

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITA' DI BOLOGNA

SECONDA FACOLTA' DI INGEGNERIA
CON SEDE A CESENA

CORSO DI LAUREA
IN INGEGNERIA MECCANICA
Classe LM-33

Sede di Forlì

TESI DI LAUREA

In: MACCHINE LM

Sviluppo di un torsionometro per applicazioni on-board

CANDIDATO

Luca Minardi

RELATORE

Prof. Ing. Fabrizio Ponti

CORRELATORE

Ing. Vittorio Ravaglioli

Anno Accademico 2011/2012

Sessione III

Sommario

INDICE DELLE FIGURE.....	1
INDICE DELLE TABELLE.....	3
1. INTRODUZIONE.....	5
2. BANCO E STRUMENTAZIONE.....	11
2.1. Banco freno	11
2.2. Propulsore	13
2.3. Dotazione extra-serie del propulsore	16
2.3.1. Sensore di pressione in camera.....	20
2.3.2. Sensore VRS.....	23
2.4. Caratterizzazione della catena di misura: parte hardware e parte software.....	27
2.4.1. National Instrument SCXI – 1000	29
2.4.2. Squadratore.....	29
2.4.3. National Instrument Compact RIO	30
2.4.4. Sistema di controllo e acquisizione.....	32
3. PROVE SPERIMENTALI.....	35
3.1. Funzionamento in stazionario	36
3.2. Funzionamento in transitorio con variazione di percentuale acceleratore e regime di rotazione fissato	37
3.3. Funzionamento in transitorio con variazione di regime di rotazione e percentuale acceleratore costante.....	38

4.	ANALISI DATI.....	39
4.1.	Struttura file acquisiti	40
4.1.1.	File .mat	40
4.1.2.	File .xls	40
4.1.3.	File .txt (foniche)	41
4.2.	Trattamento segnali <i>indicating</i>	42
4.3.	Trattamento segnali ruote foniche	47
4.4.	Analisi delle torsioni	50
4.5.	Determinazione della caratteristica	54
4.6.	Stima della coppia.....	60
5.	RISULTATI	63
6.	CONCLUSIONI.....	79
	RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	81

Indice delle figure

Figura 1: Storico normative anti inquinamento.....	6
Figura 2: Confronto EURO V - EURO VI.....	7
Figura 3: FIAT 1.3 Mjet	13
Figura 4: Lay-ouy FIAT 1.3 Mjet.....	14
Figura 5: Modello sistema motore-giunto-freno	17
Figura 6: Lay-out dotazione extra-serie.....	18
Figura 7: Lay-out installazione ruote foniche	18
Figura 8: Installazione sensore BERU.....	20
Figura 9: Spaccato sensore BERU	21
Figura 10: Segnali pressione cilindro	22
Figura 11: Schema collegamento sensore VRS.....	23
Figura 12: Schema circuito magnetico sensore VRS.....	24
Figura 13: Output sensore VRS.....	25
Figura 14: Segnale acquisito sensore VRS	26
Figura 15: Flusso informazioni catene di misura	28
Figura 16: SCXI-1000.....	29
Figura 17: Squadratore.....	29
Figura 18: Effetto squadratura segnale.....	30
Figura 19: TestIT, le grandezze banco	33
Figura 20: TestIT, le grandezze indicating	33
Figura 21: Diagramma di flusso elaborazione segnali di pressione.....	43
Figura 22: Segnali di pressione non sincronizzati	44
Figura 23: Segnali di pressione in base angolo.....	44
Figura 24: Pressioni cilindro 1 sovrapposte ciclo-ciclo.....	45
Figura 25: Coppie indicate	45
Figura 26: Tempi assoluti attraversamento ruote foniche	48
Figura 27: Zero-crossing ruote foniche.....	49
Figura 28: Sfasamento angolare ruote foniche, media sul giro.....	51
Figura 29: Sfasamento angolare ruote foniche, media sul ciclo.....	52
Figura 30: Sfasamento angolare ruote foniche, media aritmetica.....	53
Figura 31: Curva di coppia al freno.....	53
Figura 32: Segnale di coppia al freno non in fase.....	55

Figura 33: Segnale di coppia I freno in fase, un campione al ciclo.....	55
Figura 34: Correlazione torsione-coppia albero motore.....	56
Figura 35: Correlazione torsione-coppia giunto	56
Figura 36: Caratteristica albero motore polinomio 1° grado	57
Figura 37: Caratteristica albero giunto 1° grado.....	57
Figura 38: Caratteristica albero motore polinomio 2° grado	58
Figura 39: Caratteristica albero giunto 2° grado.....	58
Figura 40: Caratteristica albero motore polinomio 3° grado	59
Figura 41: Caratteristica albero giunto 3° grado.....	59
Figura 42: Effetto cambio velocità di rotazione su coppia al freno	61
Figura 43: Stima coppia al freno prova 2000 RPM 35 → 55%	64
Figura 44: Errore percentuale stima coppia al freno prova 2000 RPM 35 → 55%.....	64
Figura 45: Stima coppia al freno prova 2000 RPM 35 → 65%	65
Figura 46: Errore percentuale stima coppia al freno prova 2000 RPM 35 → 65%.....	65
Figura 47: Stima coppia al freno prova 2500 RPM 35 → 55%	66
Figura 48: Errore percentuale stima coppia al freno prova 2500 RPM 35 → 55%.....	66
Figura 49: Stima coppia al freno prova 2500 RPM 35 → 55% (albero motore).....	67
Figura 50: Errore percentuale stima coppia al freno prova 2500 RPM 35 → 55%.....	67
Figura 51: Stima coppia al freno prova 2500 RPM 35 → 65%	68
Figura 52: Errore percentuale stima coppia al freno prova 2500 RPM 35 → 65%.....	68
Figura 53: Stima coppia al freno prova 2500 RPM 35 → 65% (albero motore).....	69
Figura 54: Errore percentuale stima coppia al freno prova 2500 RPM 35 → 65%.....	69
Figura 55: Stima coppia al freno prova 3000 RPM 35 → 55%	70
Figura 56: Errore percentuale Stima coppia al freno prova 3000 RPM 35 → 55%	70
Figura 57: Stima coppia al freno prova 3000 RPM 35 → 65%	71
Figura 58: Errore percentuale stima coppia al freno prova 3000 RPM 35 → 65%.....	71
Figura 59: Stima coppia al freno prova 55% 1750 → 2500 RPM	72
Figura 60: Errore percentuale stima coppia al freno prova 55% 1750 → 2500 RPM.....	72
Figura 61: Stima coppia al freno prova 55% 1750 → 3000 RPM	73
Figura 62: Errore percentuale stima coppia al freno prova 55% 1750 → 3000 RPM.....	73
Figura 63: Stima coppia al freno prova 55% 2000 → 2500 RPM	74
Figura 64: Errore percentuale stima coppia al freno prova 55% 2000 → 2500 RPM.....	74
Figura 65: Stima coppia al freno prova 55% 2000 → 3000 RPM	75
Figura 66: Errore percentuale stima coppia al freno prova 55% 2000 → 3000 RPM.....	75
Figura 67: Stima coppia al freno prova 55% 2500 → 3000 RPM	76
Figura 68: Errore percentuale stima coppia al freno prova 55% 2500 → 3500 RPM.....	76
Figura 69: Stima coppia al freno prova 55% 2500 → 3500 RPM	77
Figura 70: Errore percentuale stima coppia al freno prova 55% 2500 → 3500 RPM.....	77

Indice delle tabelle

Tabella 1: Specifiche banco freno FE350S	12
Tabella 2: Elenco sensori extra-serie	19
Tabella 3: Specifiche sensore BERU	21
Tabella 4: Riassunto prove stazionario.....	36
Tabella 5: Riassunto prove transitorio con variazione di percentuale acceleratore.....	37
Tabella 6: Riassunto prove transitorio con variazione di regime di rotazione.....	38
Tabella 7: Schema organizzazione bit	41

1. Introduzione

La problematica del contenimento delle emissioni ha acquistato nell'ultimo decennio sempre maggiore rilievo fino a diventare il principale elemento trainante per la ricerca e lo sviluppo nell'ambito dei propulsori per autotrazione. Accade infatti che con cadenza regolare vengano rilasciate nuove specifiche di omologazione per i motori, ed i costruttori sono così costretti ad adeguarsi per potersi permettere di continuare la commercializzazione.

La nuova normativa EURO VI, che entrerà in vigore nel settembre 2014, introduce ulteriori restrizioni riguardo alle emissioni ammesse soprattutto per quel che riguarda i propulsori ad accensione per compressione (ciclo Diesel); quindi si sono concentrate risorse soprattutto nell'abbattimento di quelle frontiere tecnico-funzionali che ad ora non permettono di rientrare all'interno dei limiti concessi.

Di seguito si dà una panoramica di quella che è stata l'evoluzione dei limiti sulle emissioni di inquinanti a partire dall'EURO I fino al più recente EURO VI, ponendo un'attenzione particolare alle differenze che intercorrono tra le ultime due revisioni della normativa.

Dal grafico si può avere riprova del fatto che le modifiche principali riguardano i propulsori a ciclo Diesel, e nella fattispecie, ciò che riguarda le emissioni di NO_x e particolato, mentre vi sono minime variazioni per i propulsori a ciclo Otto.

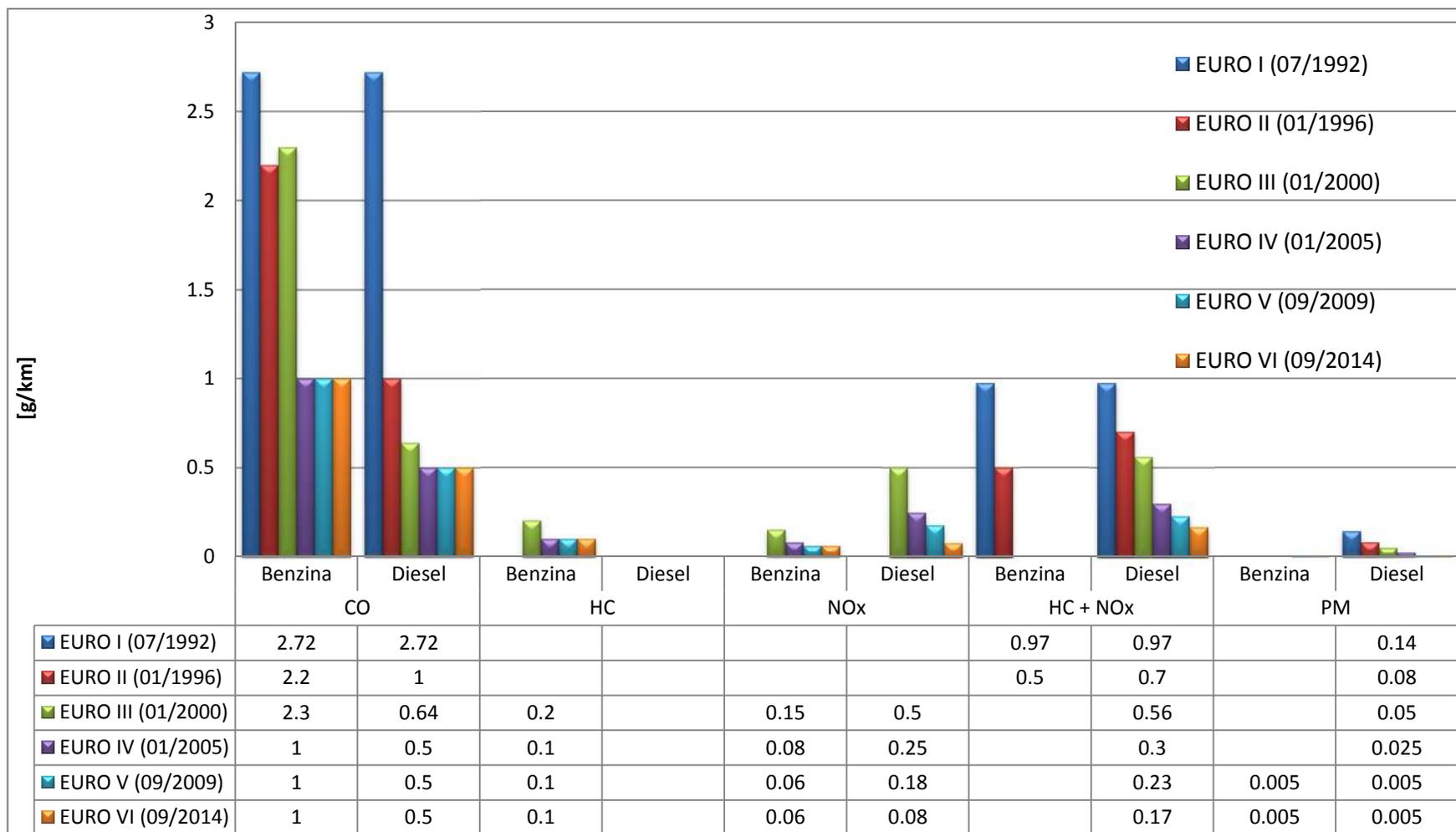


Figura 1: Storico normative anti inquinamento

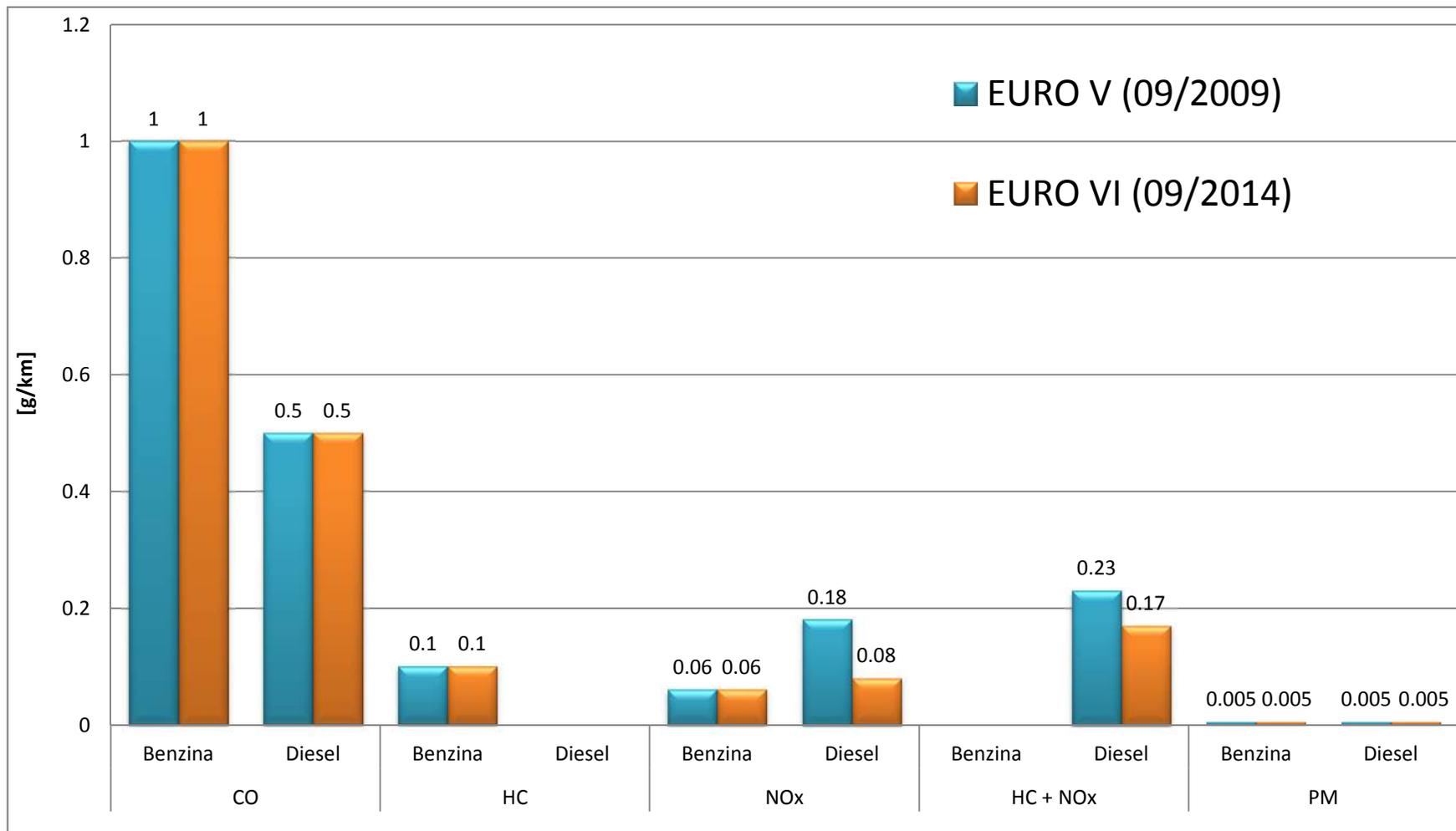


Figura 2: Confronto EURO V - EURO VI

Per poter rispettare le restrittive imposizioni della normativa si rende necessaria una maggiore padronanza di quella che è la fase di combustione sia dal punto di vista dell'osservabilità del fenomeno sia del controllo dello stesso. Questo secondo obiettivo viene conseguito mediante lo sviluppo di nuove metodologie e strategie di iniezione del carburante. Si passa quindi per sistemi di iniezione operanti a pressioni via via maggiori per consentire una migliore nebulizzazione del combustibile, affiancati da iniettori più performanti che possano consentire un numero sempre maggiore di iniezioni per ciclo.

Tutti questi accorgimenti e sforzi rischiano purtroppo di diventare inutili se poi non si riesce ad avere coscienza di ciò che avviene all'interno del cilindro nella fase di combustione, nonché primo tra i due obiettivi elencati poc'anzi. Nasce quindi la necessità di dotare i motori di strumentazione idonea a questo scopo. Il modo più efficace per risalire all'informazione utile, cioè la conoscenza del profilo di rilascio del calore, è quello di dotare ogni cilindro di un sensore di pressione installato sulla testa del motore ed affacciato alla camera di combustione. Questa soluzione, porta con sé un paio di problematiche non trascurabili per un motore di serie:

- Costo elevato: i sensori di pressione adatti a questo utilizzo devono essere sufficientemente miniaturizzati per essere il meno invasivi possibile, e si trovano ad operare in ambienti ostili considerando le temperature in gioco ed il fatto che il carico termico è costantemente variabile. Inoltre è necessario un tempo di risposta breve dello strumento di misura dal momento che le dinamiche del sistema da osservare sono molto rapide. L'insieme di tutte queste caratteristiche richieste porta inevitabilmente a costi elevati. C'è da aggiungere che l'elevato costo di installazione è da imputarsi anche alla catena di misura necessaria alla gestione del sensore stesso.
- Affidabilità del sistema: le condizioni operative appena descritte spiegano facilmente il motivo per il quale l'affidabilità di questi apparati sia particolarmente a rischio.

Una prima soluzione potrebbe essere quella di dotare soltanto uno o al più due cilindri del sensore di cui sopra, però, si riscontrerebbero ugualmente problemi di

affidabilità, ed in più non si avrebbe neanche un informazione completa. Si sarebbe costretti ad ipotizzare l'uguaglianza di comportamento tra i cilindri dotati di sensore e quelli sprovvisti, ipotesi piuttosto semplificativa che rischierebbe di vanificare il parziale investimento.

E' in tale ambito che si inserisce questo progetto di tesi.

Si tratta di una parte di un progetto più ampio che vede l'interazione di diverse aree di ricerca, tutte atte a conseguire un obiettivo comune, cioè quello di poter ottenere l'informazione relativa al rilascio di calore senza l'inserimento di costosi sensori di pressione in camera di combustione. Nello specifico, questo trattato di tesi si pone l'intento ricavare il valore di coppia erogata dal propulsore ciclo per ciclo mediante l'utilizzo di una coppia di ruote foniche: la fonica motore, ed una seconda installata lato distribuzione. L'obiettivo finale è quindi la realizzazione di un torsionometro. Il funzionamento consisterebbe nella misura dello sfasamento angolare presente tra le ruote foniche in questione, e, tramite la precedente caratterizzazione della rigidità torsionale dell'albero, risalire al valore di coppia erogata. Essendo il motore già dotato della ruota fonica, quella installata in corrispondenza del volano, la metodologia, qualora funzionasse, sarebbe applicabile aggiungendo una sola ruota rispetto alla normale dotazione, contenendo così drasticamente i costi di allestimento.

I vantaggi ricavabili dall'attuabilità di questo progetto potrebbero essere molteplici. L'informazione relativa alla coppia erogata dal propulsore ciclo per ciclo è nevralgica per molti aspetti della valutazione del campo di funzionamento del motore. L'inserimento di quest'analisi all'interno della metodologia di stima del profilo di combustione è solamente uno dei possibili campi di utilizzo. Si pensi per esempio alla possibilità di affinare l'intervento dell'ESP in funzione del grado di pattinamento, lo stesso dicasi per il controllo di trazione ed eventualmente dell'ABS.

La procedura prevedrebbe l'integrazione del torsionometro con l'informazione proveniente da una seconda analisi mediante accelerometri installati nella prossimità della testata del motore. A seguito, mediante modelli previsionali, sarebbe possibile ricostruire il profilo di combustione con un precisione adeguata agli scopi preposti.

2. Banco e strumentazione

Per lo svolgimento del progetto in esame è stato necessario affiancare una parte puramente teorica ad una pratica, data l'esigenza di eseguire acquisizioni sperimentali di dati utili alla validazione dei modelli matematici e delle metodologie adottate.

Le acquisizioni sperimentali sono state eseguite presso uno dei tre banchi prova presenti nei laboratori della Facoltà sul quale era stato precedentemente installato un propulsore FIAT 1.3 Mjet. Il propulsore in esame è stato adeguatamente allestito con sensori di diversa natura con lo scopo di poter caratterizzare nella maniera più dettagliata possibile il funzionamento del motore stesso.

Nel capitolo in corso si vuole dare una panoramica delle apparecchiature utilizzate per le prove sperimentali:

- Banco freno
- Propulsore
- Dotazione extra-serie del propulsore
- Caratterizzazione della catena di misura: parte hardware e parte software.

2.1. Banco freno

Come anticipato in precedenza, nei laboratori della Facoltà sono presenti tre banchi prova per il test delle motorizzazioni.

In quello utilizzato per lo svolgimento delle prove sperimentali è installato un banco freno della casa produttrice *Borghini & Saveri*, nella fattispecie il modello FE350S. Si tratta di un banco prova a correnti parassite in grado di restituire in output la velocità di rotazione e la coppia erogata (conseguentemente anche la potenza) da un generico albero in rotazione collegato allo strumento. Gli elementi costituenti il freno sono essenzialmente 4:

- Rotore
- Statore
- Cella di carico
- Unità di controllo

La macchina di cui si vuole valutare il funzionamento viene collegata al rotore; questo ruota coassiale allo statore, al quale è impedita la rotazione mediante il saldo ancoraggio al telaio tramite una cella di carico. All'interno dello statore risiedono degli avvolgimenti percorsi da corrente, la quale è controllata a seconda delle esigenze dall'unità di controllo. La rotazione del rotore comporta, in accoppiamento con gli avvolgimenti dello statore, la generazione di una FEM (forza elettro motrice) che si oppone alla rotazione e tenderebbe a far ruotare lo statore. Tramite le celle di carico è quindi possibile valutare la forza necessaria al trattenimento della carcassa e conoscere di conseguenza la coppia applicata allo statore. Tale coppia è quella che equilibra quella applicata dall'albero motore collegato al freno.

Di seguito un riassunto delle specifiche del freno:

Diametro albero	[mm]	60
Numero rotori	[]	1
Diametro rotore	[mm]	506
Coppia massima	[Nm]	1400
Velocità rotazione massima	[RPM]	8000
Potenza massima	[hp]	350
	[kW]	257.40
Momento d'inerzia	[kgm ²]	0.618
Portata liquido raffreddamento	[m ³ /h]	11.0
Peso	[kg]	723

Tabella 1: Specifiche banco freno FE350S

2.2. Propulsore

Il propulsore usato per le prove è un FIAT 1.3 Mjet, motore turbodiesel ad iniezione diretta senza precamera, 4 cilindri in linea per una cilindrata complessiva di 1248 c.c., quattro valvole per cilindro con punterie idrauliche, due alberi a camme in testa con trasmissione del moto ad ingranaggi, sovralimentazione aria con turbocompressore a geometria variabile, intercooler, impianto di iniezione elettronica Magneti Marelli Common Rail ed in grado di erogare 95 cv.

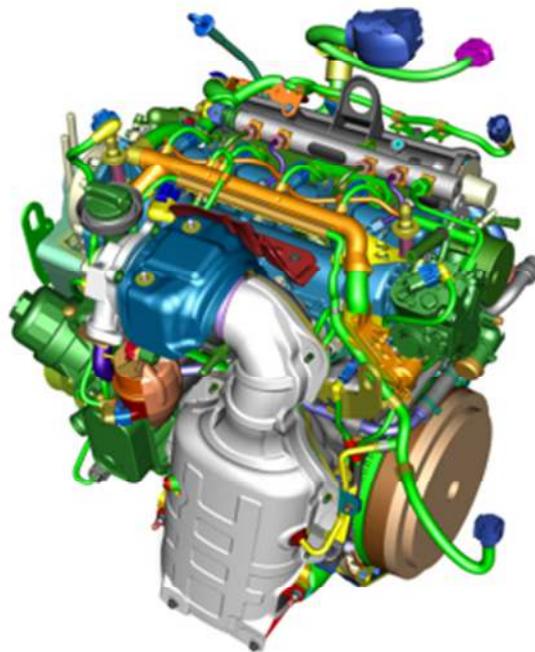


Figura 3: FIAT 1.3 Mjet

Il propulsore è montato al banco con tutta la dotazione di serie per quel che riguarda la sensoristica e gli accessori, nonché la centralina originale solitamente installata in vettura.

Nella **Figura 4** viene mostrato il lay-out di montaggio dei principali sensori ed accessori del motore nella configurazione veicolo; nel montaggio a banco alcuni punti hanno subito delle variazioni che verranno poi discusse.

