

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA

TESI DI LAUREA

in

PROPULSORI TERMICI E IBRIDI PER AUTOVEICOLI M.C.I

**Sviluppo di una strategia per l'individuazione di squilibri di
titolo tra cilindri di un motore a combustione interna**

CANDIDATO
Matteo Corsini

RELATORE:
Chiar.mo Prof. Nicolò Cavina

CORRELATORE/CORRELATORI

Prof. Davide Moro
Ing. Enrico Corti
Ing. Stefano Sgatti
Ing. Luigi De Luca
Ing. Daniele Benassi
Ing. Jacopo Bucchi

Anno Accademico:2012/13

Sessione III

Il goal e l'assist. L'oro e l'argento. Il campione e il gregario. Non tutti sono primi. Non tutti vogliono esserlo. Bollati come perdenti, i secondi raggiungono, comunque, la meta. A suon di sconfitte e (poche) vittorie, di denti stretti e testa bassa, di fatica e umiltà. Valori, in un certo senso secondi, perché in apparenza poco importanti di questi tempi. Storie da prima pagina, quelle dei numeri uno. Altre storie, invece, quelle dei numeri due, i quali spesso non amano nemmeno raccontarle. Eppure anche queste sono pervase di lotta, di duro lavoro, di impegno per cambiare un pezzetto, magari piccolo, di mondo. I secondi non vincono mai. Ma sono comunque, a modo loro, degli eroi. Dipende da quale angolazione si guardano.

Messaggero di Sant'Antonio novembre 2013, Dossier società, Essere secondi

Indice

<i>Introduzione</i>	1
<i>Capitolo 1 – Emissioni, normativa OBD-II e squilibrio cilindrico</i>	2
1.1 – <i>On board diagnostic system</i>	2
1.2 – <i>Squilibrio cilindrico</i>	11
<i>Capitolo 2 – Metodi per l’individuazione dello squilibrio cilindrico</i>	14
2.1 – <i>Controllo mediante sonda lambda UEGO</i>	14
2.2 – <i>Controllo mediante ion-sensing</i>	18
2.3 – <i>Controllo mediante spettro del segnale sonda lambda UEGO</i>	23
2.4 – <i>Controllo mediante segnale ruota fonica</i>	25
<i>Capitolo 3 – Delineamento dell’indice diagnostico</i>	29
3.1 – <i>Acquisizioni preliminari</i>	29
3.2 – <i>Scelta dell’indice diagnostico</i>	34
<i>Capitolo 4 – Modello in ambiente Matlab-Simulink</i>	47
4.1 – <i>Modello</i>	47
4.2 – <i>Schedulatore</i>	48
4.3 – <i>Abilitazione strategia</i>	49
4.4 – <i>Macchina di diagnosi</i>	52

4.5 – Blocco di calcolo sbilanciamento titolo.....	56
4.6 – Blocco di campionamento ciclicità	57
4.7 – Blocco di valutazione dell'indice di detezione e relative soglie.....	60
Capitolo 5 – Simulazione modello.....	63
Capitolo 6 – Prove sperimentali in auto vettura.....	69
6.1 – Validazione del prototipo	69
6.2 – Prove su strada del prototipo.....	73
6.3 - Prove su strada del prototipo modificato.....	76
Capitolo 7- Conclusioni.....	80
7.1- Considerazioni personali.....	80
7.2 – Sviluppi futuri.....	81
Appendice A1- Sensori automotive per il rilevamento della velocità angolare.....	82
Bibliografia.....	87
Ringraziamenti.....	89

Abstract

This thesis proposes a methodology to detect a relevant cylinder imbalance by means of flywheel speed fluctuation analysis in a turbocharged internal combustion engine. The main idea behind this project is the evidence that every time a significant cylinder imbalance is present, it is noticed an important increase of index based on tooth time sampled via flywheel. For this reason, it is possible to develop an intrusive strategy, which highlights a possible cylinder imbalance presence, in order to detect it. This method, unlike others based on the signal coming from Lambda sensor, doesn't suffer from the presence of exhaust gases mixing effect inside the turbine. The objective of this thesis is to conceive a detection index able to put in evidence the phenomena described above, and to design a model inside the Matlab-Simulink environment, able to simulate the strategy and to make possible tests on the vehicle by means of a prototype.

L'oggetto di questa tesi è l'individuazione di un metodo in grado di rilevare uno squilibrio cilindrico rilevante in un motore a combustione interna ad accensione comandata, sovralimentato dinamicamente. Il progetto si basa sull'osservazione sperimentale di un forte incremento dei valori assunti da indici basati sulla differenza dei tempi dente della ruota fonica, al manifestarsi di un brusco squilibrio di titolo in uno dei quattro cilindri. Ciò ha permesso di rilevare eventuali sbilanciamenti di titolo mediante una diagnosi intrusiva in grado di esaltarli. Questa metodologia a differenza di quelle basate sul segnale proveniente dalla sonda lambda, non risente del problema del mixing dei pacchetti di gas combusti all'interno della turbina. Il lavoro di tesi è consistito nel concepire un indice di rilevamento capace di esaltare il fenomeno sopra descritto, nel creare in ambiente Matlab-Simulink un modello che simuli la strategia in questione e renda possibile la realizzazione di un prototipo, per mezzo del quale è stata validata la strategia a bordo del veicolo.

Capitolo 1

Emissioni, normativa OBD-II e squilibrio cilindrico

1.1 - ON BOARD DIAGNOSTIC SYSTEM (OBD)

A partire dagli anni '70 del secolo scorso l'opinione pubblica e i governi delle nazioni industrialmente sviluppati hanno incominciato a percepire come importante la salute dell'ambiente in cui viviamo. A tale scopo sono proliferate normative antinquinamento ed incentivi all'utilizzo di energie rinnovabili. Tra gli effetti possibili dell'inquinamento atmosferico a livello mondiale è doveroso menzionare l'effetto serra, fenomeno dovuto alla presenza di gas serra, quali il biossido di carbonio, il metano, gli idro-fluoro-carburi, i quali sono trasparenti ai raggi ultravioletti emessi dal Sole, ma tendono ad assorbire le componenti di grande lunghezza d'onda tipiche delle radiazioni riflesse dalla superficie terrestre. Tutto ciò è riconducibile alla caratteristica comune di tutti i gas sopra citati di possedere uno spettro di assorbimento con un picco concentrato nel campo delle frequenze dell'infrarosso. In pratica i gas serra, da un lato lasciano transitare le radiazioni ultraviolette provenienti dal Sole, dall'altro assorbono le radiazioni infrarosse provenienti dalla Terra, limitando fortemente la dispersione di calore per irraggiamento. Il risultato di tale fenomeno è l'innalzamento della temperatura del pianeta, causa dello scioglimento dei ghiacci polari e dell'ampliamento delle aree geografiche interessate da siccità. Un altro effetto dell'inquinamento è l'assottigliamento dello strato di ozono atmosferico a causa di idrocarburi e fluidi frigoriferi, quali cloro-fluoro-carburi, idro-fluoro-carburi, idro-cloro-fluoro-carburi. Questi ultimi sono virtualmente inerti nella bassa atmosfera, ma ad alta quota, se investiti dalla radiazione luminosa incidente, liberano atomi di cloro, il quale è responsabile della distruzione delle molecole di ozono ivi presente. Comportandosi il cloro come un catalizzatore, esso è nuovamente libero di reagire con un'altra molecola di ozono, al termine della catena di reazioni chimiche di riduzione di un atomo di quest'ultimo. Quindi ciascun atomo di cloro può distruggere molte migliaia di molecole di ozono. Non bisogna inoltre dimenticare le deposizioni acide, evento correlato alla presenza in atmosfera di

ossidi di zolfo, ossidi di azoto e biossido di carbonio, i quali legandosi con una molecola di acqua formano acidi particolarmente nocivi per la flora e i monumenti storici delle città. In ultimo si menziona lo smog fotochimico, con il cui termine si intendono le reazioni di dissociazione di biossido di azoto, formazione dell'ozono a bassa quota e ossidazione del monossido di azoto. Le sopracitate reazioni chimiche si attivano quando composti quali gli idrocarburi non metanici, gli ossidi di azoto e l'ozono sono raggiunti da radiazioni ultraviolette provenienti dal Sole. Si generano gas chimicamente reattivi che possono essere dannosi per gli organismi viventi. Naturalmente lo smog fotochimico viene considerato come una forma di inquinamento secondario, poiché generato da reazioni tra inquinanti primari emessi direttamente da sistemi energetici. Lo smog fotochimico è di fatto una interazione tra ossidi di azoto, idrocarburi incombusti, radiazione solare e ozono presente a bassa quota. Da notare il fatto che la molecola di ozono è un agente ossidante con reattività maggiore dell'ossigeno, con effetti su metalli e altri materiali, nonché causa di danni ad alberi e coltivazioni. Essendo l'ozono molto reattivo percorre distanze ridotte, per cui non c'è alcuna correlazione tra quello generato da smog fotochimico e quello presente per natura ad alta quota. Per quanto riguarda il comparto dell'auto, con il termine emissioni si intende il contenuto presente nei gas esausti di motori a combustione interna, i quali rappresentano i prodotti di combustioni complete o parzialmente incomplete. Durante il processo di combustione, i reagenti concorrenti sono azoto, ossigeno e idrogeno, presenti nel comburente e carbonio, contenuto negli idrocarburi utilizzati come combustibile. Se teoricamente i prodotti della combustione fossero acqua, anidride carbonica e azoto molecolare, l'auto sarebbe considerata un mezzo non inquinante. Purtroppo le principali emissioni nocive correlate al normale funzionamento dei motori endotermici a combustione interna, sono le seguenti:

- Monossido di carbonio (CO), tossico per gli individui, poiché legandosi all'emoglobina forma un composto fisiologicamente inattivo. Questo, a differenza dell'emoglobina, non è in grado di garantire l'ossigenazione ai tessuti e di conseguenza l'individuo muore per asfissia.

- Idrocarburi incombusti (HC), potenzialmente cancerogeni, sono causa di smog fotochimico e concorrenti all'effetto serra.
- Particolato (PM), costituito da particelle solide o liquide presenti in sospensione nei gas esausti, è particolarmente pericoloso quando ha dimensioni inferiori a 1 μm , poiché è facilmente inalabile e potenzialmente è in grado di raggiungere gli alveoli polmonari.
- Ossidi di Azoto (NO_x), irritanti per gli occhi e l'apparato respiratorio, sono responsabili dello smog fotochimico, delle piogge acide e della formazione del buco dell'ozono.

Chiaramente il biossido di carbonio costituisce un prodotto non eliminabile della combustione, poiché viene generato dall'ossidazione del combustibile durante la conversione di energia chimica in energia meccanica. Al più si può contenere la relativa emissione facendo uso di combustibili a basso rapporto C/H, come ad esempio il metano. Al contrario gli altri inquinanti sopra citati sono in gran parte eliminabili grazie a sistemi di abbattimento alloggiati a bordo degli autoveicoli. Si pensi ad esempio al catalizzatore trivalente per quanto riguarda auto dotate di propulsori ad accensione comandata o al catalizzatore ossidante accoppiato al filtro anti particolato montati su vetture dotate di motori Diesel. Naturalmente ogni veicolo nel corso della sua vita utile può andare incontro a malfunzionamenti, che in alcuni casi generano un importante incremento delle emissioni nocive. Per tale ragione l'ente California Air Resources Board (CARB) ha imposto che dall'anno 1988 le vetture fossero munite di un sistema diagnostico in grado di riscontrare eventuali disfunzioni di componenti meccanici o elettronici, potenzialmente causa di un incremento superiore al 150% delle soglie imposte alle emissioni inquinanti sul ciclo di omologazione FTP (Federal Test Procedure). Tutto ciò venne standardizzato con la normativa OBD-I, la quale garantiva un livello di emissioni contenuto lungo tutto l'arco di vita della vettura, compiendo con una frequenza imposta il controllo di tutti i componenti "emission relevant", come ad esempio la sonda lambda, il sistema di ricircolo dei gas di scarico (EGR), il catalizzatore trivalente o il sistema di alimentazione carburante. La Society of Automotive Engineers (SAE) propose inoltre un connettore diagnostico standardizzato

(Diagnostic Link Connector DLC in figura 1.1) composto da sedici pin, dei quali il quarto e il quinto rappresentano la “terra”. Nel 1994 divenne attiva l'attuale normativa OBD-II, nella quale è presente un elenco di parametri motoristici da tenere sotto controllo e la modalità relativa con cui codificarli. La normativa contiene inoltre una lista di tutte le avarie da segnalare obbligatoriamente (Diagnostic Trouble Codes). A queste il costruttore può aggiungerne ulteriori a sua discrezione. L'Unione europea sul finire degli anni novanta decise di allinearsi agli Stati Uniti e per mezzo della direttiva 98/69

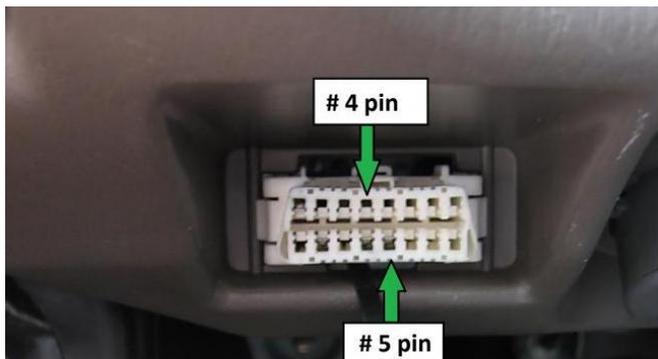


Figura 1.1 – Diagnostic Link Connector (DLC)

CEE, ha obbligato le case automobilistiche a inserire nel quadro di bordo una spia che indichi il malfunzionamento di sistemi di abbattimento delle emissioni. Dal 01/01/2000 le auto dotate di propulsori ad accensione comandata utilizzano sistemi di diagnosi (European On Board Diagnostic), mentre le vetture Diesel dall'anno 2003. Prima di addentrarci all'interno della normativa OBD-II e in particolare nella sezione inerente alla detezione di un eventuale squilibrio cilindrico, si ritiene sia necessario citare definizioni di base contenute al suo interno. In primis, la normativa fa riferimento al “Driving Cycle”, il quale consiste nell'accensione e nello successivo spegnimento del motore. Esso comprende il consecutivo arco di tempo che precede un nuovo avviamento del motore. La normativa OBD-II differenzia inoltre il ciclo di guida denominato “Trip” dal “Customer driving cycle”. Il primo è il ciclo di guida normato FTP utilizzato per il rilevamento delle emissioni del veicolo, mentre il secondo è quello quotidianamente svolto dall'utente, che dipende fortemente dal tracciato, dal traffico e dallo stile di guida del conducente. Chiaramente durante il “Trip” tutte le diagnosi OBD devono essere completate, al contrario in un ciclo di guida qualsiasi ciò non è sempre indispensabile. In secondo luogo, si nota che ogni controllo di un particolare malfunzionamento è caratterizzato dal parametro unificato IUPR (In Use Performance Ratio), il quale è definito in forma di rapporto

Capitolo 1 - Emissioni, normativa OBD-II e squilibrio cilindrico

tra la frequenza con cui ciascuna diagnosi viene eseguita e quella con cui il veicolo viene azionato. In sostanza, il numeratore del suddetto rapporto è composto dal numero di volte in cui la diagnosi è messa in funzione, mentre il denominatore dal numero di volte in cui il veicolo è stato azionato in condizioni ritenute non estreme. In particolare, di comune accordo con i costruttori, la diagnosi può essere attivata quando sono verificate le seguenti condizioni:

- l'auto è in funzione da almeno dieci minuti
- altitudine inferiore a 2400 m e temperatura ambiente compresa tra -7°C e 35°C
- devono essere trascorsi almeno cinque minuti di guida ad una velocità non inferiore a 25mph (40 km/h)
- devono essere stati registrati almeno 30s continuativi di permanenza al minimo (pedale dell'acceleratore rilasciato e velocità veicolo minore di 1mph)
- la temperatura del liquido di raffreddamento non deve essere troppo diversa da quella ambiente.
- Il livello del carburante deve essere superiore al 15%

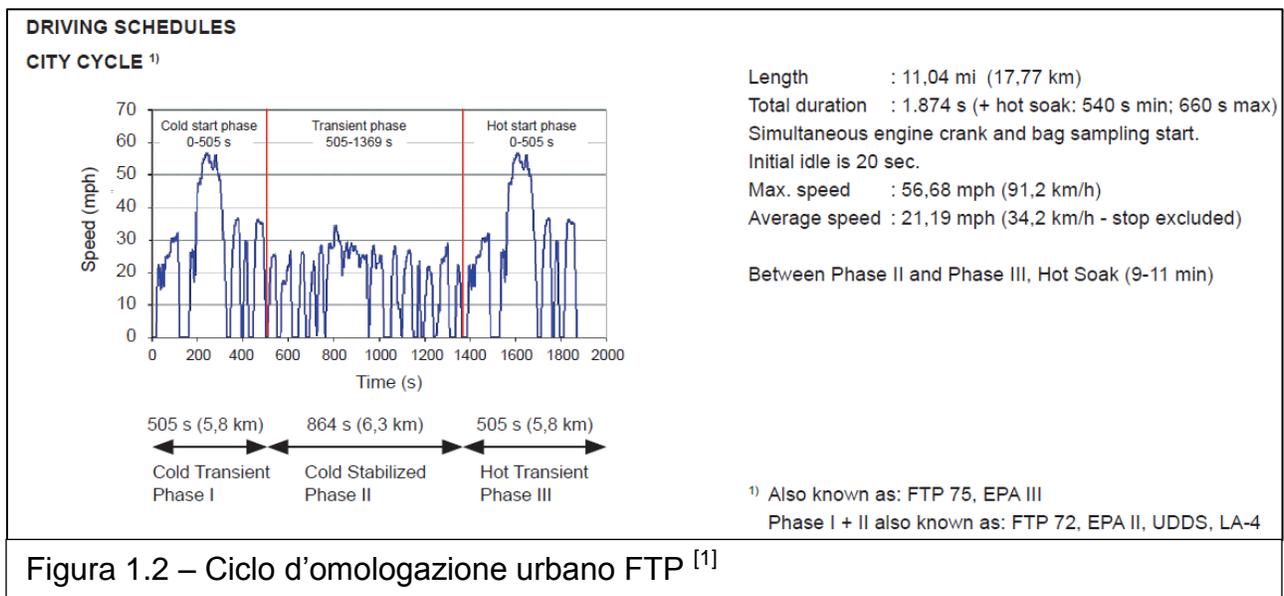


Figura 1.2 – Ciclo d'omologazione urbano FTP ^[1]

Tali condizioni di monitoraggio sono state definite allo scopo di potere realizzare diagnosi precise ed affidabili, le quali possano essere verificate all'interno del ciclo di omologazione FTP (figura 1.2). In tale sede viene inoltre verificato che ogni diagnosi soddisfi il relativo UIPR, in modo tale da ritenerle sufficientemente attendibili. La segnalazione dell'avaria viene realizzata dalla spia inserita nel quadro di bordo denominata MIL (Malfunction Indicating Light in figura 1.3), la quale si accende quando viene rilevato un malfunzionamento per due cicli di guida successivi. Al primo rilevamento di un guasto, la MIL inizia a lampeggiare e la centralina motore memorizza un codice temporaneo di errore, il quale sarà sostituito da uno definitivo o cancellato durante le diagnosi successive. In tal senso sono necessari almeno tre cicli completi di verifica senza aver rilevato l'avaria in esame, prima di potere eliminare il codice provvisorio di guasto dalla memoria della centralina. Si ricorda inoltre che dal momento in cui la spia MIL rimane definitivamente accesa, il conducente è penalmente responsabile dell'aumento oltremodo tollerato dell'inquinamento prodotto dal suo veicolo. Particolarmente rilevante è il "Diagnostic Trouble Codes" (DTC) in figura 1.4, il quale è un codice normato SAE J2012 o ISO15031-6 utilizzato per memorizzare la tipologia del guasto, accompagnato dal "Freeze Frame", ossia le condizioni ambiente, motore e veicolo durante le quali si è verificato il "fault". Nell'esempio sottostante si nota che la prima lettera indica l'area di competenza del guasto (motore, corpo vettura o carrozzeria). Il secondo indice specifica che il codice seguente fa riferimento allo standard SAE oppure a quello del costruttore. La terza cifra puntualizza quale sistema "emission relevant" è affetto dall'avaria specificata dalle ultime due cifre del codice.

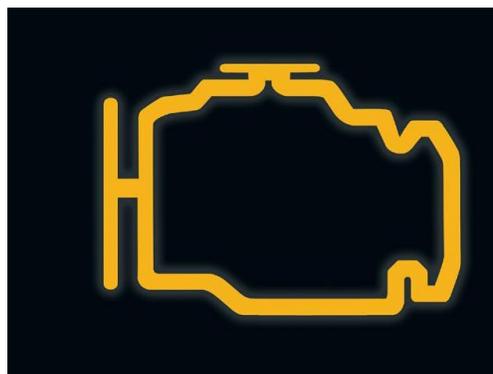


Figura 1.3 – Malfunction Indicating Light (MIL)

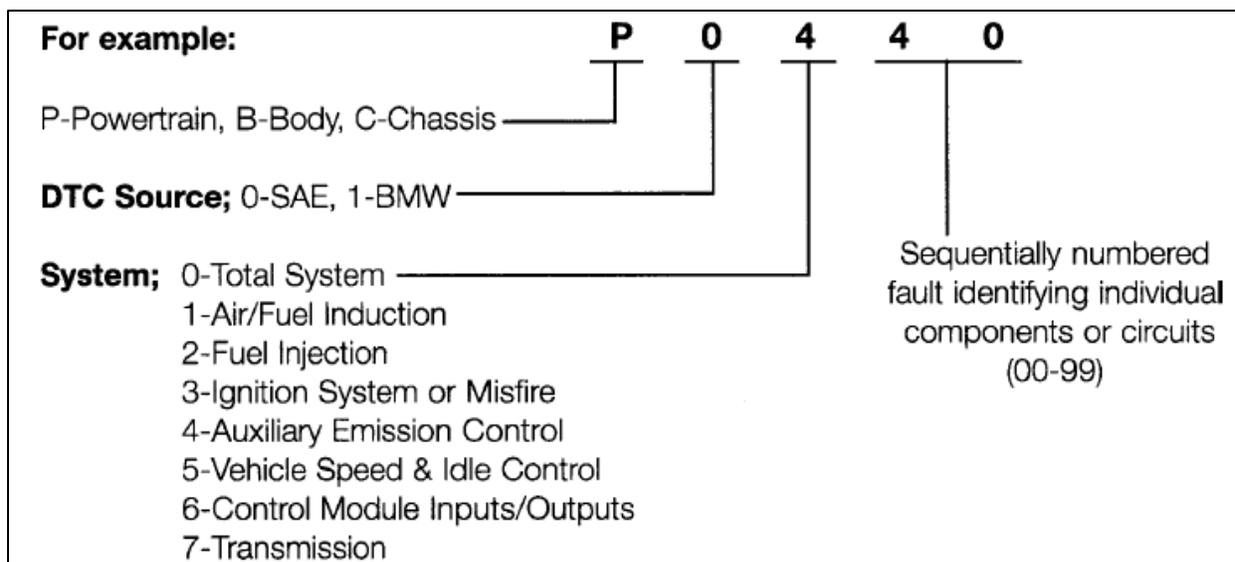


Figura – 1.4 Diagnostic Trouble Codes (DTC)

Il sopracitato codice è facilmente leggibile collegando uno “Scan Tool” (figura 1.5) alla porta “Diagnostic Link Connector”.

In questo modo il software è in grado di leggere il codice di guasto presente in centralina e le relative condizioni di funzionamento motore e veicolo quando questo si è manifestato. Attraverso una libreria SAE, ISO o propria del costruttore, il software è in grado di segnalare rapidamente al tecnico la tipologia del guasto e la sua localizzazione, in modo da



Figura – 1.5 Scan tool

consentire una rapida risoluzione del problema. Una volta sostituito il componente guasto, la “Freeze Frame” viene utilizzata per verificare che l’avaria non si ripeta nuovamente nelle medesime condizioni in cui era avvenuta poco prima. Entrando ora nel merito della normativa OBD-II si evidenzia come la centralina motore compie due diverse categorie di diagnosi:

- Diagnosi elettriche, in cui la centralina verifica la continuità del segnale e la sua plausibilità, nonché la presenza di un corto circuito verso batteria o verso massa.

- Diagnosi funzionali hanno invece lo scopo di individuare malfunzionamenti di sistemi “emission relevant” che non sono correlati a dei problemi di tipo elettrico.

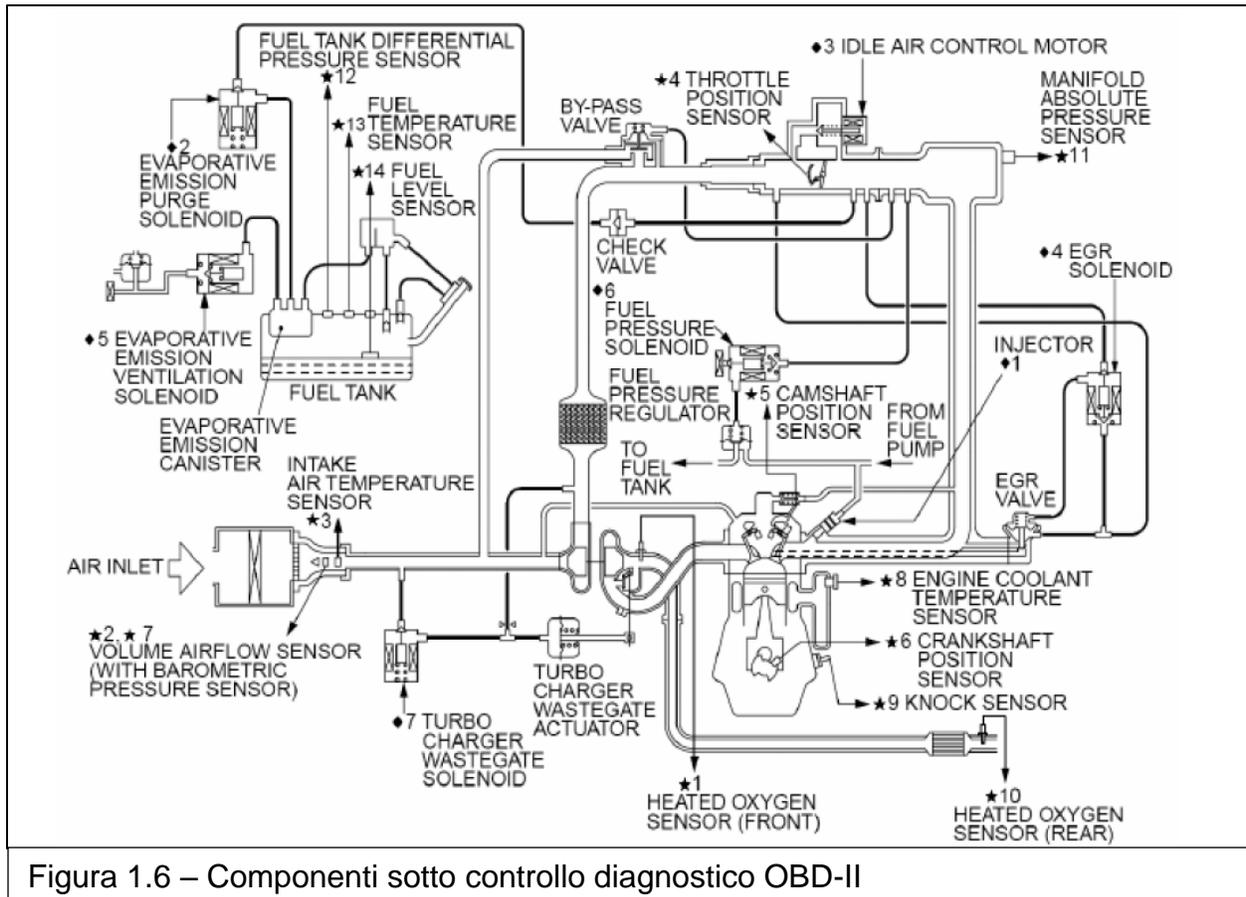


Figura 1.6 – Componenti sotto controllo diagnostico OBD-II

In particolare la plausibilità del segnale sopra citata viene in alcuni casi verificata sfruttando il concetto di “ridondanza”, ossia il dato componente controllato è strumentato con due sensori, che generano due segnali in controfase che la ECU (Engine Control Unit) riceve. Ad esempio sul pedale dell’acceleratore vengono installati due potenziometri che inviano alla centralina due segnali in controfase tra loro. Nel caso in cui i due segnali non siano più in controfase, la ECU è in grado di stabilire quale di essi è plausibile, facendo un raffronto con i segnali che giungono dai potenziometri del pedale del freno. Tra i tanti componenti meccanici ed elettronici oggetto di costante verifica in una vettura dotata di motore ad accensione comandata, si citano i più delicati:

- Diagnosi Catalizzatore trivalente, consistente nel rilevamento dell'efficienza del catalizzatore, la quale è direttamente correlata alla capacità di questo ultimo di intrappolare ossigeno al suo interno. Grazie alla comparazione dei segnali provenienti rispettivamente dalla sonda lambda di valle e da quella di monte catalizzatore, è possibile misurare il ritardo di transizione di titolo da grasso a magro di questa ultima. Se il suddetto tempo è inferiore a una soglia calibrata, la spia MIL si accende.
- Diagnosi fuel system, attraverso la quale la centralina segnala l'incapacità di mantenere il titolo della miscela aria-combustibile nel range dello stechiometrico. Dall'anno 2014 la normativa prevede che il sistema di diagnosi sia in grado di rilevare la presenza di uno squilibrio cilindrico in titolo di uno o più cilindri, tale da causare il superamento del 150% delle emissioni massime tollerate sul ciclo FTP relative al LEV-II (Low Emission Vehicle Program in figura 1.7).
- Diagnosi misfire, con cui la ECU diagnostica un numero di mancate combustioni superiore ad una determinata soglia calibrata. Questa diagnosi si attua per mezzo dell'elaborazione del segnale proveniente dal pick-up magnetico montato di fronte alla ruota fonica dell'albero motore o in alternativa analizzando l'andamento della corrente di ionizzazione che si genera nel momento in cui si impone un differenza di potenziale ai capi degli elettrodi della candela. Questo secondo metodo è fortemente consigliato in tutte le applicazioni che utilizzano propulsori con un numero di cilindri superiore a otto e permette di comprendere se il problema è dovuto a una deficienza del sistema di iniezione o alla candela.
- Diagnosi sonda lambda, diagnostica un invecchiamento del sensore non più tollerabile. In generale la sonda lambda rileva rapide variazioni di titolo della miscela elaborata dal motore, emettendo segnali in tensione continuamente variabili nel tempo attraverso i quali il sistema di controllo di titolo presente in centralina corregge in catena chiusa la quantità di combustibile da iniettare. Con il suo invecchiamento, la risposta a variazioni del titolo allo scarico diventa sempre più lenta. Durante la fase di cut-off si impone una variazione di titolo da grasso a magro e si misura

l'intervallo di tempo in cui questa viene attuata. Così facendo è possibile ottenere un indice, che viene paragonato con una soglia calibrata, previa correzione nell'unità di portata d'aria media elaborata durante l'intera diagnosi.

Durability Vehicle Basis (mi)	Vehicle Emission Category	NMOG (g/mi)	CO (g/mi)	NOx (g/mi)	Formaldehyde (mg/mi)	Particulates (g/mi)
50.000	LEV	0,075	3,4	0,05	15	n/a
	LEV Option 1	0,075	3,4	0,07	15	n/a
	ULEV	0,040	1,7	0,05	8	n/a
120.000	LEV	0,090	4,2	0,07	18	0,01
	LEV Option 1	0,090	4,2	0,10	18	0,01
	ULEV	0,055	2,1	0,07	11	0,01
	SULEV	0,010	1	0,02	4	0,01
150.000 (optional)	LEV	0,090	4,2	0,07	18	0,01
	LEV Option 1	0,090	4,2	0,10	18	0,01
	ULEV	0,055	2,1	0,07	11	0,01
	SULEV	0,010	1	0,02	4	0,01

Figura 1.7 – Limiti di emissioni LEV-II

1.2 – SQUILIBRIO CILINDRICO

Come noto, i sistemi di controllo titolo presenti sulle odierne vetture dotate di motori ad accensione comandata sono caratterizzati da ottime prestazioni in condizioni stazionarie. Ciò consente l'ottenimento di un andamento del titolo dei gas combusti oscillante attorno allo stechiometrico, in modo tale da ridurre al minimo la quantità di inquinanti emessi. Negli anni novanta molti ricercatori hanno incominciato a studiare il problema dello squilibrio cilindrico, che consiste nella presenza di titoli differenti della miscela aria combustibile presente in ciascuna camera di combustione. Tutto ciò comporta una discontinuità di erogazione di coppia, consumi più elevati del dovuto e soprattutto maggiori emissioni. Per tali ragioni dall'anno 2011 l'ente CARB ha obbligato i costruttori a implementare in centralina un metodo di rilevamento di questo fenomeno, quando esso genera emissioni superiori al 150% delle soglie LEV-II misurate su ciclo FTP. In generale gli studi di Kainz e Smith ^[2] hanno evidenziato che il

suddetto squilibrio di titolo della carica fresca è compreso in un range ragionevole che varia tra $\lambda = \frac{(massa_{aria}/massa_{combustibile})}{(massa_{aria}/massa_{combustibile})_{stechiometrico}} = 0,95$ e $\lambda=1,05$.

Come hanno inoltre evidenziato Colvin, Butler, Anderson ^[3] e Grizzle, Bobbins, Cook ^[4], le ragioni di questo fenomeno sono da associare ai seguenti motivi:

- Non omogenea distribuzione della massa d'aria aspirata nei cilindri, causata dalla presenza di sistemi VVT (Variable Valve Timing) e di condotti di aspirazione a geometria variabile, in grado di generare macrovortici di Tumble.
- Invecchiamento degli iniettori, i quali non sono più in grado di garantire l'iniezione della quantità di combustibile prevista dal controllo titolo.
- Non omogenea distribuzione della massa di gas esausti ricircolata, utilizzata al fine di ridurre la quantità di ossidi di azoto prodotti. L'entrata del condotto dell' EGR (Exhaust Gas Ricirculation) nel collettore di aspirazione può essere laterale, e di conseguenza i cilindri più vicini aspirano una maggiore quantità di gas combusti.
- Strategia di gestione del Canister, dal quale giunge una massa di miscela, caratterizzata da titolo ignoto, contenente importanti quantità di incombusti.
- Invecchiamento delle valvole. A causa delle incrostazioni che vi si formano sopra, modificano la sezione di passaggio attraverso cui transita la carica fresca.
- Tracciato del circuito di raffreddamento dei cilindri, il quale presenta tipicamente l'entrata del fluido fresco proveniente dal radiatore nei cilindri esterni, mentre l'uscita è a valle dei due cilindri interni. Il diverso raffreddamento dei cilindri interni rispetto gli esterni causa un differente coefficiente di riempimento.

