,545	0,387	0,353	0,314	0,296	0,284	0,281	0,281	0,279	0,282	0,293	0,312	0,307	0,297
2	0,700	0,482	0,428	0,361	0,334	0,317	0,309	0,306	0,301	0,305	0,313	0,319	0,313	0,310
3	0,805	0,562	0,493	0,403	0,364	0,344	0,331	0,326	0,320	0,321	0,326	0,331	0,321	0,315
5	1,000	0,695	0,600	0,484	0,427	0,390	0,375	0,364	0,351	0,350	0,350	0,356	0,347	0,337
7,5	1,209	0,844	0,702	0,565	0,494	0,451	0,427	0,410	0,392	0,385	0,381	0,387	0,373	0,367
10	1,362	0,948	0,784	0,624	0,542	0,492	0,464	0,443	0,423	0,414	0,408	0,412	0,397	0,390
12,5	1,513	1,052	0,865	0,684	0,591	0,534	0,500	0,476	0,454	0,443	0,435	0,437	0,422	0,413
15	1,664	1,156	0,946	0,744	0,640	0,576	0,537	0,509	0,485	0,472	0,462	0,462	0,446	0,436
17,5	1,814	1,260	1,028	0,804	0,689	0,618	0,574	0,542	0,516	0,501	0,490	0,487	0,470	0,459
20	1,963	1,363	1,109	0,864	0,737	0,660	0,611	0,575	0,547	0,530	0,517	0,512	0,495	0,482
25	2,257	1,571	1,271	0,983	0,835	0,743	0,685	0,642	0,610	0,588	0,571	0,563	0,543	0,529
30	2,548	1,779	1,434	1,103	0,933	0,827	0,759	0,708	0,672	0,646	0,625	0,613	0,592	0,575
35	2,836	1,987	1,596	1,222	1,030	0,911	0,832	0,774	0,734	0,704	0,679	0,663	0,640	0,621
40	3,119	2,195	1,759	1,342	1,128	0,994	0,906	0,841	0,796	0,762	0,733	0,713	0,689	0,667
45	3,399	2,403	1,921	1,461	1,225	1,078	0,980	0,907	0,858	0,820	0,787	0,764	0,737	0,714
50	3,674	2,611	2,084	1,581	1,323	1,162	1,054	0,973	0,920	0,877	0,841	0,814	0,786	0,760
55	3,946	2,819	2,246	1,700	1,420	1,245	1,127	1,040	0,983	0,935	0,895	0,864	0,835	0,806
60	4,214	3,027	2,409	1,820	1,518	1,329	1,201	1,106	1,045	0,993	0,949	0,914	0,883	0,852
65	4,478	3,235	2,571	1,940	1,615	1,413	1,275	1,172	1,107	1,051	1,003	0,964	0,932	0,899
70	4,739	3,443	2,734	2,059	1,713	1,496	1,349	1,239	1,169	1,109	1,057	1,015	0,980	0,945
75	4,996	3,651	2,896	2,179	1,810	1,580	1,422	1,305	1,231	1,167	1,111	1,065	1,029	0,991
80	5,000	3,859	3,059	2,298	1,908	1,664	1,496	1,371	1,294	1,225	1,165	1,115	1,077	1,038
85	5,000	4,066	3,221	2,418	2,005	1,747	1,570	1,438	1,356	1,283	1,220	1,165	1,126	1,084
90	5,000	4,274	3,384	2,537	2,103	1,831	1,644	1,504	1,418	1,341	1,274	1,216	1,175	1,130
100	5,000	4,690	3,709	2,776	2,298	1,998	1,791	1,637	1,542	1,457	1,382	1,316	1,272	1,223

Tabella 3.1: Mappa iniettori

Capitolo 4

Modello sistema di iniezione

Al fine di ridurre il ritardo del messaggio di pressione rail si è deciso di modellare il sistema di iniezione all'interno del Model OL in modo tale che il valore di pressione rail eviti di passare attraverso due messaggi CAN riducendo così il tempo di ricezione del segnale NPC da parte della centralina.

Il modello si basa sul bilancio di portate nel rail e dalla variazione di portata risale alla variazione di pressione nel volume di accumulo.

Si considereranno come portate in uscita dal rail:

- portata di rifiuto iniettori (leakage iniettori);
- portata iniettata;

Come portata in ingresso al rail si avrà la portata pompata.

La centralina lavorerà in modo che la portata pompata sia sufficiente a garantire la portata di combustibile richiesto.

La centralina darà un comando PWM in tensione per avere il valore di pressione rail desiderato e questo comando elettrico comporterà la lettura delle portate e quindi l'apertura o la chiusura della SCV (Suction Control Valve), ovvero la valvola che collega la pompa di alimentazione a quella di alta pressione.

4.1 Portata iniettata

La portata iniettata è calcolata per ogni ciclo motore di conseguenza non si considererà una suddivisione in portate pilota, main e after qualora l'iniezione venga divisa in più iniezioni diverse.

Si è seguito questo ragionamento perché il compito del modello del sistema di iniezione è dare in output un valore fisso di pressione rail per ogni ciclo motore non volendo valutare le oscillazioni di pressione rail istante per istante.

Gli input per calcolare la portata iniettata in mm^3/s saranno la portata iniettata in mm^3/str la velocità di rotazione del motore e il numero di cilindri del motore. Da questi input si risalirà alla portata iniettata in mm^3/s secondo la formula:

$$Q_{inj}[mm^{3}/s] = (Q_{inj}[mm^{3}/str] * Ne[rps] * numcyl)/2$$
(4.1)

Dove:

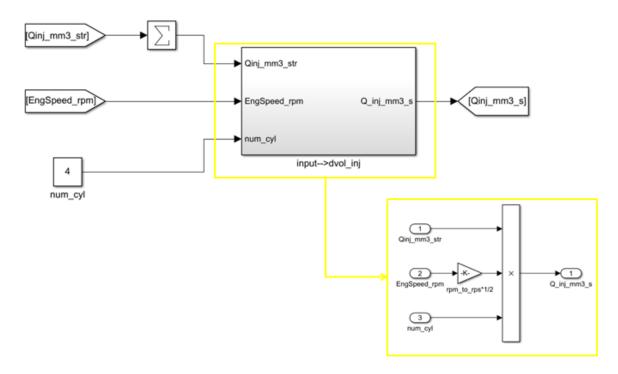


Figura 4.1: Portata iniettata

- $Q_{inj}[mm^3/s]$ è la portata iniettata in mm^3/s ;
- $Q_{ini}[mm^3/str]$ è la portata iniettata in $mm^3/colpo$;
- Ne[rps] è la velocità di rotazione del motore in giri/s;
- numcyl è il numero di cilindri in quanto in un ciclo motore ogni cilindro ha una sua iniettata.

Il tutto è diviso per due in quanto in 720° di manovella si ha una sola iniettata per ogni cilindro.

In figura 4.1 è mostrato il blocco Simulink per il calcolo della portata iniettata.

4.2 Portata pompata

La portata pompata è calcolata per ogni ciclo motore non tenendo dunque conto della portata pompata da ogni pompante istante per istante.

La portata pompata verrà valutata avendo come input il segnale PWM in tensione proveniente dalla ECU che comanderà la Suction Control Valve (SCV). Dal segnale in tensione, note le caratteristiche della SCV, si risalirà alla corrente di eccitazione che comanda l'apertura e la chiusura della SCV e nota la caratteristica della pompa, con l'informazione dei giri pompa, si potrà ricavare la portata pompata in mm^3/str grazie alla mappa 2D che rappresenta la caratteristica operativa della SCV.

La pompa di alta pressione è una pompa meccanica e dunque la velocità della pompa è legata alla velocità di rotazione del motore da un rapporto di trasmissione. Per le versioni KDI 1903 e 2504 il rapporto di trasmissione n_{pump}/n_{engine} è pari a 0.5 mentre

è pari a 1 per il KDI 3404.

La Suction Control Valve che collega la pompa di alta pressione alla pompa di bassa pressione è una valvola normalmente aperta che riceve come input un segnale PWM dalla centralina che ne comanda l'apertura e la chiusura andando a parzializzare l'area di passaggio del gasolio nella pompa di alta pressione che rimanda il combustibile all'interno del rail.