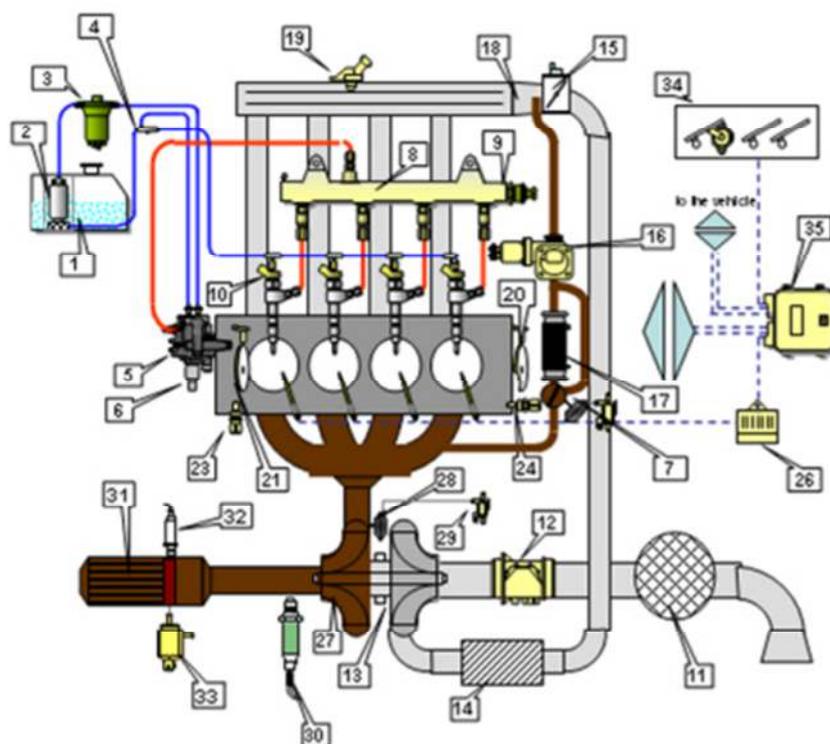


Figura 4: Lay-ouy FIAT 1.3 Mjet

- | | |
|---|--|
| 1. Serbatoio combustibile | 19. Sensore di pressione e temperatura aria |
| 2. Pompa combustibile ausiliaria. | 20. Sensore di giri |
| 3. Filtro combustibile | 21. Sensore di fase |
| 4. Collettore di ritorno combustibile | 22. - |
| 5. Pompa di pressione | 23. Interruttore di minima pressione olio motore |
| 6. Regolatore di pressione sulla pompa | 24. Sensore temperatura acqua |
| 7. Elettrovalvola di by-pass raffreddamento EGR | 25. Candele di preriscaldamento |
| 8. Rail | 26. Centralina candele di preriscaldamento |
| 9. Sensore di pressione combustibile su rail | 27. Turbocompressore a geometria variabile |
| 10. Elettroiniezioni | 28. Attuatore VGT con sensore di posizione |
| 11. Filtro aria | 29. Elettrovalvola comando attuatore VGT |
| 12. Misuratore portata aria (debimetro) | 30. Sonda lambda |
| 13. Compressore | 31. DPF |
| 14. Intercooler | 32. Sensore di temperatura DPF |
| 15. Corpo farfallato motorizzato | 33. Sensore di pressione differenziale per DPF |
| 16. Elettrovalvola E.G.R. | 34. Pedaliera |
| 17. Scambiatore di calore per E.G.R. | 35. Centralina di iniezione |
| 18. Diffusore E.G.R. | |

Queste le differenze presenti nell'installazione al banco prova, rispetto a quella appena descritta:

- Manca il serbatoio del combustibile (punto 1), così come descritto, in quanto si tratta di un serbatoio centralizzato a disposizione di tutta la sala prove.
- La pompa di bassa pressione del carburante (punto 2) non è posta all'interno del serbatoio.
- E' stato rimosso il filtro anti particolato (DPF) e la relativa sensoristica (punti 31, 32, 33).
- La pedaliera (punto 34) è assente in quanto tale, il segnale del pedale viene gestito tramite l'interfaccia di acquisizione di cui si parlerà in seguito.

La dotazione di serie del motore è stata poi arricchita con una cospicua serie di sensori aggiuntivi di cui si darà descrizione nel paragrafo successivo.

2.3. Dotazione extra-serie del propulsore

Per portare a termine nella maniera più esaustiva possibile l'analisi al banco di un propulsore, qualsiasi esso sia, è indispensabile poter carpire il maggior numero possibile di informazioni e di variabili che caratterizzano il funzionamento del motore stesso. Per queste ragioni la configurazione dei sensori del 1.3 Mjet è stata totalmente rivista ed ampliata, di seguito la lista dei sensori aggiunti:

- sensori di temperatura:
 - monte turbina
 - valle turbina
 - monte compressore
 - valle compressore
 - acqua refrigerante
 - ambiente
 - intercooler
 - olio
- sensori di pressione:
 - camera di combustione, uno per cilindro
 - monte turbina
 - valle turbina
 - valle compressore
- sensore velocità rotazione compressore
- sensore VRS
 - ruota fonica lato distribuzione (60-2 denti)
 - ruota fonica lato freno (60 denti)

Come si può notare dall'elenco, nella configurazione sperimentale è stata installata una seconda ruota fonica aggiuntiva, diversamente da quanto citato nell'introduzione. Il sistema motore-giunto-freno può essere schematizzato nel modo riportato in **Figura 5**. In particolare, al fine dell'analisi, il sistema è stato suddiviso in due tratti: il primo tratto è compreso tra la ruota fonica lato distribuzione e quella lato frizione (albero motore), mentre il secondo tratto è compreso fra la stessa fonica lato frizione ed il freno (v. Figura 6). Questi due

tratti sono caratterizzati da sollecitazioni e caratteristiche strutturali nettamente differenti tra loro: il primo tratto si trova ad essere sollecitato dinamicamente da quattro contributi di momento torcente variabile sia nel tempo che nello spazio, a contrario del secondo tratto che risulta essere caricato solo alle estremità; dal punto di vista strutturale l'albero motore ha una geometria complessa e non semplificabile con un albero semplice se non in prima approssimazione, mentre il giunto di collegamento è un albero cavo a sezione circolare. Anche per quel che riguarda le rigidezze vi è una certa disparità, con valori di gran lunga più elevati per il primo tratto.

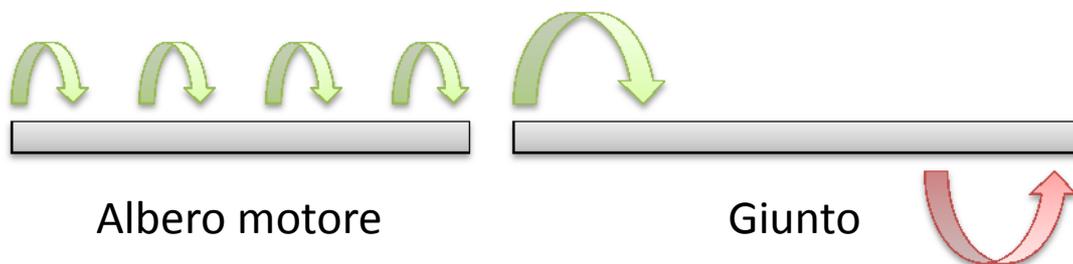


Figura 5: Modello sistema motore-giunto-freno

Nella **Figura 6** è messo in evidenza il lay-out dei sensori elencati ad eccezione dei sensori di ruota fonica, mostrati in **Figura 7**.

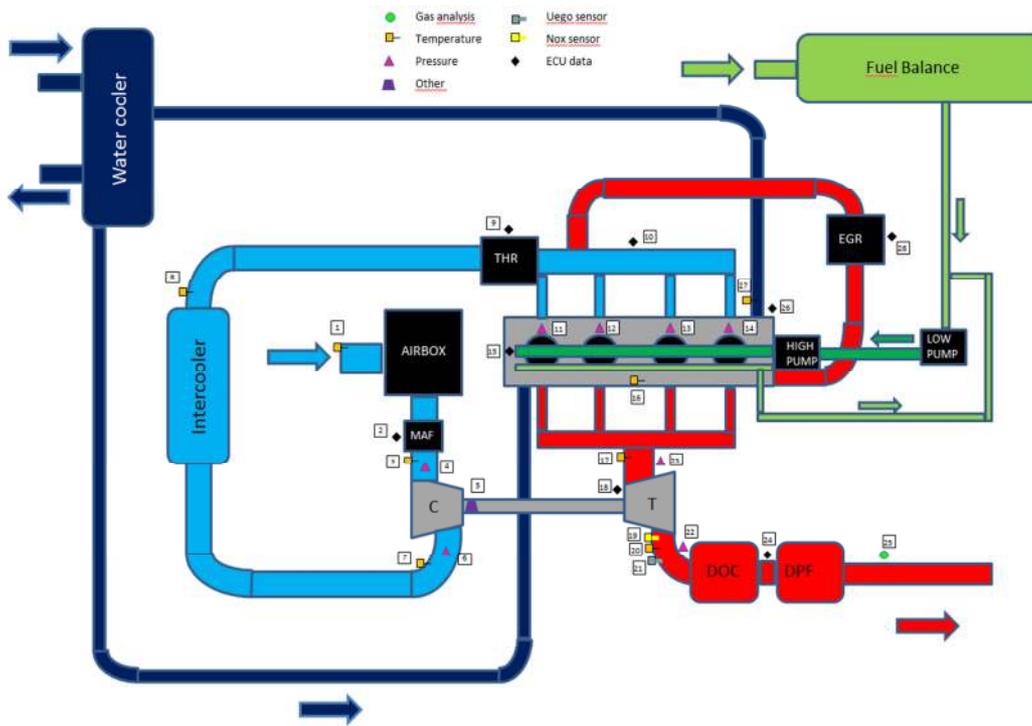


Figura 6: Lay-out dotazione extra-serie

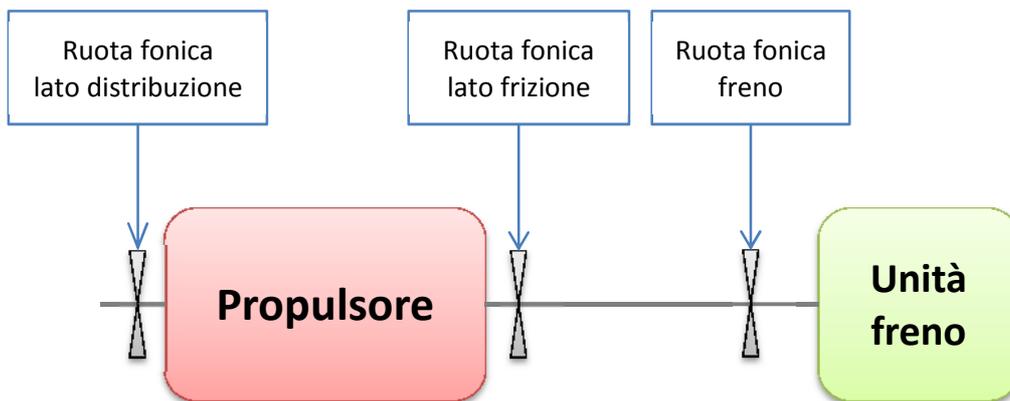


Figura 7: Lay-out installazione ruote foniche

	SENSORE	TIPO	INFO
1	Termocoppia	K	T. ambiente
2	Air temperature (MAF)	ECU	
	Air Mass (MAF)	ECU	
3	Termocoppia	K	T. valle compressore
4	Sensore di pressione	rel o abs	P. valle compressore
5	Sensore giri turbo	Eddy current	μ - ϵ o picoturn
6	Sensore di pressione	abs o rel	P. monte compressore
7	Termocoppia	K	T. monte compressore
8	Termocoppia	K	T. intercooler
9	Alpha	ECU	Posizione THR
10	IntakeAirTemperature	ECU	
	IntakeAirPressure	ECU	
11	Sensore di pressione in camera	piezoresistivo in candeletta	BERU
12	Sensore di pressione in camera	piezoresistivo in candeletta	BERU
13	Sensore di pressione in camera	piezoresistivo in candeletta	BERU
14	Sensore di pressione in camera	piezoresistivo in candeletta	BERU
15	FuelPressure	ECU	
16	Termocoppia	K	T. olio
17	Termocoppia	K	T. scarico
18	CVGT_pos	ECU	Posizione VGT
19	Sensore Nox	UniNOx (24V)	
20	Termocoppia	K	T. valle turbina
21	Sensore UEGO	ECU	
22	Sensore di pressione	rel o abs	P. monte turbina
23	Sensore di pressione	abs o rel	P. valle turbina
24	DPF Temperature	ECU	T. valle DOC
25	Opacimetro	AVL 433	
26	Teng	ECU	T. acqua
27	Termocoppia	K	T. acqua
28	EGR_pos	ECU	Posizione EGR

Tabella 2: Elenco sensori extra-serie

Data l'importanza ricoperta da alcuni sensori tra quelli appena elencati, si vuole ora dare una descrizione più dettagliata.

2.3.1. Sensore di pressione in camera

Dal punto di vista della possibilità di fornire informazioni aggiuntive, il sensore di pressione in camera è uno tra quelli di importanza più nevralgica. Come già accennato nell'introduzione di questo trattato, questa tipologia di sensore dà la possibilità di conoscere il profilo di pressione che si genera all'interno del cilindro durante tutto il ciclo, ed in particolare durante la fase di combustione. Partendo da questa informazione si può così risalire alle grandezze definite "indicate":

- coppia indicata: valore di coppia che si otterrebbe se il profilo di pressione misurato durante la fase di combustione portasse ad un'azione utile al 100% (non considerando quindi perdite a parte, trafileamenti dai segmenti, attriti, ecc.).
- MFB50: posizione angolare della manovella alla quale risulta combusto il 50% dell'intera massa di combustibile iniettata.

Questo sensore è fornito dalla tedesca *BorgWarner BERU Systems GmbH*, e si basa su un funzionamento di tipo piezoresistivo. La particolarità di questo modello risiede nel fatto che è stato inserito il sensore di pressione all'interno della candele di preriscaldamento solitamente già presente nei propulsori diesel. Questa caratteristica fa sì che non ci sia necessità di modificare la testata del motore e l'installazione risulta semplice e poco invasiva.



Figura 8: Installazione sensore BERU

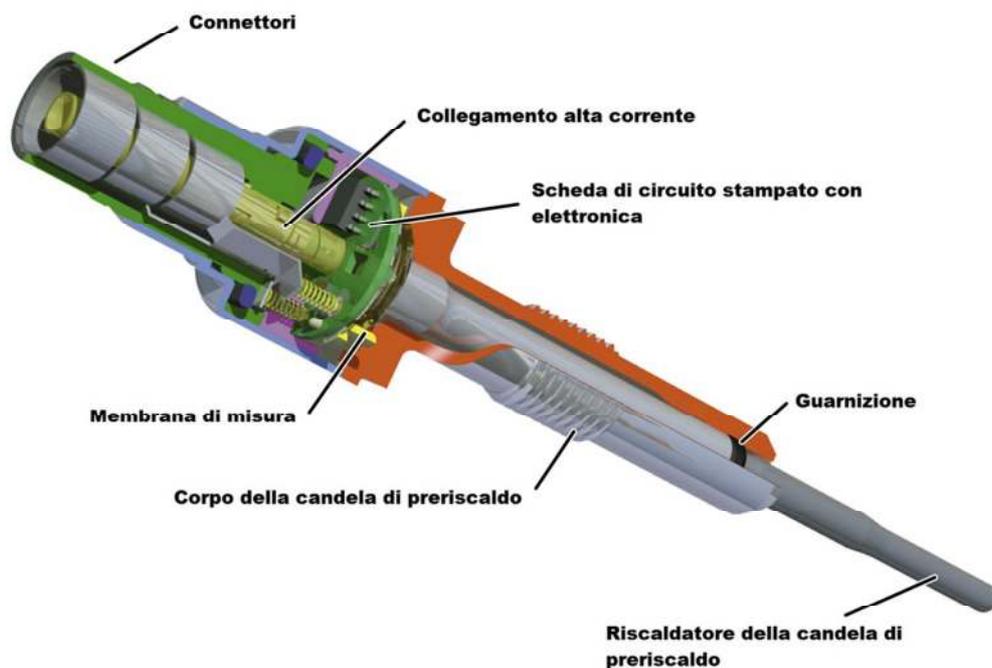


Figura 9: Spaccato sensore BERU

Al connettore presente in testa allo strumento arriva sia il cablaggio per la gestione della candele che quello per il segnale del sensore di pressione.

Dati tecnici	
Temperatura d'esercizio	-40 – 140°C (max. 150°C)
Intervallo di pressione	0 – 200 bar (max. 210 bar)
Sensore	
Tensione di alimentazione (Vdd)	5,0 V oppure 3,3 V
Segnale di uscita	raziometrico ¹
Larghezza di banda	da 0 a 5 kHz
Precisione	± 2%
Funzione preriscaldamento	
Corrente 60 sec	< 10 A
Temperatura dopo 60 sec	> 980 °C
Temperatura massima	1100 °C

Tabella 3: Specifiche sensore BERU

¹ Un trasduttore si dice raziometrico se la sua uscita è una frazione della tensione o della corrente di alimentazione.

In **Figura 10** viene presentato un esempio di segnale acquisito tramite i sensori appena descritti e successivamente elaborato tramite il codice di calcolo MATLAB. Nell'immagine emerge chiaramente la campana originata dalla fase di combustione; si possono notare inoltre i picchi di pressione causati all'iniezione *pilot* separati da quelli dovuti all'iniezione *main*.

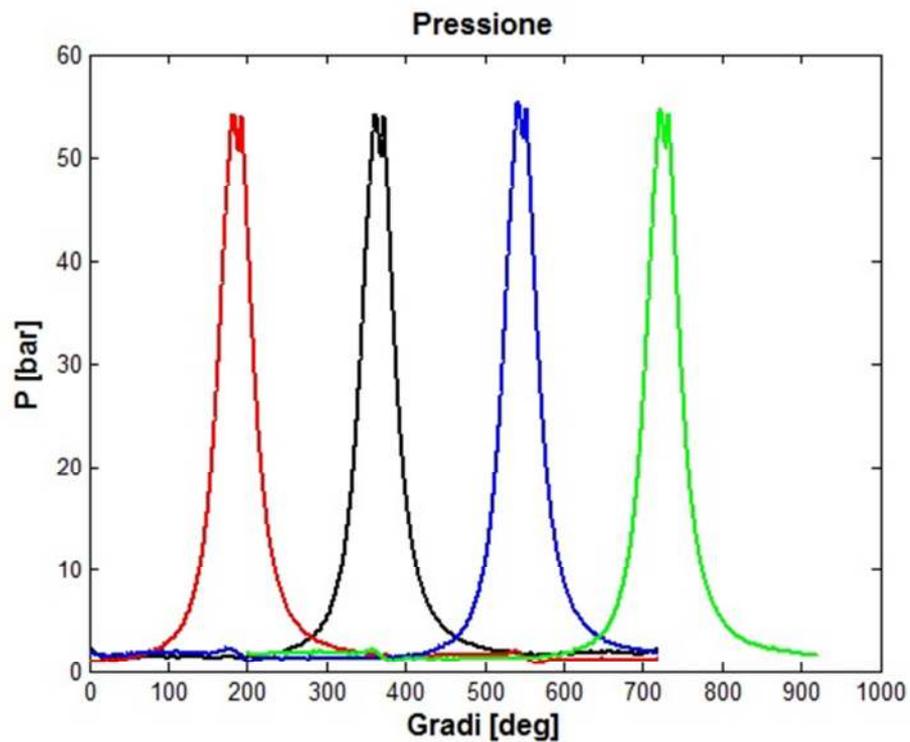


Figura 10: Segnali pressione cilindro

2.3.2. Sensore VRS

In ultimo si vuole trattare il funzionamento del sensore che è elemento chiave per lo svolgimento di questo progetto di tesi.

I sensori VRS (o sensori a riluttanza variabile) sono generalmente utilizzati per misurare la velocità angolare di un albero posto in rotazione. A questo scopo il sensore viene affacciato ad una ruota fonica solidale con l'albero in rotazione.

Il corpo del sensore è composto da un magnete permanente avvolto da spire di materiale conduttore. Quando un dente si presenta davanti al sensore, aumenta la *permeabilità magnetica relativa* della parte di circuito magnetico "abcdfa" (Figura 12). In questo modo si genera una diminuzione della *riluttanza magnetica* per il circuito magnetico considerato, che passa da:

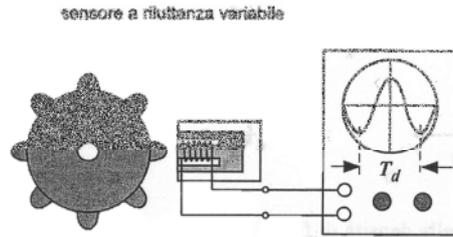


Figura 11: Schema collegamento sensore VRS

in cui:

$$R = \frac{L}{A \cdot \mu_0} + R_c$$

a:

$$R = \frac{L}{A \cdot \mu_0 \cdot \mu_r} + R_c$$

- **R_c**: Riluttanza magnetica circuito "abcd"
- **L**: lunghezza del circuito "f"
- **A**: area del circuito "f"
- **μ₀**: permeabilità magnetica relativa dell'aria
- **μ_r**: permeabilità magnetica relativa del materiale del dente (dell'ordine di 10³)

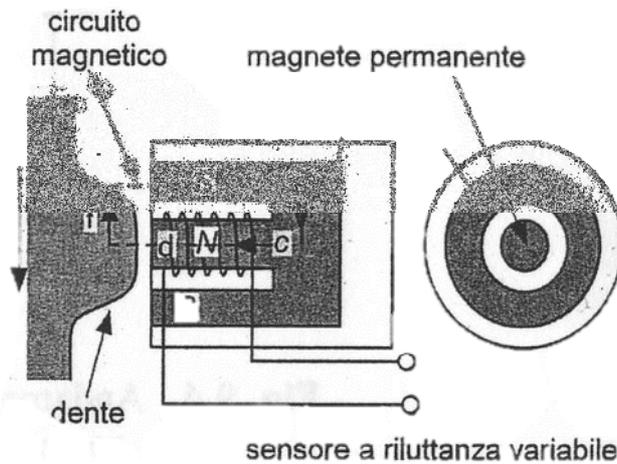


Figura 12: Schema circuito magnetico sensore VRS

Questa diminuzione di riluttanza magnetica porta ad un aumento del flusso magnetico Φ :

$$\Phi = \frac{F_m}{R}$$

dove F_m è la forza magnetomotrice del magnete permanente, e conseguentemente la generazione di una tensione secondo la legge di Faraday:

$$e_0 = - \frac{d\Phi}{dt}$$

Il flusso magnetico $\Phi_{(t)}$, passa dal valore minimo quando il dente è nel punto più lontano dal sensore, al valore massimo quando il dente vi si trova di fronte. La tensione $e_{0(t)}$ avrà un andamento dettato dalla relazione precedente.

La velocità angolare media Ω_m , tra il passaggio di due denti consecutivi è data dal rapporto fra l'angolo sotteso dai due denti, $\Delta\alpha_d$, ed il tempo del loro passaggio davanti al sensore, T_d :

$$\Omega_m = \frac{\Delta\alpha_d}{T_d}$$

con:

$$\Delta\alpha_d = \frac{2 \cdot \pi}{N_d}$$

in cui N_d è il numero di denti della ruota fonica.

In **Figura 13** è rappresentato l'andamento, prelevato mediante un oscilloscopio, del flusso magnetico $\Phi(t)$ e della tensione $e_{0(t)}$ al passaggio di un dente.

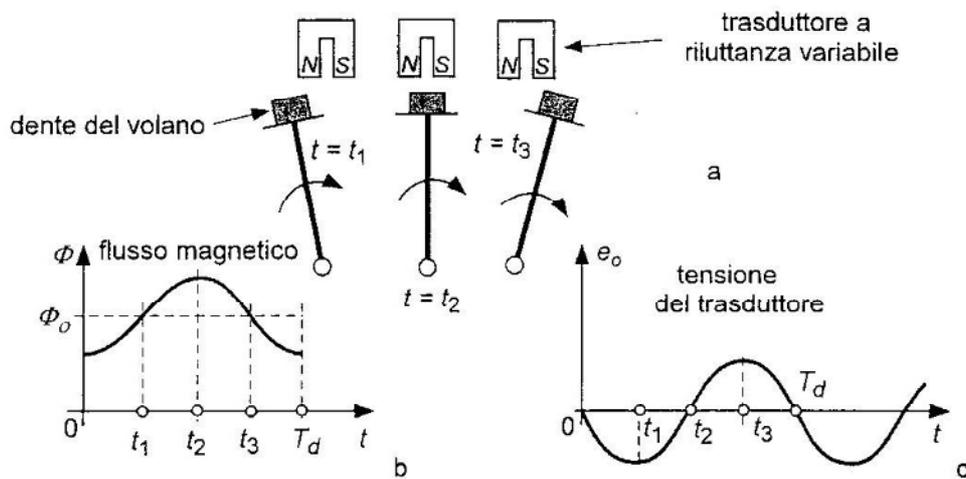


Figura 13: Output sensore VRS

Per semplificare, si supponga che il flusso magnetico abbia un andamento sinusoidale del tipo:

$$\Phi(t) = -\Phi \cdot \cos\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{1}{T_d} \cdot t\right) + \Phi_0$$

che, utilizzando le espressioni precedenti, può essere scritta come:

$$\Phi(t) = -\Phi \cdot \cos(\Omega_m \cdot N_d \cdot t) + \Phi_0$$

da cui, nell'ipotesi di velocità angolare costante:

$$e_{0(t)} = -n \cdot \frac{d\Phi(t)}{dt} = -n \cdot \Phi \cdot \Omega_m \cdot N_d \cdot \sin(\Omega_m \cdot N_d \cdot t)$$

in cui n è il numero di spire del sensore.

Dall'esame di quest'ultima relazione si può notare che l'ampiezza della tensione è direttamente proporzionale alla velocità angolare; più bassa è la velocità, più bassa è l'ampiezza della tensione e viceversa.

Nella sottostante **Figura 14** viene mostrato il tipico segnale di tensione che si ottiene in uscita dal sensore VRS, in cui è stato messo in evidenza il passaggio della cava presente nella ruota fonica.

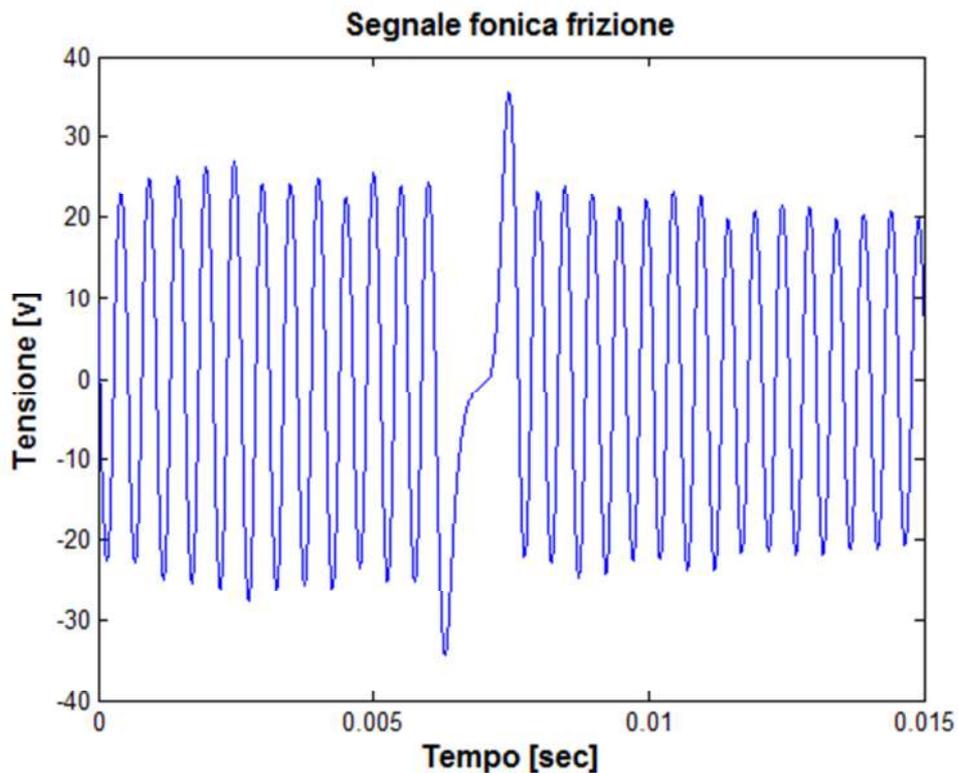


Figura 14: Segnale acquisito sensore VRS

2.4. Caratterizzazione della catena di misura: parte hardware e parte software.

Nei paragrafi precedenti sono stati elencati i sensori installati nel motore. Questi restituiscono in output un segnale elettrico che può essere analogico o digitale, modulato in tensione. Tale valore è legato alla grandezza misurata da una specifica caratteristica.