Di conseguenza, qualora la centralina non sia al corrente della presenza di uno squilibrio cilindrico e della sua localizzazione, il closed-loop, al fine di mantenere un titolo stechiometrico presso la sonda lambda a monte catalizzatore, inietta quantità di combustibile differenti da quelle necessarie ad ottenere λ unitario negli altri cilindri. Ciò causa un errato funzionamento del motore, discontinuità di

erogazione della coppia, alle volte mancate combustioni (misfire) oltre ad emissioni maggiori di quelle diagnosticate quando l'autovettura è uscita dalla catena di montaggio. In aggiunta a ciò, l'articolo "Cylinder Individual Air Fuel Ratio Control Fourier Analysis" ^[5] menziona la possibilità di un invecchiamento precoce del catalizzatore trivalente causato anche dagli effetti dello squilibrio cilindrico. Purtroppo per ragioni di costo non è possibile installare in vettura una sonda lambda per ogni condotto di scarico. Di conseguenza l'obiettivo degli ultimi quindici anni di ricerca in questo campo è concepire modelli real time di stima dello squilibrio cilindrico che lavorino in parallelo con il closed-loop, permettendogli di correggere seduta stante le differenze cilindriche evitando le problematiche sopra descritte. In generale lo step evolutivo di questi modelli è in primis il riconoscimento di eventuali differenze cilindriche rilevanti e in secondo luogo utilizzare delle mappe calibrate che applichino coefficienti correttivi sulla quantità di combustibile da iniettare al fine di ridurre lo squilibrio di titolo. Questa seconda fase richiede naturalmente tempi lunghi d'incubazione, vista la grande quantità di test sperimentali richiesta per ogni singola flotta di motori. Al momento il CARB non obbliga i costruttori a correggere le differenze cilindriche, ma semplicemente a diagnosticarle, quindi lo sforzo economico richiesto alle case automobilistiche viene spalmato nei bienni futuri. Da notare, l'adozione di gruppi turbocompressori su motori ad accensione comandata al fine di attuare il concetto di "Downsizing" , come verrà spiegato nel capitolo seguente, complica maggiormente la diagnostica di questo fenomeno. Chiaramente, come dimostrato da Benvenuti, Di Benedetto, Di Gennaro e Vincentelli ^[6], un efficiente sistema di diagnostica e correzione dello squilibrio cilindrico permette di abbattere in maniera consistente il costo degli iniettori, poiché si possono adottare tolleranze più lasche sulla massa di combustibile iniettato in riferimento al tempo di iniezione.

CAPITOLO 2

Metodi per l'individuazione dello squilibrio cilindrico

2.1 – CONTROLLO MEDIANTE SONDA LAMBDA UEGO

Nel precedente Capitolo si è trattato il problema dello squilibrio cilindrico e gli effetti negativi ad esso correlati. Uno degli aspetti più problematici è il fatto che le correzioni attuate dal closed-loop al fine di ribilanciare il titolo misurato dalla sonda lambda alla confluenza, vanno inevitabilmente a sbilanciare i cilindri non affetti da cylinder imbalance. Di conseguenza si peggiora la situazione invece che migliorarla, ottenendo così un incremento rilevante delle emissioni inquinanti. I primi studi realizzati al termine degli anni novanta del secolo scorso si basavano su modelli di mixing e scambio termico tra i vari pacchetti di gas combusti all'interno del collettore di scarico, una rappresentazione della sonda lambda UEGO che tenga conto anche della componente dinamica della sua risposta e del ritardo correlato alla percorrenza del collettore. In particolare facendo riferimento al lavoro di Kainz & Smith "Individual Cylinder Fuel Control with Switching Oxygen Sensor" ^[2], il fenomeno del mixing dei pacchi di gas combusti viene sviscerato in due effetti combinati:

- Mixing di gas provenienti da cilindri differenti, che avviene quando nel collettore di scarico è presente un plenum.
- Mixing di gas provenienti dallo stesso cilindro, che si genera quando i condotti del collettore di scarico sono particolarmente lunghi e di conseguenza al momento dell'uscita dei gas dalla camera di combustione, questi incontrano quelli delle precedenti due combustioni nel percorso verso il sensore sonda lambda.

Di conseguenza se siamo in presenza di un collettore privo di un plenum, ma dotato di condotti particolarmente lunghi, come da layout delle moderne applicazioni, il titolo

Capitolo 2 – Metodi per l'individuazione dello squilibrio cilindrico

della miscela di gas $\lambda_{incident} = \frac{(massa_{aria}/massa_{combustibile})_{misurato}}{(massa_{aria}/massa_{combustibile})_{stechiometrico}}$ che si forma durante la sua percorrenza, in condizioni di motore a basso carico, può essere così definito:

$$\lambda_{incident} = \frac{V_r \lambda_{k-1} + (V_g - V_r) \lambda_k}{V_g}, \text{ per } V_g \geq V_r \quad (2.1)$$

Dove V_g è il volume di gas esausti, mentre V_r rappresenta il volume del condotto di scarico. Come si può notare, l'effetto del mixing è tanto più vistoso quanto più diminuisce la quantità di gas scaricati all'istante k-esimo. Nel caso in cui la quantità di gas esausti sia inferiore al volume del condotto, si può assumere la variazione di titolo tra il k-esimo momento e il precedente sia sufficientemente lenta da poter considerare $\lambda_k \sim \lambda_{k-1}$.

$$\lambda_{incident} = \frac{(V_r - V_g) \lambda_{k-2} + (2V_g - V_r) \lambda_{k-1}}{V_g} \quad (2.2)$$

Per quanto riguarda invece la valutazione del ritardo, dovuto all'effetto del trasporto, tra il momento in cui il pacchetto di gas esausti esce dalla camera di combustione e quando il sensore ne riscontra il passaggio alla confluenza si può procedere come descritto di seguito.

$$t_{transport} = \begin{cases} \frac{v_g}{l_r}, & \text{se } V_g > V_r \\ \frac{v_g}{l_r} + t_{engcycle}, & \text{altrimenti} \end{cases} \quad (2.3)$$

Dove $v_g = \frac{\rho_g A_r}{m_g}$ e $\rho_g = \frac{P_g MW_g}{RT_g}$

avendo definito A_r e l_r quali rispettivamente sezione trasversale e lunghezza del condotto di scarico, m_g portata di gas esausti, P_g , ρ_g , T_g rispettivamente

Capitolo 2 – Metodi per l'individuazione dello squilibrio cilindrico

pressione, densità e temperatura della miscela di gas, MW_g peso molecolare della miscela e R costante universale dei gas. In merito in fine al ritardo di risposta inerente al titolo di gas esausti transitanti alla confluenza del collettore di scarico, possiamo asserire, che la funzione di trasferimento del sensore sonda lambda può essere descritta da un sistema del primo ordine caratterizzato dalla tipica funzione elementare

$$G(s) = \frac{(massa_{aria}/massa_{combustibile})_{misurato}(s)}{(massa_{aria}/massa_{combustibile})_{reale}(s)} = \frac{1}{1+\tau*s}, \text{ avente come soluzione un}$$

unico polo reale $-1/\tau$. Ogni volta che si perturba il sistema con una forzante, si riscontra che la risposta libera del sistema si esaurirà più o meno rapidamente in base alla posizione del suddetto polo. In particolare un sistema del primo ordine avente polo reale sul piano di Gauss tendente a meno infinito, avrà una risposta libera che segue molto rapidamente l'ingresso. Ciò è dovuto al fatto che la risposta libera del sistema $\frac{k}{\tau} e^{-\frac{t}{\tau}}$ si esaurisce velocemente, quindi si può trascurare la componente dinamica della risposta. Purtroppo la sonda lambda possiede una costante di tempo τ relativamente grande e di conseguenza non è possibile tenere conto solo della parte statica della risposta del sensore. Quindi il modello utilizzato per il rilevamento dello squilibrio cilindrico deve prevedere un sottosistema che restituisca il titolo della miscela che transita all'istante t di fronte la sonda lambda, nota la costante di tempo τ , ricavata dalla derivata del segnale in tensione $V_{sonda \lambda}$. Per maggiore chiarezza, attraverso la costante di tempo si ricava l'inversa della funzione di trasferimento $G(s)^{-1}$ caratteristica del sensore utilizzato, per mezzo della quale si ricava il titolo della miscela di gas esausti transitante alla confluenza del collettore di scarico in quell'istante $(massa_{aria}/massa_{combustibile})_{reale}(s)$. In questo modo è possibile riferire il titolo della miscela di gas transitante di fronte la sonda lambda posta alla confluenza del collettore di scarico con il cilindro che l'ha generata.

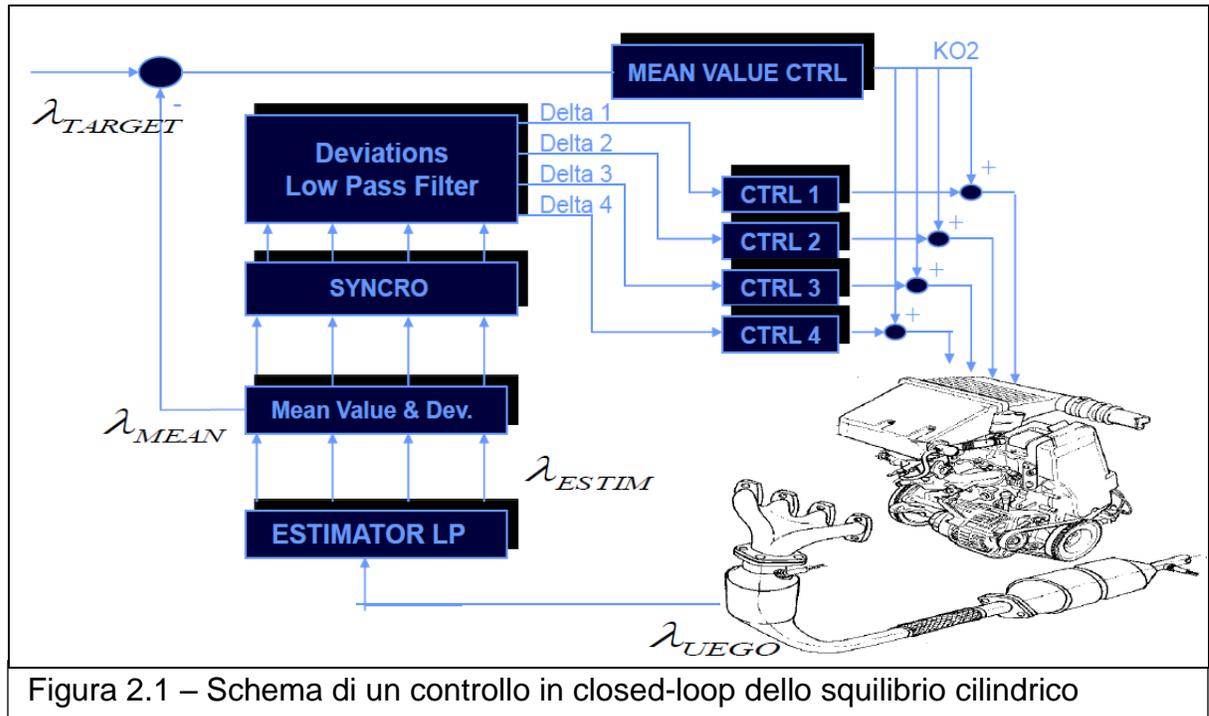


Figura 2.1 – Schema di un controllo in closed-loop dello squilibrio cilindrico

Il procedimento sopra illustrato porta benefici sia dal punto di vista delle emissioni prodotte sul ciclo di omologazione, che sulla guidabilità del veicolo grazie ad un incremento di coppia motore, come si può constatare in figura 2.2. Si riscontra inoltre una migliore compensazione delle tolleranze sulla massa di combustibile iniettato, come dimostrato da Benvenuti, Di Benedetto, Di Gennaro e Vincentelli ^[6]. Tutti questi benefici vengono però pagati con un alto costo di calibrazione del suddetto controllo model based, il quale richiede innumerevoli prove al fine di ottimizzare il modello di mixing e di scambio termico dei pacchetti di gas esausti nel collettore di scarico. In aggiunta a ciò, bisogna tenere presente che gli odierni motori a combustione interna ad accensione comandata utilizzano gruppi turbocompressori per realizzare una sovralimentazione dinamica del propulsore.

Questo da un lato consente di utilizzare motori di cilindrata contenuta in grado di svolgere il ciclo cittadino di omologazione con importanti riduzioni di consumi ed emissioni. D'altro canto la presenza della turbina a monte della sonda lambda, determina un mescolamento dei pacchetti di gas esausti e costringe i ricercatori ad implementare un complesso modello di mixing di gas all'interno di essa.

	<i>HC</i>	<i>CO</i>	<i>NOx</i>	<i>Torque</i> <i>(N-m)</i>	<i>IMEP</i>
<i>Cylinder imbalances max +/-8% tolerances</i>	6.0	49	70	60	5.6%
<i>Balanced Cylinders</i>	5.5	29	14	61.21 (+2.0%)	2.5%
Emissions Emissions in (ppm)			Fuel Economy		Driveability

Figura 2.2 – Benefici ottenuti dall'impiego di un controllo in closed-loop basato sul sensore sonda Lambda ^[2]. Si nota una diminuzione delle emissioni di HC, CO e NO_x contenendo lo squilibrio cilindrico.

2.2 – CONTROLLO MEDIANTE ION-SENSING

Una valida alternativa al modello sopracitato è la realizzazione di un controllo model based ^[7] che metta in relazione l'andamento della corrente di ionizzazione con quello del titolo all'interno della camera di combustione e della coppia indicata. Attualmente esistono modelli che determinano con buona precisione la pressione in camera di combustione e attuano il controllo del fenomeno della detonazione. In generale, nel momento in cui si genera il Kernel e si ha il successivo sviluppo a fronte di fiamma della combustione, si registra una forte produzione di ioni liberi, generati dalle reazioni chimiche di combustione e dall'importante incremento di temperatura. Queste cariche

libere sono presenti in camera in esigue quantità, benché misurabili [8] applicando una tensione ai capi degli elettrodi della candela, dopo che questa ha realizzato un “punto caldo” per mezzo della scarica di corrente. La tecnologia dello ion-sense si basa sostanzialmente sull'hardware standard presente in tutte le vetture e di conseguenza non costringe all'adozione di ulteriori sensori nel veicolo, ad esclusione di una candela strumentata.

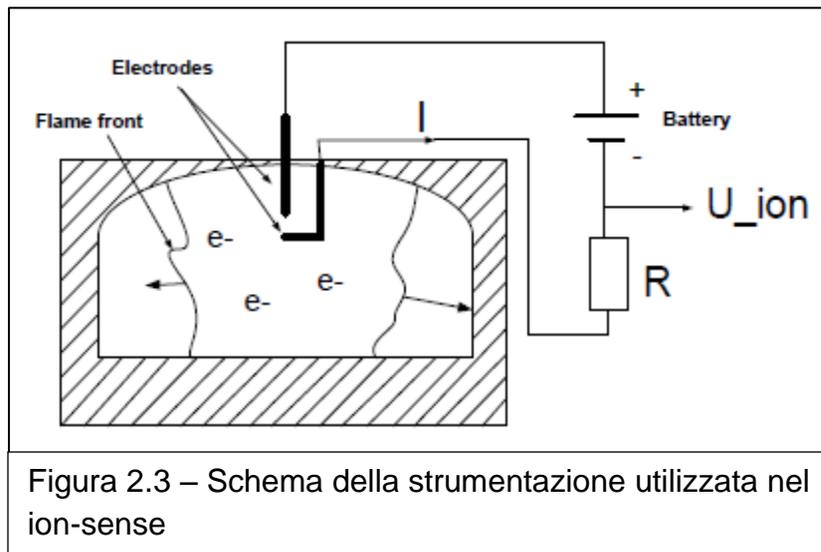
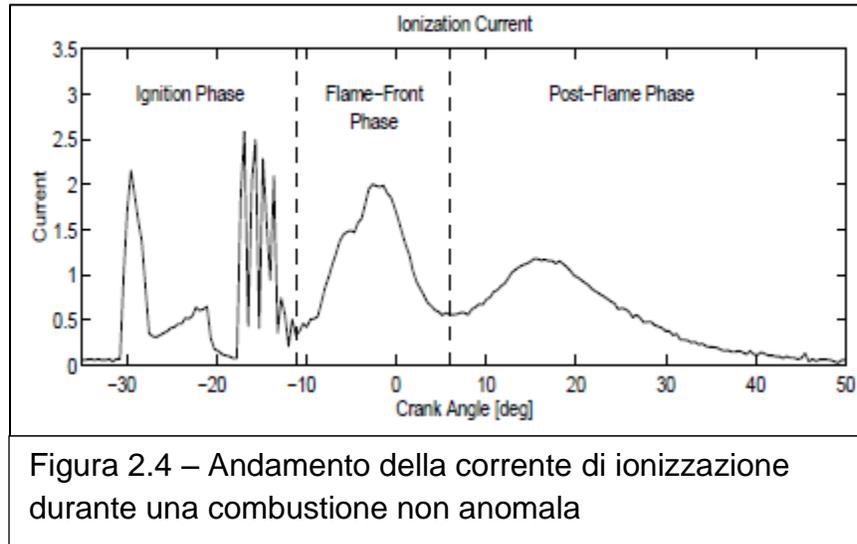


Figura 2.3 – Schema della strumentazione utilizzata nel ion-sense

Gli studi in merito di Eriksson e Nielsen [9] hanno condotto all'individuazione di tre fasi distinte presenti nell'andamento caratteristico della corrente di ionizzazione, rilevata in concomitanza di una combustione nella norma:

1. Fase di carica e scarica della bobina
2. Fase di formazione del Kernel
3. Fase di propagazione del fronte di fiamma



La fase di propagazione del fronte di fiamma, studiata da Saitzkoff ^[10] é fortemente correlata alla ionizzazione per via termica dell'ossido di azoto, quale sorgente di ioni liberi all'interno della camera di combustione. Inoltre il picco di corrente che si registra in questa fase è correlabile all'andamento della pressione in camera. Da questi studi sono nati gli odierni sistemi di rilevamento di combustioni anomale, quali detonazione e misfire. L'idea di base di Saitzkoff consiste nel considerare un volume di controllo, di forma cilindrica compreso tra i due elettrodi della candela, contenente elettroni liberi generati dalla ionizzazione del monossido di azoto. Il campo elettrico compreso tra i due elettrodi crea un moto di elettroni, al quale è fortemente legato l'andamento della corrente di ionizzazione. Il bilancio tra la generazione e la rigenerazione di ioni causata dall'eccitazione dovuta alle elevate temperature, crea le basi per descrivere il fenomeno della ionizzazione del gas presente in camera di combustione. Il processo di ionizzazione può considerarsi veloce, se paragonato a quello d'incremento di temperatura dovuto alla combustione. Per tale ragione gli ioni e gli elettroni sono in equilibrio termodinamico e il loro bilancio é descritto dall'equazione di Saha.

$$\frac{n_1 n_e}{n_0} = 2 \left(\frac{2\pi m_e kT}{h^2} \right)^{3/2} \frac{B_1}{B_0} e^{-\frac{E}{kT}} \quad (2.4)$$

Capitolo 2 – Metodi per l'individuazione dello squilibrio cilindrico

Dove n_1 , n_e e n_0 rappresentano rispettivamente il numero di densità di ioni, elettroni e neutroni. Mentre m_e è la massa degli elettroni, h la costante di Planck, k quella di Boltzmann, T la temperatura del gas all'interno del volume di controllo ed E_1 l'energia di ionizzazione. Da questa si perviene all'intensità della corrente di ionizzazione, derivata dagli studi di Saitzkoff ^[10].

$$I = U \frac{\pi r^2}{d} \frac{e^2}{\sigma m_e \sqrt{\frac{8kT}{\pi m_e}}} \sqrt{\Phi_s} \sqrt{\frac{2 \left(\frac{2\pi m_e kT}{h^2} \right)^{3/2} \frac{B_1}{B_0} e^{-\frac{E}{kT}}}{n_{tot}}} \quad (2.5)$$

In cui U rappresenta la tensione misurata ai capi degli elettrodi, r e d rispettivamente raggio e lunghezza del volume di controllo, σ sezione trasversale, Φ_s ossidi di azoto percentualmente presenti nella miscela di gas all'interno del volume di controllo ed "e" identifica una costante riferita all'unità di carica. Considerando ora che l'incremento di 1 eV dell'energia di ionizzazione comporta un decremento del rapporto di ionizzazione di un fattore 10, ciò porta a scegliere l'ossido di azoto quale il componente della miscela di gas presente in camera che possiede l'energia di ionizzazione più prossima a quella dell'ossigeno. Di conseguenza esso è il maggiore produttore di ioni liberi rispetto a CO, CO₂, N₂, H₂, H₂O ed OH. Dall'analisi di sensitività si è riscontrato infatti che NO ha un alto grado di ionizzazione a basse temperature, benché la sua concentrazione sia relativamente scarsa all'interno della miscela di gas presenti in camera di combustione. Quindi l'equazione precedente può essere notevolmente semplificata.

$$I = A \sqrt{\Phi_{NO}} e^{-\frac{E_{NO}}{2kT}} \quad (2.6)$$

Dove I è l'intensità della corrente di ionizzazione, Φ_{NO} la frazione molare di ossido di azoto presente nei gas esausti, mentre A rappresenta una costante che raggruppa in sé tutte quelle precedentemente citate nell'equazione 2.5.

Ora appoggiandosi ai modelli rispettivamente di formazione degli NOx secondo la teoria di Zeldovic ^[11], a uno della corrente di ionizzazione secondo Saitzkoff e Reinnmann ^[12] e a uno dell'incremento di temperatura e pressione in camera durante la combustione, è possibile ricostruire l'andamento della coppia indicata, nota la funzione di manovellismo relativa al propulsore oggetto dello studio. Chiaramente, in via teorica, il controllo titolo sarà in questo caso in grado di realizzare un controllo in coppia del propulsore non soltanto in open-loop, ma anche in closed-loop. Con indubbi vantaggi da un punto di vista di emissioni e guidabilità. Secondo i risultati riscontrati da Andersson ^[7], è conveniente adottare un modello d'incremento di pressione e temperatura a due zone (approccio di Nilsson ed Eriksson ^[9]), una dove la combustione è avvenuta e l'altra dove ciò non è ancora accaduto. Si ottiene un sistema del tipo $A \cdot dx = B$, dove:

$$A = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \\ a_1 & p & b_1 & 0 & 0 \\ c_1 & p & d_1 & 0 & 0 \\ a_2 & 0 & 0 & p & b_2 \\ c_2 & 0 & 0 & p & d_2 \end{pmatrix} \quad \begin{array}{l} a_i = V_i \\ b_i = -m_i R_i \\ c_i = 0 \\ d_i = m_i(c_p - R_i) \end{array}$$

$$dx = \begin{pmatrix} dp \\ dV_1 \\ dT_1 \\ dV_2 \\ dT_2 \end{pmatrix} \quad B = \begin{pmatrix} dV \\ R_1 T_1 dm_{12} \\ (h_{12} - h_1 + R_1 T_1) dm_{12} \\ -R_2 T_2 dm_{12} \\ -(h_{21} - h_2 + R_2 T_2) dm_{12} \end{pmatrix}$$

Il pedice 1 denota la zona dove la combustione non è ancora avvenuta e il pedice 2 quella dove invece si è già completata. Mentre dm_{12} è la frazione di massa combusta. Il sistema sopra citato restituisce volumi e temperature relative alle due zone.

Questo se associato al modello di Krieger e Borman ^[13], relativo al calore netto rilasciato durante la combustione, consente di ricavare l'andamento della pressione in camera e quindi anche la coppia indicata.

$$\frac{dQ_{combustione}}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dp}{d\theta} + \frac{dQ_{wall}}{d\theta} \quad (2.7)$$

Il modello torque based elaborato da Andersson è chiaramente evoluto e presenta indubbi benefici nell'ottica del controllo motore. D'altro canto i modelli fisici precedentemente menzionati richiedono una complessità computazionale non indifferente, oltre ad un lavoro di calibrazione della diagnosi particolarmente lungo ed oneroso, poiché si riscontra una differenza di due gradi manovella tra il massimo valore assunto dalla pressione in camera stimata e quella misurata con sensori Kisler. L'obiettivo di questo lavoro di tesi è la dimostrazione della fattibilità della diagnosi di squilibrio cilindrico a pari contenuto tecnologico del sistema di controllo. L'analisi del segnale di corrente di ionizzazione non rientra quindi in questo ambito.

2.3 – CONTROLLO MEDIANTE SPETTRO DEL SEGNALE SONDA LAMBDA UEGO

Un'altra alternativa per la diagnosi dello squilibrio cilindrico è l'analisi in frequenza del segnale proveniente dalla sonda lambda. In particolare lo studio "Closed-loop individual cylinder air fuel ratio control via UEGO signal spectrum analysis" ^[14] si basa sull'osservazione che ogni differenza di titolo fra i vari cilindri si riflette in poche e specifiche frequenze dello spettro del segnale proveniente dalla sonda lambda posta alla confluenza del collettore di scarico. Ciò consente di sviluppare un controllore real time in grado di ridurre gli squilibri cilindrici, contenendo l'ampiezza dello spettro del segnale a queste specifiche armoniche. Si può inoltre dimostrare che il numero e il tipo di frequenze oltre le quali si nota un'alterazione della distribuzione del titolo nei vari cilindri, dipende fortemente dal numero dei condotti di scarico del collettore e dalla posizione delle connessioni tra loro (4-2-1 oppure 4-1 figura 2.5).

Si può osservare inoltre che le fluttuazioni di titolo possono venire scomposte in due componenti, una correlata alla frequenza di ciclo e l'altra a quella di giro dell'albero a gomiti. La conoscenza di ampiezza e fase di queste due componenti in frequenza dello spettro del segnale sonda lambda permette al controllore di ricostruire in maniera univoca ogni tipo di fluttuazione di titolo rispetto al

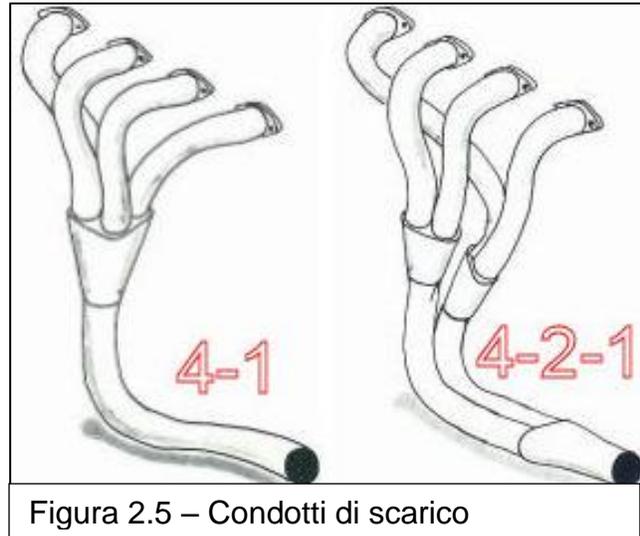


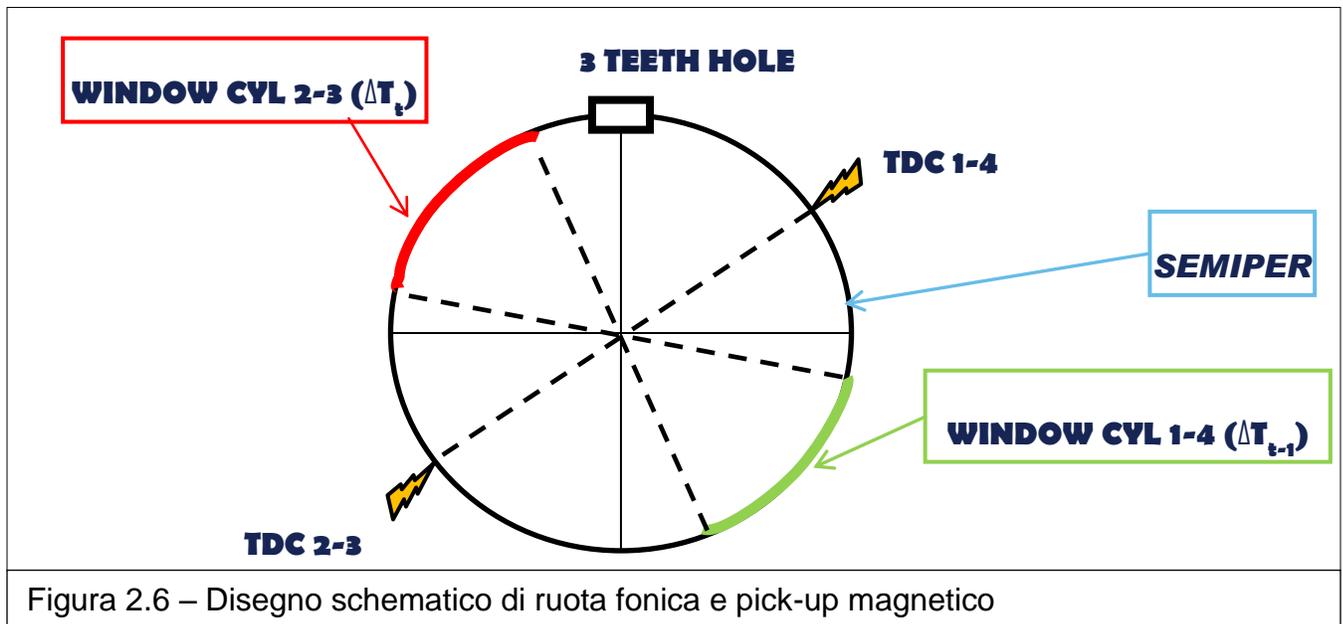
Figura 2.5 – Condotti di scarico

valore medio registrato. Si può inoltre implementare un controllo in closed-loop in grado di riequilibrare le differenze cilindriche, note le fasi delle suddette componenti. Tale informazione viene utilizzata per generare un errore da passare ai controllori proporzionali-integrativi (PI), uno per ogni cilindro motore, al fine di annullare le ampiezze delle componenti in frequenza e di conseguenza le differenze cilindriche. Chiaramente bisogna considerare anche l'effetto del ritardo dovuto al trasporto dei pacchetti di gas esausti all'interno del collettore di scarico, introducendo uno sfasamento funzione della geometria dei condotti, della portata di gas e della funzione di risposta in frequenza della sonda lambda. Questo metodo altamente performante permette di contenere lo squilibrio cilindrico al di sotto dell'uno per cento e permette di evitare lunghi periodi di sviluppo e calibrazione necessari ai metodi precedentemente esposti. Alcune case automobilistiche utilizzano un sistema analogo a quello sopra descritto per il bilanciamento dei motori diesel. D'altro canto, si è preferito sviluppare alcune intuizioni frutto di osservazioni su dati sperimentali, al fine di ottenere un metodo di rilevamento di squilibri di titolo brevettabile, quanto robusto come questo.

2.4 – CONTROLLO MEDIANTE SEGNALE RUOTA FONICA

La soluzione tecnica adottata si basa sull'osservazione di un'importante variazione degli indici accelerometrici, calcolati elaborando il segnale "tempo dente" proveniente da un pick-up magnetico affacciato alla ruota fonica calettata sull'albero a gomiti, durante la transizione da stechiometrico a grasso ($\lambda < 1$) o magro ($\lambda > 1$). Quindi sfruttando i suddetti indici, già presenti in centralina nel modulo di rilevamento delle mancate combustioni, si rileva uno squilibrio cilindrico qualora il valore di un indice di rilevamento basato su questi ultimi sia superiore ad una soglia calibrata. Si seleziona una finestra di acquisizione, posta a valle del punto morto superiore attivo, calibrata per enfatizzare l'effetto della combustione sull'indice accelerometrico. Si definisce inoltre semiperiodo l'arco di tempo necessario a spazzare 180 gradi di manovella, e l'indice accelerometrico LU come segue:

$$LU = \frac{(\omega_t - \omega_{t-1})}{SEMIPER} = \frac{\frac{\Delta\theta_t}{\Delta T_t} - \frac{\Delta\theta_{t-1}}{\Delta T_{t-1}}}{SEMIPER} \approx \frac{\Delta T_{t-1} - \Delta T_t}{SEMIPER^3} \quad (2.8)$$



Capitolo 2 – Metodi per l'individuazione dello squilibrio cilindrico

A sua volta l'indice accelerometrico LU viene salvato all'interno di un buffer di otto elementi del tipo first-in first-out, rigenerato ad ogni punto morto superiore (task a cui lavora la diagnosi misfire).

LU[Tdc -7]	LU[Tdc -6]	LU[Tdc -5]	LU[Tdc -4]	LU[Tdc -3]	LU[Tdc -2]	LU[Tdc -1]	LU[Tdc]
------------	------------	------------	------------	------------	------------	------------	---------

Dall'indice LU si é in grado di calcolare l'indice CICLI come segue:

$$CICLI[Tdc] = LU[Tdc - 6] - 2 * LU[Tdc - 4] + LU[Tdc - 2] \quad (2.9)$$

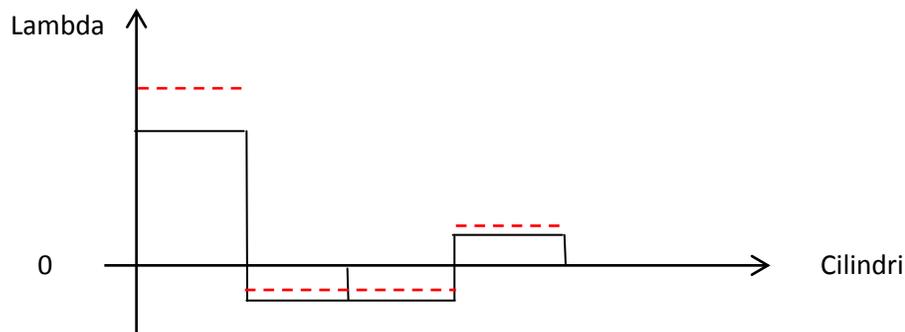
Dato un motore quattro cilindri con ordine di accensione 1-3-4-2 e il cilindro 1 all'inizio della fase di scarico, l'indice CICLI riferito al cilindro 1 paragona il LU del medesimo cilindro valutato quattro combustioni prima di quella appena terminata, sottraendolo ai LU valutati per il cilindro 4 rispettivamente sei e due combustioni prima dell'ultima. L'indice CICLI enfatizza il contributo dell'accelerazione sull'albero motore dovuta alla combustione e viene riferito alla combustione avvenuta quattro punti morti superiori (Top Dead Centers) prima. La strategia utilizzata per la diagnosi si basa su quattro passaggi fondamentali:

1. Verifica delle condizioni che permettono di realizzare la diagnosi (Evaluation Conditions)
2. Learning Phase, durante la quale vengono registrati su un buffer i valori assunti da LU e CICLI. Step intrusivo, durante il quale il sistema di controllo titolo sbilancia il cilindro sotto indagine al fine di esaltarne un eventuale squilibrio, compensando tale sbilanciamento sugli altri, al fine di mantenere costante il titolo alla confluenza del collettore di scarico e di conseguenza evitando un incremento di emissioni nocive dato che il catalizzatore trivalente mantiene massima l'efficienza di abbattimento. Se ad esempio si sbilancia il cilindro 1 applicando un offset di combustibile del 9% in meno, sugli altri cilindri verrà iniettata una massa di combustibile 3% superiore a quella nominale per quel punto motore.

Capitolo 2 – Metodi per l'individuazione dello squilibrio cilindrico

3. Si registra su un altro buffer i valori assunti da LU e CICLI influenzati dallo sbilanciamento cilindrico imposto precedentemente (Sampling Phase).
4. Valutazione di un indice in grado di esaltare il fenomeno sopra descritto e confronto di questo con soglie calibrate (Detection Phase).

Questi quattro step vengono svolti in serie per tutti i quattro cilindri, applicando un offset sulla quantità di combustibile iniettata sul cilindro indagato, tale da spostare il titolo della carica fresca in esso combusta verso la zona delle miscele magre. Le stesse operazioni vengono poi attuate anche con uno sbilanciamento in grasso del titolo sul cilindro sotto indagine.