Dal segnale PWM si ricaverà il duty cycle del segnale che moltiplicherà la corrente nominale di eccitazione del solenoide che è nota in quanto sono note le caratteristiche della Suction Control Valve. La caratteristica operativa della Suction Control Valve (SCV) è rappresentata in figura 4.2. Si ricordi che la Suction Control Valve è una

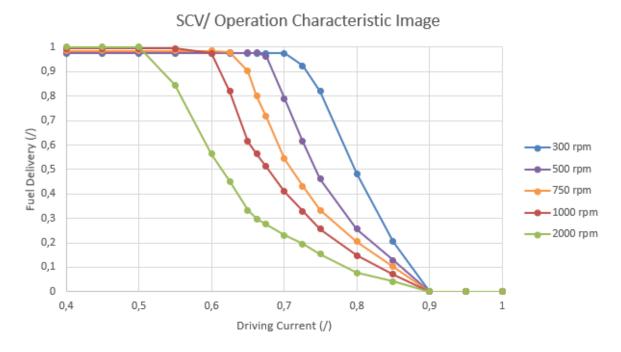


Figura 4.2: Caratteristica Suction Control Valve

valvola normalmente aperta e dunque a bassi valori di corrente la portata pompata aumenta. Man mano che aumenta la corrente di eccitazione del solenoide la forza elettromagnetica del solenoide tende a vincere la forza di reazione della molla andando a chiudere il passaggio tra la pompa di bassa pressione e la pompa di alta pressione.

Più la velocità della pompa aumenta e più l'efficienza di riempimento tende a peggiorare perché diminuisce il tempo che ha il gasolio per andare a riempire le camere dei pompanti.

I leakage della pompa sono stati ritenuti trascurabili in questa analisi.

Il blocco Simulink del modello che calcola la portata pompata è schematizzato in figura 4.3.

La portata pompata in output dalla look up table è una portata in mm^3/str quindi viene moltiplicata per la velocità di rotazione della pompa in giri/s per avere una portata pompata in mm^3/s .

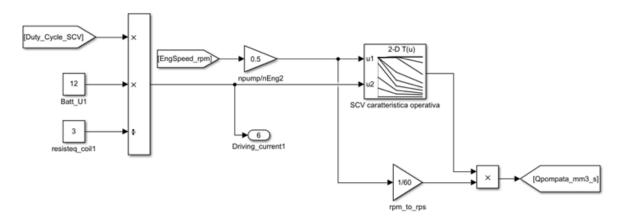


Figura 4.3: Portata pompata

4.3 Portata di rifiuto iniettori

Un fattore importante da considerare nel modello è quello del rifiuto iniettori.

Il rifiuto iniettori è necessario per il corretto funzionamento degli iniettori in quanto è funzionale all'alzata dello spillo degli iniettori.

Gli iniettori utilizzati per i motori hanno un rifiuto molto importante.

Questo fenomeno spiega un' inefficienza dei motori in alcuni punti in quanto la pompa di alta pressione deve mandare più portata di quella necessaria al rail perché gran parte del combustibile pompato viene poi rinviato al serbatoio e ha il solo compito di permettere l'alzata dello spillo (vedi paragrafo 1.4.1).

I dati dei leakage iniettori forniti da DENSO sono stati misurati solo nei punti QR ovvero dei punti estremi significativi dove lavorano gli iniettori. Questi dati sono stati misurati su un banco di flussaggio che ha condizioni diverse da quelle di un motore.

I valori di leakage misurati in mm^3/str sono stati forniti in funzione dell'energizing time e della pressione rail.

I dati sono stati analizzati al fine di poterli interpolare correttamente e avere un set di informazioni il più completo possibile.

In particolare si è analizzato l'andamento del rifiuto iniettori in funzione dell'energizing time (ET) e della pressione rail.

In figura 4.4 è mostrato l'andamento del rifiuto in funzione dell'ET a parità di pressione rail.

Si può notare come la quantità di rifiuto aumenta linearmente con l'energizing time a parità di pressione rail. Si nota anche come l'andamento sia debolmente crescente con l'Energizing Time.

Dallo stesso grafico si può notare come le rette si alzino verso portate di rifiuto più alte più aumenta la pressione rail. In questo caso l'andamento è fortemente crescente e questo si può notare anche dal grafico in figura 4.5.

Ci si aspetterebbe un andamento della portata che vada con la radice della pressione rail secondo le leggi dell'idraulica, tuttavia la portata di rifiuto aumenta con un andamento che va con la pressione rail elevato a x con x>1.

Questo andamento è spiegabile dal fatto che il rifiuto iniettori avviene anche a spillo chiuso, ovvero che le fasi di apertura e chiusura dell'iniettore risultano importanti sull'andamento del rifiuto e quindi anche sull'andamento della quantità iniettata.

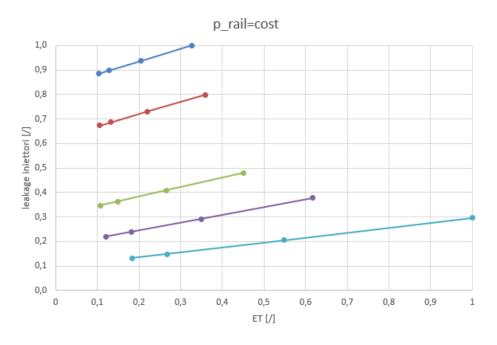


Figura 4.4: Andamento dei leakage iniettori in funzione di ET:
iniettori KDI 2504 e KDI 1903

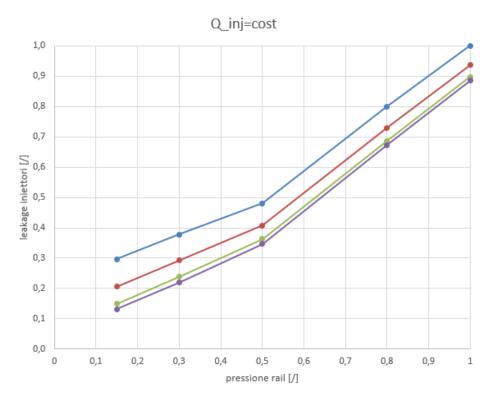


Figura 4.5: Andamento del rifiuto iniettori in funzione di $p_{\it rail}$: iniettori KDI 2504 e KDI 1903

Dato che si ha rifiuto anche a spillo chiuso, più aumenta la pressione rail più questa parte di rifiuto tende ad aumentare portando a un trend di rifiuto iniettori che cresce quasi in maniera parabolica con la pressione rail.

Andamenti analoghi sono stati ottenuti analizzando i dati di rifiuto misurati sul banco di flussaggio degli iniettori del KDI 3404. Gli andamenti del rifiuto in funzione dell'Energizing Time e della pressione rail sono mostrati nelle figure 4.6 e 4.7

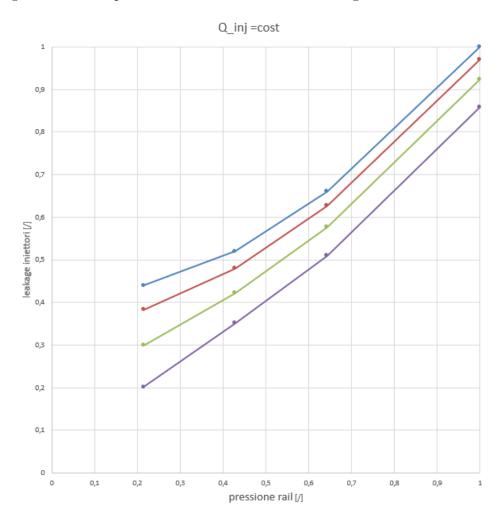


Figura 4.6: Andamento del rifiuto iniettori in funzione di p_{rail} : iniettori KDI 3404

Anche per gli iniettori del KDI 3404 il rifiuto aumenta con un andamento quasi parabolico con la pressione rail andando a confermare l'importanza delle fasi di apertura e chiusura degli iniettori.

Le curve non sono state tracciate tenendo l'energizing time costante in quanto i dati sono stati forniti con valori di ET fortemente variabile.

Una volta analizzati i dati disponibili si è cercato di ampliare il set di dati facendo riferimento alla mappa iniettori ovvero la mappa dalla quale in funzione della pressione rail e della quantità iniettata si ricava l'energizing time.

Questo è utile per capire l'andamento del rifiuto iniettori anche nei punti dove si ha una quantità iniettata diversa.

Sono stati modificati i dati di rifiuto iniettori in funzione degli andamenti con l'energizing time perché i dati forniti da DENSO possono essere utilizzati solo come base di

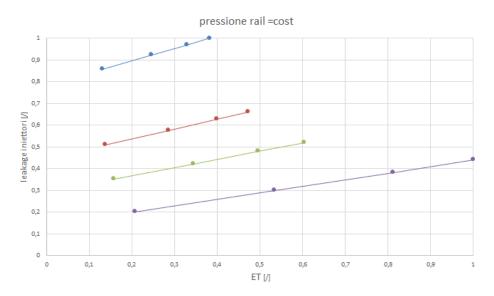


Figura 4.7: Andamento del rifiuto iniettori in funzione di ET: iniettori KDI 3404

partenza in quanto questi dati sono stati calcolati con condizioni al contorno diverse da quelle che ci sono sul motore e infatti non tengono conto, ad esempio, dell'impatto della pressione nei cilindri che tende a modificare la quantità iniettata.