Perché una grandezza rilevata da uno strumento analogico possa venire elaborata da un calcolatore, questa deve essere campionata: bisogna convertire il segnale proveniente dal sensore in uno digitale compatibile con le logiche di calcolo dei computer. Si rende quindi necessaria una catena di misura composta, nella sua accezione più generale, dai seguenti elementi:

- trasduttore,
- pre-amplificatore,
- condizionatore di segnale,
- convertitore analogico-digitale,
- analizzatore di segnale,
- altri dispositivi.

Di questi, alcuni sono essenziali mentre altri possono essere o meno presenti a seconda delle esigenze.

Per quel che riguarda la configurazione presente al banco prova, a seconda della tipologia di sensore, si ritrova una catena di misura differente, ad eccezione di quel che riguarda la parte software e di controllo.

Nella **Figura 15** che segue è rappresentato lo schema di lay-out delle diverse catene di misura ed i relativi flussi di informazioni.

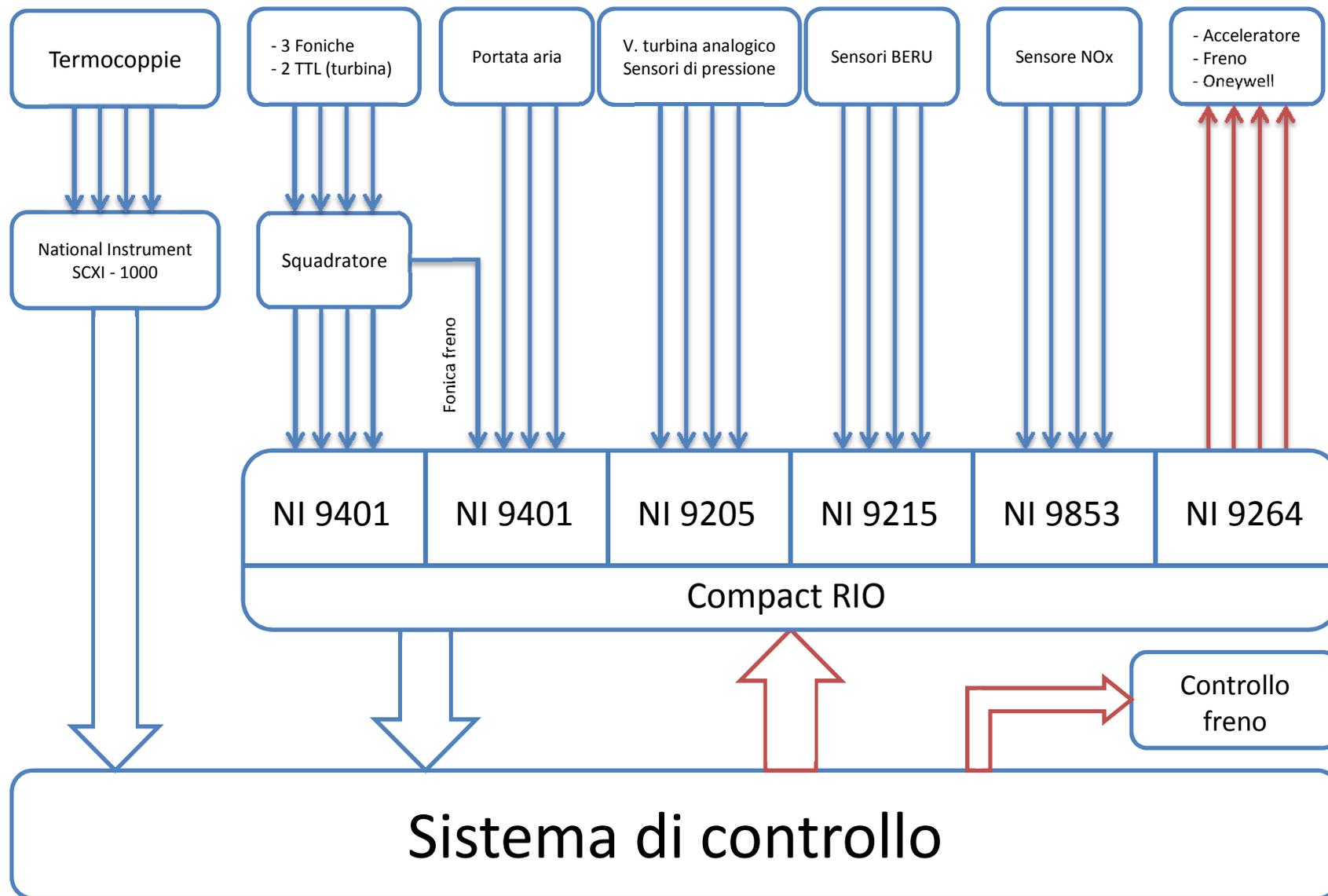


Figura 15: Flusso informazioni catene di misura

2.4.1. National Instrument SCXI – 1000

Strumento utilizzato per il campionamento di segnali provenienti da tutte le termocoppie aggiuntive installate sul motore.

Effettua il campionamento ad una frequenza di 1Hz. La comunicazione in uscita avviene direttamente con il sistema di controllo.



Figura 16: SCXI-1000

2.4.2. Squadratore

Questo elemento della catena di misura ha il compito di ricevere in ingresso i segnali provenienti dalle tre ruote foniche e quelli provenienti dal sensore giri turbo, che sono segnali simil-sinusoidali, e di generare un'onda quadra per tutta la durata della tensione inferiore al valore di riferimento. Se questo riferimento è al valore nullo, si ottiene un'onda che consente di identificare gli *zero-crossing* del segnale proveniente dai sensori appena citati. L'effetto è



Figura 17: Squadratore

osservabile in figura:

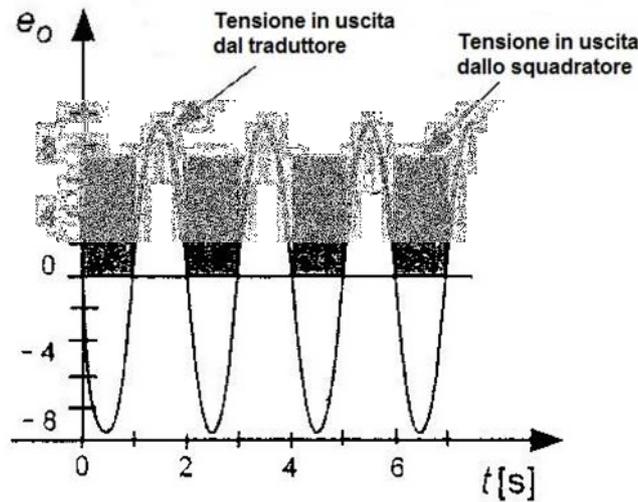


Figura 18: Effetto squadratura segnale

In uscita, lo squadratore presenta cinque segnali, uno per ogni sensore in ingresso. L'insieme di questi segnali viene inviato ad una delle schede di cui è accessoriato il Compact RIO (abbreviato CRIO). Quello della fonica freno viene sdoppiato ed inviato anche ad una seconda scheda sempre del CRIO.

2.4.3. National Instrument Compact RIO

Si tratta del componente più importante dell'intera catena di misura.

Questo strumento modulare consente l'installazione di diverse schede I/O con specifiche e compiti che possono variare a seconda del campo di utilizzo. Un'altra peculiarità consiste nel fatto che il CRIO presenti uno chassis FPGA (*field-programmable gate array*) e possa essere programmato mediante il software LabVIEW, fornito sempre dalla National Instrument. L'unione della modularità hardware alla possibilità di essere programmato a seconda delle esigenze, rende questo strumento estremamente versatile ed adatto all'impiego in realtà di laboratorio.

Il modello presente al banco prova è il CRIO-9022 ed è accessoriato con le seguenti schede di espansione:

- **NI-9401:** modulo di input digitale bidirezionale a 8 canali. Sono installati un totale di due moduli di questo tipo: uno viene utilizzato per campionare i segnali provenienti dallo squadratore, il secondo per il segnale di portata d'aria proveniente dal debimetro e il segnale di fonica freno sdoppiato.
- **NI-9205:** modulo dotato di 32 input analogici a terminazione singola o di 16 differenziali, risoluzione a 16 bit e una frequenza massima di campionamento di 250 kHz. Viene usato per acquisire tutti i sensori di pressione, ad eccezione di quelli installati in camera di combustione, e la velocità del turbo proveniente da un sensore analogico.
- **NI-9215:** modulo che include quattro canali di ingresso analogico a campionamento simultaneo e un registro di approssimazione successiva (SAR) da 16 bit ADCs, con una frequenza massima di campionamento di 100 kHz. Viene utilizzato alla frequenza massima per acquisire i segnali dei sensori BERU installati in camera di combustione.
- **NI-9853:** modulo CAN ad alta velocità a 2 porte. Utilizzato per acquisire il segnale proveniente dal sensore NO_x. Sfrutta una frequenza di campionamento di 100 Hz
- **NI-9264:** modulo output analogico dotato di 16 uscite. Viene utilizzato per pilotare l'acceleratore del propulsore (richiede due uscite), le valvole Oneywell per il controllo della temperatura del liquido di raffreddamento ed inviare il segnale di target per il freno. Quest'ultimo viene dato in ingresso all'unità di controllo dedicata.

2.4.4. Sistema di controllo e acquisizione

Come messo in evidenza dalla **Figura 15**, le catene di misura si chiudono tutte con il sistema di controllo ed acquisizione. Questo strumento è quello che consente all'utente di interagire con il sistema e, nello specifico, è costituito da un personal computer. Per dialogare con il SCXI all'interno è inserita una scheda National Instrument, mentre il CRIO dialoga con il PC tramite interfaccia di rete. In ogni caso l'elemento fondamentale di tutto il sistema di controllo è il software preposto alla gestione della parte di acquisizione e gestione delle apparecchiature. Tale software è stato realizzato da *Alma automotive* tramite la piattaforma di sviluppo LabVIEW e prende il nome di *TestIT*. A quest'ultimo sono affidati i compiti di:

- Visualizzazione:
 - temperature, pressioni e portate misurate a bordo del propulsore.
 - velocità di rotazione dell'albero motore e turbina di sovralimentazione.
 - valore di NO_x .
 - valore di sonda Lambda.
 - valore di coppia al freno.
 - posizione palette VGT.
- Gestire l'acceleratore: all'utente è permesso, attraverso l'interfaccia grafica, di inserire manualmente il valore di percentuale di apertura. La caratteristica dell'acceleratore è inserita all'interno del software così che il comportamento sia simile a quello che si avrebbe in vettura.
- Gestire il banco freno: così come per l'acceleratore, l'utente può inserire manualmente il valore di set-point di numero di giri al quale dovrà impostarsi il freno. Questa informazione verrà poi inviata al sistema di controllo vero e proprio del banco freno, che fisicamente si trova in una apparecchiatura a parte.

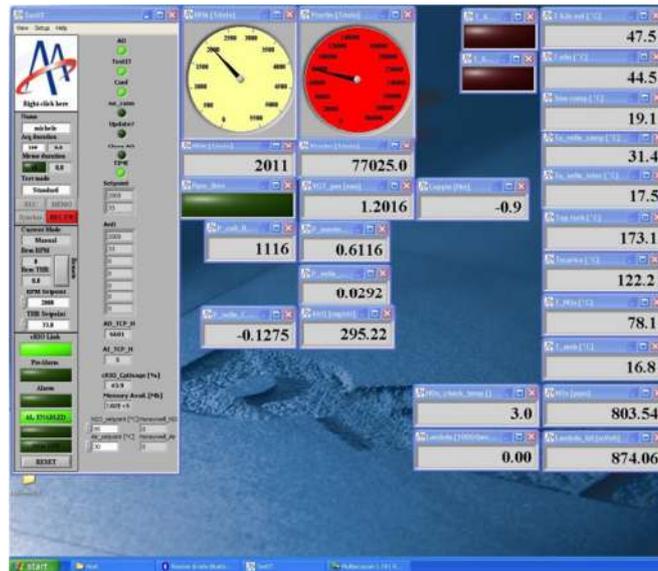


Figura 19: TestIT, le grandezze banco

- Effettuare il calcolo di tutte le grandezze indicate e darne una visualizzazione a monitor.

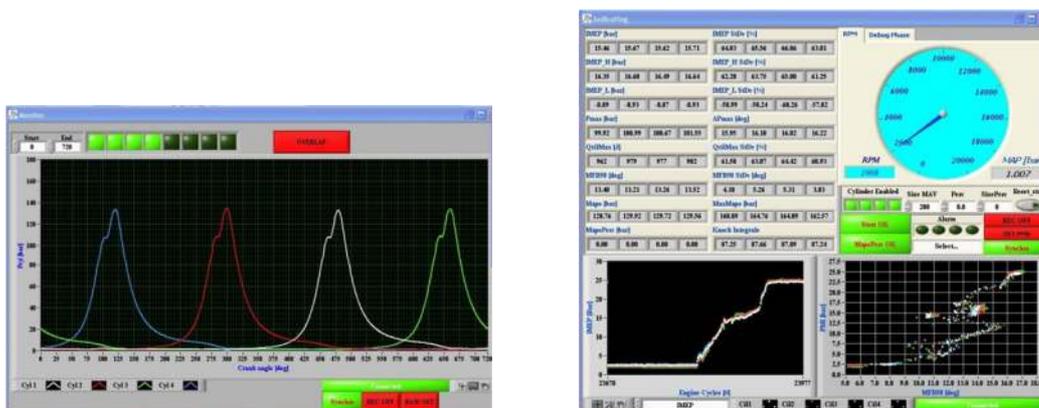


Figura 20: TestIT, le grandezze indicating

In ultimo, ma non per importanza, effettuare l'acquisizione ed il salvataggio su HD di tutte le grandezze appena menzionate. Vengono generati, per ogni acquisizione, quattro file che contengono rispettivamente:

- Il segnale delle ruote foniche (file .bin).
- I valori delle grandezze indicate (file .txt).
- I valori dei sensori di pressione in camera (file .raw).
- I valori delle grandezze di banco, pressioni, temperature ecc... (file .txt)

3. Prove sperimentali

Le prove sperimentali analizzate nell'ambito di questa tesi, sono state effettuate allo scopo di determinare le caratteristiche torsionali dei due tratti in cui si può suddividere il sistema. Come già specificato, infatti, il sistema motore-giunto-freno è stato suddiviso in un primo tratto compreso tra la ruota fonica lato distribuzione e quella lato frizione (albero motore), ed un secondo tratto compreso fra la stessa fonica lato frizione ed il freno.

La campagna di prove è stata eseguita seguendo uno schema sistematico con lo scopo di mettere in luce condizioni di funzionamento differenti:

- Funzionamento in stazionario.
- Funzionamento in transitorio con variazione di percentuale acceleratore e regime di rotazione fissato.
- Funzionamento in transitorio con variazione di regime di rotazione e percentuale acceleratore costante.

Tutte le acquisizioni sono state realizzate successivamente al raggiungimento, da parte della temperatura del liquido refrigerante, dei 70/75 °C e, per quel che riguarda la temperatura dell'olio motore, dei 65/70 °C.

3.1. Funzionamento in stazionario

Di seguito si descrive la prova tipica in stazionario, la durata dell'acquisizione è impostata a 10 secondi.

- Impostazione tramite l'interfaccia TestIT della velocità di rotazione target per il freno.
- Posizionamento al minimo (25% di acceleratore).
- Impostazione del valore di acceleratore desiderato.
- Attesa del tempo necessario affinché la velocità di rotazione si stabilizzi al valore impostato.
- Abilitazione del comando di acquisizione e salvataggio dati tramite l'interfaccia TestIT.
- Trascorsa la durata temporale prefissata per l'acquisizione, questa si arresta automaticamente.
- Si riporta il propulsore a funzionare al regime minimo.

Le prove realizzate sono state riassunte in **Tabella 4**:

Velocità di rotazione [RPM]	Percentuale acceleratore [%]
2000	35%
	55%
	65%
2500	35%
	55%
	65%
3000	35%
	55%
	65%

Tabella 4: Riassunto prove stazionario

3.2. Funzionamento in transitorio con variazione di percentuale acceleratore e regime di rotazione fissato

Di seguito si descrive la prova tipica in transitorio con variazione di percentuale acceleratore, la durata dell'acquisizione è impostata a 15 secondi.

- Impostazione tramite l'interfaccia TestIT della velocità di rotazione target per il freno.
- Posizionamento al minimo (25% di acceleratore).
- Impostazione del valore di acceleratore di inizio transitorio.
- Attesa del tempo necessario affinché la velocità di rotazione si stabilizzi al valore impostato.
- Abilitazione del comando di acquisizione e salvataggio dati tramite l'interfaccia TestIT.
- Trascorsi 4/5 secondi si imposta il valore di acceleratore di fine transitorio.
- Trascorsa la durata temporale prefissata per l'acquisizione, questa si arresta automaticamente.
- Si riporta il propulsore a funzionare al regime minimo.

Le prove realizzate sono state riassunte in **Tabella 5**:

Velocità di rotazione [RPM]	Percentuale acc. inizio transitorio [%]	Percentuale acc. fine transitorio [%]
2000	35%	55%
		65%
2500		55%
		65%
3000		55%
		65%

Tabella 5: Riassunto prove transitorio con variazione di percentuale acceleratore

3.3. Funzionamento in transitorio con variazione di regime di rotazione e percentuale acceleratore costante

Di seguito si descrive la prova tipica in transitorio con variazione di regime di rotazione. La durata dell'acquisizione è impostata a 15 secondi ed il valore di percentuale di acceleratore si attesta al 55%.

- Impostazione tramite l'interfaccia TestIT della velocità di rotazione target di inizio transitorio.
- Posizionamento al minimo (25% di acceleratore).
- Impostazione del voluto valore di acceleratore.
- Attesa del tempo necessario affinché la velocità di rotazione si stabilizzi al valore impostato.
- Abilitazione del comando di acquisizione e salvataggio dati tramite l'interfaccia TestIT.
- Trascorsi 4/5 secondi si imposta il valore di velocità di rotazione a fine transitorio.
- Trascorsa la durata temporale prefissata per l'acquisizione, questa si arresta automaticamente.
- Si riporta il propulsore a funzionare al regime minimo.

Le prove realizzate sono state riassunte in **Tabella 6**:

Percentuale acceleratore [%]	Velocità di rotazione inizio transitorio [RPM]	Velocità di rotazione fine transitorio [RPM]
55%	1750	2500
	1750	3000
	2000	2500
	2000	2750
	2000	3000
	2500	3000
	2500	3500

Tabella 6: Riassunto prove transitorio con variazione di regime di rotazione

4. Analisi dati

Una volta terminata la fase sperimentale, ha avuto inizio la fase di elaborazione dei segnali acquisiti al banco prova.

Come descritto in precedenza, a seguito dell'acquisizione tramite il software TestIT, vengono generati 4 file, contenenti ognuno una serie di dati e informazioni differenti.

Mentre i file di testo (.txt) possono essere normalmente visualizzati tramite un qualsiasi programma di editor, i file *.raw* e *.bin* necessitano una riconversione. A tale scopo è stata sviluppata in ambiente LabView un'interfaccia che consente la lettura dei file binari, la loro interpretazione e la generazione di un file facilmente visionabile tramite MATLAB. Il risultato finale della conversione dei file è il seguente:

- File *.raw* → convertiti in file *.mat*
- File *.bin* → convertiti in file *.txt*

A conclusione delle operazioni si disporrà di un set di sette file per ogni prova.

La procedura di analisi dei dati è composta di cinque passaggi da eseguirsi nell'ordine prestabilito, in quanto ogni step genera informazioni utili al funzionamento di quello successivo. Questi, elencati nell'ordine di esecuzione, sono:

- 1) Trattamento dei segnali *indicating*
- 2) Trattamento dei segnali ruote foniche
- 3) Analisi delle torsioni
- 4) Determinazione della caratteristica
- 5) Stima della coppia

Nei paragrafi successivi si analizzeranno le logiche di funzionamento di ciascuno.

4.1. Struttura file acquisiti

Di seguito viene approfondito lo schema delle variabili acquisite durante ciascuna prova.

4.1.1. File .mat

Generati dalla conversione del file .raw, all'interno sono contenute le seguenti informazioni:

- Matrice dei segnali di pressione nei cilindri, campionati a 100 kHz.
- Vettore dei tempi assoluti di acquisizione di ogni campione di pressione.
- *RPM*: vettore velocità di rotazione, un campione al giro.
- Tempo assoluto passaggio dente di riferimento, un campione al giro.
- Vettore contenente i ritardi temporali tra il passaggio di ogni singolo dente ed il campione di pressione successivo.
- Vettore tempi dente (relativo).
- Vettore tempo assoluto passaggio dente.

4.1.2. File .xls

Generati dalla conversione del file .txt, contengono all'interno le variabili in uscita dal software TestIT. Queste sono campionate ad una frequenza di 100 Hz e suddivise in colonne, una per variabile, all'interno del foglio di calcolo. Le variabili contenute sono le seguenti:

- | | |
|--------------------|--------------------|
| • RPM | • P. valle comp. |
| • T. olio | • P. monte turbina |
| • T. monte comp. | • P. valle turbina |
| • Coppia freno | • V turbo |
| • T. scarico | • VGT pos. |
| • T. liquido ref. | • Portata aria |
| • T. monte turbina | • T. amb. |
| • T. valle comp. | • NO _x |
| • T. valle interc. | • Lambda |
| • P. debimetro | • Lambda bil |

4.1.3. File .txt (foniche)

Generati dalla conversione del file .bin, contengono all'interno le informazioni relative ai tempi assoluti di attraversamento denti per tutte le foniche installate nel sistema e due segnali per il TTL affacciato al compressore del turbo. L'informazione è annidata in un numero in base binaria a trentadue bit nel quale, gli otto bit partendo da sinistra rappresentano l'informazione riguardante il canale attivo, mentre i restanti rappresentano il valore del tempo assoluto di attraversamento. Tale valore è espresso, quindi, con una risoluzione a ventiquattro bit.

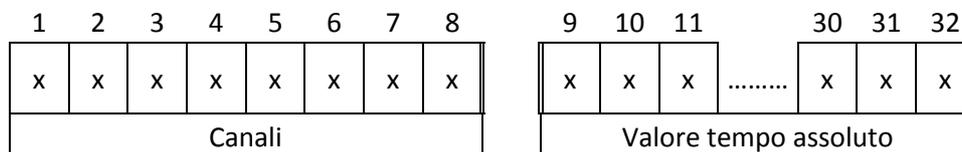


Tabella 7: Schema organizzazione bit

La logica di funzionamento è la seguente: durante la fase di acquisizione il sistema “scrive”, ad ogni passaggio dente, il valore di tempo assoluto, ed associa quest’ultimo al canale della fonica interessata “alzando” il bit relativo nel campo dei canali:

- Bit 1 per la fonica distribuzione
- Bit 5 per TTL giro
- Bit 6 per la fonica freno
- Bit 7 per il TTL pala
- Bit 8 per la fonica motore

4.2. Trattamento segnali *indicating*

Trattasi del primo passo parte della procedura di analisi dei dati, questi i principali compiti cui è preposto:

- analizzare i file contenenti i segnali di pressione in camera di combustione,
- sincronizzazione degli stessi,
- calcolo delle coppie indicate,
- calcolo delle coppie di inerzia alterna.

L'esecuzione dello script comincia con il caricamento di alcune grandezze caratteristiche del motore come alesaggio e corsa, lunghezza della biella, raggio di manovella ecc.

In seguito si passa all'analisi vera e propria, caricando i file contenenti le informazioni relative ai segnali di pressione e quelli con le acquisizioni dei dati banco , prestando attenzione al fatto che le grandezze contenute all'interno dei file caricati sono espresse con unità di misura non ingegneristiche, che devono quindi essere convertite in unità meccaniche.

L'obiettivo principale a carico del codice è di sincronizzare i segnali di pressione correlando ogni campione ad una precisa posizione angolare dell'albero motore. Infatti, solo tramite il corretto collocamento della campana di pressione rispetto alla posizione del pistone, è possibile valutare le grandezze indicate di cui si è fatto cenno in precedenza. Essendoci i riferimenti temporali, sia dei campioni di pressione, sia del segnale di ruota fonica, è possibile, tramite quest'ultimo, ricostruire la relazione angolo/tempo e quindi angolo/pressione.