Qualora le condizioni per cui la diagnosi è valida vengano meno, la strategia riparte da capo. L'obiettivo è soddisfare l'IUPR con una diagnosi che sia sufficientemente rapida, nell'ordine di 12 punti morti superiori per cilindro indagato. In generale secondo dati provenienti da prove svolte da Magneti Marelli, lo squilibrio massimo di titolo in grasso oltre il quale si producono emissioni superiori al 150% dei limiti FTP è il 13%, mentre in magro è il 10%. Naturalmente uno squilibrio di titolo in magro del genere può causare quasi certamente una mancata combustione. Quindi qualora si verifichi questa condizione, non importa che la diagnosi continui, perché quella relativa al misfire ha già riscontrato un problema evidente e la MIL sul cruscotto inizia a lampeggiare. Questa metodologia di rilevamento di differenze cilindriche, comporta indubbi vantaggi dal punto di vista del costo d'implementazione e sviluppo, in quanto essa si appoggia al modulo misfire già presente in ECU e fa uso di operazioni particolarmente semplici, utili nell'ottica dell'utilizzo in real time

su vettura. In aggiunta questo modello non si basa sul segnale proveniente dalla sonda lambda e quindi soggetto al problema del mixing dei pacchetti di gas esausti all'interno della turbina, ma utilizza il pick-up magnetico affacciato alla ruota fonica calettata sull'albero motore. D'altro canto è necessario sviluppare un indice di rilevamento adeguatamente robusto, in grado di esaltare l'incremento degli indici LU e CICLI, al momento dell'attuazione di un offset sul combustibile iniettato. Oltre a ciò, bisogna considerare il fatto che il LU e di conseguenza anche il CICLI non evidenziano il brusco calo di coppia dovuto a mancata combustione su motori particolarmente frazionati che lavorano in punti motore a basso carico e alto regime. In aggiunta, bisogna tenere presente l'inevitabile ritardo tra il momento dell'iniezione e il suo effetto sugli indici, che viene totalmente eliminato nel metodo che sfrutta lo ion-sense. Sono chiaramente necessari una serie di test preliminari atti all'elaborazione di un indice di rilevamento adeguato.

Capitolo 3

Delineamento dell'indice diagnostico

3.1 – ACQUISIZIONI PRELIMINARI

Il capitolo in oggetto presenta i dati acquisiti durante le prove svolte in autovettura al fine di rilevare la sensibilità del LU e del CICLI a importanti sbilanciamenti di titolo sia in grasso che in magro. I test sono stati svolti su una Alfa Romeo Giulietta 1.4 Multiair 125 kW cambio manuale, dotata di un propulsore quattro cilindri sovralimentato a iniezione indiretta, dotato di tecnologia VVT del tipo early intake valve closing denominata Multiair. Sull'autovettura è stato telecaricato il software di rilevamento di mancate combustioni da cui si acquisiscono gli indici LU e CICLI, ai quali si fa riferimento con l'appellativo "ciclicità". Le prove sono state svolte a vettura ferma e in condizione di motore disaccoppiato. Operativamente si forzano degli sbilanciamenti sulla massa iniettata di combustibile, imposti come target di titolo. I test hanno inoltre la necessità di indagare un range di regimi motore prossimo a quello in cui lavorerà la strategia. Ogni mezzo giro della ruota fonica calettata sull'albero motore sono state campionate le uscite seguenti:

- COMPRES [adim]
- EXHAUST [adim]
- LU [s⁻²]
- CICLI [s⁻²]
- MISFIRE [adim]
- QAH [kg/ h]

Capitolo 3 – Delineamento dell'indice diagnostico

PROVA	RPM	FUELIMBALANCE CIL1	FUELIMBALANCE CIL2	FUELIMBALANCE CIL3	FUELIMBALANCE CIL4
1	2000	1.12	0,96	0,96	0,96
2	2000	1.09	0.97	0.97	0.97
3	2000	0.97	0.97	1.09	0.97
4	2000	0.88	1.04	1.04	1.04
5	2000	1.04	1.04	0.88	1.04
6	2500	1.09	0.97	0.97	0.97
7	2500	0.97	0.97	1.09	0.97
8	2500	0.88	1.04	1.04	1.04
9	2500	1.04	1.04	0.88	1.04
10	3000	1.09	0.97	0.97	0.97
11	3000	0.97	0.97	1.09	0.97
12	3000	0.88	1.04	1.04	1.04
13	3000	1.04	1.04	0.88	1.04

Tabella 3.1 –Sbilanciamenti imposti sulla massa di combustibile iniettata su Alfa Romeo Giulietta 1.4 Multiair.

I risultati ottenuti sono confortanti, in quanto al gradino di titolo in magro su un cilindro si nota un forte scostamento dell'indice CICLI. Ciò non è propriamente analogo per il caso opposto, nel quale si impone uno squilibrio di titolo in grasso su un cilindro, poiché non è spesso visibile una variazione consistente dell'indice CICLI. Questo è probabilmente frutto del rumore del segnale proveniente dalla ruota fonica e per tale ragione si è deciso in seguito di realizzare ulteriori acquisizioni a regimi più contenuti, intorno ai 1500 giri/min, al fine di limitare questo problema. Si nota inoltre che, nelle prove in cui si impone un forte sbilanciamento di titolo in magro su un cilindro, la centralina rileva un numero oltremodo intollerabile di mancate combustioni, dovute con buona probabilità al fatto che la miscela aria-combustibile si trova al di fuori dei limiti di accendibilità. Questo mi porta a pensare che la diagnosi per l'individuazione di squilibri di titolo venga coadiuvata dal modulo diagnostico di riconoscimento di mancate combustioni, quando il propulsore manifesta un eccessivo squilibrio cilindrico in magro.

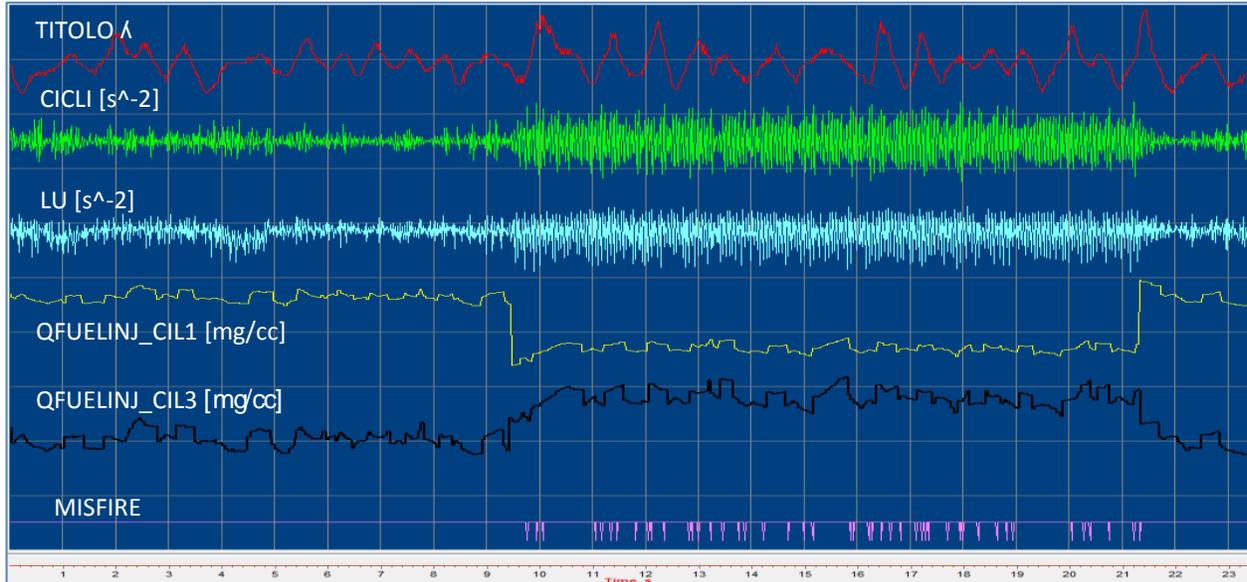


Figura 3.1 – Acquisizione 4 tabella 3.1 a regime 2000 con sbilanciamento in magro su cilindro 1. In ordine dall'alto in basso: titolo alla confluenza, CICLI, LU, massa di combustibile iniettata sul cilindro 1, massa di combustibile iniettata sui cilindri 2,3,4 e segnale presenza di mancate combustioni, tutti in funzione del tempo [s].

Infatti le mancate combustioni sono molto più rare quando il motore lavora con uno squilibrio rilevante di titolo in grasso ($\lambda \sim 0.87$) su un cilindro, perché la velocità laminare di propagazione del fronte di fiamma è più elevata che in condizione di titolo stechiometrico e quindi la deviazione standard della pressione media indicata è più contenuta. Di conseguenza, è in queste circostanze che la diagnosi di differenze cilindriche cospicue deve essere efficace e robusta, tale da evitare falsi positivi dovuti, magari all'effetto del rumore o alla stocasticità delle combustioni. Al fine di comprendere quale sia la reale influenza del rumore del segnale sui dati precedentemente esposti e la sensibilità degli indici CICLI e LU alla percentuale di sbilanciamento di titolo, sono state predisposte ulteriori prove, nelle quali si è realizzato uno sbilanciamento di titolo del 5% in grasso e successivamente di uno di uguale entità in magro su un cilindro, compensandolo sugli altri tre. Questo ha permesso di comprendere l'andamento degli indici LU e CICLI nel caso particolare in cui un cilindro lievemente squilibrato in grasso ($\lambda = 0.95$) venga sbilanciato, durante lo step intrusivo della strategia diagnostica, a tal punto da essere leggermente

magro ($\lambda=1.05$). Inoltre sono stati acquisiti i segnali CICLI e LU in condizioni di sbilanciamento di titolo del 6%, valore molto prossimo a quelli sperimentali riscontrati da Kainz e Smith ^[2].

PROVA	RPM	FUELIMBALANCE CIL1	FUELIMBALANCE CIL2	FUELIMBALANCE CIL3	FUELIMBALANCE CIL4
1	1500	0.88	1.04	1.04	1.04
2	1500	1.04	0.88	1.04	1.04
3	1500	1.04	1.04	0.88	1.04
4	1500	1.04	1.04	1.04	0.88
5	1500	0.94	1.02	1.02	1.02
6	1500	1.02	0.94	1.02	1.02
7	1500	1.02	1.02	0.94	1.02
8	1500	1.02	1.02	1.02	0.94
9	1500	1.06 -> 0.94	0.98 -> 1.02	0.98 -> 1.02	0.98 -> 1.02
10	2000	1.06 -> 0.94	0.98 -> 1.02	0.98 -> 1.02	0.98 -> 1.02

Tabella 3.1 – Prove sperimentali su alfa Romeo Giulietta 1.4 Multiair

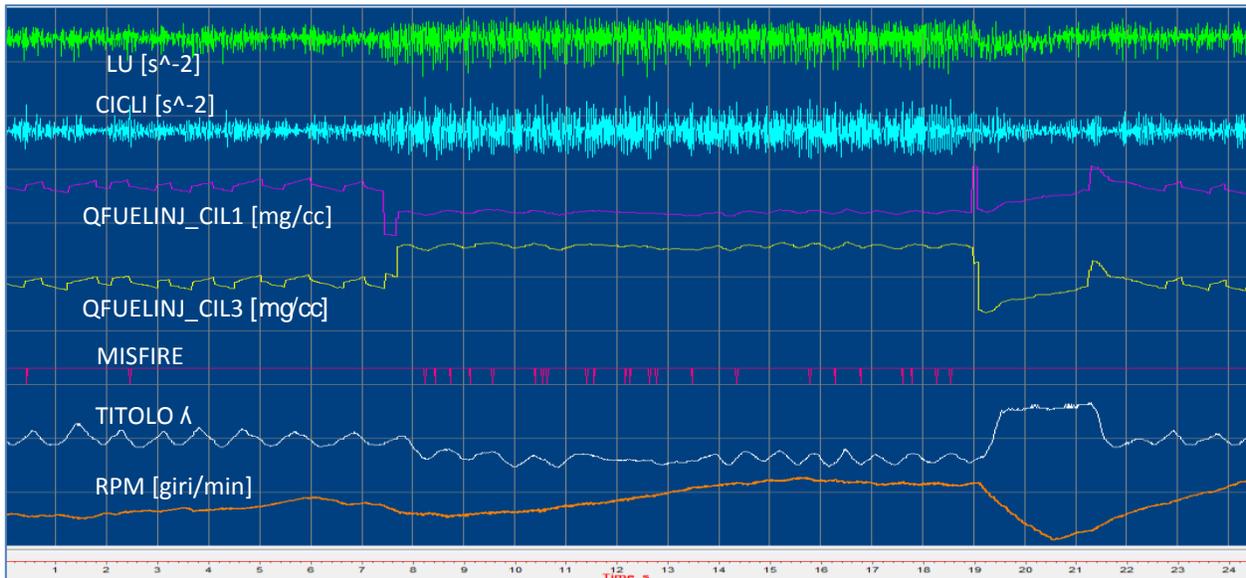


Figura 3.2 – Acquisizione 6 tabella 3.1 a regime 2500 con sbilanciamento in magro su cilindro 1. In ordine dall'alto in basso: LU, CICLI, massa di combustibile iniettata sui cilindri 2,3,4, massa di combustibile iniettata sul cilindro 1 e segnale presenza di mancate combustioni, titolo alla confluenza e andamento velocità angolare motore, tutti in funzione del tempo [s].

Avendo acquisito le ciclicità a regimi inferiori ai precedenti, buona parte del rumore sul segnale “tempo dente” viene meno e di conseguenza, è ben visibile un incremento dell'intensità delle ciclicità quando si ha uno sbilanciamento di titolo in grasso nel cilindro in diagnosi. Si nota inoltre che in presenza di una differenza cilindrica contenuta, un'intensità delle ciclicità inferiore. Di conseguenza è ragionevole l'ipotesi di confrontare le quattro ciclicità affette da sbilanciamento diagnostico con quelle in cui ciò non si è ancora ripercosso, poiché è sempre visibile una differenza importante tra le prime e le seconde. Grazie a queste poche, ma importanti acquisizioni è stato possibile concepire un indice di rilevamento in grado di esaltare le differenze cilindriche presenti.

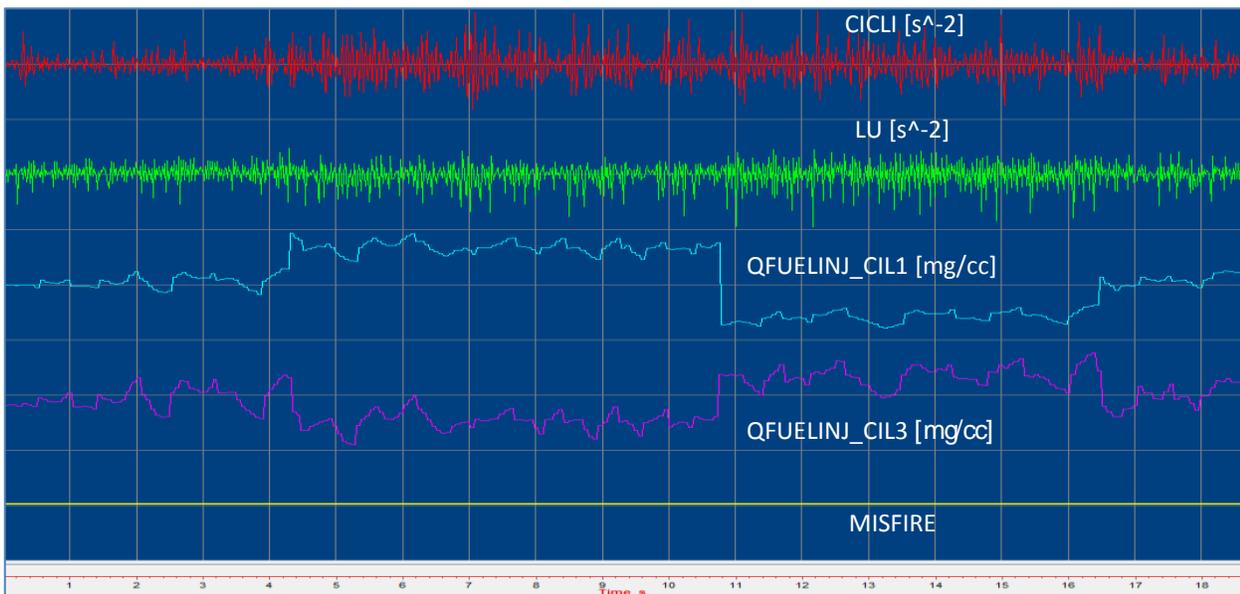
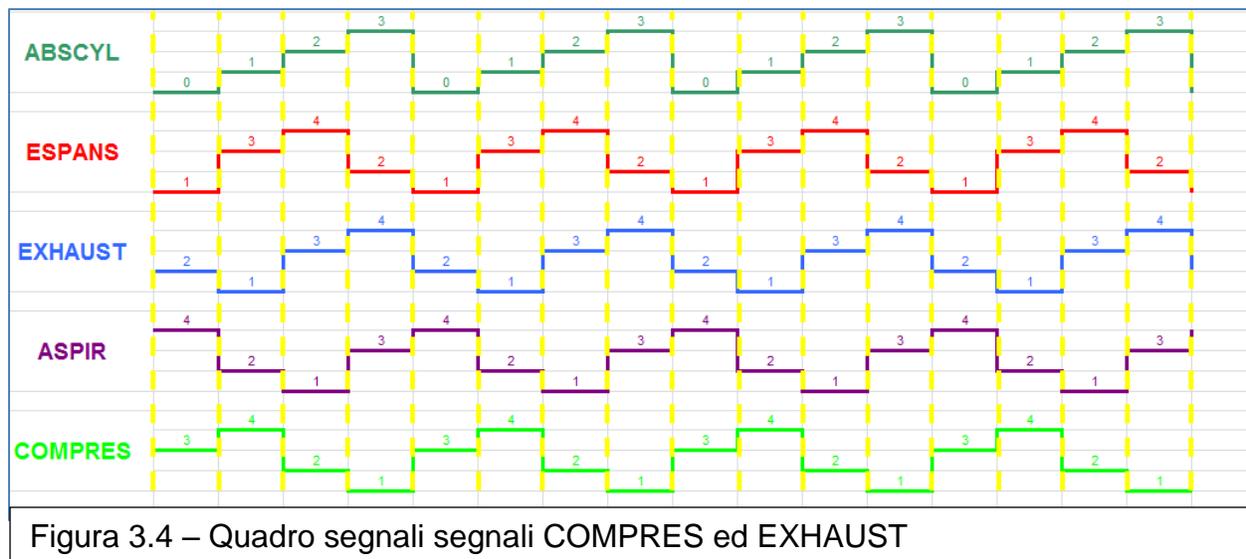


Figura 3.3 – Acquisizione 9 tabella 3.2 a regime 1500 con sbilanciamento in grasso e poi in magro su cilindro 1. In ordine dall'alto in basso: CICLI, LU, massa di combustibile iniettata sul cilindro 1, massa di combustibile iniettata sui cilindri 2,3,4 e segnale presenza di mancate combustioni, tutti in funzione del tempo [s].

3.2 – SCELTA DELL'INDICE DIAGNOSTICO

In seguito ad una preventiva, quanto rapida analisi delle acquisizioni fatte in vettura, si è proceduto ad uno studio più approfondito svolto per mezzo di script di Matlab che hanno consentito di testare preventivamente potenziali indici di rilevamento dello squilibrio cilindrico, prima che questi vengano implementati in un modello Simulink. In primis si è deciso di correlare gli indici LU e CICLI al cilindro che li ha appena generati. Per fare ciò, si è selezionato all'interno delle acquisizioni i campioni in base ai segnali "COMPRES" ed "EXHAUST", i quali indicano rispettivamente il cilindro che ha appena iniziato la fase di compressione e quello che ha appena incominciato quella di scarico.



Considerando poi l'ordine di accensione 1-3-4-2, si può implementare una logica del genere:

```
%CAMPIONI RIFERITI AL CILINDRO 3%
if COMPRES_acq.Data(1)==2
CICLI=CICLI_acq.Data(3:4:end);
T_tdc3=CICLI_acq.Time(3:4:end); %base tempi TDC%
MASSFUELINJ_V_3_acq.Data=MASSFUELINJ_V_3_acq.Data(3:4:end);
MASSFUELINJ_V_3_acq.Time=MASSFUELINJ_V_3_acq.Time(3:4:end);
end;
```

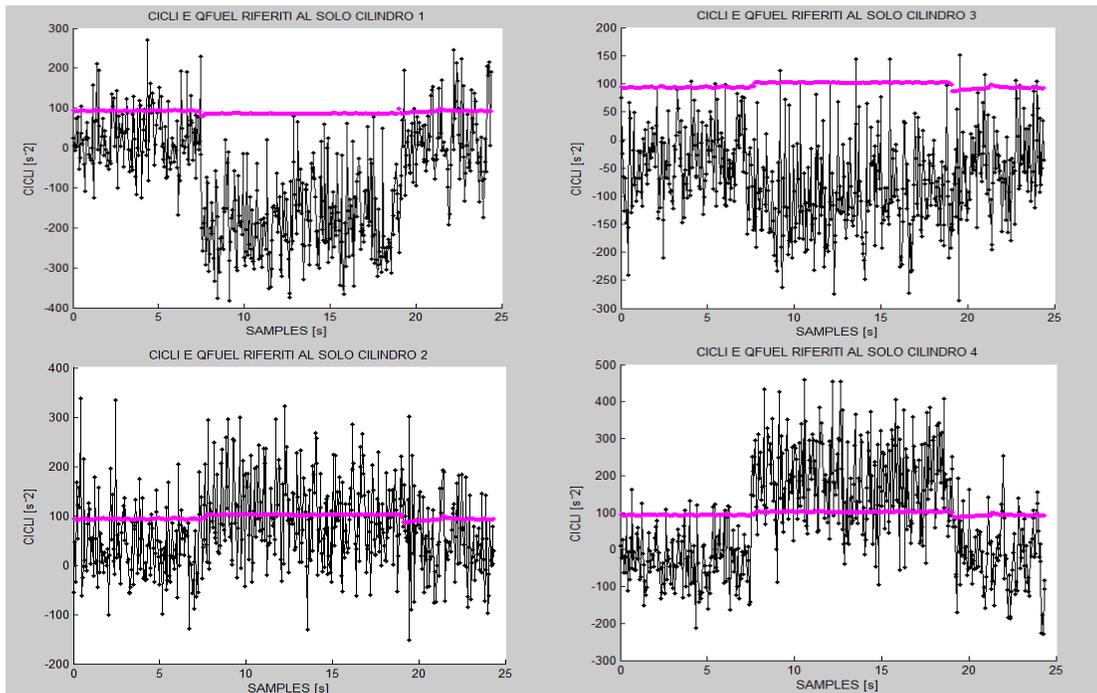
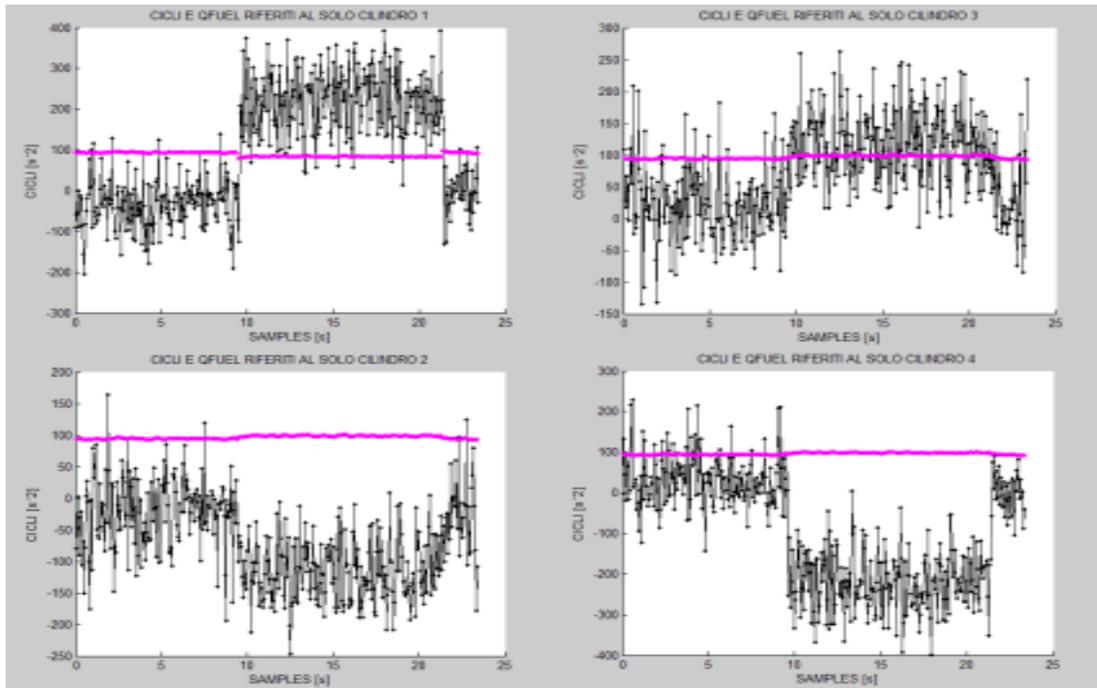


Figura 3.5 – Andamenti dell'indice CICLI e della massa di combustibile iniettata (in fuxia) riferiti ai quattro cilindri, in funzione del tempo. Prove con sbilanciamento del 12% in magro nel cilindro 1 e regimi, dall'alto in basso, da 2000 a 2500 giri/min. Si evidenzia l'effetto del rumore sul segnale CICLI.

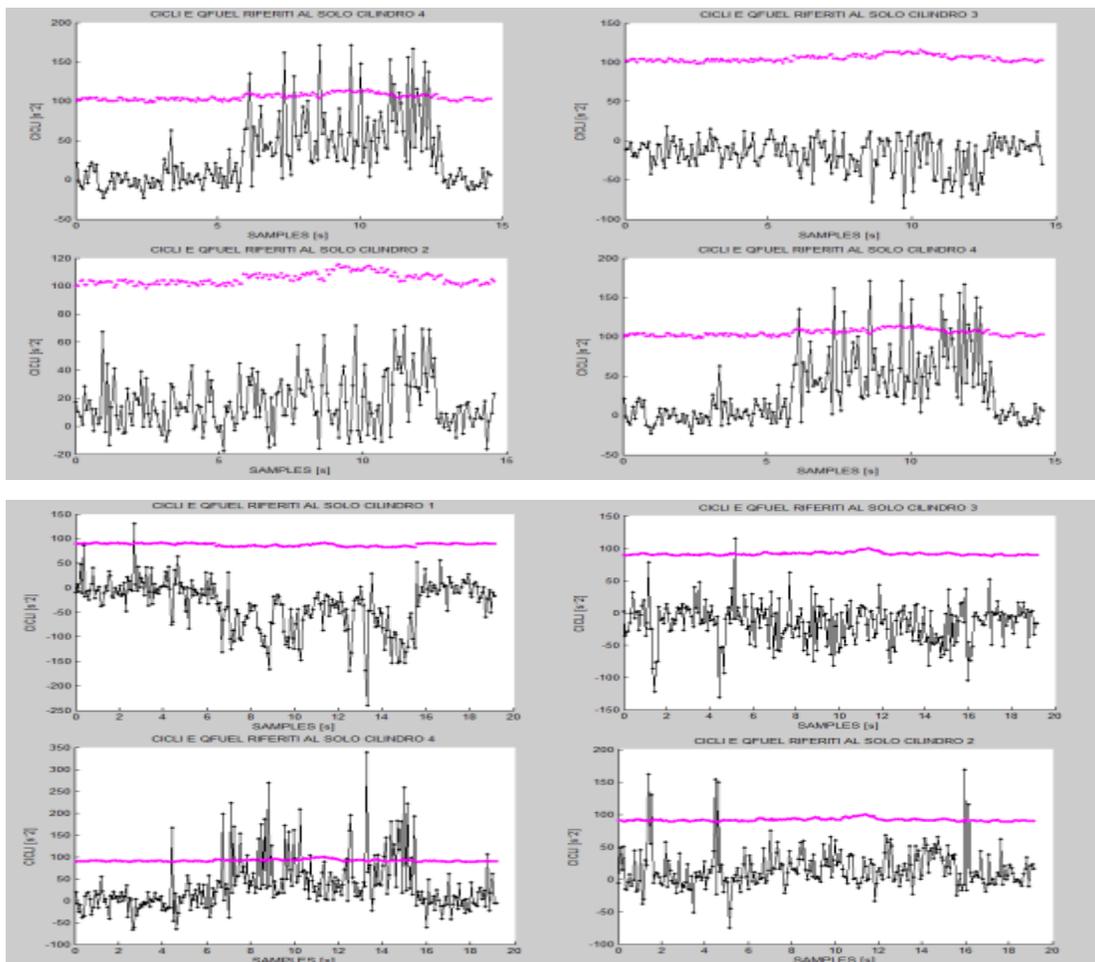


Figura 3.6 – Andamenti dell'indice CICLI e della massa di combustibile iniettata riferiti ai quattro cilindri in funzione del tempo, a regime costante di 1500 giri/min. Si evidenzia la sensibilità dell'indice CICLI allo sbilanciamento di titolo in magro nel cilindro 1, che decresce dal 12% al 6% dall'alto in basso.

In primo luogo si nota una certa simmetria rispetto l'asse $y=0$ nelle coppie di grafici relativi ai cilindri 1-4 e 3-2. Inoltre al variare del cilindro in cui si genera uno sbilanciamento consistente in titolo, si nota un'importante variazione dell'andamento delle ciclicità riferite a quel cilindro e al successivo sfasato di 180° . Si vede infatti che gli indici relativi al cilindro 1 presentano una chiara transizione da valori negativi a positivi, a seguito di una cospicua variazione di massa di combustibile iniettata in quel cilindro. Questo fenomeno è stato il punto di partenza dell'analisi, in particolare si è ritenuto che una media mobile del

primo ordine fosse in grado di mettere in luce la componente tendenziale presente nei campioni

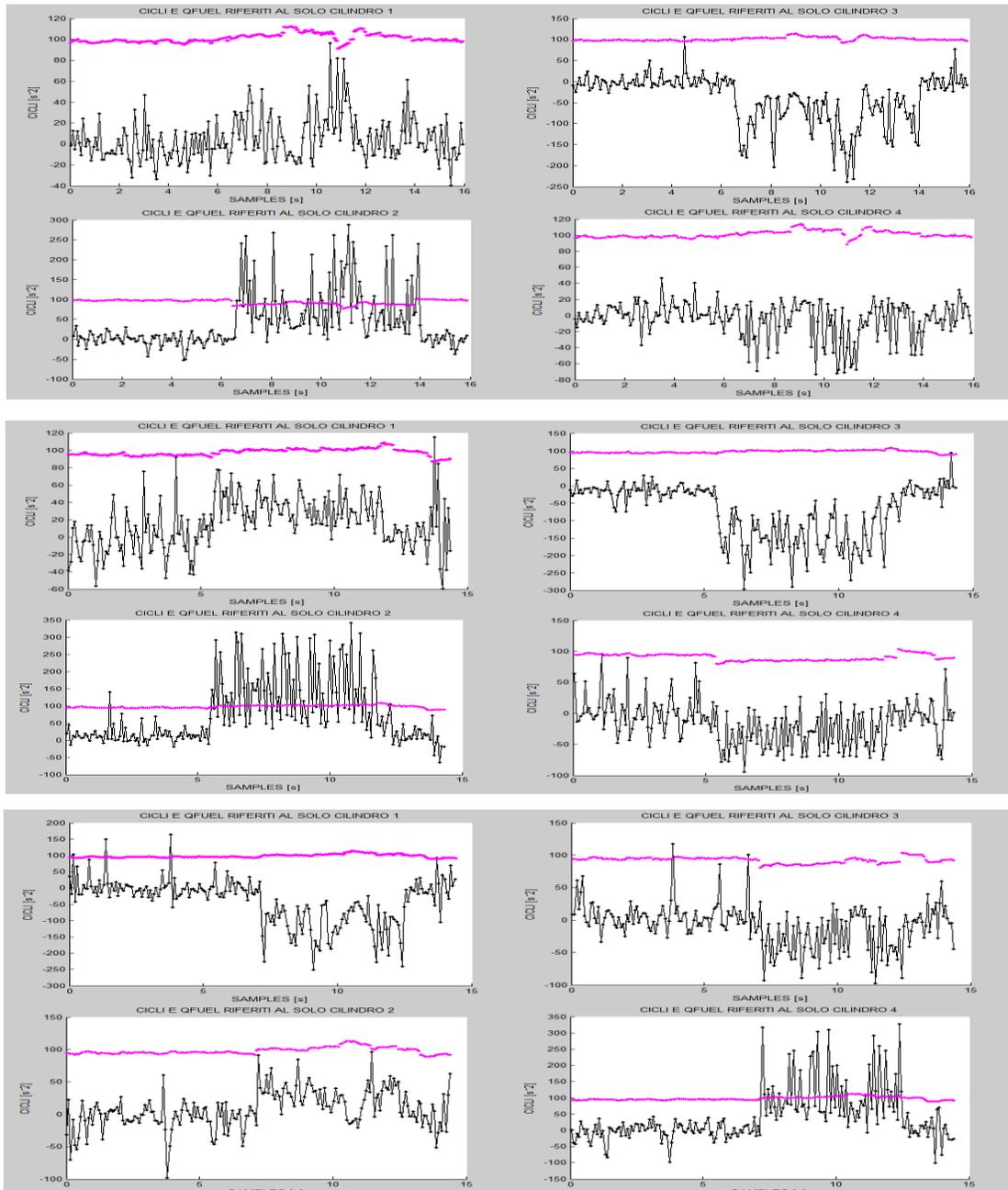


Figura 3.7 – Andamenti di CICLI e massa di combustibile riferiti ai quattro cilindri in funzione del tempo consbilanciamento del 12% in magro nel cilindro 1 e regime motore 1500 giri/min. Si nota un importante scostamento del CICLI laddove si è creato un cospicuo sbilanciamento in titolo, dall'alto in basso cilindri 2, 3 e 4.