Si è sfruttato poi il fatto che leakage e ET sono legati tra loro da una retta per calcolare la quantità di rifiuto iniettori in quei punti che non erano noti.

Si è cercato anche di estrapolare i dati per valori di pressione non inclusi tra i valori massimi e minimi di pressione rail forniti da DENSO.

Una volta creata una mappa 2D completa che in funzione di quantità iniettata e pressione rail fornisce la quantità di rifiuto iniettori si è implementato il blocco Simulink che calcola la portata di leakage.

Si è dovuto considerare che ciascuna iniettata ha un proprio leakage e che i leakage di ogni iniettata non influiscono su quelli delle iniettate successive.

In figura 4.8 è presente il grafico 2D dell'andamento del rifiuto iniettori in funzione della portata iniettata e della pressione rail mentre in figura 4.9 è rappresentato il blocco per il calcolo del rifiuto iniettori.

La portata di rifiuto è nulla se la quantità iniettata è nulla mentre si considera pari al limite inferiore della mappa per portate iniettate inferiori ai $3 \ mm^3/str$. Questo perché per la banda tra $0 \ mm^3/str$ e i $3 \ mm^3/str$ si ha rifiuto che non si può trascurare in quanto lo spillo tende ad alzarsi per queste piccole quantità e dato che la maggior parte di rifiuto si ha nelle fasi di apertura non si può considerare un interpolazione lineare tra $3 \ mm^3/str$ e $0 \ mm^3/str$.

In ogni caso questa banda di iniettate è da evitare ed è raro che il motore operi in questa zona.

La portata di rifiuto iniettori in output dalla look up table è una portata in mm^3/str e seguendo un ragionamento analogo a quello fatto per la portata iniettata si passa a una portata in mm^3/s .

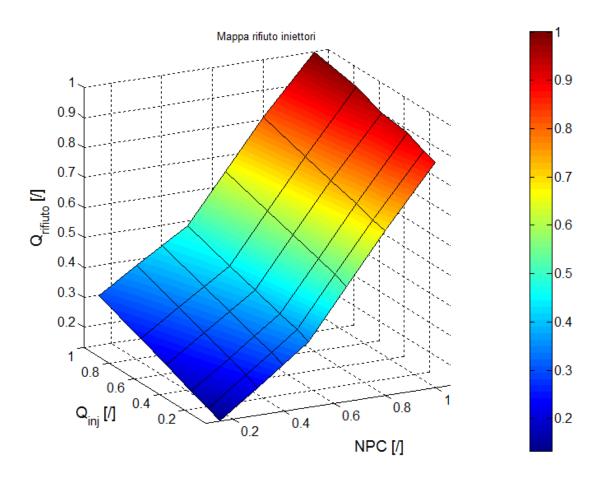


Figura 4.8: Mappa 2D rifiuto iniettori: KDI 1903 e KDI 2504

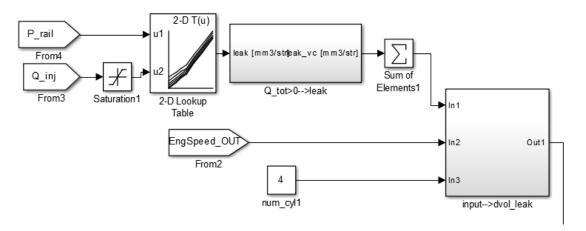


Figura 4.9: Portata di rifiuto iniettori

4.4 Bulk Modulus

Una variazione di portata in un volume chiuso si traduce in una variazione di pressione. Queste due informazioni sono legate dal bulk modulus che è una caratteristica del fluido in esame che è legata alla comprimibilità del fluido.

In particolare il bulk modulus è definito come:

$$\beta = \rho_0 (\delta p / \delta \rho)_T \tag{4.2}$$

oppure

$$\beta = -V_0(\delta p/\delta V)_T \tag{4.3}$$

In figura 4.10 è mostrato l'andamento della pressione di un fluido in funzione del volume specifico [5].

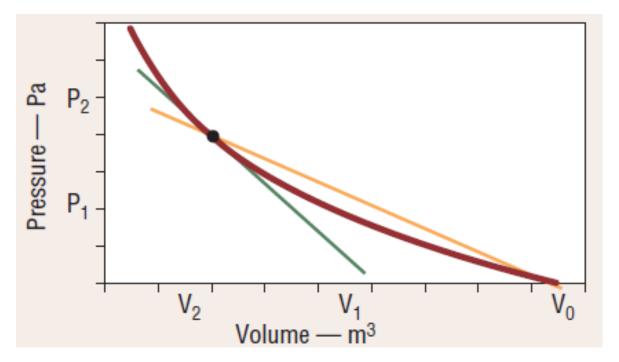


Figura 4.10: Andamento della pressione di un fluido in funzione del volume specifico

La curva mostra che il volume del fluido è funzione della pressione applicata, del volume iniziale del fluido e del fattore di comprimibilità del fluido stesso.

Il Bulk Modulus rappresenta il reciproco della comprimibilità ed è rappresentato dalla pendenza della curva nella figura 4.10.

Dato che la curva rappresenta la pressione in funzione di un volume specifico il bulk modulus ha come unità di misura quella della pressione.

Si noti che la pendenza della curva varia da punto a punto sulla curva, questo indica che il bulk modulus non è una caratteristica costante.

Date queste informazioni è possibile definire due tipologie di bulk modulus:

• Bulk modulus secante che è il prodotto tra il volume iniziale del fluido e la pendenza della retta che va da V_0 a un punto specifico sulla curva. Matematicamente è definito come:

$$B_s = (V_0 * P)/(V_0 - V) \tag{4.4}$$

• Bulk modulus tangente che è il prodotto tra il volume iniziale e la pendenza della retta nel punto in cui viene valutato il Bulk modulus. Matematicamente è definito come:

$$B_s = V_0 * dP/dV \tag{4.5}$$

Usando la seconda definizione, basandosi sulla variazione di portata nel rail e imponendo un bulk modulus costante che per il gasolio vale circa 1400 MPa si valuta nel modello la variazione di pressione nel tempo nel rail e quindi integrando nel tempo si risale alla pressione nel rail.

Il volume iniziale corrisponde al volume del rail ed è noto dalla specifica del sistema di iniezione.

In figura 4.11 viene mostrato il blocco Simulink che calcola la pressione in funzione di una variazione di portata.

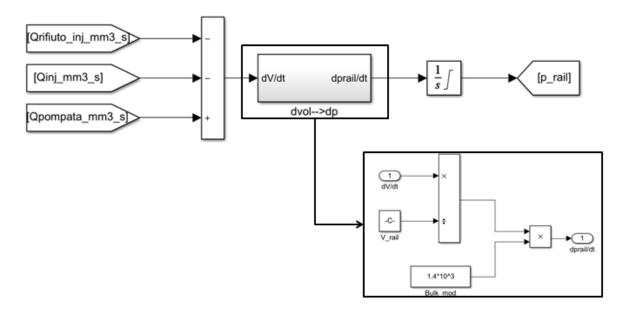


Figura 4.11: Calcolo della pressione rail in funzione della variazione di portata

Si è considerato un bulk modulus costante al fine di ridurre al minimo i tempi di calcolo del modello in quanto si vuole che il modello funzioni in tempi inferiori o al massimo uguali al real time.

Dato che i risultati ottenuti con un bulk modulus costante erano soddisfacenti si è deciso di optare per questa soluzione piuttosto che complicare la fisica del problema inserendo un bulk modulus che variasse con le condizioni al contorno.

Capitolo 5

Simulazione del modello stand alone

Prima di inserire il modello del sistema di iniezione all'interno del Model OL si è deciso di simulare il modello stand-alone in modo tale da verificare subito che non ci fossero errori all'interno del modello del sistema di iniezione.

Questa prima parte di attività è stata fatta in assenza dei dati di leakage iniettori che quindi sono stati trascurati.

5.1 Simulazione del controllo della ECU sulla Suction Control Valve

Al fine di avere delle simulazioni che fornissero risultati utili per la successiva messa del modello all'interno del Model OL si è cercato di simulare come dovrebbe agire la centralina sul modello common rail.

Si è quindi imposto un target variabile di pressione rail che il modello deve seguire.

Si è scelto un target di pressione ad onda quadra in modo da far lavorare il controllore in una situazione che risulterebbe più gravosa ai fini del controllo.

Si è utilizzato un controllore lineare di tipo PI.

In questa prima fase i valori di quantità iniettata e numero di giri motore sono stati imposti e cambiati per ogni simulazione al fine di verificare che il controllore si comportasse bene in un ampio range di condizioni al contorno. Durante il tuning dei parametri del PI è stata fatta dunque una scelta di compromesso perché, essendo un controllore di tipo lineare, una variazione delle variabili al contorno può cambiare il comportamento del controllo. Questo significa che determinati valori delle costanti proporzionale e integrale sono ottimali solo per le condizioni al contorno in cui sono state calibrate.