Il diagramma di flusso presentato in **Figura 21** rappresenta la logica di realizzazione del vettore angolo associato ad ogni campione di pressione:

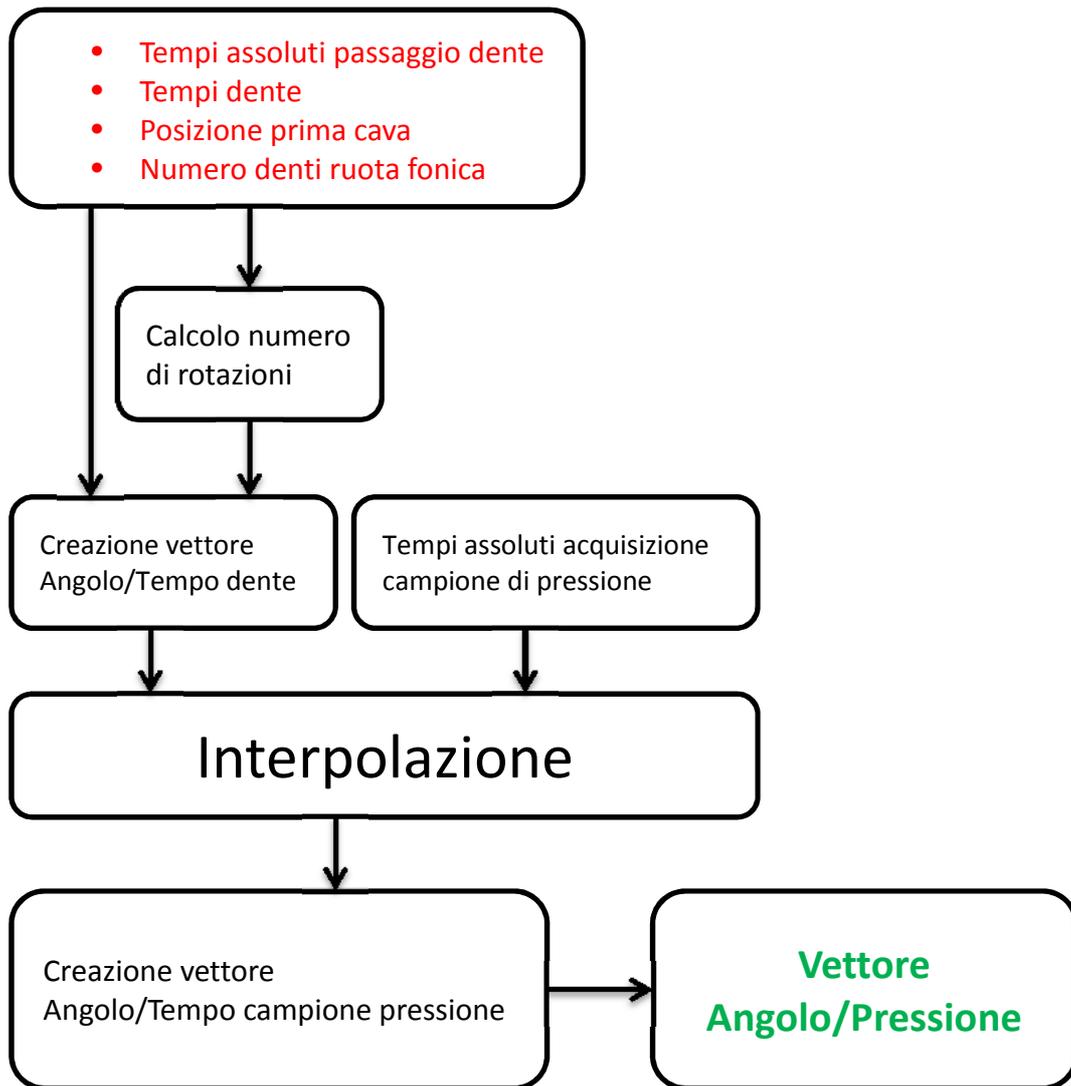


Figura 21: Diagramma di flusso elaborazione segnali di pressione

Terminate le operazioni di sincronizzazione dei segnali di pressione, si dispone di tutte le informazioni necessarie al calcolo di:

- Coppia indicata per ogni cilindro.
- Coppia indicata totale.
- Coppia di inerzia alterna.

Nelle immagini che seguono, **Figura 22**, **Figura 23** e **Figura 24**, vengono mostrati i segnali di pressione così come vengono acquisiti, quindi senza alcun riferimento angolare, e successivamente alle operazioni di sincronizzazione.

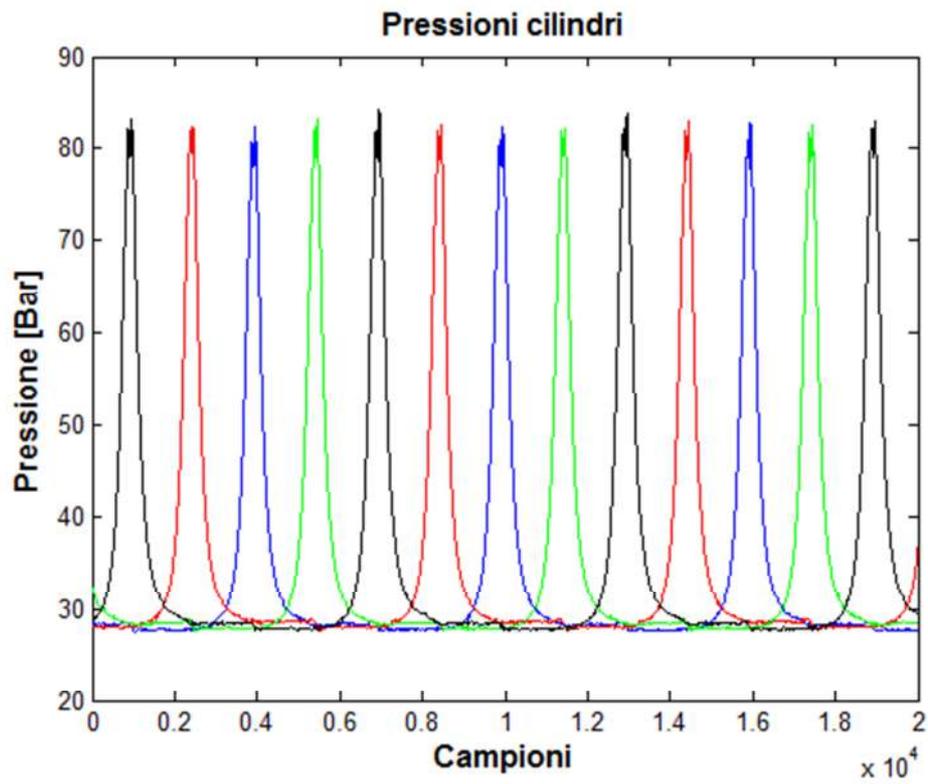


Figura 22: Segnali di pressione non sincronizzati

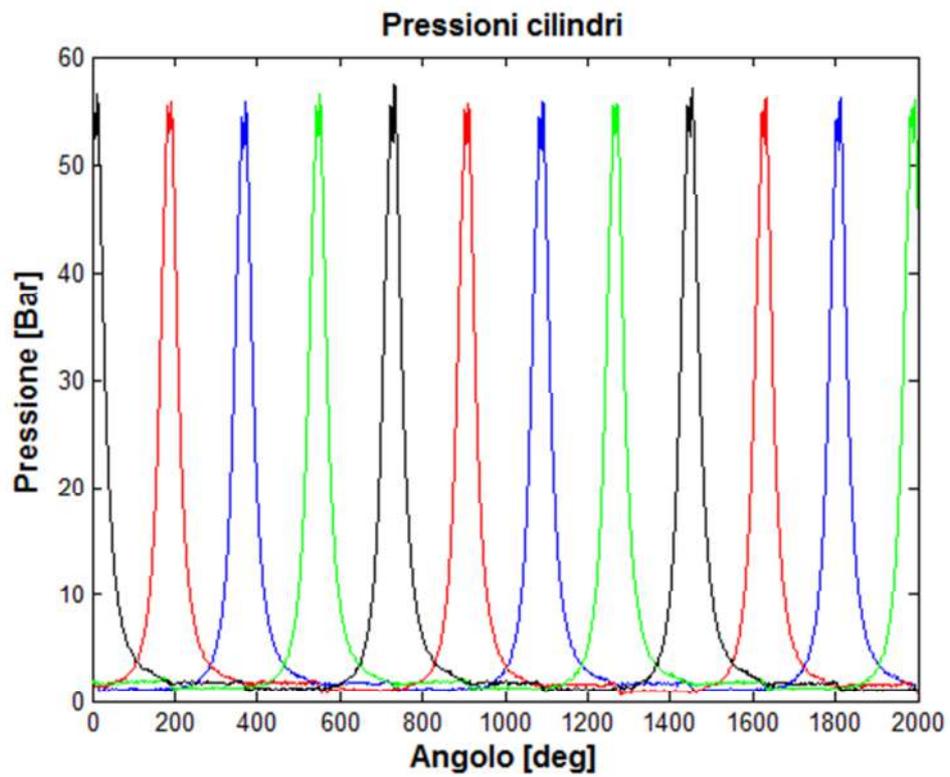


Figura 23: Segnali di pressione in base angolo

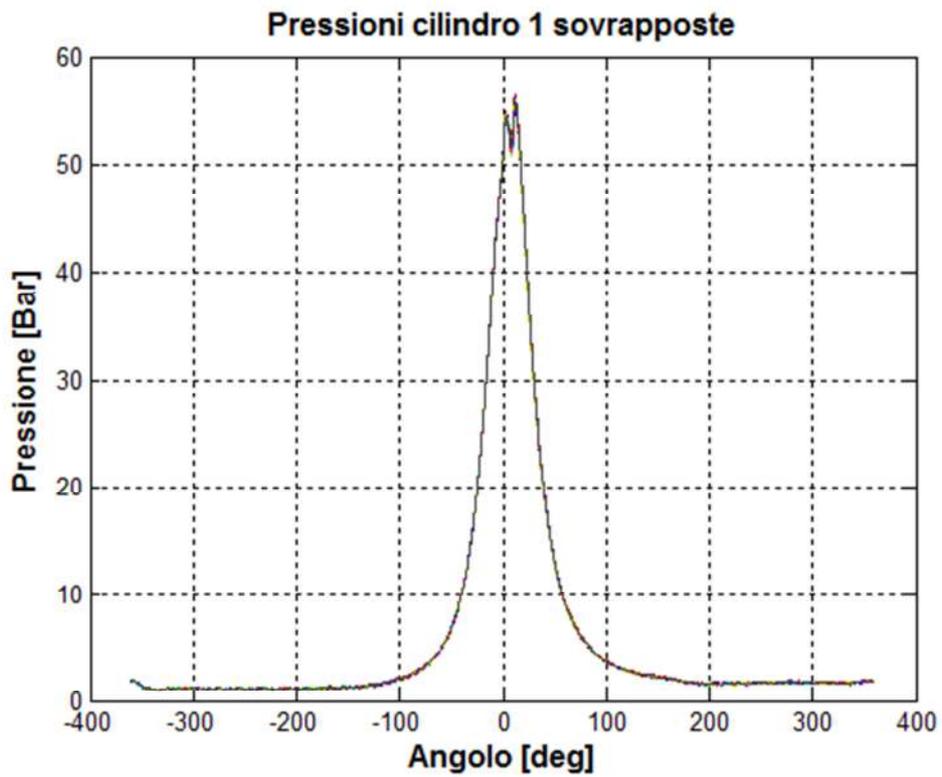


Figura 24: Pressioni cilindro 1 sovrapposte ciclo-ciclo

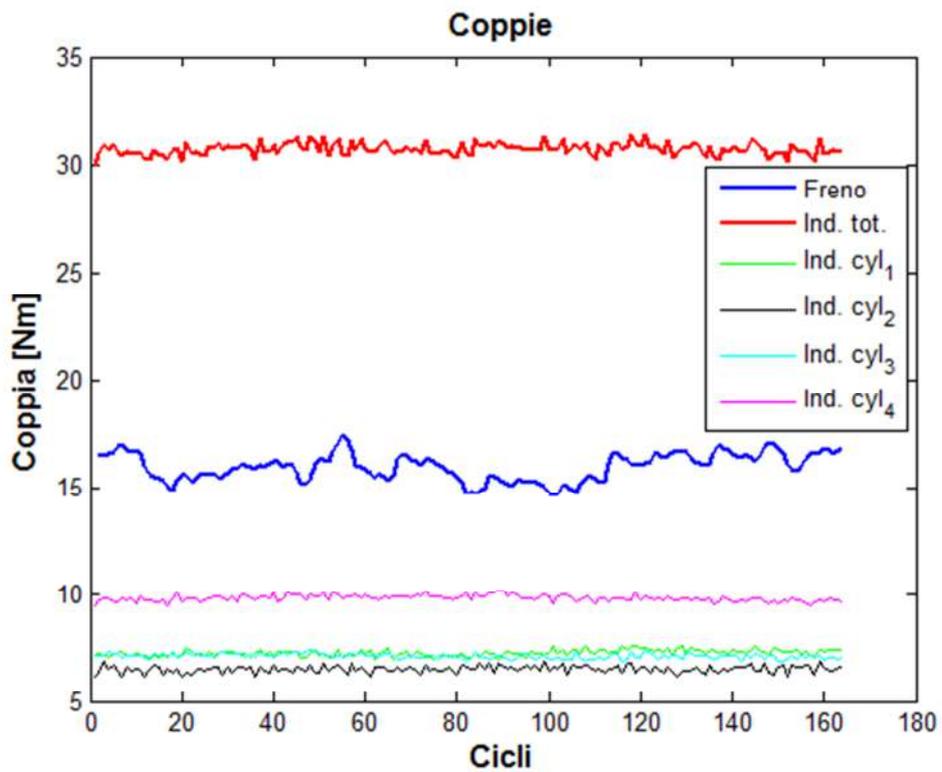


Figura 25: Coppie indicate

In **Figura 25** sono mostrati gli andamenti delle coppie indicate per i diversi cilindri, la coppia totale, e la coppia misurata al freno. La differenza tra quest'ultima e il totale delle coppie indicate, esprime il valore delle perdite che si hanno nel motore.

4.3. Trattamento segnali ruote foniche

La seconda parte dell'analisi consiste nell'elaborazione dei segnali provenienti dalle ruote foniche.

L'elaborazione, come nel caso precedente, inizia con il caricamento dei file contenenti i dati banco e di quelli contenenti le informazioni relative ai tempi assoluti di transizione delle ruote foniche.

Il primo compito del codice consiste nel separare i diversi canali ed attribuire i tempi di attraversamento, inizialmente per la sola fonica motore, ovvero quella installata in corrispondenza del volano. La fase successiva prevede l'identificazione, nel vettore dei tempi appena generato, dell'istante di attraversamento della prima cava appartenente al ciclo attivo del cilindro uno. Per ottenere questo risultato ci si avvale dell'informazione relativa al tempo assoluto di attraversamento delle cave sulla fonica motore. Di seguito le righe di codice che effettuano l'operazione di selezione della cava da cui iniziare il conteggio dei tempi:

```
rif=min(time_SMO);
dove1=find(rif<T0_cave1, 1 );
dove2=find(rif<T0_cave2, 1 );

if dove1<dove2
    time_SMO = time_SMO(cava(1)+2:end);
else
    time_SMO = time_SMO(cava(2)+2:end);
end
```

La logica è la seguente: una volta identificato il minimo del tempo assoluto di attraversamento per la fonica lato frizione (primo dente conteggiato), si va a verificare se la cava successiva a questo istante di tempo è quella per il cilindro attivo uno o tre. Di conseguenza si determina a quale dente della fonica motore far corrispondere l'inizio del vettore dei tempi assoluti di transizione.

Analogamente si generano i vettori analoghi per i tempi assoluti delle restanti ruote foniche:

- Tempi assoluti fonica lato distribuzione.
- Tempi assoluti fonica lato freno.

Per quanto riguarda queste ruote foniche, la posizione iniziale è quella corrispondente alla prima transizione successiva al primo tempo assoluto per la fonica motore:

```
while time_DISTR(1)<time_SMO(1),  
    time_DISTR = time_DISTR(2:end);  
end  
while time_BRA(1)<time_SMO(1),  
    time_BRA = time_BRA(2:end);  
end
```

Questo permette di ottenere, per la fonica di freno e distribuzione, differenze temporali sempre positive rispetto alla fonica lato frizione.

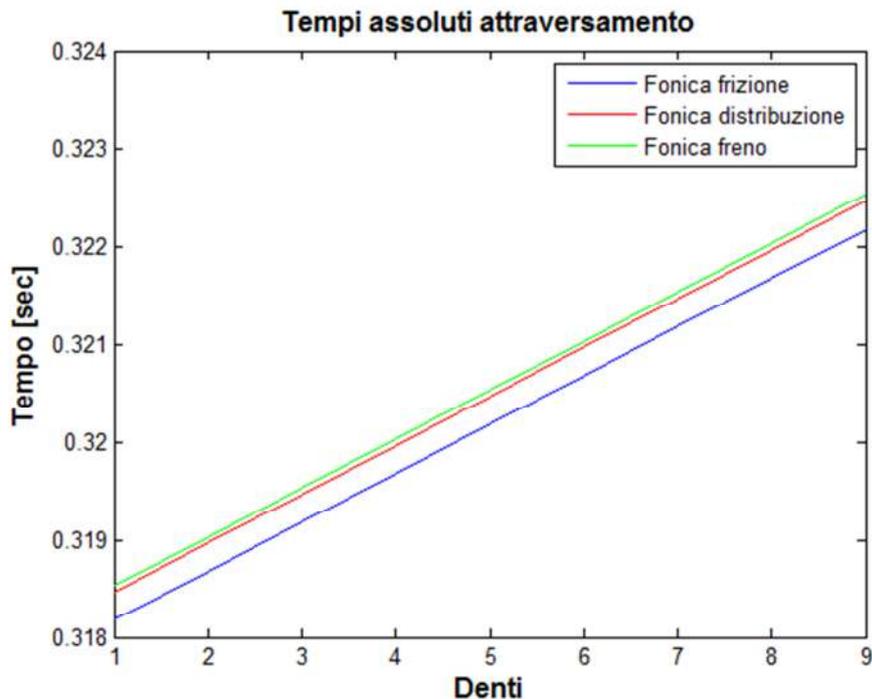


Figura 26: Tempi assoluti attraversamento ruote foniche

E' stato quindi possibile calcolare, per tutte le foniche in esame, gli istanti corrispondenti allo zero-crossing scelto come riferimento.

La **Figura 27** evidenzia le differenze temporali fra gli zero-crossing di riferimento identificati per le tre ruote foniche installate sul motore in esame.

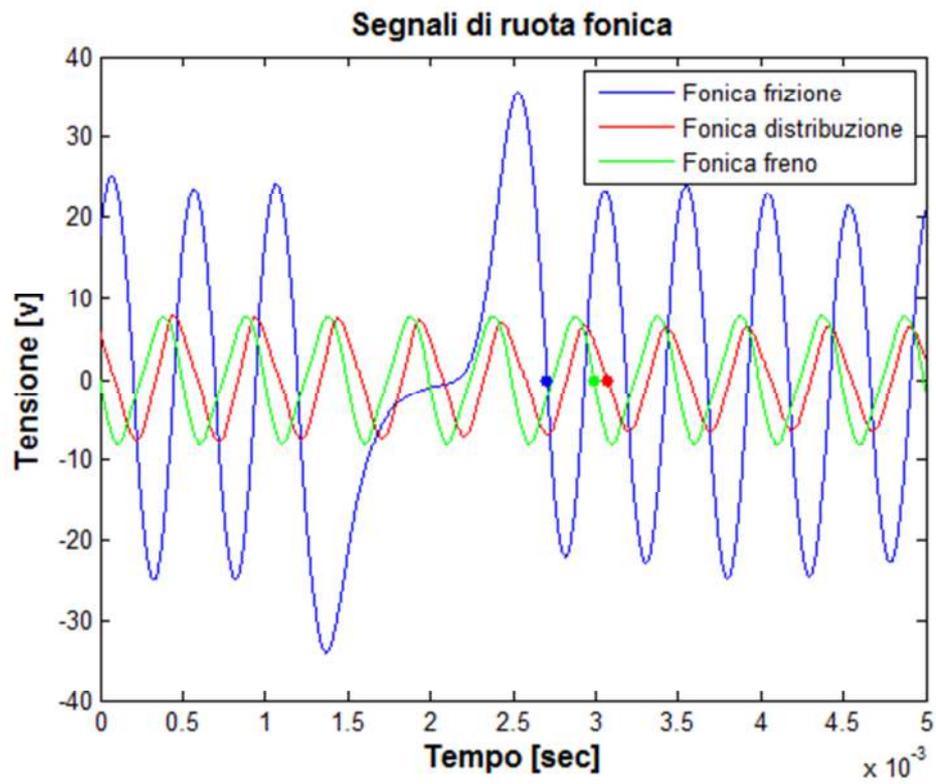


Figura 27: Zero-crossing ruote foniche

4.4. Analisi delle torsioni

Una volta determinati i tempi assoluti di transizione relativi a tutte le foniche, è possibile utilizzare queste informazioni per valutare gli sfasamenti angolari tra le foniche stesse. Per le motivazioni indicate in precedenza, la fonica lato frizione costituirà sempre il riferimento al fine del calcolo delle torsioni.

Per valutare gli sfasamenti ci si avvale della relazione:

$$\omega = \frac{\Delta\theta}{\Delta t}$$

da cui,

$$\Delta\theta = \omega \cdot \Delta t$$

Avendo a disposizione i tempi assoluti di transizione di ogni dente per ciascuna fonica è possibile, presi i dovuti riferimenti sia spaziali che temporali su ogni ruota, stabilire lo scarto temporale che intercorre tra il passaggio di un riferimento ed un altro. La scelta delle modalità tramite le quali calcolare il Δt è risultato essere l'elemento chiave per l'ottenimento di risultati attendibili.

La determinazione dei riferimenti spaziali è stata descritta nel paragrafo precedente e porta ad una prima osservazione: tra il riferimento della fonica lato frizione (la cava del cilindro attivo 1) e quello delle altre foniche, può essere presente uno sfasamento angolare fino a sei gradi, ossia l'intervallo presente tra un dente e il successivo. Questo sfasamento "fisico" dovuto al montaggio delle ruote, verrà poi quantificato e tenuto in considerazione al fine del calcolo dello sfasamento dovuto alla sola torsione.

Per il calcolo del Δt si può procedere ad un confronto dente per dente: fatto zero l'istante di passaggio del primo riferimento di tutte le ruote, si va a valutare quello che è il ritardo/anticipo tra i denti delle due foniche a confronto. Effettuare il calcolo del Δt ad ogni dente, porterebbe però ad inserire nella stima dell'angolo un errore di misura dovuto alle differenze dimensionali tra un dente e l'altro. Questi, per quanto possano essere precisi, presenteranno inevitabilmente delle differenze, per via dei difetti di lavorazione che caratterizzano le ruote foniche per comuni applicazioni automotive.

Per superare il problema, il calcolo del Δt lo si può effettuare tra le medie dei tempi assoluti di transizione di un intero giro. In questo modo si compensano gli errori di lavorazione delle ruote, ma non quelli dovuti alle fluttuazioni di velocità di rotazione che si hanno tra un giro e l'altro di un ciclo. La soluzione finale è, perciò, quella di mediare i tempi di attraversamento sull'intero ciclo.

Lo stesso dicasi per la velocità di rotazione, che viene calcolata verificando il tempo necessario a compiere due rotazioni, considerando perciò costante la velocità di rotazione all'interno di un ciclo.

Nelle figure seguenti si può osservare l'andamento dello sfasamento della fonica lato frizione e lato freno rispetto a quella lato distribuzione. In **Figura 28** il calcolo dei Δt è mediato su base giro, mentre in **Figura 29** è mediato su base ciclo. Si noti come l'oscillazione del valore di sfasamento dovuto alle fluttuazioni di velocità, sia molto marcato nella prima e quasi del tutto assente nella seconda.

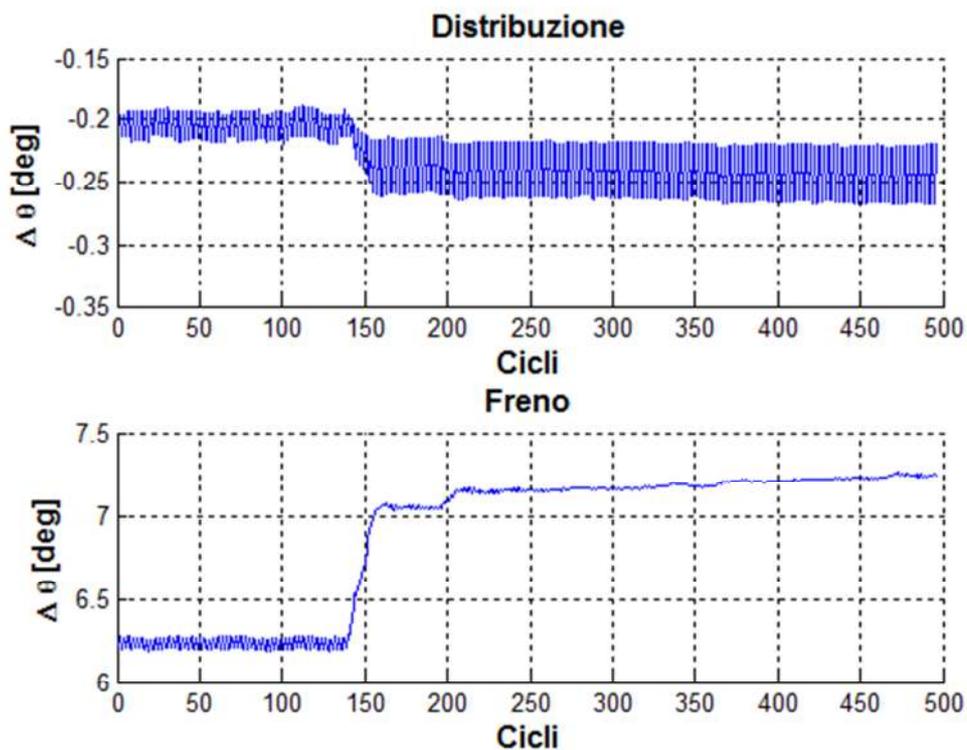


Figura 28: Sfasamento angolare ruote foniche, media sul giro

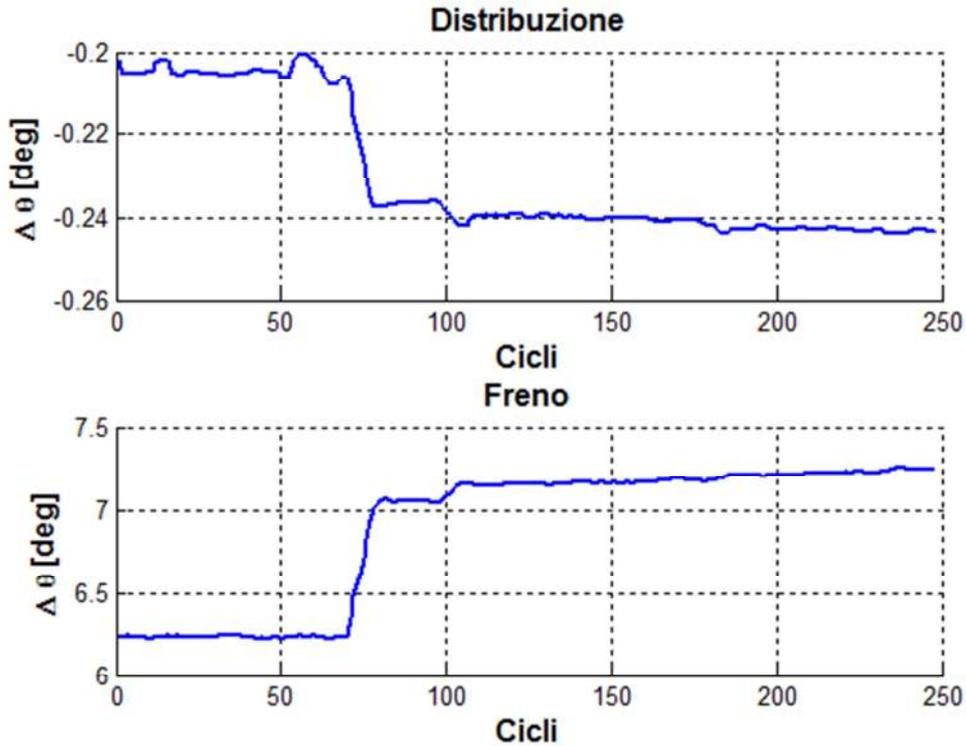


Figura 29: Sfasamento angolare ruote foniche, media sul ciclo

Un secondo aspetto importante riguardante la stima dei Δt , riguarda le modalità con cui si effettuano le medie. Infatti, mentre la ruota fonica lato freno dispone di sessanta denti equispaziati tra loro, le restanti due ruote (distribuzione e motore) presentano una cava dovuta alla mancanza di due denti. Questo, anche nel caso di regime di rotazione costante, comporta ovviamente un tempo di attraversamento della cava diverso da quello che si ha tra un dente e l'altro. Andare a effettuare la media aritmetica dei tempi di attraversamento sull'intero ciclo porterebbe ad un'errata valutazione degli sfasamenti angolari fra le foniche. Questo perché si attribuirebbe al tempo di attraversamento della cava il medesimo *peso* del tempo relativo al passaggio di un dente. Le soluzioni che hanno consentito di risolvere il problema sono due: l'utilizzo di una media ponderata, considerando come pesi gli angoli sottesi al passaggio del singolo dente o della cava, o la "ricostruzione" dei denti mancanti. Entrambe le soluzioni restituiscono risultati attendibili e paragonabili tra loro. Nella **Figura 30**, vengono riportati gli andamenti degli sfasamenti angolari relativi della stessa prova cui si riferisce la **Figura 29**, ottenuti a partire da una media aritmetica (ciclo/ciclo) dei tempi assoluti di transizione delle foniche