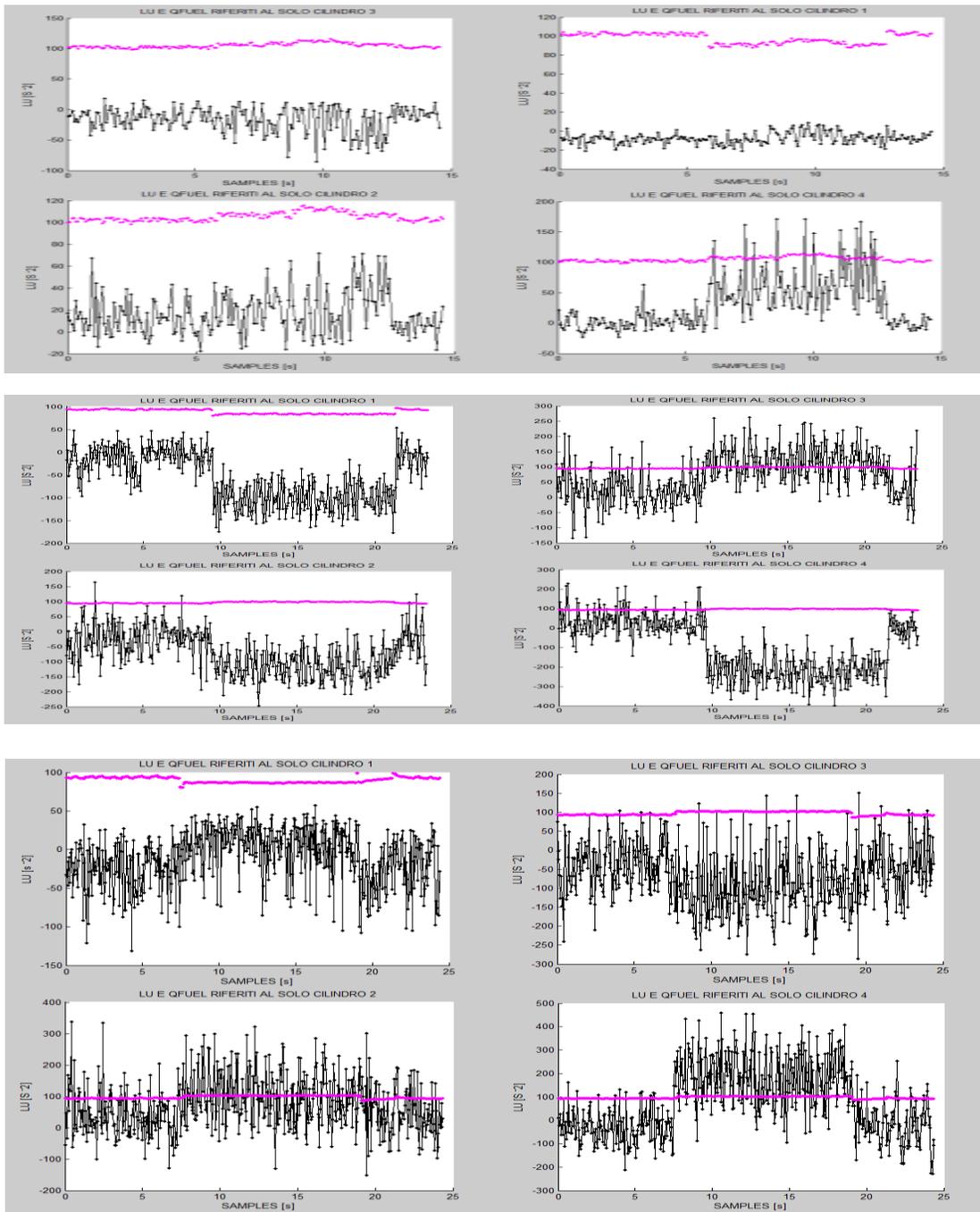


Figura 3.8 – Andamenti di LU e massa di combustibile iniettata riferiti ai vari cilindri con sbilanciamento del 12% in magro nel cilindro 1. Si evidenzia l'effetto del rumore sul segnale LU al crescere del regime motore: dall'alto in basso da 1500 a 2500 giri/min.

Per tale ragione si é applicato una media mobile basata su quattro campioni, che ha consentito di eliminare gli effetti dovuti al rumore nel segnale.

$$Vm(k) = \sum_{t-3}^t CICLI(t)$$

```
%%% MEDIA MOBILE DEL PRIMO ORDINE%%%
```

```
k=1;  
for i=1:(length(CICLI)-3)  
Vm(k)=mean(CICLI(i:1:i+3));  
k=k+1;  
end;
```

Si è riscontrato inoltre una distanza consistente tra i campioni affetti dallo sbilanciamento di titolo imposto dalla strategia e quelli subito a monte. Quindi è stato ritenuto utile applicare una distanza euclidea al quadrato sui campioni precedentemente mediati, in modo tale da esaltare il fenomeno sopracitato.

$$distE^2 = [Vm(i + 4) - Vm(i)]^2 + [t_{Vm}(i + 4) - t_{Vm}(i)]^2$$

```
%%% DISTANZA EUCLIDEA %%%
```

```
r=1;  
for i=1:(length(Vm)-5)  
A(r)=Vm(i);  
B(r)=Vm(i+4);  
C(r)=(B(r)-A(r))^2;  
TT(r)=(T_tdc3(i+8)-T_tdc3(i+4))^2;  
Euclide(r)=TT(r)+C(r);  
r=r+1;  
end;
```

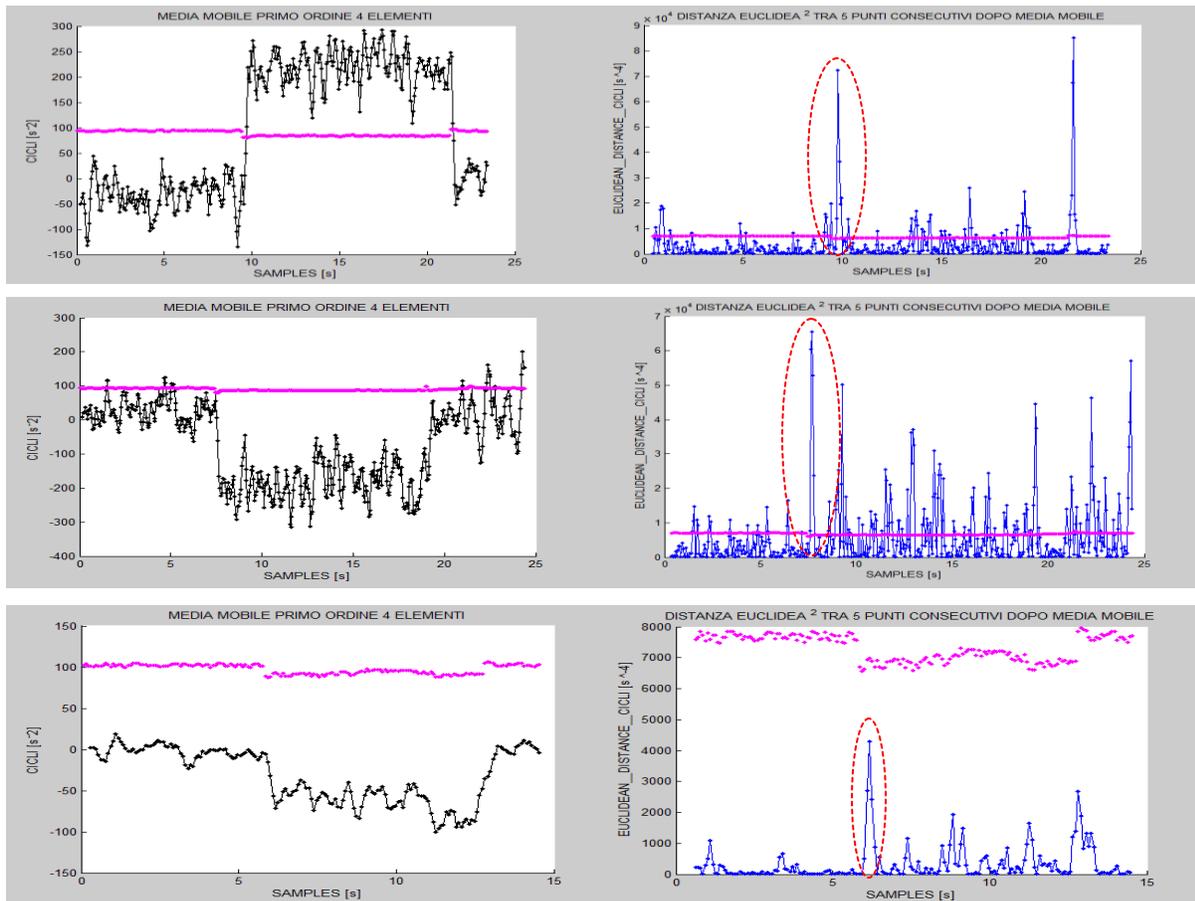


Figura 3.9 – Andamenti di media mobile CICLI (sinistra) e distanza euclidea al quadrato (destra) e massa di combustibile iniettata (fuxia) funzione del tempo. Si evidenzia l'effetto del rumore al crescere del regime motore: dall'alto in basso da 1500 a 2500 giri/min.

Il risultato è l'individuazione di un picco nella distanza euclidea al quadrato (figura 3.9) a seguito di un gradino di titolo in uno dei quattro cilindri. Questo indice riesce ad esaltare la transizione del CICLI e presenta buona robustezza al variare del regime motore a cui sono state condotte le prove. D'altro canto richiede una certa complessità d'implementazione in Simulink, per via della realizzazione della media mobile, la quale restituisce il primo risultato al termine dell'acquisizione del quarto campione. Inoltre il fattore più limitante è il tempo richiesto per completare l'analisi su un cilindro, che corrisponde a 25 punti morti superiori (pms), uno per verificare le condizioni di abilitazione, 20 per il calcolo della media mobile e quattro nel caso di un motore PFI dovuti al ritardo nell'attuazione della quantità di combustibile calcolata in ECU. La diagnosi

richiede un arco di tempo troppo lungo durante il quale le condizioni di validità posso venire meno. Si pensi ad esempio che una brusca frenata, dovuta alla presenza di un semaforo rosso, costringe la centralina a ricominciare il tutto da capo. Ciò può portare a non soddisfare l'IUPR in fase di validazione durante il ciclo FTP.

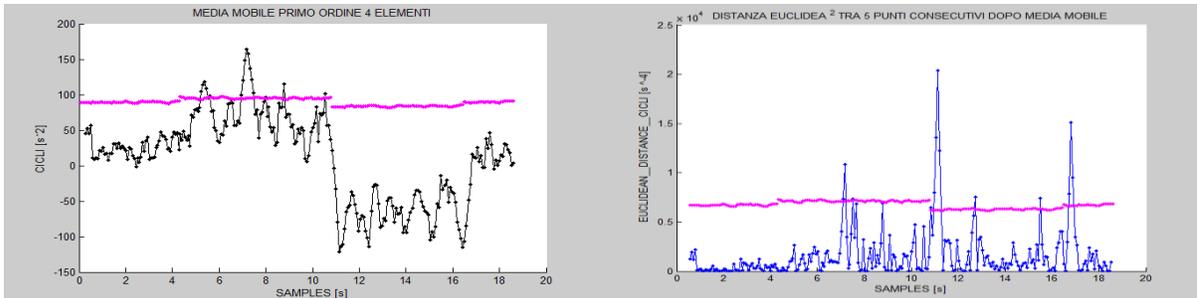


Figura 3.10 – Andamenti di media mobile CICLI (sinistra) e distanza euclidea al quadrato (destra) e massa di combustibile iniettata (fuxia) in funzione del tempo, a regime motore 1500 giri/min, al variare del titolo nel cilindro 1: stechiometrico, $\lambda=0.94$, $\lambda=1.06$ e nuovamente stechiometrico.

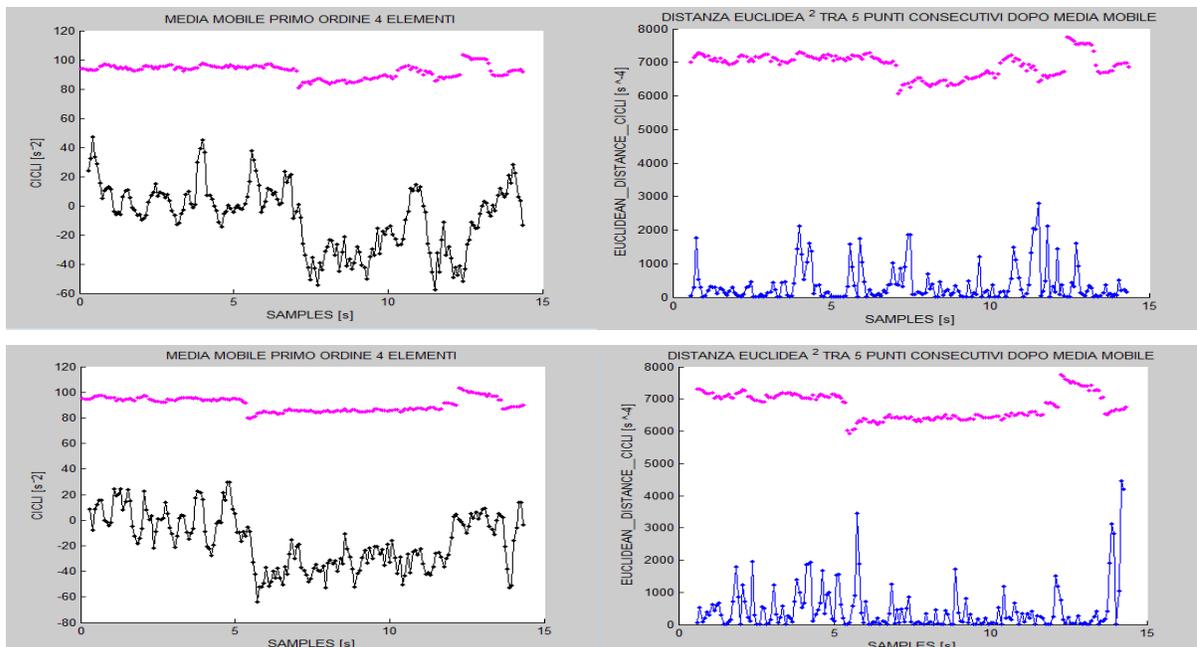


Figura 3.11 - Andamenti di media mobile CICLI (sinistra), distanza euclidea al quadrato (destra) e massa di combustibile iniettata (fuxia) in funzione del tempo, a regime motore 1500 giri/min e squilibrio del 12% in magro nei cilindri, dall'alto in basso rispettivamente, 3 e 4.

Si nota inoltre che la distanza euclidea al quadrato dell'indice LU presenta dei falsi negativi, che compromettono l'efficacia della diagnosi mediante questo indice.

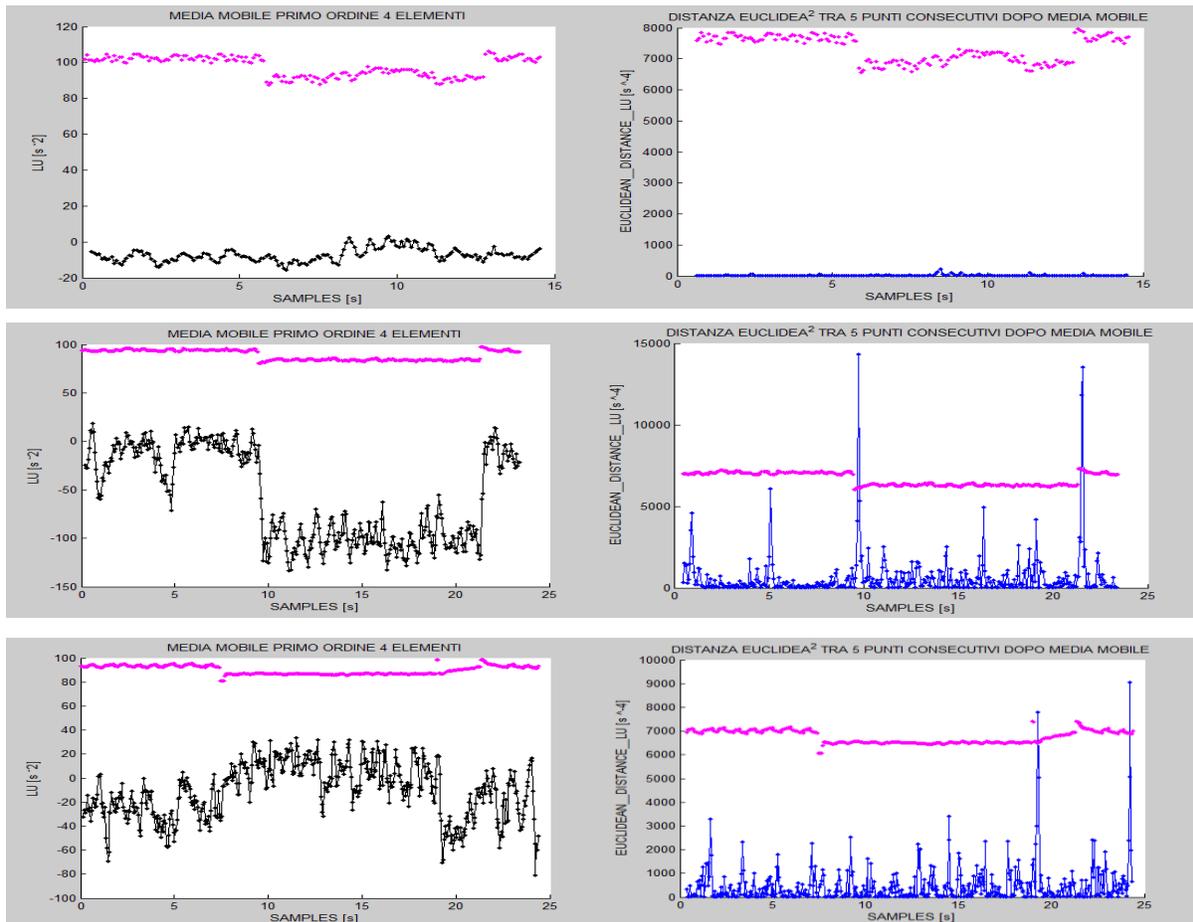


Figura 3.12 - Andamenti di media mobile LU (sinistra), distanza euclidea al quadrato (destra) e massa di combustibile iniettata (fuxia) in funzione del tempo, con sbilanciamento nel cilindro 1 del 12% in magro, a regime di rotazione motore da 1500 a 2500 giri/min.

Al fine di contenere la durata della diagnosi, si é concentrato la ricerca sul segnale CICLI nella sua completezza, senza riferirlo ad ogni singolo cilindro. Infatti esso, ai bassi regimi, presenta una transizione comunque visibile e di conseguenza sfruttabile in ottica diagnostica.

L'idea in questo caso è di considerare l'effetto di tutte e quattro le combustioni sull'indice CICLI e calcolarne una sorta di energia del segnale così definita:

$$E_{signal} = \sum_{i=1}^4 CICLI(i)^2$$

```
%DELTA ENERGIA DEL SEGNALE%
CME_1=CICLI_acq.Data(1:4:end);
CME_2=CICLI_acq.Data(2:4:end);
CME_3=CICLI_acq.Data(3:4:end);
CME_4=CICLI_acq.Data(4:4:end);
T_tdc1=CICLI_acq.Time(4:4:end);
r=1;
for i=1:length(CME_4)
Esignal(r)=(CME_1(i))^2+(CME_2(i))^2+(CME_3(i))^2+(CME_4(i))^2;
r=r+1;
end;
A= Esignal (2:end);
B= Esignal (1:end-1);
DeltaEnergy=(A-B);
```

Allo stesso modo si è ritenuto utile applicare questa tecnica all'indice LU, al fine di ridurre la presenza di eventuali falsi negativi nella diagnosi. L'idea successiva è stata quella di utilizzare la variazione di energia del segnale CICLI e quella del LU applicate ai quattro campioni salvati in fase di "Learning" e in fase di "Sampling".

$$\Delta E_{CICLI} = \sum_{i=1}^4 CICLI_{step\ intrusivo}(i)^2 - \sum_{i=1}^4 CICLI_{stechiometrico}(i)^2$$

$$\Delta E_{LU} = \sum_{i=1}^4 LU_{step\ intrusivo}(i)^2 - \sum_{i=1}^4 LU_{stechiometrico}(i)^2$$

Si perviene ad un'analisi incrociata, che applicata ai set di acquisizioni in mio possesso presenta un'affidabilità molto elevata.

Tutto ciò riduce a 12 pms la durata dell'analisi su un cilindro nel caso di un motore GDI e a 16 pms nel caso di un PFI (il 36% in meno rispetto il metodo precedente). Si nota che questo indice è in grado di rilevare uno sbilanciamento consistente su un cilindro sia in condizioni di titolo magro che di titolo grasso. A questo punto si può pensare di modellare un sistema che possa simulare la strategia in esame e successivamente convertirla in un prototipo da telecaricare su un'autovettura di prova.

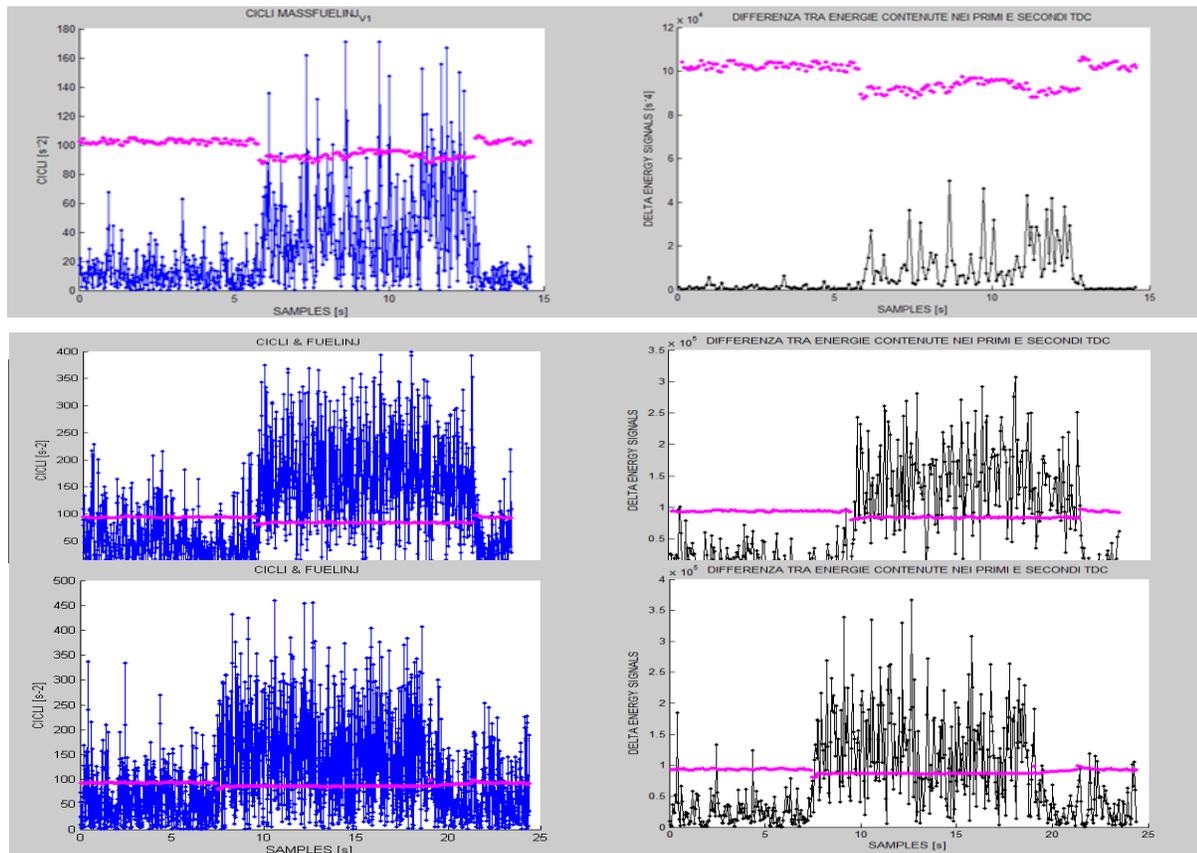


Figura 3.13 – Andamento di CICLI (sinistra), variazione energia CICLI (destra) e massa di combustibile iniettata nel cilindro 1 sbilanciato del 12% in magro e regime crescente dall'alto in basso da 1500 a 2500 giri/min.

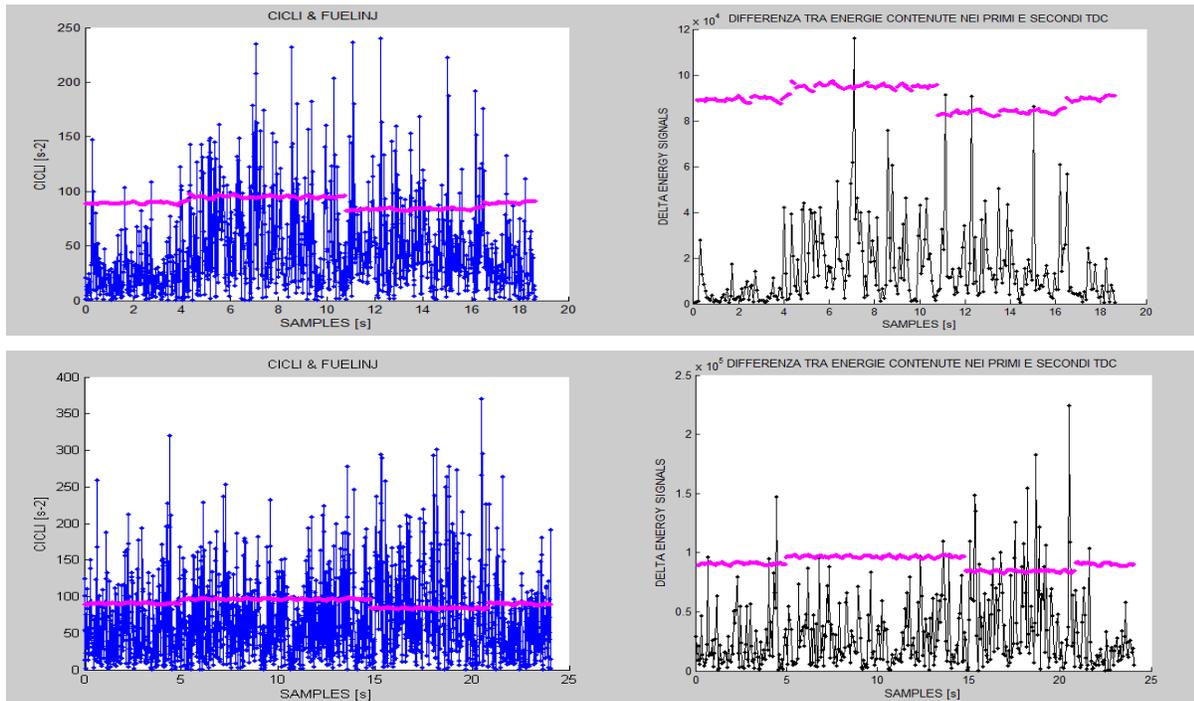


Figura 3.14 – Andamento del CICLI (sinistra), della variazione dell'energia ad esso correlata (destra) e massa di combustibile iniettata nel cilindro sbilanciato in titolo variante da stechiometrico a $\lambda=0.94$ a $\lambda=1.06$ rispettivamente da sinistra a destra a regime motore crescente da 1500 a 2000 giri/min.

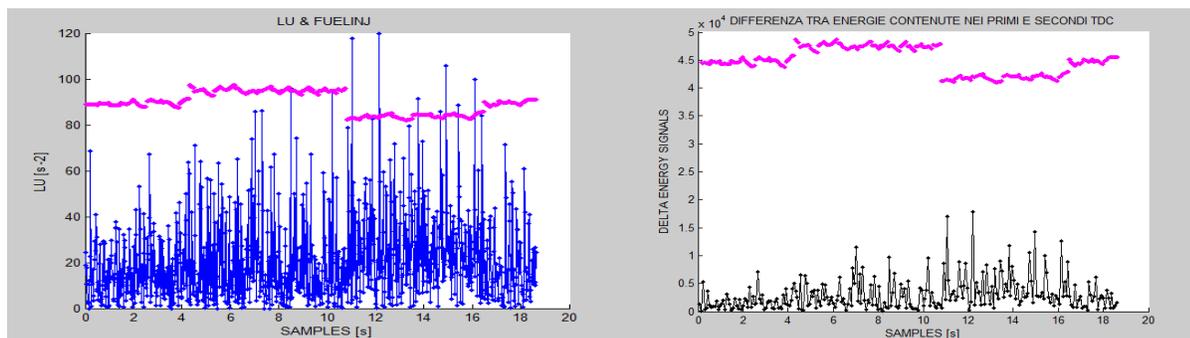


Figura 3.15 – Andamento del LU (sinistra), della variazione dell'energia ad esso correlata (destra) e massa di combustibile iniettata nel cilindro sbilanciato in titolo variante da stechiometrico a $\lambda=0.94$ a $\lambda=1.06$ rispettivamente da sinistra a destra a regime 1500 giri/min.

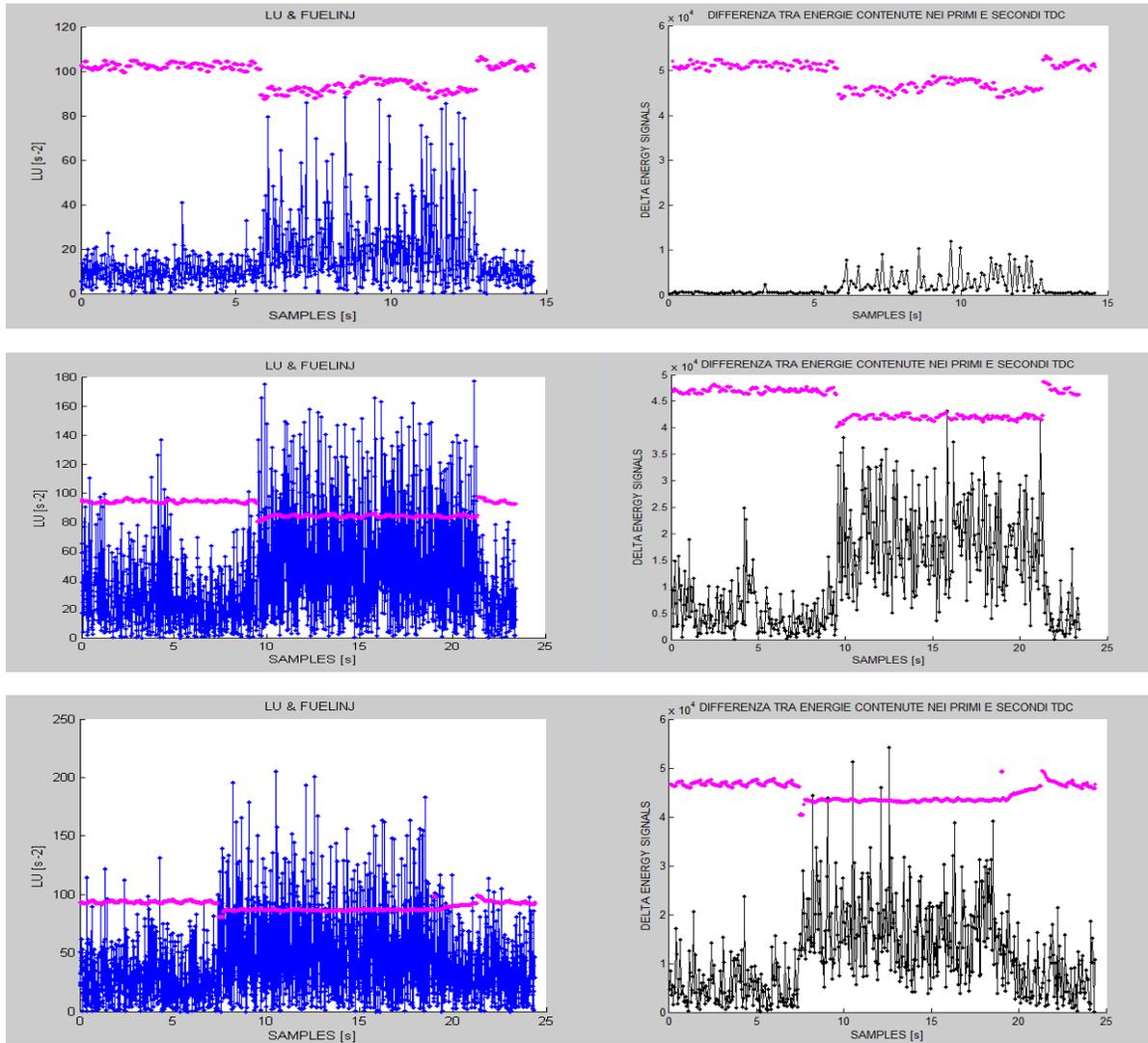


Figura 3.16 – Andamento di LU (sinistra), variazione energia LU (destra) e massa di combustibile iniettata nel cilindro 1 a titolo $\lambda=1.12$ e regime crescente dall'alto in basso da 1500 a 2500 giri/min.

Capitolo 4

Modello in ambiente Matlab-Simulink

4.1 - MODELLO

Nel capitolo in questione é descritto il modello Simulink che rappresenta la diagnosi di riconoscimento di rilevanti differenze cilindriche e ne simula il funzionamento.

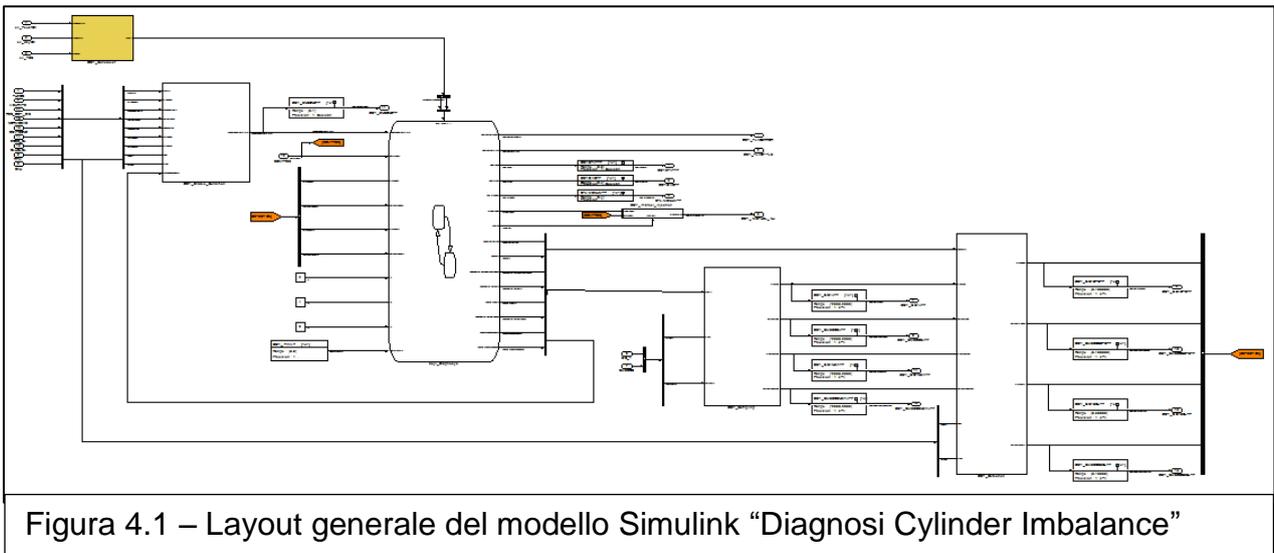


Figura 4.1 – Layout generale del modello Simulink “Diagnosi Cylinder Imbalance”

Come si può vedere in figura 4.1 sono presenti i seguenti blocchi principali:

- **Schedulatore**, è una macchina a stati finiti (chart) che traduce gli eventi primari, ossia i task di centralina, in chiamate a funzione.
- **Abilitazione strategia**, è un sottosistema in cui si verifica la contemporanea presenza di tutte le condizioni per le quali l'analisi può considerarsi valida.
- **Macchina di diagnosi**, è una macchina a stati finiti che secondo una logica a cascata gestisce le chiamate a tutti i blocchi, ricevendo da essi le informazioni necessarie al completamento della strategia.
- **Blocco di calcolo dello squilibrio di titolo da generare**, che ad un comando della macchina di diagnosi invia una percentuale di sbilanciamento al modulo che controlla il titolo della miscela aria-combustibile.
- **Blocco di apprendimento degli indici LU e CICLI**, i quali sono salvati in due buffer differenti e utilizzati nella fase di diagnosi.
- **Blocco di valutazione delle soglie dinamiche di confronto e dell'indice “Variazione energia del segnale”**.

Di seguito si descrive in dettaglio il funzionamento di ogni singolo blocco operativo presente nel modello.

4.2 – SCHEDULATORE

In questo blocco troviamo una macchina a stati che gestisce gli eventi provenienti da centralina e genera le chiamate a funzione (function call) che vengono inviate alla macchina di diagnosi. In ingresso troviamo i seguenti task di centralina:

- Accensione motore (Power_On), il quale è un segnale booleano che identifica l'evento di accensione motore mediante la condizione TRUE.
- Giro chiave (Key_On), segnale booleano rappresentante l'evento in cui l'utente gira chiave mediante la condizione TRUE.