Questa è una grossa differenza rispetto al controllo più complesso presente nella centralina dove sono presenti delle mappe che contengono valori diversi di coefficienti proporzionale, integrale e derivativo e dunque il controllo lineare PID diventa un controllo non lineare attraverso un processo detto di Gain Scheduling dove i coefficienti si adattano di volta in volta alle variazioni delle condizioni al contorno.

In ogni caso la logica del controllo è la seguente:

• se $p_{rail} > p_{target}$ significa che occorre ridurre la pressione rail. Per ridurre la pressione rail occorre diminuire la portata di gasolio che entra nel rail e ricordando

che la SCV è una valvola normalmente aperta, bisogna aumentare la corrente di eccitazione e dunque aumentare il duty cycle del segnale PWM che comanda la SCV;

• se $p_{rail} < p_{target}$ significa che occorre aumentare la pressione rail. Per aumentare la pressione rail occorre aumentare la portata di gasolio che entra nel rail e ricordando che la SCV è una valvola normalmente aperta, bisogna ridurre la corrente di eccitazione e dunque ridurre il duty cycle del segnale PWM che comanda la SCV;

Inizialmente il controllo è stato imposto in modo tale da dare in output il duty cycle che va a moltiplicare direttamente la corrente nominale di eccitazione.

In figura 5.1 è mostrato il blocco relativo in Simulink e in figura 5.2 i risultati relativi a questo controllo.

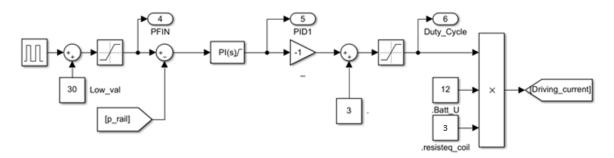


Figura 5.1: Controllo PI per il target di pressione rail

Dato che la centralina fornisce in input alla SCV un segnale PWM dal quale viene poi ricavato il duty cycle, si è cercato di simulare anche questa situazione in modo da ricreare un segnale PWM in funzione dell'uscita del controllo e avere un blocco per ricavare successivamente il duty cycle dal segnale PWM.

Il segnale PWM di eccitazione del solenoide ha una frequenza di 250 Hz e un'ampiezza di 12V.

Il duty cycle può essere visto sia come il tempo di attivazione diviso il periodo totale oppure come il valore medio del segnale diviso il valore massimo. Il valore medio di un segnale è pari all'integrale del segnale nel periodo diviso il periodo stesso, ovvero:

$$mean(PWM) = \frac{1}{T} \int_{t-T}^{t} PWM(t)dt$$
 (5.1)

Al modello Simulink si è quindi aggiunto, oltre al controllo PI anche un blocco in grado di generare un segnale PWM basandosi su un segnale a dente di sega che varia tra 1 e 0 che viene confrontato con l'output del controllo che è un numero che rappresenta il duty cycle calcolato dal controllo PI stesso.

Dal segnale PWM viene calcolato il duty cycle valutando il valore medio del segnale PWM e dividendo questo valore medio per il valore massimo del segnale.

In questo modo si è simulato ciò che succede in centralina per la generazione del comando alla SCV.

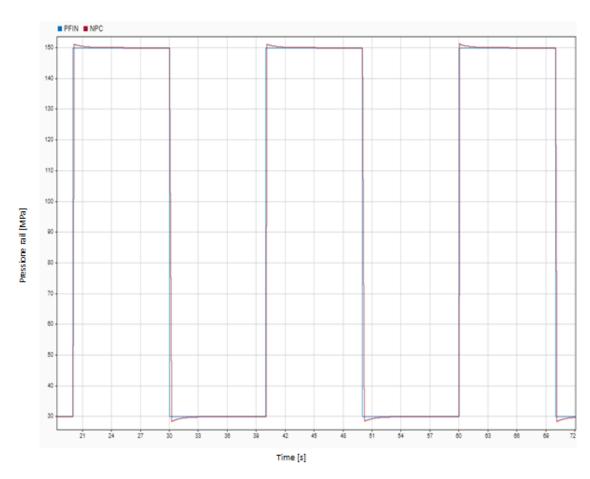


Figura 5.2: Risultati controllo PI

In figura 5.3 è mostrato il blocco Simulink che svolge queste operazioni e in figura 5.4 è mostrato il risultato della simulazione.

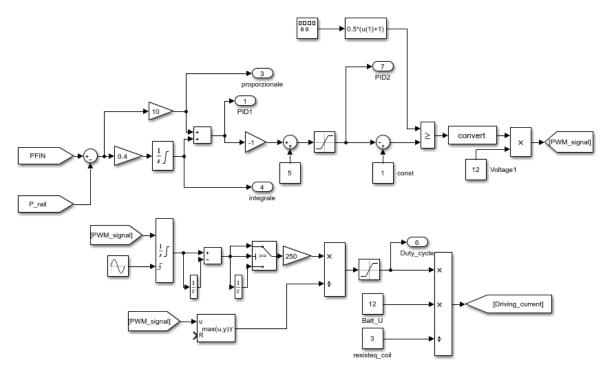


Figura 5.3: Simulink: controllo ECU su SCV

I risultati mostrano delle oscillazioni attorno al valore di target e sono oscillazioni dovute al fatto che il segnale PWM è un segnale ad alta frequenza di 250 Hz e questo impatta sul controllo che tende a fare correzioni sul valore di pressione rail ogni 1/250 s

5.2 Simulazione del modello su ciclo NRTC

Si è simulato il modello common rail su un ciclo transitorio.

Il ciclo guida che è stato considerato è il ciclo NRTC (Non Road Transient Cycle) che è uno dei cicli eseguiti per la certificazione e l'omologazione delle emissioni per veicoli off-road.

Il ciclo ha una durata di 1238 s e durante questo intervallo di tempo affronta forti accelerazioni e variazioni di carico.

I dati di input dati al modello che si riferiscono al ciclo sono stati campionati a 10 Hz. Nelle figure 5.5, 5.6, 5.7 sono mostrati rispettivamente il profilo velocità, il profilo di pressione rail e il valore della quantità iniettata durante il ciclo NRTC.

Si sono considerati dunque questi dati come input al modello e i risultati sono presentati in figura 5.8.

La pressione rail (NPC) risponde in maniera abbastanza rapida alle variazioni di pressione rail di target (PFIN) inseguendo sempre il valore obiettivo di pressione.

Questi risultati hanno permesso di dire che il modello ha un comportamento idraulico corretto.

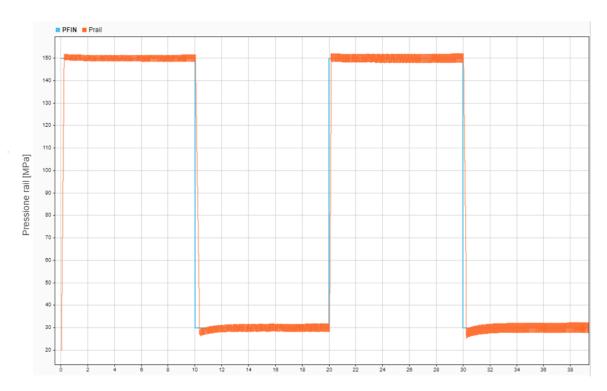


Figura 5.4: Risultati simulazione controllo ECU con input segnale PWM

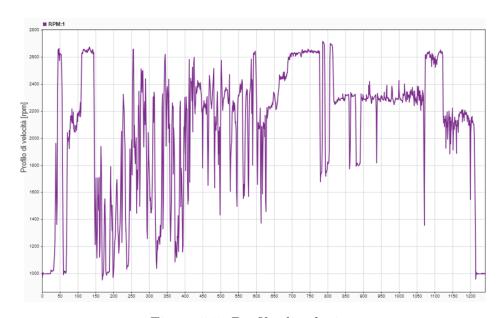


Figura 5.5: Profilo di velocità

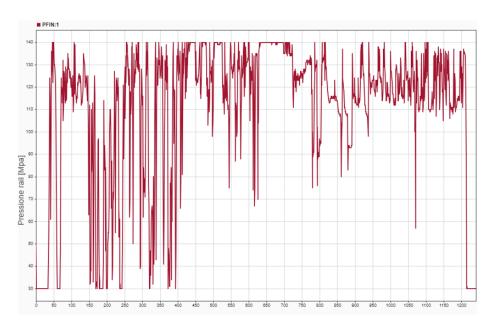


Figura 5.6: Profilo di pressione rail

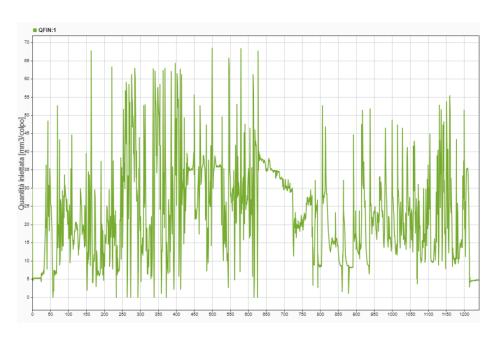


Figura 5.7: Profilo di quantità iniettata

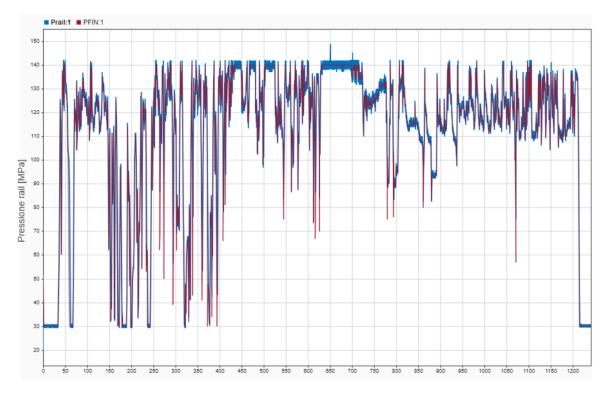


Figura 5.8: Risultati simulazione ciclo NRTC

Il controllo che agisce sulla caratteristica della SCV permette alla pompa di pompare gasolio nel rail in modo da garantire sempre la quantità iniettata desiderata.