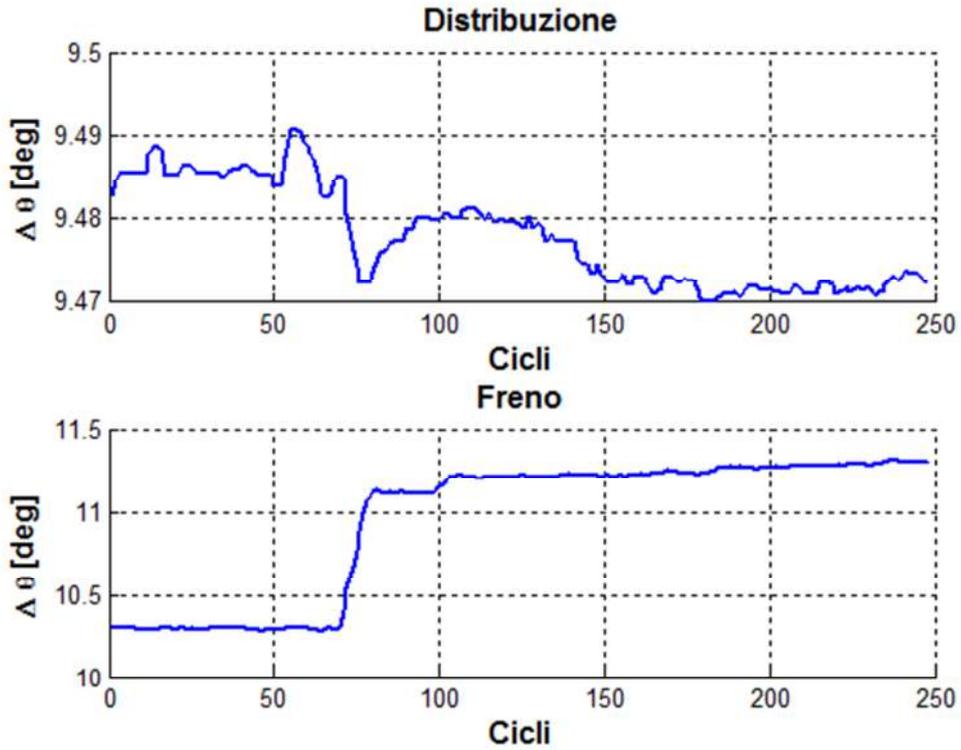


Figura 30: Sfasamento angolare ruote foniche, media aritmetica

Come si può notare, sia in termine di andamento, che di valori assoluti, le differenze rispetto ai risultati con ricostruzioni della cava, sono sensibili. A seguire si mostra la curva di coppia acquisita per la prova in esame:

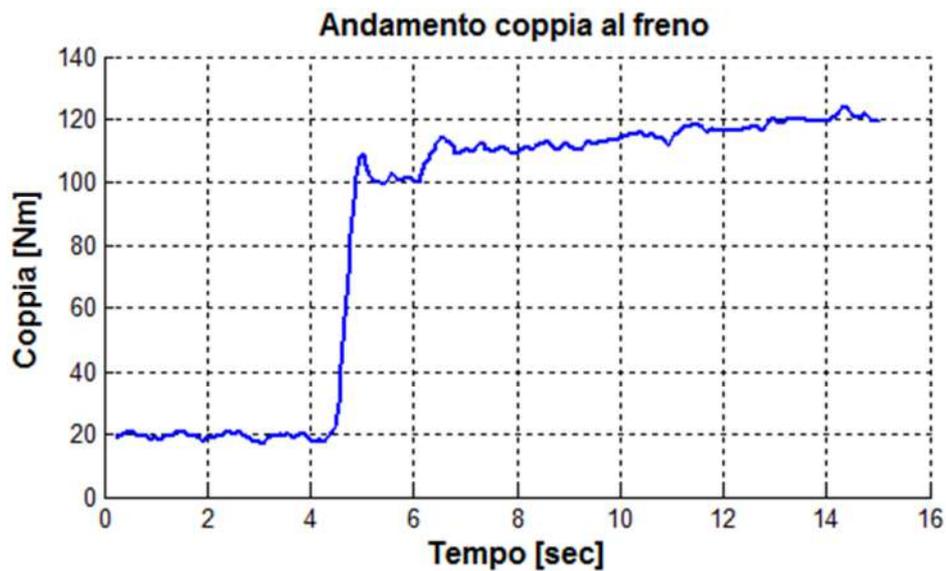


Figura 31: Curva di coppia al freno

4.5. Determinazione della caratteristica

Giunti a questo punto, si dispone di tutte le informazioni necessarie per poter iniziare la fase successiva dell'analisi sperimentale. Questa prevede la determinazione della caratteristica torsionale dei due tratti di trasmissione, così da poter poi stimare la coppia erogata a partire dallo sfasamento angolare.

La caratteristica del sistema viene valutata utilizzando le sole prove in stazionario (v. **Tabella 4**).

Il compito di questa parte di codice consiste, per ogni prova considerata, nel mettere in relazione gli sfasamenti angolari con le relative coppie al freno e determinare successivamente la curva su cui giacciono i punti appena trovati.

In uscita il codice restituisce i valori dei coefficienti di due curve, una relativa al tratto distribuzione-volano, l'altra relativo al tratto volano-freno, che identificano le correlazioni torsione/coppia degli stessi.

In prima istanza si tratta di determinare il valore di coppia al freno a cui attribuire ogni valore di torsione misurata. Il campionamento della coppia al freno avviene alla frequenza di 100 Hz senza alcun riferimento temporale assoluto. Inoltre, i vettori tempo associati alle ruote foniche partono da istanti casuali legati alla necessità di attendere la prima cava sulla fonica lato frizione, e quindi, variabili prova per prova. Bisogna perciò mettere in fase il segnale di coppia acquisita con quello della torsione misurato. Verrà poi preso come valore di coppia da attribuire al dato di torsione, quello corrispondente al tempo ciclo mediato sul passaggio di sessanta denti, analogamente a quanto fatto per la stima dei Δt . Così facendo si ottiene, per ogni prova, una nuvola di punti che relaziona torsione e coppia al freno ad ogni ciclo.

Nelle immagini che seguono viene mostrato, in **Figura 32**, l'andamento del segnale di coppia al freno espresso in funzione del tempo di acquisizione. Mentre, in **Figura 33**, l'andamento del segnale che verrà rapportato alle torsioni, quindi un campione al ciclo, a seguito della fasatura con il segnale di ruota fonica.

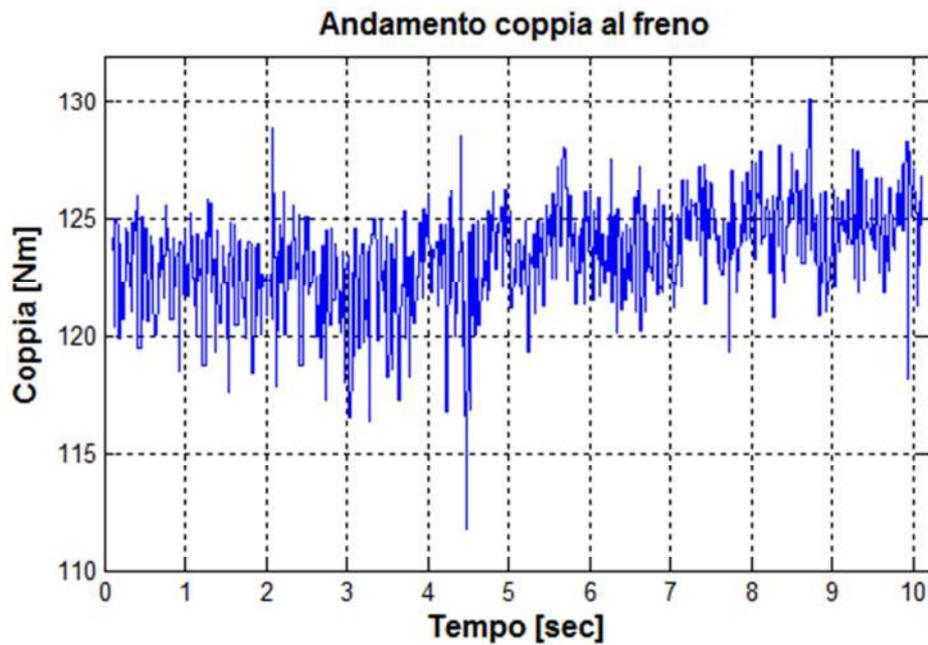


Figura 32: Segnale di coppia al freno non in fase

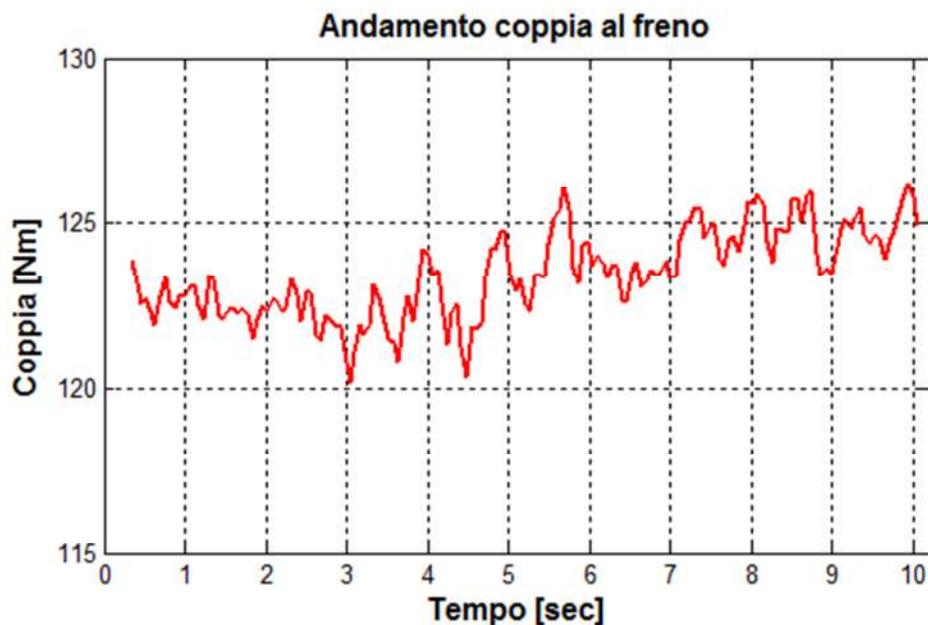


Figura 33: Segnale di coppia al freno in fase, un campione al ciclo

In **Figura 34** e **Figura 35** si mostrano le correlazioni tra coppia e torsione rispettivamente per l'albero motore e per il giunto. Dai grafici si possono facilmente distinguere 3 gruppi di prove a coppia crescente, si tratta delle prove al 35%, 55% e 65% di posizione acceleratore per tutte le velocità di rotazione. La pendenza negativa per la caratteristica dell'albero motore è data dal fatto che nella valutazione dello sfasamento angolare si è preso come riferimento per le foniche lato distribuzione e lato freno, il dente successivo alla cava della fonica motore.

Data questa scelta, l'aumento di coppia erogata porta ad una diminuzione del ritardo angolare tra la fonica distribuzione e la fonica motore, mentre il contrario avviene tra la fonica freno e la stessa fonica motore.

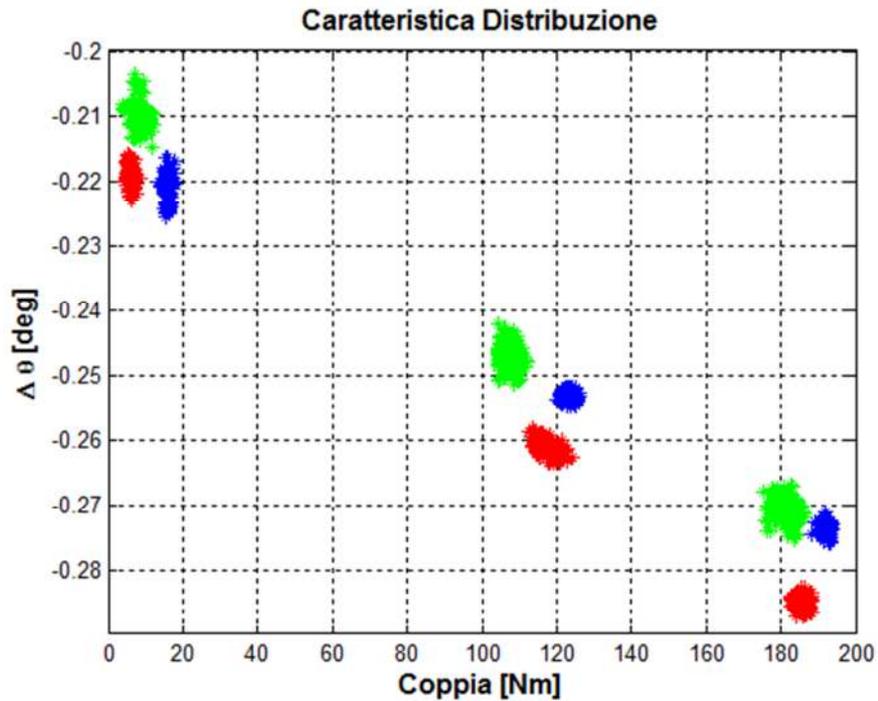


Figura 34: Correlazione torsione-coppia albero motore

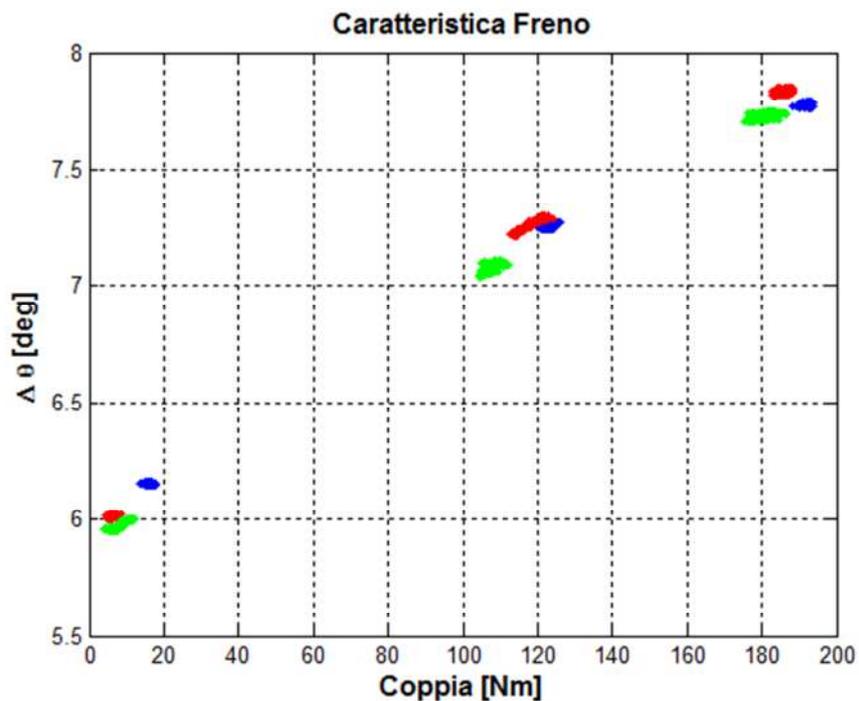


Figura 35: Correlazione torsione-coppia giunto

Per la determinazione della curva che meglio approssima le nuvole di punti si è scelto di usare una curva polinomiale, qui nella forma più generale:

$$y(x) = p_1x^n + p_2x^{n-1} + \dots + p_{n-1}x^2 + p_nx + p_{n+1}$$

Nelle immagini a seguire si mostrano i risultati utilizzando curve dal 1° al 3° grado.

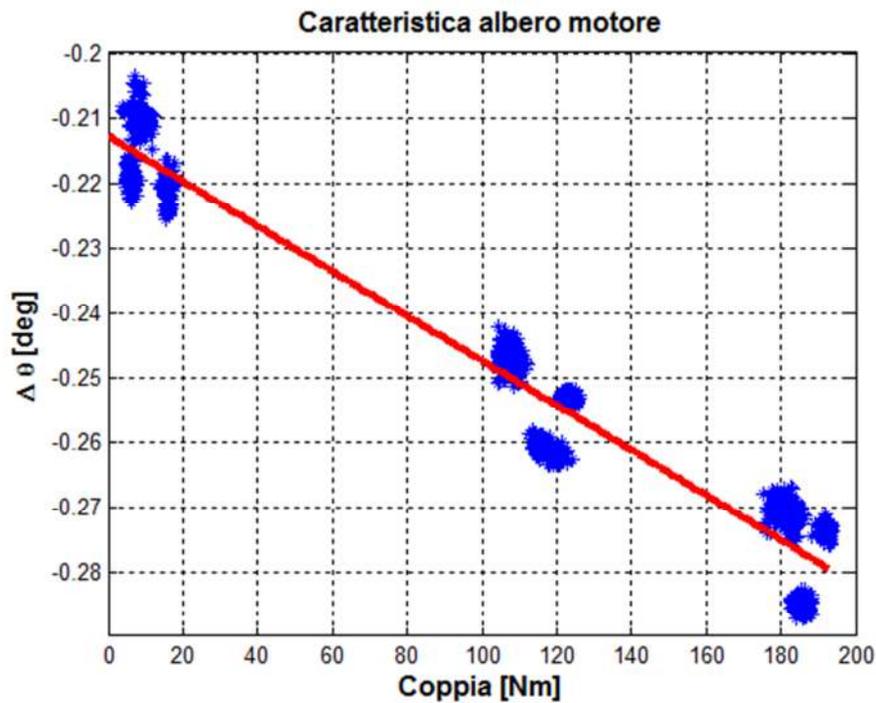


Figura 36: Caratteristica albero motore polinomio 1° grado

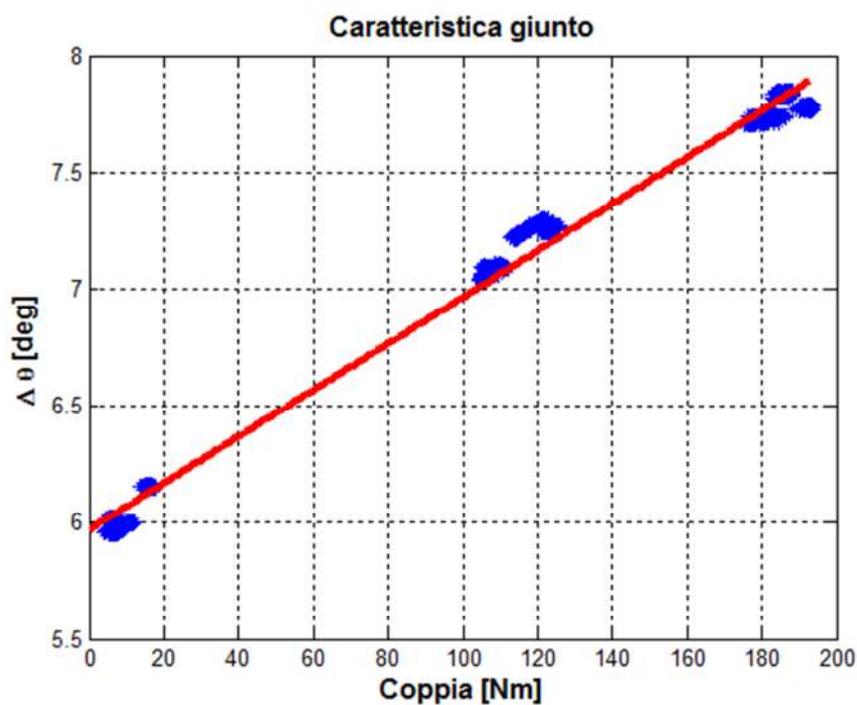


Figura 37: Caratteristica albero giunto 1° grado

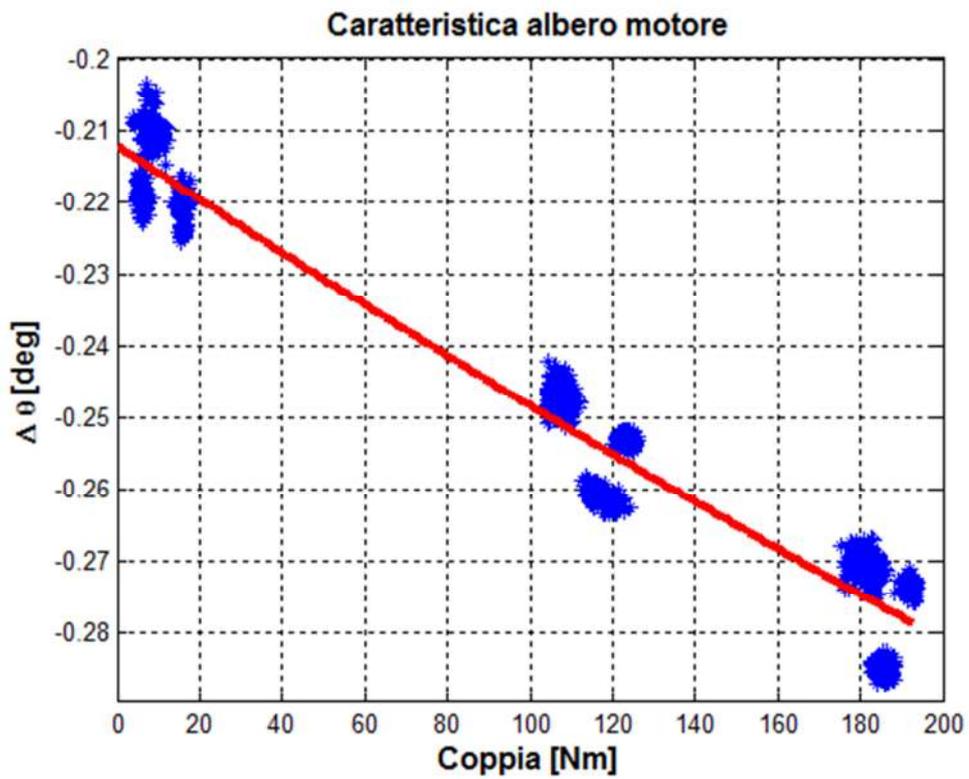


Figura 38: Caratteristica albero motore polinomio 2° grado

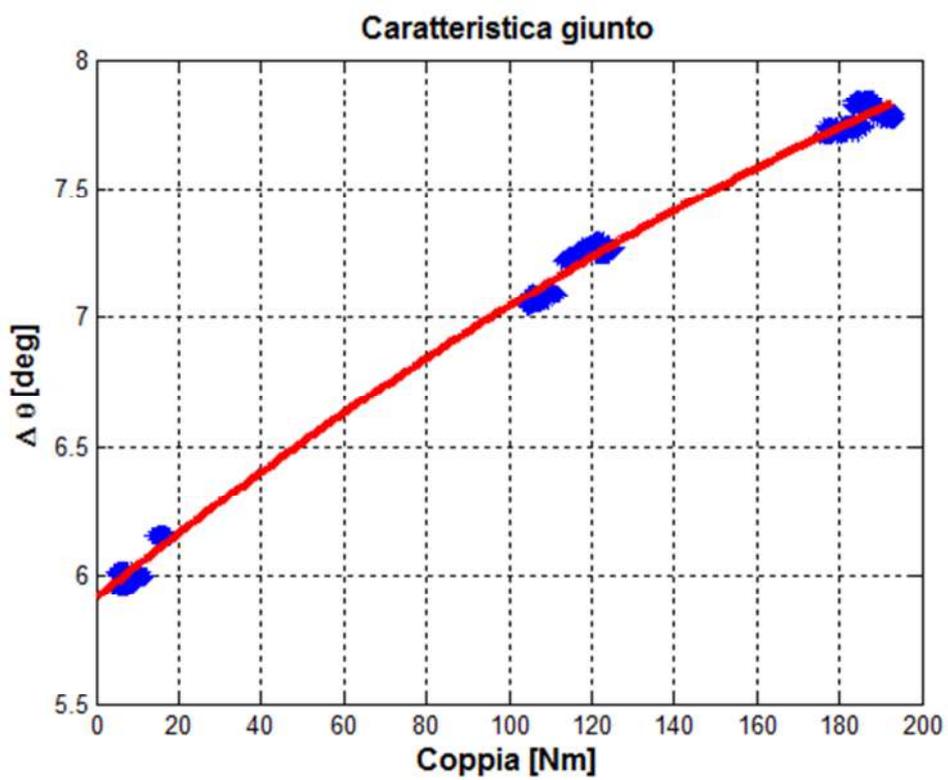


Figura 39: Caratteristica albero giunto 2° grado

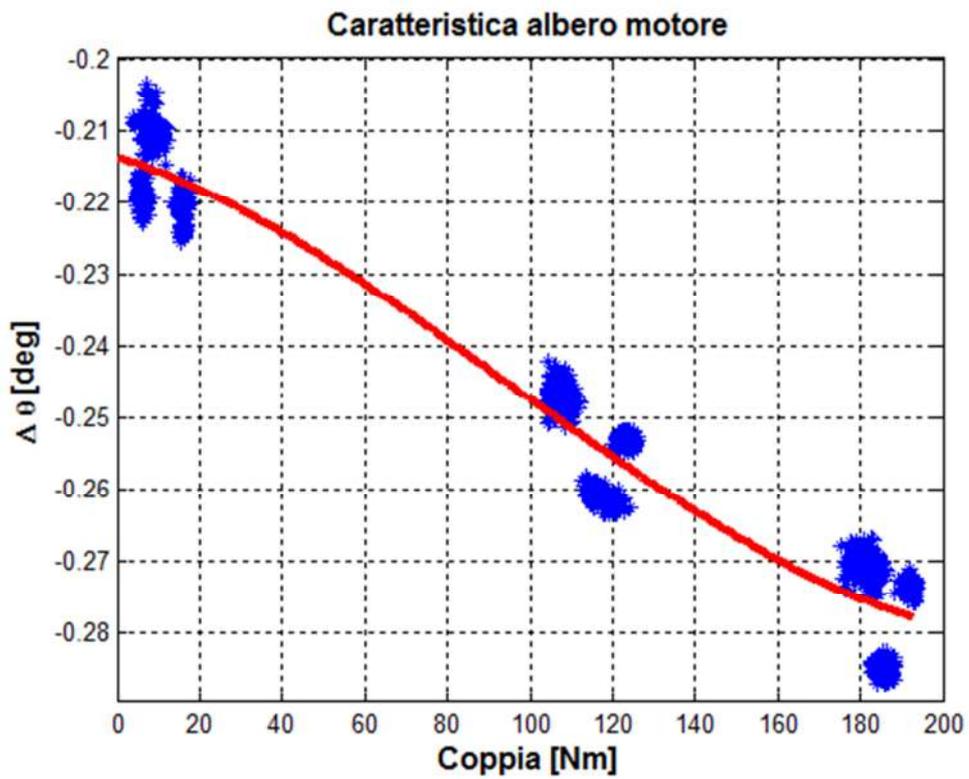


Figura 40: Caratteristica albero motore polinomio 3° grado

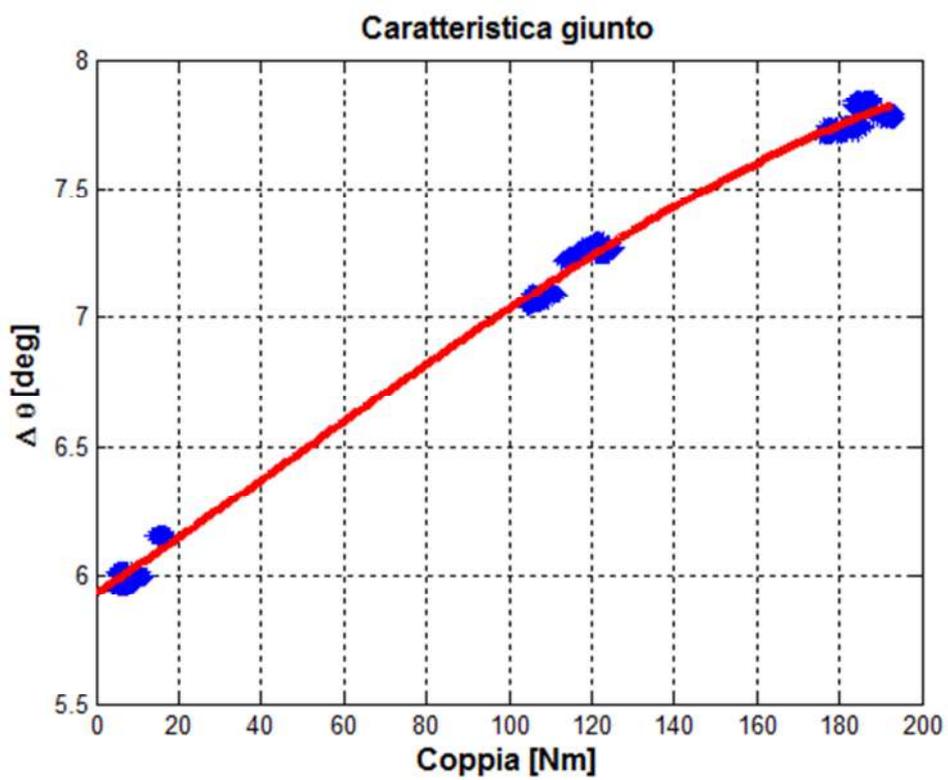


Figura 41: Caratteristica albero giunto 3° grado

4.6. Stima della coppia

Una volta determinata la caratteristica torsione-coppia per le due ruote foniche, è possibile utilizzarla per stimare la coppia al freno in una generica condizione operativa. Tale correlazione, in particolare, riceve in ingresso i valori acquisiti di sfasamento angolare e restituisce in output il valore di coppia stimata, ciclo per ciclo.