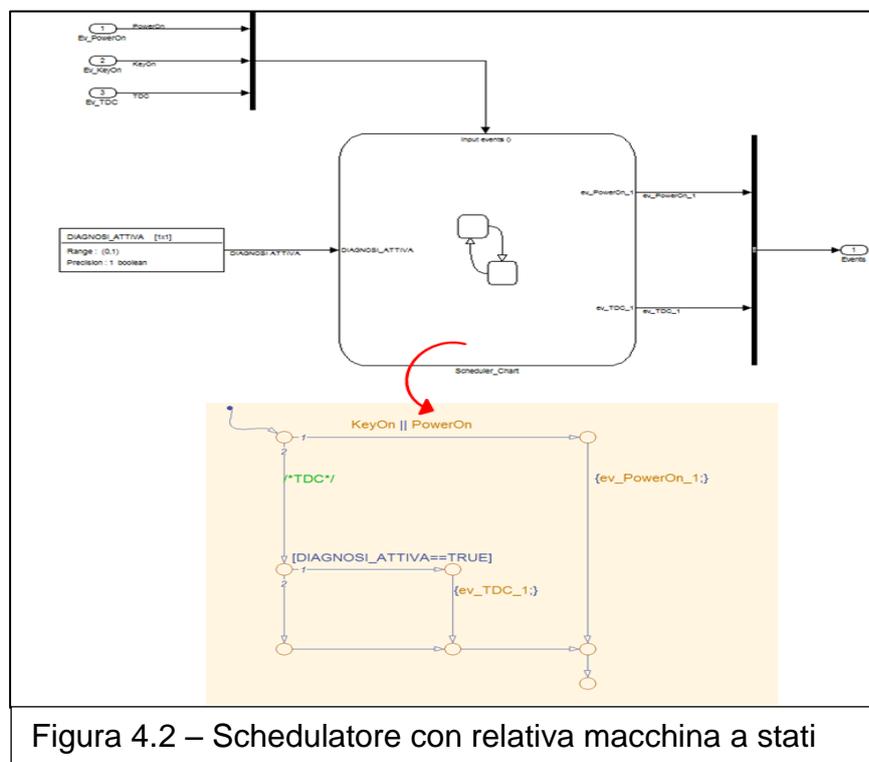


Figura 4.2 – Scheduler con relativa macchina a stati

In merito alla macchina a stati soprastante gli eventi generati seguono la logica seguente:

1. Al verificarsi della condizione “giro chiave” o “motore acceso” viene generato l'evento “ev_Power_On” che viene inviato alla macchina di diagnosi. Tale evento è utilizzato in fase di inizializzazione di alcune variabili come ad esempio i buffer per il campionamento o le soglie dinamiche sul delta energia del segnale.
2. Al verificarsi della condizione “punto morto superiore”, se la diagnosi é attiva, viene generato un evento “ev_Tdc” e inviato alla macchina di diagnosi, la quale evolve la strategia.

4.3 - ABILITAZIONE STRATEGIA

Nel blocco in questione si verifica che tutte le condizioni necessarie affinché la diagnosi sia valida siano presenti. In particolare bisogna accertarsi che:

- Nessun sensore utilizzato in fase di diagnosi sia in avaria.
- Il veicolo si trovi in condizioni in cui secondo normativa è possibile fare diagnosi, si veda il paragrafo inerente alla normativa OBD-II.
- Motore in condizione stabilizzata
- Carico termico e regime motore stabili e compresi all'interno di un range calibrato.
- Non devono verificarsi mancate combustioni durante la fase di rilevamento.
- Temperatura ambiente, come da normativa, contenuta all'interno di un range definito.
- Diagnosi catalizzatore disattivata, in quanto anche essa è intrusiva e non consentirebbe di imporre al controllo titolo l'offset desiderato.
- Closed-loop attivo, in modo da assicurare che il valore obiettivo imposto dalla diagnosi sia correttamente attuato.

Queste condizioni vengono rispettivamente tradotte nelle seguenti (figura 4.3):

- AVARIE= FALSE
- $QA_{Hinf} < QA_H < QA_{Hsup}$
- $\frac{dQA_H}{dt} < \text{limite}$
- $RPM_{inf} < RPM < RPM_{sup}$
- $\frac{dRPM}{dt} < \text{limite}$
- MISFIRE=NO-MISF
- $TH2O_{inf} < TH2O < TH2O_{sup}$
- DIAGNOSI_CAT=FALSE
- CLOSE-LOOP=TRUE
- CATENA_CONTROLLO=CLOSED-LOOP

Operativamente è stato realizzato all'interno del sottosistema, due blocchi attivabili su chiamata (function call subsystem), il primo contenente le inizializzazioni in fase di set-up, mentre il secondo le condizioni sopracitate. Sono presenti dei merge, poiché in uscita dal blocco che valuta le condizioni di validità della strategia deve essere presente il valore più recente.

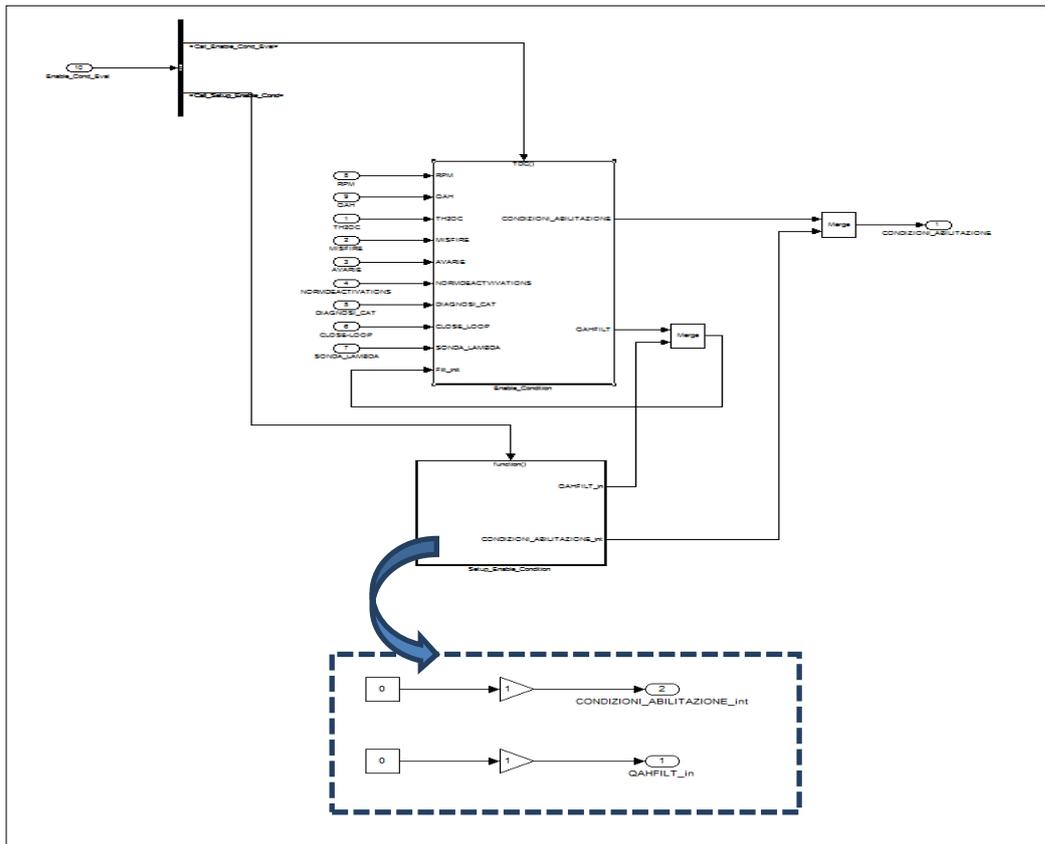


Figura 4.3 – Blocco di valutazione delle condizioni iniziali

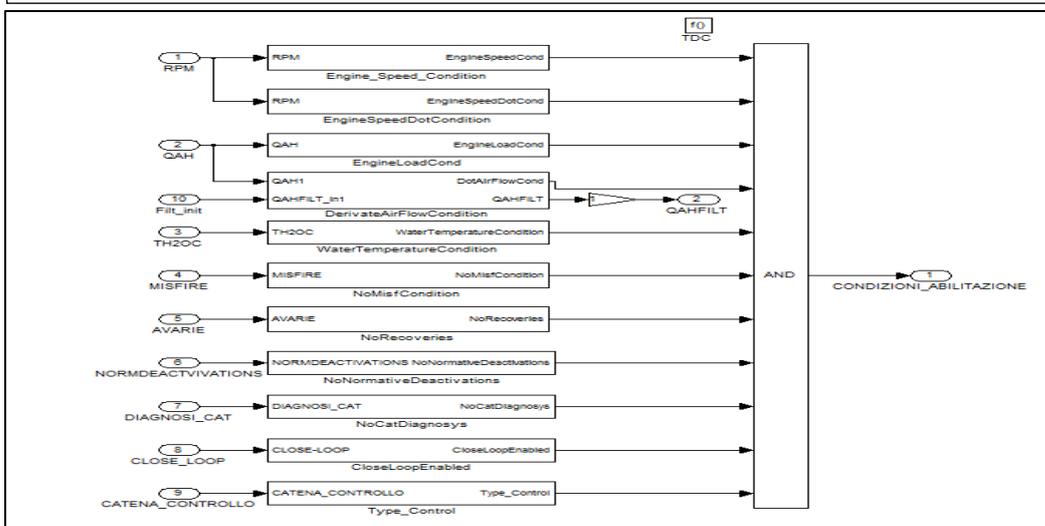


Figura 4.4 – Sottosistema di valutazione delle condizioni di abilitazione attivato da una chiamata a funzione.

Di seguito si presenta l'implementazione delle condizioni più interessanti dal punto di vista della modellazione. La prima riguarda la velocità di rotazione dell'albero motore, che deve essere compresa tra due soglie calibrate.

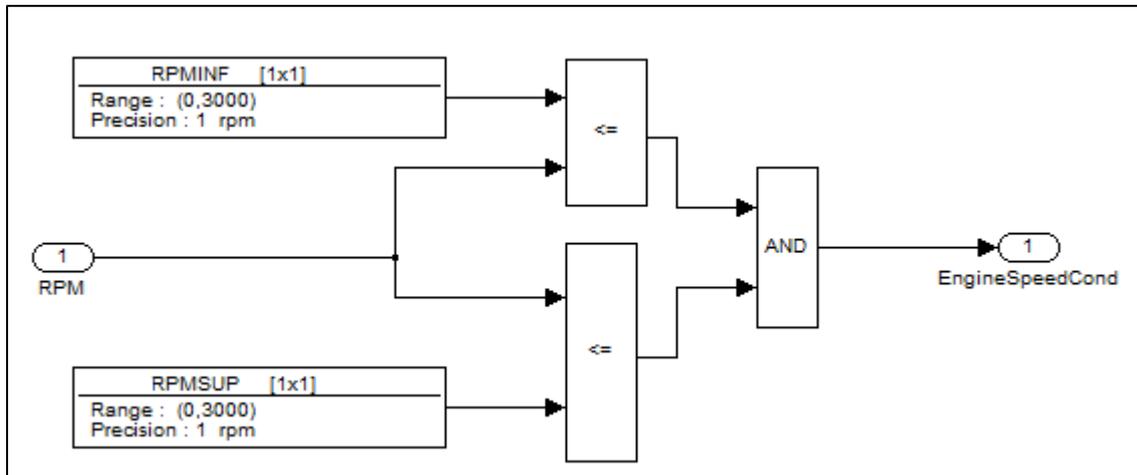


Figura 4.4 – Condizione sul regime motore compreso tra 1200 e 3000 giri/min.

Altra implementazione d'interesse riguarda la derivata temporale della portata massica d'aria aspirata, la quale viene preventivamente filtrata e successivamente paragonata con una soglia calibrata.

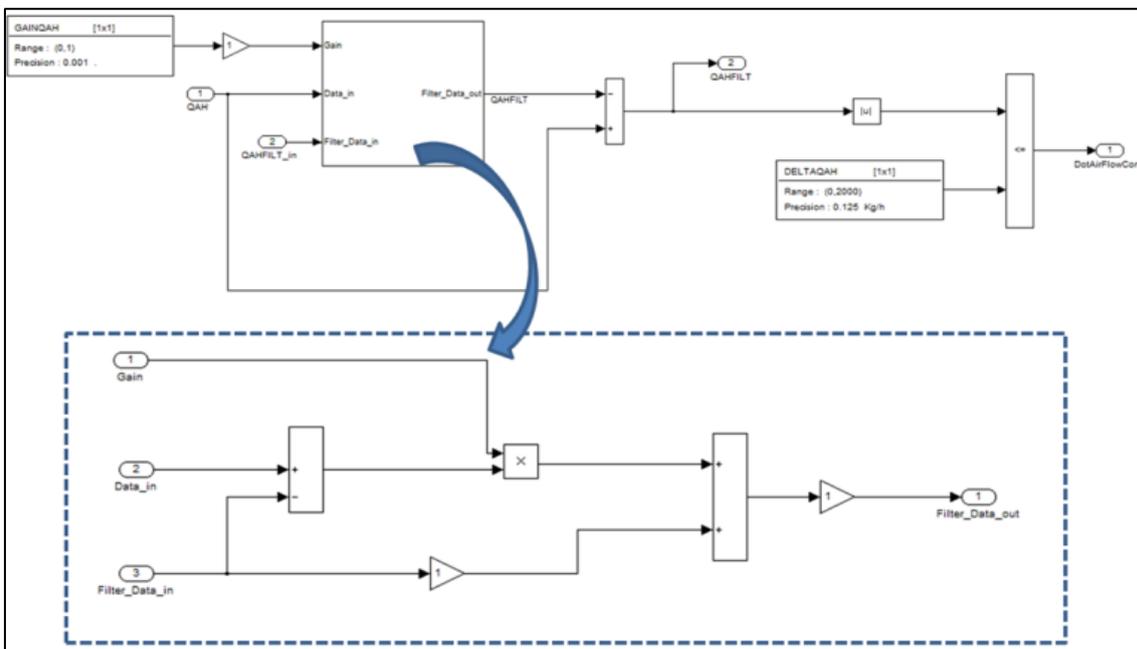


Figura 4.5 – Condizione di stabilità del carico motore.

In fine la condizione di assenza di mancate combustioni, che viene implementata per mezzo di un vettore a selezione diretta composto da 26 caselle, quanti sono i

valori che può assumere l'enumerativo MISFIRE. In pratica esso entra nel vettore che ha tutte le caselle con valore zero tranne la seconda. In fase di calibrazione, se viene verificato che altri valori assunti dall'enumerativo MISFIRE sono compatibili con la diagnosi, si modifica il vettore inserendo degli uno dove ciò è vero.



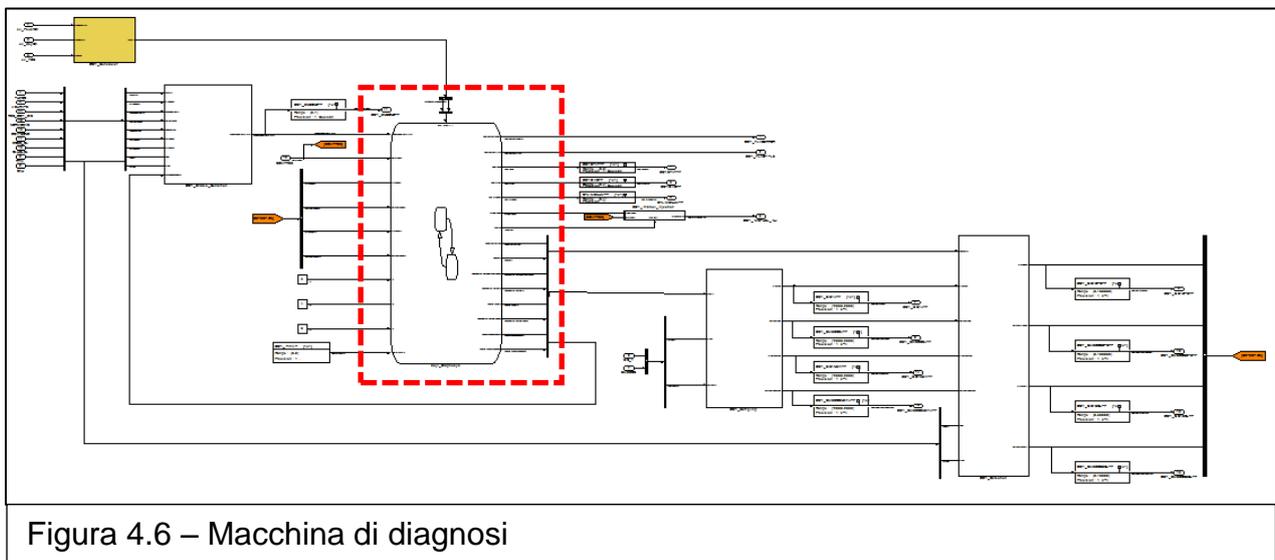
4.4 - MACCHINA DI DIAGNOSI

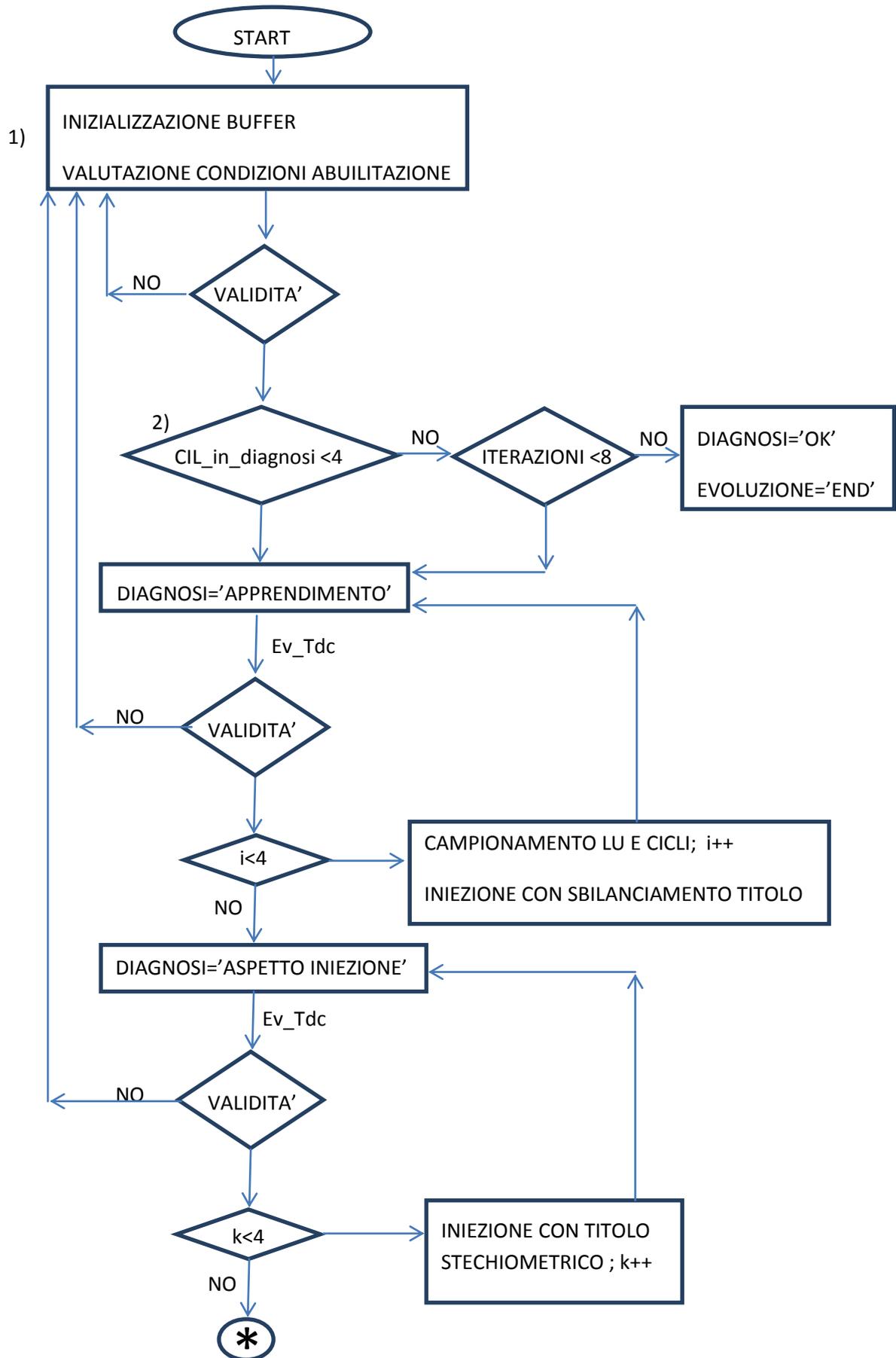
La macchina di diagnosi in figura 4.6 è uno "state flow" al cui interno è presente una logica a stati a cascata che evolve mediante gli eventi "ev_Power_On" ed "ev_Tdc" provenienti dallo schedulatore. Questo è il cuore della strategia e tramite una serie di chiamate (function call) determina l'inizializzazione di alcune variabili, il campionamento delle ciclicità, la valutazione dello squilibrio di titolo da imporre, la valutazione delle soglie dinamiche e il delta energia del LU e del CICLI. Svolte queste azioni, acquisisce l'entità delle differenze energetiche inerenti alle ciclicità, tramite le quali riesce a comprendere se durante la combustione appena terminata si è verificato uno squilibrio cilindrico non tollerabile. Nella macchina a stati è presente una variabile calibrabile che impone di aspettare 720° manovella prima di campionare il LU, questo perché il controllo titolo di un motore PFI inietta il combustibile nei condotti di aspirazione un ciclo in anticipo rispetto l'avvio della combustione. A valle dell'acquisizione del LU, avviene quella del CICLI, il quale viene calcolato dal modulo "MISFIRE" con un ritardo di un ciclo rispetto il primo. Di conseguenza la strategia evolve in questo modo:

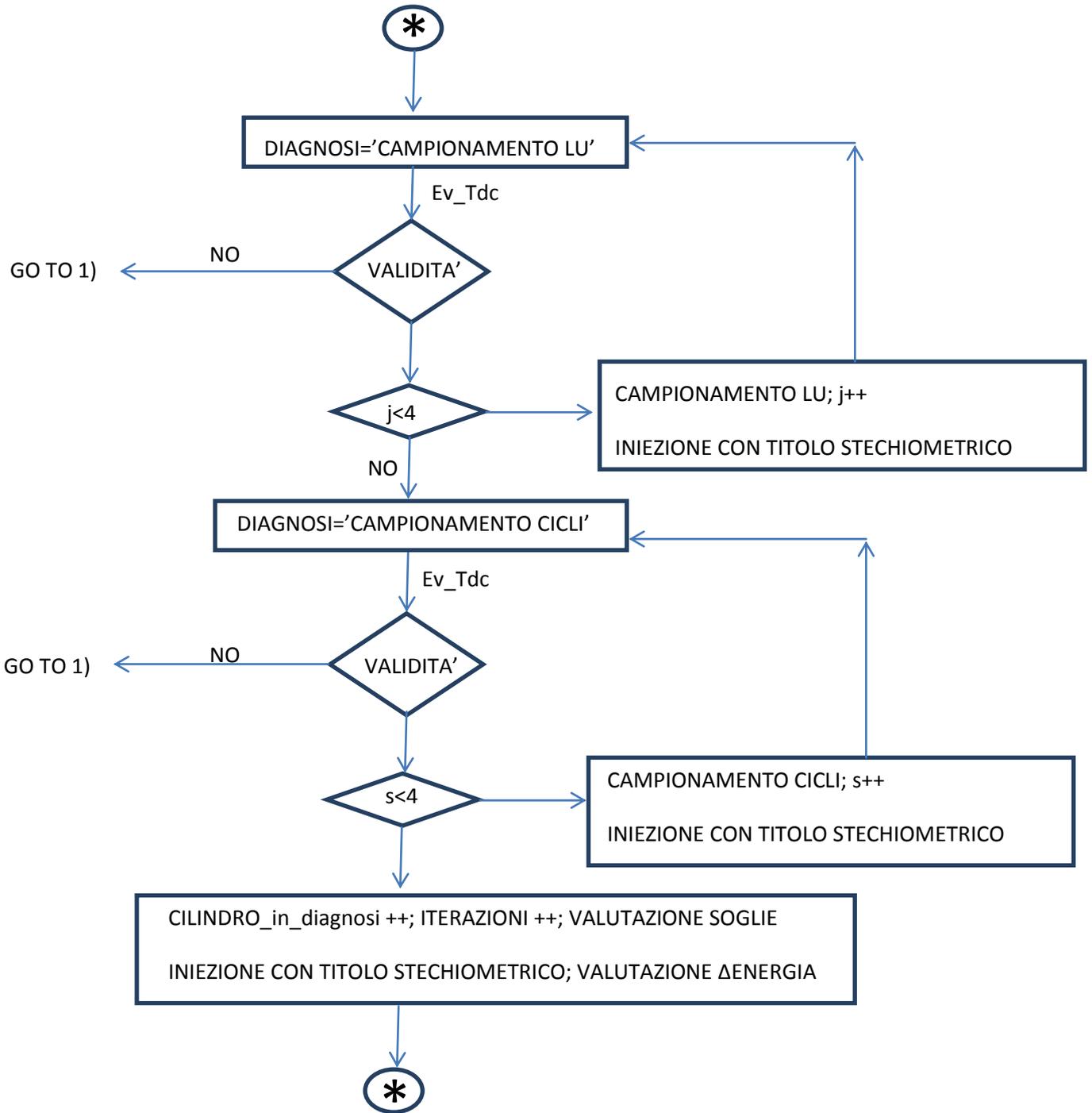
1. Valutazione condizioni abilitazione e inizializzazione buffer acquisizione ciclicità
2. Ciclo for di campionamento delle ciclicità all'interno di due buffer dedicati e imposizione al controllo titolo di iniettare masse di combustibile su ogni cilindro, tali da generare lo sbilanciamento mappato.
3. Ciclo for di quattro punti morti superiori (pms) in cui si aspetta che avvenga la combustione. Da questo punto in avanti il controllo titolo inietta una massa di combustibile tale da realizzare un titolo stechiometrico in camera.
4. Ciclo for di quattro pms in cui viene campionato il LU

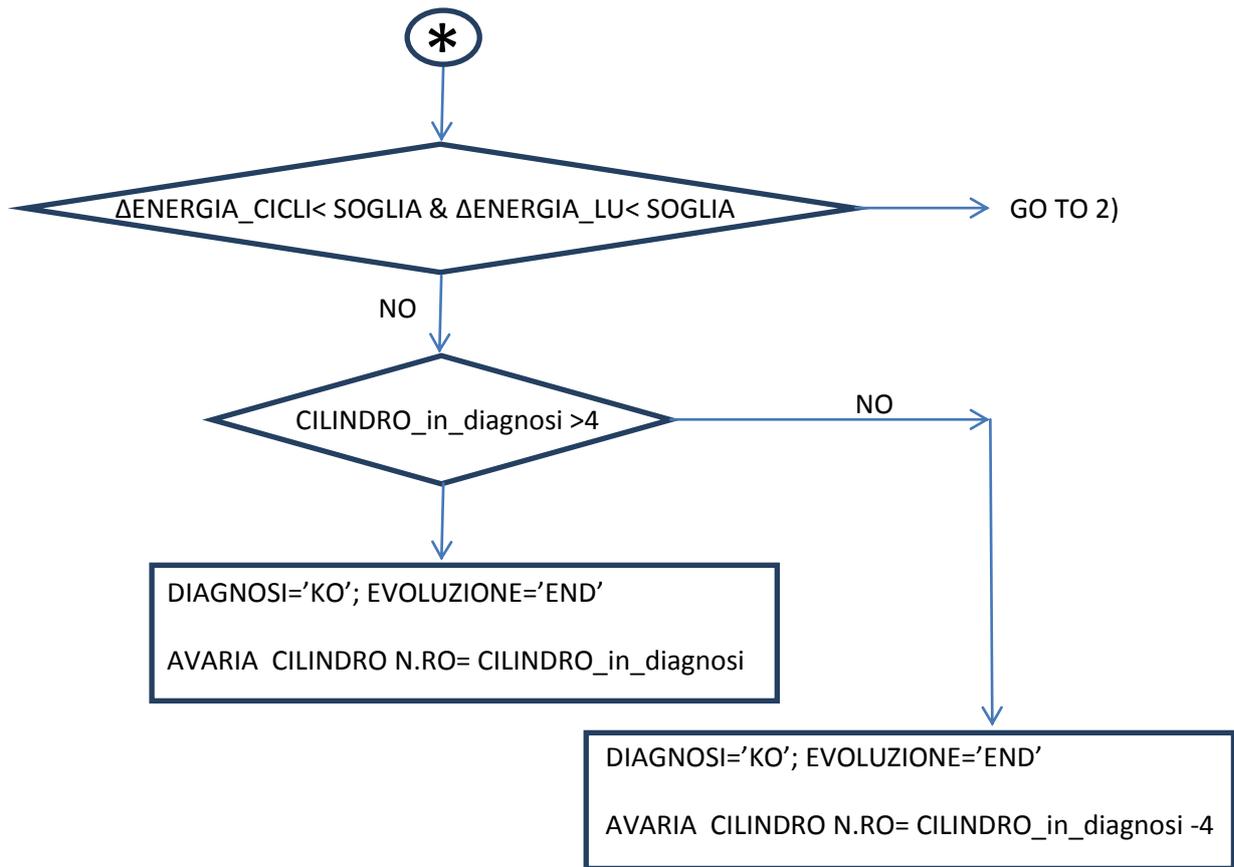
5. Ciclo for di quattro pms in cui viene acquisito il CICLI
6. Confronto delle differenze di energia associate al LU e CICLI con le relative soglie calibrate. Se il confronto dà esito negativo la diagnosi termina, altrimenti si riparte dal punto 2 fino al termine dell'esame sui quattro cilindri avendo creato un cospicuo sbilanciamento in magro su un cilindro.

Nel caso in cui vengano completati i sei punti per i quattro cilindri senza riscontrare sbilanciamento di titolo rilevante, la strategia riparte da capo dal punto 2 imponendo uno squilibrio importante in grasso sul cilindro in esame. Al contrario qualora venga rilevato uno sbilanciamento intollerabile secondo la normativa LEV-II, la diagnosi termina e in INCA compare "esito negativo della diagnosi" e quale cilindro è affetto da sbilanciamento cilindrico. Invece se il motore viene avviato una seconda volta per via dell'attivazione dello start and stop, la diagnosi riparte da capo dal punto 1. Per maggiore chiarezza si presenta di seguito un diagramma di flusso rappresentante la logica della strategia.









4.5 - BLOCCO CALCOLO SBILANCIAMENTO TITOLO

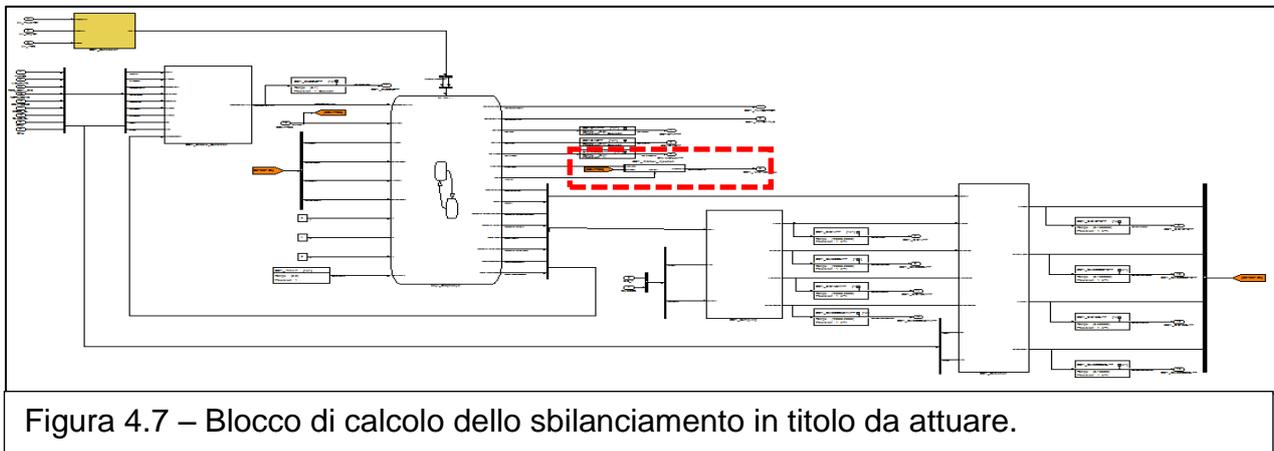


Figura 4.7 – Blocco di calcolo dello sbilanciamento in titolo da attuare.

Il sottosistema in questione, una volta azionato da una chiamata a funzione fatta dalla macchina di diagnosi, invia al controllo titolo lo squilibrio da applicare in fase d'iniezione. Questo è un fattore moltiplicativo sulla massa di combustibile da iniettare. Per compiere l'operazione sopra descritta, dalla macchina di diagnosi esce un indice funzione del "compres" (cilindro che è all'inizio della fase di

compressione) che entra in una mappa, come la tabella 4.1, a selezione diretta individuando il vettore dei fattori moltiplicativi da trasmettere al controllo titolo.

INDICE_MAPPA	CILINDRO 1	CILINDRO 3	CILINDRO 4	CILINDRO 2
COMPRES=0	1.06	0.98	0.98	0.98
COMPRES=1	0.98	1.06	0.98	0.98
COMPRES=2	0.98	0.98	1.06	1.06
COMPRES=3	0.98	0.98	0.98	1.06
COMPRES+4 = 4	0.94	1.02	1.02	1.02
COMPRES+4 = 5	1.02	0.94	1.02	1.02
COMPRES+4 = 6	1.02	1.02	0.94	1.02
COMPRES+4 = 7	1.02	1.02	1.02	0.94

Tabella 4.1 – Mappa di fattori moltiplicativi utilizzati per esaltare la presenza di un eventuale sbilanciamento.

4.6 - BLOCCO DI CAMPIONAMENTO CICLICITÀ

Il blocco in oggetto è stato concepito per campionare gli indici LU e CICLI e al suo interno contiene tre sottosistemi che entrano in funziona quando la macchina di diagnosi invia la relativa chiamata a funzione.

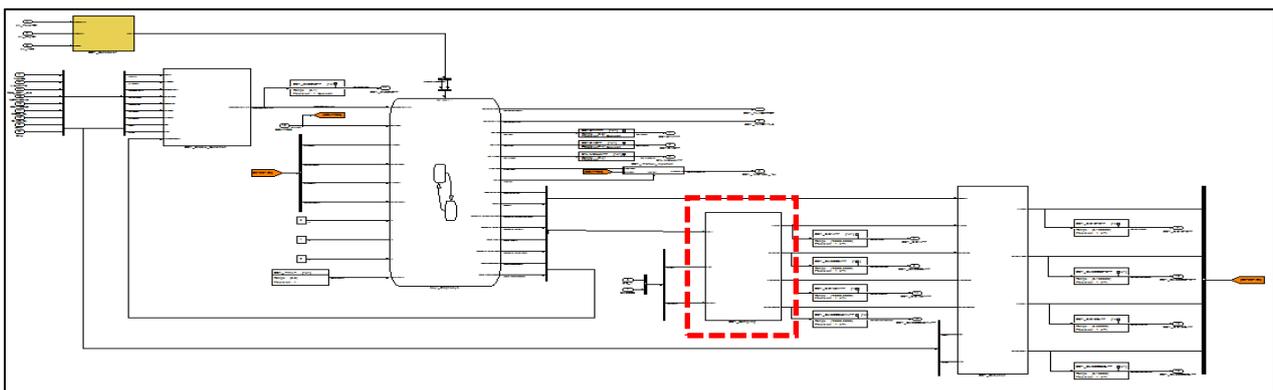


Figura 4.8 – Blocco di campionamento delle ciclicità

In particolare troviamo:

- Blocco di inizializzazione dei buffer di campionamento delle ciclicità.
- Blocco di campionamento delle ciclicità non affette dello squilibrio di titolo imposto dalla strategia.
- Blocco di campionamento del LU affetto dallo sbilanciamento imposto dalla strategia.
- Blocco di campionamento del CICLI affetto dallo sbilanciamento imposto dalla strategia.