5.3 Influenza del Bulk Modulus variabile in funzione della pressione rail

Come già accennato nel modello si è considerato un bulk modulus costante al fine di avere tempi di simulazione inferiore o al massimo uguali al real time e anche perché i risultati forniti dal modello sono stati ritenuti abbastanza soddisfacenti anche con un bulk modulus costante.

Si è provato a vedere come cambiavano i risultati introducendo un bulk modulus di tipo isoentropico che variasse con la pressione rail.

I dati del bulk modulus sono stati presi da prove sperimentali [6].

In queste prove sono stati misurati al variare della pressione la velocità del suono del combustibile e la densità e le prove sono state fatte a una temperatura fissa di 21° con un'incertezza di $\pm 1^{\circ}$.

Noti questi due dati al variare della pressione si risale al bulk modulus secondo la relazione:

$$B = c^2 * \rho \tag{5.2}$$

L'andamento del Bulk modulus adiabatico al variare della pressione è visibile in figura 5.9

Dalle prove fatte si nota un andamento del bulk modulus che cresce linearmente all'aumentare della pressione.

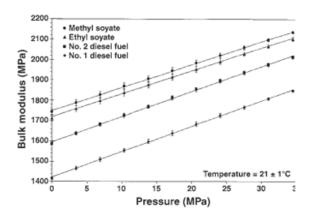


Figura 5.9: Andamento del bulk modulus adiabatico in funzione della pressione

Si noti anche che il bulk modulus essendo una caratteristica del fluido dipende dalle proprietà chimiche del fluido stesso.

Si è considerato nel modello il diesel fuel No.1.

Nel modello il controllo è un controllo di tipo lineare PI, con la variabilità del bulk modulus si aggiunge al modello un ulteriore variabile al contorno che cambia ad ogni step di simulazione, ciò ha comportato una maggior difficoltà nel ricalibrare i parametri proporzionale e integrale.

In figura 5.10 è mostrato un confronto tra le differenze tra pressione rail e pressione target del modello simulato con un bulk modulus costante e modello simulato con bulk modulus variabile.

Si può notare come il modello con bulk modulus costante dia già risultati accettabili. I picchi di differenza sono dovuti al fatto che il modello tende a raggiungere in ritardo il valore di quantità iniettata minimo, ovvero il controllo è lento nei fronti di discesa della pressione rail e tende a raggiungere in ritardo il valore di target.

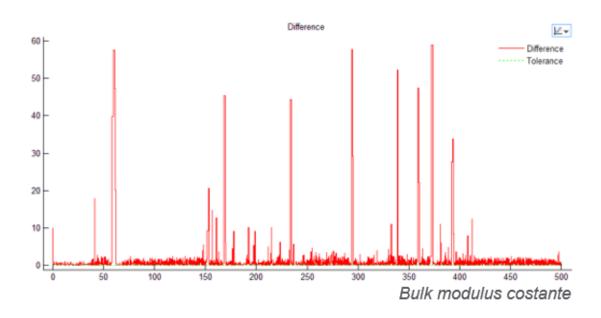
5.4 Confronto tra i valori di NPC ottenuti con un controllore lineare PID e il controllore presente nella ECU

Il modello una volta implementato all'interno dell'HiL system non avrà più un controllo di tipo lineare che simula il controllo della ECU ma sarà proprio la ECU a controllare il tutto e quindi a far sì che la pressione rail reale (NPC) insegua in modo più preciso possibile il target (PFIN).

Si è voluto confrontare i due controllori in modo tale che fosse valutata l'affidabilità del modello Simulink con un controllore PI lineare e quindi verificare l'accuratezza dei risultati.

Si è notato come il controllo lineare PI ha un comportamento simile al controllo della ECU.

In figura 5.11 e 5.12 sono mostrati i grafici che mostrano la dispersione dei dati NPC rispetto alla PFIN. Il primo grafico 5.11 mostra la dispersione dei dati NPC misurati



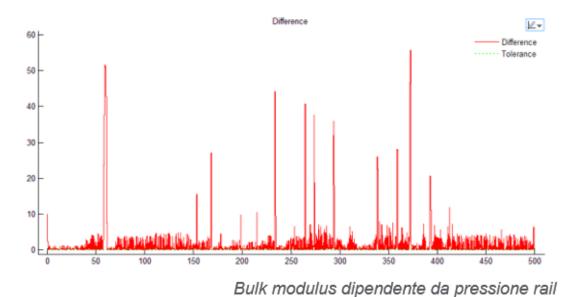


Figura 5.10: Confronto differenza rispetto al target tra pressione rail calcolata con bulk modulus costante (sopra) e con bulk modulus variabile (sotto)

su banco prova reale mentre il secondo grafico 5.12 mostra la dispersione dei dati NPC misurati dalla simulazione del modello common rail con il controllore PI calibrato. Si può notare dalla dispersione come anche il controllo di centralina abbia difficoltà a seguire il target e questo in particolar modo nelle rampe di salita e di discesa di pressione che risultano ripide come si vede dalla figura 5.13.

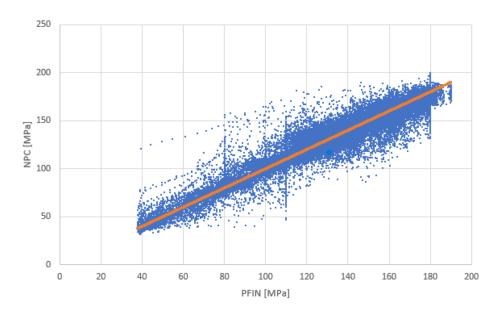


Figura 5.11: Dispersione dati NPC calcolati su banco prova reale (Engine Test Bench)

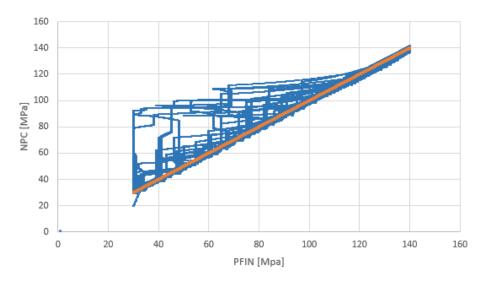


Figura 5.12: Dispersione dati NPC calcolati su modello sistema di iniezione su ciclo NRTC

L'andamento di pressione rail oscillante attorno al target è presente sia per la NPC misurata a banco che per quella in output dal modello.

Infine entrambi gli andamenti di NPC presentano una bassa velocità di risposta ai

fronti di discesa.

Questi comportamenti sono visibili nelle figure 5.13 e 5.14 dove sono mostrati due tratti di ciclo transitorio misurati rispettivamente a banco e sul model OL.

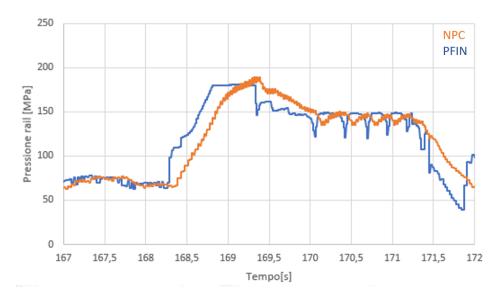


Figura 5.13: Tratto ciclo NRTC: andamento pressione rail su banco prova reale (Engine Test Bench)

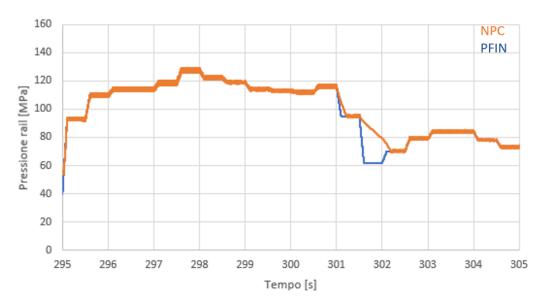


Figura 5.14: Tratto di ciclo NRTC: andamento pressione rail su modello

Capitolo 6

Implementazione modello del sistema di iniezione all'interno della HiL

Per l'implementazione del modello common rail all'interno della HiL si è introdotta anche la parte del rifiuto iniettori modellata in Simulink come è già stato definito nel paragrafo 4.3.