Per fare sì che i risultati mantengano attendibilità anche nei transitori, in cui vi è una variazione di numero di giri dell'albero motore, è necessario inserire la compensazione della coppia d'inerzia generata a fronte dell'accelerazione o della decelerazione del sistema. Infatti, dalla nota relazione:

$$M_m - M_r = J \cdot \dot{\omega}$$

dove:

- M_m : Momento motore [Nm]
- M_r : Momento resistente [Nm]
- J : Momento d'inerzia dell'intero sistema ridotto all'asse dell'albero motore [kgm²]
- $\dot{\omega}$: accelerazione angolare [rad/sec²]

per avere una accelerazione angolare non nulla, ovvero la variazione della velocità di rotazione di un sistema, vi deve essere uno squilibrio tra il momento motore e quello resistente.

Analizzando la curva di coppia rilevata al freno durante l'imposizione di un aumento di velocità di rotazione, si nota, infatti, il crollo della coppia resistente così da consentire al sistema di accelerare: la riserva di coppia motrice è "spesa" per vincere le coppie inerziali. Tale fenomeno è osservabile in **Figura 42**.

L'effetto sulle torsioni misurate risulta essere il seguente: la torsione misurata tramite le ruote foniche sarà maggiore di quella che ci si attenderebbe a fronte della coppia rilevata. Questo perché il contributo di coppia motrice va' decurtato dell'azione delle coppie d'inerzia:

$$M_r = M_m - J \cdot \dot{\omega}$$

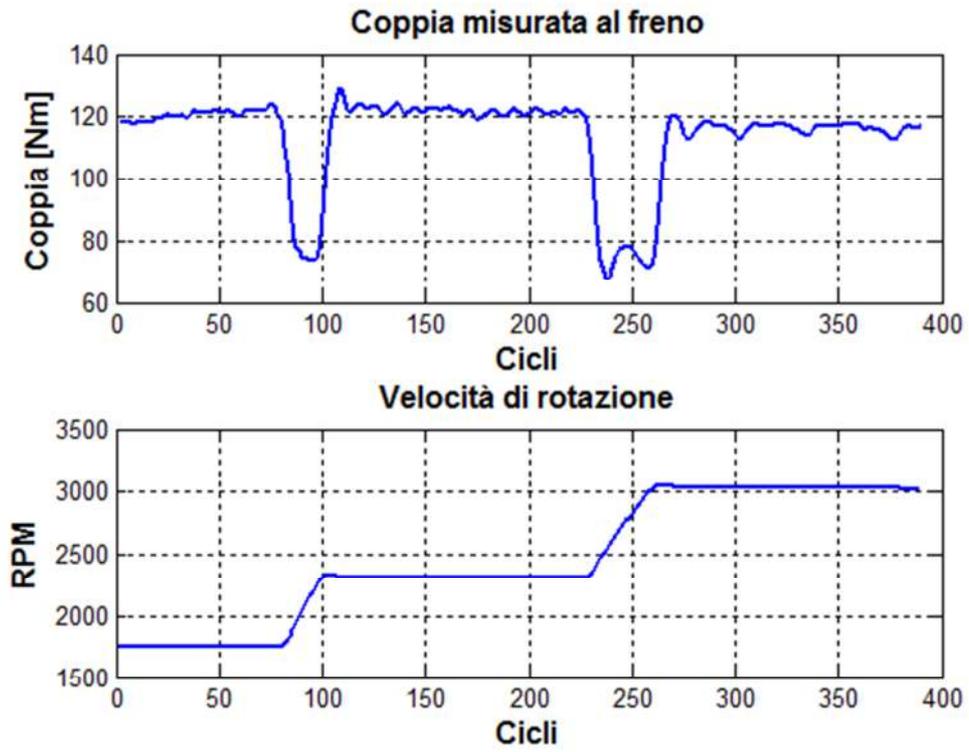


Figura 42: Effetto cambio velocità di rotazione su coppia al freno

5. Risultati

Verranno ora presentati i risultati di stima della coppia al freno a partire dalle torsioni rilevate, servendosi delle caratteristiche appena calcolate.

Per la validazione della procedura si è scelto di usare come dati di input le torsioni rilevate nelle prove in transitorio, che sia esso di acceleratore o di velocità di rotazione. La caratteristica a cui si fa riferimento, sia per l'albero motore, che per il giunto, è quella realizzata mediante il polinomio di 3° grado.

Per ogni prova in esame, verrà mostrato l'output ottenuto dalla procedura di stima confrontato con il valore rilevato dall'acquisizione sperimentale, ed il relativo errore percentuale.

Queste le prove utilizzate per la validazione:

- 1) 2000 RPM, 35% → 55%
- 2) 2000 RPM, 35% → 65%
- 3) 2500 RPM, 35% → 55%
- 4) 2500 RPM, 35% → 65%
- 5) 3000 RPM, 35% → 55%
- 6) 3000 RPM, 35% → 65%
- 7) 55%, 1750 RPM → 2500 RPM
- 8) 55%, 1750 RPM → 3000 RPM
- 9) 55%, 2000 RPM → 2500 RPM
- 10) 55%, 2500 RPM → 3000 RPM
- 11) 55%, 2500 RPM → 3500 RPM

Per tutte le prove si darà riscontro della stima basata sulla caratteristica del giunto, ad eccezione delle prove 3 e 4, per le quali è mostrata anche la stima ottenuta dalla caratteristica dell'albero motore.

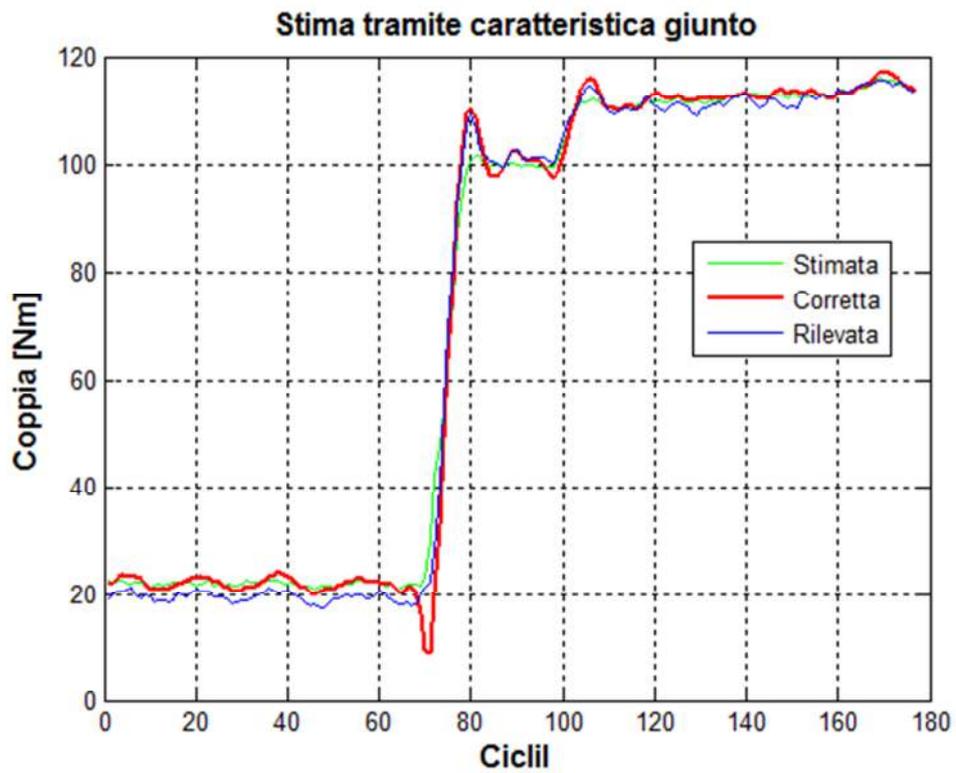


Figura 43: Stima coppia al freno prova 2000 RPM 35 → 55%

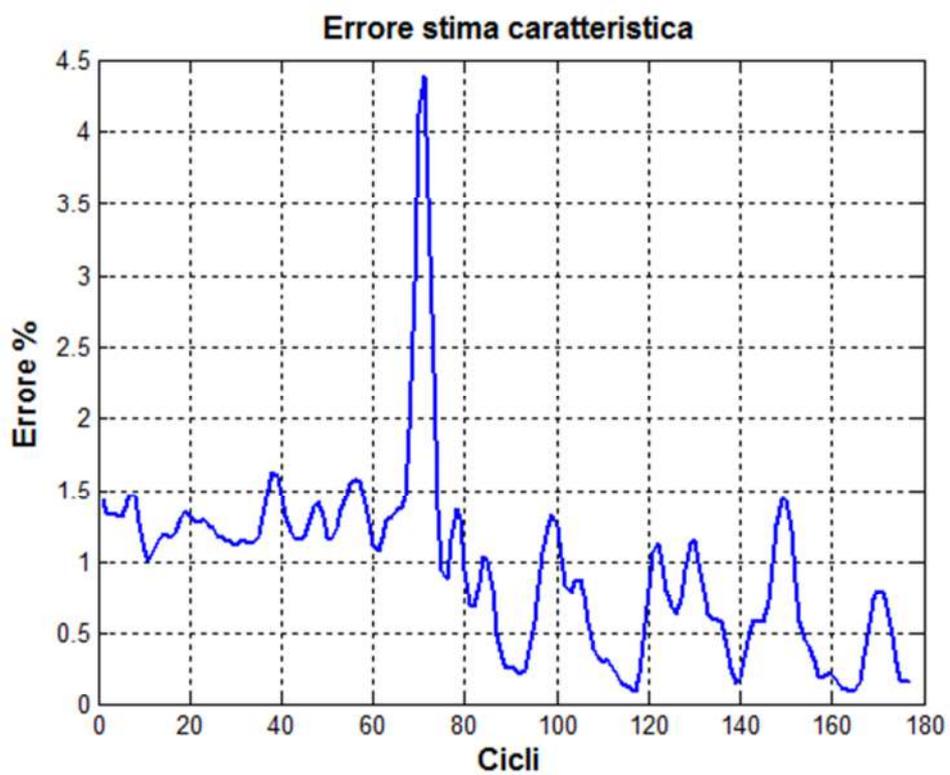


Figura 44: Errore percentuale stima coppia al freno prova 2000 RPM 35 → 55%

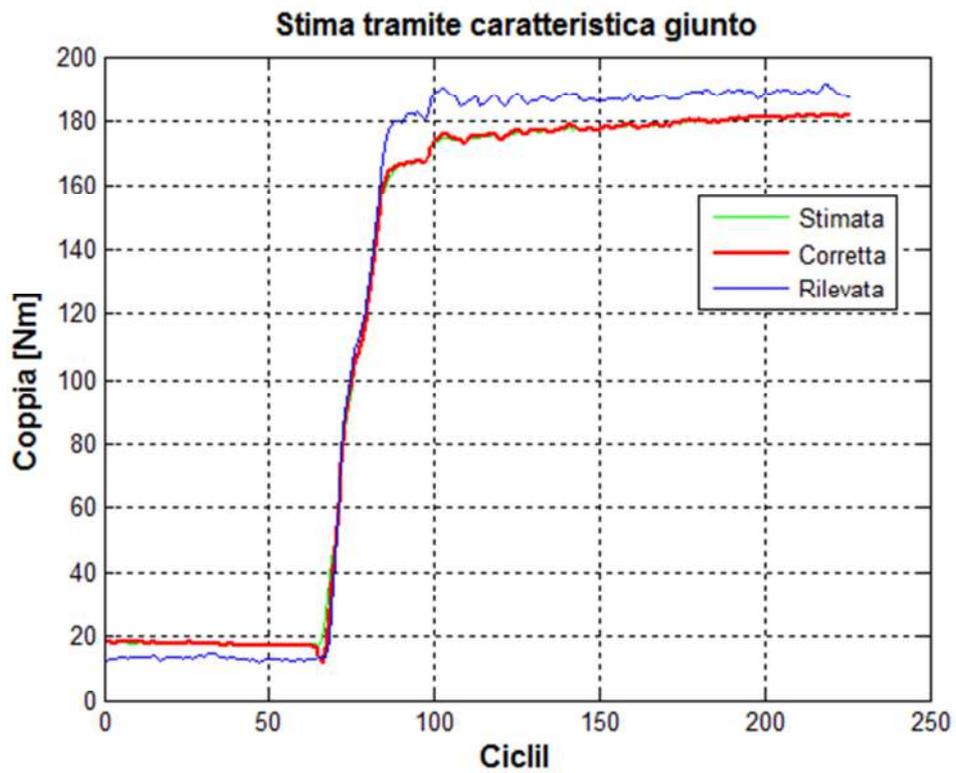


Figura 45: Stima coppia al freno prova 2000 RPM 35 → 65%

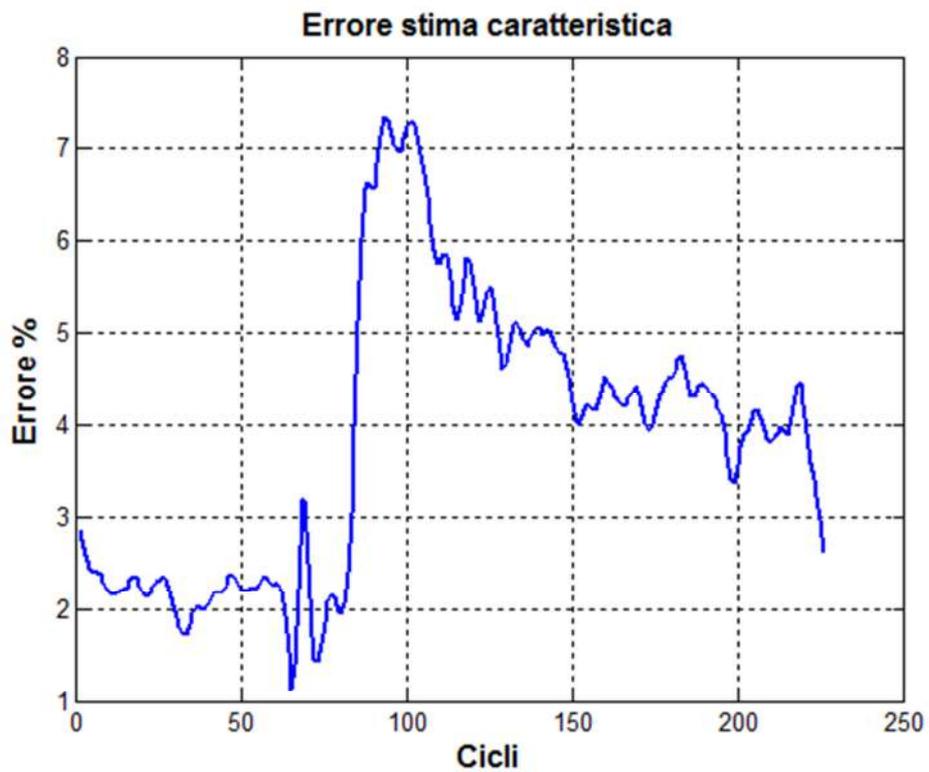


Figura 46: Errore percentuale stima coppia al freno prova 2000 RPM 35 → 65%

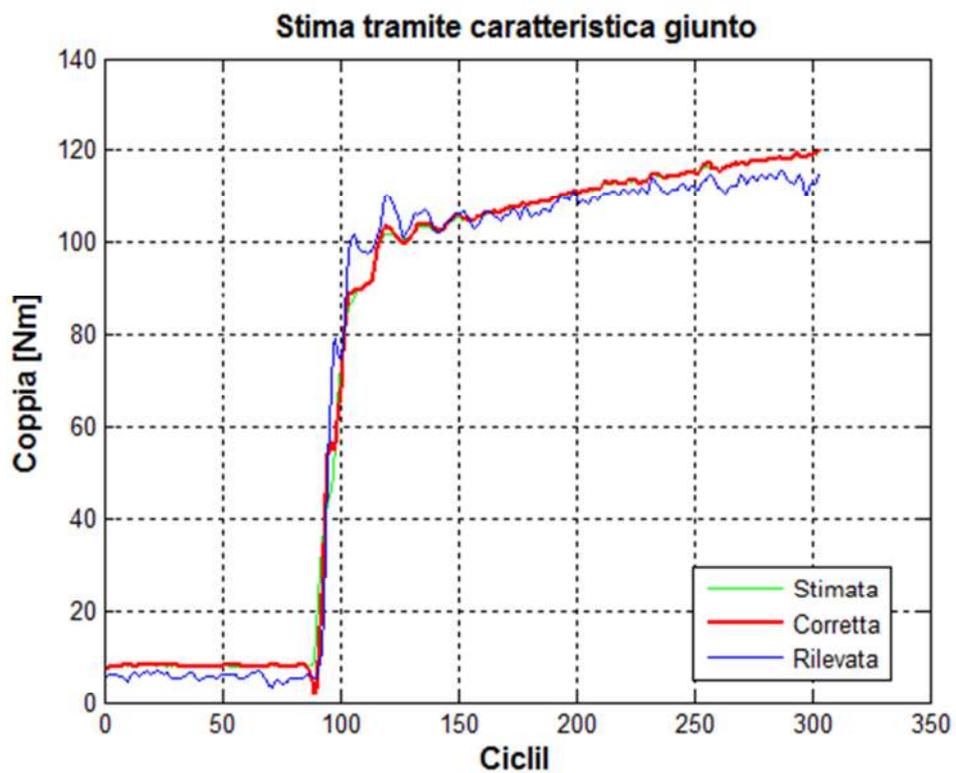


Figura 47: Stima coppia al freno prova 2500 RPM 35 → 55%

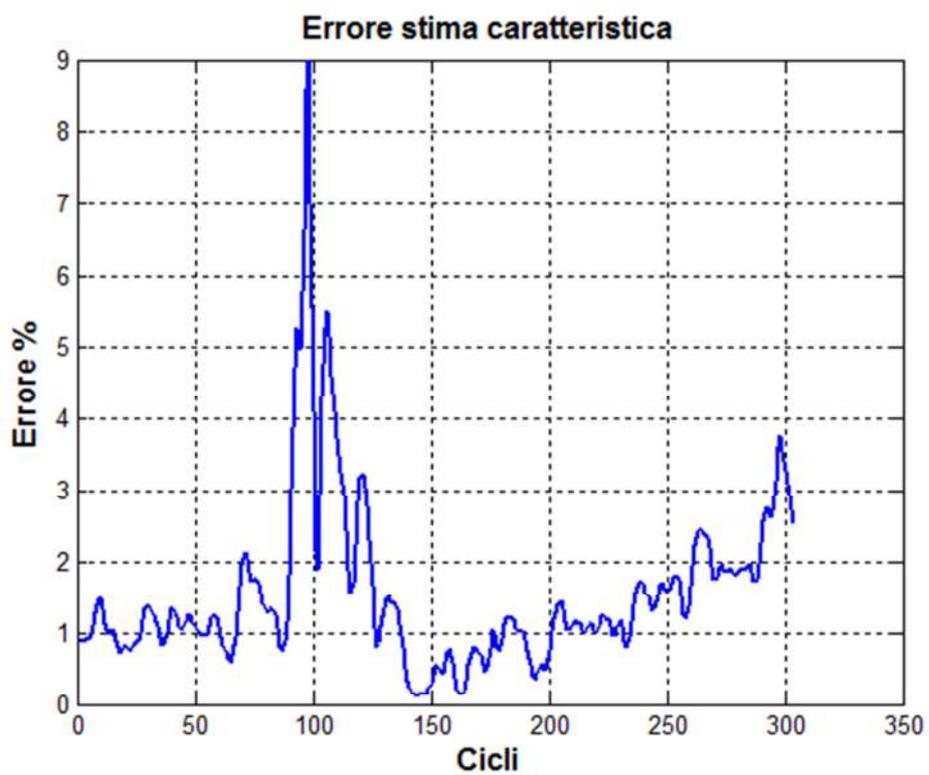


Figura 48: Errore percentuale stima coppia al freno prova 2500 RPM 35 → 55%

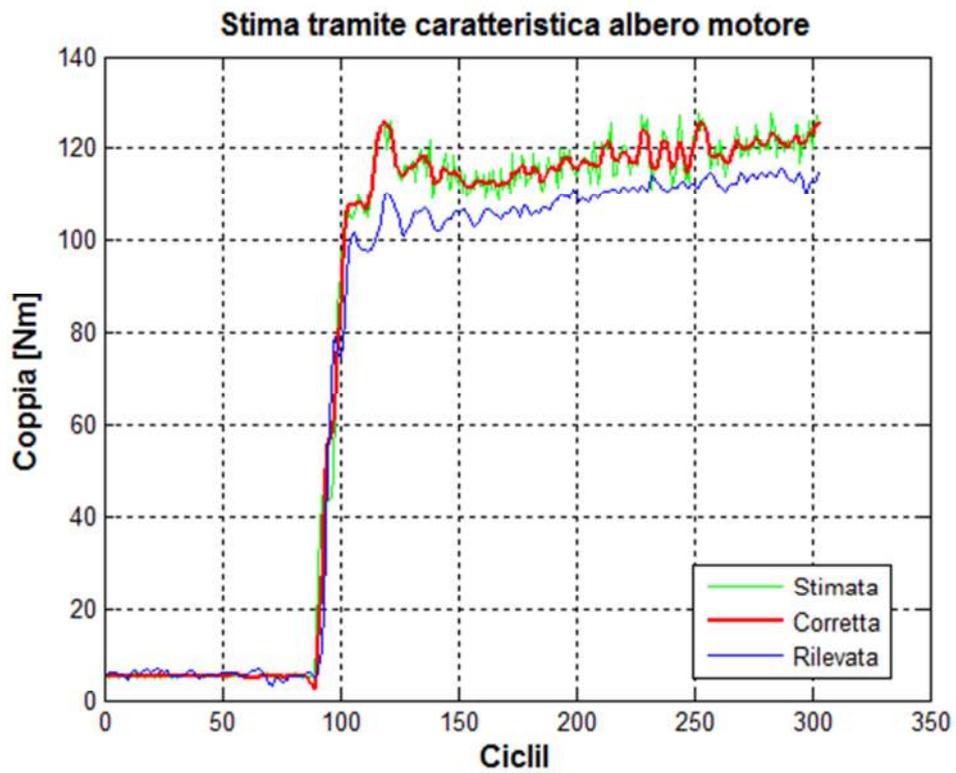


Figura 49: Stima coppia al freno prova 2500 RPM 35 → 55% (albero motore)