Le uscite degli ultimi tre sottosistemi confluiscono in blocchi “merge” che hanno lo scopo di selezionare i risultati più aggiornati. Di particolare interesse l’implementazione riguardante gli ultimi tre punti, dove troviamo in figura 4.9 il buffer di campionamento, inizializzato alla prima iterazione del modello, che entra in un selettore il quale evidenzia tutti gli elementi del buffer tranne l’ultimo. Questi entrano in un blocco di assegnazione che li riscrive nel medesimo buffer spostandoli di una casella, in modo da ottenere first in-first out. Il buffer giunge poi a un altro blocco identico, in cui il nuovo valore dell’indice campionato viene salvato nell’ultima casella del buffer. In pratica si segue la seguente logica:

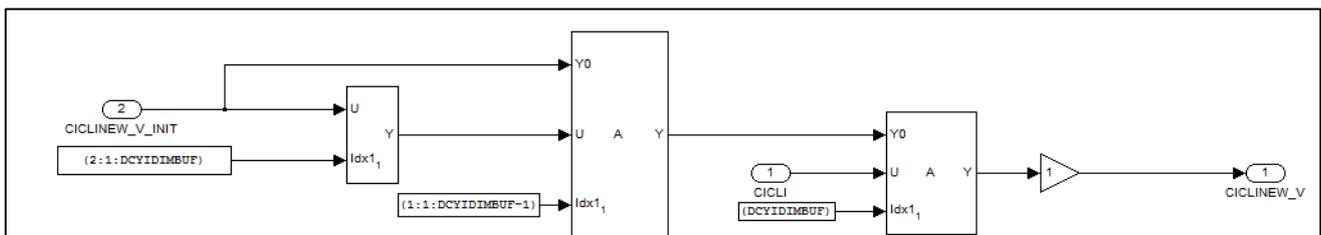
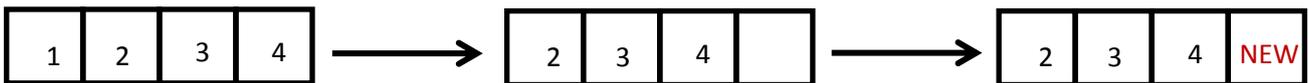


Figura 4.9 – Aggiornamento buffer campionamento CICLI.

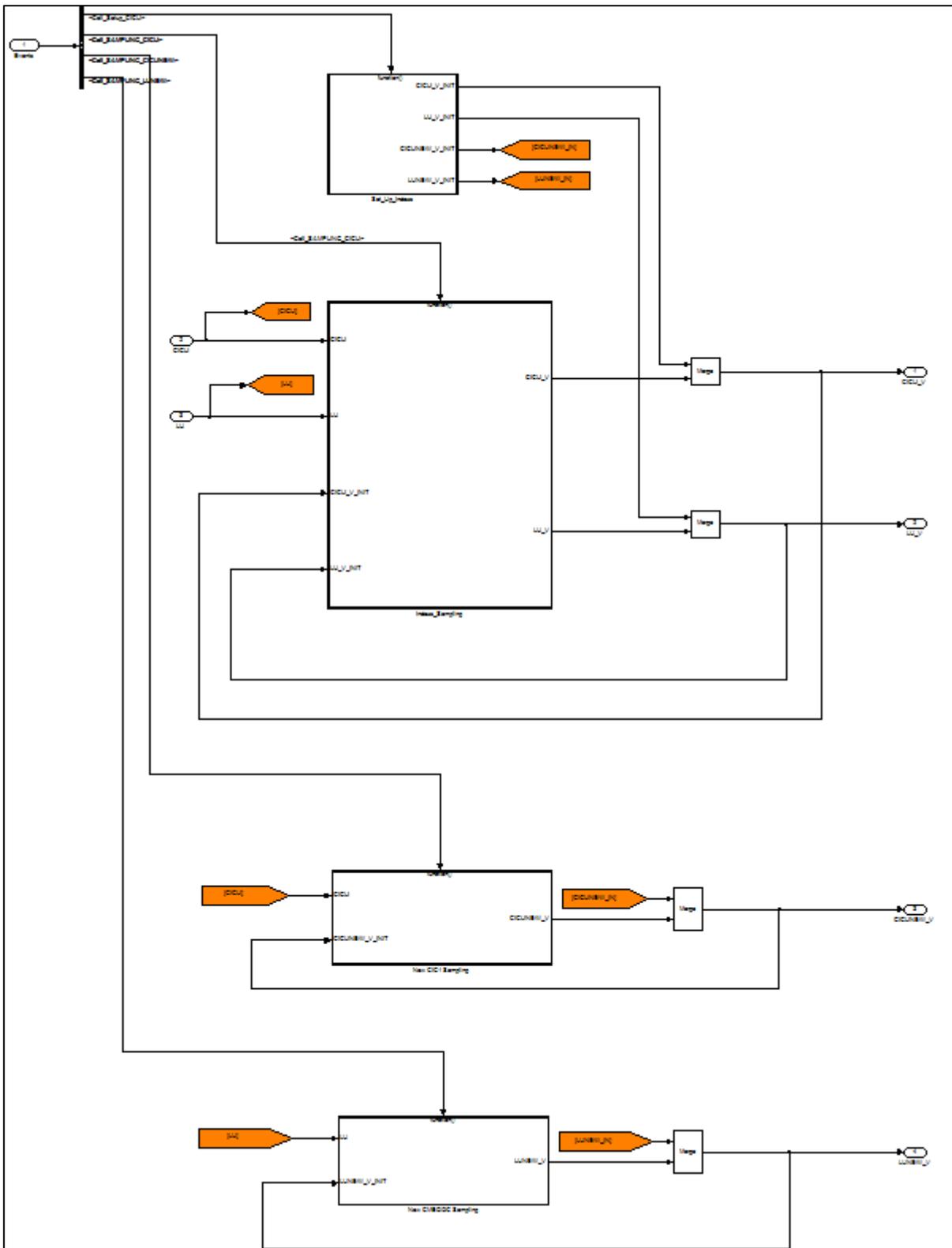


Figura 4.10 – Sottosistema di inizializzazione buffers e campionamento ciclicità.

4.7 - BLOCCO DI VALUTAZIONE DELL'INDICE DI DIAGNOSI E RELATIVE SOGLIE

Il sottosistema oggetto del presente paragrafo è stato concepito per valutare l'indice di rilevamento correlato ai valori delle ciclicità campionati nei buffer relativi e le soglie dinamiche da applicare a questi ultimi in fase diagnostica all'interno della macchina di diagnosi. Per quanto riguarda le soglie dinamiche, queste sono due tabelle a selezione diretta (figura 4.12) funzione della velocità di rotazione dell'albero motore e della portata massica d'aria aspirata.

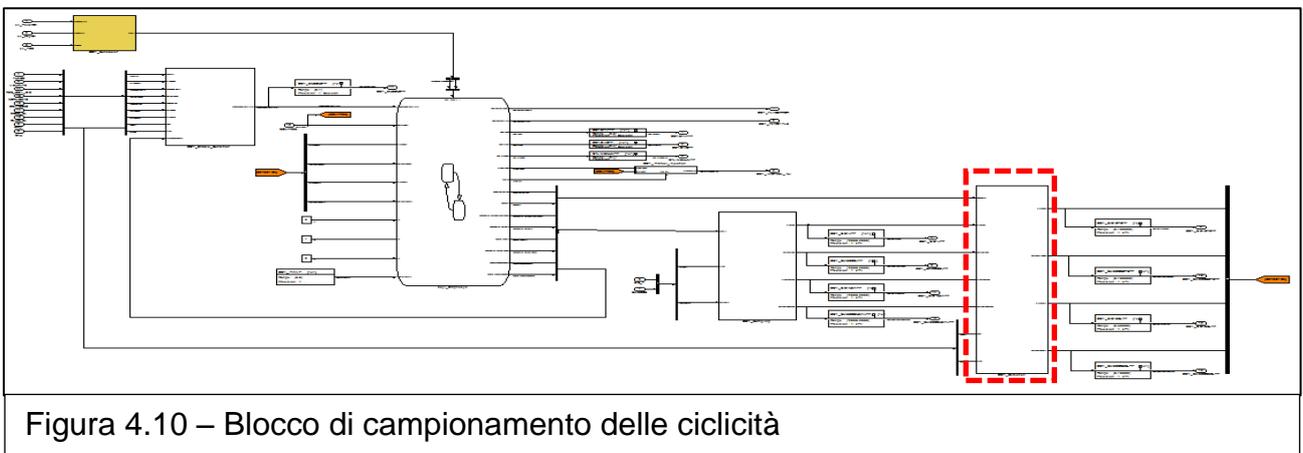


Figura 4.10 – Blocco di campionamento delle ciclicità

Di conseguenza per ogni punto motore esiste un valore calibrato oltre il quale le variazioni di energia del LU e del CICLI non sono tollerabili. Questo sottosistema entra in azione quando giunge la chiamata a funzione "call_SGL" dalla macchina a diagnosi. Per quanto riguarda invece la valutazione dell'indice diagnostico, vengono sommati i quadrati degli elementi contenuti nei buffer che hanno campionato le ciclicità prima (CICLI_V e LU_V) e quelli dopo l'effetto della strategia intrusiva (CICLINEW_V e LUNEW_V). Infine tali somme di quadrati vengono tra loro sottratte e valutato il modulo (figura 4.13). Questo blocco viene attivato da una chiamata a funzione della macchina di diagnosi, "call_DIAGNOSYS".

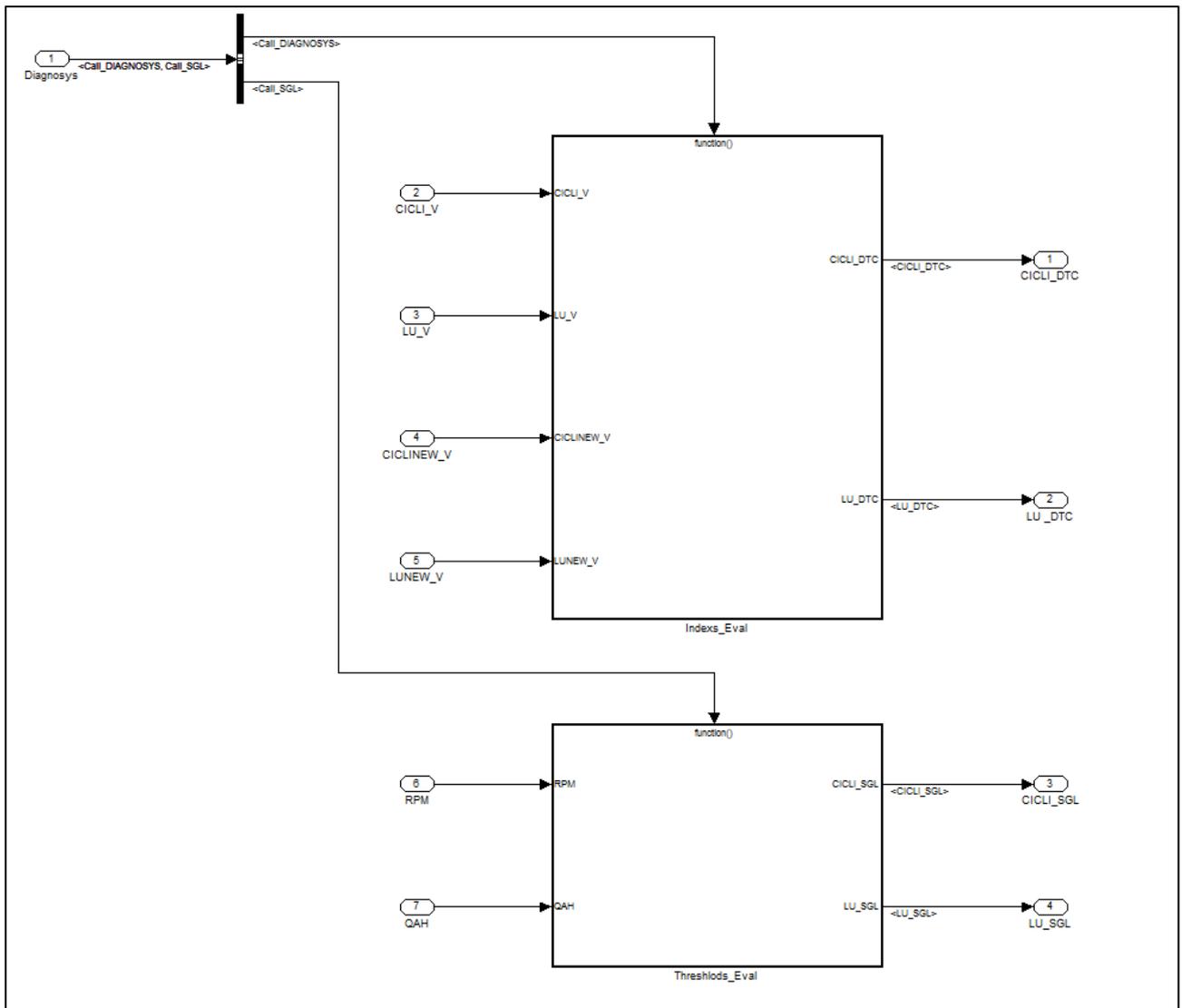


Figura 4.11 – Sottosistemi attivabili da chiamata a funzione.

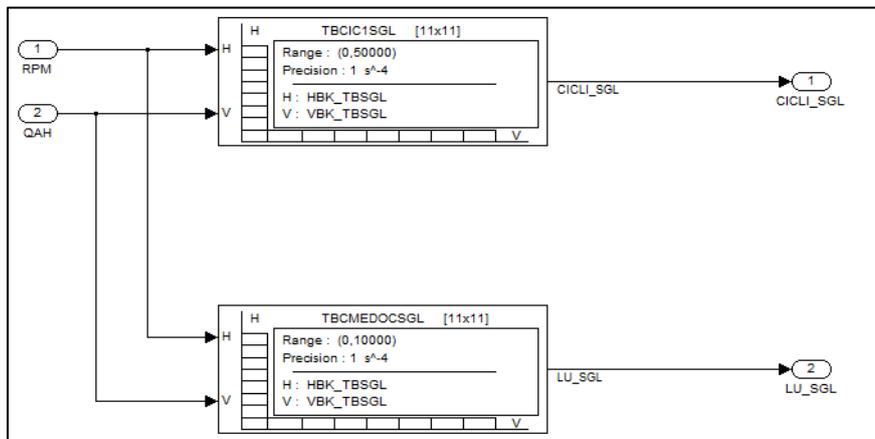


Figura 4.12 – Tabelle a selezione diretta funzione della portata d'aria aspirata e del regime motore, restituiscono le soglie dinamiche per la variazione di energia delle ciclicità.

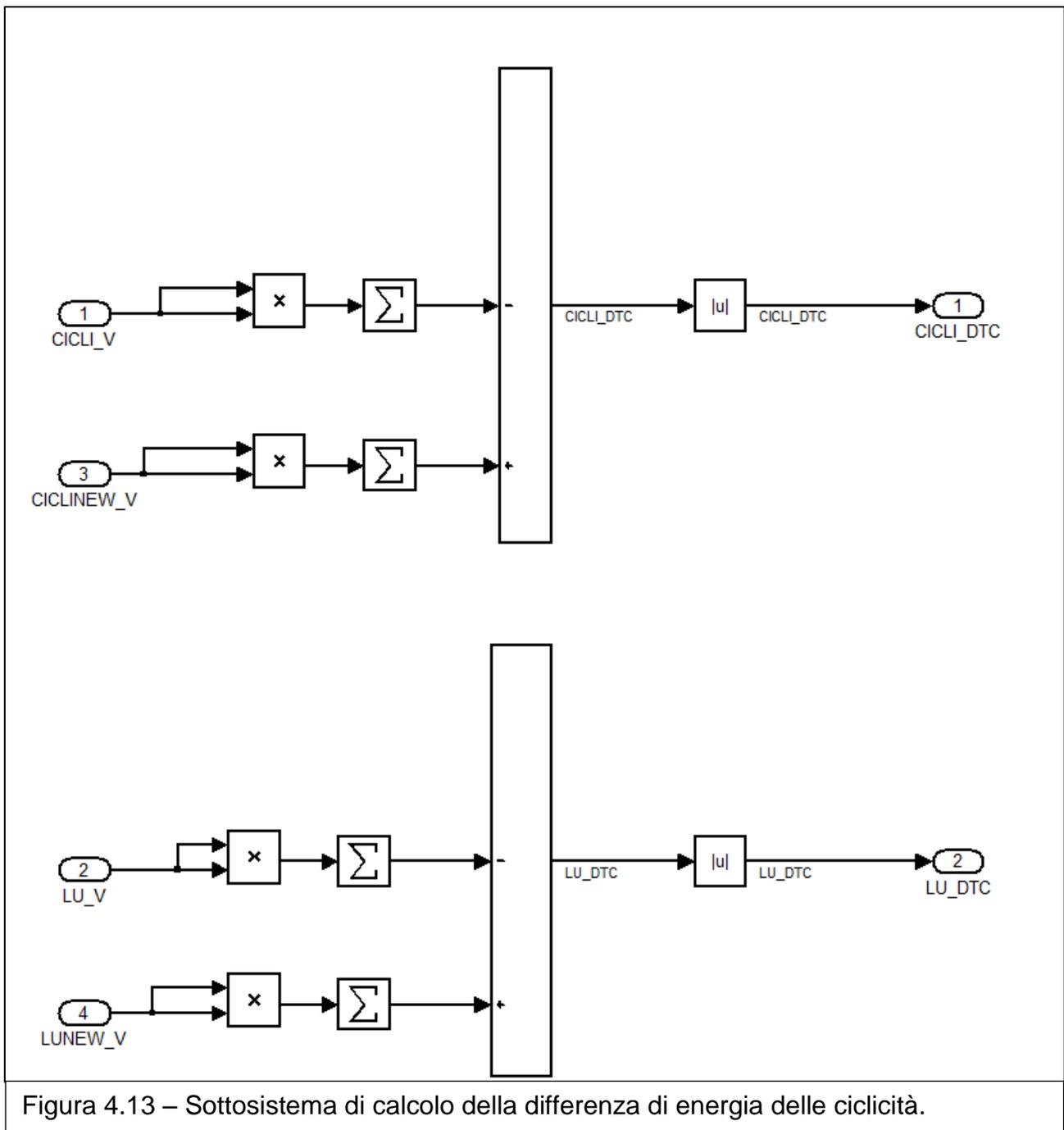


Figura 4.13 – Sottosistema di calcolo della differenza di energia delle ciclicità.

Capitolo 5

Simulazione Modello

Nella sezione seguente si presentano i risultati che il modello elabora in diverse situazioni, inserendo come input le acquisizioni citate nel capitolo 3.

Oltre alla compilazione del modello, sono necessarie la verifica della coerenza, mediante MDS, delle librerie Marelli utilizzate nel modello e della correttezza di modellazione delle macchine a stati, tramite tool MINT di Matlab, secondo regole interne all'azienda. Chiaramente bisogna ricordare che questi risultati sono indicativi, in quanto le acquisizioni sono state fatte a veicolo fermo, a differenza di quanto accade nel ciclo urbano di omologazione, durante il quale l'auto alterna momenti di moto a periodi di stazionamento. Le prove con cui è stato stimolato il modello sono quelle a regime di rotazione di 1500 giri/min, al fine di limitare l'effetto del rumore sul segnale, evidenziando un incremento consistente della variazione dell'energia del segnale, in seguito a un cospicuo sbilanciamento di titolo su uno dei quattro cilindri. Le prove sono così articolate:

1. Titolo stechiometrico nei quattro cilindri con alcun squilibrio di titolo rilevato.
2. Cospicuo sbilanciamento di titolo in magro su uno dei quattro cilindri.
3. Condizioni medesime alle precedenti, con l'aggiunta dell'innescio in sequenza di tutte le possibili avarie in grado di compromettere la validità della diagnosi. Si tratta di una verifica che il modello riparta da capo ogni volta che si presenta una di queste condizioni.

Per quanto riguarda la prima prova si nota in figura 5.1 l'evoluzione dell'enumerativo "Stato_Diagnosi", per mezzo del quale il calibratore è in grado di seguire passo a passo l'intera evoluzione. Di seguito si vede che la diagnosi svolge un controllo sui quattro cilindri esaltando un eventuale sbilanciamento di titolo in magro (transizione 0 -1). Successivamente ripete la medesima analisi applicando offset di rilevamento in grasso al fine di evidenziare la presenza di uno squilibrio nel campo delle miscele ricche (transizione 1- 2). La diagnosi non avendo rilevato uno squilibrio cilindrico rilevante in nessuno dei quattro cilindri termina (transizione 2-3). Si riscontra inoltre che l'ultimo cilindro indagato è il secondo, essendo l'ordine

fisico di accensione 1- 3- 4- 2. Mentre per quanto riguarda l'evoluzione della diagnosi, si possono vedere i seguenti step:

0. Diagnosi in attesa della valutazione delle condizioni di abilitazione. La strategia torna in questo stato ogni qualvolta venga nuovamente inizializzata.
1. Fase di apprendimento delle ciclicità non affette dalla strategia intrusiva.
2. Fase di attesa dell'effetto della combustione sulle ciclicità, previa esaltazione dello sbilanciamento cilindrico.
3. Fase di campionamento del LU affetto da strategia intrusiva.
4. Fase di campionamento del CICLI affetto da strategia intrusiva.
5. Diagnosi conclusa.

Si noti inoltre la presenza di una nuova inizializzazione, dovuta all'effetto dello start

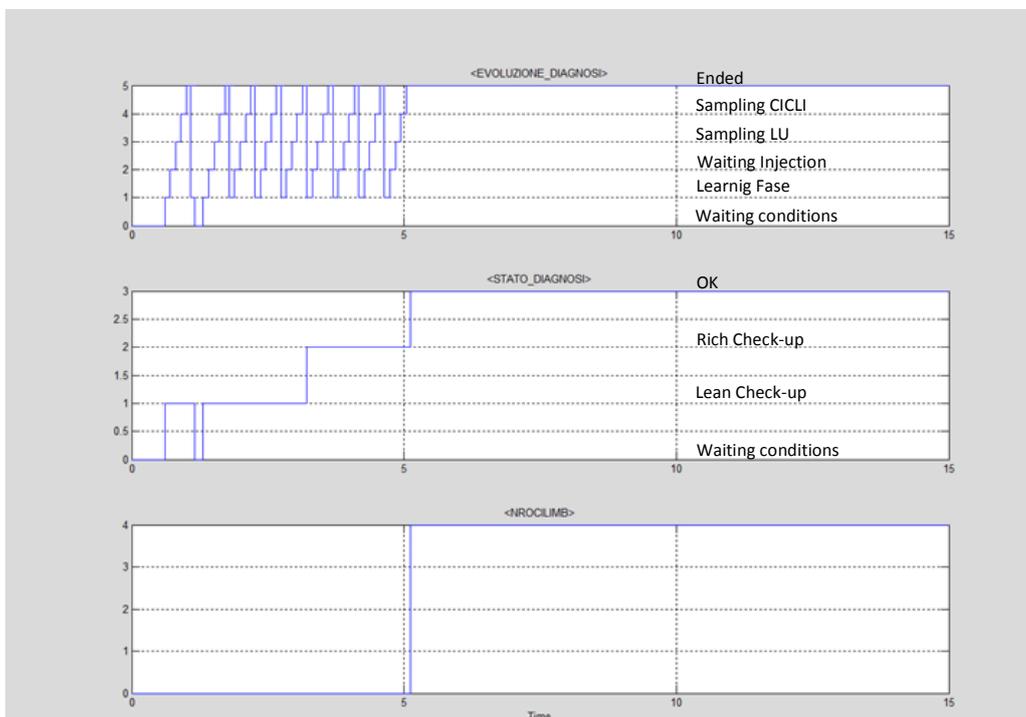


Figura 5.1 – Testpoints visualizzabili su INCA relativi all'esito e all'evoluzione della diagnosi e in quale cilindro è presente un eventuale sbilanciamento cospicuo in titolo in funzione del tempo [s].

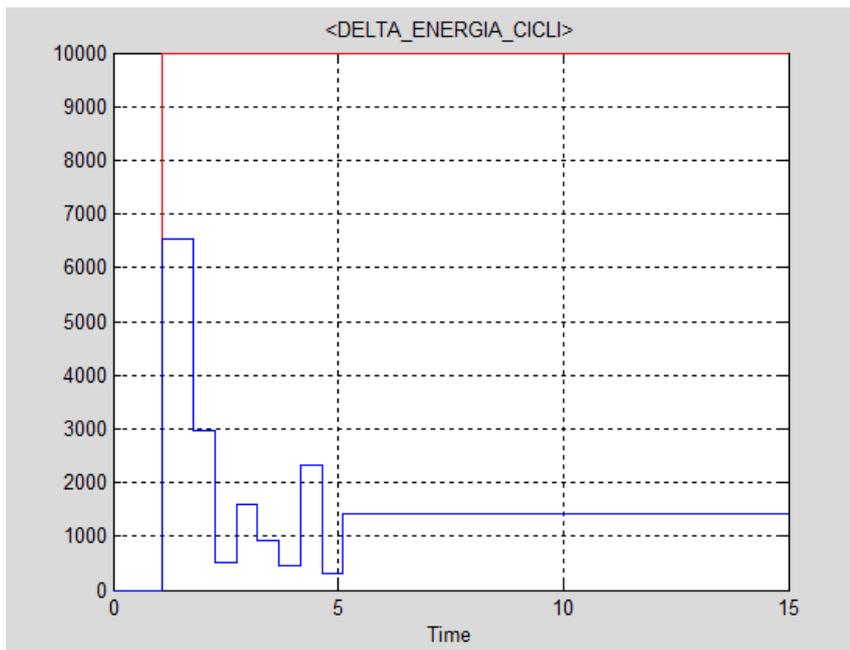


Figura 5.3 – Andamento della differenza di energia del CICLI [s⁻⁴] e relativa soglia dinamica (rosso) funzione del tempo [s].

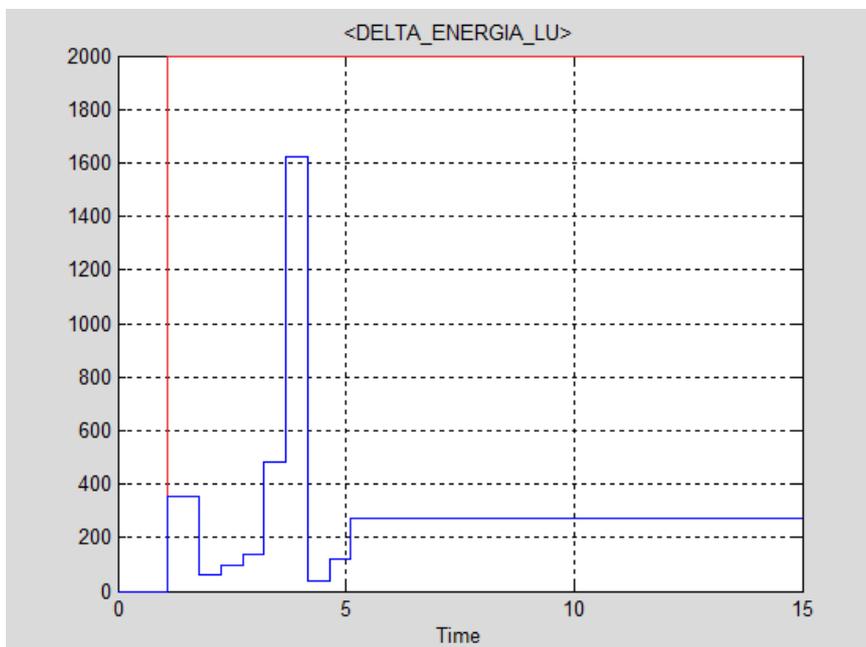


Figura 5.4 – Andamento della differenza di energia del LU [s⁻⁴] e relativa soglia dinamica (rosso) in funzione del tempo [s].

Per quanto riguarda invece la seconda prova si riscontra che la diagnosi rileva uno sbilanciamento cilindrico non tollerabile (STATO_DIAGNOSI = 'KO' (4)) e termina al secondo ciclo di iterazioni sul cilindro 3. Si nota infatti che la soglia dinamica sull'energia del segnale CICLI viene ampiamente superata. Infatti è sufficiente che almeno una delle due soglie venga oltrepassata per permettere alla diagnosi di rilevare una cospicua differenza cilindrica in titolo.

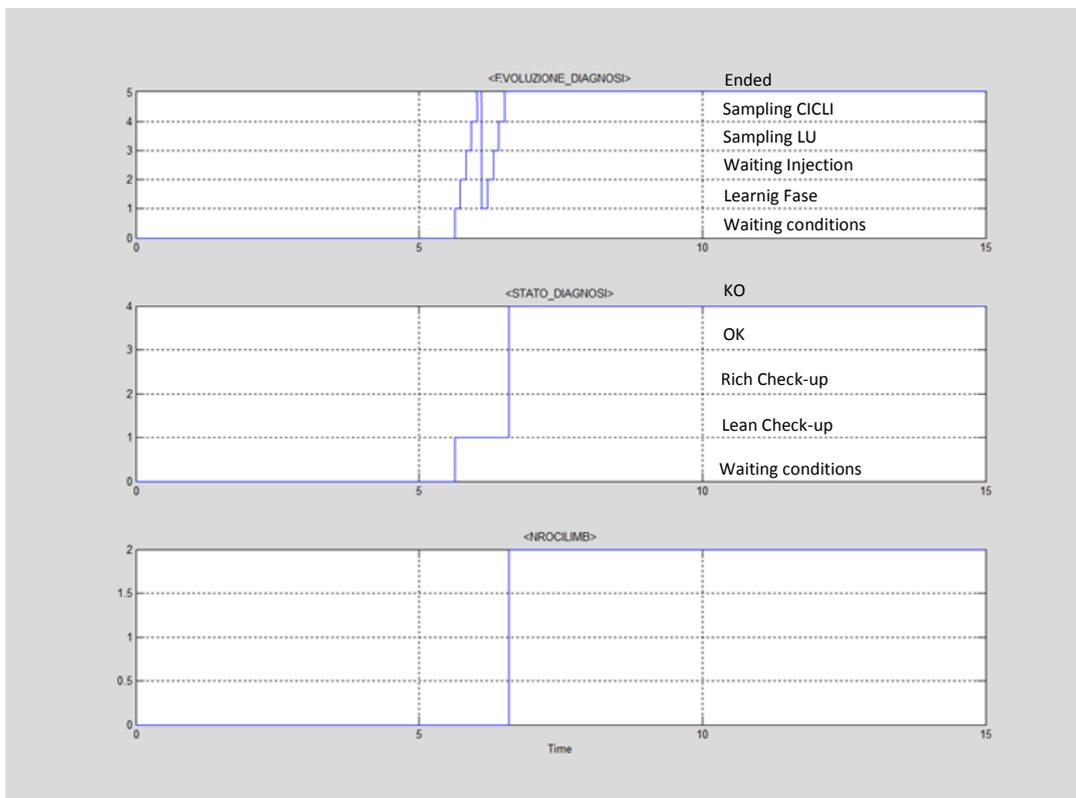


Figura 5.4 – Testpoints relativi all’esito e all’evoluzione della diagnosi che riscontra uno sbilanciamento cospicuo in titolo sul cilindro 2.

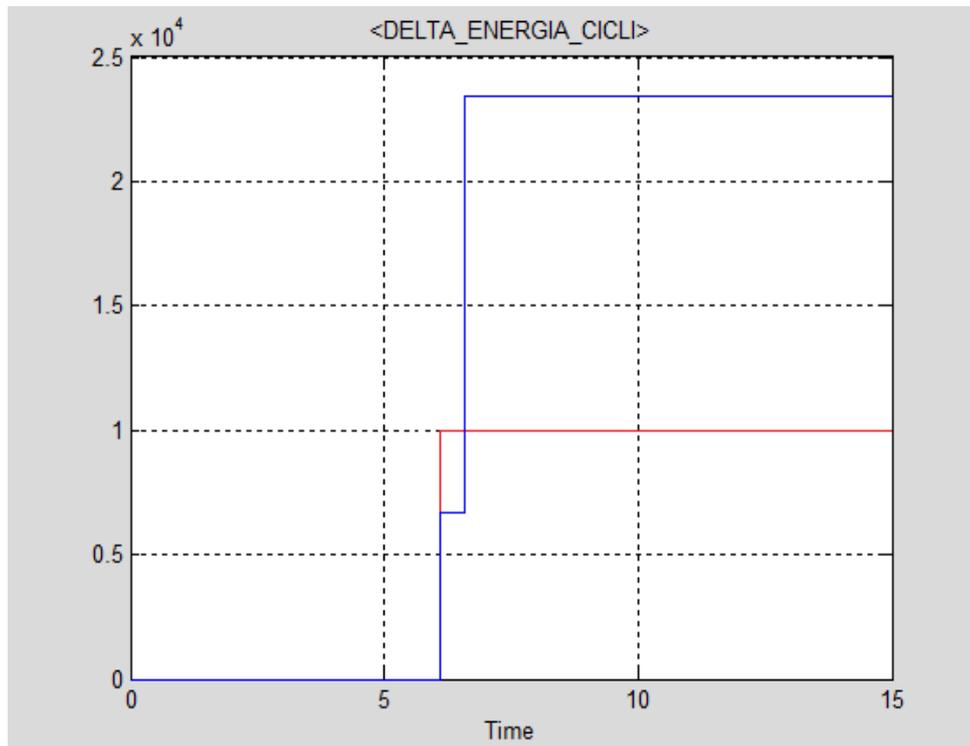


Figura 5.5 – Andamento della differenza di energia del CICLI [s^{-4}] e relativa soglia dinamica (rosso) in funzione del tempo [s].

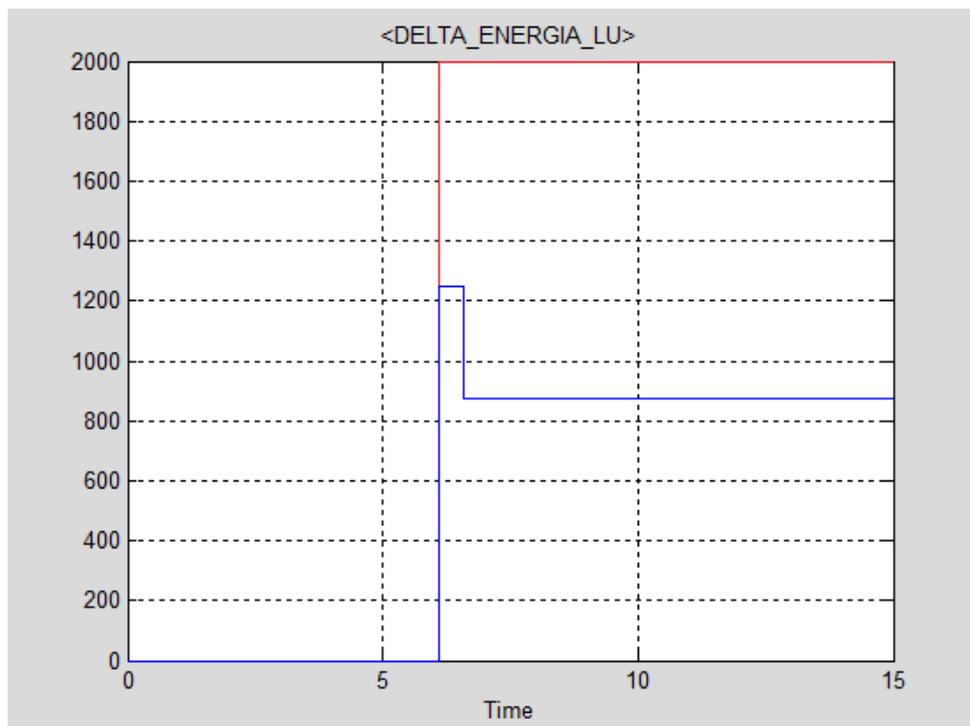


Figura 5.6 – Andamento della differenza di energia del LU [s^{-4}] e relativa soglia dinamica (rosso) in funzione del tempo [s].