Senza l'introduzione del modello il messaggio di pressione rail arrivava al model OL tramite un messaggio CAN che corrispondeva al porre PFIN=NPC, ovvero la pressione rail reale era imposta pari alla pressione di target nella centralina.

In figura 6.1 è mostrato come la pressione rail fosse data in input al Model OL.

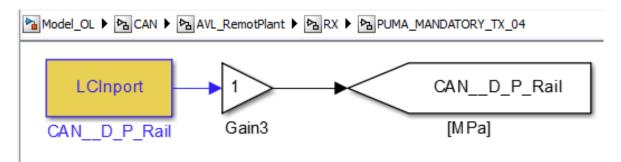


Figura 6.1: Input pressione rail all'interno del Model OL

Si è sostituito quindi il modello al posto del blocco in figura 6.1 andando a sostituire la parte che simulava il controllo della ECU con il segnale PWM in output dalla centralina e in input alla SCV.

Per fare questo si è dovuto configurare l'input PWM in quanto il segnale era presente ma non era configurato nell'interfaccia di I/O della HiL.

Il segnale PWM per il controllo della SCV segue un percorso analogo al segnale di eccitazione degli iniettori.

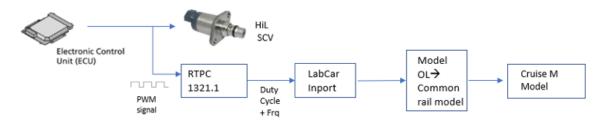
Il segnale viene elaborato dalla ECU che manda quindi un segnale elettrico agli attuatori presenti nel Load Drawer. Una volta che la HiL elabora il segnale questo passa su una scheda del Real Time PC e questo segnale è collegato a una variabile di input di LabCar che viene convertita da un segnale elettrico a un valore numerico che entra nel Model OL.

Il segnale PWM che dalla centralina controlla la SCV presente nel Load Drawer del

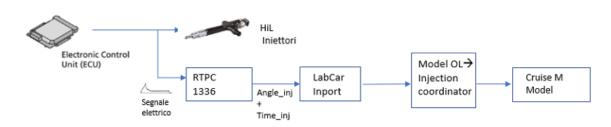
CAPITOLO 6. IMPLEMENTAZIONE MODELLO DEL SISTEMA DI INIEZIONE ALL'INTERNO DELLA HIL

VTB viene elaborata direttamente dal sistema per ricavarne il Duty Cycle e la frequenza del segnale.

Questo segnale di duty cycle si fermerà al Model OL entrando nel sottosistema che va a simulare il comportamento del common rail andando a calcolare la pressione rail. In figura 6.2 è rappresentato uno schema che mostra il percorso dei messaggi di ET e segnale PWM della SCV partendo dalla ECU fino ad arrivare al Model OL.



a. Percorso segnale PWM SCV



b. Percorso segnale Energizing Time

Figura 6.2: Percorso segnali che passano dalla HiL: ET e PWM SCV

6.1 Validazione

Trovato il segnale utile al controllo della SCV si è implementato il modello del common rail sul Model OL andando a sostituire l'input di pressione rail che arrivava via CAN. La parte che simulava il controllo della ECU sulla SCV è stata sostituita dal segnale di duty cycle di controllo della Suction Control Valve che arriva direttamente dalla ECU. Si è provato dunque a far girare il Model OL con il modello common rail per valutare se ci fossero stati eventuali problemi.

In figura 6.4 e 6.5 è mostrato rispettivamente un transitorio di salita e uno di discesa della pressione rail con i valori di pressione rail di target (PFIN) e pressione rail attuale in centralina (NPC).

La pressione rail attuale risponde a una variazione di pressione rail di target inseguendola durante i transitori.

Questo permette di dire che il modello del sistema di iniezione riesce a calcolare una pressione rail istante per istante basandosi sulla richiesta del controllo della centralina.

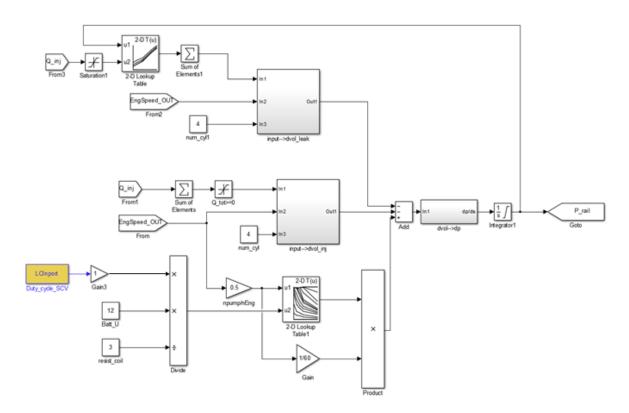


Figura 6.3: Modello common rail implementato sul Model OL

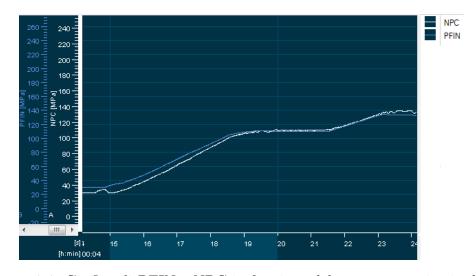


Figura 6.4: Grafico di PFIN e NPC in funzione del tempo: transitorio di salita

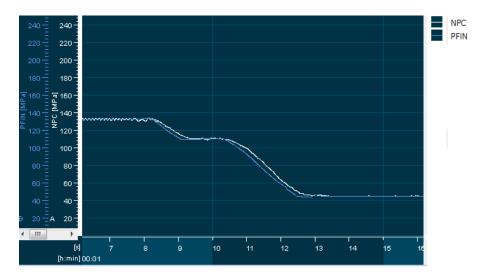


Figura 6.5: Grafico di PFIN e NPC in funzione del tempo: transitorio di discesa

6.2 Valutazione modello su transitori di pressione

Al fine di capire se il ritardo del messaggio di pressione è stato ridotto sono state fatte prove su transitori di pressione.

In figura 6.6 è mostrato uno schema del percorso del messaggio di pressione rail dalla centralina ai modelli real time che portano alla valutazione della quantità iniettata nei modelli motore in Cruise-M.

Se prima il messaggio di pressione rail passava per due messaggi CAN adesso la pressione rail viene calcolata direttamente all'interno del Model OL eliminando dunque il passaggio dalla centralina al PUMA e dal PUMA al Model OL (vedi figura 6.7).

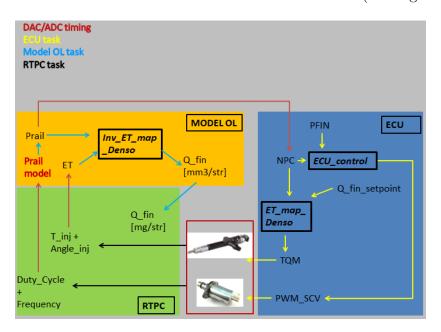


Figura 6.6: Schema percorso messaggi per la valutazione della quantità iniettata sul VTB

In particolare, con l'introduzione del modello del sistema di iniezione, la centralina

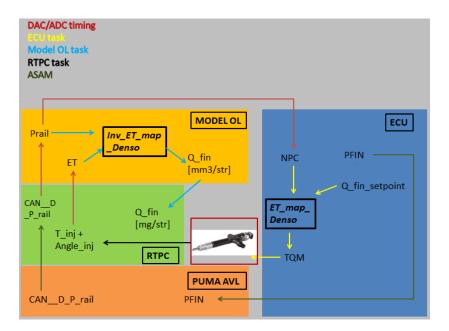


Figura 6.7: Schema percorso messaggi per la valutazione della quantità iniettata sul VTB senza modello common rail

oltre a valutare l'energizing time in funzione della quantità da iniettare di setpoint, elabora anche il segnale che comanda la Suction Control Valve. Questo segnale, insieme a quello dell'energizing time, passano nel RTPC e una volta elaborati entrano nell'Open Loop Model dove viene calcolata la pressione rail che a sua volta è utilizzata come input in una mappa 2-D che fornisce in output la quantità da iniettare che viene utilizzata all'interno dei modelli motore real time.

In figura 6.8 è mostrato il grafico in cui sono presenti gli andamenti di pressione rail (NPC) letta dalla centralina una volta che è stata elaborata dal Model OL e la pressione rail di target (PFIN).