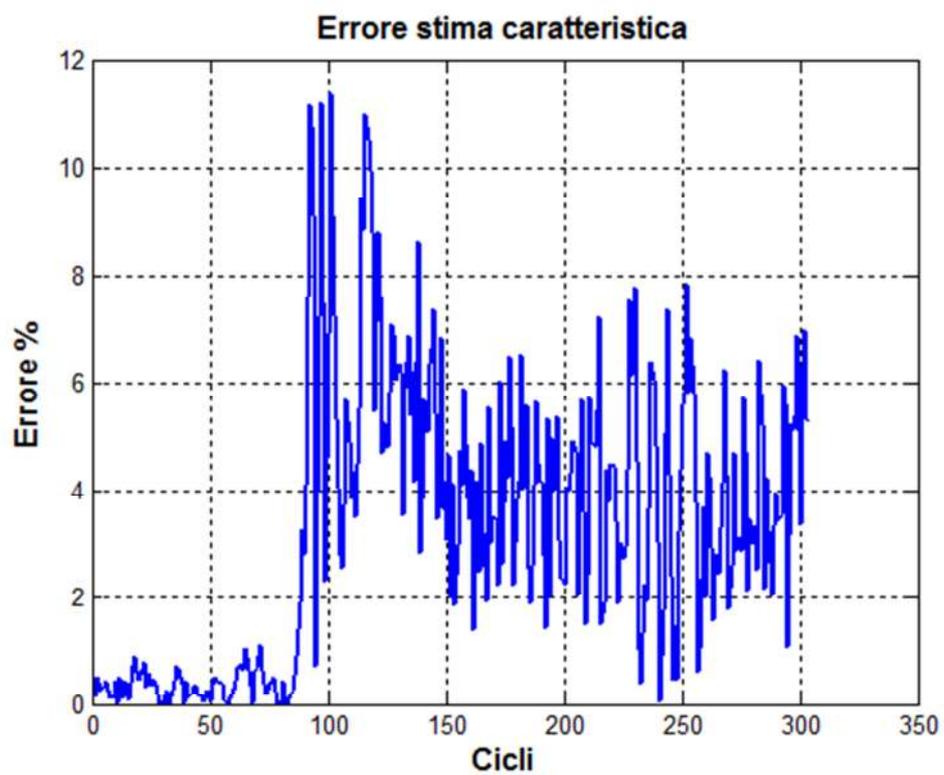


Figura 50: Errore percentuale stima coppia al freno prova 2500 RPM 35 → 55%

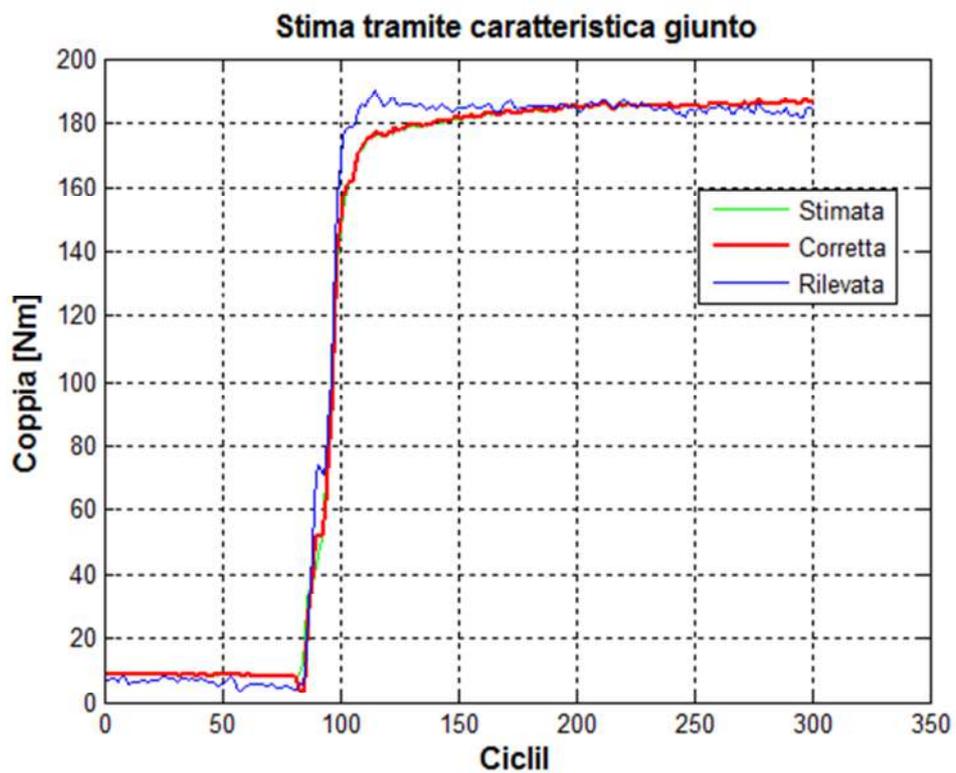


Figura 51: Stima coppia al freno prova 2500 RPM 35 → 65%

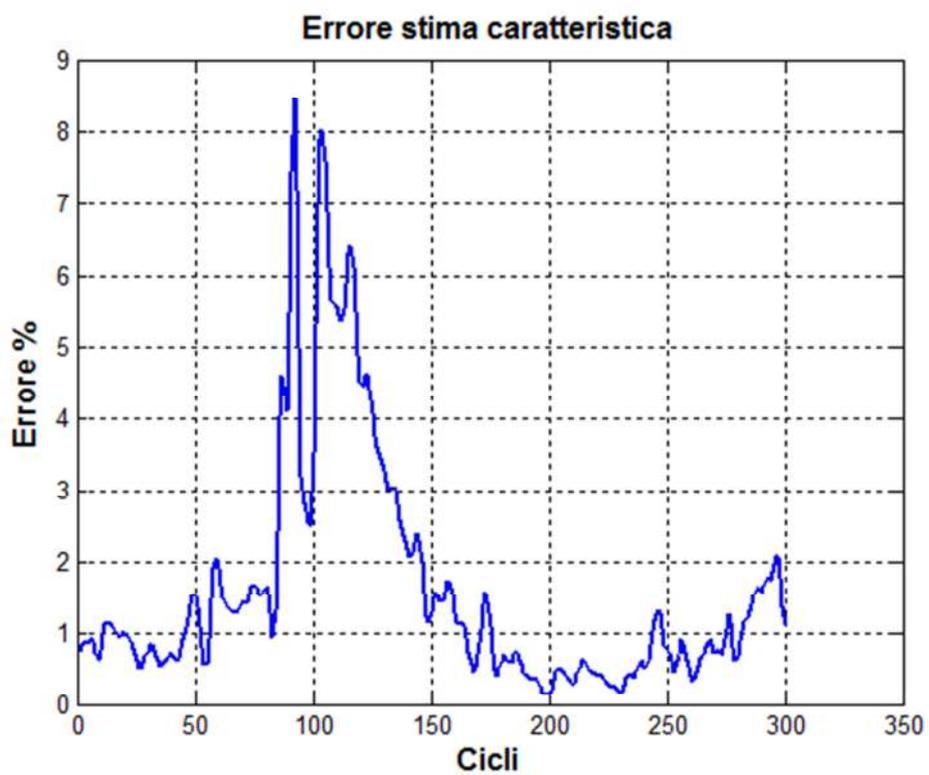


Figura 52: Errore percentuale stima coppia al freno prova 2500 RPM 35 → 65%

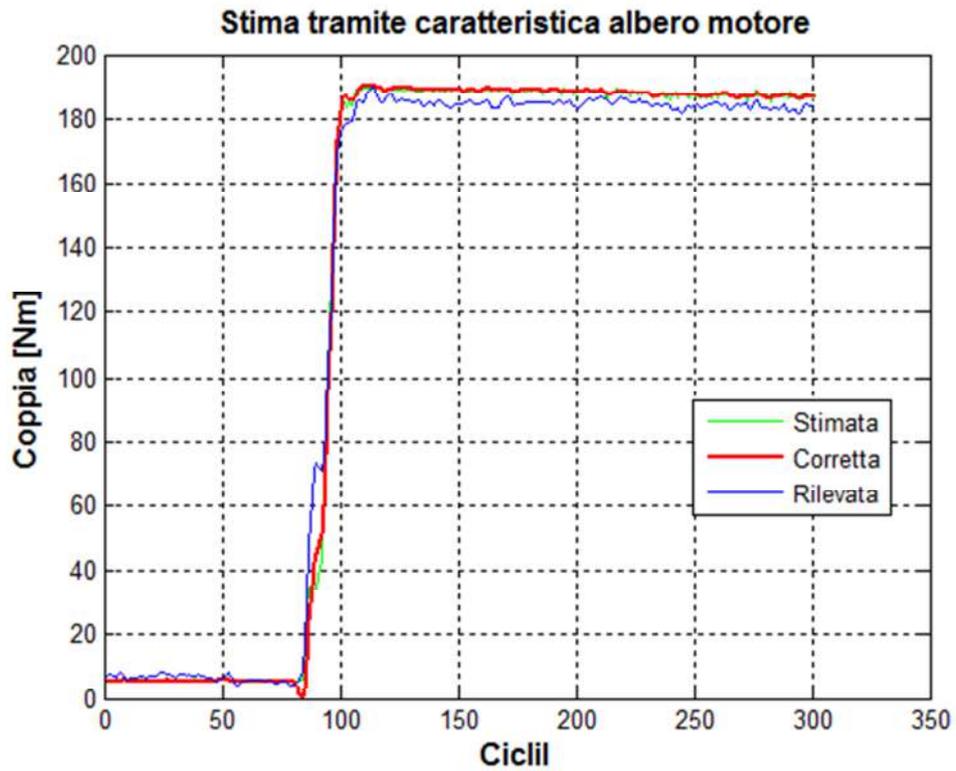


Figura 53: Stima coppia al freno prova 2500 RPM 35 → 65% (albero motore)