Infine la terza prova riguarda la verifica che la strategia, al manifestarsi di condizioni invalidanti, venga nuovamente inizializzata. Si riscontra un periodo in cui la strategia viene nuovamente inizializzata più volte prima di terminare sul quarto cilindro, senza riscontrare evidenze di differenze cilindriche rilevanti.

Queste poche quanto indicative informazioni sono in prima analisi confortanti e portano a pensare che questa strategia intrusiva possa essere in grado di esaltare uno sbilanciamento cilindrico di titolo al fine di diagnosticarlo. A valle di queste simulazioni preliminari è possibile avviare la fase di test in vettura, previa conversione del modello Simulink in un prototipo mediante Target-link.

Capitolo 6

Prove sperimentali in autovettura

6.1- VALIDAZIONE DEL PROTOTITPO

Nel presente capitolo vengono esposti i risultati ottenuti dalle prove sperimentali in autovettura del primo prototipo creato dal modello descritto nel quarto capitolo. Il software viene generato per mezzo del tool Target-Link. Durante la fase denominata di “targhettatura” é indispensabile che il risultato dell’operazione chiamata Software In the Loop (SIL) sia identico a quello del Model In the Loop (MIL). In questo modo si verifica che il software evolva, ad ogni task di centralina, come il modello creato in ambiente Matlab-Simulink. Durante questo periodo, che può durare diverse settimane, il “Control Engineer” e il “Software Engineer” si interfacciano, modificando di volta in volta piccole parti di modello o di codice software al fine di ottenere il risultato sopra descritto. Di seguito si presentano alcune piccole differenze rispetto al modello precedentemente descritto, le quali non modificano l’idea concettuale di partenza. La prima miglioria consiste nell’inserimento di un sottosistema che, ad una precisa chiamata della macchina a stati, calcola il cilindro analizzato nel dato momento. Per fare ciò è stata inserita una tabella, come la 6.1, funzione del Compres (cilindro che inizia la fase di compressione) e di un contatore “cicli_diag”, il quale tiene conto del numero di cicli di diagnosi fatti.

	Compres = 0	Compres = 1	Compres = 2	Compres = 3
cicli_diag = 0	1	2	3	4
cicli_diag = 1	3	1	4	2
cicli_diag = 2	4	3	2	1
cicli_diag = 3	2	4	1	3

Tabella 6.1 – Cilindro in diagnosi, funzione del contatore “cicli_diag” e del Compres.

Inoltre è stato aggiunto un vettore di dimensione [11 x 1] contenente le informazioni riguardanti le condizioni di abilitazione, in modo tale da permettere una volta in vettura di comprendere quali siano le condizioni che non consentono l’avvio della diagnosi. Nella fattispecie mediante questo accorgimento, è stato rilevato un piccolo baco nel software riguardante la “scalatura” del limite inferiore della temperatura acqua, che non permetteva l’evoluzione della strategia. Questo è stato momentaneamente aggirato immettendo una temperatura limite negativa. Infine si

Prove sperimentali in autovettura

è scelto di modificare l'uscita dal blocco di valutazione dell'entità dello sbilanciamento da realizzare su ogni cilindro. Essa è ora un vettore di squilibri, comunicato al sistema di controllo titolo all'inizio della fase di "Learning", invece di uno scalare calcolato ad ogni punto morto superiore del medesimo stadio.

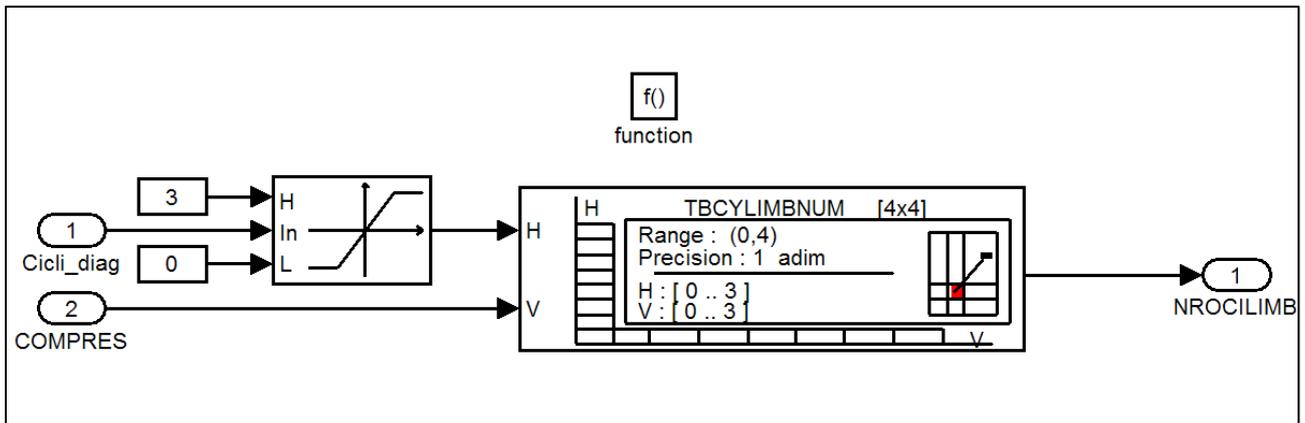


Figura 6.1 – Sottosistema di calcolo del cilindro che entra in diagnosi.

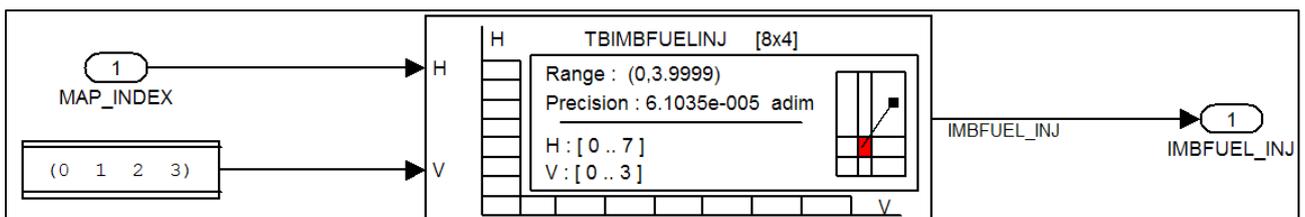
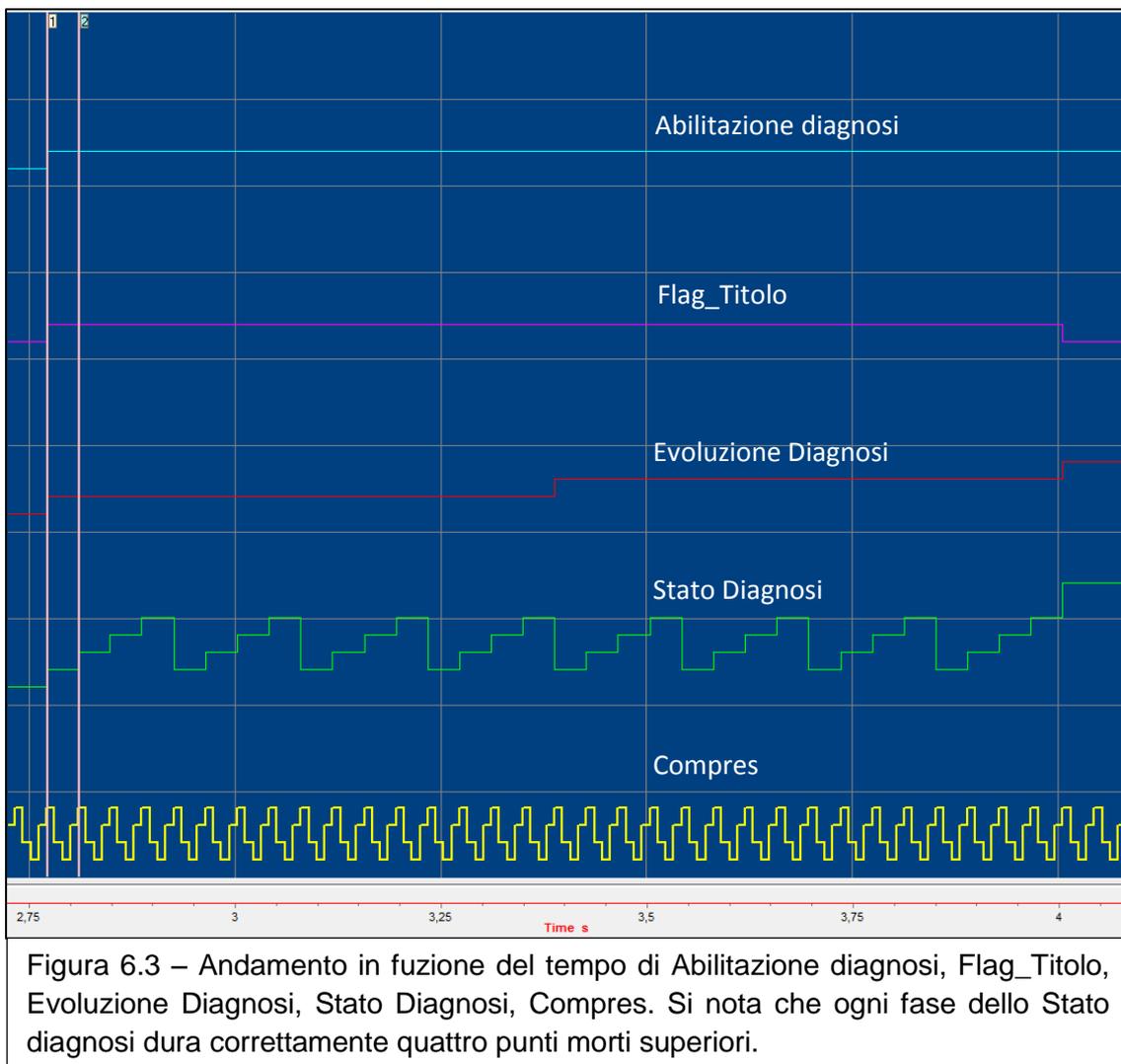


Figura 6.2 – Sottosistema di calcolo del vettore di sbilanciamenti da attuare in fase di

Le prove preliminari di validazione del prototipo sono state svolte, in condizioni di motore disaccoppiato sulla medesima Alfa Romeo Giulietta 125 kW utilizzata per i test descritti nel terzo capitolo. Si è in primis testato il software in condizioni di assenza d'importanti squilibri cilindrici, imponendo un offset del 6% come target di titolo sia in magro che successivamente in grasso e si è verificato che questo venisse correttamente recepito ed attuato dal modulo di controllo titolo. Sono state imposte delle soglie diagnostiche particolarmente elevate sulle energie dei segnali LU e CICLI e si è appurato che la strategia evolvesse correttamente spazzando tutti i sottostati della macchina di diagnosi. Come si vede in figura 6.3, la strategia evolve, una volta che tutte le condizioni di abilitazione sono presenti.



In particolare il modulo di controllo titolo riceve come input la variabile QFUEL [mg/stroke] e ad essa applica una serie di correzioni necessarie al corretto funzionamento del catalizzatore trivalente. Quando la strategia oggetto di tesi è abilitata, il controllo titolo riceve da essa FLAG_TITOLO uguale a “true” e applica un offset sulla quantità di combustibile da iniettare moltiplicandola per il gain IMBFUEL.



Prove sperimentali in autovettura

In primis è stato verificato che la diagnosi evolvesse correttamente ogni quattro punti morti superiori e che terminasse sempre con esito positivo, vista l'assenza di squilibri rilevanti e il modesto offset imposto. Il passo successivo è stato accertarsi che nel momento in cui la strategia impone gain unitari sulla quantità di combustibile da iniettare, le variabili QFUEL e QFUELTARGET coincidessero, non essendo presenti altre correzioni.

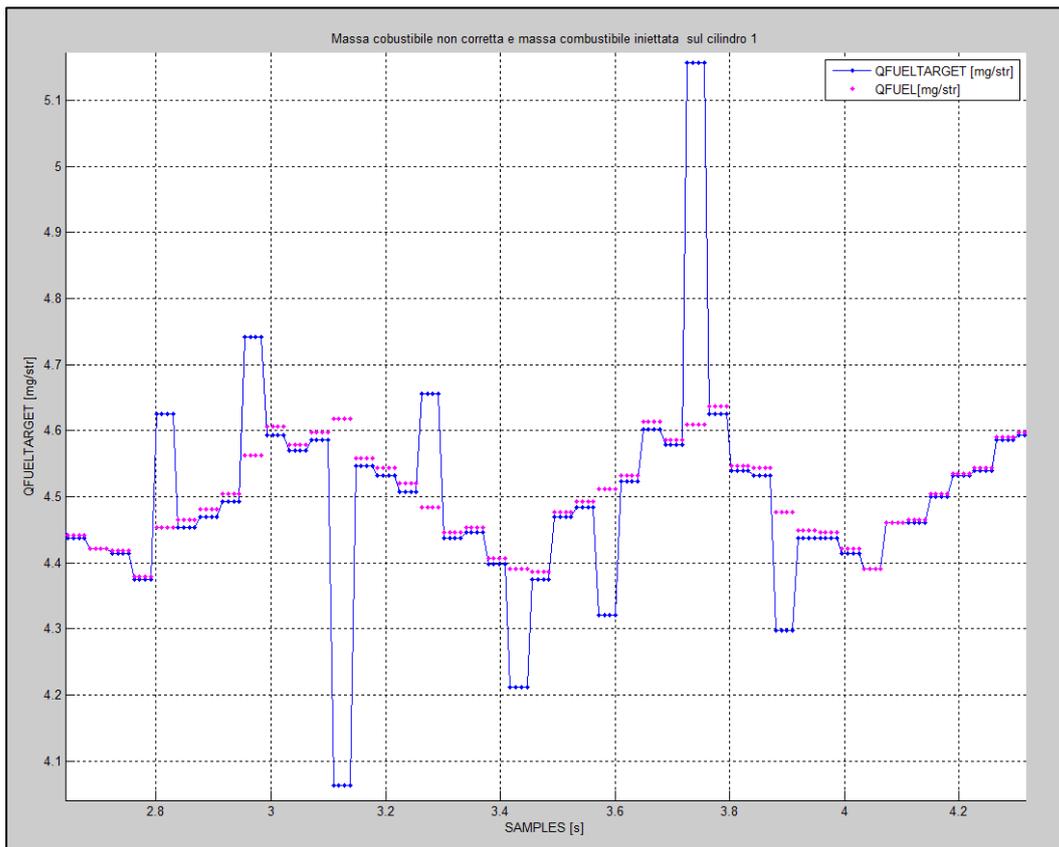


Figura 6.4 – Sovrapposizione dell'andamento in funzione del tempo della quantità di combustibile iniettata e di quella non corretta dal modulo di controllo titolo. Si nota la coincidenza dei campioni, quando la strategia non impone offsets.

Infine è stato appurato che durante l'intera durata della diagnosi il titolo della miscela di gas combusti alla confluenza del collettore di scarico fosse nell'intorno di $\lambda \sim 1$, in modo tale da non alterare il rendimento di abbattimento degli inquinanti del catalizzatore trivalente. Si è inoltre verificato che gli indici basati sull'energia dei segnali LU e CICLI fossero correttamente elaborati.

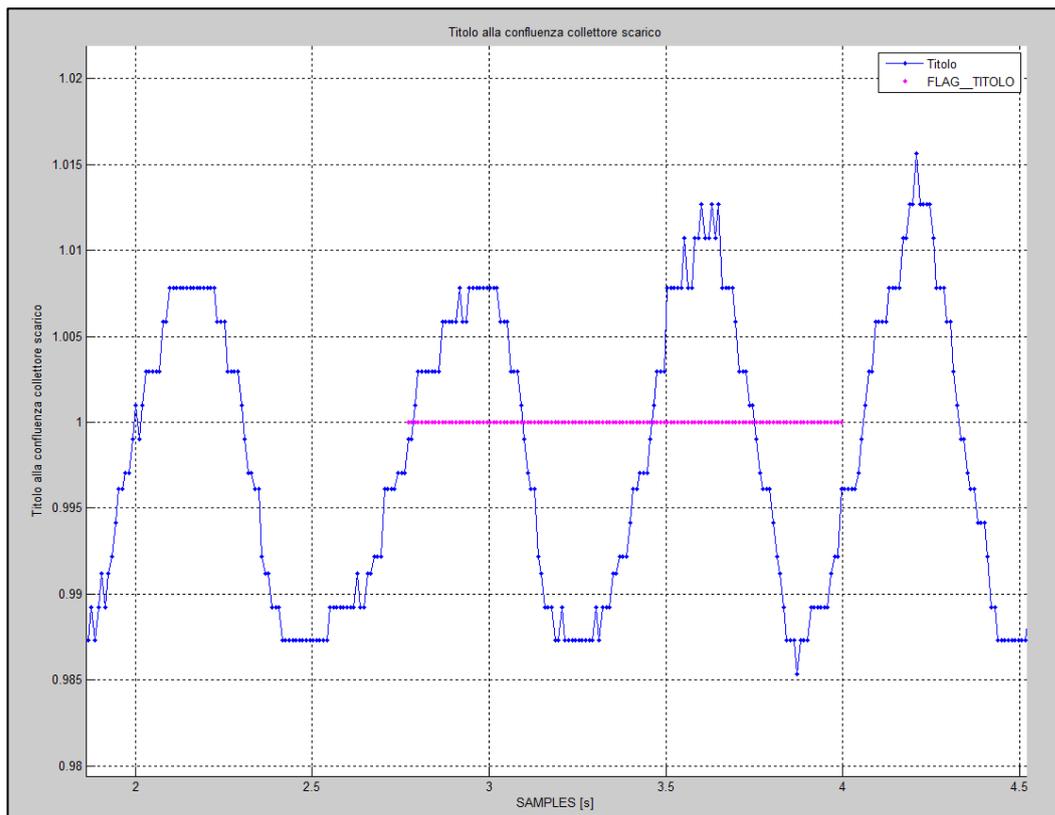


Figura 6.5 – Andamento in funzione del tempo del titolo misurata da sonda lambda lineare alla confluenza del collettore di scarico e del flag di abilitazione della fase intrusiva della strategia. Non si notano significative variazioni di titolo durante la fase intrusiva della diagnosi.

6.2- PROVE SU STRADA DEL PROTOTIPO

Una volta appurata la bontà del software è stato possibile realizzare la fase di rilievi su strada con l'obiettivo di evidenziare una relazione tra l'entità di sbilanciamento presente e la variazione di energia ad esso correlata. A tal fine si è agito imponendo offset diagnostici crescenti, i quali, in presenza di un motore sostanzialmente equilibrato, tenderanno a sbilanciare un cilindro rispetto ai rimanenti. Questa metodologia in linea di massima dovrebbe permettere di evidenziare delle soglie di variazione di energia del segnale, le quali possono essere utilizzate come feed-back dal modulo di controllo titolo per correggere evidenti squilibri di titolo. Le prove sono state svolte sulla medesima Alfa Romeo 1.4 PFI sovralimentata dinamicamente precedentemente citata, in prima marcia a regime motore di 2000 giri/min, impostando offset crescenti dal 3% fino al 18% sia verso le miscele magre, che successivamente verso le grasse.

Prove sperimentali in autovettura

Le acquisizioni sono state poi elaborate in modo tale da associare le variazioni di energie dei segnali LU e CICLI al cilindro che le ha generate. Le suddette entità sono state graficate in funzione di un crescente offset di rilevamento. L'obiettivo è osservare un andamento delle variazioni di energia del segnale di tipo parabolico, con un minimo teoricamente locato nei pressi di offset nullo. Infatti se il propulsore è bilanciato, all'aumentare dell'offset di rilevamento si riscontrerà un'importante variazione di energia del segnale. Se invece il minimo della suddetta curva si trova in una posizione diversa, ciò è indice di un probabile squilibrio cilindrico nel motore provato. Purtroppo, come si nota in figura 6.6, la variazione di energia del segnale correlata all'indice LU, fatica ad evidenziare l'andamento sopra descritto anche in presenza di importanti sbilanciamenti non tollerati dalla normativa OBD-II vigente.

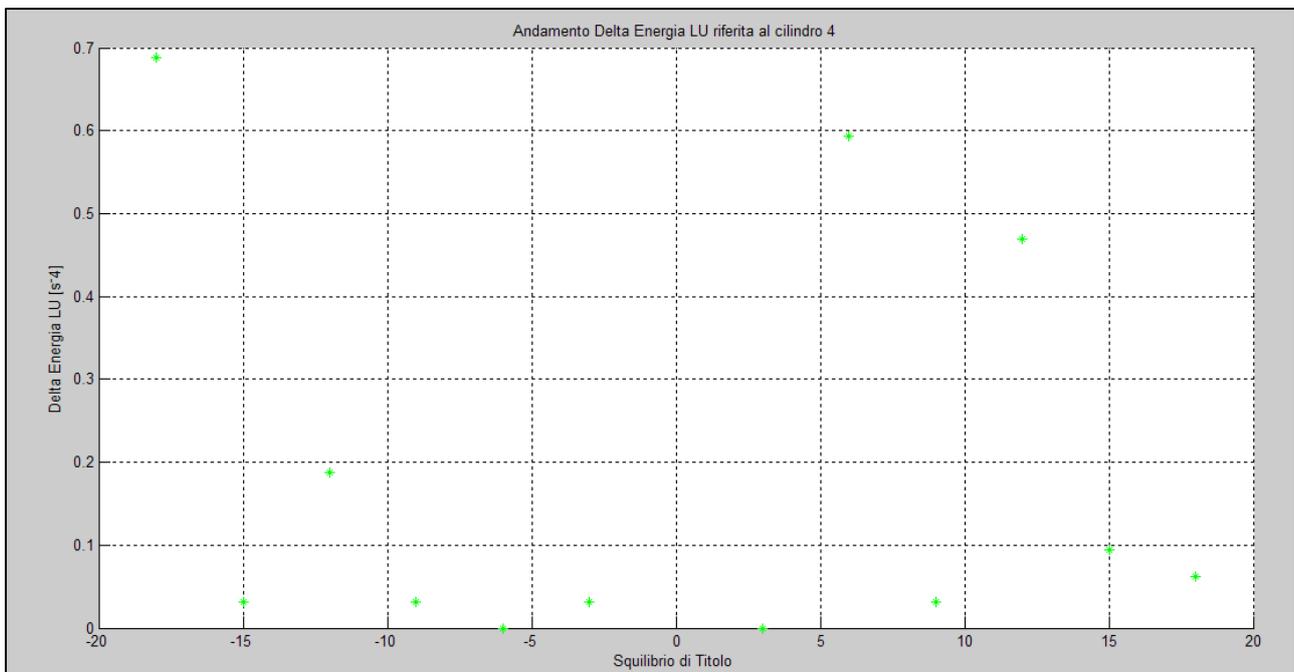


Figura 6.6 – Andamento in funzione del tempo della variazione di energia del segnale LU al variare dell'offset detetivo dal 18% in grasso fino al 18% in magro. Non si nota alcun tipo di correlazione.

D'altra parte la variazione di energia del segnale CICLI presenta in alcuni casi (cilindri 2 e 4) un andamento che vagamente può giustificare le considerazioni precedenti. Naturalmente ciò è vero, se si escludono alcuni dati spuri, probabilmente dovuti alla presenza di un pavimento stradale particolarmente sconnesso. Nel caso del cilindro 4 (figura 6.7) si nota un minimo nei pressi di offset 6% in ricco. Di conseguenza si potrebbe azzardare che il cilindro in questione soffre di un leggero sbilanciamento cilindrico in magro. Al contrario appare più

Prove sperimentali in autovettura

bilanciato il cilindro 2, che presenta uno squilibrio del 2-3%, tipico di motori nuovi di fabbrica.

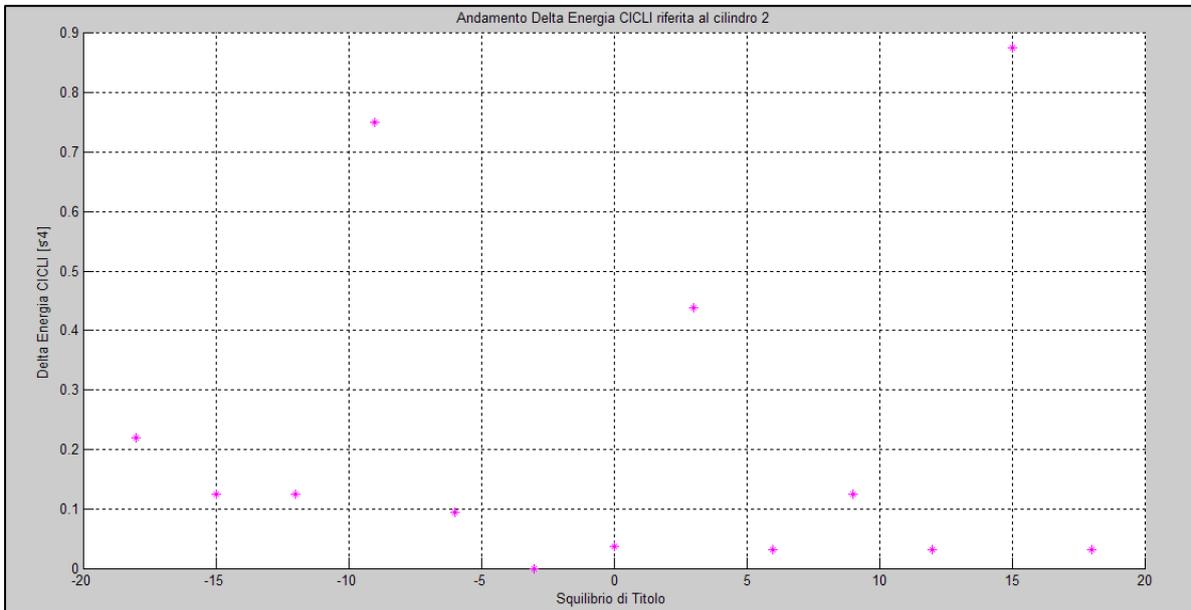
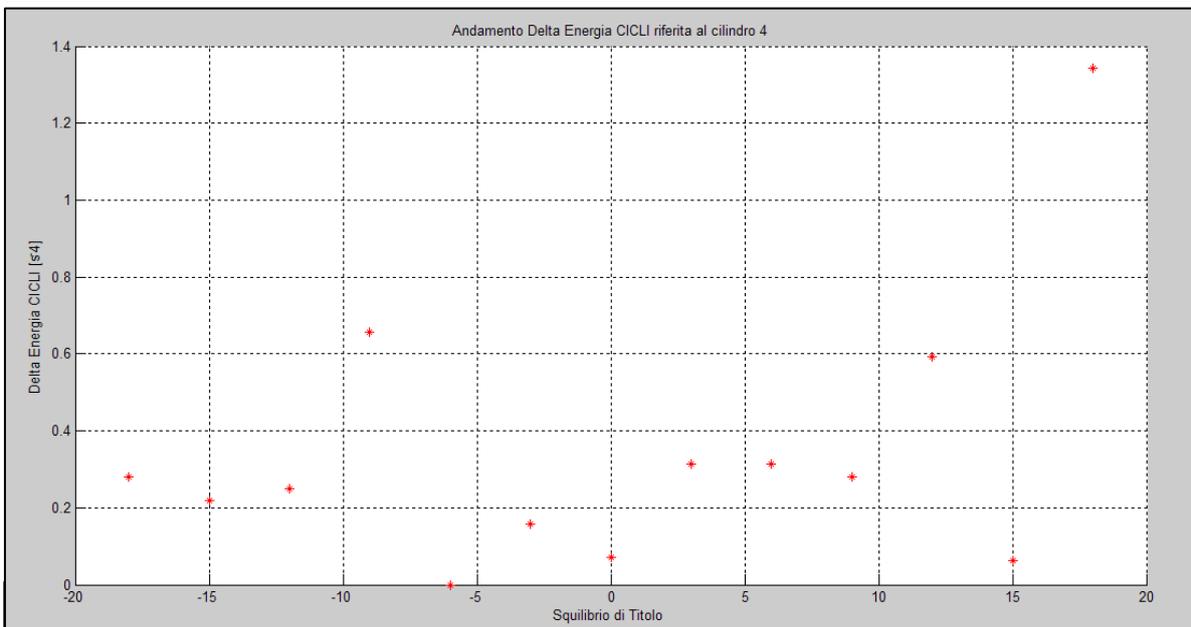


Figura 6.7 – Andamento in funzione del tempo della variazione di energia del segnale CICLI riferita al cilindro 2 al variare dell'offset detetivo dal 18% in grasso fino al 18% in magro. Esclusi alcuni dati spuri, si nota un vago andamento a “vasca da bagno”.



CICLI riferita al cilindro 4 al variare dell'offset detetivo dal 18% in grasso fino al 18% in magro. Esclusi alcuni dati spuri, si nota un vago andamento con minimo a offset 6% in grasso.

In aggiunta non bisogna dimenticare che le prove sono state svolte a carico motore relativamente basso, come testimonia il rendimento volumetrico pari a circa 0.15.

Come noto, l'informazione proveniente dal pick-up magnetico affacciato alla ruota fonica è tanto meno sensibile a variazioni di accelerazione della stessa, quanto più alto è il frazionamento del motore, basso il carico ed alto il regime motore. Inoltre il percorso di prova è particolarmente sconnesso (ai limiti di disattivazione della strategia) ha avuto indubbiamente un'influenza sui dati sperimentali presentati.

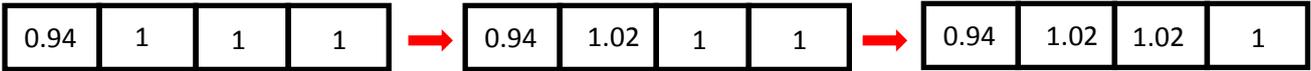
Bisogna infine precisare che questi risultati devono considerarsi parziali, in quanto non è stato possibile garantire un perfetto interfacciamento tra il prototipo diagnostico e il modulo di controllo titolo, per questo motivo è stato deciso di produrre un terzo ed ultimo software con l'obiettivo di risolvere questo inconveniente tecnico di ingegnerizzazione del prodotto, al fine di rendere più evidenti le bande di variazione di energia del segnale CICLI. Si è optato in aggiunta per tralasciare la parte di strategia che indaga la presenza di rilevanti sbilanciamenti in grasso, in quanto con il presente lay-out risulta particolarmente complesso rilevare tale condizione, dato che la coppia erogata dal propulsore cresce al tendere del rapporto aria combustibile a 13.5, definito Air/Fuel di prestazione. Al contrario all'aumentare di lambda oltre uno si nota un brusco calo della coppia erogata a parità di altri parametri.

6.3- PROVE SU STRADA DEL PROTOTITPO MODIFICATO

La fase conclusiva del lavoro di tesi è stata finalizzata a modificare il prototipo provato su strada al fine di permettere un corretto interfacciamento tra il modulo di controllo titolo e quello di diagnosi di rilevanti squilibri cilindrici. Nella fattispecie, a causa della presenza di un ritardo, variabile in funzione del punto motore, tra l'istante di tempo in cui il modulo di controllo titolo riceve l'informazione riguardante l'entità dell'offset da applicare e il momento in cui questa viene effettuata, non è stato possibile garantire il corretto utilizzo del vettore di gain di sbilanciamento IMBFUEL comunicato dalla strategia oggetto di tesi al controllo titolo.

Il precedente prototipo inviava la stessa informazione per quattro punti morti superiori consecutivi, in quanto si riteneva che il modulo di controllo titolo mantenesse in memoria locale i valori dei quattro elementi del vettore di IMBFUEL. Al contrario si è poi appurato che ciò non è vero e si è quindi proceduto alla realizzazione di una logica che permettesse la modifica ogni punto morto superiore di un solo elemento del vettore di offset.

Prove sperimentali in autovettura



Nella fattispecie si fa uso di un blocco di assegnazione per mezzo del quale si assegna al vettore del precedente iterato un elemento del vettore a selezione diretta IMBV calibrabile, contenente i gain da applicare alla massa di combustibile per realizzare l'offset di rilevamento desiderato.



Il vettore a selezione diretta permette invece di posizionare correttamente l'elemento del vettore IMBV all'interno di IMBFUEL in funzione del cilindro che si trova all'inizio della fase di compressione. Infatti essendo IMBFUEL ordinato secondo l'ordine fisico di accensione, ossia 1 -3 -4 -2, si ottiene il vettore COMPRESV come segue:

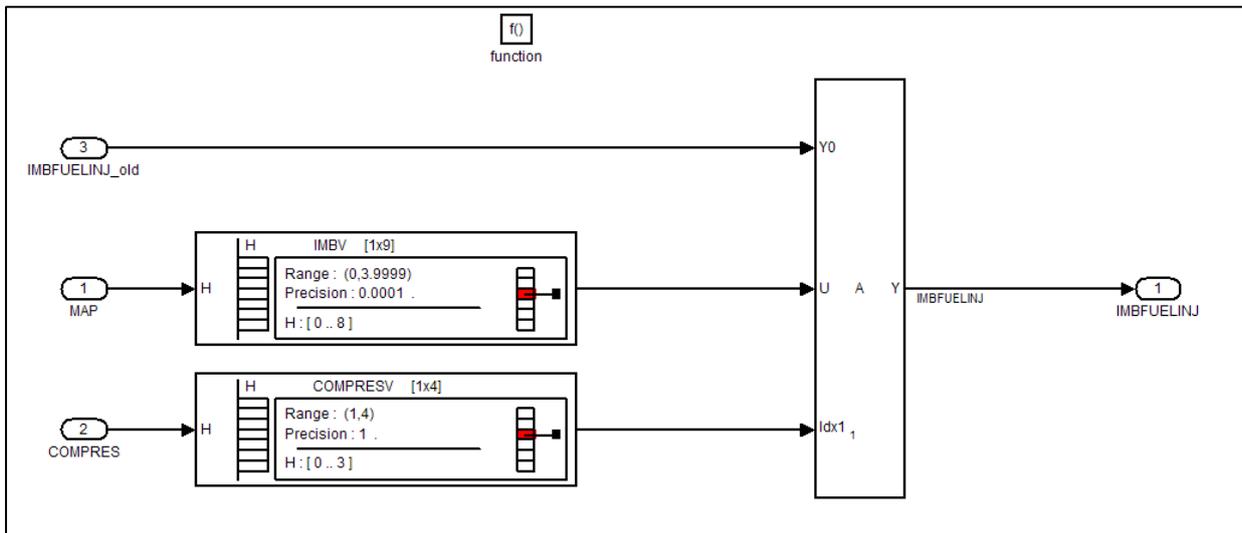


Figura 6.8 – Blocco di assegnazione di un elemento del vettore IMBV all'interno del vettore di gain di offset in funzione dell'indice basato sul cilindro a inizio della fase di compressione.