Nel caso di Model OL con il modello del sistema di iniezione si nota come, la pressione rail NPC tende a rispondere prima a un aumento del target a differenza del Model OL senza modello common rail. Si nota, inoltre, che mentre il secondo ricopia il segnale di pressione rail di target ma con ritardo il primo è un segnale fisico che viene elaborato dal modello common rail basandosi sul segnale di eccitazione della Suction Control Valve che si basa sul controllo della centralina. Questo trend di NPC è più vicino a ciò che avviene sul motore reale. Nella figura 6.9 è mostrato un confronto su un transitorio di salita dei valori di NPC letti dalla centralina del VTB con modello common rail (curva verde) e senza modello common rail (curva nera) e il valore di NPC letto su un motore reale (curva azzurra) durante lo stesso transitorio.

Gli andamenti delle NPC, quindi, cambiano e questo si traduce in un miglioramento della dinamica della gestione dell'iniezione da parte della HiL che si avvicina di più a quello che avviene anche su un banco prova reale.

Nella figura 6.11 è mostrato l'andamento della pressione rail e dell'Energizing Time letti dalla HiL e gli andamenti di pressione rail NPC e Energizing Time presenti nella ECU nel caso di Model OL senza modello common rail. Nella figura 6.10 invece è mostrato un grafico analogo ma con Model OL che ha al suo interno il modello common rail.

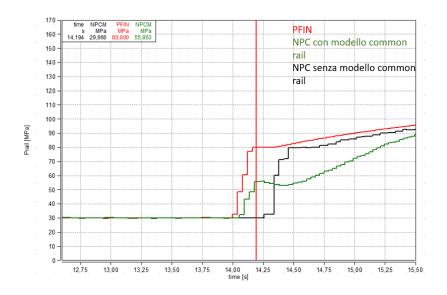


Figura 6.8: Pressione rail PFIN e pressione rail NPC: confronto tra andamenti con modello common rail e senza modello common rail

Il miglioramento che si ha con il modello common rail si nota sulla riduzione dell'errore sull'Energizing Time che si traduce in una riduzione dell'errore sulla quantità iniettata e quindi in una correzione sul lambda.

Di fatti, nel caso senza modello common rail la sovrastima della quantità iniettata è tale da provocare una riduzione del rapporto lambda che impatta sulla valutazione corretta delle emissioni e in particolare l'effetto più grande si è visto sulla formazione di picchi di soot (figura 6.12 e 6.13).

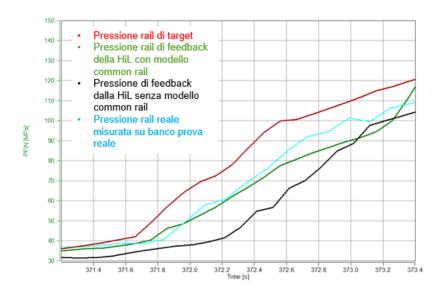


Figura 6.9: Pressione rail PFIN e pressione rail NPC: confronto tra andamenti con modello common rail, senza modello common rail e su banco prova reale

Nella figura 6.14 è mostrato un confronto sull'andamento del soot con e senza implementazione del modello common rail.

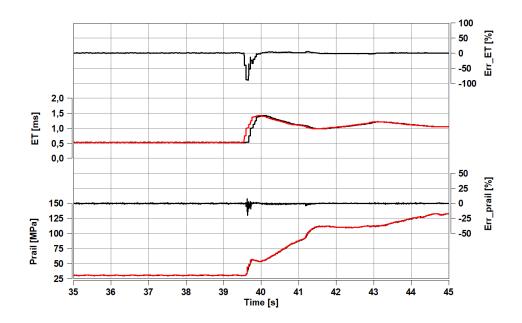


Figura 6.10: Risultati simulazione Model OL con modello sistema di iniezione: confronto tra pressione rail ed energizing time in centralina e pressione rail ed energizing time sul modello

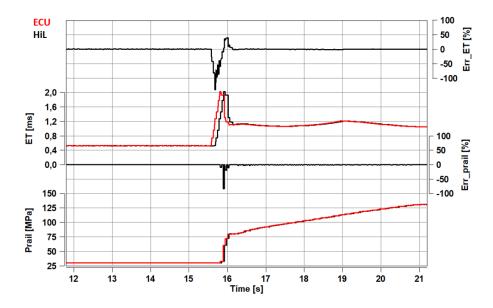


Figura 6.11: Risultati simulazione Model OL senza modello sistema di iniezione: confronto tra pressione rail ed energizing time in centralina e pressione rail ed energizing time sul modello

CAPITOLO 6. IMPLEMENTAZIONE MODELLO DEL SISTEMA DI INIEZIONE ALL'INTERNO DELLA HIL

I picchi di soot nascono nel caso di una sovrastima dell'Energizing Time all'interno del Model OL che causa un aumento della quantità iniettata e di conseguenza porta il lambda ad abbassarsi molto scendendo sotto valori che causano un'emissione eccessiva di particelle carboniose.

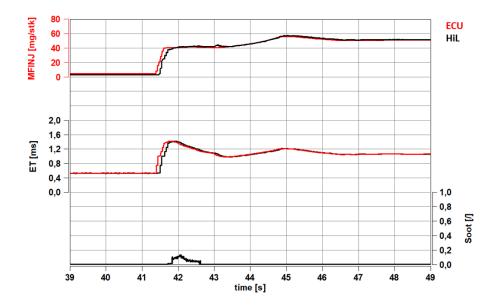


Figura 6.12: Errore sulla quantità iniettata e sull'energizing time con modello common rail

6.3 Valutazione modello su ciclo NRTC

Si è scelto un ciclo che avesse forti transitori in modo tale da verificare il comportamento del VTB con e senza modello common rail nei transitori dove nasceva il problema del ritardo del messaggio di pressione rail che arrivava al modello.

In figura 6.15 è mostrata la traccia di brake mean effective pressure (bmep) e velocità seguita.

In figura 6.16 sono mostrati gli andamenti degli errori relativi tra pressione rail letta dai modelli motore e quindi elaborata all'interno dell'Open Loop Model e il valore di pressione rail letto dalla centralina. Si può notare come con l'introduzione del modello del sistema di iniezione common rail il picco di errore si è ridotto anche se una differenza tra i due livelli di pressione rimane. Nella stessa figura sono presenti gli errori che ci sono tra l'energizing time elaborato dalla centralina e quello letto dai modelli motore real time. Facendo un analisi a più ampio spettro sui picchi di soot rispetto a quella del paragrafo precedente si nota come anche in questo caso l'errore sul soot rimane e si può notare dalla figura 6.17 come la sovrastima del soot si verifichi per errori di energizing time alti, ovvero quando l'energizing time all'interno della HiL è sovrastimato, e per valori di lambda bassi.

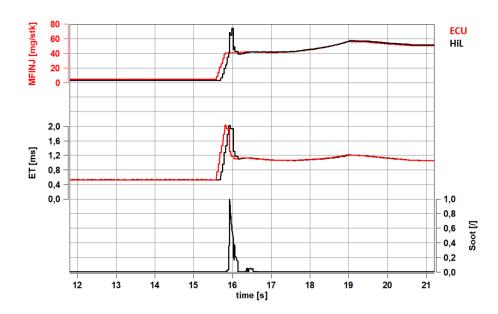


Figura 6.13: Errore sulla quantità iniettata e sull'energizing time senza modello common rail

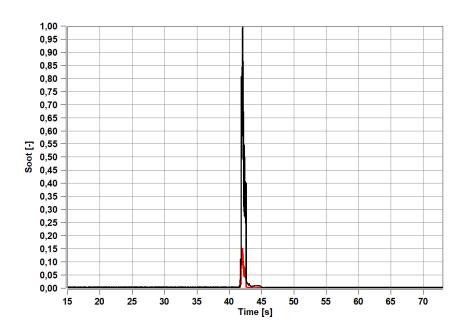


Figura 6.14: Confronto soot

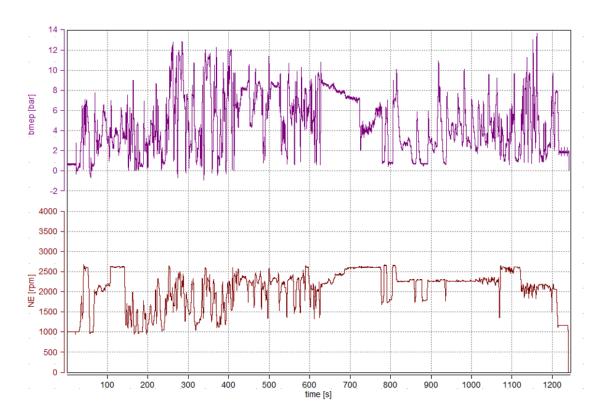


Figura 6.15: Profilo di bmep e velocità

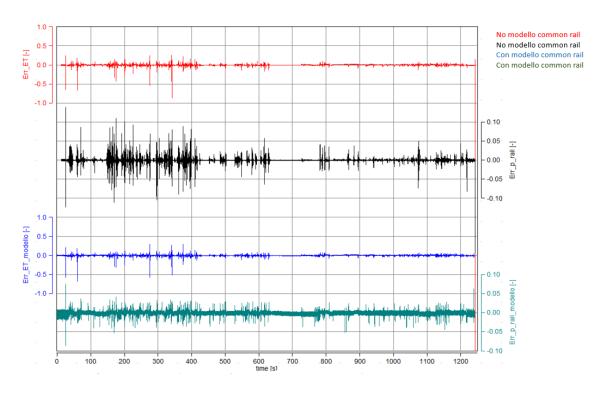


Figura 6.16: Errore sulla pressione rail e sull'energizing time: confronto tra Model OL con modello common rail e senza modello common rail