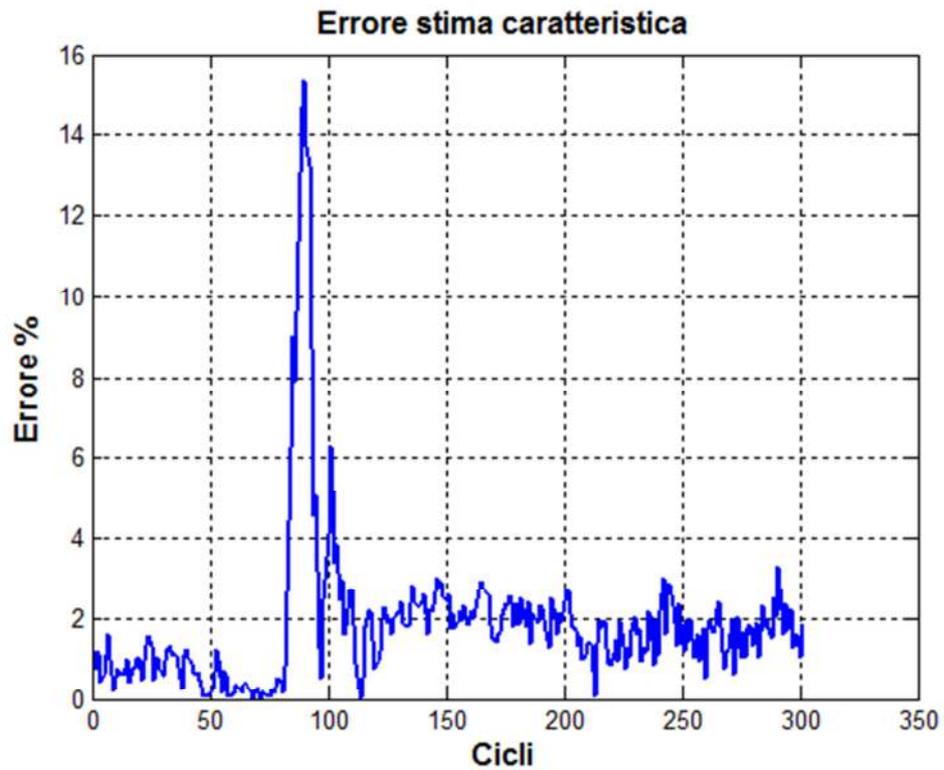


Figura 54: Errore percentuale stima coppia al freno prova 2500 RPM 35 → 65%

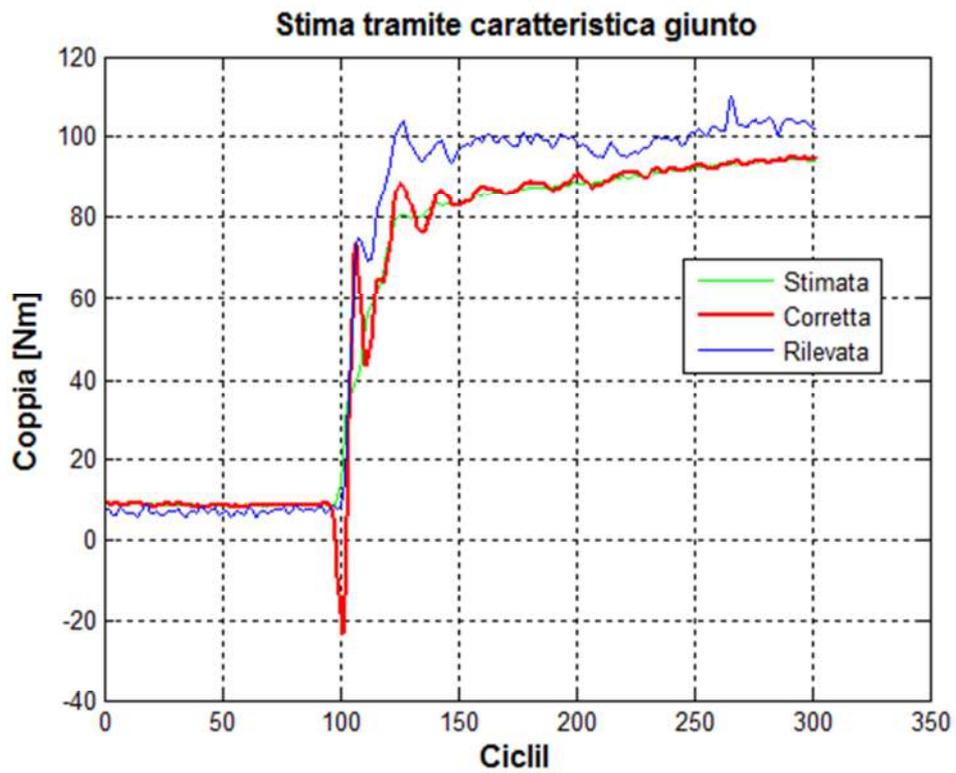


Figura 55: Stima coppia al freno prova 3000 RPM 35 → 55%

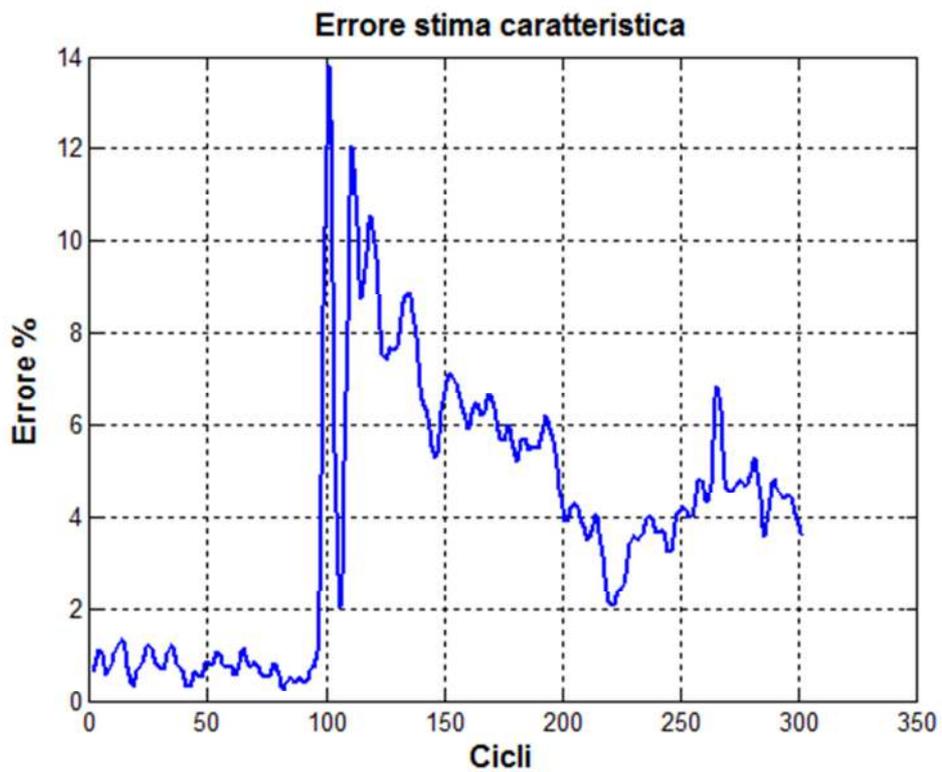


Figura 56: Errore percentuale Stima coppia al freno prova 3000 RPM 35 → 55%

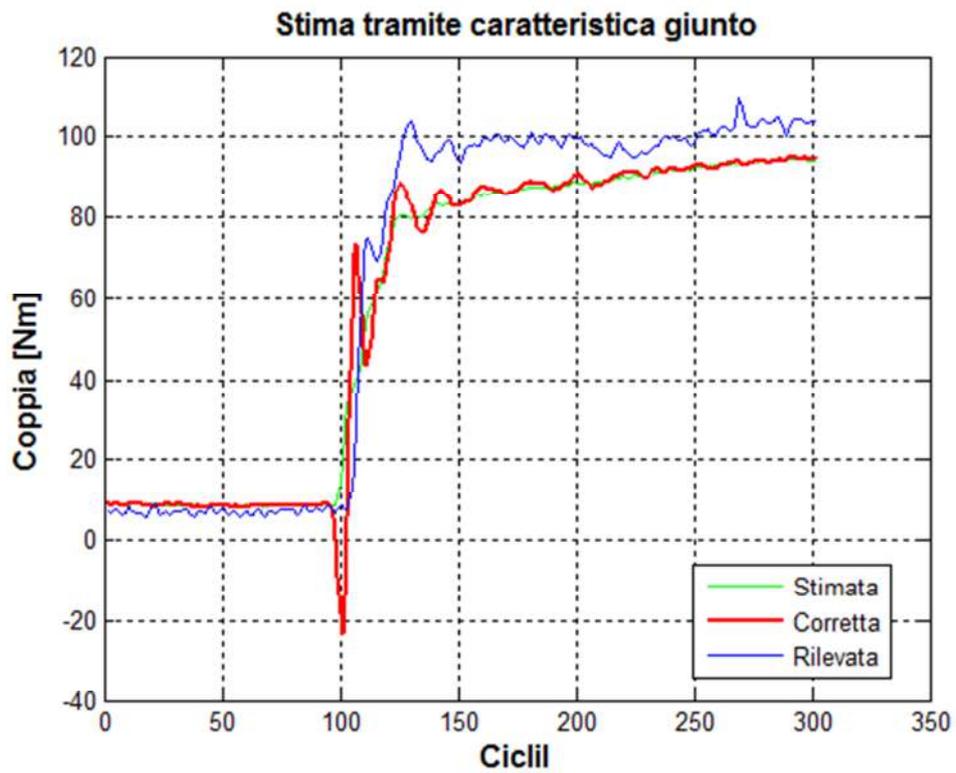


Figura 57: Stima coppia al freno prova 3000 RPM 35 → 65%

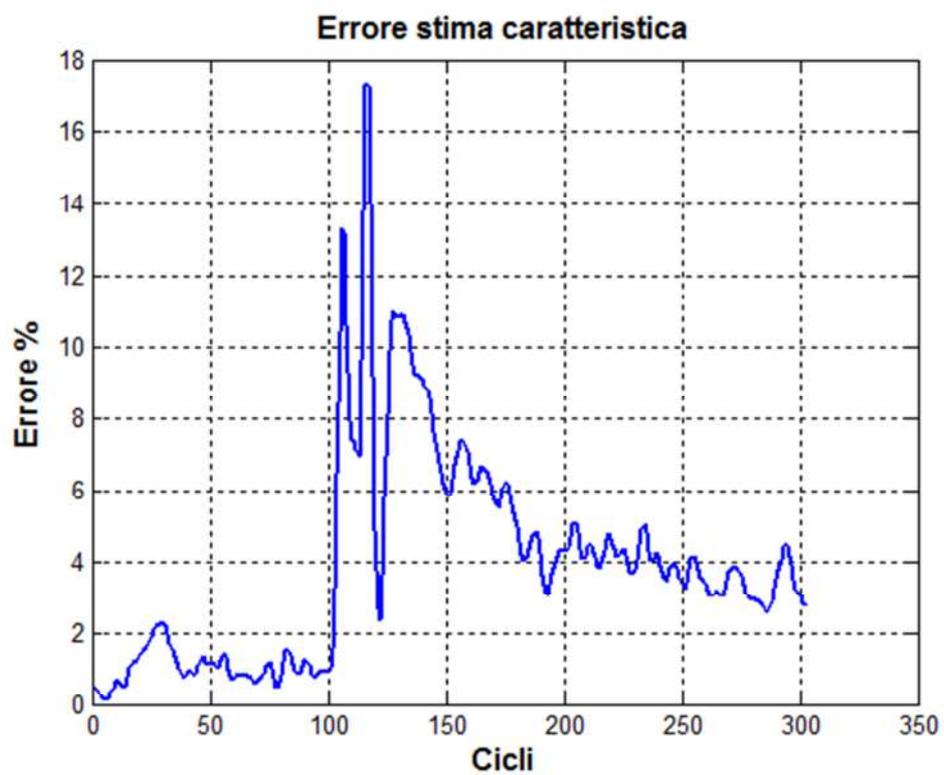


Figura 58: Errore percentuale stima coppia al freno prova 3000 RPM 35 → 65%

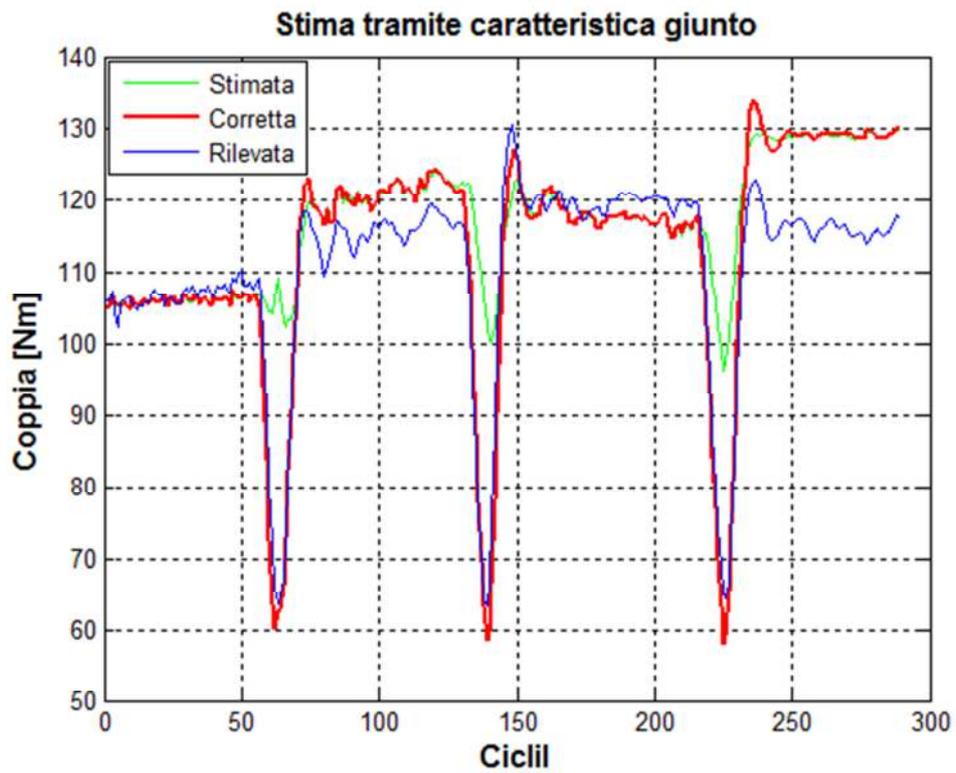


Figura 59: Stima coppia al freno prova 55% 1750 → 2500 RPM

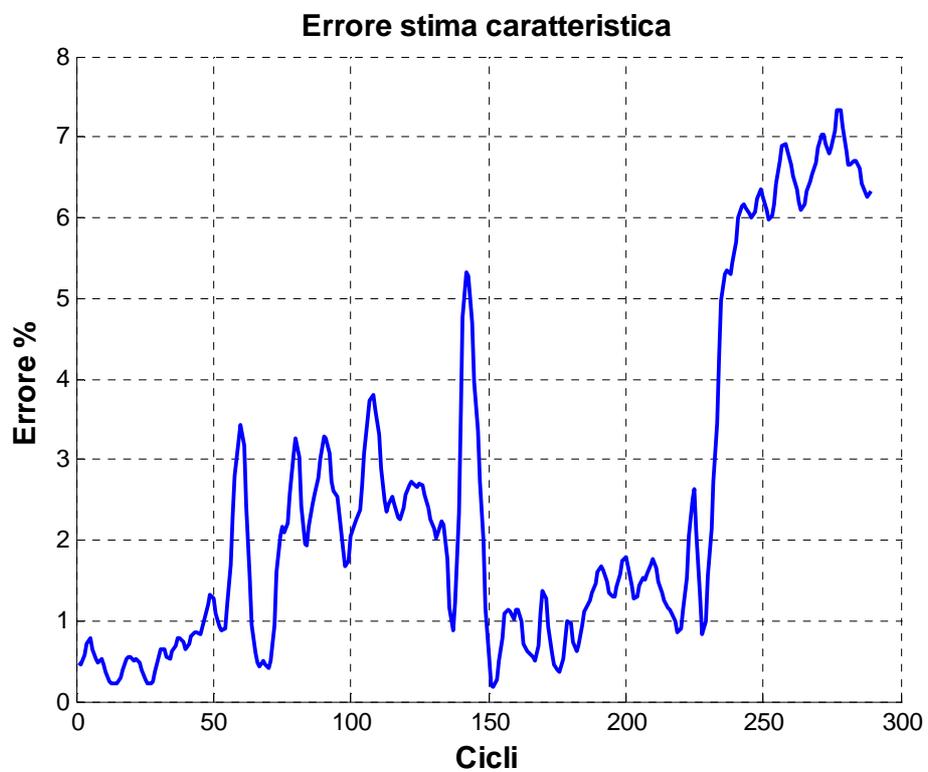


Figura 60: Errore percentuale stima coppia al freno prova 55% 1750 → 2500 RPM

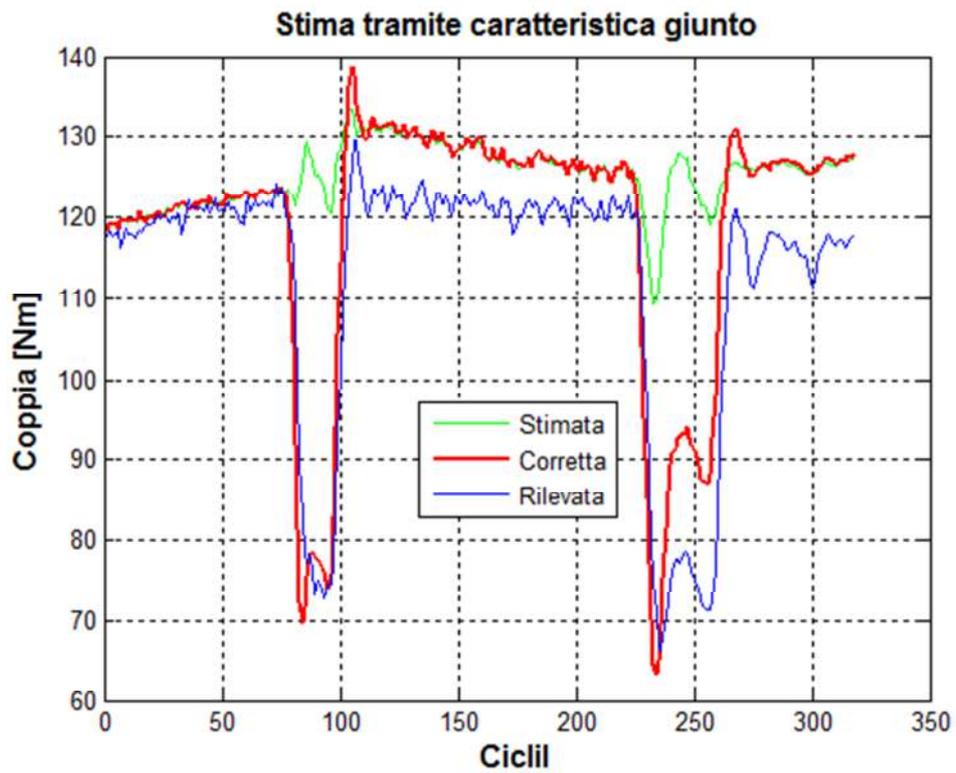


Figura 61: Stima coppia al freno prova 55% 1750 → 3000 RPM

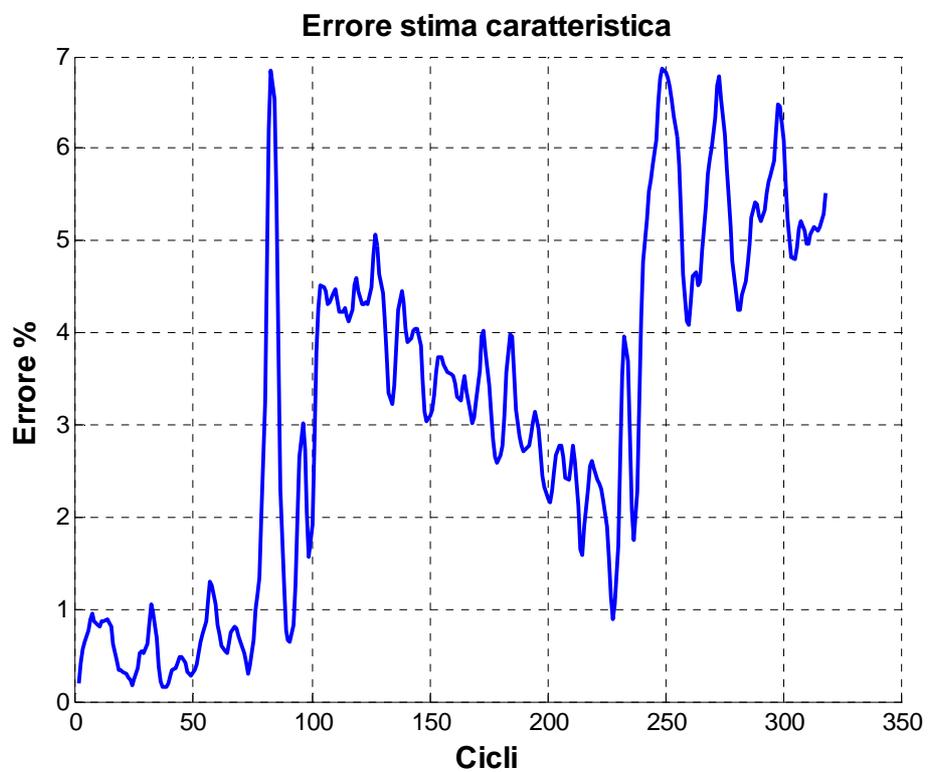


Figura 62: Errore percentuale stima coppia al freno prova 55% 1750 → 3000 RPM

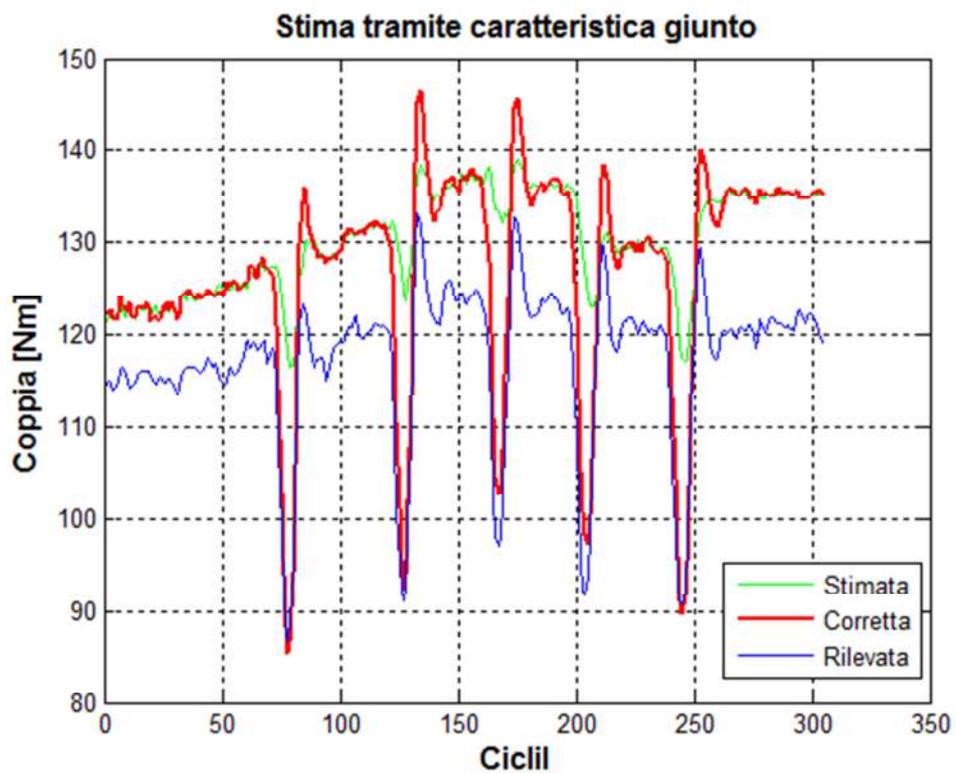


Figura 63: Stima coppia al freno prova 55% 2000 → 2500 RPM

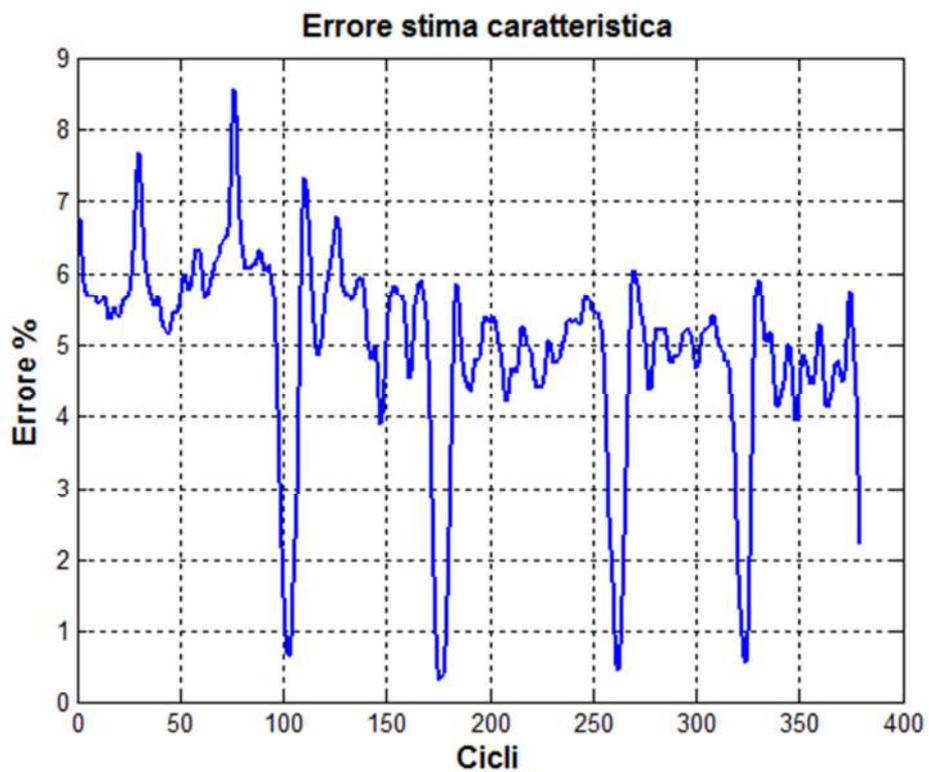


Figura 64: Errore percentuale stima coppia al freno prova 55% 2000 → 2500 RPM

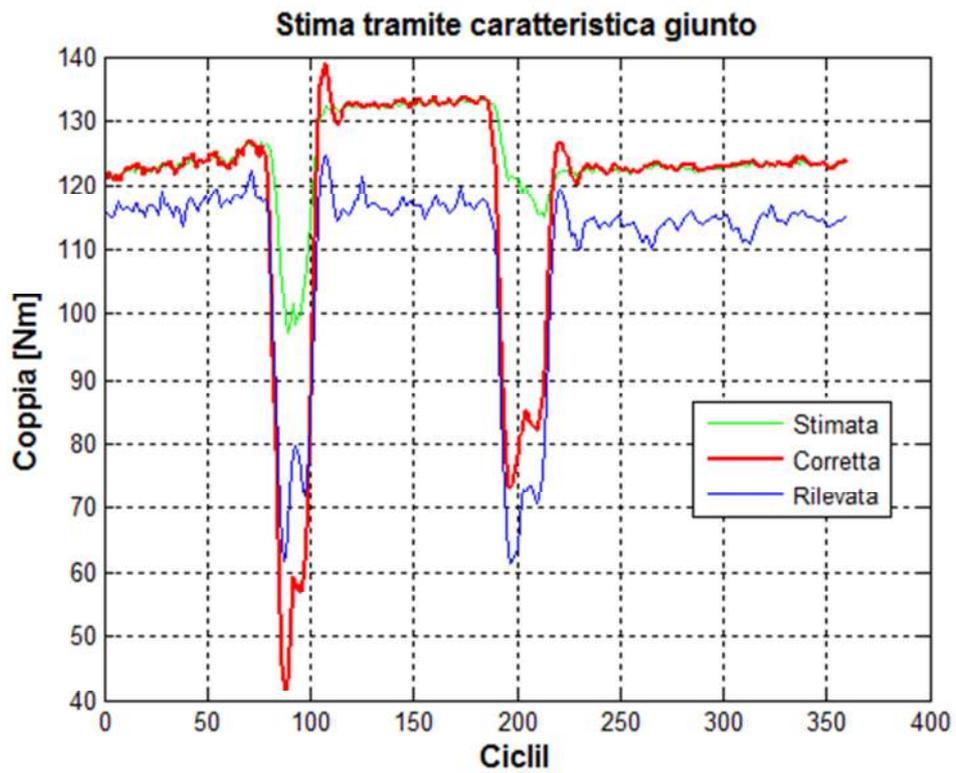


Figura 65: Stima coppia al freno prova 55% 2000 → 3000 RPM

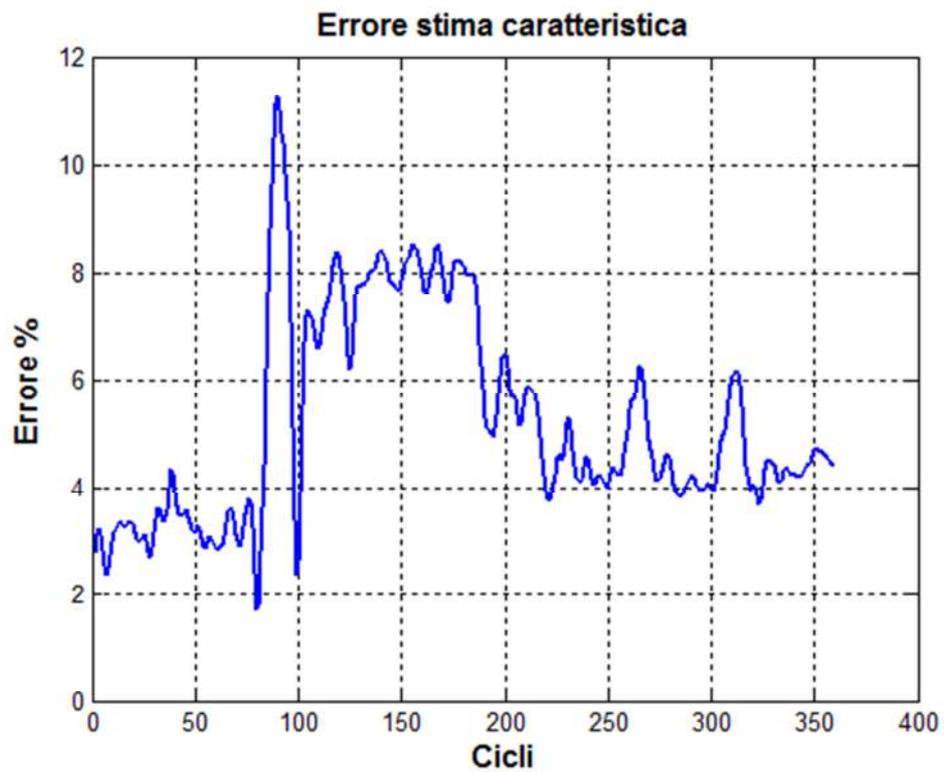


Figura 66: Errore percentuale stima coppia al freno prova 55% 2000 → 3000 RPM

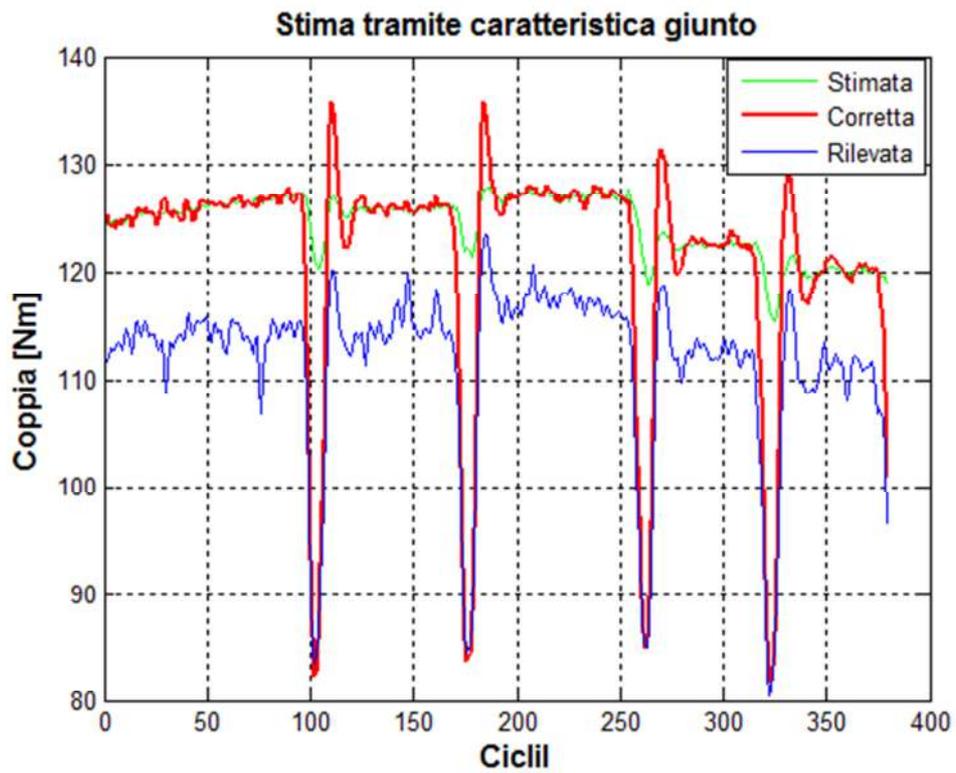


Figura 67: Stima coppia al freno prova 55% 2500 → 3000 RPM

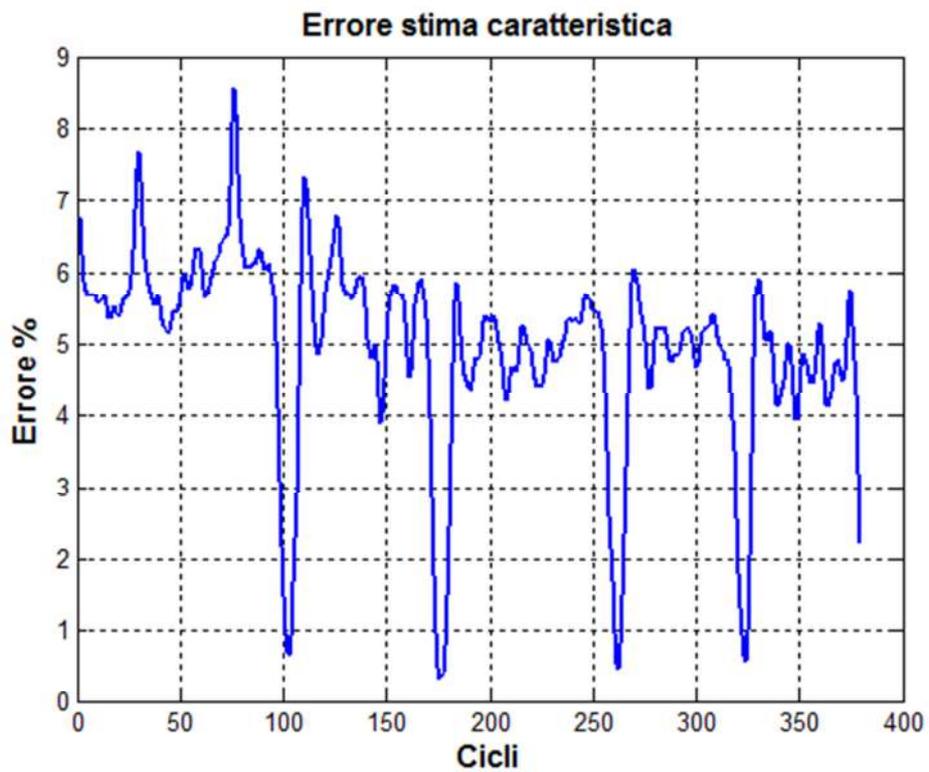


Figura 68: Errore percentuale stima coppia al freno prova 55% 2500 → 3500 RPM

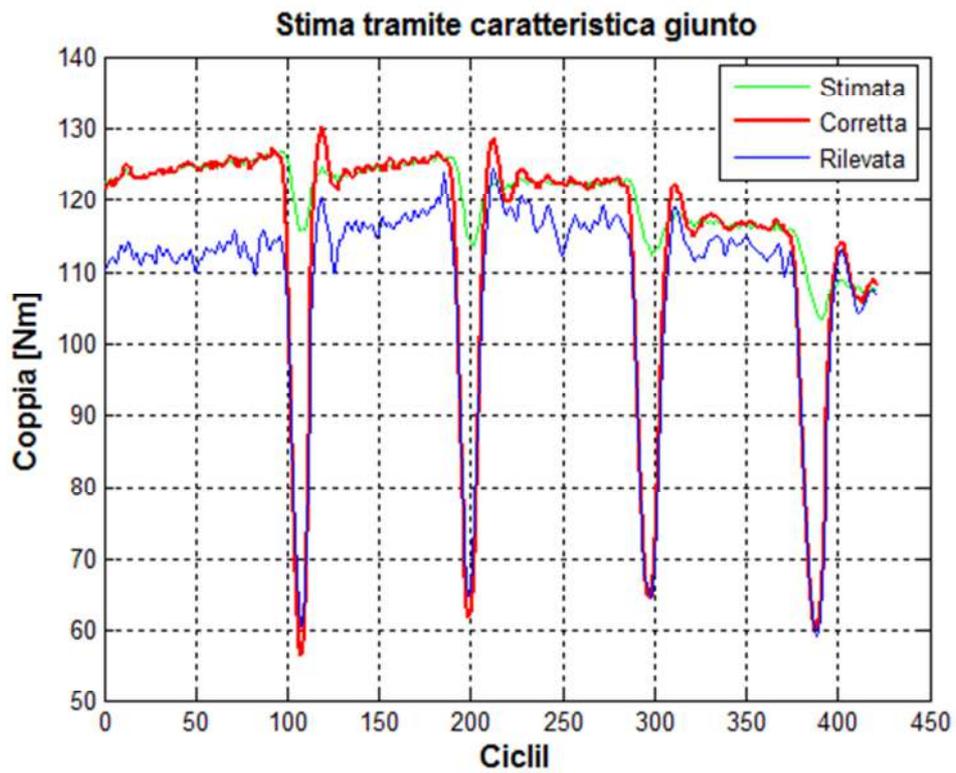


Figura 69: Stima coppia al freno prova 55% 2500 → 3500 RPM

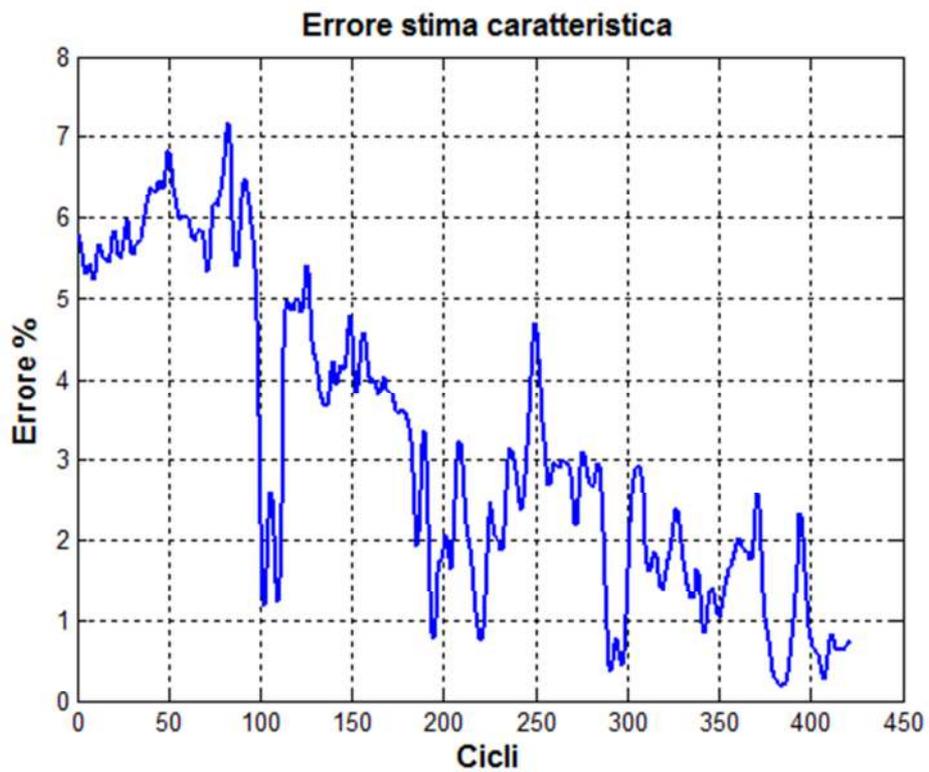


Figura 70: Errore percentuale stima coppia al freno prova 55% 2500 → 3500 RPM

Dalle immagini mostrate in questo capitolo, si possono trarre conclusioni differenti riguardo la procedura utilizzata per la stima della coppia al freno, a seconda dello specifico caso preso in esame. Si osservano, infatti, andamenti coerenti fra la coppia misurata al freno e quella stimata dall'algoritmo. L'entità dell'errore rilevato, però, in alcune condizioni operative è superiore a quello necessario per un utilizzo on-board.

Questo vale, sia per le stime ottenute dalle caratteristiche del giunto, sia per quelle ottenute dalle caratteristiche dell'albero motore. In particolare, per quest'ultime, l'accuratezza ottenuta nella ricostruzione della coppia è spesso non soddisfacente, soprattutto nelle prove effettuate con transitori di velocità. Senza un'adeguata stima del momento d'inerzia del sistema, quindi, non è possibile arrivare a valori ed andamenti di coppia stimata accettabili.

Per quel che riguarda la compensazione del contributo d'inerzia sulle torsioni misurate sul giunto, si vede che vi è un comportamento molto fedele nei cambi di velocità di rotazione, nonostante la stima dei valori di coppia nelle fasi stazionarie delle diverse prove, si discosti dal valore cercato. Anche in questo caso, l'entità del momento d'inerzia del sistema gioca un ruolo chiave nella corretta stima della coppia.

La differenza di risultati tra le stime ottenute dalle due caratteristiche, è da ricercarsi principalmente in **Figura 34** e in **Figura 35**. Infatti, mentre la correlazione torsione-coppia per il giunto presenta una limitata dispersione dei dati, la correlazione per l'albero motore presenta dati molto dispersi. La determinazione delle caratteristiche, quindi, non può avvenire con lo stesso grado di accuratezza. La dispersione dei dati relativi alle torsioni dell'albero motore è data dal fatto che, considerando l'entità del fenomeno che si vuole osservare, l'errore commesso nella stima dei Δt di attraversamento tra le foniche tende a risultare dello stesso ordine di grandezza della misura stessa, compromettendone l'esito. Occorrerà quindi, a valle di questo lavoro di tesi, approfondire le ragioni dell'errore commesso nell'identificazione della correlazione fra la coppia al freno e la torsione misurata sull'albero motore.

6. Conclusioni

Nell'attuale scenario del mercato delle normative per la limitazione delle emissioni inquinanti, il rispetto dei limiti imposti e la necessità contemporanea di mantenere un elevato livello di economicità e competitività nella produzione, risultano essere gli elementi chiave per il successo o il declino delle strategie che consentono di estrarre informazioni legate al processo di combustione.

Al fine di perseguire questi obiettivi, è stato improntato un progetto di ricerca atto alla stima del valore di coppia erogata ciclo per ciclo dal motore, avvalendosi di sensori già presenti a bordo veicolo per altri scopi controllistici.

E' stata quindi sviluppata una procedura che consente di effettuare una stima in tempo reale della coppia all'albero di un motore a combustione interna. Tale procedura si basa unicamente sull'analisi dei segnali provenienti da ruote foniche montate in punti opportuni del sistema motore-driveline. Pertanto, la metodologia presentata richiede costi aggiuntivi molto limitati.

Il lavoro di tesi, ha consentito di mettere in evidenza sia gli aspetti positivi, sia le criticità di tale metodologia, ponendo così le basi per futuri sviluppi della stessa. L'attendibilità dei valori restituiti dalla procedura di stima, è fortemente dipendente dalla corretta valutazione delle caratteristiche del sistema, e quindi, indirettamente, dalla stima dei tempi di sfasamento tra le foniche di riferimento. Al fine di migliorare quest'ultimo aspetto, si può intervenire con l'installazione di ruote foniche che non presentino la cava. In questo modo non vi sarebbe la necessità di utilizzare metodi approssimati per la valutazione dei tempi di attraversamento, che, inevitabilmente, inseriscono un errore nella misura. Un'ulteriore soluzione risiede nella possibilità di installare degli encoder con risoluzione di 1° in alternativa alle ruote foniche. Questa soluzione, nonostante i costi più elevati, porterebbe ad un frazionamento maggiore dell'angolo giro, con conseguente migliore stima dei tempi relativi. Potrebbe essere usata come supporto in ambito di ricerca al fine di ottimizzare l'indagine tramite ruote foniche senza la necessità quindi di prevederne l'installazione on-board.

Riferimenti bibliografici

Azzoni Piero M., 2006 *“Strumenti e misure per l'ingegneria meccanica. Avvio alla comprensione delle moderne tecniche sperimentali”*, Hoepli, Milano.

Borghi e Savieri, 2002, Manuale uso e manutenzione.