Inoltre si è scelto di non applicare offset di rilevamento in grasso, poiché la curva di coppia erogata dal propulsore, a parità di tutte le altre condizioni, cresce al tendere

del titolo della carica fresca verso il valore di prestazione. Mentre decade vistosamente quando λ è superiore a uno. Di conseguenza la macchina di diagnosi è stata notevolmente semplificata e ora la strategia di rilevamento risulta particolarmente rapida, consistendo in soli quattro ripetizioni degli step descritti nel capitolo 4.

Si è quindi svolta una breve campagna di prove su strada utilizzando la medesima Alfa Giulietta 125 kW sopra citata in prima marcia a regime motore costante pari a 2000 giri/min. Il circuito di prova è stato lo stesso su cui è stato testato il prototipo iniziale. L'obiettivo è imporre su un solo cilindro uno squilibrio cilindrico in magro crescente dal 6% al 19%, limite oltre il quale si registravano numerose mancate combustioni. Una volta acquisiti i valori assunti dalle ciclicità durante le prove, questi sono stati elaborati offline dal modello oggetto di questa tesi, isolando il valore assunto dalle energie dei segnali LU e CICLI riferite al cilindro sbilanciato.

Le suddette analisi ci hanno consentito di confermare i risultati ottenuti dal precedente prototipo. Infatti non è possibile associare alla variazione di energia del LU un andamento funzione dello squilibrio cilindrico.

Al contrario la variazione di energia del segnale CICLI tende a crescere all'aumentare dello sbilanciamento di un cilindro. Di conseguenza in linea di principio si può correlare ad una determinata variazione di energia del segnale uno squilibrio cilindrico. Quindi se ipotizziamo che per un dato veicolo, lo squilibrio cilindrico di titolo in magro limite secondo OBD-II sia il 10%, si può calibrare l'offset detetivo ad un valore pari al 5% in meno di combustibile iniettato sul cilindro indagato e verificare che la variazione di energia associata non superi 1 s^{-4} (si veda figura 6.9). In caso contrario la strategia con una certa affidabilità, da appurare, sarà in grado di diagnosticare il guasto.

Tutte queste considerazioni sono in ogni caso informazioni preliminari di uno studio più ampio ed approfondito che si rende necessario al momento di convertire questo prototipo in un prodotto commerciale.

Senza dubbio va ricordato che le prove sopra citate sono affette dalle sconessioni del tipo di tracciato di prova utilizzato, come si può constatare in figura 6.10. Infatti anche ad uno squilibrio cilindrico fondamentalmente nullo o contenuto si notano importanti variazioni delle ciclicità causate da avvallamenti del terreno.

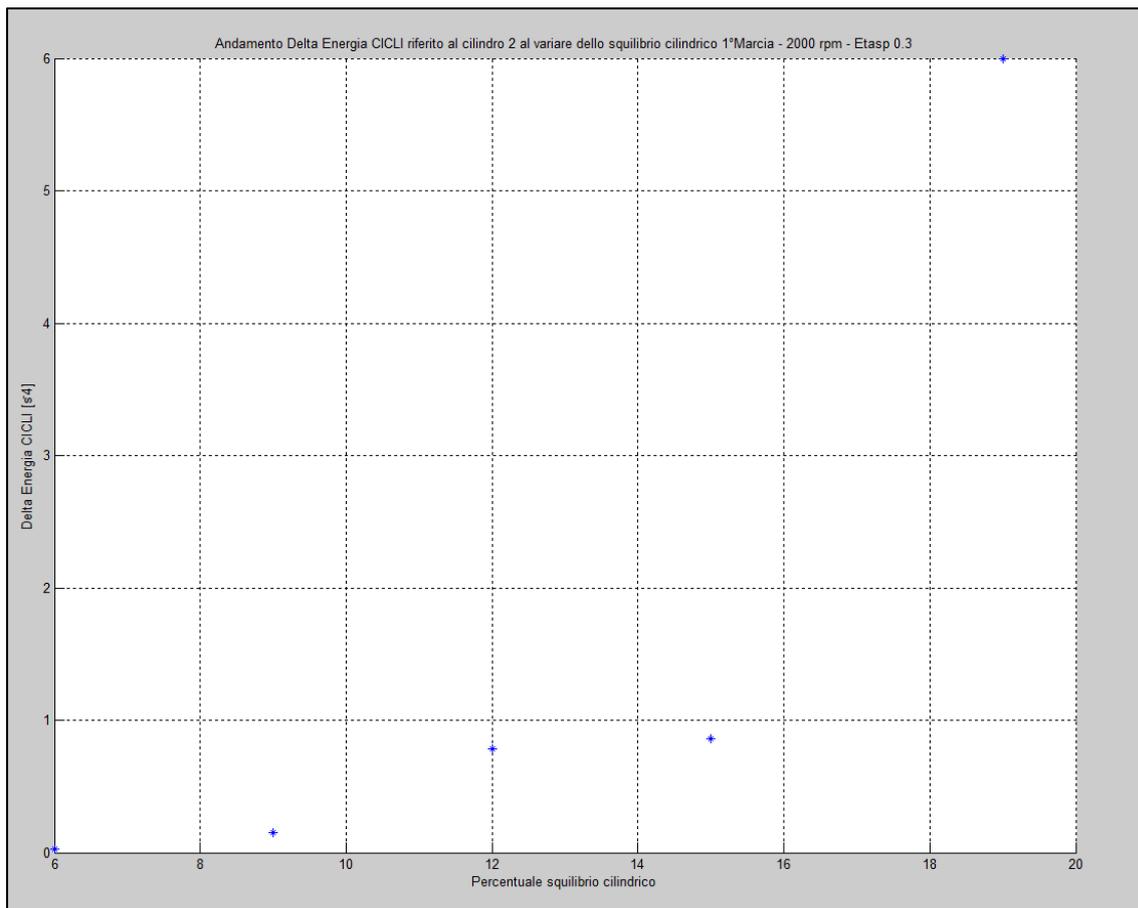


Figura 6.9 – Andamento della variazione di energia associata al cilindro 2 e correlata al segnale CICLI in funzione di uno squilibrio cilindrico in magro crescente dal 6% al 19%.

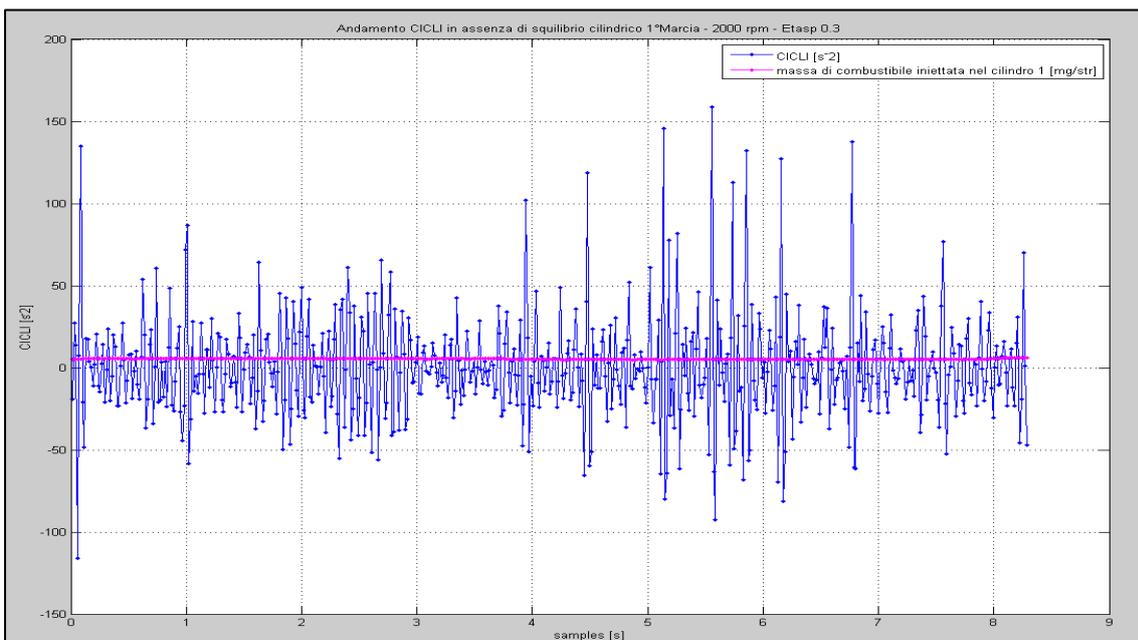


Figura 6.10 – Andamento del CICLI a regime e carico motore cotanti e in assenza di rilevante squilibrio cilindrico. Si nota chiaramente l'effetto delle sconnessioni della strada.

Capitolo 7

Conclusioni

7.1 – CONSIDERAZIONI PERSONALI

A conclusione di un periodo di cinque mesi di tesi che ha portato alla produzione di sei prototipi per mezzo della tecnologia “rapid prototyping” utilizzata da Magneti Marelli, desidero esprimere delle personali considerazioni in merito ai risultati ottenuti e al lavoro svolto. Come si evince dai grafici presenti nel capitolo 6 la strategia è in linea di massima in grado di rilevare un importante squilibrio cilindrico, facendo uso di un offset che sbilancia ulteriormente il cilindro incriminato ed evidenzia così un valore di variazione di energia del segnale CICLI ad esso correlato particolarmente elevato, tale da permettere di confrontarla con una soglia dinamica calibrabile. Nel caso in cui tale soglia venga oltrepassata il prototipo oggetto di tesi rileva un problema e comunica alla centralina di controllo motore quale cilindro presenta un rilevante sbilanciamento cilindrico.

Tutto questo andrà sicuramente evoluto in futuro in ottica di ottenere un prodotto commerciale che permetta l’immatricolazione di veicoli nel mercato degli Stati Uniti.

7.2 – SVILUPPI FUTURI

Il lavoro di tesi svolto in questi mesi certamente non può dirsi terminato a questo punto, infatti il prototipo testato in autovettura necessita di un’ulteriore affinamento. In particolare sarà necessario prevedere in primis la possibilità di utilizzare, tramite calibrazione, l’indice di rilevamento più sensibile agli squilibri di titolo eventualmente presenti nel propulsore. Di conseguenza la macchina di diagnosi verrà nuovamente aggiornata. Bisognerà inoltre approntare un lavoro atto ad evolvere l’intera strategia verso il rilevamento anche di squilibri cilindrici di titolo multipli. In particolare si pensa all’utilizzo combinato con il CICLI di un indice generato dal LU, il $CICLI_{MEZZI}$. Esso confronta il valore del LU inerente a quattro combustioni prima di quella appena terminata con il valore associato alle combustioni precedente e successiva.

$$CICLI_{MEZZI}[Tdc] = LU[Tdc - 5] - 2 * LU[Tdc - 4] + LU[Tdc - 3]$$

In secondo luogo, dopo un’attenta calibrazione della presente strategia, si procederà ad una campagna di acquisizioni e alla successiva valutazione delle

gaussiane relative ai diversi punti di funzionamento della strategia, valutate sia con propulsori bilanciati, che con motori che presentano evidenti squilibri cilindrici. In questa fase si procederà all'adozione di quattro sonde lambda lineari, montate a valle delle quattro camere di combustione, nel collettore di scarico. Ciò consentirà la conoscenza esatta del titolo della carica appena combusta. Sarà di conseguenza affinata la strategia in modo tale da realizzare una sovrapposizione non superiore al 10% tra la gaussiana inerente a propulsori bilanciati e quella a motori squilibrati. Al contempo verrà appurato che lo IUPR previsto dalla normativa OBD-II per questo genere di diagnosi venga rispettato.

Si implementerà infine la strategia diagnostica in modo che essa sia in grado di correggere un eventuale squilibrio cilindrico di titolo, una volta rilevato.

Appendice A1

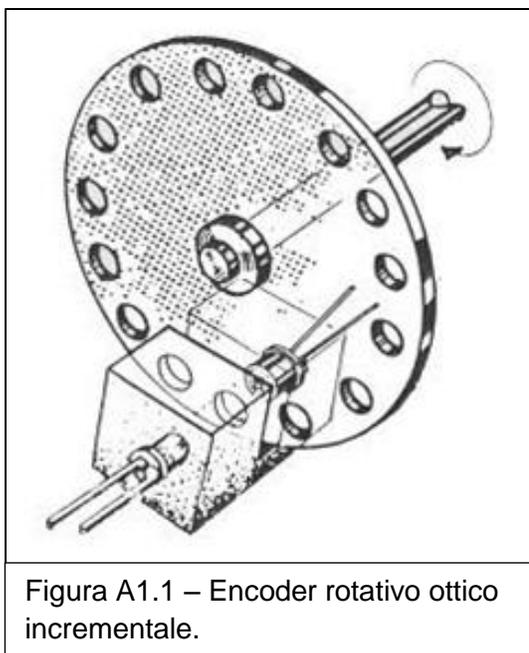
Sensori automotive per il rilevamento della velocità angolare

A1.1 – ENCODER ROTATIVI

La conoscenza della velocità di rotazione angolare dell'albero motore, così come l'esatta posizione istantanea dei pistoni, sono informazioni fondamentali mediante le quali la centralina è in grado di comandare l'iniezione o l'anticipo di accensione. Per tale ragione si sono sviluppati negli anni sistemi atti a tale scopo. Tra questi i più utilizzati in automotive sono gli encoder rotativi di posizione ottico incrementali, i sensori induttivi e quelli ad effetto Hall. Lo scopo di un encoder è di fornire un feedback sulla posizione angolare integrandosi in un sistema di controllo di apparati rotanti. Esso è composto da un disco di codifica, calettato sull'albero dell'organo da controllare, con un disegno formato da linee chiare e scure incise sulla superficie del disco. Durante il funzionamento una sorgente di luce, ad esempio un diodo, illumina il disco di codifica e la luce che vi transita attraverso incontra un sistema di rilevazione di fotoni, ad esempio un fotodiodo. Gli encoder rotativi dispongono solitamente di due tracce sfasate di un quarto di passo, utilizzate per determinare il verso di rotazione. Come si nota in figura A1.2 la sfasatura del foro B permette di stabilire il verso di rotazione del disco. Infatti basta osservare se la variazione di A si presenta prima di B (verso orario), oppure dopo (verso antiorario). Lo spostamento angolare viene calcolato nel seguente modo

$$\Delta\theta = \frac{360}{\text{Numero Tacche Disco}}$$

Gli encoder ottici hanno il vantaggio di potere essere realizzati in modo accurato, di avere elevate



velocità di lettura e trascurabili forze di reazione verso il movimento dell'albero motore. Questa strumentazione ha alta risoluzione angolare (fino a 0.1 – 0.2 °CA). D'altro canto sono sistemi fragili e costosi, oltre ad essere particolarmente sensibili allo sporco. Per tali ragioni essi non sono presenti in vettura.

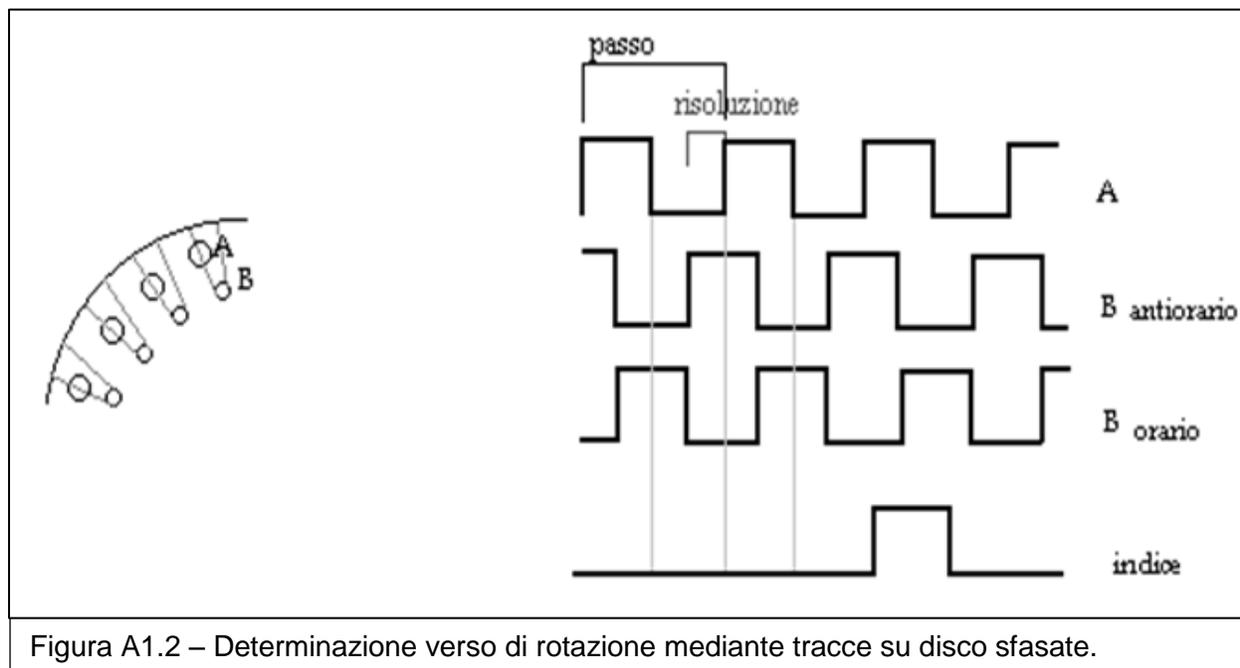


Figura A1.2 – Determinazione verso di rotazione mediante tracce su disco sfasate.

A1.2 – SENSORI INDUTTIVI

A bordo vettura si trova tipicamente calettata sull'albero motore una ruota fonica, la quale è una ruota dentata di materiale ferromagnetico non progettata per l'accoppiamento con una medesima. Ad essa si affacciano sensori induttivi o sensori ad effetto Hall. Chiaramente l'utilizzo di una ruota fonica riduce sensibilmente la risoluzione angolare, poiché non è possibile montarne una con un numero sufficientemente elevato di denti, se si desidera contenere l'inerzia del componente. In generale lo standard automotive prevede ruote foniche 60 meno due denti, mentre 24 per motocicli. Lo schema tipico prevede un magnete permanente, affacciato alla ruota fonica, sul polo nord del quale è avvolto un filo di materiale conduttore. Nel momento in cui la ruota fonica è in moto, si genera

Appendice A1 – Sensori automotive per il rilevamento della velocità angolare

una variazione del flusso del campo magnetico e di conseguenza ai capi del filo si registra una tensione $V = -\frac{d\phi}{dt}$, proporzionale alla derivata del flusso del campo magnetico ϕ , come descritto da Faraday. Quando il dente della ruota è affacciato al sensore, il flusso di campo magnetico è massimo. La velocità angolare calcolata non può dirsi istantanea, bensì media valutata su intervalli di tempo molto piccoli. I sensori induttivi non hanno bisogno di alimentazione elettrica, per tale ragione richiedono un cablaggio semplice. Sono inoltre particolarmente economici, costo nell'ordine dei centesimi di euro. D'altro canto presentano un'ampiezza del segnale proporzionale alla velocità di rotazione. Di conseguenza per avere una buona risoluzione a bassi regimi di rotazione, necessitano di alte tensioni in condizioni di elevate velocità angolari (200 Volt picco-picco). Questa condizione fa sì che ad alti regimi si generi rilevante rumore elettromagnetico.

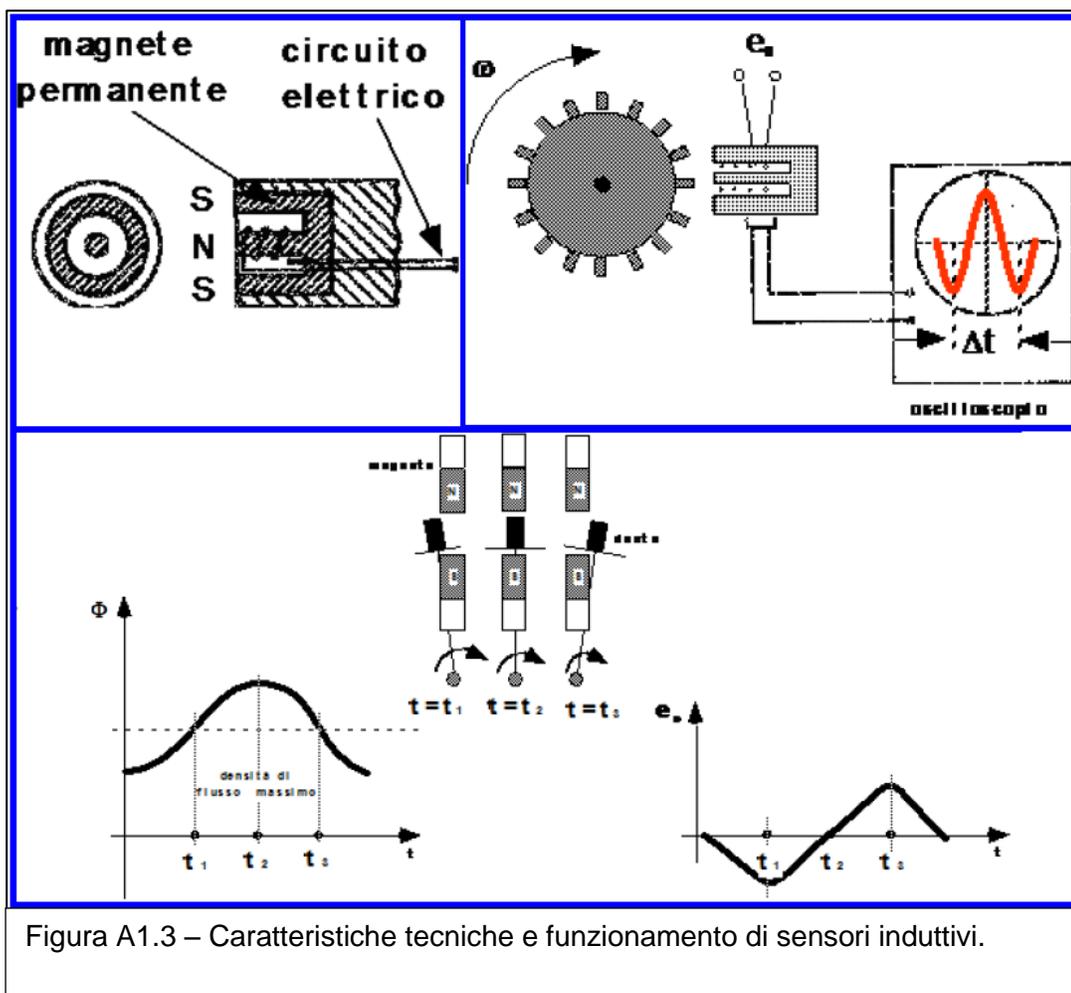


Figura A1.3 – Caratteristiche tecniche e funzionamento di sensori induttivi.

A1.3 – SENSORI AD EFFETTO HALL

Una possibile soluzione al problema che affligge i sensori induttivi è l'adozione di sensori ad effetto Hall, i quali presentano un'ampiezza del segnale costante al variare della velocità di rotazione dell'albero motore. Essi sono sensori attivi, di conseguenza necessitano di alimentazione, tipicamente a 5 Volt. Sono inoltre più costosi rispetto quelli induttivi, benché egualmente diffusi. Il sensore è composto da un magnete permanente e da un elemento sensibile di materiale conduttore.

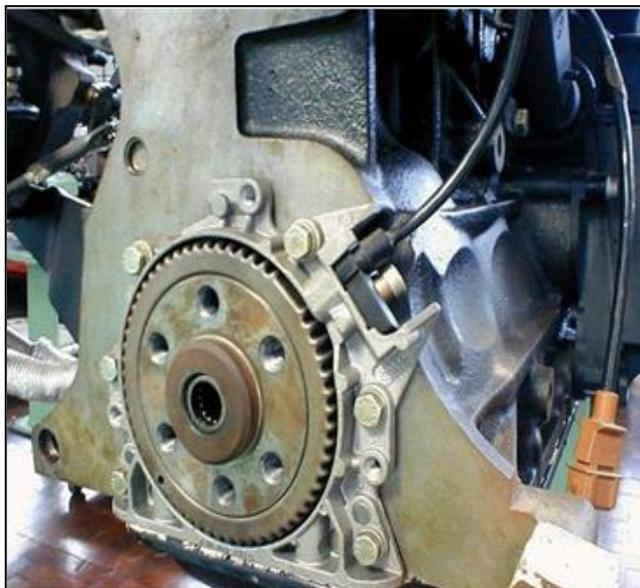


Figura A1.4 – Ruota fonica calettata sull'albero motore e sensore ad effetto Hall.

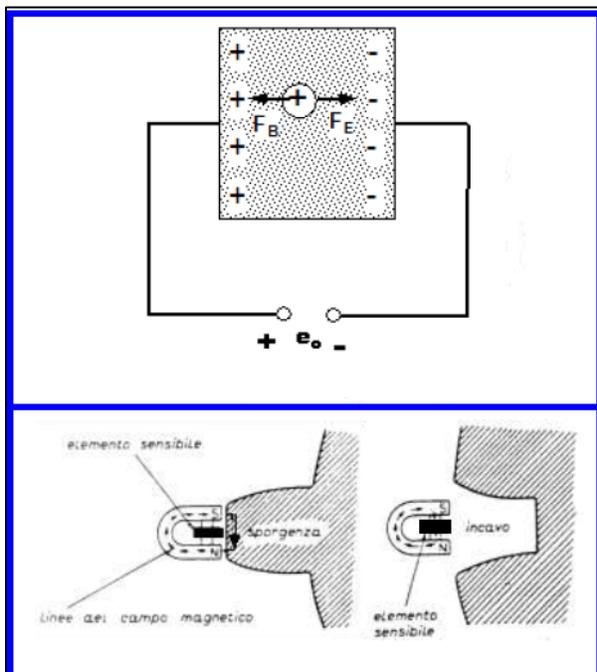


Figura A1.5 – Funzionamento sensore ed effetto Hall.

Quando un dente della ruota fonica è affacciato al sensore, le linee del campo magnetico si chiudono sul dente e di conseguenza si registra un valore nullo della tensione ai capi del sensore. Viceversa quando transita un vano di fronte al sensore, le linee di campo magnetico si richiudono sull'elemento sensibile e per effetto Hall si genera un potenziale ai capi del sensore. In particolare l'effetto Hall consiste nella formazione di una differenza di potenziale, detta potenziale di Hall, sulle facce opposte di un conduttore elettrico dovuta a un campo magnetico perpendicolare alla

Appendice A1 – Sensori automotive per il rilevamento della velocità angolare

corrente elettrica che scorre in esso.

Come detto in principio la velocità di rotazione e la posizione istantanea dei pistoni sono informazioni fondamentali per la gestione del funzionamento corretto del motore. In particolare la mancanza di due denti in una tipica ruota fonica per automotive, serve da riferimento assoluto al quale associare il raggiungimento di una posizione del pistone nota, come ad esempio il punto morto superiore del cilindro 1. Come si vede in figura A1.6, si riscontra un tempo dente nettamente più lungo rispetto agli altri, il quale non è imputabile ad un brusco rallentamento.

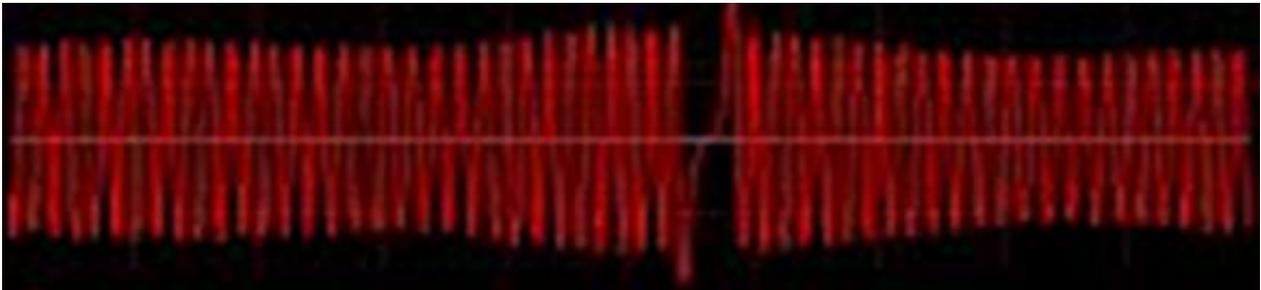


Figura A1.6 –Passaggio dello “zero” di fronte sensore ad effetto Hall.

A questo punto per comprendere se il punto morto superiore è attivo, si caletta sull'albero a camme un semidisco di materiale ferromagnetico, affacciato a un sensore ad effetto Hall. Tramite il segnale proveniente dal sensore sull'albero a camme la centralina motore conosce esattamente la posizione angolare e la fase in corso in ogni cilindro. In generale durante i primi 720° manovella successivi all'avviamento si ha la sincronizzazione della posizione dei pistoni. Come detto precedentemente la risoluzione di una ruota fonica standard automotive è pari a 6 gradi angolo manovella, d'altro canto la risoluzione necessaria al corretto controllo motore da parte della centralina è superiore. Per ovviare tale problema, la ECU si avvale di un contatore che scatta al passaggio del dente della ruota fonica precedente all'istante di tempo in cui è prevista l'attuazione. La centralina, ipotizzando che la velocità angolare dell'albero motore ($\omega_{albero\ motore}$) rimanga costante tra un dente e il successivo, approssima l'intervallo di tempo corrispondente alla distanza angolare tra il dente della ruota fonica e il punto in cui effettuare il controllo, come segue:

$$\Delta t = \frac{\Delta \theta}{\omega_{albero\ motore}}$$

Bibliografia

1. World Emissions Standards, passenger cars and light duty vehicles 2013-2014, Delphi, 23, 27-29, 56-61.
2. Individual Cylinder Fuel Control with a Switching Oxygen Sensor, Kainz & Smith (1999), SAE Technical Paper 1999-01-0546.
3. Catalytic Effects on ZrO₂ Oxygen Sensors exposed to non-equilibrium gas mixtures, Colvin, Butler & Anderson (1982), Journal of Electroanalytical Chemistry, 136, 179-183.
4. Individual Air-Fuel Ratio Control with Single EGO Sensor, Grizzle, Bobbins & Cook (1991), IEEE Transactions on Vehicular Technology, 40, 280-286.
5. Cylinder Individual Air-Fuel Ratio Control using Fourier Analysis, Schick, Onder & Guzzella (2009), IEE Trans. on Control Systems Technology, Vol X ,No X Month 2009.
6. Individual Cylinder Characteristic Estimation for a Spark Ignition Engine, Benvenuti, Di Benedetto, Di Gennaro & Sangiovanni Vincentelli (2003), Automatica, 39, 1157-1169.
7. Cylinder Pressure and Ionization Current Modeling for Spark Ignited Engines, Andersson (2002), Linköping Studies in Science and technology-Thesys No.962-2002.
8. Theoretical and Experimental Studies of the Formation of Ionized Gases in Spark Ignited Engines, Reinmann (1998), PhD thesys, Lund Institute of Technology, ISBN 91-628-2985-8.
9. An Ion-sense Engine Fine Tuner, Nielsen & Eriksson (1998), IEEE Control Systems (special issue on powertrain control) Vol 18, 43-52.
10. An Ionization Equilibrium Analysis of the Spark Plug as an Ionization Sensor, Saitzkoff, Reinmann, Berglind & Glavmo (1996), SAE paper No 969337.
11. Oxydation of nitrogen in combustion, Zeldovic, Sadovnikov & Frank-Kamenetskii (1947), Institute of Chemical Physics Moscow-Leningrad.
12. In Cylinder pressure measurements using the spark plug as ionization sensor, Saitzkoff Reinmann & Mauss (1997), SAE paper No 970857, 187-197.
13. The Computation of Apparent Heat Release in Internal Combustion Engines, Krieger & Borman (1966), ASME Paper 66 WA/DGP4.

14. Closed-loop individual cylinder air-fuel ratio control via UEGO signal spectrum analysis, Cavina, Corti & Moro (2009), Control Engineering Practice 18 (2010) 1295-1306.

Altre fonti consultate

- OBD-II Regulation, section 1968.2 of Title 13, California Code of Regulations, 38.
- The California Low Emission Vehicle Regulations (LEV II), with Amendments effective from 18/04/2013, 49.
- Appunti del corso magistrale di motori a combustione interna tenuto dal Professore Nicolò Cavina, anno accademico 2012-2013.
- Sistemi energetici impatto ambientale Vol.3, Bianchi, De Pascale, Gambarotta, Peretto, Pitagora editrice Bologna.
- Impianti industriali, Pareschi, Progetto Leonardo, Esculapio Bologna.

Ringraziamenti

A conclusione di cinque mesi di tesi, di un lavoro non semplice vista la naturale difficoltà della progressiva ingegnerizzazione di un prodotto sviluppato da un'idea concettuale partendo da un foglio bianco. Intendo in primis ringraziare il professore Ing. Nicolò Cavina per la passione con cui svolge il suo lavoro, la chiarezza espositiva e la grande attenzione e disponibilità rivolta a tutti i suoi allievi, al quale sarò sempre riconoscente. In secondo luogo ringrazio gli ingegneri Stefano Sgatti (responsabile dell'ente System Architecture) e Luigi De Luca (responsabile della funzione OBD ed EOBD), per avermi dato la possibilità di svolgere questa tesi presso l'azienda Magneti Marelli Powertrain e per avermi oggi rinnovato la loro fiducia, offrendomi la possibilità di incominciare la mia carriera lavorativa presso il gruppo Fiat-Chrysler.

Con affetto e stima rivolgo la mia più profonda riconoscenza agli ingegneri Jacopo Bucci e Daniele Benassi (responsabile dello sviluppo dei software presso S.A.) senza i quali non sarei mai riuscito a portare a termine un compito così oneroso, vista la mia totale inesperienza sia sul campo, che in ambito di modellazione. La loro grande esperienza e la personale, quanto scrupolosa, attenzione al dettaglio, oltre alla quotidiana disponibilità, hanno permesso di fare la differenza.

Voglio ringraziare personalmente gli ingegneri Stefano Monti (responsabile della gestione delle IR presso SA) e Luca Chirivino per la tempestività con cui hanno svolto il proprio lavoro.

Dedico un ringraziamento particolare a tutti i miei colleghi della JRAUM per l'amicizia dimostratami in questi mesi e per avermi fatto partecipe del loro gruppo. In particolare rivolgo il mio "grazie" simbolico a colui che li rappresenta tutti, ingegnere Giovanni Osbat (responsabile ricerca e sviluppo SCR).

Un ringraziamento speciale va agli ingegneri Darwin Gajardo, Stefano Sarti e Francesco Maria Greco, miei compagni di cinque anni di Ingegneria ed oggi miei colleghi in Magneti Marelli.

Ampliando ora lo sguardo, le prime persone alle quali sarò eternamente ed amorevolmente grato sono i miei genitori Anna e Claudio per avere creduto in me in ogni momento ed avermi sostenuto in tutte le situazioni difficili della mia breve vita.

Ringrazio dal profondo del cuore i miei nonni per essermi stati silenziosamente vicini, avere colmato ogni mia necessità ed aver tanto pregato per me in questi anni difficili.

Ringrazio gli ingegneri Paolo Di Luccio, Simone Paolizzi, Eleonora Zappi, Marco Monduzzi ed Elisa Feletti compagni di “mille battaglie”.

La tesi in azienda non rappresenta soltanto un momento di prova con se stessi e con una materia della quale si desidera approfondire un particolare argomento, ma soprattutto il sapersi relazionare con le persone che compongono il proprio gruppo di lavoro e con le quali si condivide gran parte della giornata. Questo e molto altro ho imparato in questi cinque mesi e guardandomi indietro dodici anni fa, quando decisi che questa sarebbe stata la mia strada e ripenso a tutti i sacrifici che ho fatto per ottenere questo, assaporo oggi il privilegio di aver trasformato la mia passione nel mio lavoro.

Concludo con due motti che mi rappresentano:

“Cuore e passione”

“Duri e puri”