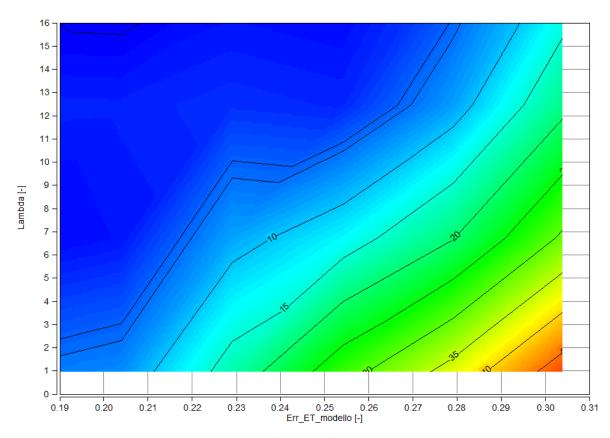


Figura 6.17: Valutazione picchi di soot: influenza dell'errore di energizing time e bassi valori di lambda

Capitolo 7

Conclusioni

L'attività di tesi, con la modellazione del sistema common rail, ha permesso di ridurre il ritardo che il segnale di pressione aveva nel momento in cui veniva rielaborato in centralina riducendo dunque l'errore tra il valore di pressione rail presente all'interno dei modelli motore real time e il valore di pressione rail in centralina.

L'attività è stata divisa in tre fasi:

- Analisi del problema e ricerca dei dati per la creazione del modello rail;
- Simulazione del modello stand-alone;
- Integrazione del modello common rail all'interno del model OL

Il modello calcola la pressione rail sfruttando la relazione che lega la comprimibilità del liquido alla variazione di portata in un volume chiuso.

Le variazioni di portata all'interno del rail causano una variazione di pressione nel rail dovuta alla comprimibilità del gasolio e in particolare al bulk modulus.

Quindi una volta analizzato il problema e trovati i dati utili per il modello è stato creato il modello del sistema di iniezione e si è provato a simularlo fuori dal Model OL cercando di capire subito i problemi e i limiti del modello in modo tale che questi fossero più chiari e non legati a eventuali altri errori all'interno di altri blocchi del model OL.

Dopo questa fase il modello è stato inserito all'interno del Model OL andando a sostituire il messaggio CAN di pressione rail.

Al modello common rail è stata sostituita la parte che simulava il controllo della ECU sulla SCV con il duty cycle del segnale PWM che comanda la SCV.

Il lavoro è stato fatto sul modello del motore KDI 2504 e dopodiché il modello common rail è stato implementato sugli altri Model OL degli altri due motori della famiglia KDI andando a variare le informazioni utili quali:

- numero di cilindri pari a 3 sul motore KDI 1903 e 4 sul motore KDI 2504 e KDI 3404;
- caratteristiche iniettori, in particolare rifiuto, in quanto gli iniettori del KDI 3404 sono diversi da quelli del KDI 1903 e del KDI 2504.
- rapporto di trasmissione tra pompa meccanica di alta pressione e albero motore, pari a n_{pump}/n_{engine} =0,5 per il KDI 1903 e il KDI 2504 e n_{pump}/n_{engine} =1 per il KDI 3404.

CAPITOLO 7. CONCLUSIONI

Sono state fatte dunque delle prove al VTB, valutando come il modello intervenisse nel calcolo della pressione rail e verificando che il ritardo del messaggio di pressione rail durante i transitori di carico è stato ridotto.

Il modello common rail sostituisce il passaggio del valore di pressione rail attraverso due messaggi CAN, calcolandolo, basandosi sul controllo in centralina che agisce sulla regolazione della portata nella pompa di alta pressione. Il valore di pressione rail è diventato un valore che segue la fisica di ciò che realmente avviene anche su banco prova reale e non è più un messaggio puramente informatico.

Ciò ha migliorato la performance dinamica della pressione rail cambiando di conseguenza anche la dinamica della gestione dell'iniezione in quanto si è visto che sono stati ridotti gli errori tra energizing time e pressione rail letti dalla centralina e quelli presenti sulla HiL.

La riduzione degli errori su pressione rail e energizing time ha comportato una riduzione dell'errore sulla quantità iniettata e ciò si è tradotto in una migliore stima delle emissioni.

L'attività ha quindi portato ai seguenti risultati:

- si è creato e validato il modello del sistema di iniezione diesel common rail;
- si è migliorata la performance dinamica del messaggio di pressione rail che non è più la pressione di target ma è calcolata in funzione del target proprio come avviene su un motore reale;
- il modello ha introdotto il funzionamento del componente hardware della SCV aumentando il significato di sistema Hardware in the Loop che assume il banco prova virtuale;
- sono migliorati gli input per la gestione dell'iniezione e ciò ha portato a un miglioramento sulla stima delle emissioni.

Bibliografia

- [1] Di Iorio F., Riccio A., Severi D., Siccardi F. et al., (2019) "Heavy Duty Diesel Engine and EAS Modelling and Validation for a Hardware-in-the-Loop Simulation System," SAE Technical Paper 2019-24-0082, doi:10.4271/2019-24-0082.
- [2] Millo F., (2020), Dispense del corso di Propulsori termici-03EXGNE, Politecnico di Torino, 2020
- [3] Spessa E., (2020), Dispense del corso di Controllo delle emissioni di inquinanti-02IHDNE, Politecnico di Torino, 2020
- [4] International Council on Clean Transportation, (2016) "EUROPEAN STAGE V NON-ROAD EMISSION STANDARS", 2016-11
- [5] Barber A., George H. F., (2007) "What is bulk modulus, and when is it important?", 2007
- [6] Canakcia M., Monyema A., Soylua S., Tata M. E., Van Gerpena J. H., Wormleyb S. (2000) "The Speed of Sound and Isentropic Bulk Modulus of Biodiesel at 21°C from Atmospheric Pressure to 35 MPa", Article in Journal of the American Oil Chemists' Society · March 2000

Ringraziamenti

Ringrazio il professor Federico Millo per i preziosi insegnamenti forniti durante il corso che hanno incrementato il mio interesse verso il mondo dei motori a combustione interna aumentando le mie conoscenze in tale campo.

Ringrazio l'azienda Lombardini-Kohler Engines EMEA per avermi ospitato durante questo periodo di tesi e tirocinio e in particolar modo ringrazio il Team Calibrazione e l'Ufficio Calcoli.

Un ringraziamento particolare va all'ing. Maurizio Landi per il suo impegno fornito nell'aiutarmi durante questo percorso di tesi cercando di farmi lavorare in maniera autonoma e dandomi una mano nell'analizzare i vari risultati sempre con senso critico.

Ringrazio l'ing. Antonio Riccio per i suoi consigli utili non solo ai fini della tesi ma anche per il mio futuro lavorativo dimostrandosi sempre disponibile a rispondere a qualsiasi mio dubbio.

Un grazie lo devo anche ai miei amici e colleghi in particolare Giuseppe e Andrea per aver reso questi anni al Politecnico meno difficili da affrontare.

Ringrazio tutti i coinquilini che si sono succeduti nella casa di via Gioberti che hanno reso questi anni a Torino divertenti e piacevoli nonostante mi trovassi lontano chilometri da casa mia e dai miei affetti.

Grazie ai miei amici di sempre, persone sulle quali so di poter contare e capaci di farmi dimenticare, anche per pochi istanti, di ogni preoccupazione regalandomi grandi risate e momenti di spensieratezza.

Infine il ringraziamento più grande devo farlo alla mia famiglia. Grazie a mia madre e mio padre che mi hanno supportato emotivamente in questi anni di studio credendo sempre in me e nelle mie capacità dandomi consigli utili e sapendosi mettere da parte nel momento in cui era mio compito prendere delle decisioni. Grazie ad Ale, Gianni, Dominga e il piccolo Michelino con i quali condivido tutte le gioie di questo mio percorso.